الباب الثامن

تصميم المبادلات

الحرارية

Chapter Eight
Heat Exchangers Design

8.0 المقدمة.

1.8 ما هو المبادل الحراري؟

2.8 التصميم العام لمعدات التبادل الحراري.

3.8 أنواع المبادلات الحرارية.

1.3.8 المبادل أحادي الممر.

2.3.8 المبادل الحراري من نوع 1 – 2.

4.8 معامل انتقال الحرارة الإجمالي.

5.8 أنواع المبادلات الحرارية.

6.8 معامل التقذر أو الاتساخ.

7.8 المتوسط اللوغاريتمي للفرق في درجات الحرارة.

8.8 مراحل تصميم المبادلات الحرارية.

9.8 خطوات التصميم الأمثل للمبادل الحراري.

10.8 المبادلات الحرارية ذات الغلاف والأنبوب.

11.8 الاعتبارات العامة لتصميم المبادل نوع الغلاف والأنبوب.

1.11.8 موقع المائع.

2.11.8 سرعة المائع داخل الأنبوب.

3.11.8 فرق درجات الحرارة لمائع التبريد داخل الغلاف والأنابيب.

4.11.8 الهبوط في الضغط على جانبي الغلاف والأنبوب.

12.8 المعادلات الخاصة بتصميم المبادل الحراري.

13.8 صحيفة بيانات مبادل حراري.

14.8 تكون القشور في المبخرات والمبادلات الحرارية.

15.8 معدل الجريان الأفضل لماء التبريد في المبادل الحراري.

16.8 تمارين في الباب الثامن.

obeikandi.com

8.0 المقدمة Introduction

بصرف النظر عن جريان الموائع وانتقال الكتلة فإن انتقال الحرارة بين أثنين من خطوط الجريان هي العملية الأكثر شيوعاً والتي تواجه تصميم المصنع.في الحقيقة هناك عمليات قليلة جداً لا تنتقل فيها الحرارة أو البرودة بالإضافة إلى الحرارة المتولدة أو الممتصة عندما يحدث تفاعل كيميائي معين.إن أغلبية عمليات الوحدات الصناعية تتطلب انتقال الحرارة بشكل من الأشكال وعملية الانتقال هذه تتم خلال العديد من الأجهزة المصممة لهذا الغرض بعضها يتطلب تلامساً مباشراً وبعضها غير مباشر فمثلاً التجفيف يتأثر بانتقال الحرارة مباشرة من الغازات المارة إلى المادة المراد تجفيفها بينما أنابيب الأفران في عملية تقطير النفط الخام تنتقل بواسطة الإشعاع إلى المادة الخام التي تكون بداخل الأنابيب وهذا الباب يتعامل بصورة رئيسية مع انتقال الحرارة بطريقة الحمل من مائع إلى آخر وهذه الموائع يفصل فيما بينها بحواجز تنتقل خلالها الحرارة.مثل هذه المعدات تأخذ أشكالاً عديدة حيث منها المبادل الحراري ذو الغلاف والأنبوب (وفي بعض المراجع الصدفة والأنبوب Shell and Tube) ويسمى بالمبادل الحراري إذا كانت المادة التي بداخله لا تحدث لها عمليات تبخير أو تكثيف.إن المكثف أو المسخن هو مبادل حراري من نوع الصدفة والأنبوب يحدث تغير في حالة المادة بداخله حيث قد يحدث تبخر أو تكثيف للمادة خلال الصدفة أو الأنبوب.جميع المبادلات الحرارية متشابهة من حيث مبدأ التصميم.

1.8 ما هو المبادل الحراري ? What is The Heat Exchanger

يمكن تعريف المبادل الحراري بشكل عام بأنه مصطلح يطلق على كل جهاز أو معدة يتم فيها الحصول على تبادل حراري بين مائعين سواء كانت غازات أو سوائل حيث يكون أحد هذين المائعين ساخناً والآخر بارداً ويفقد المائع

الساخن جزء من حرارته والتي سيكبها المائع البـــارد وهنـــاك العديـــد مـــن المبادلات الحرارية المختلفة والتي تتنوع في تصميمها حسب الوظيفـــة التـــي تؤديها وتقسم المبادلات الحرارية إلى الأنواع التالية الموضحة في الجدول رقم (8 – 1) أدناه.

في العمليات الصناعية تنتقل الطاقة الحرارية بطرق متنوعة مثـــل التوصـــيل خلال مسخنات ذات مقاومة كهربائية أو بالتوصيل – الحمل فـــي المبـــادلات الحرارية،الغلايات أو المكثفات أو بواسطة الإشعاع في الأفـــران والمجففـــات التي تعمل بحرارة الإشعاع وبطرق خاصة في بعض الحالات مثـــل تـــسخين المواد العازلة كهربائياً وغالباً ما تعمل معظم المعدات عنـــد ظـــروف الحالـــة المستقرة ولكن في العديد من العمليات الأخرى يكون عمل تلك الأجهزة بشكل دوري مثل أفران التجديد وأوعية الخلط والتحريك

جدول (8 – 1)

نوع المبادل	مائع الخدمة	مائع العملية
المبردات Coolers	ماء بارد	مائع ساخن
المسخنات Heaters	مائع ساخن	مائع بارد
المبخرات Vaporizers	ساخن جداً + بخار ماء	بارد + سائل
المكثفات Condensers	سائل + بارد	ساخن + بخار ماء

2.8 التصميم العام لمعدات التبادل الحراري
General Design of Heat – Exchange Equipment.

إن تصميم واختبار معدة التبادل الحراري بشكل فعلي يعتمد على مبادئ عامة تم التطرق إليها سابقاً وهي ما نعني بها المبادئ الأساسية لانتقال الحرارة بأحد الطرق التي ذكرت في الأبواب السابقة وقبل ذلك يجب إكمال الموازنات المادية والحرارية للمواد الداخلة والخارجة من المبادل وبعدها يمكن حساب مساحة انتقال الحرارة.إن الكميات التي يتوجب حسابها أيضاً هي معامل انتقال الحرارة الكلي أو الإجمالي ،متوسط الفرق بدرجة الحرارة وفي المعدات ذات العمليات الدورية يحسب زمن الدورة.في المعدات البسيطة هذه الكميات يمكن تخمينها بسهولة وبدقة معقولة ولكن في العمليات الأكثر تعقيداً قد يصبح مثل هذا التخمين صعباً ومشكوك في دقته.إن التصميم النهائي يكون دائماً موضع مساومة لاعتماده على القرار الهندسي ليعطي الأداء الإجمالي الأفضل للمبادل على ضوء المتطلبات الخدمية.

في بعض الأحيان تتحكم بالتصميم العديد من الاعتبارات التي لا تتعلق كثيراً بانتقال الحرارة مثل الفراغ المتوفر للمعدة أو هبوط الضغط الذي يمكن تحميله في تيارات المائع. المبادلات الأنبوبية بشكل عام تصمم وفقاً لرموز ومقاييس مختلفة مثل TEMA أو ما يعني Tubular Exchanger Manufacturer Association جمعية منتجي المبادلات الأنبوبية وألـ API – ASME أي حسب رموز أوعية الضغط غير المتأين.

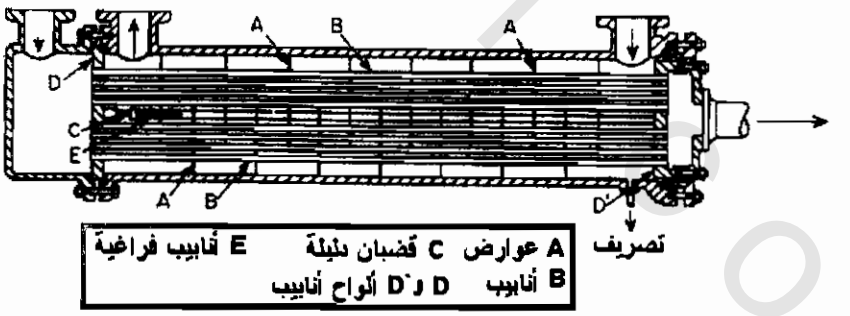
3.8 أنواع المبادلات الحرارية Heat Exchangers Types

إن المبادلات الحرارية مهمة جداً وتستخدم بشكل واسع في العمليات الصناعية وقد تطور تصميمها بشكل كبير في الفترة الحالية حيث تغطي المواصفات القياسية لـ TEMA مجال واسع من حيث تفاصيل مواد الإنشاء أو طرق التركيب أو تقنيات التصميم وأبعاد المبادل الحراري.وفيما يلي وصفاً موجزاً للأنواع الرئيسية المهمة من المبادلات الحرارية

1.3.8 المبادل أحادي الممر Single – Pass : 1 – 1 Exchanger

إن المبادل المزدوج الأنبوب البسيط يعتبر غير ملائم لمعدلات الجريان التي لا يمكن تحميلها في الأنابيب القليلة.إذا استخدمت عدة أنابيب مزدوجة بشكل متوازي فإن وزن المادة المطلوبة للأنابيب الخارجية سيصبح كبيراً ويكون على الهيئة الموضحة في الشكل (8 – 1) حيث أن الغلاف الواحد يقوم مقام عدة أنابيب ويكون أكثر اقتصادياً.هذا المبادل لأنه يحتوي على ممر واحد للغلاف وممر واحد للأنابيب يسمى المبادل من نوع 1 – 1.

