محاكاة وتصميم مكثف ذي أنابيب مزعنفة مبرد بالهواء يُستخدم في منظومات التثليج الامتصاصية

فراس صلاح يحيى الخياط / ماجستير هندسة ميكانيكية
قسم المكائن والآلات الزراعية/كلية الزراعة والغابات/جامعة الموصل

الخلاصة

تقلل منظومات التثليج الامتصاصية من الطاقة المستهلكة قياسا مع مثيلاتها من منظومات التثليج الانضغاطية، حيث تحتاج أنظمة التثليج الامتصاصية الطاقة الحرارية لعملها والتي يمكن توفيرها من مصادر مختلفة وبديلة كالطاقة الشمسية، الحرارة الضائعة من العمليات الصناعية او من مصادر اخرى. وعليه فلا بد من التركيز على استخدام أنظمة التثليج الامتصاصية الصغيرة لاغراض تكييف الهواء للمنازل او الابنية الصغيرة والتي تستخدم مكثفات مبردة بالهواء بدل الماء وذلك للاستغناء عن برج التبريد، لهذا تم في هذا البحث طرح نموذج لمكثف مبرد بالهواء يحتوي على انابيب اسطوانية مرتبة بشكل مثلثي ومثبت عليها زعانف قطرية مستطيلة المقطع. سيتم دراسة هذا النموذج بعد محاكاته من خلال معادلات انتقال الحرارة وتحديد بعض العوامل المؤثرة على الاداء من حيث عدد الانابيب وابعادها، تغيير المسافات بين الانابيب طوليا وعرضيا، عدد الزعانف، درجة حرارة هواء التبريد ودرجة حرارة المكثف. لقد تم التوصل لمعادلات تصميمية لكمية الحرارة المطروحة الى الجو للمكثف المقترح الذي يمكن استخدامه في منظومات التثليج الامتصاصية التي تعمل بـ (ماء – ليثيوم بروماید) او(امونيا-ماء).

الكلمات المفتاحية: منظومة التثليج الامتصاصية، المكثف المبرد بالهواء، محاكاة، المكثف المزعنف

Simulation and Design of a Finned tube air cooled condenser used in absorption refrigeration systems

Firas Salah Yahia Al-Khayatt
Dept. of Agricultural Machines and Equipment/College of Agr. and forestry/Mosul University

Abstract

Absorption refrigeration systems(ARS) reduce the consumed energy comparing with the compression refrigeration systems. The (ARS) need the thermal energy for its work which can be provided from alternate and different sources such as solar energy, waste heat from industrial processes or from other resources. So one must focus on the small (ARS) for the purposes of air conditioning for houses and small buildings which use air-cooled condensers instead of water cooled condensers to eliminating the cooling tower. Thus, in this study a new model of an air cooled condenser is suggested which consisting of cylindrical tubes in staggered triangular arrangement with radial fins of rectangular profile. In this study, a model is proposed using the equations of heat transfer and considering factors affecting the performance of the condenser such as number and dimension of tubes, transverse and longitudinal distances between tubes, number of fins, temperature of cooling air and temperature of the condenser. Also the study will include the design correlations for the amount of rejected heat from a condenser to an atmosphere. This model can be used in (ARS) working with (Water-Lithium Bromide) or (Ammonia-Water).

أستلم: 11 -1-2011 **قبل:** 8 -5 -2011

المنارة للاستشارات
www.manaraa.com

قائمة الرموز

الرموز الدليلية

A	المساحة	m^2
b	طول الزعنفة	mm
Cp	السعة الحرارية النوعية	kJ/kg.K
C_h	معامل تعرفه المعادلة (20)	–
D	القطر	m
F	معامل التصحيح للمبادل الحراري	–
f	معامل تعرفه المعادلة (15)	–
G	سرعة الكتلة	$kg/m^2.s$
g	التعجيل الارضي	m/s^2
h	معامل انتقال الحرارة	$W/m^2.K$
h_{fg}	المحتوى الحراري الكامن	kJ/kg
I	النوع الاول لدالة بيزل(Bessel) المعدلة	–
K	النوع الثاني لدالة بيزل(Bessel) المعدلة	–
k	الموصيلية الحرارية	W/m.K
L	الطول	m
ℓ	طول المساحة السطحية الحرة للانبوب	m
m	معدل تدفق الكتلة	kg/s
N	عدد الانابيب او الزعانف	–
n	عدد الزعانف لكل وحدة طول	1/m
Q	الحرارة	kW
R	المقاومة الحرارية	m.K/W
r	نصف القطر	m
T	درجة الحرارة	^oC
ΔT_m	متوسط الفرق في درجات الحرارة اللوغارتمي	^oC
U	معامل انتقال الحرارة الاجمالي	$W/m^2.K$
W	عرض المكثف	mm
X	المسافة	mm
x, y, z	طول المكثف عند عدد انابيب مختلف	mm
Z	معامل تعرفه المعادلة (18)	–
δ	سمك الزعنفة	mm
μ	اللزوجة المطلقة	$N.s/m^2$
ρ	الكثافة	kg/m^3

الرموز السفلية

a	هواء
af	زعانف الانبوب الواحد
amb	الجو(البيئة المحيطة)
BF	بين الزعانف
b	قاعدة الزعنفة
c	مكثف
ch	قيمة مميزة
d	قطري
f	زعنفة
fou.	الاتساخ السطحي للانابيب
fs	المساحة الحرة بين الزعانف
h	هيدروليكي
i	داخلي
ia	الهواء الداخل
is	السطح الداخلي
L	طولي
o	خارجي
oa	الهواء الخارجي
R	سائل التبريد
R.ℓ	سائل التبريد بحالته السائلة
R.v	سائل التبريد بحالته الغازية
rej	المطروحة إلى الجو
t	انبوب
tr	مستعرض
1,0	مرتبة دالة بيزل المعدلة

