

انتقل الحرارة وهبوط الضغط خلال عملية التكثيف للمائع R-134a في حزمة أنابيب أفقية

زينب قصي شريف

د.عدنان محمد عبد الله الصفاوي

ماجستير هندسة ميكانيكية

أستاذ مساعد

جامعة الموصل/كلية الهندسة- قسم الهندسة الميكانيكية

الخلاصة:-

يهدف البحث إلى دراسة نظرية لعملية انتقال الحرارة وهبوط الضغط لمائع ثنائي الطور خلال عملية التكثيف داخل حزمة من الأنابيب الأفقية و هواء يمر بصورة عمودية عليها وتحت فيض حراري ثابت . وقد تم اختيار المائع R134a بوصفه أحد الموائع الصديقة للبيئة ويستخدم كبديل للمائع R12 في منظومات التكييف والتثليج والمنظومات الصناعية الأخرى . وقد تمت دراسة تأثير عدد من العوامل في عملية انتقال الحرارة و هبوط الضغط وهي سرعة الهواء ودرجة حرارة الهواء وقطر الأنبوب ونسبة الخطوة الطولية ونسبة الخطوة العرضية ، وقد تم إعداد برنامج حاسوبي لحساب معامل انتقال الحرارة وهبوط الضغط خلال عملية التكثيف باستخدام طريقة الفرق المحدد (Finite Different) بالاستعانة ببرنامج حل المعادلات الهندسية (EES) بوصفه برنامجاً مساعداً يحتوي على الخصائص الفيزيائية والحرارية لمختلف الموائع . أظهرت النتائج أن هناك هبوطاً في الضغط على طول الأنبوب تقل قيمته مع ازدياد كل من قطر الأنبوب ودرجة حرارة الهواء ونسبة الخطوة العرضية في كلا الترتيبين (الخطي والمتخالف) وكذلك نسبة الخطوة الطولية في الترتيب المتخالف وإن معامل انتقال الحرارة بين المائع و سطح الأنبوب الداخلي يقل على طول الأنبوب ويزداد بزيادة عدد الأنابيب في الصف والعمود وسرعة الهواء وكذلك نسبة الخطوة الطولية في الترتيب الخطي. كما بينت النتائج أن حزم الأنابيب ذات الترتيب المتخالف لها معامل انتقال حرارة أعلى من حزم الأنابيب ذات الترتيب الخطي .

Heat Transfer and pressure drop during Condensation of Refrigerant R-134a in a horizontal Tube Bundle

Dr. Adnan M.Al-Saffawi

Zaynab Qusay Shareef

Assistant professor

Ms.c Mechanical Eng.

University of Mousl / College of engineering- Mech. Eng. Dept.

Abstract

The research is a theoretical study of heat transfer and pressure drop of two phase flow of refrigerants during condensation in horizontal tube banks and air flows across them in parallel direction under constant heat flux . (R134a) has been selected as a working fluid which is environment-friendly and is used as an alternative to (R12) in air conditioning and refrigeration systems and others industrial applications. The effects of different variables on the heat transfer operation and pressure drop were investigated, namely, air velocity ,air temperature, tube diameter, and the number of rows and columns of the tubes in addition to

longitudinal and transversal pitch ratio . A computer program is built to calculate the heat transfer coefficient and pressure drop through condensation process using Finite Difference scheme. Engineering Equation Solver (EES) was employed as an assistant program to estimate physical and thermal properties of different refrigerant.

Results showed a drop in pressure along the pipe , its value was decreased with increasing the tube diameter, air temperature and the transversal pitch in both in-line and staggered arrangements as well as the longitudinal pitch in staggered arrangement . Also the heat transfer coefficient between the fluid and the internal tube surface decreases along the tube length and increases with both of the number of tubes in rows and columns air velocity and longitudinal pitch in in-line arrangement. The results also showed that the tube banks of staggered arrangement has a higher heat transfer coefficient than the in-line arrangement tube banks .

الرموز المستعملة (Nomenclature)

- A : المساحة (m^2).
- a : نسبة المسافة العمودية بين مراكز الأنابيب إلى قطر الأنبوب (نسبة الخطوة العرضية) (S_T/D).
- b : نسبة المسافة الأفقية بين مراكز الأنابيب إلى قطر الأنبوب (نسبة الخطوة الطولية) (S_L/D).
- CP : الحرارة النوعية عند الضغط الثابت ($J/kg.K$).
- D_i : القطر الداخلي (m).
- D_o : القطر الخارجي (m).
- D_h : قطر طبقة البخار (m).
- e : الطاقة النوعية (J/kg).
- f : معامل احتكاك .
- g : التعجيل الارضي (m/s^2).
- G : سرعة الفيض الكتلية للمائع (kg/m^2s).
- H : الارتفاع (m).
- h : معامل انتقال الحرارة (W/m^2K).
- I : طاقة الإنتالبية (J/kg).
- j : السرعة الظاهرية (m/s).
- k : الموصلية الحرارية ($W/m.K$).
- m : معدل التدفق الكتلي (kg/s).
- N_T : عدد الأنابيب في العمود .
- N_L : عدد الأنابيب في الصف .
- P : الضغط (N/m^2).
- P_{rp} : نسبة الضغط المتناقص .
- q : الفيض الحراري (W/m^2).
- S_L : المسافة الأفقية بين مراكز الأنابيب (الخطوة الطولية) (m).
- S_T : المسافة العمودية بين مراكز الأنابيب (الخطوة العرضية) (m).
- S_D : الخطوة القطرية (m).

T : درجة الحرارة (K).

V : السرعة (m/s) .

الرموز السفلية (SUBSCRIPTS)

a : هواء .

cr : الحالة الحرجة .

fg : تكثف .

fr : احتكاك .

h : متجانس .

i : حالة الدخول .

in : بينية .

L : سائل .

Lo : سائل فقط .

max : الحد الأقصى .

o : حالة الخروج .

sat : مشبع .

tp : ثنائي الطور .

V : بخار .

V_o : بخار فقط .

w : جدار الأنبوب .

الرموز الإغريقية (GREEK SYMBOLS)

τ_w : إجهاد القص N/m^2 .

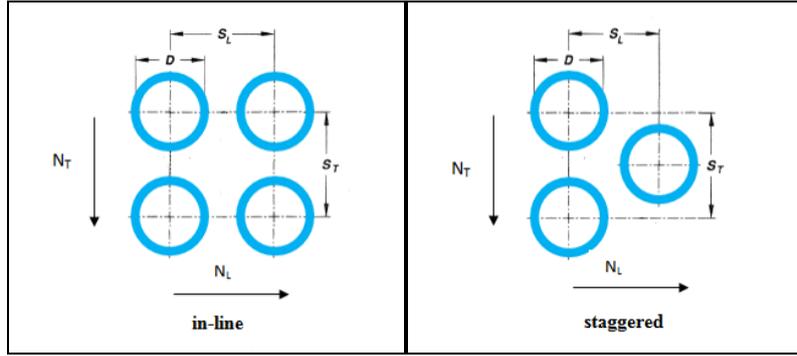
ρ : الكثافة kg/m^3 .

μ : اللزوجة $kg/m.s$.

Γ : معدل التكثف الحجمي $kg/m^3.s$.

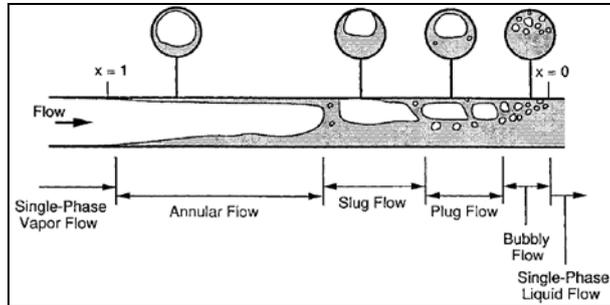
1. المقدمة

إن الجريان المتعامد مع حزم الأنابيب (Flow across Tube Bundle) واسع التطبيق في المبادلات الحرارية التي هي أجهزة تعمل على تسهيل عملية تبادل الحرارة بين مائعين بدرجتي حرارة مختلفتين من دون أن يؤدي ذلك إلى اختلاط المائعين ، وهي كثيرة الاستخدام في أجهزة التكييف والتثليج ومحطات توليد الطاقة وفي كثير من الصناعات الكيميائية . وتصنف حزم الأنابيب إلى نوعين على وفق ترتيب الأنابيب في داخل الحزمة وهما : الترتيب الخطي (in-line) الذي تكون فيه الأنابيب مصفوفة على خط واحد (متراسة) ، والترتيب المتخالف (staggered) . والشكل (1) يوضح هذين النوعين من حزم الأنابيب. في هذا النوع من الجريان تنفصل الطبقة المتاخمة لسطح الأنبوب عن طرفيه ويتشكل أثر المخر خلف الأنبوب ويمتد إلى الأنبوب الواقع في الصف الثاني ونتيجة للاضطراب العالي خلف الأنابيب تصبح الطبقات المتاخمة حول الأنابيب التي في الصف الثاني والصفوف التي تليه أرق تدريجياً . لذلك من المتوقع أن تختلف قيم معاملات انتقال الحرارة للأنابيب التي في الصف الأول عن قيمها للأنابيب التي في الصفوف اللاحقة بسبب تأثير الحجب في الأنابيب الأمامية [1].



الشكل (1) : يوضح ترتيب الأنابيب

إن التكثيف هو عملية تحول المائع من الحالة البخارية إلى الحالة السائلة ، وتعتمد هذه العملية على الفرق بين درجة حرارة التشبع للبخار ودرجة حرارة السطح الملامس له وتحدث عندما تكون درجة حرارة السطح أقل من درجة حرارة التشبع للبخار [2]. تبدأ عملية التكثيف بعد أن يبرد مائع التخليج ويصبح بخاراً مشبعاً ، بتكون حلقة دائرية رقيقة من سائل التخليج على الجدار الداخلي للأنبوب ويجري البخار داخل هذه الحلقة وهذا ما يعرف بالجريان الحلقي (Annular flow) ويحدث فيه أكبر انتقال للحرارة لكونه يمثل أطول منطقة خلال عملية التكثيف، وبعدها يزداد سمك الطبقة الملاصقة للجدار نتيجة إجهاد القص وبفعل الجاذبية الأرضية تزداد كتلة السائل المتكثف في أسفل الأنبوب وهذا ما يسمى بالجريان الثقيل (Slug flow) وبعدها تزداد كتلة السائل المحطمة لكتلة البخار إلى كتل أصغر وهذا ما يعرف بالجريان الكتلي (Plug flow) وبعدها يتحول البخار إلى فقاعات داخل السائل وهذا ما يعرف بالجريان الفقاعي (Bubbly flow) ، والشكل (2) يوضح أنماط الجريان لعملية التكثيف في أنبوب أفقي. ومن الجدير بالذكر فإن الأنواع الثلاثة الأخيرة من الجريان تحدث في منطقة قصيرة جداً ومعدل انتقال الحرارة يكون فيها قليلاً جداً ولذلك يمكن إهمالها في الحسابات [3].



الشكل (2): يوضح أنماط الجريان لعملية التكثيف في أنبوب أفقي [3]

قام الباحثان (A.J.Shareef) و (A.A.Ramadhan) [4] بإجراء دراسة انتقال الحرارة وجريان مائع لحزمة من الأنابيب المستوية ودرس تأثير نسبة الخطوة الطولية ونسبة الخطوة العرضية في معامل انتقال الحرارة وعدد نسلت على حزمة الأنابيب في ترتيب خطي ومتخالف ، وتم استخدام البرنامج العددي (Fluent-CFD) ، تم حل المعادلات الحاكمة (معادلة الاستمرارية والزخم والطاقة) بطريقة الحجوم المحددة بواسطة البرنامج المذكور أعلاه مع الأخذ بنظر الاعتبار أن الجريان ثنائي البعد للحالة المستقرة عند ثبوت الفيض الحراري للأنابيب لمدى عدد رينولدز $(100 \leq Re \leq 8000)$. وبينت النتائج أن عدد نسلت يزداد في الترتيب الخطي بزيادة نسبة الخطوة الطولية بينما يقل عدد نسلت بزيادة نسبة الخطوة العرضية ، أما في الترتيب المتخالف فإن عدد نسلت يقل بزيادة نسبة الخطوة الطولية وكذلك يقل بزيادة نسبة الخطوة العرضية .