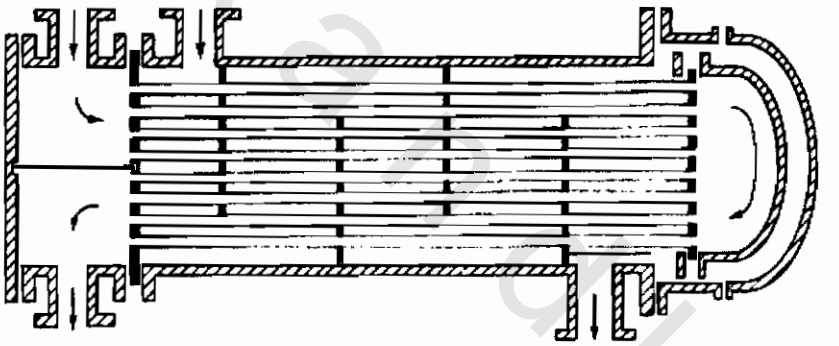
في مثل هذا المبادل تكون قيم معاملات انتقال الحرارة على كل من جانبي الغلاف والأنبوب مهمة وكلاهما يكون كبيراً من حيث القيمة إذا تم الحفاظ على قيم معقولة لمعامل انتقال الحرارة الإجمالي.إن سرعة واضطراب السائل على جانب الصدفة هي مهمة مثلما هو حالها على جانب الأنبوب.تركب عوارض أو قواطع في الصدفة لتحسين الجريان التقاطعي(المتعامد) وزيادة متوسط السرعة للمائع في جانب الصدفة.إن العوارض تكون مثقبة أو مخرمة لإسناد الأنابيب.



الشكل (8 – 1) مبادل حراري أحادي الممر نوع 1 – 1

2.3.8 المبادل الحراري المتوازي والمتعاكس الجريان من نوع 2 – 1
1 – 2 Parallel – Counter Flow Heat Exchanger

إن للمبادل السابق محددات حيث نحصل على سُرَع أعلى باستخدام أنابيب أقصر وحلول أكثر إقناعاً لمشكلةِ التوسّعَ وهذه الحقيقة مُدركة في تركيب الأنابيب المتكرّرِ الممرات.في هذا الترتيب يقلل من مساحة المقطع العرضية لمسلك المائع ويزيد من سرعة المائع مما يقابله زيادة في معامل انتقال الحرارة الإجمالي.إن من أهم مساوئ هذا الترتيب الموضح في الشكل المرقم (8 – 2)هي:(1) المبادل يكون أكثر تعقيداً من ناحية التركيب.(2) خسائر الاحتكاك خلال المعدة يزداد بسبب زيادة السرع وطول الممرات وزيادة الخسائر الناتجة عن مسالك الدخول والخروج المتعددة على سبيل المثال فإن متوسط السرعة في أنابيب مبادل من نوع رباعي الممر هو أربعة أضعاف مما هي قيمة متوسط السرعة في المبادل أحادي الممر الذي يمتلك نفس عدد وقياس الأنابيب ويعمل عند نفس معدل جريان السائل.

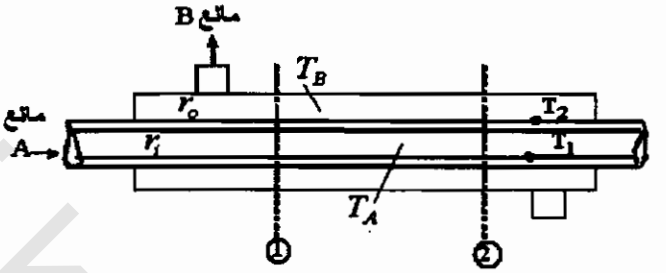


الشكل (8 – 2) المبادل الحراري نوع 1 – 2

4.8 معامل انتقال الحرارة الإجمالي
Overall Heat Transfer Coefficient

إن الفرق بدرجة الحرارة هي القوة المسيطرة التي تنتقل بواسطتها الحرارة من المصدر إلى المستقبل ولغرض الحصول على هذا الفرق بدرجة الحرارة بين المائع الساخن عند T وبين درجة حرارة المائع البارد عند t يجب الأخذ بنظر الاعتبار أيضاً جميع المقاومات الحرارية الموجودة بين درجتي الحرارة

المذكورة أعلاه.في حالة أنبوبين متحدي المركز كالموضح في الشكل(8 – 3) يكون الأنبوب الداخلي رقيق جداً مما يجعل المقاومات الرئيسية لانتقال الحرارة تقع على جانبي المائع الداخلي والخارجي بالإضافة إلى مقاومة جدار المعدن(L_m / k_m) وبما أن الحرارة $q = \frac{\Delta t}{\sum R}$ كما تم التطرق إليه مسبقاً فإن الحرارة سوف تنتقل من الداخل عند المائع A إلى المائع البارد B.



الشكل (8 – 3) انتقال الحرارة خلال أنبوبين متحدي المركز

إن كمية الحرارة الكلية المنتقلة من المائع A إلى المائعB وهي q تحسب بالشكل التالي:-

$$q = \frac{\Delta T_{overall}}{\sum R_{th}} = \frac{T_A - T_B}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o}} \qquad (1-8)$$

$$\therefore q = \frac{T_A - T_B}{\frac{1}{A_i}\left[\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \ln(r_o/r_i)}{2\pi k L} + \frac{A_i}{A_o}\frac{1}{h_o}\right]} = \frac{(T_A - T_B)A_i}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \ln(r_o/r_i)}{2\pi k L} + \frac{A_o}{A_i}\frac{1}{h_o}} \qquad (2-8)$$

وبفرض أن U_i هو معامل انتقال الحرارة الإجمالي المعتمد على المساحة الداخلية للأنبوب

$$\therefore U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \ln(r_o / r_i)}{2\pi k L} + \frac{A_o}{A_i}\frac{1}{h_o}} \qquad (3-8)$$

$$\therefore q = U_i A_i \Delta T_{overall} \qquad (4-8)$$

المعادلة (8 – 4) تمثل القانون العام لحساب معدل انتقال الحرارة بالاعتماد على المساحة الداخلية لأنبوب المبادل.ويمكن اعتماد معادلة مشابهة لحساب معدل انتقال الحرارة بالاعتماد على المساحة الخارجية لجدار الأنبوب وهي كما يلي:-

$$\therefore U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i}\frac{1}{h_i} + \frac{A_o \ln(r_o / r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o}} \qquad (5-8)$$

$$\therefore q = U_o A_o \Delta T_{overall} \qquad (6-8)$$

حيث إن U_o هو معامل انتقال الحرارة الإجمالي المعتمد على المساحة الخارجية للأنبوب.الجدول(8 – 2) يبين القيم التقريبية لمعاملات انتقال الحرارة الفردية بالوحدات العالمية والبريطانية.