المنارة للاستشارات
www.manaraa.com

المقدمة

تعمل أنظمة التثليج الامتصاصية بالطاقة الحرارية والتي يمكن الحصول عليها من مصادر مختلفة كحرق الوقود التقليدي، الطاقة الشمسية، الطاقة الحرارية الضائعة من العمليات الصناعية، الطاقة من عوادم المحركات او التوربينات الغازية وغيرها من المصادر الحرارية. إن إنشاء أنظمة التكييف الامتصاصية الصغيرة للمنازل والمكاتب وجعلها تعمل على مصادر بديلة كالطاقة الشمسية مثلا يسهم في تقليل استخدام الطاقة الكهربائية الكبيرة اللازمة لتدوير ضاغطات انظمة التثليج الانضغاطية من جهة، ويقلل من ظاهرة الاحتباس الحراري للارض من جهة أخرى. إن منظومات التكييف الصغيرة سواء كانت انضغاطية ام امتصاصية من الافضل أن يبرد المكثف فيها بالهواء بدل الماء وذلك لتقيل حجم المنظومة بالاستغناء عن استخدام برج التبريد وبالتالي تقل الكلفة.

ركزت كثير من الدراسات على منظومات التثليج الامتصاصية التي تستخدم مكثفات مبردة بالماء كما جاء في دراسة [1] لمنظومة تثليج امتصاصية عمليا مزودة بالطاقة الحرارية من الطاقة الشمسية وكانت الدراسة لمنظومة منشأة في اشبيلية/اسبانيا، حيث استخدم الماء- ليثيوم بروماید كمائع تثليج وكانت سعة التبريد للمنظومة هي 174 كيلوواط واستخدم فيها مكثف مبرد بالماء، كما وضع [2] نموذج رياضي لمنظومة امتصاصية احادية المرحلة لتخمين اداءها من خلال برنامج على الحاسوب معتبرا أن المكثف مبردا بالماء واستخدم موائع العمل التقليدية وبعض البدائل، وقد قام ايضا [3] بمحاكاة على الحاسوب لمنظومة تثليج امتصاصية تبرد الجزء الماص والمكثف بالماء واختبر اداء المنظومة باستخدام مائعين للعمل ماء – ليثيوم بروماید وامونيا- ماء، وتم محاكاة منظومة تثليج امتصاصية بسيطة[4] وكان مائع العمل المستخدم ماء – ليثيوم بروماید وتم تحليل المنظومة معتمدا على التحليل الثرموديناميكي واعتبر أن المكثف مبرد بالماء، اما [5] فقام بالكشف عن اداء منظومة تثليج امتصاصية تستخدم الحرارة المعادة من عادم محطة قدرة تعمل بالتوربين الغازي وكان المكثف المستخدم مبرد بالماء. قدم [6] دراسة نظرية لمنظومة تثليج امتصاصية مزودة بالحرارة من الطاقة الشمسية واستعمل الامونيا – الماء كمائع عمل واعتمد في هذه الدراسة التحليل الثرموديناميكي للمنظومة، كما وقام [7] في بحثه بعرض شامل للتقدم التكنلوجي لانظمة مختلفة من انظمة التثليج الامتصاصية العاملة بالطاقة الحرارية الممتصة من الشمس حيث كانت جميع الانظمة الواردة في البحث تستخدم مكثفات مبردة بالماء وتحتاج فيها الى ابراج تبريد.

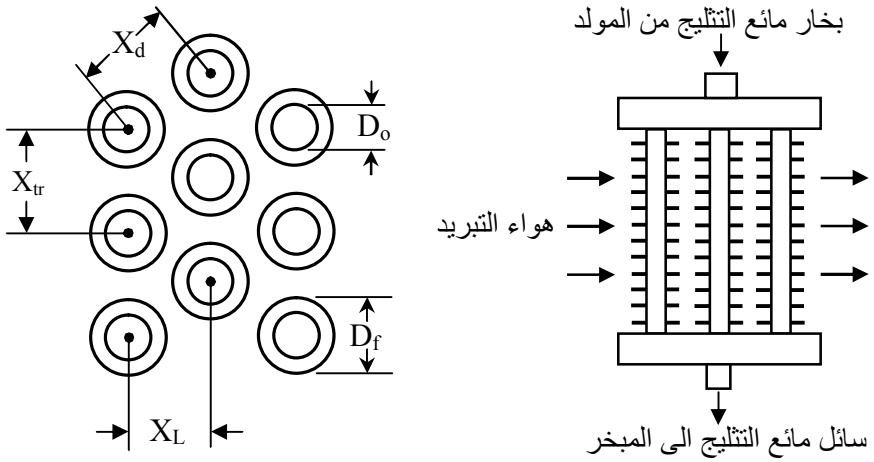
هناك العديد من الدراسات حول المكثف المبرد بالهواء الذي يستخدم في منظومات التبريد الانضغاطية، كما جاء في دراسة [8] حيث وضع تحليل تصميمي لمكثف ذو انابيب مزعنفة يستخدم في مكيفات الهواء الانضغاطية التي تعمل بمائع R22، كما قام [9] بدراسة عملية لمكثف مبرد بالهواء يعمل بمائع تثليج (R407C) يستخدم في منظومات التثليج الانضغاطية. وبناءً على ما سبق فان معظم أنظمة التثليج الامتصاصية كبيرة الحجم وتستخدم مكثفات مبردة بالماء، وان المكثفات المبردة بالهواء التي تستخدم في انظمة التثليج الانضغاطية يتدفق فيها مائع التثليج بتدفق قسري نتيجة لدفع الضاغط الذي ينعدم وجوده في انظمة التثليج الامتصاصية. لهذا سيتم في هذه الدراسة اقتراح ومحاكاة والكشف عن اداء نموذج لمكثف مبرد بالهواء يمكن أن يستخدم في منظومة التثليج الامتصاصية ذات السعة التبريد الصغيرة والعاملة بامونيا- ماء او ماء – ليثيوم بروماید.

