مجلة جامعة تشرين للبحوث والدراسات العلمية _ سلسلة العلوم الهندسية المجلد (33) العدد (2) 2011
Tishreen University Journal for Research and Scientific Studies - Engineering Sciences Series Vol. (33) No. (2) 2011

نمذجة ومحاكاة المبادلات الحرارية الأنبوبية باستخدام طرق العناصر المنتهية

الدكتور جابر ديبة*

(تاريخ الإيداع 31 / 3 / 2011. قُبِل للنشر في 18/ 5 / 2011)

□ملخّص □

تم في هذا البحث إيجاد مخططي توزع السرعة وهبوط الضغط حول حزمة الأنابيب في المبادل الحراري الأنبوبي باستخدام طرق العناصر المنتهية، كما تمت نمذجة ومحاكاة كل من معامل انتقال الحرارة الإجمالي، الاستطاعة الحرارية، توزع السرعة وهبوط الضغط للمبادل الحراري الأنبوبي بوصفه تابعاً لعدد صفائح التوجيه الموزعة على طول المبادل وكتابع لارتفاع الجزء المقتطع من صفيحة التوجيه، حيث تم تحديد القيم المثلى لتلك البارامترات التي تسهم في رفع كفاءة النقل الحراري بين المائعين في المبادل الحراري من جهة وفي تخفيض قيم هبوط الضغط لكلا المائعين من جهة أخرى.

الكلمات المفتاحية: المبادلات الحرارية، حزمة الأنابيب، مبدأ العناصر المنتهية، انتقال الحرارة، هبوط الضغط

*أستاذ مساعد– قسم القوى الميكانيكية – كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية – جامعة تشرين – اللاذقية – سورية.

مجلة جامعة تشرين للبحوث والدراسات العلمية _ سلسلة العلوم الهندسية المجلد (33) العدد (2) 2011
Tishreen University Journal for Research and Scientific Studies - Engineering Sciences Series Vol. (33) No. (2) 2011

Modeling and Simulation of Shell and Tube Heat Exchangers by using Finite Elements Methods

Dr. Jaber Dieba*

(Received 31 / 3 / 2011. Accepted 18 / 5 / 2011)

□ ABSTRACT □

In this research, the velocity distribution and pressure drop were determined around tube bundles in the shell-and-tube heat exchanger by using finite elements methods. The mean heat transfer coefficient, thermal performance, velocity distribution and pressure drop in shell-and-tube heat exchangers with segmental baffles were investigated and visualized for different baffle cuts and different baffle numbers. The optimum values of parameters (baffle cuts, baffle numbers), which are very important for increasing the heat transfer and decreasing the pressure drop, were obtained.

Key Words: Heat Exchanger, Tube Bundle, FEM, Heat Transfer, Pressure Drop.

***Associate Professor, Department of Thermal Energy, Faculty of mechanical and electrical Engineering, Tishreen university, Latakia, Syria.**

مقدمة:

تستخدم المبادلات الحرارية الأنبوبية في المجال الصناعي منذ القدم في عمليات التسخين والتبريد، التكثيف والتبخير للموائع. في تلك المبادلات يتدفق أحد الوسيطين الحراريين داخل الأنابيب، أما الوسيط الحراري الثاني فيتدفق في الفراغ المحصور بين الأنابيب، وفي حالة الانسياب العرضي على حزمة الأنابيب تحصل عملية التبادل الحراري بشكل أفضل مما هو علية أثناء الانسياب الطولاني [3-1].

توضع حواجز مستعرضة داخل غلاف المبادل الحراري الأنبوبي لأجل تثبيت حزمة الأنابيب وتقويتها ولتنظيم تدفق الوسيط الحراري في الفراغ المحيط بالأنابيب وللحصول على أكبر سرعة ممكنة لجريان الوسيط الحراري، تسمى هذه الحواجز بصفائح التوجيه (حيث تقوم بتوجيه حركة المائع الخارجي بحيث يتم انسيابه بشكل عرضي بدلاً من الانسياب الطولي حول الأنابيب) [4,5].

بتغيير عدد الحواجز على طول المبادل يمكن أن يتغير عدد الممرات للوسيط الحراري في الغلاف الأنبوبي. تسمى التجاويف الموجودة في الحواجز والتي يمر عبرها الوسيط الحامل للحرارة ليعطيها إلى الوسيط العامل المستقبل للحرارة بالنوافذ (نوافذ صفائح التوجيه) [9-6].

أهمية البحث وأهدافه:

إن كفاءة المبادلات الحرارية الأنبوبية تتعلق بشكل رئيسي على العديد من البارامترات التصميمية للمبادل مثل الارتفاع المقتطع من صفيحة التوجيه والذي يسمى بنافذة صفيحة التوجيه وعدد صفائح التوجيه الموزعة على طول المبادلات الحرارية وفقاً لمسافات معينة إلا أن لهذين العاملين أيضاً أثراً سلبياً في رفع هبوط الضغط للمائع حول حزمة الأنابيب نتيجة لزيادة عدد اللفات ولزيادة أطوال مسارات المائع [12-10].