5.8 أنواع المبادلات الحرارية Heat Exchangers Types

من أهم أنواع المبادلات الحرارية المستخدمة بشكل واسع في الصناعة هي:-

1 – المبادل الحراري ذو الأنبوب المزدوج

Double – Pipe Heat Exchanger

2 – المبادل الحراري ذو الغلاف والأنبوب

Shell & Tube Heat Exchanger

جدول (8 – 2) القيم التقريبية لمعاملات انتقال الحرارة الفردية

نوع التبادل الحراري	معامل انتقال الحرارة h_i أو h_o بوحدات $\frac{Btu}{hr.ft^2.°F}$	معامل انتقال الحرارة h_i أو h_o بوحدات $\frac{W}{m^2.°K}$
لا يوجد تغيير في الحالة		
ماء	300 – 200	11400 – 1700
غازات	50 – 30	280 – 17
مذيبات عضوية	500 – 60	2800 – 340
زيوت	120 – 10	680 – 57
تكثيف		
بخار	3000 – 1000	5700 – 1700
مذيبات عضوية	500 – 150	2800 – 850
زيوت خفيفة	400 – 200	11400 – 2280
زيوت ثقيلة	50 – 20	280 – 114
أمونيا	1000 – 500	5700 – 2800
تبخير		
ماء	2000 – 800	11400 – 4540
مذيبات عضوية	300 – 100	1700 – 570
أمونيا	400 – 200	2280 – 1140
زيوت خفيفة	300 – 150	1700 – 850
زيوت ثقيلة	50 – 10	280 – 57

3 – المبادل الحراري ذو اللوح والإطار

Plate & Frame Heat Exchanger

4 – المبردات والمكثفات الهوائية Air Cooled : Coolers & Condensers

5 – مبادلات تماس مباشر(تبريد وتثليج)

Direct Contact(Cooling& Quenching)

إن المعادلة العامة لانتقال الحرارة خلال سطح المبادل الحراري هي:-

$$q = U\ A\ \Delta T_m \qquad (7-8)$$

حيث إن q = كمية الحرارة المنتقلة خلال وحدة الزمن بالوات.

U = معامل انتقال الحرارة الإجمالي (W/m.°K) أو(Btu/hr.ft^2.°F)

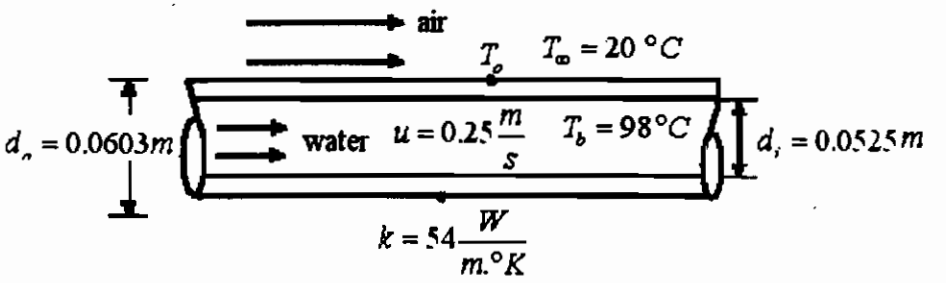
A = مساحة التبادل الحراري بالـ m^2 أو ft^2.

ΔT_m = متوسط الفرق بدرجات الحرارة(القوة القيادية أو المسيطرة).

مثال 8 – 1: ماء ساخن عند درجة حرارة 98 °C يجري خلال أنبوب قطره الخارجي يساوي 0.06033 m وقطره الداخلي 0.0525 m وكانت الموصلية الحرارية للأنبوب مساوية لـ 54 W/m.°K وكان هذا الأنبوب معرض إلى هواء جوي عند درجة حرارة 20 °C فإذا علمت أن الماء يجري بسرعة 0.25 m/s وأن كثافة الماء 960 kg/m^3 وأن الموصلية الحرارية هي 0.68 W/m.°K ولزوجة الماء 2.82 x 10^{-04} kg / m. s وأن قيمة عدد برانتدل هي Pr = 1.76،أحسب معامل انتقال الحرارة الإجمالي المعتمد على المساحة الخارجية للأنبوب.

الحل: يتم حساب U_o من المعادلة التالية:-

$$\therefore U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i}\frac{1}{h_i} + \frac{A_o \ln(r_o/r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o}}$$



وبما أن طول الأنبوب غير معلوم نفترض أنه يساوي 1 m.

ولإيجاد قيمة h_i نحسب قيمة عدد رينولدز داخل الأنبوب لمعرفة نوع الجريان:-

$$\therefore N_{\text{Re}} = \frac{\rho u d}{\mu} = \frac{(960)(0.25)(0.0525)}{2.82\,x\,10^{-04}} = 44680 > 4000$$

إذن الجريان داخل الأنبوب هو جريان مضطرب Turbulent ولذلك نستخدم المعادلة:-

$$N_u = 0.023\,N_{\text{Re}}^{0.8}\,N_{\text{Pr}}^{0.4} = (0.023)(44680)^{0.8}(1.76)^{0.4} = 151.4$$

$$\because N_{u\,d} = \frac{h_i\,d_i}{k_{water}}$$

$$\therefore h_i = N_u \frac{k_{water}}{d_i} = \frac{(151.4)(0.68)}{(0.0525)} = 1961\frac{W}{m.^\circ K}$$

obeikandl.com

$$\because U_o = \frac{1}{A_o (R_i + R_s + R_o)}$$

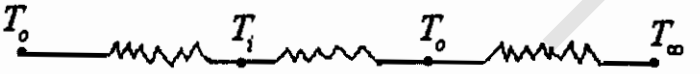
$$R_s = \frac{\ln(r_o / r_i)}{2\pi k L} = \frac{\ln(0.030165/0.02625)}{(2)(\pi)(54)(1)} = 4.097\,x\,10^{-04}$$

$$R_i = \frac{1}{A_i h_i} = \frac{1}{(2)(\pi)(0.02625)(1961)} = 3.092\,x\,10^{-04}$$

ولإيجاد معامل انتقال الحرارة الفردي المعتمد على المساحة الخارجية للأنبوب نستخدم المعادلة التالية:-

$$h_o = 1.32\left(\frac{\Delta T}{d_o}\right)^{\frac{1}{4}} = 1.32\left(\frac{T_o - T_\infty}{d_o}\right)^{\frac{1}{4}} \qquad (I)$$

وبما أن تمثيل تدرج درجات الحرارة هو على شكل مقاومـــات كهربائيـــة وأن تلك المقاومات موصلة على التوالي كما موضح في الشكل أدناه لذلك فإن هـــذا التيار يكون نفسه المار في كل مقاومة وعلى هذا الأساس فإن:-



$$\frac{T_o - T_i}{R_i} = \frac{T_i - T_o}{R_s} = \frac{T_o - T_\infty}{R_o} \qquad (II)$$

من المعادلة (II) نحصل على:-

$$\frac{T_o - T_\infty}{R_o} = \frac{T_o - T_\infty}{\frac{1}{h_o A_o}} = \frac{T_o - T_\infty}{\frac{1}{h_o 2\pi r_o}} = \frac{T_o - T_\infty}{\frac{1}{h_o \pi d_o}} \qquad (III)$$

وبتعويض المعادلة(I) في المعادلة(III) عن قيمة h_o نحصل على ما يلي:-

$$\frac{\frac{(T_o - T_\infty)^{\frac{4}{4}}}{1}}{1.32\frac{(T_o - T_\infty)^{\frac{1}{4}}}{d_o^{\frac{1}{4}}}(2\pi r_o)} = \frac{2\pi r_o (1.32)(T_o - T_\infty)^{\frac{5}{4}}}{d_o^{\frac{1}{4}}} \quad (IV)$$

ومن المعادلة (II) فإن:-

$$\frac{T_b - T_i}{R_i} = \frac{T_i - T_o}{R_s} \quad (V)$$

وأيضاً فإن:-

$$\frac{T_i - T_o}{R_s} = \frac{T_o - T_\infty}{R_o} \quad (IV)$$

من المعادلة رقم (IV) والمعادلة(V) نحصل على:-

$$\frac{T_i - T_o}{R_s} = 2\pi r_o \frac{1.32}{d_o^{1/4}}(T_o - T_\infty)^{5/4} \quad (IIV)$$

ولحل المعادلة أعلاه نفترض قيمة لـــ T_i ونحسب T_o وبالعكس وبـــالتعويض عن الكميات المعلومة تصبح المعادلات(IV) و(IIV) بالشكل التالي:-

$$\frac{T_b - T_i}{R_i} = \frac{T_i - T_o}{R_s} \Rightarrow \frac{58 - T_i}{3.09x10^{-3}} = \frac{T_i - T_o}{4.097x10^{-4}} \quad (IIIV)$$

$$\frac{T_i - T_o}{4.097x10^{-3}} = 2\pi(0.06033)\frac{1.32}{(0.06033)^{1/4}}(T_o - 20)^{5/4} \quad (IIIIV)$$

obeikandl.com

ولحل هذه المعادلات لإيجاد قيم درجات حرارة السطح الـداخلي والخـارجي للأنبوب نتبع الخطوات التالية:-

1 – نفرض قيمة منطقية لـ T_i تكون قريبة جداً من درجة حـرارة الأنبـوب ونعوضها في المعادلة (IIIV) لنحسب قيمة " T_o ".