كما قام الباحث (W.A.Khan) [5] وزملاؤه بدراسة وتحقيق انتقال الحرارة بالحمل القسري من حزمة من الأنابيب ، حيث قام باستخدام طريقة تفاضلية لتحليل الطبقة المتاخمة حول الصف الرابع للأنابيب لغرض اشتقاق معادلة انتقال

الحرارة بدلالة الخطوة الطولية والخطوة العرضية وعدد رينولدز وعدد برانتل ، لكلا الترتيبين الخطي والمتخالف . وتوصل إلى أن حزمة الأنابيب المتخالفة أعلى في نقل الحرارة من حزمة الأنابيب الخطية.

أجرى الباحث (Park) [6] وآخرون دراسة عملية لتكثيف موائع التثليج (Isobutene و DME و Propane و Propylene و R22) في مقطع اختبار يتكون من أنبوب نحاسي قطره الداخلي (8.8 mm) وطوله (530 mm) ويبرد مائع التثليج بواسطة الماء وتكون درجة حرارة بخار مائع التثليج الداخل إلى مقطع الاختبار ثابتة تقريباً (40 ± 0.2 °C) ومعدل تدفق كتلي متغير ($100,200,300 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$) وتم حساب كل من معامل انتقال الحرارة وهبوط الضغط ضمن المدى الذي ينحصر فيه كسر الجفاف بين (10-90%) وتوصلوا إلى ما يأتي :- يزداد معامل انتقال الحرارة لجمي ع الموائع بازدياد كل من كسر الجفاف للبخار و معدل التدفق الكتلي وعند المقارنة بين معامل انتقال الحرارة لتلك الموائع وجد أن معامل انتقال الحرارة للموائع (Isobutene و DME و Propane و Propylene) أعلى من معامل انتقال الحرارة لمائع التثليج (R22) بالنسب الآتية (46.8 و 53.3 و 93.5 و 61.6%) على التوالي وكذلك يزداد هبوط الضغط بازدياد كل من كسر الجفاف للبخار و معدل التدفق الكتلي لمائع التثليج.

وأجرى الباحث (Jung) [7] وفريقه دراسة عملية لحساب ومقارنة معامل انتقال الحرارة في عملية التكثيف لموائع التثليج (R22,R134a,R407C,R410A) في أنبوبين أفقيين الأول أملس قطره الخارجي (9.52mm) وبطول (1m) والآخر مزعنف من الداخل قطره الخارجي (9,52mm) وبطول (1m) ومعدل تدفق كتلي متغير ينحصر بين ($100,200,300 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$) ، ومعدل انتقال الحرارة ينحصر بين ($7.7-7.9 \text{ kW/m}^2$) وتوصل الباحثون إلى ما ياتي :- في الأنبوب غير المزعنف (الأملس) يكون معامل انتقال الحرارة لمائعي التثليج (R134a,R410A) مشابهاً لمعامل انتقال الحرارة لمائع التثليج (R22) بينما يكون معامل انتقال الحرارة لمائع التثليج (R407C) أقل من معامل انتقال الحرارة لمائع التثليج (R22) بنسبة تنحصر بين (11-15%) وكذلك في الأنبوب المزعنف يكون معامل انتقال الحرارة لمائع التثليج (R134a) مشابهاً لمعامل انتقال الحرارة لمائع التثليج (R22) بينما يكون معامل انتقال الحرارة لمائعي التثليج (R407C) و(R410A) أقل من معامل انتقال الحرارة لمائع التثليج (R22) بنسبة تنحصر بين (23-53%) و(10-21%) على التوالي، وان معامل انتقال الحرارة في الأنبوب المزعنف أكبر من معامل انتقال الحرارة في الأنبوب غير المزعنف بمقدار ضعفين إلى ثلاثة أضعاف لجميع الموائع المستخدمة في هذه الدراسة.

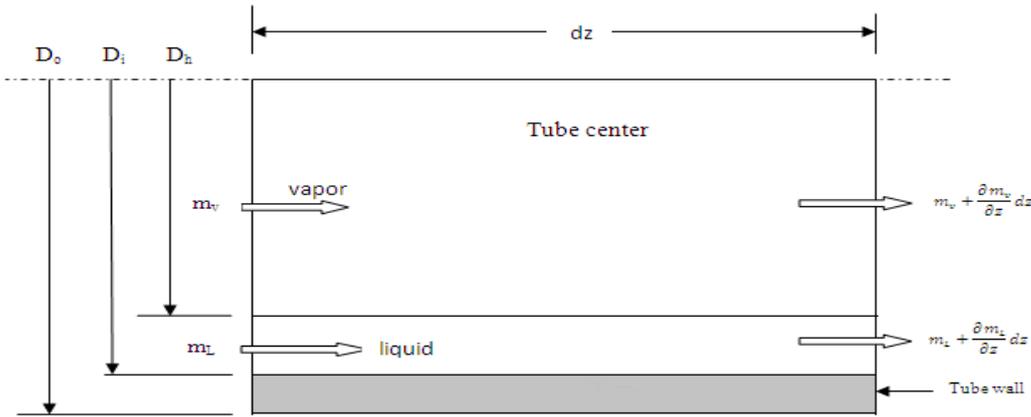
ركزت معظم البحوث والدراسات السابقة على حساب لكل من معامل انتقال الحرارة وهبوط الضغط في الأنابيب الأفقية خلال عملية التكثيف وباستخدام عدة مقاطع اختبار وظروف عملية متغيرة . إذ توصل بعض الباحثين إلى تحديد أنماط التدفق وشروط الانتقال من نمط تدفق إلى آخر خلال الجريان ثنائي الطور ، ودرسوا أيضاً تأثير إضافة أدوات لتعزيز التدفق كالأنبوب المزعنف لتحسين معامل الانتقال الحراري . وركزت بعض الدراسات على بيان تأثير نسبة الخطوة الطولية ونسبة الخطوة العرضية في معامل انتقال الحرارة بطرف الهواء في الترتيبين (الخطي والمتخالف) لجريان أحادي الطور، وتبين أن المبادلات ذات الترتيب المتخالف للأنابيب هي الأكثر استخداماً ؛ لأنها تقلل من تأثير الأثر الحراري خلال الجريان الطبقي .

إن معظم البحوث التي تختص بجانب التكثيف داخل الأنابيب هي بحوث تطبيقية لذلك أصبح من الضروري إجراء دراسات نظرية . يهدف البحث إلى دراسة عملية انتقال الحرارة وهبوط الضغط خلال عملية التكثيف لمائع في حزمة من الأنابيب في جريان متقاطع مع الهواء ، ودراسة تأثير بعض العوامل المتعلقة بجريان الهواء المار بشكل عمودي على حزمة الأنابيب وهي (سرعة الهواء ، ودرجة الحرارة ، وقطر الأنبوب ، والمسافة العمودية والأفقية بين مراكز الأنابيب) على كل من معامل انتقال الحرارة وهبوط الضغط . ولأجل أن تكون الدراسة أكثر واقعية تم استخدام أحد الموائع الصديقة للبيئة التي تعد من الموائع البديلة المستخدمة في التطبيقات الصناعية وهو R134a بوصفه مائعاً بديلاً لـ R12 .

2. التحليل النظري

1-2: المعادلات الحاكمة

يمثل الجريان الحلقي أطول نمط جريان يمر به المائع ثنائي الطور في عملية التكثيف في أنابيب المكثف ؛ لذلك ستكون الدراسة مقتصرة على عملية التكثيف لهذا النمط من الجريان ، الذي تكون فيه طبقة السائل ملاصقة لجدار الأنبوب بينما يجري البخار في مركز الأنبوب والشكل (3) يوضح ذلك [8].



الشكل (3): يوضح حجم التحكم

ومن أهم الفرضيات التي اعتمدت في حل المعادلات:

- 1- يكون الجريان أحادي الأبعاد.
 - 2- يكون الجريان أحادي الطور في طرف الهواء وثنائي الطور في طرف مائع التثليج.
 - 3- يكون جريان المائع المتكثف منتظماً وطبائقياً.
 - 4- الفيض الحراري ثابت.
 - 5- للبخار والسائل سرعة مختلفة وخصائص مختلفة، أي إن الجريان من النوع المنفصل .
 - 6- يكون البخار في حالة الإشباع على طول الأنبوب.
- إن المعادلات الرئيسية هي معادلات الاستمرارية وحفظ الطاقة وحفظ الزخم [8]:
فمعادلة الاستمرارية لكل من طور البخار والسائل هي:

$$\frac{\partial}{\partial z} [\alpha \rho_v V_v] = -\Gamma \quad \dots\dots\dots(1)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} [(1-\alpha) \rho_L V_L] = \Gamma \quad \dots\dots\dots(2)$$

ومعادلة حفظ الطاقة يمكن كتابتها بالشكل الآتي:

$$\frac{\partial((1-\alpha)\rho_L V_L e_L)}{\partial z} + \frac{\partial(\alpha\rho_v V_v e_v)}{\partial z} = \frac{4}{D_i} q_w \quad \dots\dots\dots(3)$$

حيث إن :

$$e_v = I + \frac{V_v^2}{2} \quad \dots\dots\dots(4)$$

$$e_L = I + \frac{V_L^2}{2} \quad \dots\dots\dots(5)$$

أما معادلة حفظ الزخم للطورين فهي:

$$\frac{\partial((1-\alpha)V_L^2\rho_L)}{\partial z} + \frac{\partial(\alpha V_V^2\rho_V)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial z} - \frac{4}{D_i}\tau_w \dots\dots\dots(6)$$

2-2:المعادلات المكتملة

إن المعادلات الحاكمة لا يمكن بواسطتها استكمال وحل الأنموذج الرياضي من دون الاعتماد على المعادلات التكميلية المدرجة أدناه والتي تساعد في حساب معامل انتقال الحرارة في طرفي الهواء ومائع التخليج وهبوط الضغط في الأنبوب .

2-2-1: معامل انتقال الحرارة في طرف الهواء :

يعد حساب معامل انتقال الحرارة بين حزمة من الأنابيب ومائع يجري بصورة عمودية عليها من الخطوات المهمة في تصميم وتحليل الأداء لمعظم أنواع المبادلات الحرارية ، وإن انتقال الحرارة في الجريان على حزم الأنابيب يعتمد بشكل كبير على شكل الجريان ودرجة الاضطراب اللذان يعتمدان بدورهما على سرعة المائع وحجم وترتيب الأنابيب والمسافة بينهما [1].

إن معدل انتقال الحرارة للهواء يمكن حسابه من المعادلة الآتية [9] :

$$q_a = h_a N \pi D_o L \left(\bar{T}_w - \frac{T_{ai} + T_{ao}}{2} \right) = m_a c_p (T_{ao} - T_{ai}) \dots\dots\dots(7)$$

حيث إن (m_a) هو معدل التدفق ويمكن حسابه من المعادلة الآتية :

$$m_a = \rho V_a N_T S_T \dots\dots\dots(8)$$

وإن N : تمثل عدد الأنابيب الكلية في الحزمة وهي:

$$N = N_T N_L \dots\dots\dots(9)$$

ولحساب معامل انتقال الحرارة للجريان على حزم الأنابيب تعتمد المعادلات التجريبية وذلك لأن نمط الجريان معقد إلى درجة تصعب معالجته تحليلياً". وعادة يتم ربط النتائج العملية لانتقال الحرارة في الجريان على حزمة من الأنابيب بمعادلة من الشكل الآتي:

$$Nu = f(Re, Pr) \dots\dots\dots(10)$$

ولحزمة من الأنابيب يزيد عدد الأنابيب في الصف على 10 [10].

$$Nu|_{(N_L \geq 10)} = 1.13 C_1 \cdot Re^n Pr^{1/3} \dots\dots\dots(11)$$

وإن معامل انتقال الحرارة :

$$h_a = \frac{Nu \cdot k}{D_o} \dots\dots\dots(12)$$

إن قيم الثوابت (n و C_1) تعتمد على النسبة (S_T / D_o) وعلى النسبة (S_L / D_o) ، وتختلف قيمهما باختلاف ترتيب الأنابيب، وهذا موضح في الجدول (2). فإذا كان عدد الأنابيب الأفقية أقل من 10 فإن عدد نسلت يُحسب من المعادلة الآتية [10].

