الفصل الرابع

المبادلات الحرارية

Heat Exchangers

تعرف المبادلات الحرارية بأنها تلك المعدات التي تبسط و تسهل عملية انتقال وتبادل الحرارة بين مائعين عند درجتي حرارة مختلفتين مع الاحتفاظ بهذين المائعين غير مختلطين في أكثر أنواعها شيوعا.

تستخدم المبادلات الحرارية في كثير من التطبيقات في مجال التبريد وتكييف الهواء وفي التصنيع الكيميائي وفي محطات توليد الطاقة خاصة الكبيرة منها.

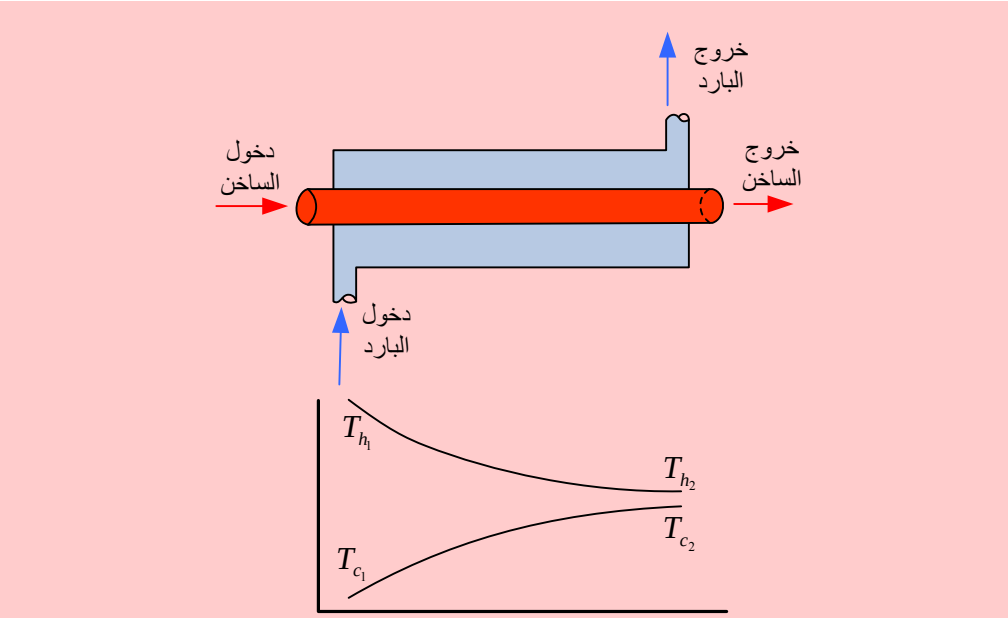
يتم انتقال الحرارة في المبادل الحراري بواسطة الحمل في المائع نفسه وبالتوصيل خلال الجدار الفاصل بين المائعين.

أنواع المبادلات الحرارية Types of Heat Exchangers

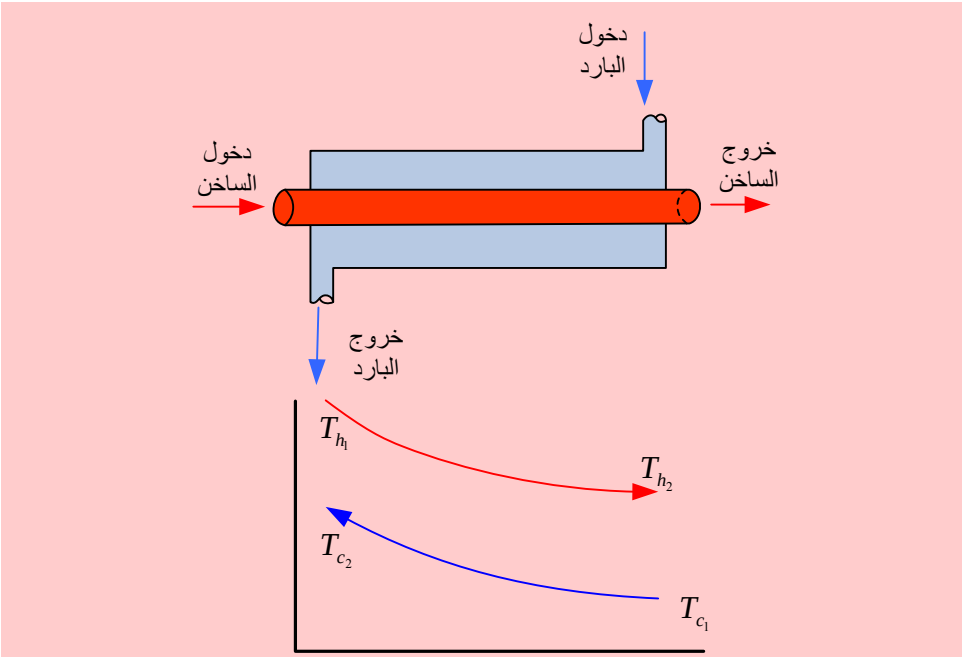
تتطلب تطبيقات انتقال الحرارة المختلفة لمواد مختلفة ولطرق تصنيع مختلفة أيضا. ولذلك ولمطابقة متطلبات انتقال الحرارة في التطبيق المحدد مع مواد تصنيع المبادل الحراري تطلب ذلك تصنيع وتصميم المبادلات الحرارية بطرق كثيرة منها:

أولا:- المبادل الحراري الأنبوبي أو المبادل الحراري ذو الأنبوب متحد المركز

Tubular or Concentric Tube HXR



شكل رقم (٢- ٣٦) مبادل حراري أنبوبي متوازي السريان



شكل (٢- ٣٧) مبادل حراري أنبوبي عكسي السريان

وكما يتضح من الشكلين (٢- ٣٦)و (٢- ٣٧) فإن هذا المبادل يتكون من أنبوبين بقطرين مختلفين ومركز متحد. يسري أحد المائعين في الأنبوب الصغير فيما يسري المائع الآخر في المساحة المتبقية بين الأنبوبين.

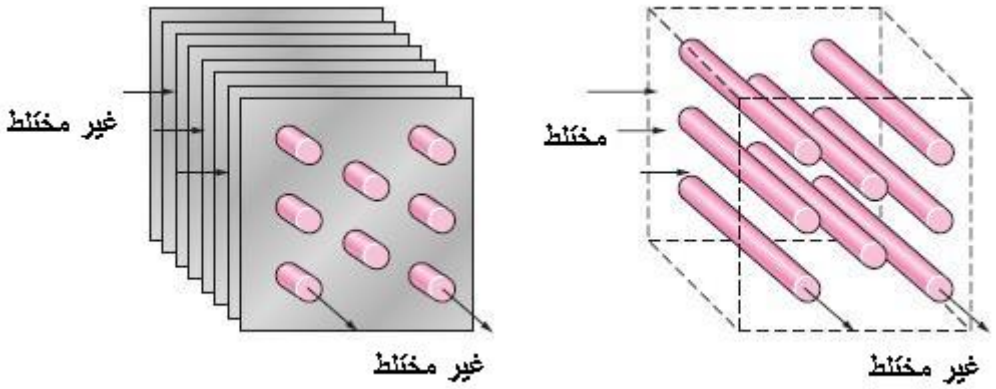
هناك نوعان من السريان يمكن استخدامهما في مثل هذا المبادل الحراري:

- مبادل حراري متوازي السريان Parallel Flow وفيه يدخل المائعان الحار والبارد من نفس النهاية في المبادل ويسريان في نفس الاتجاه حتى النهاية الأخرى، الشكل ٢- ٣٦)
- مبادل حراري عكسي السريان Counter Flow وفيه يدخل المائعان الحار والبارد كل منهما في نهاية ويسريان في اتجاهين متعاكسين، (الشكل ٢- ٣٧)

ثانيا:- المبادل الحراري المدمج Compact HXR

صمم هذا المبادل لتحقيق مساحة انتقال حرارة عالية جدا في وحدة الحجم. تسمى النسبة بين مساحة انتقال الحرارة للمبادل الحراري إلى حجم المبادل بكثافة المساحة area density . يسمى المبادل الحراري بمبادل حراري مدمج إذا كانت كثافة المساحة أكبر من $700\ m^2/m^3$ ومن أمثلة هذا المبادل الحراري المكثفات والمبخرات في أنظمة التكييف والتبريد ورادياتر السيارة ورئة الإنسان. تمكننا هذه النوعية من المبادلات لتحقيق معدلات عالية لانتقال الحرارة بين مائعين في أحجام صغيرة ومحددة.

نستطيع الحصول على المساحة العالية لانتقال الحرارة في مثل هذه المبادلات باستخدام الصفائح الرقيقة أو زعانف مموجة corrugated fins في الحوائط الفاصلة بين المائعين.



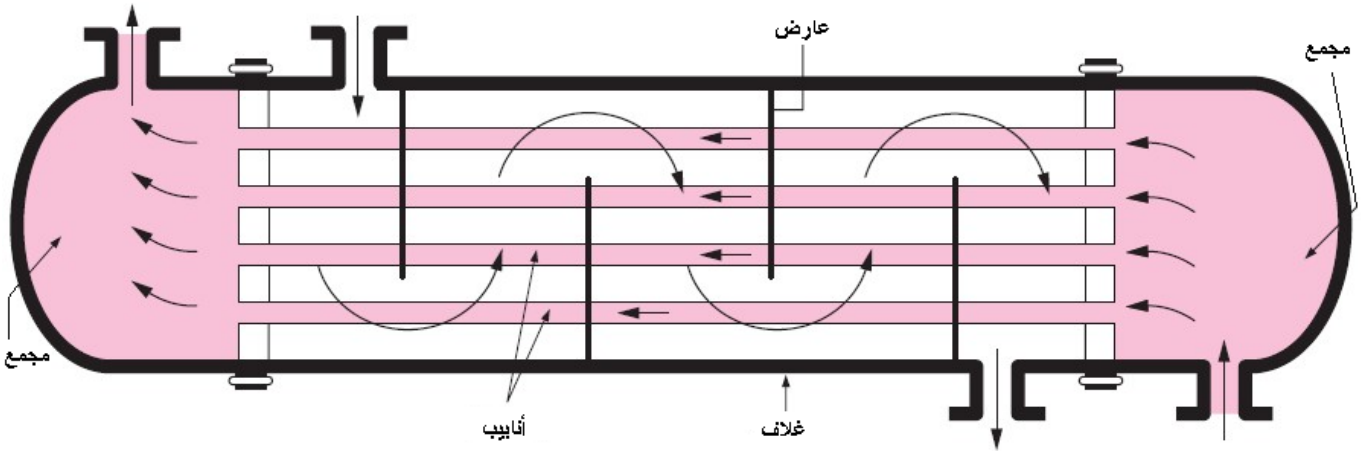
شكل (٢- ٣٨) مبادل حراري مدمج (مختلط- غير مختلط) و(غير مختلط)

في المبادلات الحرارية المدمجة يسري المائعان في اتجاهين متعامدين perpendicular ويسمى هذا النوع من السريان بالسريان المتعارض cross flow . ويقسم السريان المتعارض إلى سريان متعارض مختلط وسريان متعارض غير مختلط (الشكل ٢- ٣٨) اعتمادا على شكل السريان.

ثالثا المبادل الحراري ذو الغلاف والأنبوب Shell- and-Tube HXR

يعتبر هذا النوع من المبادلات الحرارية من أشهر المبادلات الحرارية المستخدمة في التطبيقات الهندسية. يحتوي هذا النوع من المبادلات الحرارية على عدد كبير من الأنابيب (في بعض الأحيان عدة مئات) محشوة في غلاف على أن تكون محاورها متوازية مع محور الغلاف. تنتقل الحرارة بين المائع الذي يسري

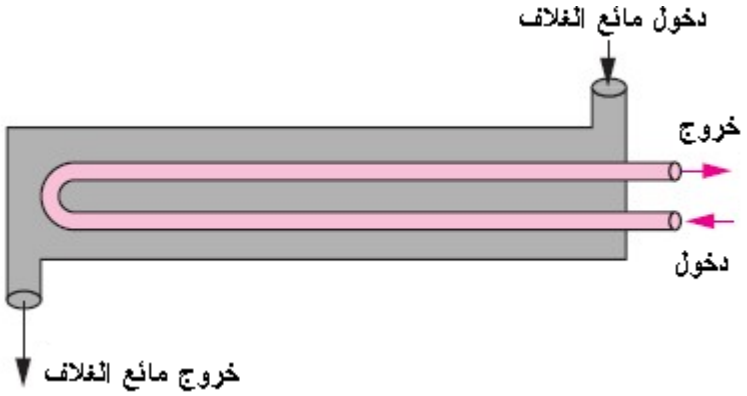
داخل المواسير والمائع الذي يسري خارج المواسير خلال الغلاف (الشكل ٢- ٣٩). غالبا ما تستخدم عوارض baffles في الغلاف لإجبار المائع الذي يسري خلال الغلاف للسريان خلال الغلاف مما يسرع من عملية انتقال الحرارة والاحتفاظ بحيز متساو بين المواسير. بالرغم من اتساع استخدام مثل هذه المبادلات فإنها غير مناسبة الاستخدام في السيارات والطائرات وذلك لضخامة حجم ووزن هذه المبادلات.



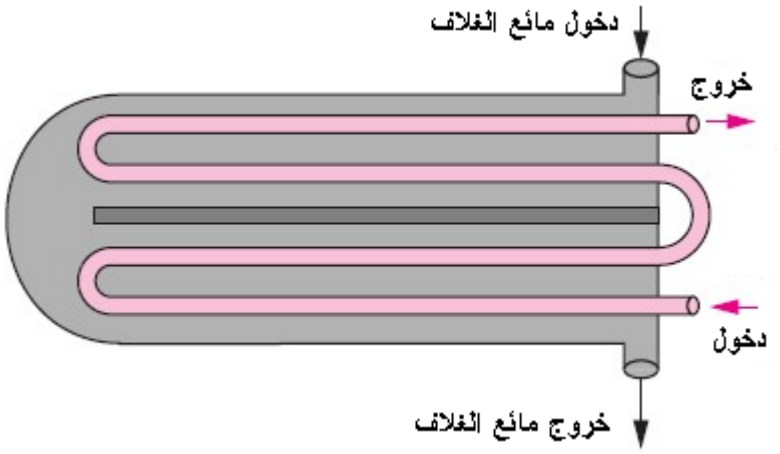
شكل ٢- ٣٩ مبادل حراري ذو غلاف وأنبوب

يجب ملاحظة أن الأنابيب في مثل هذه المبادلات تكون مفتوحة لمساحات سريان كبيرة تسمى مجمعات headers توجد في نهايات الغلاف حيث يتجمع مائع الأنابيب قبل دخول الأنابيب وبعد الخروج منها.