الصفات المقترحة للمكثف

يبرد المكثف المقترح بالهواء ويتكون من انابيب اسطوانية موضوعة شاقوليا ومرتبة بشكل مثلثي ومزعنفة بزعانف حلقية مستطيلة المقطع وكما موضح بالشكل(1)، فيدخل بخار مائع التثليج من الاعلى ليتكثف داخل هذه الانابيب المبردة بالهواء من الخارج ثم يخرج من اسفل المكثف مائع التثليج على شكل سائل. يستخدم هذا المكثف في منظومات التثليج الامتصاصية حيث يدخل البخار الخارج من المولد بدرجة حرارة التشبع وبهذا تتألف عملية التكثيف من مرحلة واحدة هي التكثيف فقط (Condensation) دون وجود ازالة التحميص (Desuperheating) او فرط التبريد (Sub cooling) كما في المكثف المبرد بالهواء لمنظومة التثليج الانضغاطية، فضلا عن ذلك فان تدفق البخار إلى داخل المكثف المقترح في الدراسة سيكون كجريان غير فعال (Passive flow) وذلك لان عملية التكثيف داخل المكثف تخلخل الضغط فينخفض نوعا ما ليتدفق البخار من المولد إلى المكثف وبهذا سوف لا يكون هناك تدفق قسري(Active flow) لمائع التثليج كما يحدث في المكثف المبرد بالهواء لمنظومة التثليج الانضغاطية التي تحتوي على ضاغط يحرك مائع التثليج، وهذا ما يميز المكثف المقترح.

تم اختيار صفات المكثف المقترح بشكل يؤهلها للتنفيذ العملي للمنظومات الامتصاصية ذات سعة تثليج منخفضة، وبنموذجين الاول يكون الماء هو مائع التثليج في المنظومة العاملة بـ (ماء – ليثيوم بروماید)، والثاني يكون الامونيا فيه كمائع تثليج في المنظومة الامتصاصية العاملة بـ (امونيا - ماء)، حيث يتم استخدام في هذا النوع انابيب حديدية وليست نحاسية لان الامونيا شديدة التأكل مع النحاس، والجدول (1) يوضح الصفات المقترحة للنموذجين من المكثف المقترح.

المنارة للاستشارات
www.manaraa.com



الشكل (1) أ- يوضح المكثف المقترح المبرد بالهواء. ب – يوضح الترتيب المثلثي للانابيب

جدول (1) صفات نموذجين من المكثف المقترح

النموذج	مائع التثليج في المكثف	نوع مادة الانبوب	D_o (mm) [10]	D_i (mm) [10]	k_t [11]	نوع مادة الزعانف	k_f	b (mm)	δ (mm)
نموذج(1)	ماء	نحاس	22.22	20	372	ألومنيوم	237	10	0.5
نموذج(2)	امونيا	حديد	26.7	20.9	61	ألومنيوم	237	10	0.5

اما من حيث ابعاد المكثف فتكون حسب طول الانابيب المستخدمة، هذا ما يخص الارتفاع اما الطول والعرض للمكثف فيحددها قطر الانابيب وعدد الصفوف وعدد الانابيب المستخدمة والمسافة الطولية والعرضية بين الانابيب ، حيث سيتم اقتراح ثلاث صفوف لأنابيب المكثف المقترح.

النموذج الرياضي ومحاكاة المكثف المقترح

يتم التخلص من الحرارة في المكثف فيتحول البخار الى سائل ، حيث أن عملية انتقال الحرارة في المكثف المقترح تكون من الانابيب الشاقولية المزعنفة ، فجزء من الحرارة الكلية المنتقلة تكون من المساحات الحرة للانابيب أي المساحات بين الزعانف والجزء الاخر من الحرارة ينتقل عن طريق الزعانف وبهذا تمثل الحرارة الكلية الخارجة من المكثف بالمعادلة الاتية:

$$Q_{rej} = (Q_{fs} + Q_{af}) * N_t \quad \ldots\ldots(1)$$

وتمثل الحرارة المنتقلة من الاسطح الحرة للانبوب الواحد هي[12]:

$$Q_{fs} = U_o \; A_o \; F \; \Delta T_m \quad \ldots\ldots(2)$$

حيث أن معامل التصحيح F قيمتها واحد في المكثفات والمبخرات، اما المساحة السطحية الخارجية الانبوب فهي:

$$A_o = \pi \; D_o \; \ell \quad \ldots\ldots(3)$$

حيث ℓ تمثل طول المساحة السطحية الخارجية الحرة للانبوب وتمثل كالاتي:

$$\ell = L - \delta N_f \quad \ldots\ldots(4)$$

ويمثل متوسط الفرق في درجات الحرارة اللوغارتمي بالعلاقة الاتية[12]:

$$\Delta T_m = \frac{(T_{oa} - T_{ia})}{\ell n \dfrac{(T_c - T_{ia})}{(T_c - T_{oa})}} \quad \ldots\ldots(5)$$