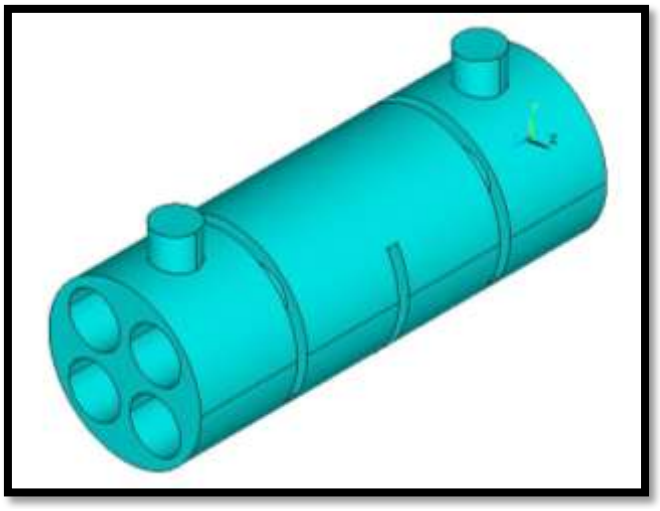
في هذا البحث سيتم إجراء دراسة تحليلية باستخدام برنامج العناصر المنتهية (ANSYS) [13,14] وذلك لتحديد تأثير كُلٍ من عدد صفائح التوجيه وارتفاع نوافذ تلك الصفائح على كل من معامل انتقال الحرارة الإجمالي، الاستطاعة الحرارية، توزع السرعة وهبوط الضغط في المبادل الحراري وذلك من أجل نماذج مختلفة.

إن الهدف من البحث هو تحديد القيم المثلى لتلك البارامترات واستخدام النتائج والمقترحات الحاصلة من خلال النمذجة والمحاكاة لتحسين فعالية المبادلات الحرارية الأنبوبية وتعديل تصميمها بما يتلاءم مع مجال استخداماتها.

طرائق البحث ومواده:

1. النموذج الفيزيائي:

كنموذج أولي للتجارب العددية تم في هذا البحث اختيار مبادل حراري أنبوبي بسيط (شكل 1) يحتوي ثلاث صفائح توجيه مستوية سماكة كل واحدة منها [mm] 4. إن القطر الداخلي لغلاف المبادل يبلغ [mm] 240، عدد الأنابيب يبلغ 4 أنابيب (قطرها الخارجي [mm] 80 وقطرها الداخلي [mm] 72) بطول لكل أنبوب يبلغ [mm] 600 وبهذه الأبعاد تبلغ المساحة الإجمالية لسطوح التبادل الحراري (السطح الخارجي للأنابيب) مقدار [m^2] 0,603.



الشكل (1): النموذج البدائي للمبادل الحراري الأنبوبي قيد الاختبار

إن نظام المعادلات الواصفة للنمذجة العددية تتألف من معادلة الاستمرار، معادلة نافير – ستوكس ومعادلة فوريه التالية [6]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial(\rho w_i)}{\partial x_i}=0 \qquad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho w_i)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho w_j w_i)}{\partial x_j}=X_i-\frac{\partial P}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\eta\frac{\partial w_i}{\partial x_j}\right)+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\eta\frac{\partial w_j}{\partial x_i}\right) \qquad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho c_p w_i T)}{\partial x_i}=\dot{q}_q+\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\lambda\frac{\partial T}{\partial x_i}\right) \qquad (3)$$

2. النمذجة العددية:

حيث تم في هذا الجزء رسم وإنشاء النموذج العددي للمبادل الحراري ذي الأبعاد والقياسات السابقة كما تمت تجزئته إلى عدد كبير من العناصر المنتهية، إن الشروط الحدية المختارة والخواص الفيزيائية والترموديناميكية للماء [15]، الذي تم استخدامه كوسيط حراري من الطرفين (الساخن والبارد) عند درجات الحرارة المستخدمة تم إدراجهما في الجدولين (1,2).