تصنف هذه المبادلات على أساس عدد الممرات في الغلاف والأنبوب. ففي حالة أن الأنابيب تدخل من ناحية في الغلاف وتخرج من نفس الناحية (U-turn) يسمى المبادل مبادلاً حرارياً ذا غلاف ممر واحد وأنابيب ذات ممرين one-shell pass and two-tube passes (الشكل٢- ٤٠) وبالمثل يمكن تسمية المبادل الذي له ممران في الغلاف وأربعة ممرات للأنابيب (الشكل ٢- ٤١) بالمبادل الحراري ذي غلاف ممرين وأنابيب أربعة ممرات two-shell passes and four-tube passes



شكل ٢- ٤٠ مبادل حراري ذو غلاف وأنبوب - غلاف ممر واحد وأنابيب ذات ممرين



شكل ٢- ٤١ مبادل حراري ذو غلاف وأنبوب - غلاف ممرين وأنابيب أربعة ممرات

رابعا المبادل الحراري اللوحي Plate HXR

وهو من المبادلات الحرارية التي وجدت استخدامات عدة في الآونة الأخيرة. ويتكون هذا المبادل من مجموعة ألواح تكون ممرات ذات سريان مموج ومسطح. المائع البارد والمائع الساخن يسريان في ممرات تبادلية بحيث إن أي تيار من المائع البارد يكون محاطا بتيارين من المائع الحار مما يؤدي لانتقال وتبادل حراري فعال. غالبا ما يستخدم هذا المبادل في التطبيقات التي يتم التبادل الحراري فيها بين سائلين.

تحليل المبادلات الحرارية Heat Exchangers Analysis

تستخدم المبادلات الحرارية في كثير من التطبيقات الهندسية والتقنية وغالبا ما يجد المهندس نفسه أمام اختيار مبادل حراري يكون قادرا على إعطاء فرق درجات حرارة معين لتيار من مائع معلوم معدل سريانه أو استنباط درجات الحرارة عند الخروج للمائع البارد والمائع الساخن.

هناك طريقتان لتحليل المبادلات الحرارية. إحدى هاتين الطريقتين هي ما يعرف بطريقة متوسط فرق درجات الحرارة اللوغريثمي log mean temperature difference or (LMTD) وهي مناسبة جدا للعمل الأول.

أما الطريقة الثانية فهي ما يعرف بطريقة الفعالية وعدد الوحدات المنقولة the effectiveness and the number of transfer units or (ε-NTU)

أولا :طريقة متوسط فرق درجات الحرارة اللوغريثمي log mean temperature difference or (LMTD)

إن الفرق في درجات الحرارة بين المائع البارد والمائع الحار يختلف على طول المبادل الحراري. عليه فإنه من المناسب اقتراح فرق في درجات الحرارة بين المائعين يسمى متوسط فرق درجات الحرارة ΔT_m . وعليه فإن معدل انتقال الحرارة بين المائعين $\dot{Q}$ يمكن أن يعطى بالمعادلة التالية:

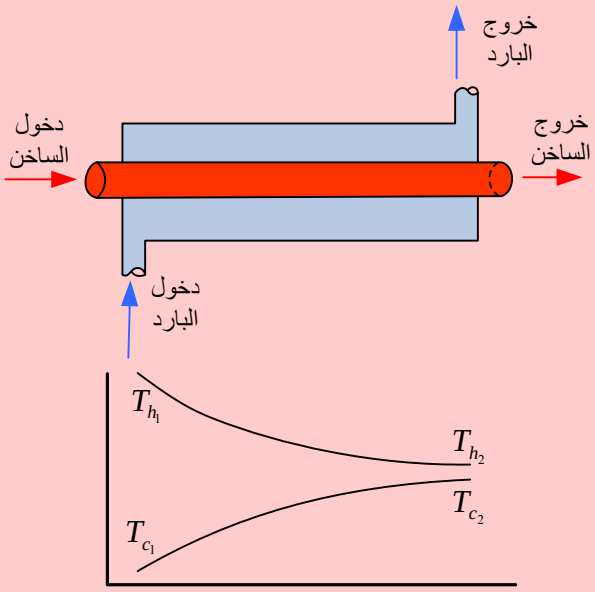
$$\dot{Q} = U \times A \times \Delta T_m \qquad (2-43)$$

حيث U هو معامل انتقال الحرارة الكلي

و A هي مساحة سطح المبادل الحراري

و ΔT_m متوسط فرق درجات الحرارة المناسب بين المائعين

إذا نظرنا إلى المبادل الحراري في الشكل التالي (شكل ٢- ٤٢):



شكل رقم (٢- ٤٢) مبادل حراري أنبوبي متوازي السريان

فإن معدل انتقال الحرارة من المائع الساخن $d\dot{Q}_h$ يمكن كتابته كالآتي:

$$d\dot{Q}_h = \dot{m}_h \times C_{p_h} \times (T_{h_2} - T_{h_1}) \qquad (2-44)$$

وبالمثل يمكن كتابة معدل انتقال الحرارة من المائع البارد $d\dot{Q}_c$ كالتالي:

$$d\dot{Q}_c = \dot{m}_c \times C_{p_c} \times (T_{c_2} - T_{c_1}) \qquad (2-45)$$

بمقارنة المعادلات $(2-43)$ و $(2-44)$و $(2-45)$ وبمعلومة أن معدل انتقال الحرارة بين المائع البارد والمائع الساخن متساو وهي نفس الكمية المعطاة بواسطة المعادلة $(2-43)$ وبافتراض أن انتقال الحرارة كما ذكرنا سابقا مستقر ولا يوجد انتقال للحرارة في الاتجاه المحوري للمبادل الحراري وأن المبادل الحراري معزول تماما حيث لا يوجد تبادل حراري مع البيئة حوله وأن معامل انتقال الحرارة الكلي ثابت على طول المبادل الحراري يمكن استنتاج وبعمليات حسابية معروفة المعادلة التالية لمعدل انتقال الحرارة بين المائعين:-

$$\dot{Q} = U \times A \times \frac{(T_{h_2} - T_{c_2}) - (T_{h_1} - T_{c_2})}{ln\left(\frac{T_{h_2} - T_{c_2}}{(T_{h_1} - T_{c_2})}\right)} \qquad (2-46)$$

عليه يمكن استنتاج أن

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h_2} - T_{c_2}) - (T_{h_1} - T_{c_1})}{ln\frac{T_{h_2} - T_{c_2}}{T_{h_1} - T_{c_1}}} \qquad (2-47)$$

وكقانون عام ولتسهيل عملية تطبيق معادلة معدل انتقال الحرارة بين المائعين يمكن القول بأن متوسط فرق درجات الحرارة اللوغريثمي هو الفرق في درجات الحرارة عند أحد طرفي المبادل الحراري مطروح منه الفرق في درجات الحرارة عند الطرف الآخر مقسوما على اللوغريتم الطبيعي للنسبة بين هذين الفرقين. (طرف المبادل الحراري غير مهم)

تحليل المبادلات الحرارية المستعرضة وذات الغلاف والأنبوب متعددة الممرات باستخدام معامل التصحيح :

لابد من ملاحظة أن الطريقة التي ذكرناها سابقا تطبق بتلك الكيفية على المبادلات الحرارية الأنبوبية متوازية السريان وعكسية السريان. أما في حالة المبادلات الحرارية ذات الغلاف والأنبوب والمستعرضة فإنه قد تم تطوير علاقات رياضية معقدة جدا لحساب معدل انتقال الحرارة في تلك المبادلات. لذلك فقد تم استخدام معامل تصحيح لفرق درجات الحرارة اللوغريثمي لمبادل حراري أنبوبي عكسي السريان لنفس درجات الحرارة للدخول والخروج للمائع الساخن والمائع البارد.