اما من حيث معامل انتقال الحرارة الاجمالي للمكثف فتوصفه العلاقة الاتية[12]:

المنارة للاستشارات
www.manaraa.com

$$U_o = \left[\frac{D_o}{D_i\, h_i} + \frac{D_o\, \ell n(D_o/D_i)}{2 * k_t} + \frac{1}{h_o} + R_{fou.} \right]^{-1} \qquad \text{.....(6)}$$

تحدث عملية التكثيف داخل الانبوب الشاقولي فتعتبر تكثيف على سطح شاقولي وعليه يمثل معامل انتقال الحرارة الداخلي للانبوب بالعلاقة الاتية[12]:

$$h_i = 0.943 \left[\frac{\rho_{R.\ell}(\rho_{R.\ell} - \rho_{R.v}) g (h_{fg})_R\, k^3_{R.\ell}}{L\, \mu_{R.\ell}(T_c - T_{is})} \right]^{1/4} \qquad \text{.....(7)}$$

كل صفات مائع التثليج في المعادلة(7) تحسب عند درجة الحرارة الغشائية (film temperature):

$$T_{film} = \frac{T_c + T_{is}}{2} \qquad \text{.....(8)}$$

كما وتوصف درجة حرارة السطح الداخلي للانبوب من علاقة انتقال الحرارة للانبوب الواحد وهي[12]:

$$Q_t = h_i\, A_i\, (T_c - T_{is}) \qquad \text{.....(9)}$$

حيث أن الحرارة المنتقلة من كل انبوب هي:

$$Q_t = Q_{fs} + Q_{af} \qquad \text{.....(10)}$$

وبذلك تكون درجة حرارة السطح الداخلي للانبوب هي:

$$T_{is} = T_c - \frac{(Q_{fs} + Q_{af})}{h_i\, \pi\, D_i\, L} \qquad \text{.....(11)}$$

وبما أن المكثف يبرد تبريد هوائي، فمعامل انتقال الحرارة للهواء المار على مجموعة من الانابيب المزعنفة توصفه المعادلة الاتية[13]:

$$h_o = \frac{C_h\, k_a^{2/3}\, Cp_a^{1/3}\, G_a^{0.6}}{\mu_a^{0.266}\, D_h^{0.4}} \qquad \text{.....(12)}$$

حيث أن G تمثل بالمعادلة الاتية:

$$G_a = \frac{m_a}{A_{min}} \qquad \text{.....(13)}$$

اما للحصول على المعامل C_h فيكون من خلال المعادلات الاتية[13]:

$$D_{ch} = D_o + f(D_f - D_o) \qquad \text{.....(14)}$$

$$f = 1.35 - 0.183\, X_{BF}(mm) - \left[\frac{3 - X_{BF}(mm)}{X_{BF}(mm) + 8.57} \right] \qquad \text{.....(15)}$$

حيث أن f دائما اكبر او تساوي صفرا، واذا كانت اقل من صفر تؤخذ صفر أي أن المسافة بين الزعانف ليس لها تأثير[13]، وبذلك يكون القطر المميز مساوي لقطر الانبوب الخارجي ($D_{ch} = D_o$) كما في المعادلة (14)، ويتم الحصول على القطر الهيدروليكي من المعادلة الاتية[13]:

$$D_h = \frac{4[(X_{min} - D_o) - (D_f - D_o) n\, \delta] X_L}{\pi \left[D_o (1 - n\ \delta) + D_f (n\, \delta) + \frac{1}{2}(D_f^2 - D_o^2) n \right]} \qquad \text{.....(16)}$$

حيث أن X_{min} هي اقل بعد من بين البعد المستعرض (X_{tr}) او البعد القطري (X_d)، كما توصف (X_d) من علاقة فيثاغورس وهي[13]:

$$X_d = \sqrt{X_L^2 + \left(\frac{X_{tr}}{2} \right)^2} \qquad \text{.....(17)}$$

المنارة للاستشارات
www.manaraa.com

$$Z=\left(\frac{D_h}{D_{ch}}\right)\left[\frac{\pi}{4(0.866)}\right] \quad \text{.........(18)}$$

$$\left(\frac{X_{tr}}{D_t}\right)_{\Delta}=\frac{1+(Z+1)^{1/2}}{2} \quad \text{.........(19)}$$

$$C_h=0.2818\left(\frac{X_{tr}}{D_t}\right)_{\Delta}-0.1282-\frac{0.08263\left[1.2-\left(\frac{X_{tr}}{D_t}\right)_{\Delta}\right]}{\left[\left(\frac{X_{tr}}{D_t}\right)_{\Delta}-0.8924\right]} \quad \text{.........(20)}$$

اما المسافة بين الزعانف فنحصل عليها من العلاقة الاتية:

$$X_{BF}(mm)=\frac{L(mm)-\delta(mm)N_f}{N_f+1} \quad \text{.........(21)}$$

وجميع المواصفات في المعادلة (12) تحسب عند درجة الحرارة الظاهرية (Bulk temperature) وهي:

$$T_{bulk}=\frac{T_{ia}+T_{oa}}{2} \quad \text{.........(22)}$$

حيث T_{oa} توصف من المعادلة الاتية:

$$Q_{rej}=m_a\,Cp_a\,(T_{oa}-T_{ia}) \quad \text{.........(23)}$$

كما وان Q_{rej} موصوفة من المعادلة (1) فتصبح بذلك معادلة درجة حرارة الهواء الخارجة من المكثف هي:

$$T_{oa}=T_{ia}+\frac{(Q_{fs}+Q_{af})N_t}{m_a\,Cp_a} \quad \text{.........(24)}$$