الجدول (1): الشروط الحدية المستخدمة لنموذج المبادل الحراري الأنبوبي

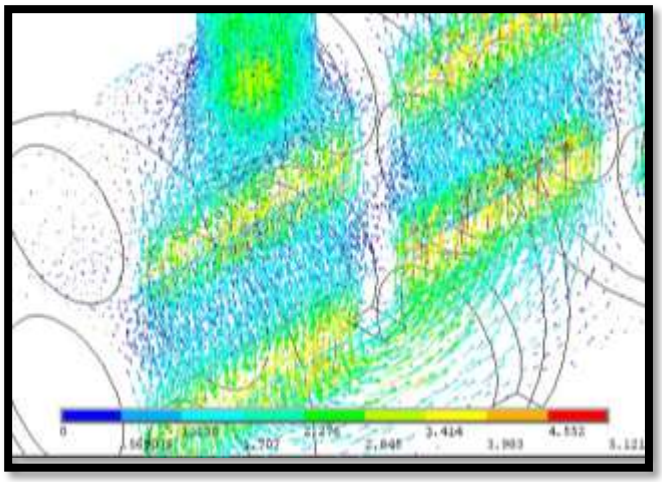
الشروط الحدية	
درجة حرارة دخول المائع الساخن (ضمن الأنابيب)	T_{1e} = 75 [°c]
درجة حرارة دخول المائع البارد (حول الأنابيب)	T_{2e} = 25 [°c]
سرعة دخول المائع الساخن	w_{1e} = 2 [m/s]
سرعة دخول المائع البارد	w_{2e} = 2 [m/s]
الضغط النسبي للمائع الساخن عند المخرج	p_{1a}= 0 [N/m^2]
الضغط النسبي للمائع البارد عند المخرج	p_{2a}= 0 [N/m^2]

الجدول (2): الخواص الفيزيائية والترموديناميكية للماء البارد والساخن ضمن المبادل الحراري الأنبوبي[15]

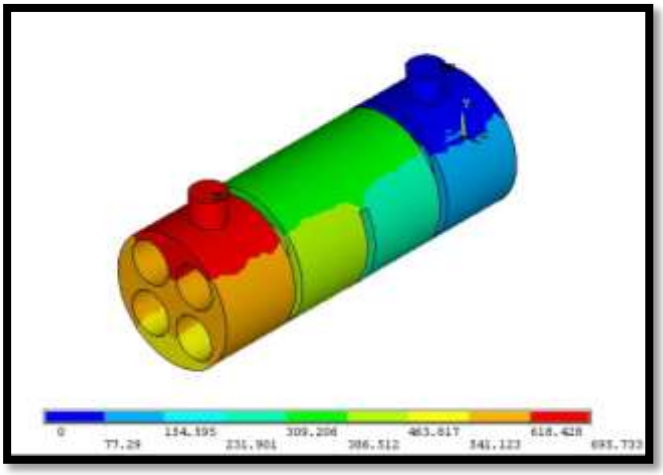
الخواص الفيزيائية والترموديناميكية للماء البارد والساخن			
	T = 25 °c	T = 75 °c	
ρ	997,05 [kg/m^3]	974,84 [kg/m^3]	الكتلة النوعية
c_p	4179 [J/kg.K]	4193 [J/kg.K]	السعة الحرارية النوعية
λ	0,6072 [W/m.K]	0,6668 [W/m.K]	الايصالية الحرارية
ν	$0{,}893.10^{-6}$ [m^2/s]	$0{,}388.10^{-6}$ [m^2/s]	اللزوجة الحركية
P_r	6,128	2,376	رقم برانتل

النتائج والمناقشة:

بعد تزويد البرنامج بالبارامترات المطلوبة وإجراء جملة من التعيرات المطلوبة لأساليب وخوارزميات الحل المتاحة والبدء بالحل العددي يمكننا الحصول على النتائج البدائية لمخططي توزع السرعة والضغط حول أنابيب المبادل الحراري كما في الأشكال (2,3).



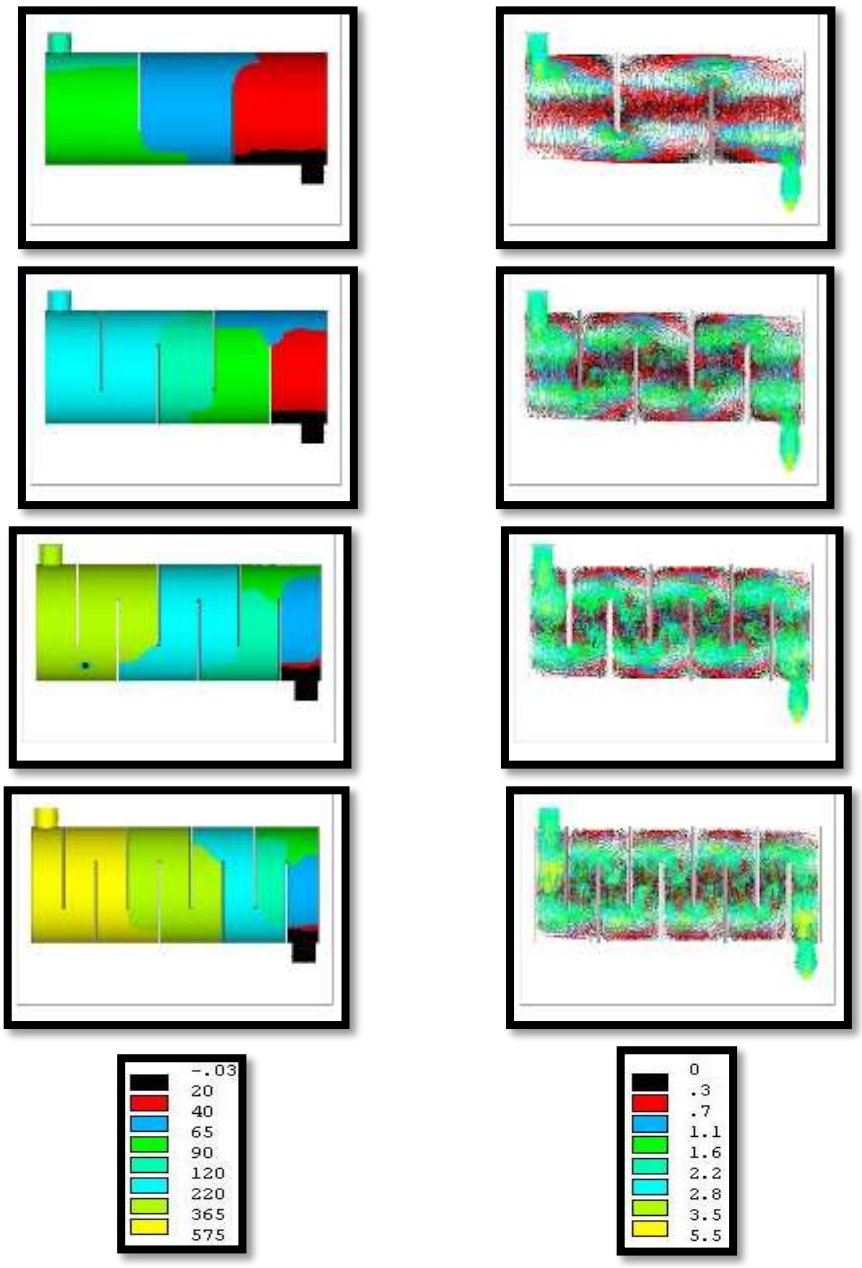
الشكل (2): مخطط توزع السرعة للمائع الخارجي أثناء الجريان حول حزمة الأنابيب في المبادل الحراري