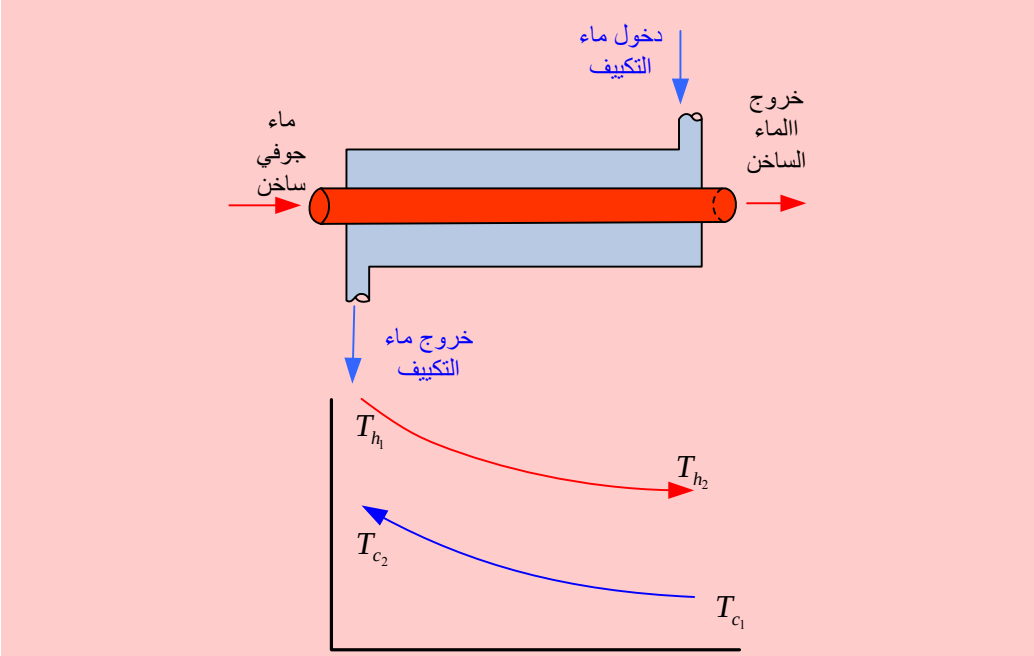
$$\Delta T_m = F \times \Delta T_{m,CFlow} \qquad (2-48)$$

حيث F هي معامل التصحيح والذي يعتمد على الشكل الهندسي ودرجات الحرارة للدخول والخروج للمائعين البارد والساخن.

و $\Delta T_{m,CFlow}$ هو متوسط فرق درجات الحرارة اللوغريثمي في حالة أن المبادل هو مبادل حراري أنبوبي عكسي السريان.

يمكن استخدام منحنيات (شكل ٢- ٤٥) خاصة للمبادلات الحرارية ذات الغلاف و الأنبوب والمستعرضة لاستخراج قيمة F ومن ثم حساب ΔT_m من المعادلة $(2-48)$

مثال : المطلوب تسخين $1.2\,{}^{kg}/_{sec}$ من الماء لغرض التكييف في فصل الشتاء من $20\,^{\circ}C$ إلى $80\,^{\circ}C$ بواسطة ماء جوفي ساخن (geothermal water) يدخل في المبادل الحراري الأنبوبي العكسي بدرجة حرارة $160\,^{\circ}C$. إذا كان معدل سريان الماء الجوفي $2\,{}^{kg}/_{sec}$ وكان قطر الأنبوب الداخلي الذي يسري فيه ماء التكييف $1.5\,cm$ وكان معامل انتقال الحرارة الكلي للمبادل الحراري $U = 640\,{}^{W}/_{m^2\,^{\circ}C}$ ، احسب طول المبادل الحراري المطلوب لإتمام عملية تسخين ماء التكييف. (خذ الحرارة النوعية للماء والماء الجوفي 4.18 و 4.31 ${}^{kJ}/_{kg\,^{\circ}C}$ على التوالي.



شكل (٢- ٤٣) للمثال

معدل انتقال الحرارة خلال المبادل يمكن حسابه

$$\dot{Q} = \dot{m}_c \times C_p \times (T_{out} - T_{in})_{water} = 1.2 \times 4.18 \times (80 - 20) = 301.0\,kW$$

عليه يمكن حساب درجة حرارة الخروج للماء الجوفي(المائع الساخن)

$$\dot{Q} = (\dot{m}_h \times C_p \times (T_{out} - T_{in}))_{hot\ water} \Rightarrow T_{out} = T_{in} - \left(\frac{\dot{Q}}{\dot{m} \times C_p}\right) = 160 - \frac{301}{2 \times 4.31} = 125.1\ ^\circ C$$

الآن نعلم درجات الحرارة للدخول والخروج للمائعين البارد والساخن ، عليه يمكن حساب متوسط فرق درجات الحرارة اللوغريثمي.

نحسب أولا الفرق في درجات الحرارة عند طرفي المبادل:

$$T_{h_1} - T_{c_2} = 160 - 80 = 80\ ^\circ C$$

$$T_{h_2} - T_{c_1} = 125.1 - 20 = 105\ ^\circ C$$

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h_1} - T_{c_2}) - (T_{h_2} - T_{c_1})}{ln\frac{T_{h_1} - T_{c_2}}{T_{h_2} - T_{c_1}}} = 92.0^\circ C$$