فضلا عما سبق فان انتقال الحرارة يكون ايضا من خلال الزعانف، وبذلك يمثل انتقال الحرارة من خلال زعنفة واحدة حلقية ومستطيلة المقطع بالمعادلة الآتية[11]:

$$Q_f=2\pi r_o\,k_f\,M\,\delta(T_b-T_{bulk})\left[\frac{I_1(Mr_f)K_1(Mr_o)-K_1(Mr_f)I_1(Mr_o)}{I_0(Mr_o)K_1(Mr_o)+K_0(Mr_o)I_1(Mr_f)}\right] \quad \text{..(25)}$$

اما الحرارة المنتقلة من خلال مجموعة الزعانف المثبتة على كل انبوب فهي تمثل بالمعادلة الآتية:

$$Q_{af}=Q_f\,N_{af} \quad \text{.........(26)}$$

كما ويوصف معلم الزعنفة M كما يأتي[11]:

$$M=\left(\frac{2h_o}{k_f\,\delta}\right)^{1/2} \quad \text{.........(27)}$$

وتمثل درجة حرارة قاعدة الزعنفة من معادلة انتقال الحرارة من كل انبوب التي هي[12]:

$$Q_t=\frac{2\pi k_t\,L(T_{is}-T_b)}{\ell n\left(\frac{D_o}{D_i}\right)} \quad \text{.........(28)}$$

تمثل أيضا الحرارة المنتقلة من كل انبوب من المعادلة (10)، وبذلك تصبح درجة حرارة قاعدة الزعنفة بهذه المعادلة:

$$T_b=T_{is}-\frac{(Q_{fs}+Q_{af})\ell n(D_o/D_i)}{2\pi k_t\,L} \quad \text{.........(29)}$$

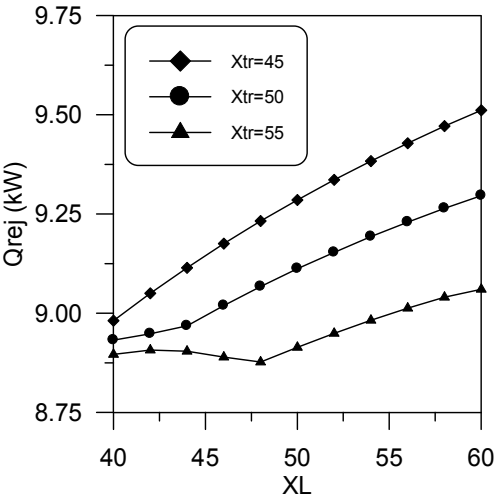
ولمحاكاة المكثف باستخدام المعادلات التي ذكرت، استُخدم برنامج MATLAB اصدار(2010Ra) لعمل برنامج اساسه هذه المعادلات واستخدمت طريقة التعويض المتعاقب (Successive substitution)[14] لغرض المحاكاة للحصول على النتائج المطلوبة.

المنارة للاستشارات
www.manaraa.com

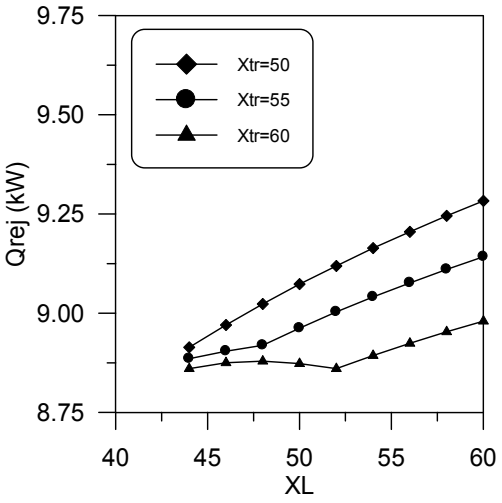
النتائج والمناقشة

من المهم معرفة الطاقة الحرارية التي يطرحها المكثف المقترح عند تغيير عدة عوامل تصميمية وتشغيلية وهذه العوامل هي تغيير المسافة الطولية والعرضية بين الانابيب، تغيير درجة حرارة المكثف، تغيير درجة حرارة هواء التبريد للمكثف، تغيير عدد الانابيب، تغيير طول الانابيب، واخيرا تغيير عدد الزعانف المثبتة على الانابيب، أخذت النتائج من البرنامج الحاسوبي عند تغيير تلك العوامل ولنموذجين للمكثف المقترح الاول يحوي الماء كمائع تثليج والثاني يحوي امونيا كمائع تثليج.