الشكل (3): مخطط توزع الضغط للمائع الخارجي أثناء الجريان حول حزمة الأنابيب في المبادل الحراري

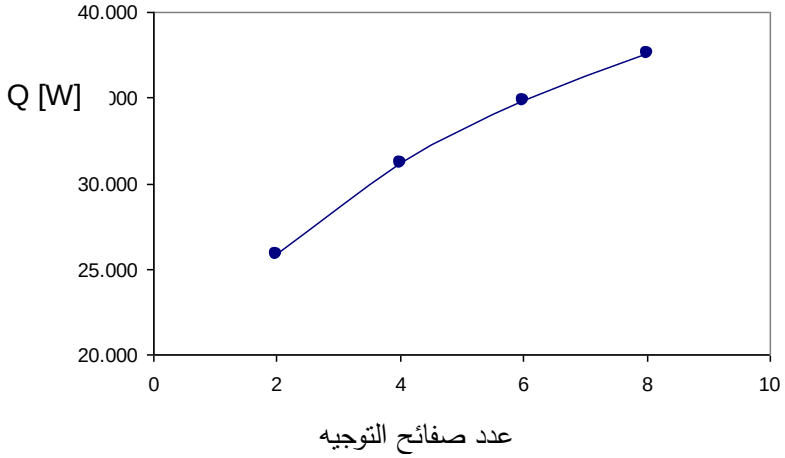
من الشكل (2) يتضح تغير قيم السرعة حول الأنابيب بشكل معتبر، حيث تصل السرعة في بعض الفراغات بين الأنابيب قيمتها الأعظمية بما يقارب [m/s] 5 علماً أن قيمتها عند فوهة الدخول هي [m/s] 2 وهذا يؤدي بدوره إلى تحسين معامل انتقال الحرارة. أما الشكل (3) فهو يعطي صورة واضحة لتدرج الضغط وباعتبار أنه تم افتراض قيمة الضغط النسبي معدومة عند الخروج فهذا يعني أن القيمة الأعظمية للضغط عند فوهة الدخول تمثل هبوط الضغط الإجمالي للمائع الساري حول الأنابيب.

من أجل إيجاد تأثير صفائح التوجيه على كل من مخططي السرعة والضغط تم تعديل النموذج بحيث يحتوي على أعداد مختلفة من صفائح التوجيه على طول المبادل وهي (2,4,6,8) ومن ثم دراسة ومحاكاة كل نموذج على حده عند نفس الشروط الحدية الوارد ذكرها في الجدول (1). الشكل (4) يمثل نتائج المحاكاة وهو يعرض مخططي توزع السرعة والضغط عند أعداد مختلفة من صفائح التوجيه.



الشكل (4): مخططات السرعة والضغط عند أعداد مختلفة من صفائح التوجيه[16]

كما تم تمثيل علاقة الاستطاعة الحرارية للمبادل بوصفه تابعاً لعدد صفائح التوجيه بعد أخذ القيم الناتجة من خرج البرنامج في الشكل (5) الذي يبين زيادة الاستطاعة الحرارية للمبادل مع ازدياد عدد صفائح التوجيه.