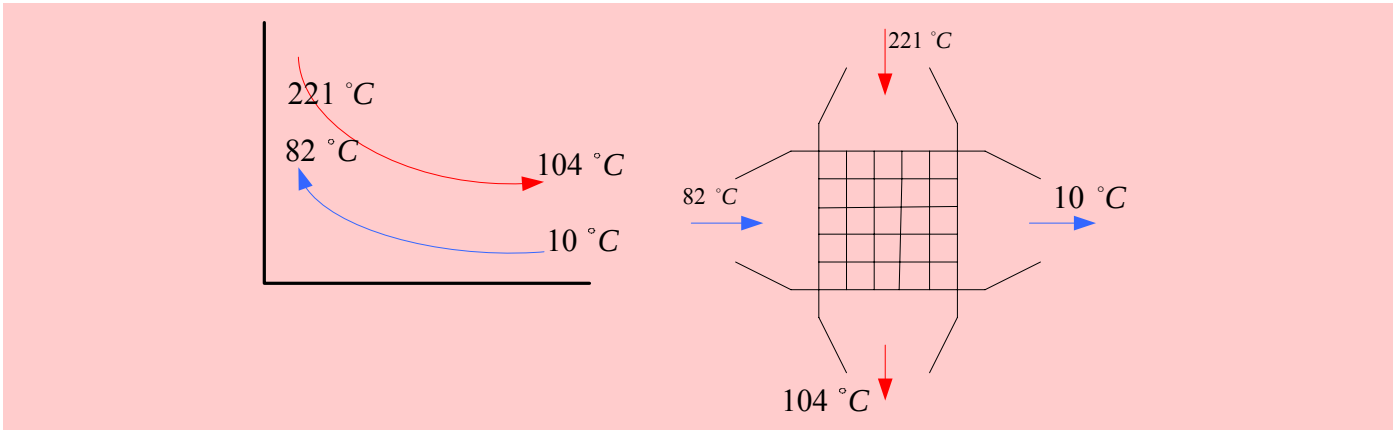
يمكن حساب مساحة المبادل الحراري كالآتي:

$$\dot{Q} = U \times A \times \Delta T_m \Rightarrow \quad A = \frac{\dot{Q}}{U \times \Delta T_m} = \frac{301000}{640 \times 92.0} = 5.11\ m^2$$

ولهذه المساحة للمبادل الحراري يمكن حساب طول المبادل كالتالي:

$$A = \pi \times D \times L \quad \Rightarrow \quad L = \frac{A}{\pi \times D} = \frac{5.11}{\pi \times 0.015} = 108.4\ m$$

مثال: في مبادل حراري مستعرض غير مختلط يستخدم لتسخين الماء من $10\ ^\circ C$ إلى $82\ ^\circ C$ ($\dot{m} = 0.04444\ ^{kg}/_{sec}$) باستخدام غاز ساخن درجة حرارة دخوله $221\ ^\circ C$ ودرجة حرارة خروجه $104\ ^\circ C$. إذا كان معامل انتقال الحرارة الكلي $113.5\ ^{W}/_{m^2\ ^\circ C}$. احسب مساحة سطح المبادل الحراري.



شكل (٢- ٤٤) للمثال

الحل : نضع المبادل الحراري المستعرض كمبادل حراري أنبوبي عكسي السريان ونحسب له ΔT_m.

$$T_{h_1} - T_{c_2} = 221 - 82 = 139\ ^\circ C$$
$$T_{h_2} - T_{c_1} = 104 - 10 = 94\ ^\circ C$$

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h_1} - T_{c_2}) - (T_{h_2} - T_{c_1})}{ln\frac{T_{h_1} - T_{c_2}}{T_{h_2} - T_{c_1}}} = \frac{139 - 94}{ln\frac{139}{94}} = 115.0^\circ C$$

نحسب المتغيرات الهندسية المطلوبة في المنحنيات P و R

$$P = \frac{T_{c_2} - T_{c_1}}{T_{h_1} - T_{c_1}} = \frac{82-10}{221-10} = 0.34$$

$$R = \frac{T_{h_1} - T_{h_2}}{T_{c_2} - T_{c_1}} = \frac{221-104}{82-10} = 1.625$$

يمكن قراءة معامل التصحيح F لمتوسط فرق درجات الحرارة اللوغريثمي من المنحني الخاص بالمبادل الحراري المستعرض وغير المختلط

$$F = 0.93$$

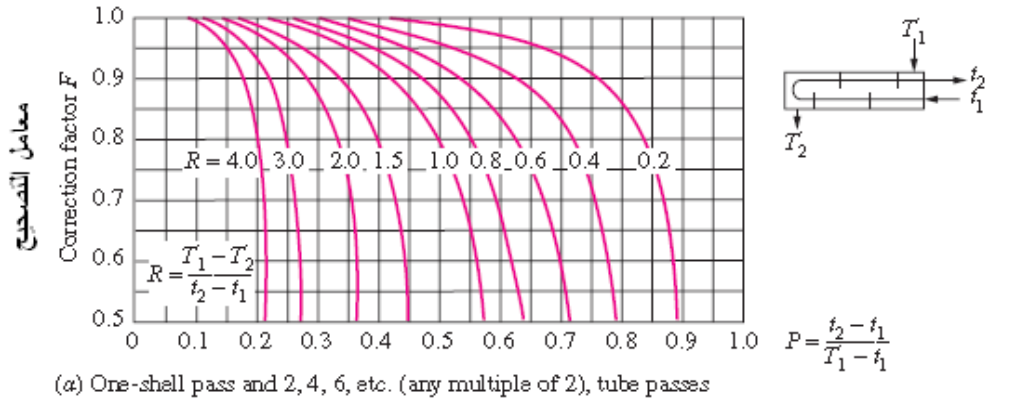
$$\therefore \Delta T_m = 0.93 \times 115 = 106.95 \ ^\circ C$$

نحسب معدل انتقال الحرارة من الحرارة المكتسبة للمائع البارد:

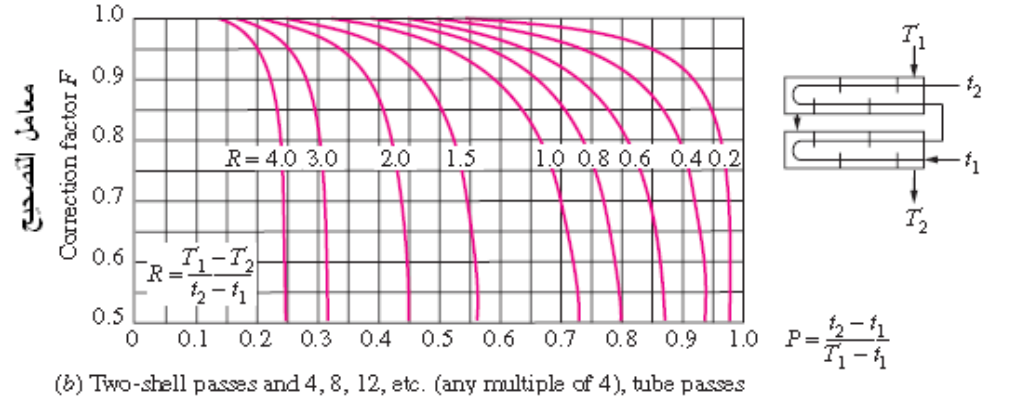
$$\dot{Q} = \dot{m}_c \times C_p \times (T_{out} - T_{in})_{water} = 0.04444 \times 4.20 \times (82-10) = 13.44\,kW$$