تم في النموذج الأول اخذ المسافة العرضية لأنابيب المكثف (45، 50، 55) ملم أي باعتبار المسافة بين زعانف انبوب واخر (2.5، 7.5، 12.5) ملم على التوالي وبازدياد المسافة الطولية حقق المكثف اعلى انتقال للحرارة عند المسافة العرضية 45 ملم كما موضح بالشكل(2)، وبزيادة المسافة العرضية يقل انتقال الحرارة من المكثف، حيث يتضح أن تقليل المسافة العرضية (تقليل يمنع حدوث انسداد لمجرى الهواء) تزيد من سرعة هواء التبريد بين الانابيب فترفع من مقدار معامل انتقال الحرارة الخارجي وبذلك تزيد من كمية الحرارة التي يطرحها المكثف، اما زيادة المسافة الطولية تزيد ايضا من معدل طرح الحرارة وذلك لان الهواء يخرج من بين انابيب الصف الاول فينتظم بشكل أفضل ليلامس اسطح انابيب الصف الثاني، ولكن زيادة المسافة الطولية يجب أن تحدد بحيث يكون عرض المكثف مناسب ليكون مكثف مدمج لايأخذ حيزا كبيرا وعليه تم تحديد مسافة طولية 45 ملم ومسافة عرضية 45 ملم للنموذج الاول للمكثف المقترح. اما ما يخص النموذج الثاني للمكثف المقترح تم اخذ المسافة العرضية بين الانابيب (50، 55، 60) ملم اعتمادا على اقطار انابيب هذا النموذج، فبينت نتيجة المحاكاة نفس السلوك السابق في النموذج الاول كما مبين في الشكل(3) والذي يبتدئ فيه المنحني عند مسافة طولية اكبر من 40 ملم وذلك لكبر قطر انبوب النموذج الثاني، كما وتم تحديد المسافة الطولية 50 ملم والمسافة العرضية 50 ملم كابعاد تصميمية للنموذج الثاني للمكثف المقترح. وبهذا تكون الابعاد التصميمية للنموذج الاول والثاني للمكثف المقترح موضحة بالجدول(2) وعند ثلاث مجاميع من اعداد الانابيب (32، 44، 53) والشكل(4) يبين مسقط للمكثف المقترح وصفوف وترتيب الأنابيب.



الشكل (2) الحرارة الخارجة من مكثف النموذج الأول عند تغيير المسافة الطولية والعرضية

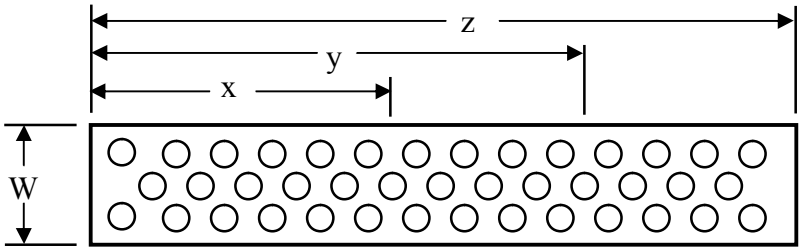


الشكل (3) الحرارة الخارجة من مكثف النموذج الثاني عند تغيير المسافة الطولية والعرضية

جدول (2) يبين الابعاد التصميمية للنموذج الاول والثاني للمكثف المقترح

z (mm) N_t=53	y (mm) N_t=44	x (mm) N_t=32	W (mm)	X_L (mm)	X_{tr}(mm)	
810	675	495	133.22	45	45	النموذج الاول
900	750	550	146.7	50	50	النموذج الثاني

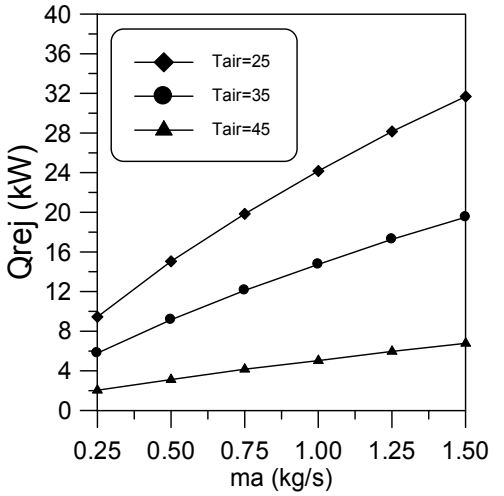
المنارة للاستشارات
www.manaraa.com



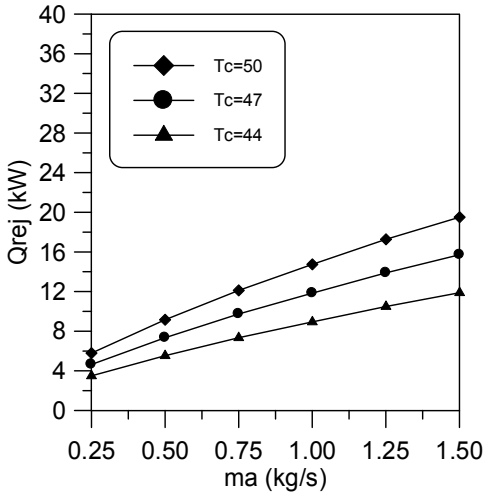
الشكل (4) مسقط للمكثف المقترح وصفوف وترتيب الانابيب(بدون مقياس رسم)

سوف لا يكون هناك فرق في سلوك النموذجين للمكثف المقترح من حيث تأثير انتقال الحرارة على تغيير العوامل التصميمية والتشغيلية الاخرى (N_f ، L_t ، N_t ، T_a ، T_c)، الا فرق بسيط في مقدار الحرارة المفقودة من النموذج الاول وهي اكبر من كمية الحرارة المفقودة من النموذج الثاني وذلك لان نوع مادة الانبوب للنموذج الاول هو النحاس اكبر توصيلا للحرارة من مادة انبوب النموذج الثاني وهو الحديد وعليه سيتم عرض نتائج المحاكاة للنموذج الاول فقط.