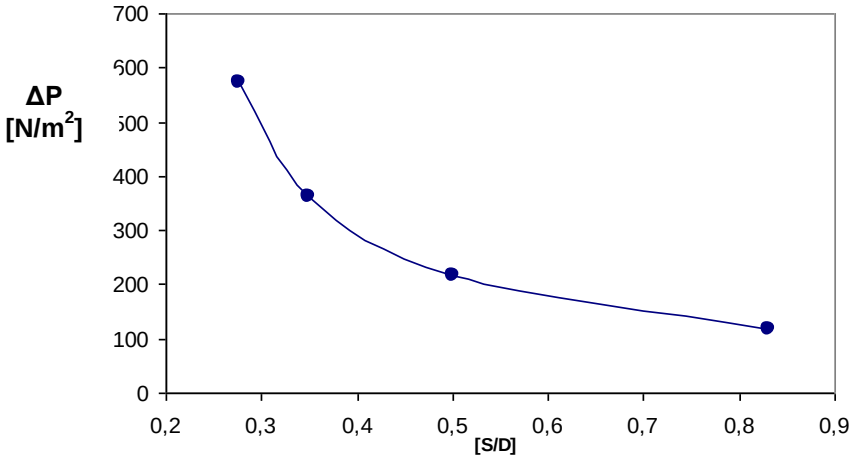


الشكل (5): مخطط الاستطاعة الحرارية للمبادل الحراري بوصفه تابعاً لعدد صفائح التوجيه

أما بالنسبة لهبوط الضغط ضمن المبادل الحراري فقد تم تمثيل علاقته بوصفه تابعاً للنسبة [S/D] بعد أخذ القيم الأعظمية له من نتائج النمذجة والمحاكاة السابقة في الشكل (6) حيث يمثل:

S [m] المسافة بين صفيحتي توجيه متجاورتين.

D [m] القطر الداخلي لغلاف المبادل.

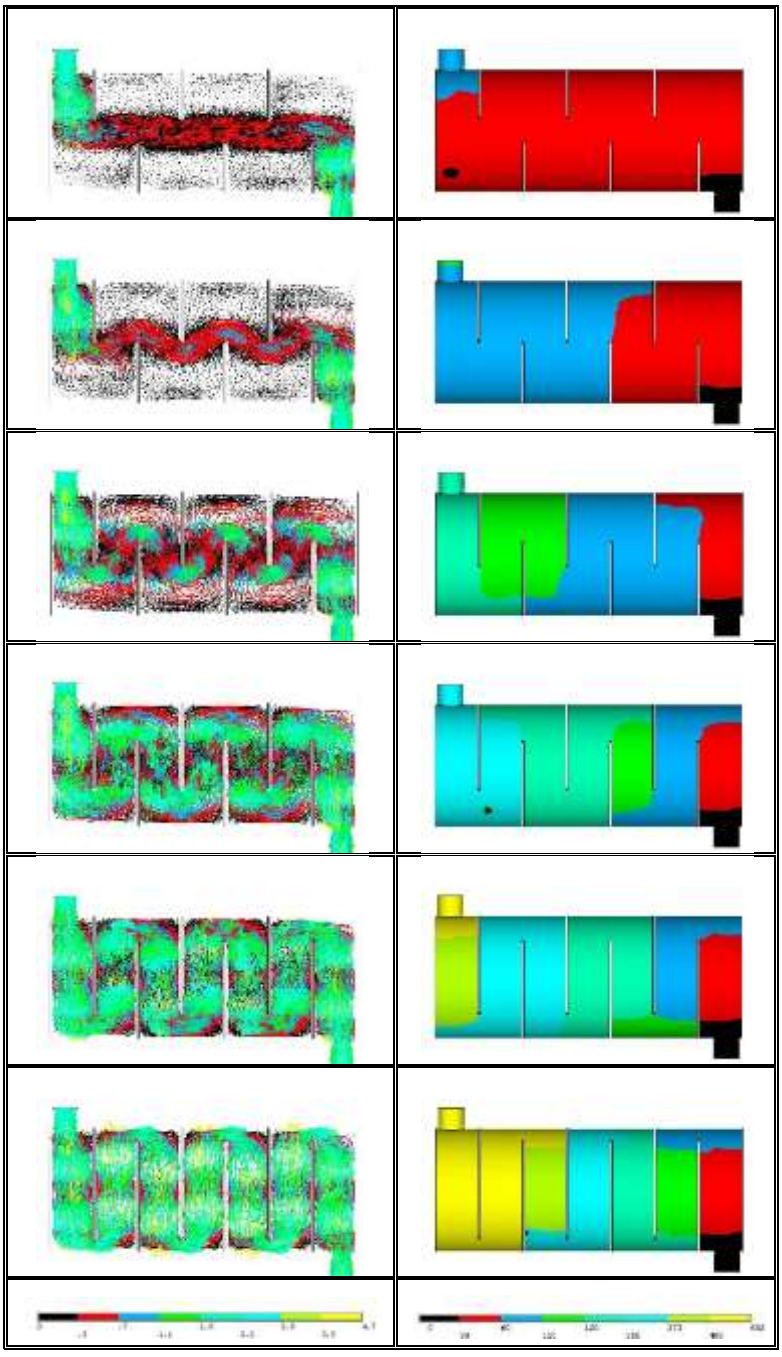


الشكل (6): مخطط هبوط الضغط ضمن المبادل الحراري كتابع للنسبة [S/D]