.....(13)

$$Nu|_{(N_L < 10)} = C_2 \cdot Nu|_{(N_L \geq 10)}$$

وإن قيم C_2 تعتمد على عدد الأنابيب الأفقية كما هو موضح في الجدول (1) .
إن عددي برانتل (Pr) و رينولدز (Re) يحسبان من المعادلتين الآتيتين [9] :

$$Pr = \frac{\mu \cdot Cp}{k} \dots\dots\dots(14)$$

$$Re = \frac{\rho V_{max} D_o}{\mu} \dots\dots\dots(15)$$

وتعتمد السرعة المستخدمة لإيجاد عدد رينولدز عند الجريان على حزمة من الأنابيب على أصغر مساحة خالية متوافرة لجريان المائع ، بغض النظر إذا كانت المساحة واقعة في فتحات عرضية أو قطرية [1].
ففي حالة الأنابيب المتراسة تكون المساحة الخالية الصغرى للجريان لوحدة طول واحدة من الأنبوب هي $(S_T - D_o)$.
وعليه فإن السرعة القصوى هي [3] :

$$V_{max} = V_a \frac{S_T}{S_T - D_o} \dots\dots\dots(16)$$

أما في الترتيب المتخالف فربما تكون المساحة الخالية الصغرى والسرعة القصوى كما في الحالة السابقة عندما تكون $S_D > \frac{S_T + D_o}{2}$ ، أو قد تكون المساحة الخالية $(S_D - D_o)$ عندما تكون $S_D < \frac{S_T + D_o}{2}$ ، عليه فإن السرعة القصوى تكون:

$$V_{max} = V_a \frac{S_T}{2(S_D - D_o)} \dots\dots\dots(17)$$

وإن (S_D) هي الخطوة القطرية وتحسب من العلاقة الآتية:

$$S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} \dots\dots\dots(18)$$

الجدول (1): يوضح قيم معامل التصحيح (C_2) [9] :

N	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
in-line	0.64	0.80	0.87	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99	1.0
staggered	0.68	0.75	0.83	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99	1.0

الجدول (2): يوضح قيم الثوابت (n و C_1) [9]:

$b = \frac{S_L}{D_o}$	$a = \frac{S_T}{D_o}$							
	1.25		1.5		2.0		3.0	
	C_1	n	C_1	N	C_1	n	C_1	N
in-line								
1.25	0.386	0.952	0.305	0.608	0.111	0.704	0.0703	0.752
1.5	0.407	0.586	0.278	0.620	0.112	0.702	0.0753	0.744
2.0	0.464	0.570	0.332	0.602	0.254	0.632	0.220	0.648
3.0	0.322	0.601	0.396	0.584	0.415	0.581	0.317	0.608
Staggered								
0.6	-	-	-	-	-	-	0.236	0.636
0.9	-	-	-	-	0.495	0.571	0.445	0.581
1.0	-	-	0.552	0.558	-	-	-	-
1.125	-	-	-	-	0.531	0.565	0.575	0.560
1.25	0.575	0.556	0.561	0.554	0.576	0.556	0.579	0.562
1.5	0.501	0.568	0.511	0.562	0.502	0.568	0.542	0.568
2.0	0.448	0.572	0.462	0.568	0.535	0.556	0.498	0.570
3.0	0.344	0.592	0.395	0.580	0.448	0.562	0.467	0.574

2-2-2: معامل انتقال الحرارة في طرف المانع

إن معامل انتقال الحرارة بين سطح أنبوب و مائع ثنائي الطور يجري خلاله يعتمد على طبيعة الجريان، حيث إن الجريان الحلقي هو السائد تقريباً في معظم طول الأنبوب لعملية التكتيف داخل كل من الأنابيب الأفقية أو العمودية وقد تحقق من هذه الفرضية الباحثان (Baker) و (Gouse) من خلال خرائط الجريان المشتقة من العديد من البيانات التجريبية المختلفة [11]. هناك العديد من العلاقات المتوافرة لحساب م معامل انتقال الحرارة في منطقة الطورين لكن العلاقة التي توصل إليها الباحث (Shah) [12] هي الأبسط تطبيقياً وتتحقق لكل أنواع الجريان ، وتم التحقق منها في مجال واسع من البيانات التجريبية وللعديد من الموائع تحت ظروف عملية التكتيف وأنواع الأنابيب المختلفة . إن معامل انتقال الحرارة للتدفق الثنائي الطور وعند أية قيمة من كسر الجفاف (quality) هو:

$$h_{tp} = h_{Lo} \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{P_{rp}^{0.38}} \right] \dots\dots\dots(19)$$

حيث إن (P_{rp}): هو نسبة الضغط المتناقص (Reduced Pressure ratio)، وبحسب من العلاقة الآتية [12]:

$$P_{rp} = \frac{P_{sat}}{P_{cr}} \dots\dots\dots(20)$$

وان :

$$h_{Lo} = 0.023 \text{Re}_{Lo}^{0.8} \text{Pr}_L^{0.4} \frac{K_L}{D_i} \dots\dots\dots(21)$$

وبإجراء عملية التكامل للمعادلة (19) على طول الأنبوب فإن متوسط معامل انتقال الحرارة للتكثيف و للجريان الثنائي الطور يصبح كما يأتي :

$$\bar{h}_{tp} = \frac{h_{Lo}}{(x_e - x_i)} \int_{x_i}^{x_e} \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{P_{rp}^{0.38}} \right] dx \dots\dots\dots(22)$$

وإذا ما افترضنا أن كسر الجفاف يتغير خطياً مع طول الأنبوب ، فإن متوسط معامل انتقال الحرارة للجريان الثنائي الطور هو كما يأتي [12] :

$$\bar{h}_{tp} = \frac{h_{Lo}}{(x_e - x_i)} \left[\frac{-(1-x)^{1.8}}{1.8} + \frac{3.8}{P_{rp}^{0.38}} \left[\frac{x^{1.76}}{1.76} - \frac{0.04x^{2.76}}{2.76} \right] \right]_{x_i}^{x_e} \dots\dots\dots(23)$$

وإن عدد نسلت يُحسب من المعادلة الآتية :

$$Nu = Nu_{Lo} \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{P_{rp}^{0.38}} \right] \dots\dots\dots(24)$$

حيث ان :

$$Nu_{Lo} = 0.023 \text{Re}_{Lo}^{0.8} \text{Pr}_L^{0.4} \dots\dots\dots(25)$$

أما الحرارة المنتقلة إلى الجدار التي تمثل الفيض الحراري فتحسب من المعادلة الآتية:

$$q_w = h_{tp} (T_{sat} - T_w) \dots\dots\dots(26)$$

حيث إن (h_{tp}): يمثل معامل انتقال الحرارة بين سطح الأنبوب والمائع.

وإن الحرارة اللازمة لتحويل البخار إلى سائل يمكن حسابها من المعادلة التالية [13] :

$$q_{in} = h_L (T_V - T_L) \dots\dots\dots(27)$$

حيث إن معامل انتقال الحرارة h_L يحسب بالمعادلة الآتية:

$$h_L = \frac{Nuk}{D_i \sqrt{\alpha}} \dots\dots\dots(28)$$

وأن :

$$Nu = \frac{(Re-1000)Pr}{1+12.7\sqrt{\frac{f_{in}}{2}} \left(Pr^{2/3} - 1 \right)} \frac{f_{in}/2}{\dots\dots\dots(29)}$$

ولحساب معدل التكثف Γ ، يمكن استخدام المعادلة الآتية :

$$\Gamma = \frac{4}{D_i} \frac{q_w - \sqrt{\alpha} q_{in}}{I_{fg}} \dots\dots\dots(30)$$

3-2-2: هبوط الضغط

إن هبوط الضغط الكلي الذي يتعرض له مائع التخليج أثناء جريانه داخل أنابيب المكثف ناتجة عن الاحتكاك والتغير في الزخم والجاذبية الأرضية ، ويتمثل بالمعادلة الآتية [14] :

$$\left(\frac{\partial P}{\partial z}\right) = \left(\frac{\partial P}{\partial z}\right)_{mom} + \left(\frac{\partial P}{\partial z}\right)_{fric} + \left(\frac{\partial P}{\partial z}\right)_{static} \dots\dots\dots(31)$$

إن هبوط الضغط الساكن يمكن التعبير عنه بالمعادلة الآتية [15] :

$$\left(\frac{\partial P}{\partial z}\right)_{static} = \rho_{tp} g \Delta H \dots\dots\dots(32)$$

حيث إن ρ_{tp} تمثل كثافة المائع ثنائي الطور ويمكن حسابها من المعادلة الآتية :

$$\rho_{tp} = \rho_V \alpha + \rho_L (1 - \alpha) \dots\dots\dots(33)$$

إن هبوط الضغط الساكن قليل جداً في حالة جريان مائع التثليج داخل الأنابيب الأفقية للمكثف ؛ لأنه يتمثل بفرق الارتفاع مضروباً بفرق الكثافة الوزنية لمائع التثليج لذا يمكن إهماله في كل من الجريان الأحادي الطور والثنائي الطور [14] :
أي أن:

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_{mom} + \Delta P_{fric} \dots\dots\dots(34)$$

إن هبوط الضغط الزخمي على طرفي الأنبوب يمكن حسابه من المعادلة الآتية [15] :

$$\Delta P_{mom} = G^2 \left\{ \left(\frac{(1-x)^2}{\rho_L(1-\alpha)} + \frac{x^2}{\rho_V\alpha} \right)_{out} - \left(\frac{(1-x)^2}{\rho_L(1-\alpha)} + \frac{x^2}{\rho_V\alpha} \right)_{in} \right\} \dots\dots\dots(35)$$

أما هبوط الضغط الاحتكاكي فيعتمد على نمط الجريان . ولحساب الضغط الاحتكاكي للمائع خلال جريانه في الأنابيب هناك نوعان رئيسان من الأنظمة يسمى النوع الأول بالمنتظم بافتراض أن سرعة جريان الطورين متساوية وبذلك تكون نسبة الانحدار (slip ratio) التي تعرف بأنها سرعة البخار إلى سرعة السائل مساوية للواحد ، وعليه يعد هذا النوع من الجريان أحادي الطور ، ويعتمد على متوسط قيم الخصائص للطورين في الحسابات لهذا النوع . أما النوع الثاني فيسمى المنفصل وأن الجريان فيه يقسم إلى طورين منفصلين هما: السائل والبخار ويعتمد بالأساس على نسبة الانحدار ، ويفرض أن معامل الاحتكاك ثابت على طول الأنبوب لذا يمكن حساب هبوط الضغط الاحتكاكي بالاعتماد على العلاقة التي اعتمدها الباحث Friedel :

$$\left(\frac{\partial P}{\partial z}\right)_{fric} = \phi_{fric}^2 \left(\frac{\partial P}{\partial z}\right)_{Lo} \dots\dots\dots(36)$$

حيث إن:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial z}\right)_{Lo} = 2f_{Lo} \left(\frac{G^2}{D_i \rho_L} \right) \dots\dots\dots(37)$$

وإن ϕ_{fr}^2 تحسب من المعادلة الآتية [15] :

$$\phi_{fric}^2 = E + 3.23 F.H.Fr^{-0.045}.We^{-0.035} \dots\dots\dots(38)$$

$$E = (1-x)^2 + x^2 \left(\frac{\rho_L f_{Vo}}{\rho_V f_{Lo}} \right) \dots\dots\dots(39)$$

$$F = x^{0.78} (1-x)^{0.224} \dots\dots\dots(40)$$

$$H = \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.91} \left(\frac{\mu_V}{\mu_L} \right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_V}{\mu_L} \right)^{0.7} \dots\dots\dots(41)$$

إن عدد فراود (Fr) و عدد ويبر (We) يحسبان من المعادلتين الآتيتين [15] :

$$Fr = \frac{G^2}{gD_i \rho_h^2} \dots\dots\dots(42)$$

$$We = \frac{G^2 D_i}{\rho_h \sigma} \dots\dots\dots(43)$$

وإن ρ_h هي كثافة المائع المتجانس ويمكن الحصول عليها من المعادلة الآتية :

$$\rho_h = \left(\frac{x}{\rho_V} + \frac{(1-x)}{\rho_L} \right)^{-1} \dots\dots\dots(44)$$