2 – نعوض قيمة " T_o " المحسوبة في الخطوة الأولـى فـي المعادلـة رقـم (IIIIV) لنحسب قيمة " T_i " الجديدة.

3 – نقارن قيمة " T_i " المفروضة في الخطـوة رقـم(1) مـع قيمـة " T_i " المحسوبة في الخطوة رقم(2)،فإذا تساوت كل من القيمتين معناها الحل صحيح وإذا لم تتساوى نعيد الكرّة أي نعوض عند قيمة " T_i " الأخيرة المحسوبة فـي المعادلة (V) ثم نسـتخرج قيمة " T_o " ونعوضها في المعادلة (IIIIV) ثـم نحسب قيمة " T_i " ونقارنها بالقيمة التي بدأنا بها الحسابات وبذلك نحصل على القيم التالية: " $T_i = 97.65\ ^\circ C$ "و" $T_o = 97.6\ ^\circ C$ ".

$$\therefore h_o = 1.32\frac{(T_o - T_\infty)^{1/4}}{d_o^{1/4}} = 1.32\frac{(97.6-20)^{1/4}}{(0.06033)^{1/4}} = 7.91\frac{W}{m^2.^\circ C}$$

$$R_o = \frac{1}{h_o 2\pi r_o} = \frac{1}{h_o \pi d_o} = \frac{1}{(7.91)(\pi)(0.06033)} = 0.667$$

$$\therefore U_o = \frac{1}{A_o(R_i + R_s + R_o)}$$

$$= \frac{1}{(0.189)(3.092x10^{-3} + 4.097x10^{-3} + 0.667)} = 7.87\frac{W}{m^2.^\circ C}$$

<u>مثال 8 – 2</u>: أنبوب قطره الداخلي 0.0525 m وقطره الخـارجي 0.06033 متر يجري بداخله ماء عند درجة حرارة 98 ° C .إن الموصـلية الحراريـة

للأنبوب 54 W /m .°C.تم تعريض هذا الأنبوب إلى بخار عند درجة حرارة 100 °C وضغط 1 bar.أحسب معامل انتقال الحرارة الإجمالي المعتمد على المساحة الخارجية للأنبوب إذا علمت أن معامل انتقال الحرارة الفردي داخل الأنبوب hi = 1961 W/m. °C وأن معامل انتقال الحرارة خارج الأنبوب للبخار المكثف يمكن حسابه من المعادلة التالية:-

$$h_o = 0.725\left[\frac{\rho(\rho-\rho_v)\,g\,h_{fy}\,k_f^3}{\mu_f\,d\,(T_y-T_o)}\right]^{\frac{1}{4}}$$

حيث أن h_{fy} هي الحرارة الكامنة للتكثيف وتساوي 2255 kJ/kg وT_o هي درجة حرارة السطح الخارجي للأنبوب وأن كثافة الماء هي 960 kg/m^3 وأن$\mu_f = 2.82 \times 10^{-4}$ kg/m .s أما عجلة الجاذبية فهي 9.8 m/sec^2 وأن $k_f = 0.68$ W/m .°C،أهمل كثافة البخار.

الحل:-

$$U_o = \frac{1}{A_o\left[R_i + R_s + R_o\right]}$$

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i} = \frac{1}{h_i\,\pi\,d_i} = \frac{1}{(1961)(\pi)(0.0525)} = 3.092x10^{-3}$$

$$R_s = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k L} = \frac{\ln(0.030165/0.02625)}{(2)(\pi)(54)(1)} = 4.097x10^{-4}$$

$$R_o = \frac{1}{h_o A_o}$$

$$h_o = 0.725\left[\frac{(960)^2(9.8)(2255)(0.68)^3}{(2.82x10^{-4})(0.06033)(100-T_o)}\right]^{\frac{1}{4}}$$

$$\therefore h_o = 17960(100-T_o)^{-1/4}$$

$$\therefore R_o = \frac{1}{h_o A_o} = \frac{1}{17960(100-T_o)^{-1/4}(\pi)(0.0633)} = \frac{(100-T_o)^{1/4}}{3403}$$

لإيجاد قيمة T_o نستخدم طريقة الخطأ والصواب والموازنة الكهربائية كما يلي:-

$$\frac{T_y - T_o}{R_o} = \frac{T_o - T_i}{R_s} = \frac{T_i - T_w}{R_i} \qquad (I)$$

$$\therefore \frac{T_y - T_o}{R_o} = \frac{T_o - T_i}{R_s} \quad (II) \quad \text{و} \quad \frac{T_o - T_i}{R_s} = \frac{T_i - T_w}{R_i} \quad (III)$$

بالتعويض عن القيم في المعادلة (II) نحصل على:-

$$\frac{(100 - T_o)}{\frac{(100 - T_o)^{1/4}}{3403}} = \frac{T_o - T_i}{4.097x10^{-4}} \Rightarrow \therefore 3403(100 - T_o)^{3/4} = \frac{T_o - T_i}{4.097x10^{-4}} \quad (IV)$$

$$\frac{T_o - T_i}{4.097x10^{-4}} = \frac{T_i - 98}{3.092x10^{-3}} \qquad (V)$$

بعد الفرض نحصل على $T_o = 99.91\ ^\circ C$ و $T_i = 99.69\ ^\circ C$

$$\therefore h_o = 17960(100 - T_o)^{-1/4} = 17960(100 - 99.91)^{-1/4} = 32790 \frac{W}{m^2.^\circ C}$$

$$R_o = \frac{1}{h_o A_o} = \frac{1}{(32790)(\pi)(0.06033)} = 1.61x10^{-4}$$

$$U_o = \frac{1}{A_o\left[R_i + R_s + R_o\right]}$$

$$= \frac{1}{(\pi)(0.06033)\left[3.092x10^{-3} + 4.09x10^{-4} + 1.61x10^{-4}\right]} = 1441 \frac{W}{m^2.^\circ K}$$

6.8 معامل التقذر أو الاتساخ The Fouling Factor

obeikandi.com

عند تشغيل أي مبادل حراري لفترة زمنية معينة ستتكون طبقة من ترسبات على أسطح الأنابيب الداخلية والخارجية للمبادل الحراري ويزداد سمك هذه الطبقة بمرور الزمن وهذا يعني إضافة مقاومات جديدة في مسار انتقال الحرارة داخل المبادل الحراري لذلك يلجأ المصمم عند إجراء أي تصميم لمبادل حراري بإضافة معامل يسمى معامل التقذر أو الاتساخ إلى المقاومات الإجمالية عند حساب قيمة معامل انتقال الحرارة الإجمالي وذلك لضمان عمل المبادل الحراري في الواقع بأعلى كفاءة وبأطول فترة زمنية ويمكن حساب معامل التقذر أو الاتساخ من القانون التالي:-

$$R_f = \frac{1}{U_{dirt}} - \frac{1}{U_{clean}} \qquad (8-8)$$

تقذر — تنظيف

مثال 8 – 3:أنبوب يجري خلاله ماء عند درجة حرارة 100°C وضغط مقداره 1 bar وكان معامل انتقال الحرارة الداخلي $h_i = 1961\ W/m^2.°C$ ومعامل التقذر لهذا الأنبوب كان $R_f = 0.0002\ m^2.°K / W$.أحسب مقدار الانخفاض الحاصل في معامل انتقال الحرارة الداخلي للأنبوب نتيجة وجود الترسبات.