من الشكل (6) يتضح ازدياد قيم ضياعات الضغط بشكل كبير جداً عندما تكون النسبة [S/D] < 0,35 لذلك ينصح بعدم تخطي تلك النسبة عند تصميم المبادلات الأنبوبية مع صفائح توجيه.

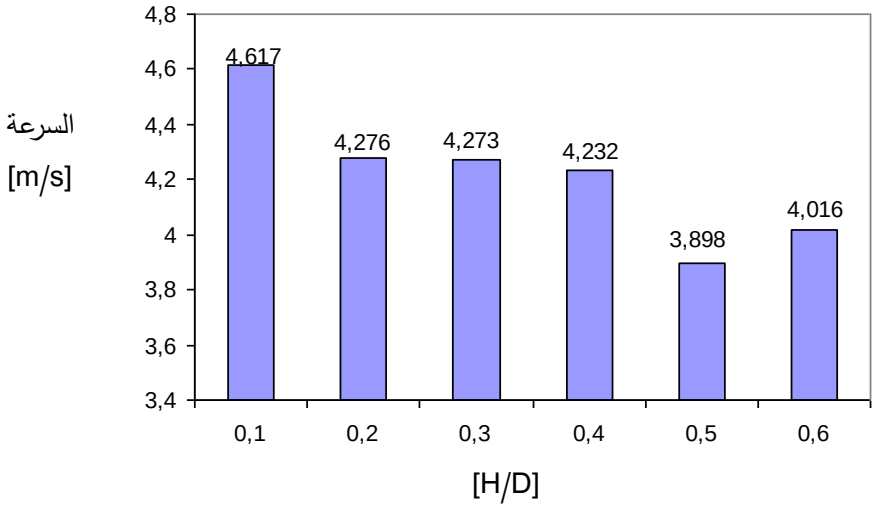
لدراسة تأثير التجاويف الموجودة في الحواجز (ارتفاع الجزء المقصوص من صفائح التوجيه) على توزع السرعة والضغط حول حزمة أنابيب المبادل الحراري الأنبوبي تم تغيير قيمة النسبة [H/D] من 10 % إلى 60 % وإنشاء

النماذج الموافقة لذلك ومن ثم إيجاد الحل العددي لكل نموذج على حدة عند نفس الشروط الحدية (الشكل 7)، حيث يمثل H ارتفاع الجزء المقصوص من صفيحة التوجيه.

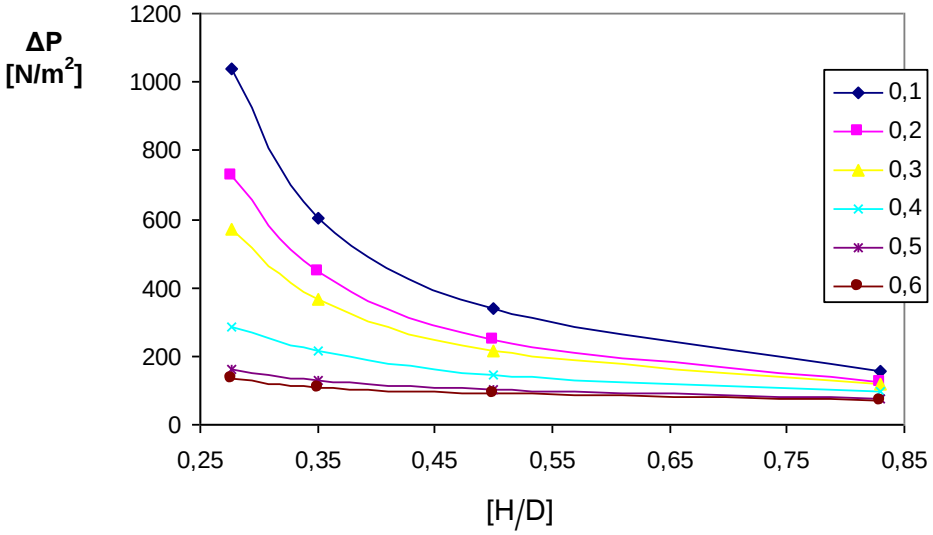


الشكل (7): مخططات السرعة والضغط عند ارتفاعات مختلفة لنوافذ صفائح التوجيه[16]

كما تمثل الأشكال (8,9) علاقة كل من السرعة الأعظمية وهبوط الضغط كتابع لارتفاع الجزء المقصوص من صفيحة التوجيه.