4-2-2: إجهاد القص للجدار ومعامل الاحتكاك

إن خشونة السطح الداخلي للأنبوب تتسبب في وجود قوة قص تزداد مع ازدياد سرعة المائع وهي تقاوم حركة المائع بطوريه وهذا يؤدي إلى انفصال طوري المائع حيث يجعل السائل يجري حول جدار الأنبوب في حين يتركز البخار في محور الأنبوب . ولحساب إجهاد القص خلال عملية التكثف يمكن استخدام المعادلة الآتية [16] :

$$\tau_w = -\frac{D_i}{4} \left(\frac{dP}{dz} \right)_{fr} \dots\dots\dots(45)$$

إن قيم معاملات الاحتكاك f_L, f_V, f_{Lo}, f_{Vo} التي تختلف باختلاف عدد رينولدز تحسب من المعادلة الآتية [17] :

$$f = 0.079 Re^{-0.025} \dots\dots\dots(46)$$

إن عدد رينولدز يمثل نسبة غير بعدية بين عزم القصور الذاتي واللزوجة ويحسب من المعادلات الآتية [17] :

$$Re_L = \frac{\rho_L j_L D_i}{\mu_L} = \frac{G(1-x)D_i}{\mu_L} \dots\dots\dots(47)$$

$$Re_V = \frac{\rho_V j_V D_i}{\mu_V} = \frac{Gx D_i}{\mu_V} \dots\dots\dots(48)$$

$$Re_{Lo} = \frac{GD_i}{\mu_L} \dots\dots\dots(49)$$

$$Re_{Vo} = \frac{GD_i}{\mu_V} \dots\dots\dots(50)$$

5.2.2: الاحتكاك البيني

يُعد الاحتكاك البيني واحداً من أهم المفاهيم التي تؤثر في طور السائل وطور البخار ، ولإيجاد قيم معامل الاحتكاك البيني للأنبوب الأفقي يمكن استخدام العلاقة الآتية [13] :

$$f_{in} = f_V \left[1 + 24 \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{1/3} \frac{\delta}{D_i} \right] \dots\dots\dots(51)$$

حيث إن δ تمثل سمك طبقة السائل ، وإن قطر طبقة البخار فيعتمد على سمك طبقة السائل ويحسب من المعادلة الآتية.

$$D_h = D_i - 2\delta \dots\dots\dots(52)$$

وفي الجريان الحلقي الذي اعتمد في هذه الدراسة كونه يمثل الجزء الأكبر من أنماط الجريان ، فإن معامل الاحتكاك البيني يمكن حسابه من المعادلة الآتية [18] :

$$f_{in} = f_v \left[1 + 12 \left(\frac{\rho_L}{\rho_v} \right)^{1/3} (1 - \sqrt{\alpha}) \right] \dots\dots\dots(53)$$

$$\tau_i = f_i \frac{\rho_v}{2} (V_v - V_L)^2 \dots\dots\dots(54)$$

6.2.2: سرعة المانع الثاني الطور

إن السرعة الظاهرية للجريان هي عبارة عن السرعة التي يمتلكها كل طور اذا كان جريان المانع خلال الطور من تلقاء نفسه من دون تأثير خارجي، وهذه السرعة يجب أن تكون أقل من السرعة الحقيقية للجريان وإلا يُعد جرياناً أحادي الطور ، ومن ثم فإن مساحة المقطع لكل طور سوف تقل ، ويعبر عن السرعة الظاهرية للبخر والسائل بالمعادلتين الآتيتين [17] :

$$j_v = \frac{Gx}{\rho_v} \dots\dots\dots(55)$$

$$j_L = \frac{G(1-x)}{\rho_L} \dots\dots\dots(56)$$

أما السرعة الحقيقية للبخر والسائل فيمكن التعبير عنهما بالمعادلتين الآتيتين وهي عادة تكون أكبر من السرعة الظاهرية [17] :

$$V_v = \frac{j_v}{\alpha} = \frac{Gx}{\rho_v \alpha} \dots\dots\dots(57)$$

$$V_L = \frac{j_L}{1-\alpha} = \frac{G(1-x)}{\rho_L(1-\alpha)} \dots\dots\dots(58)$$

3. طريقة الحل

من أجل حل معادلات الجريان في الأنابيب الأفقية أُعد برنامج حاسوبي لحساب سمك غشاء السائل المتكثف ومعامل انتقال الحرارة وهبوط الضغط خلال عملية التكثيف باستخدام طريقة (نيوتن-رافسن) التي استخدمت لحل المعادلات الحاكمة (1)،(2)،(3)،(6) ، وبلاستعانة ببرنامج حل المعادلات الهندسية (EES) بوصفه برنامجاً مساعداً ، ويعد برنامج (EES) من البرامج الحديثة في مجال الهندسة الميكانيكية ويتميز هذا البرنامج بإحتوائه على قاعدة بيانات التي تشمل الخصائص الحرارية مثل ا لمحتوى الحراري والحرارة النوعية ودرجة الحرارة وغيرها لجميع الموائع ، فضلاً عن الخصائص الفيزيائية التي يحتاجها الباحث أو المصمم من أجل تحديد سلوك المانع عند ظروف معينة من دون الحاجة إلى عمل برنامج لحساب هذه الصفات [19] ، وتم حل المعادلات الحاكمة بطريقة (نيوتن-رافسن) التعميضية كما موضح أدناه :

$$\frac{(\alpha \rho_v V_v)_{z+1} - (\alpha \rho_v V_v)_z}{\Delta Z} = - \frac{(\Gamma_{z+1} + \Gamma_z)}{2} \dots\dots\dots(59)$$

$$\frac{((1-\alpha) \rho_L V_L)_{z+1} - ((1-\alpha) \rho_L V_L)_z}{\Delta Z} = \frac{(\Gamma_{z+1} + \Gamma_z)}{2} \dots\dots\dots(60)$$

$$\frac{((1-\alpha) \rho_L V_L^2)_{z+1} - ((1-\alpha) \rho_L V_L^2)_z}{\Delta Z} + \frac{(\alpha \rho_v V_v^2)_{z+1} - (\alpha \rho_v V_v^2)_z}{\Delta Z} = - \left(\frac{P_{z+1} - P_z}{\Delta Z} \right) - \frac{D_i}{4} \left(\frac{\tau_{w_{z+1}} + \tau_{w_z}}{2} \right) \dots\dots\dots(61)$$

$$\frac{V_L e_L}{Z} + \frac{V_L e_L}{Z} + \frac{V_V e_V}{Z} + \frac{V_V e_V}{Z} + \frac{D_i}{4} \frac{q_{wz+1}}{2} \frac{q_{wz}}{2} \dots (62)$$

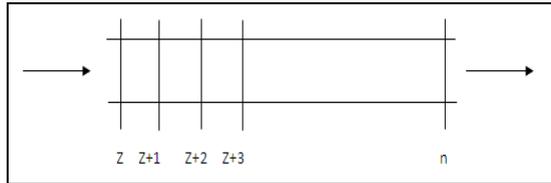
وبفرض أن سمك طبقة السائل ثابت خلال المقطع الواحد الذي طوله (0.5m) وذلك لتسهيل طريقة الحل والوصول إلى قيم المجاهيل من المعادلات الحاكمة (V_L و V_V و P و e_V) عند الخطوة التالية التي هي (Z+1) كما موضح في الشكل (4)، والمعادلات أدناه توضح ذلك:

$$V_{V,2} := \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_v \cdot V_{V,1}}{\alpha_2 \cdot \alpha_v} - \left[\frac{\alpha_2 + \alpha_1}{2} \right] \cdot \frac{z}{\alpha_2 \cdot \alpha_v} \dots (63)$$

$$V_{L,2} := \frac{(1 - \alpha_1) \cdot \alpha \cdot V_{L,1}}{(1 - \alpha_2) \cdot \alpha} + \left[\frac{\alpha_2 + \alpha_1}{2} \right] \cdot \frac{z}{(1 - \alpha_2) \cdot \alpha} \dots (64)$$

$$P_2 := P_1 - (\alpha_2 \cdot \alpha_v \cdot V_{V,2}^2 - \alpha_1 \cdot \alpha_v \cdot V_{V,1}^2) - ((1 - \alpha_2) \cdot \alpha \cdot V_{L,2}^2 - (1 - \alpha_1) \cdot \alpha \cdot V_{L,1}^2) + \frac{4}{D_i} \cdot \left[\frac{She_2 + She_1}{2} \right] \cdot z \dots (65)$$

$$e_{V,2} := - \left[\frac{(1 - \alpha_2) \cdot \alpha \cdot V_{L,2} \cdot \left(cp_1 \cdot T_{L,n} + \frac{V_{L,2}^2}{2} \right) - (1 - \alpha_1) \cdot \alpha \cdot V_{L,1} \cdot e_{L,1}}{\alpha_2 \cdot \alpha_v \cdot V_{V,2}} \right] + \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_v \cdot V_{V,1} \cdot e_{V,1}}{\alpha_2 \cdot \alpha_v \cdot V_{V,2}} + \frac{4}{D_i} \cdot q_w \cdot \frac{z}{\alpha_2 \cdot \alpha_v \cdot V_{V,2}} \dots (66)$$



الشكل (4): يبين شبكة النظام للحل العددي

4. النتائج والمناقشة

إن تغيير قيم معامل انتقال الحرارة للمائع على طول الأنبوب موضحة في الأشكال (5 - 11) ويُلاحظ أن قيم معامل انتقال الحرارة تقل مع تقدم المائع في الأنبوب بسبب نقصان الحاصل في قيم كسر الجفاف على طول الأنبوب ويمكن الحصول على النتيجة نفسها بتطبيق المعادلة (19) . فضلاً عن ذلك فإن معامل انتقال الحرارة ناتج من قسمة الفيض الحراري (Q_w) على الفرق بين درجة حرارة السائل والجدار ($T_L - T_W$) لذلك فإن أية زيادة في هذا الفرق يؤدي إلى نقصان في معامل انتقال الحرارة .

ويُلاحظ من الأشكال (5 - 8) أن معامل انتقال الحرارة للمائع يزداد بزيادة كل من عدد الأنابيب في الصف والعمود و سرعة الهواء و كذلك نسبة الخطوة الطولية في الترتيب الخطي خلال تقدم عملية التكتيف والسبب يعود إلى أن مع تقدم عملية التكتيف يقل سمك طبقة السائل على السطح الداخلي للأنبوب بزيادة كل من عدد الأنابيب في الصف والعمود وسرعة الهواء، و كذلك نسبة الخطوة الطولية في الترتيب الخطي، ويؤدي هذا النقصان إلى تقليل المقاومة الحرارية للتكتيف وكذلك الزيادة في قوة إجهاد القص البيئي بين سطحي البخار والسائل ، كما أن معامل انتقال الحرارة للمائع يقل بزيادة كل من نسبة الخطوة الطولية في الترتيب المتخالف ونسبة الخطوة العرضية في كلا الترتيبين : (الخطي والمتخالف) وقطر الأنبوب ودرجة حرارة الهواء وهذا واضح في الأشكال (8 - 11) والسبب يعود إلى أن زيادة هذه العوامل يؤدي إلى زيادة سمك

طبقة السائل على السطح الداخلي للأنبوب وتؤدي هذه الزيادة إلى زيادة المقاومة الحرارية للتكثيف وكذلك نقصان في قوة إجهاد القص البيئي بين سطحي البخار والسائل.

ويلاحظ من هذه الأشكال أن حزم الأنابيب ذات الترتيب المتخالف لها معامل انتقال حرارة أعلى من حزم الأنابيب ذات الترتيب الخطي. وهذا يتفق مع ما توصل إليه الباحث (W.A.Khan) [5]. إذ يلاحظ في الشكل (10) عند طول أنبوب 5m وقطر (13mm) أن قيمة معامل انتقال الحرارة للمائع في الترتيب الخطي $(4412 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K})$ بينما كانت قيمة معامل انتقال الحرارة للمائع في الترتيب المتخالف $(4655 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K})$ أي إن هناك زيادة بحدود (5.2%).

تظهر الأشكال (12-18) تغير قيم هبوط الضغط على طول الأنبوب لعدد أنابيب في الصف والعمود مختلفة وكذلك لسرع هواء ونسب خطوات طولية ونسب خطوات عرضية وأقطار ودرجات حرارة مختلفة. وتبين هذه الأشكال أن هبوط الضغط يقل على طول الأنبوب نتيجة النقصان في الاحتكاك بين الطورين وبين المائع والسطح الداخلي للأنبوب ، فضلاً عن النقصان الحاصل في قيم كسر الجفاف على طول الأنبوب مع تقدم عملية التكثيف [6].