الحل:باستخدام المعادلة رقم (8 – 8):-

$$R_f = \frac{1}{U_{dirt}} - \frac{1}{U_{clean}}$$

$$= \left[\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \ln(r_o/r_i)}{2\pi k l} + \frac{A_i}{A_o}\frac{1}{h_o}\right]_{dirt} - \left[\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \ln(r_o/r_i)}{2\pi k l} + \frac{1}{h_o}\right]_{clean}$$

$$\therefore R_f = \left[\frac{1}{h_i}\right]_{dirt} - \left[\frac{1}{h_i}\right]_{clean}$$

$$\therefore \left[\frac{1}{h_i}\right]_{din} = R_f + \left[\frac{1}{h_i}\right]_{clean} = 0.0002 + \frac{1}{1961} = 0.000709 \ \frac{m^2.°C}{W}$$

$$\therefore h_i = 1409 \frac{W}{m^2.°C}$$

$$\text{مقدار الانخفاض في النسبة} = \frac{1961 - 1409}{1961} x100\,\% = 28\%$$

7.8 المتوسط اللوغاريتمي للفرق في درجات الحرارة
The Log – Mean Temperature Difference (LMTD)

إن المتوسط اللوغاريتمي m لعددين هما a و b يعرف بالمعادلة التالية:-

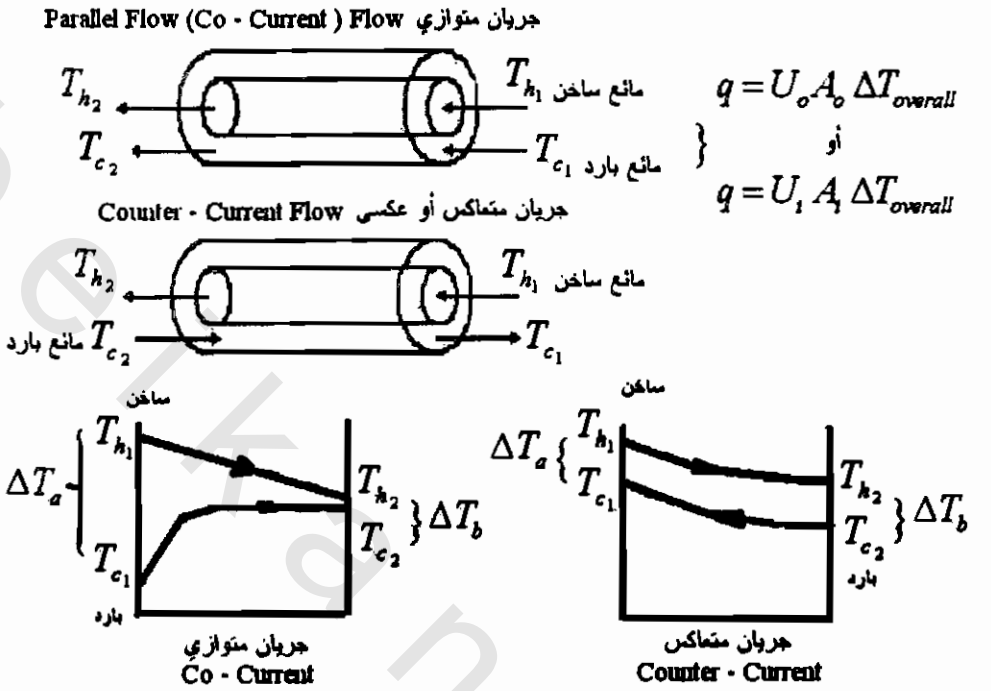
$$m = \frac{b-a}{\ln(b/a)} \qquad (9-8)$$

فإذا مر مائع في أنبوب انتقال حراري بدرجة حرارة جدارها الداخلي ثابتة وكانت درجة حرارة المائع الساخن المطلوب تبريده هي T_{h1} وT_{h2} وكانت درجة حرارة المائع البارد هي t_{c1} وt_{c2} على التوالي فعندئذ يعرف المتوسط اللوغاريتمي للفرق في درجات الحرارة داخل المبادل ΔT_{lm} (LMTD) بموجب المعادلة التالية:-

$$LMTD\ (\Delta T)_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \qquad (10-8)$$

ويوضح الشكل (8 – 4) كيفية حساب المتوسط اللوغاريتمي للفرق في درجات الحرارة في حالتي الجريان المتعاكس والمتوازي مع ملاحظة أن الجريان

المتعاكس يكون أكثر كفاءة من ناحية انتقال الحرارة بالمقارنة مع الجريان المتوازي وكذلك يمكن استخدام نفس المعادلة أعلاه لحساب(LMTD) للمبادل الحراري ذو الأنبوب المزدوج وذلك بسبب عدم وجود ممرات متعددة للأنابيب.



الشكل (8 – 4) الجريان المتوازي والمتعاكس في المبادلات الأنبوبية

وعلى هذا الأساس يحسب متوسط درجة الحرارة اللوغاريتمي من المعادلة التالية:-

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)} = \frac{(T_{h_1} - T_{c_1}) - (T_{h_2} - T_{c_2})}{\ln\left(\frac{T_{h_1} - T_{c_1}}{T_{h_2} - T_{c_2}}\right)} \qquad (11-8)$$

أما في حالة استخدام مبادلات حرارية معقدة تتكون من عدة ممرات للأنابيب فيجب تصحيح متوسط الفرق اللوغاريتمي لدرجات الحرارة وذلك بالضرب في

معامل تصحيح لدرجات الحرارة والذي يتم حسابه من المخططات الخاصة بذلك والموضح في الأشكال رقم(8 – 5) و(8 – 6).

فالشكل (8 – 5) خاص بالمبادل الحراري ذات الجريان التقاطعي أو المتعامد والمشتق من فرضية عدم خلط تيارات الجريان نفسها خلال المبادل.إن كل خط منحني في الشكل يقابل قيمة ثابتة لنسبة عديمة الأبعاد وهي S والتي تمثل النسبة بين الهبوط في درجة حرارة المائع الساخن أو الحار إلى الارتفاع في درجة حرارة المائع البارد خلال جريانهما داخل المبادل الحراري.أما المعامل R فيدعى بكفاءة التسخين Heating Effectiveness أو النسبة بين الارتفاع الفعلي في درجة حرارة المائع البارد إلى أقصى ارتفاع ممكن الحصول عليه لدرجة الحرارة على أساس مبدأ الجريان المتعاكس ومن القيم العددية لكل من S و R يمكن قراءة معامل التصحيح F_G من المخطط بتقاطع قيم كل من R وS ثم بعد ذلك ضرب قيمة معامل التصحيح لدرجة الحرارة في المتوسط اللوغاريتمي للحصول على قيمة متوسط درجة الحرارة ΔT_m أي أن:-

$$\Delta T_m = \Delta T_{lm}\, x F_G \qquad (12-8)$$

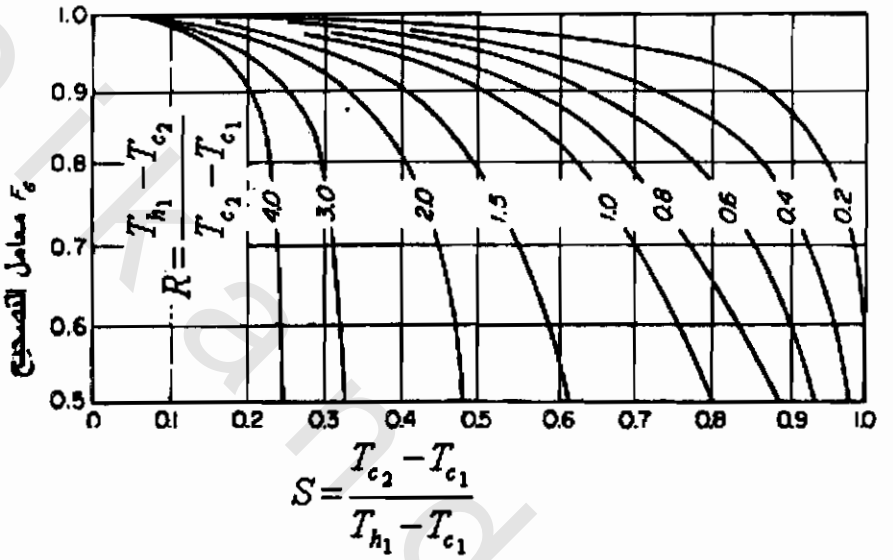
أما قيمتي كل من R و S فتحسب من المعادلة التالية:-

$$R=\frac{T_{h_1}-T_{c_2}}{T_{c_2}-T_{c_1}} \quad S=\frac{T_{c_2}-T_{c_1}}{T_{h_1}-T_{c_1}} \qquad (13-8)$$