الآن يمكن حساب مساحة المبادل الحراري

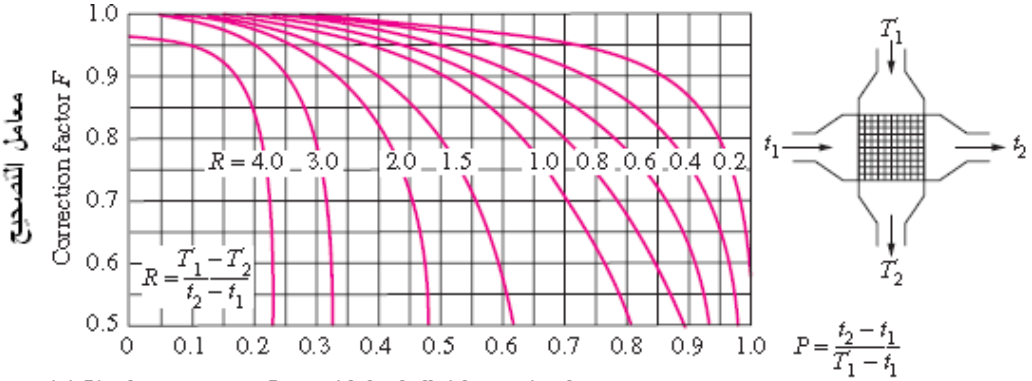
$$A = \frac{\dot{Q}}{U \times \Delta T_m} = \frac{13.44 \times 1000}{113.5 \times 106.95} = 1.107\ m^2$$



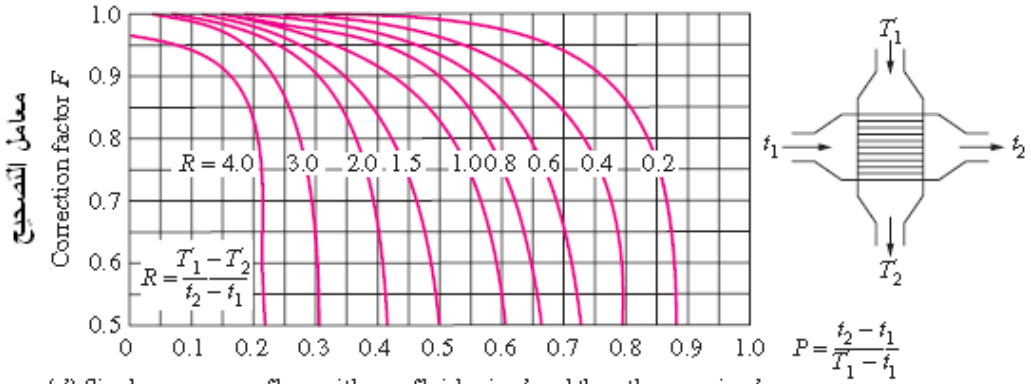
(*a*) One-shell pass and 2, 4, 6, etc. (any multiple of 2), tube passes



(*b*) Two-shell passes and 4, 8, 12, etc. (any multiple of 4), tube passes



(*c*) Single-pass cross-flow with both fluids *unmixed*



(*d*) Single-pass cross-flow with one fluid *mixed* and the other *unmixed*

شكل (٢- ٤٥) معامل التصحيح لمبادلات حرارية مختلفة

طريقة تحليل المبادل الحراري بالفعالية وعدد الوحدات الحرارية المنقولة:

Effectiveness and Number of Transfer Units(ε-NTU) Method:

لقد رأينا أنه يمكننا تحليل المبادلات الحرارية باستخدام متوسط فرق درجات الحرارة اللوغريثمي عند معرفة كل درجات الحرارة الداخلة والخارجة للمبادل. أما إذا كانت درجات الحرارة الخارجة مثلا غير معلومة فإن تحليل المبادل الحراري سيكون طويلا ومعقدا. عليه فإن طريقة الفعالية وعدد الوحدات المنقولة هي طريقة أخرى لتحليل المبادل الحراري في مثل هذه الحالات.

تعرف فعالية المبادل الحراري بأنها النسبة بين معدل الحرارة المنقولة فعلا بواسطة المبادل الحراري إلى أقصى معدل للحرارة يمكن لهذا المبادل الحراري أن ينقله.

معدل الحراري الفعلي المنقول بواسطة المبادل الحراري يمكن حسابه من "معدل الحرارة المكتسبة بواسطة المائع البارد أو المفقودة بواسطة المائع الساخن"

للمبادل الحراري عكسي أو متوازي السريان يمكن حساب معدل انتقال الحرارة الفعلي من المعادلات التالية:

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_h = \dot{m}_c \times C_c \times (T_{c_2} - T_{c_1}) = \dot{m}_h \times C_h \times (T_{h_1} - T_{h_2}) \qquad (2-49)$$

ويحسب أعلى معدل للحرارة يمكن للمبادل أن ينقله من المعادلة التالية:

$$\dot{Q}_{max} = (\dot{m} \times C_p)_{min} \times (T_{h_1} - T_{c_1}) \qquad (2-50)$$

بمعنى أن أقصى معدل حرارة يمكن للمبادل أن ينقله يحسب بضرب أدنى سعة حرارية $(\dot{m} \times C_p)_{min}$ (حاصل ضرب معدل السريان في الحرارة النوعية) في أقصى فرق في درجات الحرارة موجود في المبادل وهو الفرق بين درجة حرارة المائع الساخن عند الدخول ودرجة حرارة المائع البارد عند الدخول $T_{h_1} - T_{c_1}$.

مثلا لو افترضنا أن المائع البارد هو المائع الذي له أقل سعة حرارية عليه يمكن حساب فعالية المبادل الحراري من المعادلة التالية:

$$\varepsilon_c = \frac{\dot{Q}_{actual}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{(\dot{m} \times C_p)_c \times (T_{c_2} - T_{c_1})}{(\dot{m} \times C_p)_c \times (T_{h_1} - T_{c_1})} \qquad (2-51)$$

يمكن استنتاج أنه في حالة أن المائع الساخن هو المائع الذي له أقل سعة حرارية فإن الفعالية للمبادل يمكن حسابها من المعادلة التالية:

$$\varepsilon_h = \frac{\dot{Q}_{actual}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{T_{h_1} - T_{h_2}}{T_{h_1} - T_{c_1}} \qquad (2-52)$$

لقد وجد أن فعالية المبادل الحراري هي دالة فيما يعرف بعدد الوحدات المنقولة والنسبة بين أقل سعة حرارية إلى أعلى سعة حرارية. عدد الوحدات المنقولة هي كمية لابعدية dimensionless أي حاصل ضرب معامل انتقال الحرارة الكلي في مساحة سطح المبادل الحراري مقسوما على أقل سعة حرارية للمائعين بمعنى أن

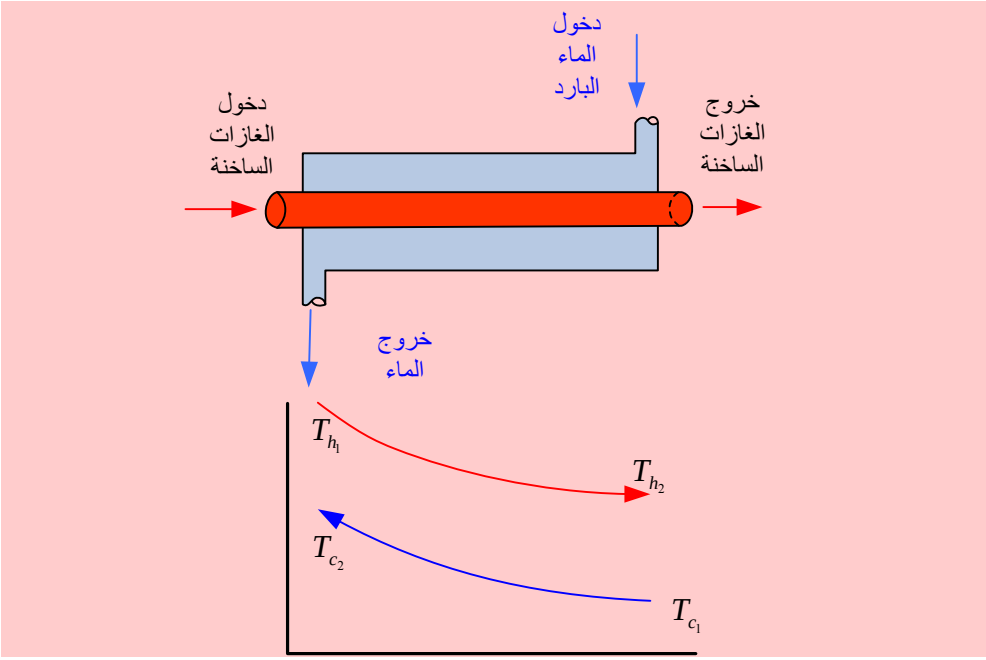
$$NTU = \frac{U \times A}{\left(\dot{m} \times C_p\right)_{min}} \qquad (2-53)$$