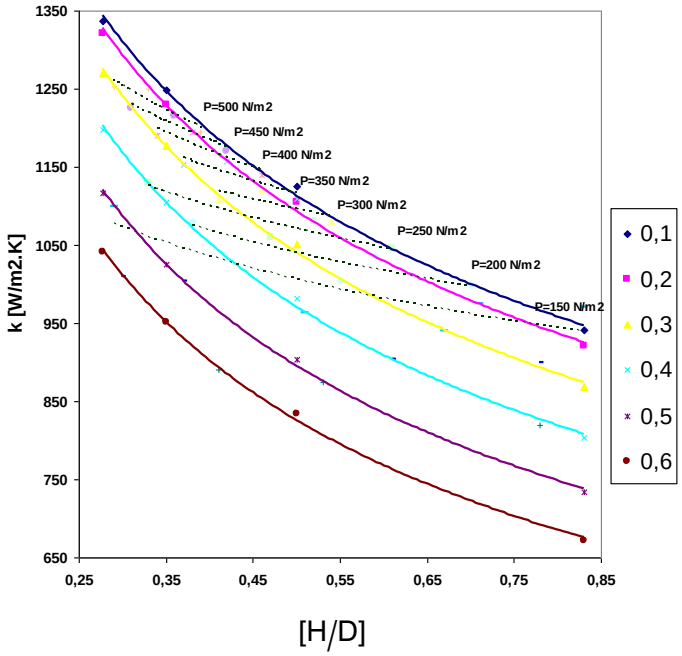
الشكل (8): علاقة السرعة الأعظمية كتابع لارتفاع نافذة صفيحة التوجيه



الشكل (9): علاقة هبوط الضغط كتابع لارتفاع نافذة صفيحة التوجيه

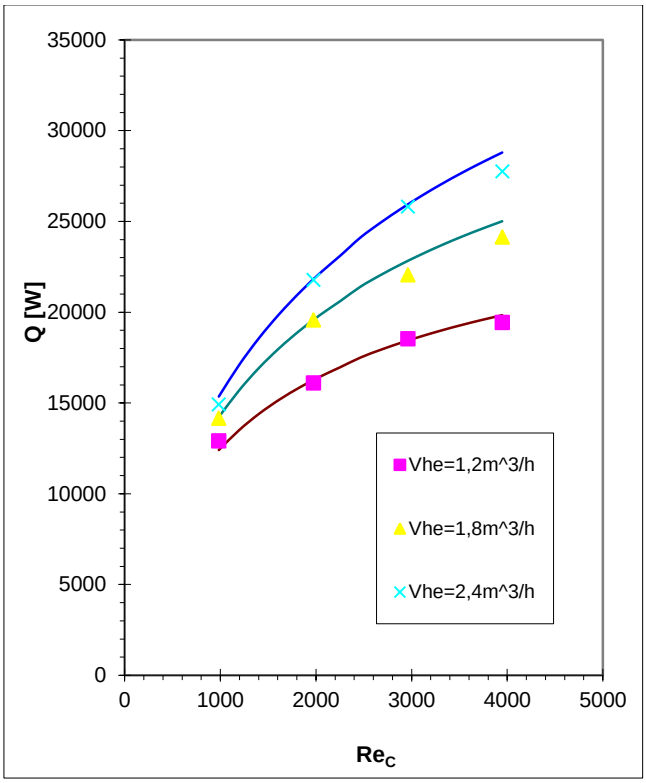
كذلك ينصح هنا بأخذ قيم لارتفاع نوافذ صفائح التوجيه بحيث تحقق النسبة [H/D] > 0,35 وذلك لتجنب الازدياد الكبير لهبوط الضغط بالاعتماد على الشكل (9).

لاختيار النموذج أو التصميم الأمثل للمبادل الحراري الأنبوبي يجب الأخذ بالحسبان كلاً من معامل انتقال الحرارة الإجمالي وضياعات الضغط للمائع الخارجي، حيث يبين الشكل (10) علاقة كل من معامل انتقال الحرارة الإجمالي وهبوط الضغط بوصفه تابعاً لكل من النسب [H/D], [S/D] في مخطط واحد، من خلال هذا المخطط يمكن إيجاد نقطة التصميم المثلى التي تحقق انتقالاً حرارياً جيداً مع أقل الضياعات الممكنة.



الشكل (10): علاقة معامل انتقال الحرارة الإجمالي وهبوط الضغط في المبادل الحراري

فضلاً عن ذلك، تم إجراء مقارنة بين نتائج النمذجة الحاسوبية ونتائج القياسات التجريبية على مبادل حراري أنبوبي كما في الشكل (11). حيث يبين الشكل العلاقة بين الاستطاعة الحرارية ورقم رينولدز للمائع البارد وذلك من أجل قيم تدفقات مختلفة للمائع الساخن من خلال النتائج الحاسوبية (الخطوط المستمرة) ونتائج القياسات التجريبية (النقاط التجريبية)، ومن الشكل يتضح وجود تطابق كبير بين كلتا الحالتين.