ويلاحظ من الأشكال (12-15) أن هبوط الضغط يزداد بزيادة عدد الأنابيب في الصف والعمود وسرعة الهواء ، وكذلك يزداد بزيادة نسبة الخطوة الطولية في الترتيب الخطي بسبب زيادة سرعة الطورين للمائع الذي يؤدي بدوره إلى زيادة في هبوط الضغط . بينما يقل هبوط الضغط بزيادة نسبة الخطوة الطولية في الترتيب المتخالف ونسبة الخطوة العرضية في كلا الترتيبين (الخطي والمتخالف) وقطر الأنبوب ودرجة حرارة الهواء وهذا موضح في الأشكال (15-18) بسبب نقصان سرعة الطورين للمائع و الذي يؤدي بدوره إلى نقصان في هبوط الضغط .

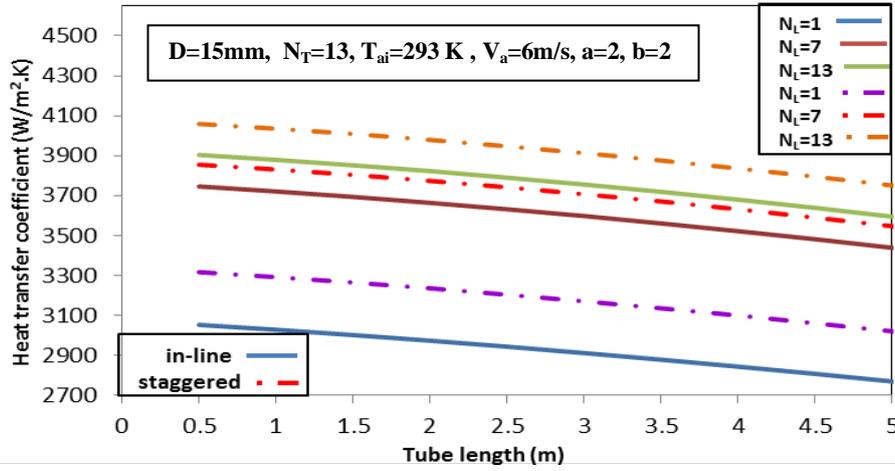
إن الأشكال (19 - 25) تظهر تغير قيم معامل انتقال الحرارة الإجمالي لعدد أنابيب في الصف والعمود وسرع هواء ونسب خطوات طولية ونسب خطوات عرضية وقطر الأنبوب ودرجات حرارة مختلفة . وتبين الأشكال (19) و(20) و(21) و(22) أن معامل انتقال الحرارة الإجمالي يزداد بزيادة كل من عدد الأنابيب في الصف والعمود وكذلك يزداد بزيادة نسبة الخطوة الطولية في الترتيب الخطي وسرعة الهواء خلال تقدم عملية التكثيف بسبب زيادة معامل انتقال الحرارة في طرف الهواء ، وكذلك زيادة معامل انتقال الحرارة الثنائي الطور . بينما يقل معامل انتقال الحرارة الإجمالي بزيادة كل من نسبة الخطوة الطولية في الترتيب المتخالف ونسبة الخطوة العرضية في كلا الترتيبين وقطر الأنبوب ودرجة حرارة الهواء خلال تقدم عملية التكثيف ؛ والسبب يعود إلى نقصان معامل انتقال الحرارة في طرف الهواء وكذلك نقصان معامل انتقال الحرارة ثنائي الطور .

ومن مقارنة الشكلين (19) و(20) نرى أن هناك زيادة واضحة في قيم معامل انتقال الحرارة في طرف الهواء عند زيادة عدد الأنابيب في الصف في الترتيبين (الخطي والمتخالف) وكما هو واضح في الشكل (19) ، في حين يلاحظ أن تغير عدد الأعمدة ليس له تأثير كبير في قيم معامل انتقال الحرارة في الترتيبين . ويرجع ذلك إلى أن زيادة عدد الصفوف يزيد من درجة اضطراب الهواء ولا يكون هذا التأثير عند زيادة عدد الأعمدة.

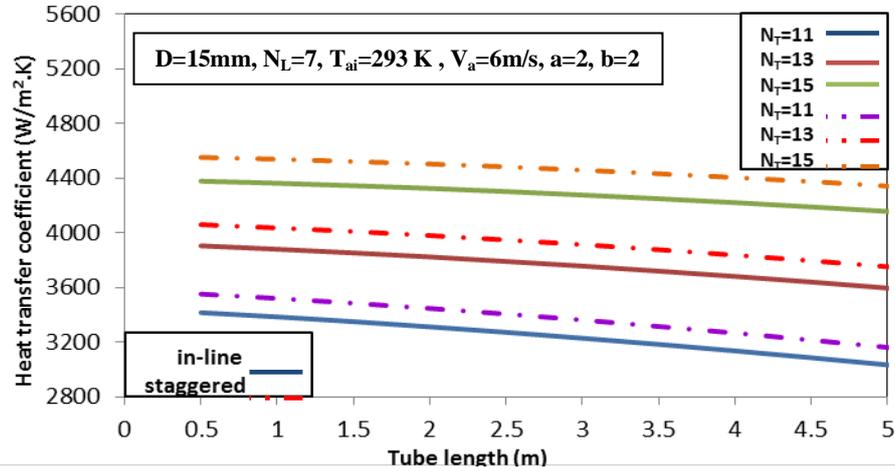
إن الشكلين (22) و(23) يظهران أن معامل انتقال الحرارة الإجمالي يزداد بزيادة نسبة الخطوة الطولية في الترتيب الخطي في حين أنه يقل بزيادة نسبة الخطوة الطولية في الترتيب المتخالف ، وكذلك يقل بزيادة نسبة الخطوة العرضية في الترتيبين (الخطي والمتخالف) وهذا يعزى إلى أنه في الترتيب الخطي : يزداد معامل انتقال الحرارة للهواء بزيادة نسبة الخطوة الطولية بينما يقل معامل انتقال الحرارة للهواء بزيادة نسبة الخطوة العرضية ، في حين أن معامل انتقال الحرارة يقل في الترتيب المتخالف بزيادة نسبة الخطوة الطولية وكذلك يقل معامل انتقال الحرارة للهواء بزيادة نسبة الخطوة العرضية وهذا يتفق مع ما توصل إليه الباحثان (A.J.Shareef) و (A.A.Ramadhan) [4].

لأجل التحقق من دقة النتائج المستحصلة تمت مقارنة النتائج مع نتائج باحثين قاموا بدراسات نظرية لعملية التكثيف داخل أنابيب أفقية وانتقال الحرارة عبر حزمة الأنابيب عند الظروف نفسها . فقد تمت مقارنة نتائج قيم معامل انتقال الحرارة الإجمالي في طرف الهواء للترتيب الخطي مع النتائج النظرية للباحث (Khan) وزملائه [5] عند تغير قطر الأنبوب كما موضح في الشكل (26.4) وكانت نسبة الاختلاف عند قطر أنبوب (15 mm) بحدود (6.2%) تقريباً . أما نتائج معامل انتقال الحرارة ثنائي الطور لكلا الترتيبين (الخطي والمتخالف) على طول الأنبوب فقد تمت مقارنتها مع نتائج الباحث

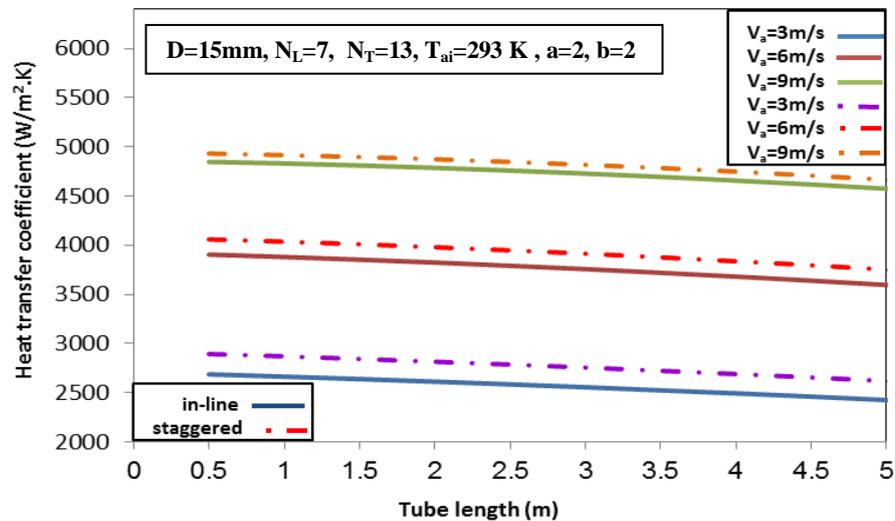
(Cavallini) [20] كما موضح في الشكل (27.4) اذ كانت نسبة الاختلاف بالترتيب الخطي بحدود (8.12%) تقريباً، بينما كانت نسبة الاختلاف بالترتيب المتخالف بحدود (8.6%) تقريباً.



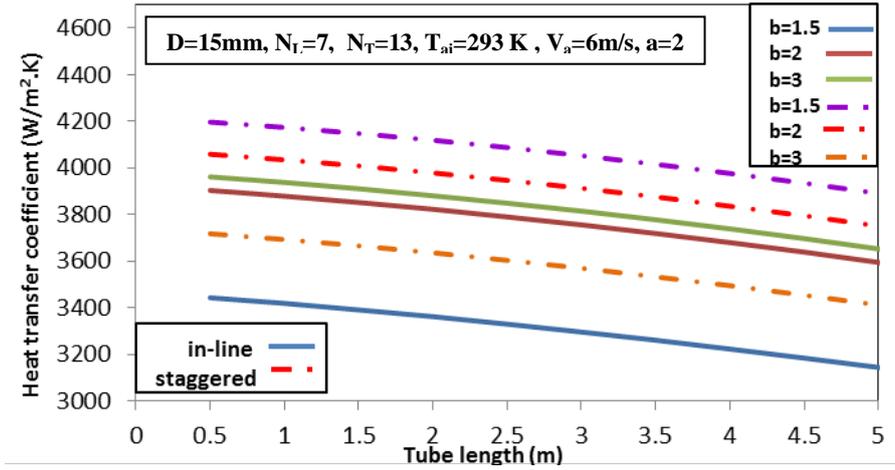
الشكل (5): تغير معامل انتقال الحرارة للمانع على طول الأنابيب لعدد أنابيب في الصف مختلفة



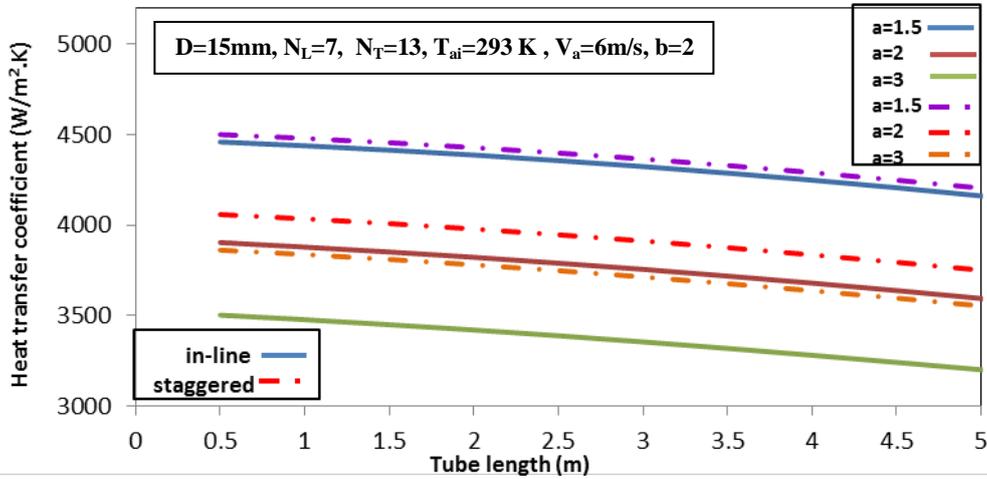
الشكل (6): تغير معامل انتقال الحرارة للمانع على طول الأنابيب لعدد أنابيب في العمود مختلفة