و النسبة بين أقل وأعلى سعة حرارية هي كالتالي:

$$C = \frac{(\dot{m} \times C_p)_{min}}{(\dot{m} \times C_p)_{max}} \qquad (2-54)$$

المعادلات المذكورة عاليه $(2-52)$ و $(2-53)$ و $(2-54)$ أمكن وضعها في شكل منحنيات لقيم مختلفة لعدد الوحدات المنقولة NTU والنسبة بين السعة الحرارية الأقل إلى السعة الحرارية الأعلى C والفعالية ε وذلك لكل أنواع المبادلات الحرارية وباستخدام هذه المنحنيات أمكن تحليلها وبالتالي تصميم واختيار المبادل الحراري المناسب للتطبيق المناسب. (انظر المنحنيات في الشكل ٢- ٤٧)

مثال: مبادل حراري أنبوبي عكسي السريان (شكل ٢- ٤٦) ، استخدمت فيه الغازات الساخنة لتسخين تيار ماء يمر بمعدل سريان قدره $2.5\ ^{kg}/_{sec}$ من درجة حرارة $35\ ^{\circ}C$ إلى درجة حرارة $85\ ^{\circ}C$. إذا كانت درجة حرارة الغازات الساخنة عند الدخول $200\ ^{\circ}C$ وعند الخروج $93\ ^{\circ}C$ وحرارتها النوعية تساوي $1.09\ ^{kJ}/_{kg\ ^{\circ}C}$ وكان معدل انتقال الحرارة الكلي يساوي $180\ \frac{W}{m^2\ ^{\circ}C}$ ، احسب مساحة المبادل الحراري مستخدما الطريقتين طريقة متوسط فرق درجات الحرارة اللوغريثمي وطريقة الفعالية وعدد الوحدات المنقولة.



شكل (٢- ٤٦) للمثال

الحل:

(أ) طريقة متوسط فرق درجات الحرارة اللوغريثمي:

نحسب ΔT_m

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h_1} - T_{c_2}) - (T_{h_2} - T_{c_1})}{ln\frac{T_{h_1} - T_{c_2}}{T_{h_2} - T_{c_1}}} = \frac{(200-85)-(93-35)}{ln\frac{200-85}{93-35}} = \frac{115-58}{ln\frac{115}{58}} = \frac{57}{0.6845} = 83.3\ ^{\circ}C$$

ولحساب معدل انتقال الحرارة من الحرارة المكتسبة للمائع البارد نستخدم القانون التالي:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c \times C_p \times (T_{c_2} - T_{c_1}) = 2.5 \times 4.18 \times (85-35) = 522.5\ kW$$

ولكن

$$\dot{Q} = U \times A \times \Delta T_m$$

$$\therefore \quad A = \frac{\dot{Q}}{U \times \Delta T_m} = \frac{522.5 \times 1000}{180 \times 83.3} = 34.85\ m^2$$

(ب) طريقة الفعالية وعدد الوحدات المنقولة:

أولا نحسب معدل سريان الغازات الساخنة:

بمعلومية أن الحرارة المفقودة من الغازات الساخنة تساوي الحرارة المكتسبة للمائع البارد

$$\therefore m_{hot\ gasses} = \frac{522.5}{1.09 \times 107} = 4.48\ {}^{kg}\!/\!_{sec}$$

نحسب السعة الحرارية للمائع البارد والسعة الحرارية للمائع الساخن لنرى أي المائعين له سعة حرارية أقل

$$(\dot{m} \times C_p)_{hot\ gases} = 4.48 \times 1.09 = 4.88$$

$$(\dot{m} \times C_p)_{cold\ water} = 2.5 \times 4.18 = 10.45$$

إذن المائع الساخن هو المائع الذي له أقل سعة حرارية

يمكن حساب الفعالية من المعادلة (52-2)

$$\varepsilon_h = \frac{\dot{Q}_{actual}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{T_{h_1} - T_{h_2}}{T_{h_1} - T_{c_1}} = \frac{200 - 93}{200 - 35} = \frac{107}{165} = 0.648$$

نحسب النسبة بين السعة الحرارية الأقل إلي السعة الحرارية الأكثر C

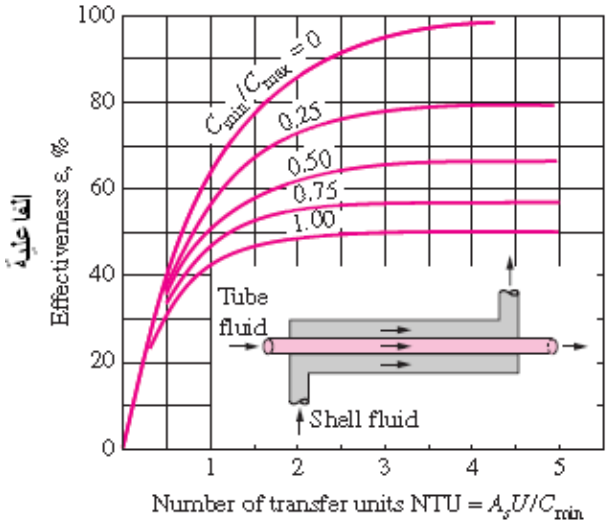
$$C = \frac{(\dot{m} \times C_p)_{min}}{(\dot{m} \times C_p)_{max}} = \frac{4.88}{10.45} = 0.467$$

من المنحنيات لهذا المبادل يمكن قراءة عدد الوحدات المنقولة NTU

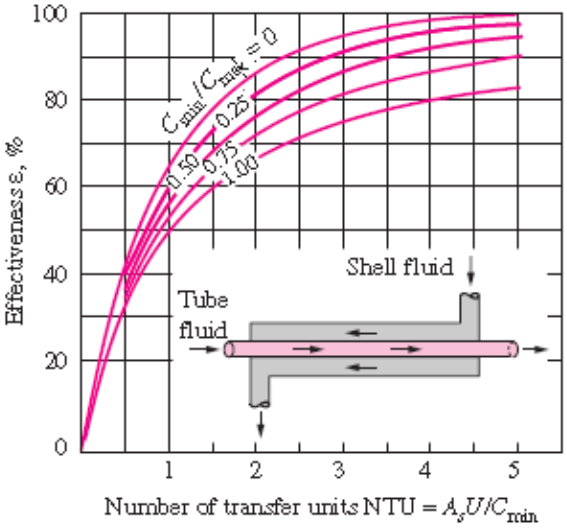
$$NTU = 1.3$$

$$= \frac{U \times A}{(\dot{m} \times C_p)_{min}} \quad \Rightarrow A = \frac{NTU \times (\dot{m} \times C_p)_{min}}{U} = \frac{1.3 \times 4.88 \times 1000}{180} = 35.24\ m^2$$