تؤثر درجة حرارة المكثف على كمية الحرارة الخارجة من المكثف حيث ان ازدياد درجة حرارة المكثف تزيد من معدل فقدان الحرارة وهذا يوضحه الشكل (5) فتم اعتبار درجة حرارة الجو(هواء التبريد للمكثف) 35 ^{o}م وهذه الزيادة في فقدان المكثف للحرارة يرجع الى زيادة الفرق في درجة حرارة المكثف مع هواء التبريد للمكثف فيزيد من فقدان الحرارة، كما وان عند نفس درجة حرارة المكثف يزداد فقدان الحرارة من المكثف بزيادة معدل تدفق هواء التبريد للمكثف. ومن العوامل التي تؤثر على معدل فقدان الحرارة من المكثف هو درجة حرارة الجو حيث انه كلما زادت درجة حرارة هواء التبريد قل معدل فقدان الحرارة من المكثف (عند ثبوت درجة حرارة المكثف T_c) وكما موضح بالشكل(6) وذلك لان زيادة درجة حرارة هواء التبريد تقلل من الفرق في درجات الحرارة بين درجة حرارة المكثف ودرجة حرارة الهواء فيقل بذلك معدل فقدان الحرارة من المكثف.



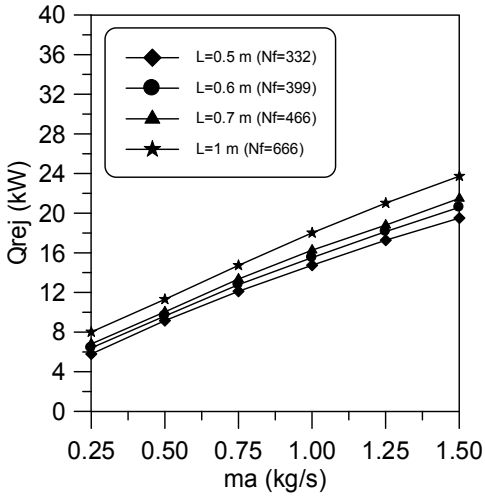
الشكل (6) الحرارة الخارجة من مكثف النموذج الاول عند تغيير درجة حرارة هواء التبريد



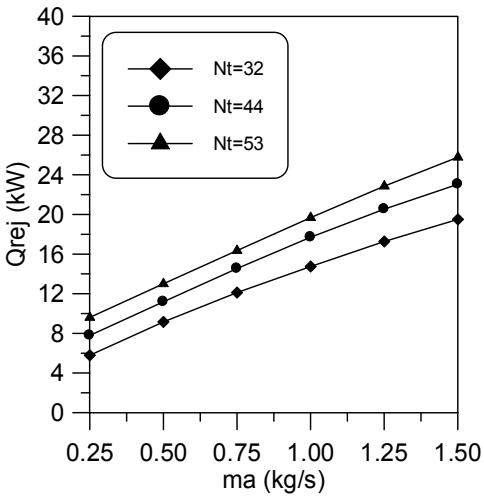
الشكل (5) الحرارة الخارجة من مكثف النموذج الأول عند تغيير درجة حرارة المكثف

اما الشكل (7) فيوضح من محاكاة المكثف المقترح ان زيادة عدد الانابيب من 32 الى 44 ثم الى 53 تزيد من معدل فقدان الحرارة من المكثف عند عدد زعانف ثابت لكل انبوب (332) عند طول 0.5 م، وذلك لازدياد المساحة السطحية لانتقال الحرارة بين مائع التثليج وهواء التبريد. كما ويمكن زيادة المساحة السطحية لانتقال الحرارة وذلك بزيادة طول انابيب المكثف حيث ان زيادة طول الانابيب فضلا عن ازدياد المساحة السطحية للانبوب تزداد ايضا كمية الزعانف المثبتة عليه وبمسافة ثابتة بين الزعانف هي 1 ملم، فذلك يوضحه الشكل (8) فتم اختيار طول انبوب المكثف (0.5 ، 0.6 ، 0.7 ، 1) م، حيث نلاحظ ان المكثف بطول انبوب 1 م يفقد حرارة اكثر. اما عند تثبيت طول الانبوب وعدد الانابيب في المكثف وتغيير المسافات بين الزعانف سوف يتأثر عدد الزعانف المثبت على كل انبوب في المكثف ، حيث تم اختيار وكما موضح بالشكل(9) فراغات بين الزعانف من 1 ملم الى 4 ملم وتغيرت تبعا لهذه المسافات عدد الزعانف المثبتة فنجد ان

المنارة للاستشارات
www.manaraa.com

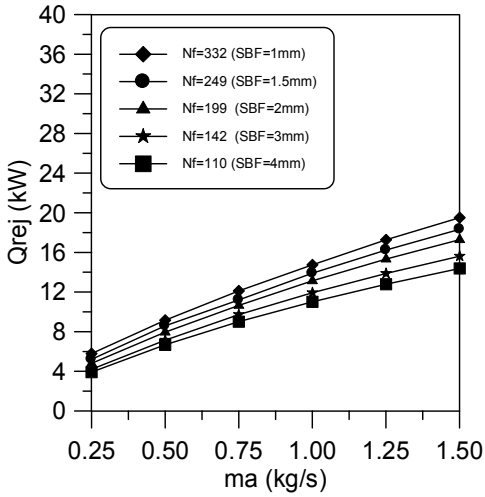


الشكل (8) الحرارة الخارجة من مكثف النموذج الاول عند تغيير طول انابيب المكثف



الشكل (7) الحرارة الخارجة من مكثف النموذج الأول عند تغيير عدد انابيب المكثف

اقل فقدان للحرارة من المكثف كان عند عدد زعانف (110) وبفراغات بين الزعانف هو 4 ملم وذلك لان زيادة عدد الزعانف تزيد من المساحة السطحية الناقلة للحرارة.