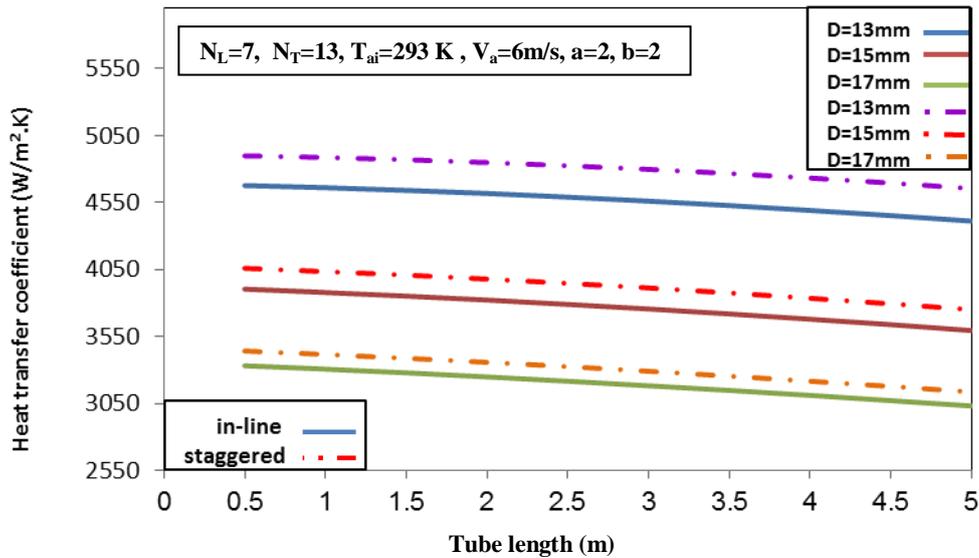
الشكل (7): تغير معامل انتقال الحرارة للمانع على طول الأنابيب لسرع هواء مختلفة



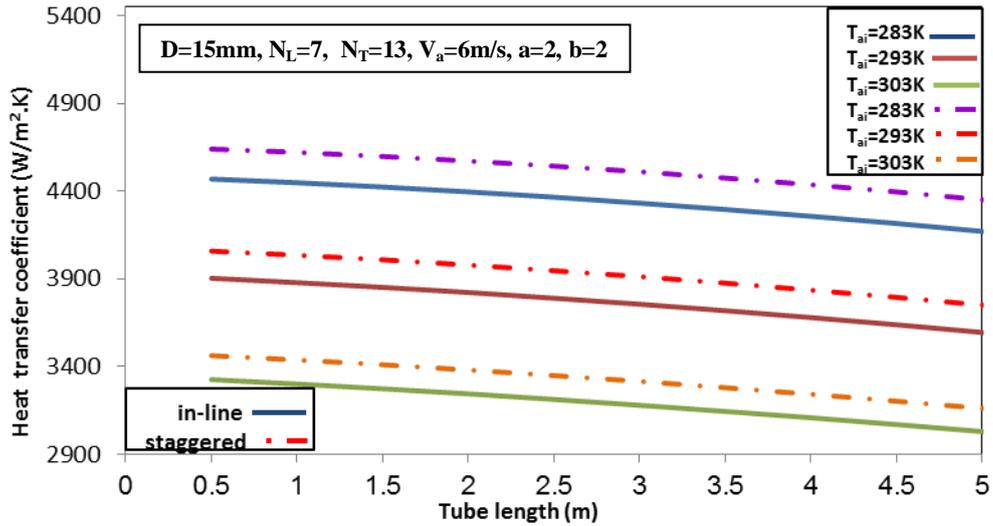
الشكل (8): تغير معامل انتقال الحرارة على طول الأنابيب لنسب خطوات طولية مختلفة



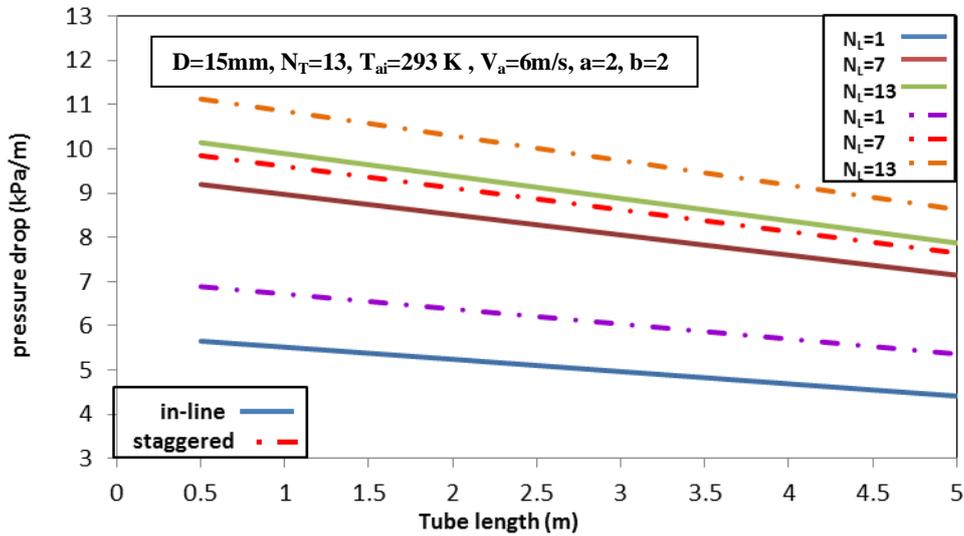
الشكل (9): تغير معامل انتقال الحرارة للمانع على طول الأنابيب لنسب خطوات عرضية مختلفة



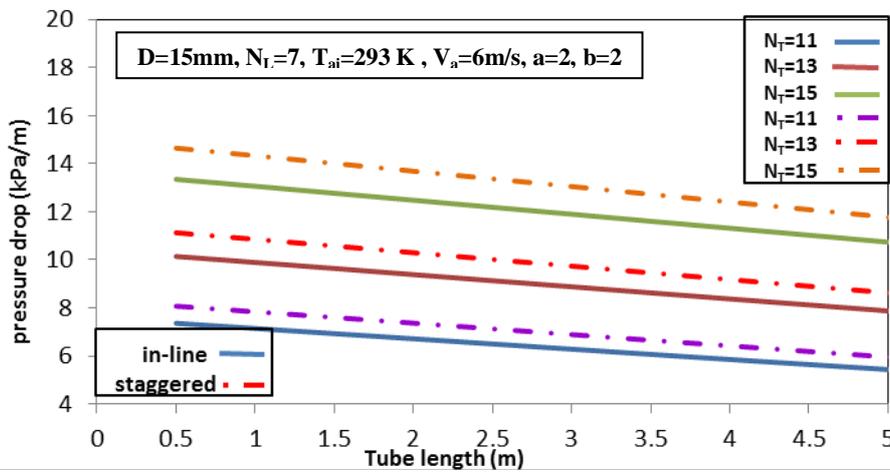
الشكل (10): تغير معامل انتقال الحرارة للمانع على طول الأنابيب لأقطار مختلفة



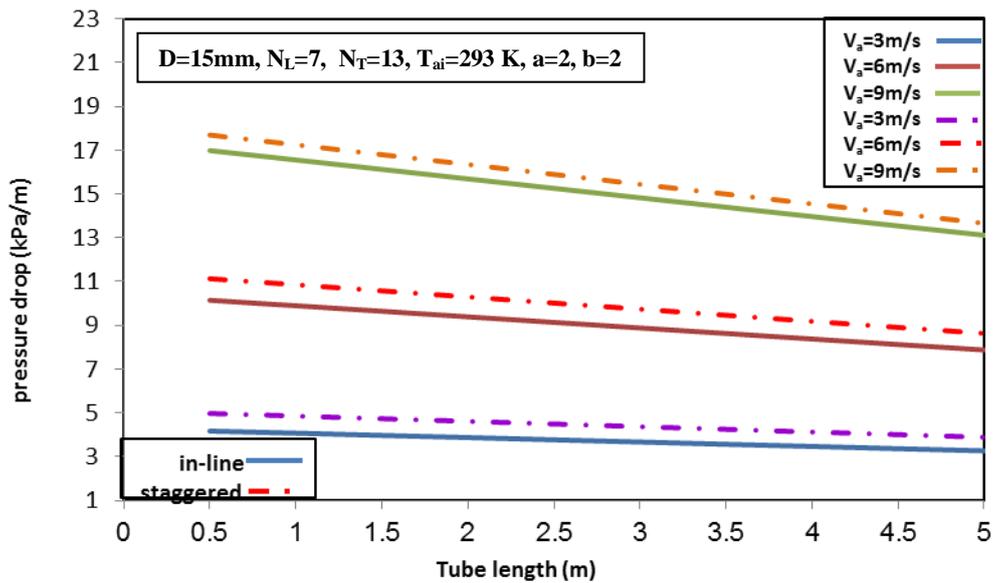
الشكل (11): تغيير معامل انتقال الحرارة للمائع على طول الأنابيب لدرجات حرارة للهواء مختلفة



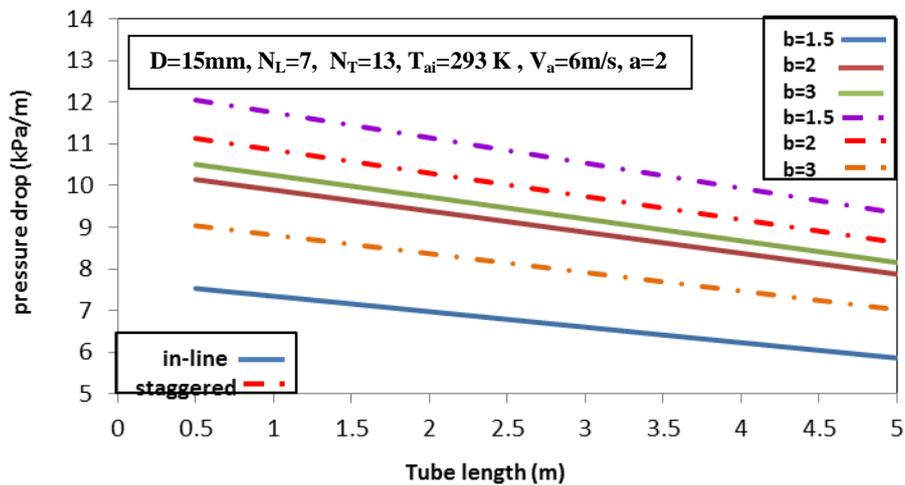
الشكل (12): تغيير هبوط الضغط للمائع على طول الأنابيب لعدد أنابيب في الصف مختلفة



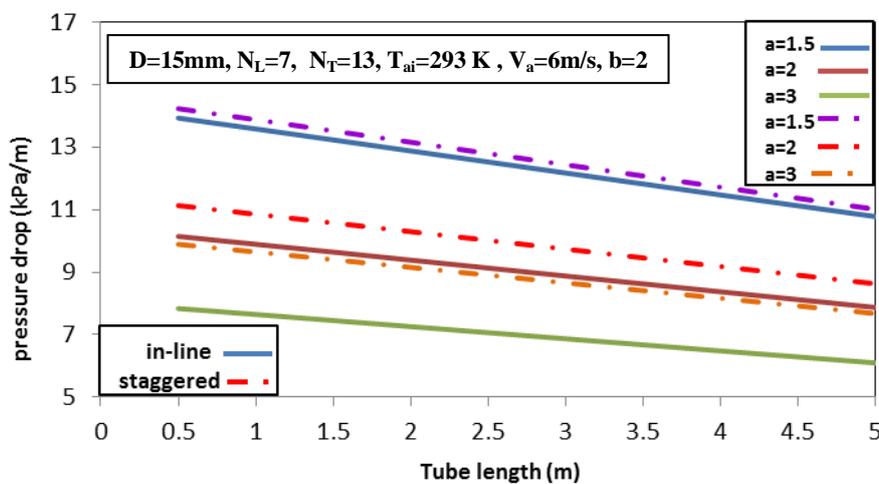
الشكل (13): تغيير هبوط الضغط للمائع على طول الأنابيب لعدد أنابيب في العمود مختلفة