الشكل (11): المقارنة بين النتائج الحاسوبية ونتائج القياسات التجريبية

الاستنتاجات والتوصيات:

لقد تم في هذا البحث استخدام مبدأ العناصر المنتهية في نمذجة ومحاكاة المبادلات الحرارية الأنبوبية مع صفائح التوجيه. حيث تم تحديد النواحي الإيجابية والسلبية لاستخدام صفائح التوجيه ضمن المبادل الأنبوبي عددياً كما تم عرض ذلك من خلال المخططات البيانية. على الرغم من أن استخدام صفائح التوجيه يعطي تحسينات ممتازة في عمليات انتقال الحرارة ضمن المبادل الحراري إلا أن ازدياد هبوط الضغط عند جريان المائع حول الأنابيب الذي يتطلب زيادة استطاعة المضخات المطلوبة أمر لا يستهان به. وقد تم تحديد القيم المثلى لعدد صفائح التوجيه وارتفاع نوافذها بحيث تحقق العلاقات: $0,35 < [S/D]$ و $0,35 < [H/D]$ عند تصميم وإنتاج تلك المبادلات.

كما تم رسم مخطط موحد لكل من معامل انتقال الحرارة الإجمالي وهبوط الضغط بوصفه توابع للأبعاد التصميمية (المسافة بين صفائح التوجيه على طول المبادل، ارتفاع الجزء المقتطع من الصفيحة) وذلك للاستفادة منه عند تصميم وصناعة المبادلات بهدف تحسين فعاليتها.

المراجع:

[1] Roetzel, W.; Spang, B. *Effective mean temperature difference in segmentally baffled shell and tube heat exchangers.* proceedings of the 9 th international heat exchanger conference. Heat transfer. Vol. 5, 1990, S: 79-84.

[2] Roetzel, W.; Lee, D. *Effect of baffle/ shell leakage flow on heat transfer in shell- and-tube heat exchangers.* Experimental Thermal and Fluid Science. Vol. 8, 1994, S: 10-20.

[3] Gay, B.; Mackley, N.V.; Jenkins, J.D. *Shell- side heat transfer in baffled cylindrical shell- and- tube exchangers- an electrochemical mass transfer modelling technique.* International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 19, 1976, S: 995-1002.

[4] Sun, S.Y.; Lu, Y.D.; Yan, C.Q. *Optimization in calculation of shell- tube heat exchanger.* Int. Comm. Heat Mass Transfer. Vol. 20, 1993, S: 675-685.

[5] Gaddis, E.S.; Gnielinski, V. *Pressure drop on the shell- side of shell- and- tube heat exchangers with segmental baffles*. Chemical Engineering and Processing. Vol. 36, 1997 S: 149-159.

[6] Prithiviraj, M.; Andrews, M.J. *Three- dimensional numerical simulation of shell- and-tube heat exchangers, Part II: Heat transfer*. Numerical Heat Transfer, Part A. Vol. 33, 1998, S: 817-828.

[7] Kottke, V.; Li, H. *Local heat transfer in the first baffle compartment of the shell- and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement*. Experimental Thermal and Fluid Science. Vol. 16, 1998, S: 342-348.

[8] Sparrow, E.M.; Reifschneider, L.G. *Effect of interbaffle spacing on heat transfer and pressure drop in a shell- and- tube heat exchanger*. International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 29, 1986, S: 1617-1628.

[9] Shah, R.K.; Pignotti, A. *Influence of a finite number of baffles on shell- and- tube heat exchanger performance.* Heat Transfer Engineering. Vol. 18 (1), 1997, S: 82-94.

[10] Mukherjee, R. *Effectively design shell- and- tube heat exchangers.* Chemical Engineering Progress. February, 1998, S: 21-37.

[11] Gaddis, E.S.; Gnielinski, V. *Shell- side heat transfer in baffled shell- and- tube heat exchangers.* In VDI- heat atlas. VDI- Verlag, Düsseldorf, 1993, S: Gg 1-5.

[12] Gnielinski, V. *Heat transfer in cross- flow around individual tube rows and through tube bundles.* In VDI- heat atlas. VDI- Verlag, Düsseldorf, 1993, S: Gf 1-3.

[13] n. n. *Training Manual, ANSYS (Heat Transfer),* Inventory number: 001785, first edition, release 7.0, 2003.

[14] n. n. *Training Manual, ANSYS (CFD Analysis),* Inventory number: 001778, first edition, release 7.0, 2003.

[15] Straub, J. *Stoffwerte von Wasser*. In VDI- heat atlas. 6. Aufl. VDI- Verlag, Düsseldorf, 1991, S: Db 2-14.

[16] Karno, A.; Ajib, S.; Diba, J.; Nilius, A. *FEM- Berechnungen und numerische Untersuchungen an Rohrbündelwärmetauschern mit Umlenkblechen.* In 49. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium, Technische Universität Ilmenau, Germany, 27.-30, September, Conference Proceedings, Vol. 2, 2004, S: 73-78.