الشكل (9) الحرارة الخارجة من مكثف النموذج الأول عند تغيير عدد زعانف كل انبوب

الاستنتاجات

من نتائج المحاكاة تم التوصل الى مايلي:

- ان افضل مسافة طولية 45 ملم وعرضية 45 ملم للنموذج الاول للمكثف المقترح، ومسافة طولية 50 ملم وعرضية 50 ملم للنموذج الثاني للمكثف المقترح.
- ان درجة حرارة المكثف التصميمية يجب ان تكون مرتفعة لامكانية عمل المكثف في اجواء ذات درجة حرارة مرتفعة قد تصل الى 45 ^{o}م وعليه يصمم المكثف على درجة حرارة 50 ^{o}م ، كما ان درجة الحرارة العالية للمكثف تزيد من معدل انتقال الحرارة وذلك بزيادة الفرق في درجات الحرارة بين المكثف والجو(T_c-T_{amb}) وبالتالي تقلل من حجم المكثف اللازم لانتقال الحرارة.
- اما من حيث زيادة عدد وطول الانابيب المستخدمة فقد تزيد من فقدان الحرارة ولكن يجب ان يحدد المصمم بابعاد محددة للمكثف المراد تصميمة، كما وان زيادة عدد الزعانف ترفع من معدل فقدان الحرارة حيث ان الفراغات التصميمية بين الزعانف 1 ملم تمكن المصمم بزيادة إمكانية طرح الحرارة بحجم مكثف مدمج واصغر.

المنارة للاستشارات
www.manaraa.com

- لتسهيل عملية التصميم للمصممين وللاستفادة من نموذج المحاكاة للمكثف المقترح، وضعت معادلات تصميمية يتم من خلالها الحصول على كمية الحرارة التي يطرحها المكثف المقترح، حيث اعتمد في هذه المعادلات درجة حرارة المكثف التصميمية 50 ^{o}م ودرجة حرارة الجو35 ^{o}م والمسافات بين الزعانف هي 1 ملم، فمعادلة النموذج الأول للمكثف المقترح الذي يستخدم في منظومات ماء- ليثيوم بروماید ويكون مائع التثليج في المكثف هو الماء هي:

$$Q_{rej} = -15.96 + 13.5\,m_a^{0.9} + 9.6\,L_t^{0.9} + 0.5\,N_t^{0.9} \qquad R^2=0.9955 \qquad \ldots\ldots\ldots (30)$$

اما النموذج الثاني للمكثف المقترح الذي يُستخدم في منظومات تحتوي امونيا – ماء ويكون مائع التثليج في المكثف الامونيا والمعادلة لهذا المكثف هي:

$$Q_{rej} = -12 + 12.487\,m_a^{0.9} + 8\,L_t^{0.9} + 0.4\,N_t^{0.9} \qquad R^2=0.9955 \qquad \ldots\ldots\ldots (31)$$

المصادر

1- Bermejo, P., Francisco Javier Pino, Felipe Rosa, "Solar absorption cooling plant in Seville", Solar Energy, Vol(84),2010, 1503-1512.
2- Karamangil, M.I., S. Coskun, O.Kaynakli, N.Yamankaradeniz, "A simulation study of performance evaluation of single-stage absorption refrigeration system using conventional working fluids and alternatives", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol(14),2010, 1969-1978.
3- Grossman, G., E.Michelson, "A modular computer simulation of absorption systems", Ashrea Transaction, Vol(91),1985 , 1808-1826.
4- Joudi, K.A., Ali. H. Lafta, "Simulation of a simple absorption refrigeration system", Energy conversion and managements, Vol(42),2001, 1575-1605.
5- El Masry,O. A., " Performance of waste heat absorption refrigeration system", The 6th Saudi Engineering Conference, KFUPM, Dhahran, Vol(5),2002, 531-545.
6- Abu-Ein, S. Q., Sayel M. Fayyad, "Performance analysis of solar powered absorption refrigeration system", Heat Mass Transfer, Vol(46),2009,137-145.
7- Li, Z. F., K. Sumathy, "technology development in the solar absorption air-conditioning systems", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol(4),2000, 267-293.
8- Sadler, E. M., "Design analysis of a finned tube condenser for a residential air-conditioner using R22", Thesis, Georgia Institute of Technology, 2000.
9- Aprea, C., Angelo Maiorino, "Numerical analysis of an air condenser working with the refrigerant fluid R407C", Applied Thermal Engineering, Vol(27), 2007, 2592–2599.
10- Guy R. King, "Modern Refrigeration Practice", McGraw-Hill book company, P(268-277), 1971
11- Bejan, A., Allan D. Kraus,"Heat Transfer Handbook", JOHN WILEY & SONS, INC.,2003, P(123, 206-207).
12- Holman, J. P., "Heat Transfer", McGraw-Hill book company, P(494,525),1989.
13- Biery, J.C.,"Prediction of heat transfer coefficients in gas flow normal to finned and smooth tube banks", Journal of Heat Transfer, Vol(103),1981, 705-713.
14- Stoecker, W. F., "Design of thermal system", McGraw-Hill book company, 1980.

تم اجراء البحث في كلية ألهندسة = جامعة ألموصل

المنارة للاستشارات
www.manaraa.com