أما الشكل (8 – 6) فيستخدم لحساب معامل التصحيح F_G للمبادلات نوع 2 – 1 و2 – 4 والمبني على أساس فرضية أن معامل انتقال الحرارة الإجمالي هو ثابت وأن جميع عناصر تيار مائع جاري لها نفس التأثير الحراري من حيث

مرورها في المبادل.ويمكن كذلك حساب معامل التصحيح لمبادل حراري نوع 1 – 2 من المعادلة التالية:-

$$F_G = \frac{\sqrt{R^2+1}\ln[(1-S)/(1-RS]}{(R-1)\ln\left[\frac{2-S\left(R+1-\sqrt{R^2+1}\right)}{2-S\left(R+1+\sqrt{R^2+1}\right)}\right]} \qquad (14-8)$$

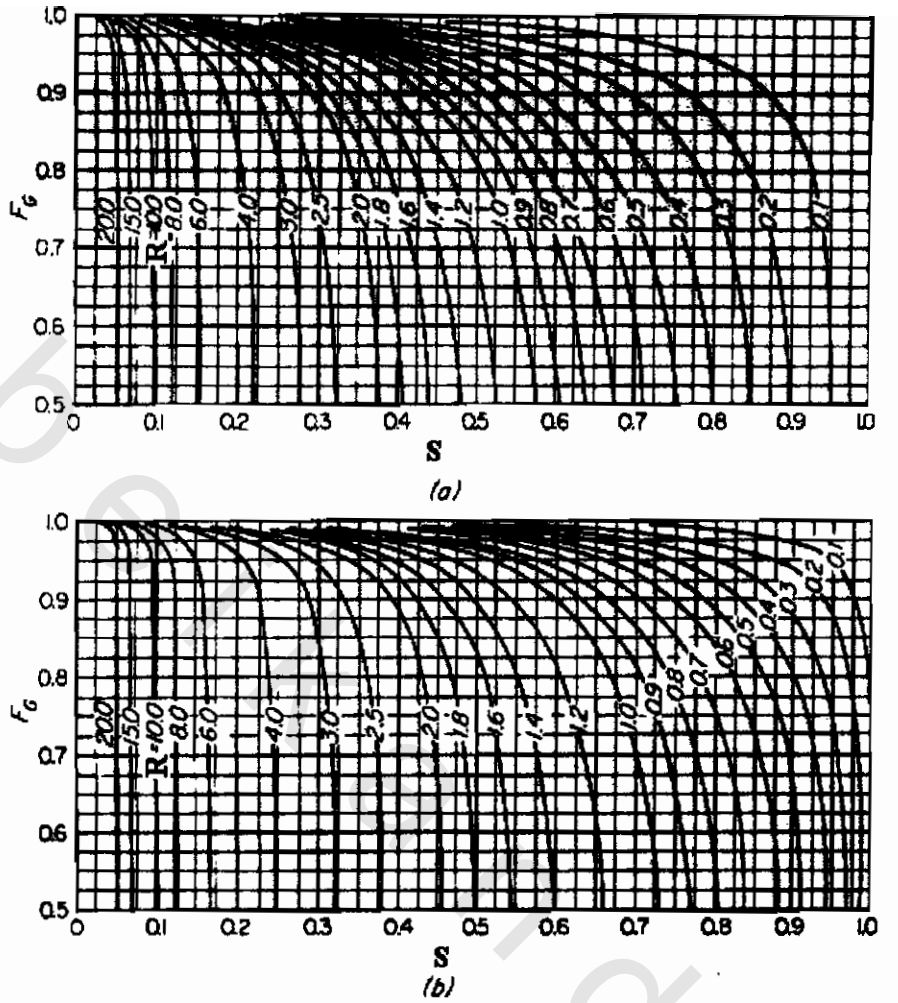


الشكل (8 – 5) حساب LMTD للجريان المتعامد أو التقاطعي

ويجب ملاحظة أن قيمة معامل التصحيح لعمليات التبخير أو الغليان أو التكثيف هي 1.

وهناك معادلة تقريبية تربط بين معامل انتقال الحرارة الإجمالي أو الكلي ومعاملات انتقال الحرارة الفردية الداخلي والخارجي وهي:-

$$U = 0.7\, h_i\, h_o / (h_i + h_o) \qquad (15-8)$$



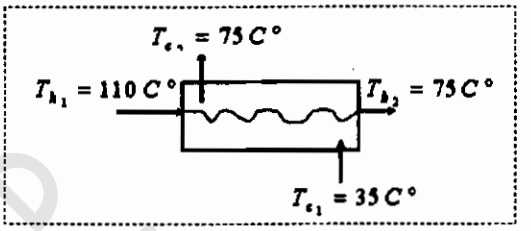
الشكل (8 – 6) تصحيح LMTD للمبادلات الحرارية

(a) نوع 1 – 2 و (b) نوع 2 – 4

مثال 8 – 4: ماء يجري بمعدل جريان كتلي مقداره 68 kg/min تم تسخينه من درجة حرارة° 35 C إلى درجة حرارة ° 75 C باستخدام زيت حراري تبلغ الحرارة النوعية له 1.9 KJ/kg .C°. وكان المبادل الحراري المستخدم ذو جريان متعاكس ومن النوع ذات الأنبوب المزدوج وكان الزيت يدخل بدرجة حرارة° 110 C ويخرج بدرجة حرارة° 75 C فإذا علمت أن قيمة معامل انتقال الحرارة الإجمالي هي° 320 W/m^2.C أحسب المساحة اللازمة للتبادل الحراري في المبادل علماً أن الحرارة النوعية للماء هي° 4180 J/kg .C.

الحل:بما أن المبادل الحراري مزدوج الأنبوب ولا توجد ممرات لذلك فإن قيمة معامل التصحيح سوف تساوي الواحد الصحيح.المعادلة العامة لانتقال الحرارة سوف تكون على النحو التالي:-

$$q = U\ A\ \Delta T_{lm}\ F_G$$



ومن معلوماتنا في انتقال الحرارة نعلم أن الحرارة المفقودة = الحرارة المكتسبة أي أن:- الحرارة المفقودة من الزيت تساوي: $q_{lost} = (\overline{m}\,Cp\Delta T)_{hot}$

أما الحرارة المكتسبة من الماء فهي $q_{gain} = (\overline{m}\,Cp\Delta T)_{cold}$

$$\therefore q_{lost} = q_{gain} = (\overline{m}\,Cp\Delta T)_{hot} = (\overline{m}\,Cp\Delta T)_{cold} = U\,A\Delta T_{lm}\,F_G$$

$$q_{gain} = (\overline{m}\,Cp\Delta T)_{cold} = 68\frac{kg}{\min}x\frac{1\min}{60s}x4180\frac{J}{kg.C°}(75-35)C°$$

$$= 189.5\frac{KJ}{s} = 189500\frac{J}{s} = 189500\,W$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h_1} - T_{c_1}) - (T_{h_2} - T_{c_2})}{\ln\left(\frac{T_{h_1} - T_{c_1}}{T_{h_2} - T_{c_2}}\right)} = \frac{(110-75)-(75-35)}{\ln\left(\frac{110-75}{75-35}\right)} = 37.5°C$$

$$\therefore q = U\ A\Delta T_{lm}\ F_G$$

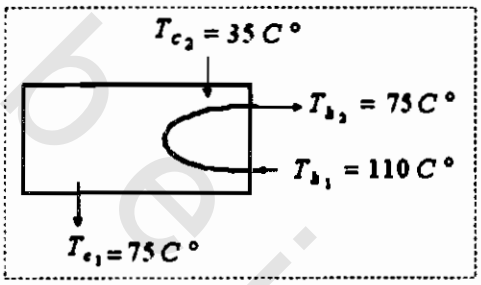
$$189500 = (320)(A)(37.5)(1)$$

$$\therefore A = \frac{189500}{(320)(37.5)} = 15.8\ m^2$$

obeikandl.com

مثال 8 – 5: إن المبادل الحراري في المثال السابق قد استبدل بمبادل حراري آخر يتكون من غلاف ذو ممر واحد وممرين للأنابيب وكان الزيت يدخل إلى داخل الأنابيب التي رتبت كما موضح في الشكل أدناه.في هذه الحالة ولـــنفس معطيات المسألة السابقة احسب المساحة اللازمة لانتقال الحرارة.