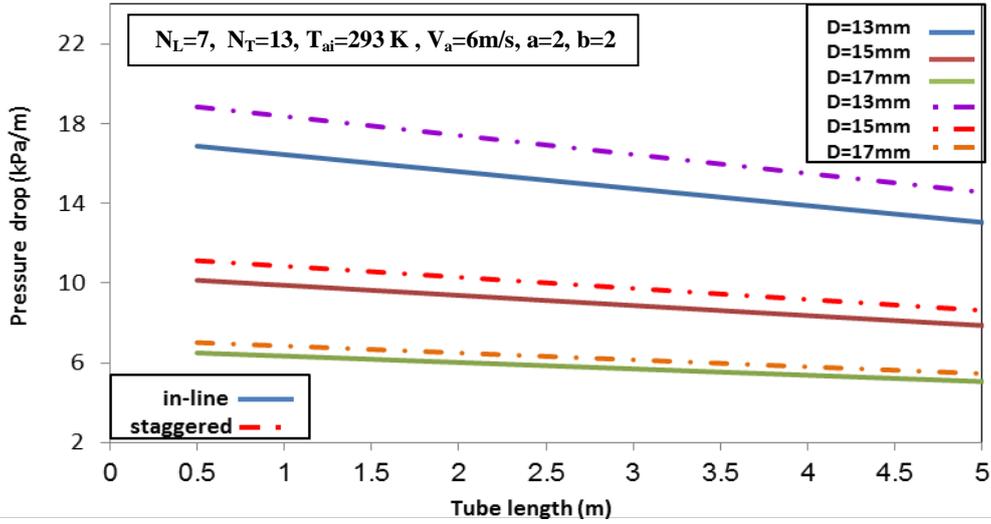
الشكل (14): تغير هبوط الضغط للمائع على طول الأنابيب لسرع هواء مختلفة



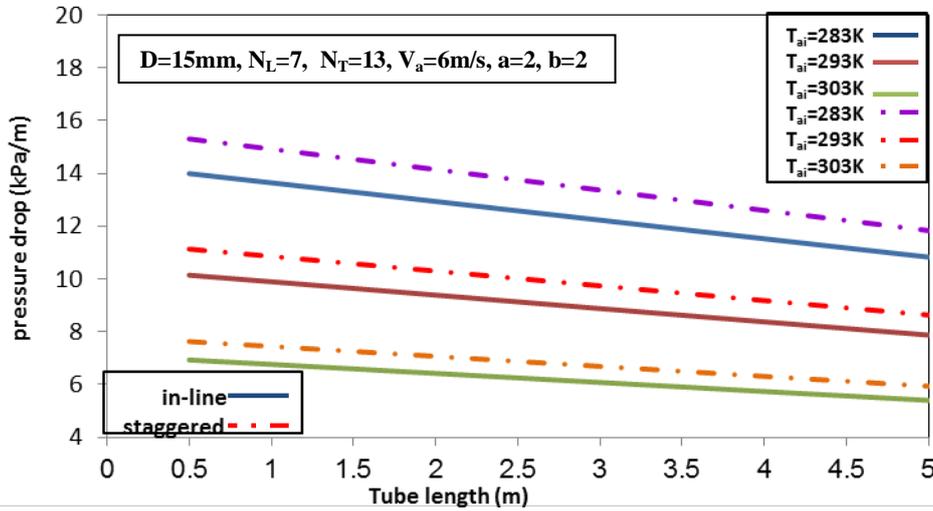
الشكل (15): تغير هبوط الضغط للمائع على طول الأنابيب لنسب خطوات طولية مختلفة



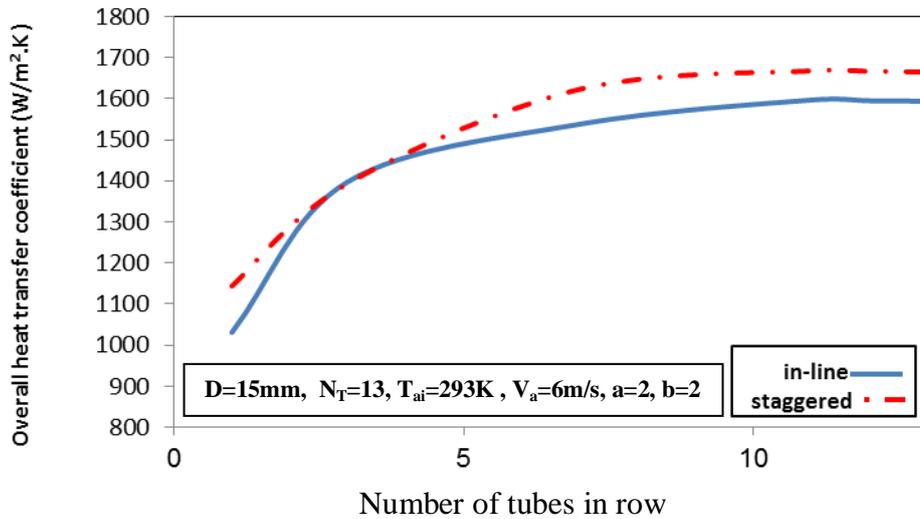
الشكل (16): تغير هبوط الضغط للمائع على طول الأنابيب لنسب خطوات عرضية مختلفة



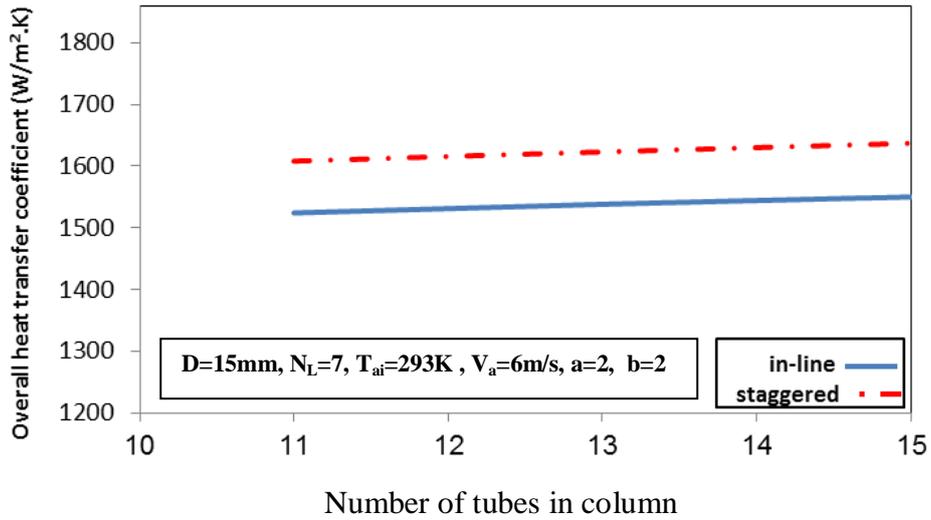
الشكل (17): تغير هبوط الضغط للمانع على طول الأنابيب لأقطار مختلفة



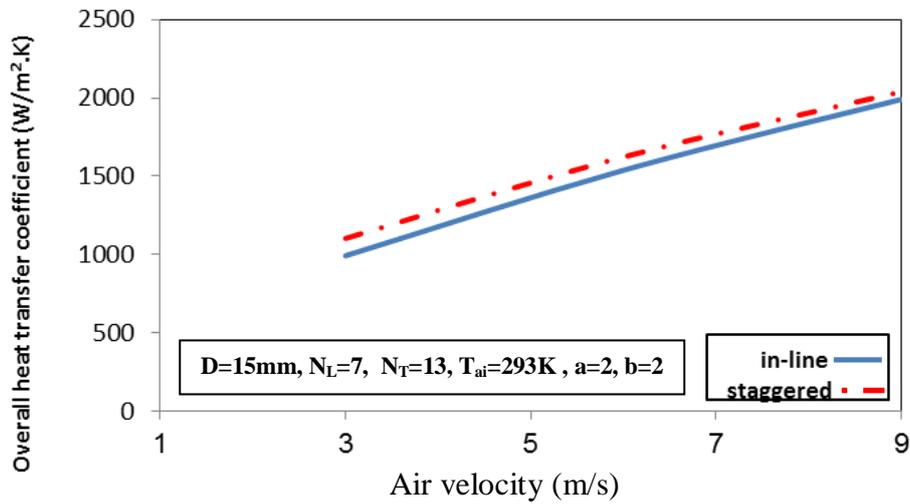
الشكل (18): تغير هبوط الضغط للمانع على طول الأنابيب لدرجات حرارة للهواء مختلفة



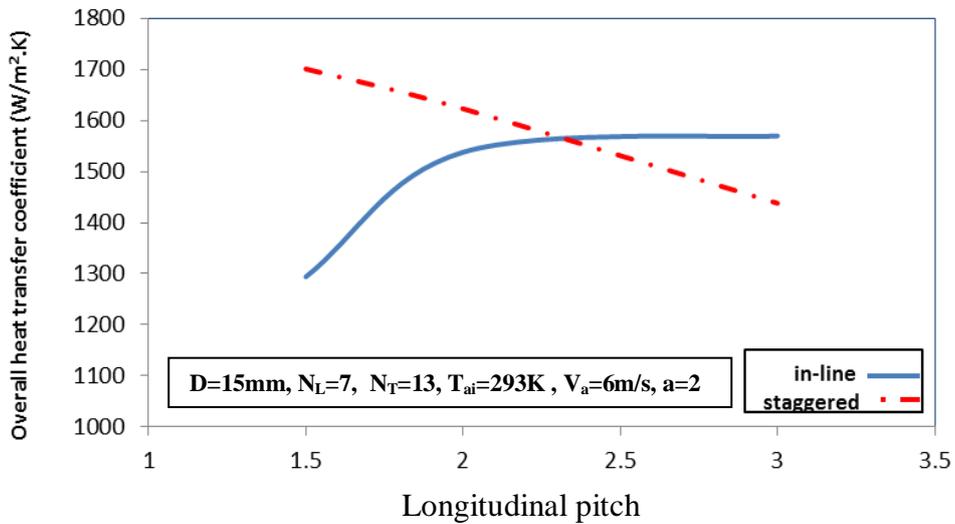
الشكل (19): تغير المعدل الإجمالي لمعامل انتقال الحرارة لعدد أنابيب في الصف مختلفة



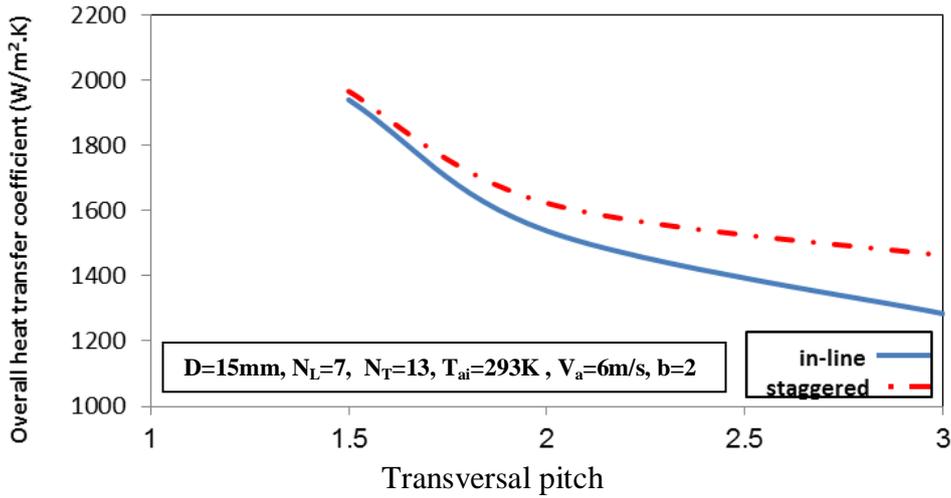
الشكل (20): تغير المعدل الإجمالي لمعامل انتقال الحرارة لعدد أنابيب في العمود مختلفة