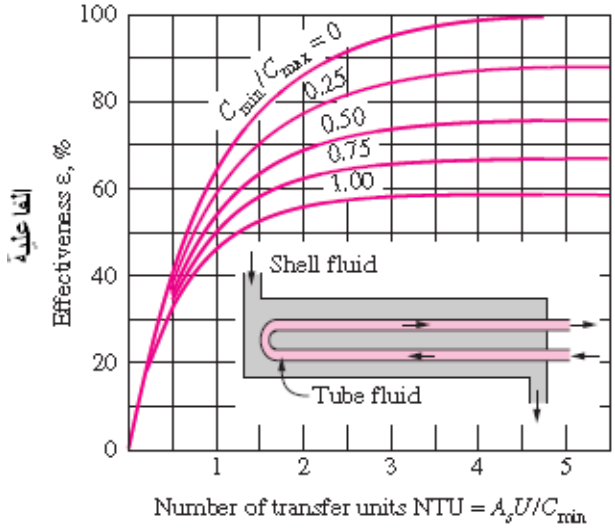
بمقارنة مساحة المبادل الحراري التي حسبناها بالطريقتين نجد أننا قد تحصلنا على نفس النتيجة تقريبا



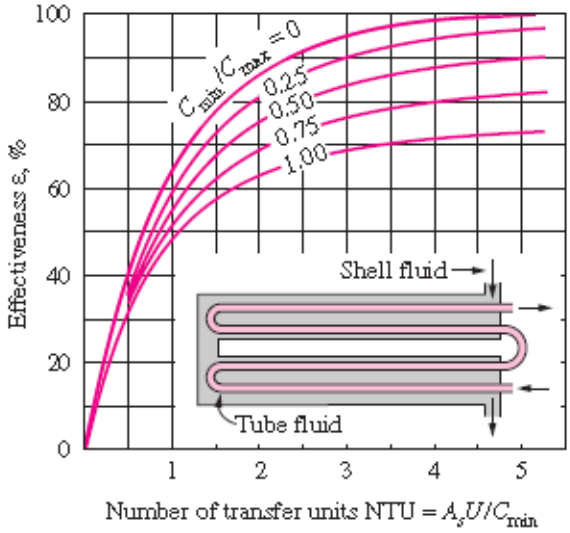
(*a*) Parallel-flow



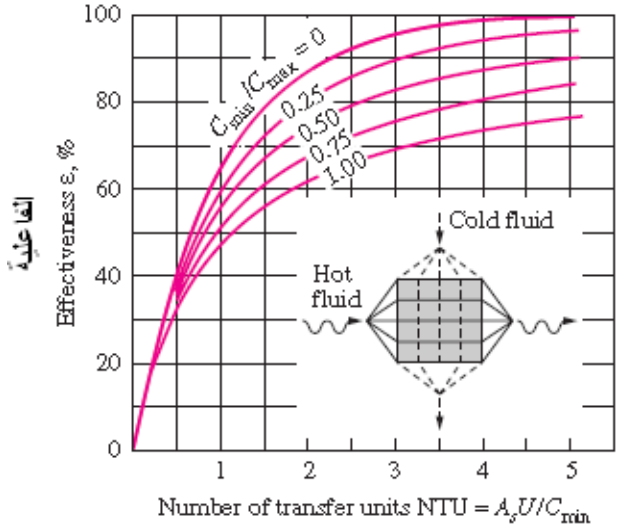
(*b*) Counter-flow



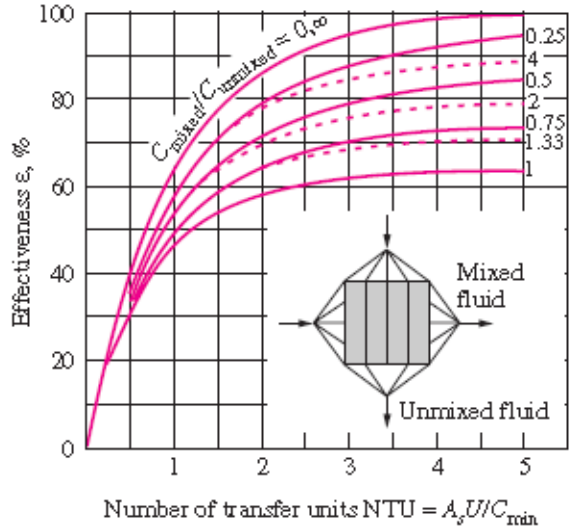
(*c*) One-shell pass and 2, 4, 6, … tube passes



(*d*) Two-shell passes and 4, 8, 12, … tube passes



(*e*) Cross-flow with both fluids unmixed



(*f*) Cross-flow with one fluid mixed and the other unmixed

شكل (٢- ٤٧) الفعالية وعدد الوحدات المنقولة لمبادلات حرارية مختلفة

اعتبارات عامة لتصميم واختيار المبادل الحراري

كثير من الصناعات التي تحتاج إلى مبادلات حرارية يمكن أن يختار المبادل الحراري من أي رف off-the-shelf أو يصمم المبادل الحراري حسب المعطيات ، ومهما كان المبادل الحراري مصمماً أو مأخوذاً من الرف فهناك بعض الاعتبارات لابد من أخذها في الاعتبار ومحاولة دراستها قبل اختيار أو تصميم المبادل الحراري وتلك الاعتبارات هي :

١. متطلبات انتقال الحرارة heat transfer requirements
٢. التكاليف cost
٣. الحجم physical size
٤. خواص هبوط الضغط pressure drop characteristics

إن متطلبات انتقال الحرارة لابد منها في اختيار وتصميم المبادل الحراري وهذه المتطلبات تعتمد بالضرورة على التكاليف وعملية الهبوط في الضغط. فمثلا إذا أجبر المائع خلال المبادل الحراري بسرعات كبيرة فإن معامل انتقال الحرارة الكلي سوف يزيد ولكن هذه السرعات الكبيرة تتسبب في هبوط في الضغط العالي مما يكون له الأثر الواضح على تكاليف الضخ pumping cost وفي المقابل إذا زيدت مساحة سطح المبادل الحراري فإنه ليس بالضرورة أن يكون معامل انتقال الحرارة الكلي وبالتالي الهبوط في الضغط عاليا ولكن قد تظهر مشكلة الحجم الكبير كمشكلة في المساحة المتوفرة للمبادل الحراري هذا بالإضافة إلى أن زيادة الحجم تزيد من تكلفة المبادل الحراري.

عليه فإنه لابد من الحكم الحصيف والمتعقل والحذر وأخذ كل العوامل عاليه في الاعتبار حتى ننتهي باختيار أو تصميم صحيح للمبادل الحراري.

(prudent judgment and a consideration of all these factors will result in a proper selection or design of a heat exchanger)