الحل:



من الملاحظات الجديرة بالاعتبار أنه في حالة عدم ذكر نوع الجريان يتم اعتباره على أساس أنه جريان متعاكس وبتطبيق نفس المبادئ التي التي طبقت في المثال السابق نجد أن الحرارة تحسب من المعادلة التالية:-

$$\therefore q_{lost} = q_{gain} = (\overline{m} Cp \Delta T)_{hot} = (\overline{m} Cp \Delta T)_{cold} = UA\Delta T_{lm} F_G$$

$$q_{gain} = (\overline{m} Cp \Delta T)_{cold} = 68 \frac{kg}{\min} x \frac{1\min}{60s} x 4180 \frac{J}{kg.C°} (75-35) C°$$

$$= 189.5 \frac{KJ}{s} = 189500 \frac{J}{s} = 189500\ W$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h_1} - T_{c_1}) - (T_{h_2} - T_{c_2})}{\ln\left(\frac{T_{h_1} - T_{c_1}}{T_{h_2} - T_{c_2}}\right)} = \frac{(110-75) - (75-35)}{\ln\left(\frac{110-75}{75-35}\right)} = 37.5°C$$

لحساب معامل التصحيح F_G نستخدم المخطط (8 – 6 a) ونحسب قيم المعاملات S و R

$$R = \frac{T_{h_1} - T_{c_2}}{T_{c_2} - T_{c_1}} = \frac{110-75}{75-35} = \frac{35}{40} = 0.875$$

$$S = \frac{T_{c_2} - T_{c_1}}{T_{h_1} - T_{c_1}} = \frac{75-35}{110-35} = 0.467$$

من المخطط نجد أن $F_G = 0.91$ وعلى هذا الأساس فإن مساحة انتقال الحرارة هي:-

$$\therefore A = \frac{189500}{(320)(37.5)(0.91)} = 17.362\ m^2$$

8.8 مراحل تصميم المبادلات الحرارية

Heat Exchangers Design Stages

إن تصميم معدات التبادل الحراري يمر بأربع مراحل رئيسية وهي:-

1 – يتم تقدير الحجم التقريبي للوحدة استناداً إلى فرضية معامل انتقال الحرارة

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{od}} + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2k_w} + \frac{d_o}{d_i} x \frac{1}{h_{id}} + \frac{d_o}{d_i} x \frac{1}{h_i} \qquad (16-8)$$

حيث أن:-

U_o = معامل انتقال الحرارة الكلي المعتمد على المساحة الخارجية للأنبوب $W/m^2.°C$

obeikandl.com

h_o =معامل انتقال الحرارة الفردي المعتمد على المساحة الخارجية للأنبوب W /m^2 .°C

h_i = معامل انتقال الحرارة الفردي المعتمد على المساحة الداخلية للأنبوب W /m^2 .°C

h_{od} = معامل التقذر أو الاتساخ المعتمد على المساحة الخارجية للأنبوب W /m^2 .°C

h_{id} = معامل التقذر أو الاتساخ المعتمد على المساحة الداخلية للأنبوب W /m^2 .°C

k_w = معامل التوصيل الحراري لمادة جدار الأنبوب W /m .°C

d_o = القطر الخارجي للأنبوب m و d_i = القطر الداخلي للأنبوب m.

إن قيمة المعاملات الفردية تعتمد على طبيعة عملية انتقال الحرارة(التوصيل،الحمل، التكثيف ،الغليان أو الإشعاع).

2 – بشكل مبدئي يتم إجراء حسابات دقيقة لمعاملات انتقال الحرارة الفردية وكذلك معامل انتقال الحرارة الكلي ويجب أن تكون القيم المحسوبة قريبة من القيمة المفترضة أو مساوية لها وإذا كانت القيمتان غير متساويتين فيجب فرض قيمة جديدة وإعادة الحسابات.

3 – من المعامل التصميمي،يتم إجراء حسابات مساحة انتقال الحرارة ثم تجرى حسابات دقيقة لتقدير عدد الأنابيب وتخطيطها،العوارض،الهبوط في الضغط...الخ.مثل هذه الحسابات تكون عادة مستندة إلى اختيار الأفضل وتأخذ بنظر الاعتبار عدة عوامل مثل سرعة الماء وأفضل درجة حرارة للماء الخارج.

4 – عندما يكمل التصميم ويتم الحصول على أحجام كل الأجزاء،يتم إجراء التصميم الميكانيكي للوحدة ثم تحدد النقاط النهائية لها.

المراحل الأربعة السابقة سوف توضح بواسطة أمثلة منها التالي:-

مثال 8 – 6:ماء يجري بمعدل جريان كتلي يساوي 4 kg/s تم تسخينه من درجة حرارة 35 °C إلى 55 °C في مبادل حراري يتكون من غلاف ومجموعة أنابيب وكان الماء يمر في جهة الغلاف على شكل سائل ساخن بمعدل جريان كتلي 2 kg/s ودرجة حرارة 95 °C فإذا علمت أن المعامل الإجمالي لانتقال الحرارة لهذا المبادل هو 1420 $W/m^2.°C$ ومتوسط سرعة الماء في جهة الأنابيب هو 0.4 m/s وأن قطر الأنابيب هو 20 mm

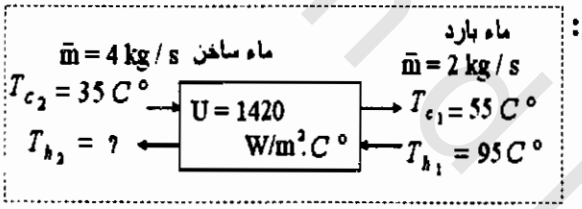
(1) أحسب عدد ممرات الأنابيب اللازمة لمثل هذا المبادل الحراري.

(2) أحسب عدد الأنابيب في كل ممر من هذه الممرات.

(3) أحسب العدد الكلي للأنابيب في المبادل الحراري.

(4) أحسب أطوال الأنابيب على أن لا يتجاوز طول الأنبوب 2.5 m

الحل:إن العلاقة بين عدد الممرات وأطوال الأنابيب هي عكسية،فكلما كان عدد الممرات قليلاً كان طول الأنابيب كبيراً وكلما كان عدد الممرات كبيراً قلت أطوال الأنابيب.



الحرارة النوعية للماء تساوي: $C_P = 4182\ J/kg.°C$ و

لإيجاد قيمة Th_2 نجري موازنة حرارية أي أن الحرارة المفقودة تساوي الحرارة المكتسبة أو:-

$$q_{lost} = q_{gain}$$

$$(\dot{m}\, Cp\, \Delta T)_{hot} = (\dot{m}\, Cp\, \Delta T)_{cold}$$

$$(2)(4182)(95 - T_{h_2}) = (4)(4182)(55 - 35)$$

$$8364(95 - T_{h_2}) = 334560 \Rightarrow \therefore 794580 - 8364T_{h_2} = 334560$$

$$\therefore T_{h_2} = 55°C$$

لكي نحسب عدد الممرات نحسب المساحة السطحية لانتقال الحـــرارة ولكـــي نحصل على هذه الأخيرة يتوجب حساب المتوسط اللوغاريتمي للفرق بدرجات الحرارة.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h_1} - T_{c_1}) - (T_{h_2} - T_{c_2})}{\ln\left(\frac{T_{h_1} - T_{c_1}}{T_{h_2} - T_{c_2}}\right)} = \frac{(95-55)-(55-35)}{\ln\left(\frac{95-55}{55-35}\right)} = 28.85°C$$

أولاً في البداية نفرض أن عدد الممرات يساوي واحد وهذا يعنـــي أن معامـــل التصحيح يساوي الواحد أيضاً وبذلك نستطيع حساب المساحة اللازمة لانتقـــال الحرارة كما يلي:-

$$q = (\overline{m}\, Cp\, \Delta T)_{cold} = U\, A\, \Delta T_{lm}\, F_G$$
$$(4)(4182)(55-35) = 1420(A)(28.85)(1)$$
$$334560 = (40967)(A)$$
$$\therefore A = 8.168\ m^2$$