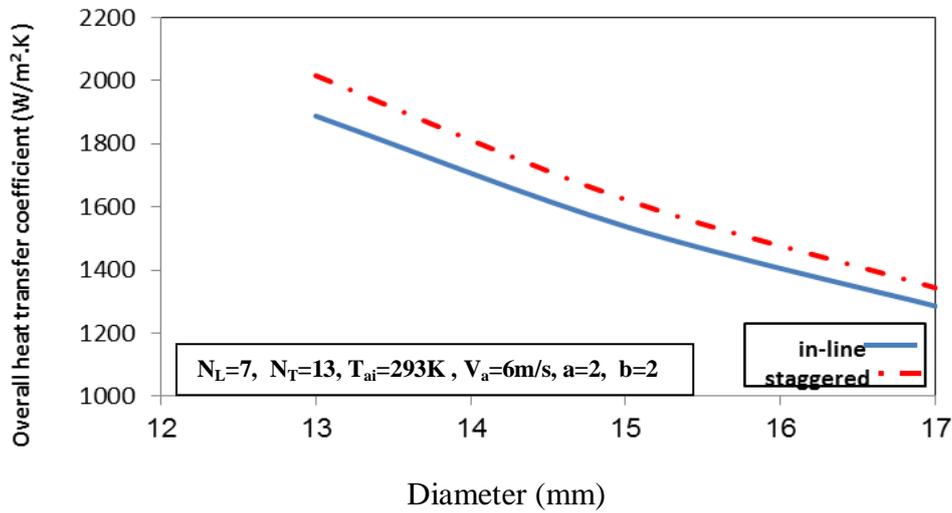
الشكل (21): تغير المعدل الإجمالي لمعامل انتقال الحرارة لسرع هواء مختلفة



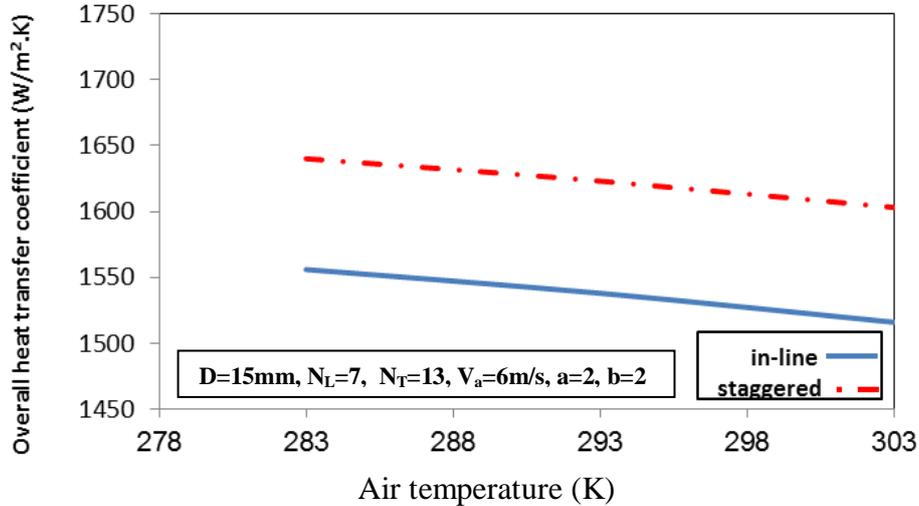
الشكل (22): تغير المعدل الإجمالي لمعامل انتقال الحرارة لنسب خطوات طولية مختلفة



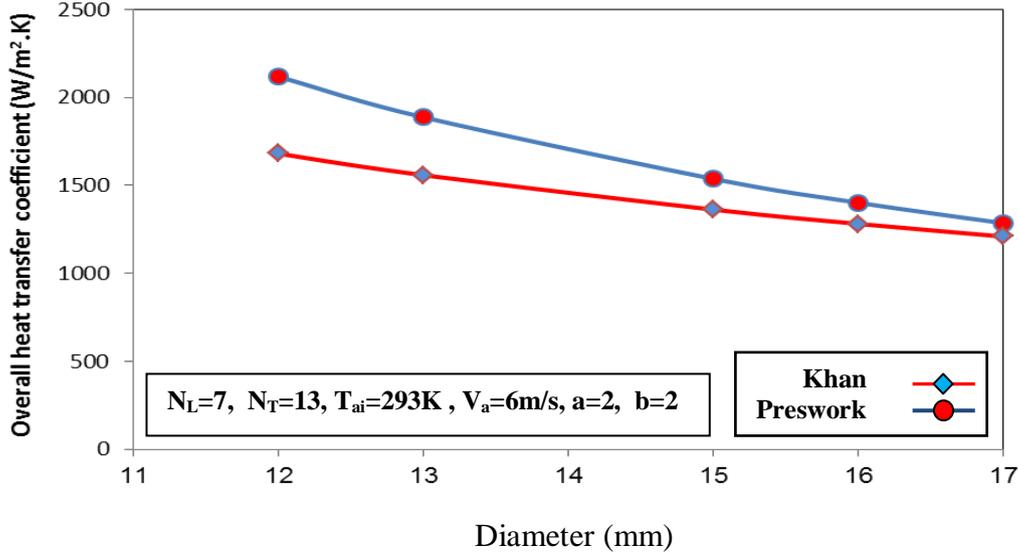
الشكل (23): تغير المعدل الإجمالي لمعامل انتقال الحرارة لنسب خطوات عرضية مختلفة



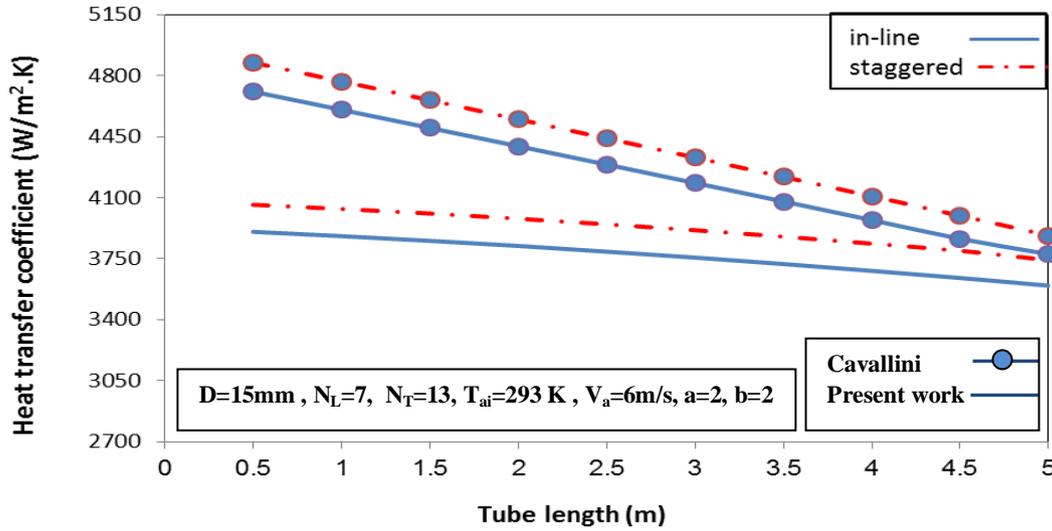
الشكل (24): تغير المعدل الإجمالي لمعامل انتقال الحرارة لأقطار مختلفة



الشكل (25): تغير المعدل الإجمالي لمعامل انتقال الحرارة لدرجات حرارة للهواء مختلفة



يُوضح الشكل (26.4): مقارنة بين النتائج الحالية ونتائج الباحث Khan [5]



يُوضح الشكل (27.4): مقارنة بين النتائج الحالية ونتائج الباحث Cavallini [20]

5. الاستنتاجات

- يمكن أن نستنتج من هذه الدراسة ما يأتي :
- 1- معامل انتقال الحرارة في الترتيب المتخالف أعلى من معامل انتقال الحرارة في الترتيب الخطي .
 - 2- في الترتيب الخطي ، يزداد معامل انتقال الحرارة بزيادة نسبة الخطوة الطولية بينما يقل بزيادة نسبة الخطوة العرضية .
 - 3- في الترتيب المتخالف ، يقل معامل انتقال الحرارة بزيادة نسبة الخطوة الطولية وزيادة نسبة الخطوة العرضية .
 - 4- يقل هبوط الضغط على طول الأنبوب ويزداد بزيادة عدد الأنابيب في الصف والعمود وسرعة الهواء ، وكذلك يزداد بزيادة نسبة الخطوة الطولية في الترتيب الخطي .
 - 5- يقل معامل انتقال الحرارة للمائع بزيادة كل من نسبة الخطوة الطولية في الترتيب المتخالف ونسبة الخطوة العرضية في كلا الترتيبين (الخطي والمتخالف) وقطر الأنبوب ودرجة حرارة الهواء .

6. المصادر

- 1- كريث ، ف. ، وبوهن ، م.س. ، (1988) " *أساسيات انتقال الحرارة* " ، ترجمة د.برهان محمود العلي ، أحمد نجم الصبحة ، بهجت مجيد مصطفى ، الطبعة الأولى ، مديرية دار الكتب للطباعة والنشر ، جامعة الموصل .
- 2- Bejan A. , Kraus A. D., (2003), Heat Transfer Handbook. John Wiley & Sons, Inc. tenth edition.
- 3- Krith F.,(2000), "*Handbook of Thermal Engineering* " CRC Press LLC.
- 4- Shareef , A.J., Ramadhan ,A.A., (2011), "*Heat transfer and fluid flow characteristic in banks flat tubes*", Tikrit Journal of Engineering Sciences , 18 (4), pp.88-103.
- 5- Khan ,W.A., Culham , J.R., Yovanovich, M.M., (2006) , " *Convection heat transfer from tube banks*" , International Journal of Heat and Mass Transfer , 49 , pp.4831-4318.
- 6- Park, K. J., Jung, D. and Seo, T.,(2008), "*Flow condensation heat transfer characteristics of hydrocarbon Refrigerant plain tube*" Int. J. Multiphase Flow ,13, pp.1-12.
- 7- Jung, D., Cho, Y. and Park, K.,(2004) "*Flow Condensation heat transfer coefficient of R22,R134a,R407C, and R410A inside plain and microfin tubes*", Int. J. Refrigeration, 27,pp.25-32.
- 8- Jonsen N. Reyes , Jr. " *Governing Equation in Two - phase Fluid Natural Circulation Flow*" , International Atomic Energy Agency , Vienna, pp. 1-20.
- 9- Holman j.p., (2010), "*heat transfer*" Tenth edition, McGraw-Hill, New York, USA.
- 10- William S. Janna , (1986), "*Engineering Heat Transfer*" PWS Publishers.
- 11- Wright , M . F. ,(2000) "*Plate-Fin and Tube Condenser Performance and Design for Refrigerant R-410A Air-Conditioner ,M.S. Thesis, Georgia Institute of Technology, April. 12-Shah,M.M., (1979) , "A General Correlation For Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipes "*. Heat and Mass Transfer , Vol.22, pp.547-556.
- 13- Wang, C.C.,(1997) " *A numerical method for thermally non-equilibrium condensation flow in a double pipe condenser* ", Applied Thermal Engineering ,17 (7) , pp.647-660.
- 14- Wang H. S., Rose J, W . Honda H .,(2003), "*Condensation of refrigerant in horizontal microfin tubes :comparison of correlation for frictional pressure drop*" . Int. J. Refrigeration, pp.461-472.
- 15- Lips, S. & Meyer, J.P., (2011), "*Two-phase flow in inclined tubes with specific reference to condensation* " , *International Journal of Multiphase Flow* " ,37 ,pp: 845-859.
- 16- Carey V. P.,(1992) , Liquid-Vapor Phase Change Phenomena , Hemisphere, Washington, DC,.
- 17- Field, B. S. and Hrnjak P. S., (2007), "*Two-Phase Pressure Drop and Flow Regime of Refrigerants and Refrigerant-Oil Mixtures in Small Channels*" Air Conditioning and Refrigeration Center A National Science Foundation/ University Cooperative researchCenter.

- 18- Sripattarapan, W . , Wong chang, T. , Wongwises S. , (2004), "Heat Transfer and two-phase characteristics of refrigerants flowing under varied heat flux in a double-pipe evaporator" . Heat and Mass Transfer, ,40, pp.653-664.
- 19- Klein ,S.A., Beckman , W.A., Mitchell, J.W., Duffie , J.A., Duffie, N.A. , Freeman , T.L. , Mitchell, J.C., Braun , J.E., Evans , B.L. , Kummer , J.P., Urban, R.E., Fiksel, A., Thornton , J.W., Blair, N.J. , Williams, P.M., Bradley , D.E. , Mc Dowell , T.P. and Kummert , M. (2004) "Trnsys 16 User Manual" Solar Energy Laboratory , Univ. of Wisconsin-Madison.
- 20- ASHRAE, (1985), ASHRAE Handbook of Fundamentals, Volume. ASHRAE, Atlanta.