حيث إن A تمثل المساحة الإجمالية لانتقال الحرارة وتمثل مجموع المساحات السطحية لجميع الأنابيب.ثم بعد ذلك نقوم بحساب المساحة المقطعية للأنابيـــب ككل ولنفرض أن المساحة المقطعية للأنبوب الواحد هي A_c و n هـــو عـــدد الأنابيب وعلى أساس هذا فإن:-

$$\overline{m} = \rho u (n A_c)$$
$$\therefore n A_c = \frac{\overline{m}}{\rho u} \Rightarrow \therefore (n)\left(\frac{\pi}{4}\right) d^2 = \frac{\overline{m}}{\rho u}$$

$$\therefore n = \frac{(4)(\overline{m})}{(\pi)(d^2)(\rho)(u)} = \frac{(4)(4)}{(\pi)(0.02)^2(1000)(0.4)} = 31.85 \approx 32$$

$$\therefore l = \frac{A}{(\pi)(d)(n)} = \frac{8.168}{(\pi)(0.02)(32)} = 4.064m > 2.5m$$

وهذا يعني أن طول الأنابيب هو أكبر من الحد المسموح وهو 2.5 m ولـذلك نلجأ إلى تقصير أطوال الأنابيب بزيادة عدد الممرات وعلـى هـذا الأسـاس سنفرض أن عدد الممرات في هذه الحالة هو 2 ونقوم بحساب قيمة كل من R وS فنحصل على:-

$$S = \frac{55-35}{95-35} = 0.333 \qquad R = \frac{95-55}{55-35} = 2$$

من المخطط (a 6 – 8) نحصل على $F_G = 0.82$

$$\because q = U\ A \Delta T_{lm}\ F_G$$

$$\therefore A = \frac{q}{U\ \Delta T_{lm}\ F_G} = \frac{334560}{(1420)(28.85)(0.82)} = 9.84\ m^2$$

إن عدد الأنابيب وطول الأنبوب يحسب بنفس الطريقة السابقة كما يلي:-

$$\overline{m} = \rho u (n A_C)$$

$$\therefore n A_C = \frac{\overline{m}}{\rho u} \Rightarrow \therefore (n)(\frac{\pi}{4})d^2 = \frac{\overline{m}}{\rho u}$$

$$\therefore n = \frac{(4)(\overline{m})}{(\pi)(d^2)(\rho)(u)} = \frac{(4)(4)}{(\pi)(0.02)^2(1000)(0.4)} = 31.85 \approx 32$$

$$\therefore l = \frac{A}{2(\pi)(d)(n)} = \frac{9.84}{2(\pi)(0.02)(32)} = 2.447\ m < 2.5\ m \qquad O.K.$$

أي أن مساحة انتقال الحرارة = $9.84\ m^2$ وعدد الأنابيب لكل ممر = 32 وعدد الأنابيب الإجمالية = 64 أما طول الأنبوب فهو 2.447 m وعدد الأغلفة هو 1.

9.8 خطوات التصميم الأمثل للمبادل الحراري
Heat Exchanger Design Steps

1 – حساب الحمل الحراري للمبادل(كمية الحرارة،سرعة المائع،درجات الحرارة).

2 – جمع الخواص الفيزيائية المطلوبة للمائع(الكثافة،اللزوجة،الموصلية الحرارية).

3 – تقرير نوع المبادل الحراري المستخدم.

4 – اختيار قيمة تقريبية للمعامل الكلي لانتقال الحرارة U(trial value).

5 – حساب المتوسط اللوغاريتمي لدرجة الحرارة ΔT_{lm} ومتوسط درجة الحرارة ΔT_m.

6 – حساب المساحة المطلوبة للتبادل الحراري من المعادلة (8 – 7).

7 – تقرير ترتيب المبادل الحراري (Exchanger Layout) المطلوب.

8 – حساب معاملات انتقال الحرارة الفردية.

9 – حساب معامل انتقال الحرارة الكلي ومقارنة القيمة المحسوبة مع القيمة المفترضة فإذا كانت القيمة المحسوبة تختلف بشكل جوهري عن القيمة المفترضة تعاد الحسابات بدأ من الخطوة رقم 6.

10 – حساب مقدار الهبوط في الضغط للمبادل فإذا لم تكن القيمة المحسوبة مقنعة تعاد الحسابات من الخطوة 3 أو الخطوة 4 أو الخطوة 7 وحسب القيمة المحسوبة.

11 – تقرير التصميم الأفضل بإعادة الخطوات من 4 إلى 10 لحساب أرخص مبادل حراري يفي بالغرض المطلوب.

الجدول(8 – 3) يعطي قيم تقريبية لمعاملات انتقال الحرارة الإجمالية لـبعض الحالات.

جدول (8 – 3) قيم معاملات انتقال الحرارة الإجمالية (U_o)

المائع الساخن	المائع البارد	قيمة U_o ($W/m^2.°C$)
المبادلات الحرارية Heat Exchangers		
ماء	ماء	1500 – 800
المبردات Coolers		
مذيبات عضوية	ماء	750 – 250
غازات	ماء	300 – 20
المكثفات Condensers		
أبخرة عضوية	ماء	1000 – 700
المسخنات Heaters		
بخار ماء	مذيبات عضوية	1000 – 500
بخار ماء	زيوت ثقيلة	600 – 450
بخار ماء	زيوت خفيفة	900 – 300

10.8 المبادلات الحرارية نوع الغلاف والأنبوب
Shell and Tube Exchangers

عادة ما يتم تصميم المبادلات وفقاً للقياسات البريطانية(BS) أو القياسات الأمريكية (TEMA) وهناك مديات لاختيار حجوم الأنابيب وأطوال الأغلفة.فمثلاً بالنسبة للأنابيب يتراوح قطرها بين $\frac{5}{8}$ أنج إلى 2 أنج(16 – 50

ملم)والقطر المفضل استعماله هو 19 ملم الأطوال المفضلة للأنابيب هي 6 ft (1.83 m) و8 ft (2.44 m) و 12 ft (3.66 m) و أخيراً 16 ft (4.88 m) ولمساحة سطحية معينة فإن استعمال أنابيب طويلة نوعاً ما سوف يؤدي بالضرورة إلى تقليل قطر الغلاف أو الصدفة.يكون ترتيب الأنابيب أما بشكل مثلثي Triangular أو مربع Square أي أن المسافة بين مراكز أقطار الأنابيب تكون متساوية سواء كان في الترتيب المثلث أو المربع.تؤخذ عادة هذه المسافة 1.25 مرة بقدر القطر الخارجي للأنبوب أي أن:-

$$\text{Tube Pitch}(P_t) = 1.25\ d_o \qquad (17-8)$$

بالنسبة للغلاف أو الصدفة فيتراوح قطرها بين 6 أنج (150 mm) إلى 42 أنج(1067 ملم).يكون ترتيب الأنابيب داخل المبادل على شكل حزم Bundles

لحساب القطر المكافئ للحزمة وعدد الأنابيب داخل الغلاف تستخدم العلاقة التالية:-

$$N_t = K_1 \left(\frac{D_b}{d_o} \right)^{n_1} \qquad (18-8)$$

حيث أن N_t = عدد الأنابيب و D_b = القطر المكافئ للحزمة،ملم أما d_o فيمثل القطر الخارجي لأنبوب الحزمة بالمليمتر أيضاً.وعلى أساس ذلك يمكن كتابة المعادلة(8 – 8) بالشكل التالي:-

$$D_b = d_o \left(\frac{N_t}{K_1} \right)^{1/n_1} \qquad (19-8)$$

أما K_1 و n_1 فهما ثوابت يختلفان باختلاف الترتيب حيث يوضح الجدول رقم (8 – 4) قيم تلك الثوابت لمختلف الممرات.

جدول (8 – 4)

قيم الثوابت K_1 و n_1 للترتيب المثلث والمربع في المبادلات

عدد الممرات	1	2	4	6	8
ترتيب مثلث					
K_1	0.319	0.249	0.175	0.0713	0.0365
n_1	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675
ترتيب مربع					
K_1	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
n_1	2.207	2.291	2.263	2.617	2.643

أما بالنسبة للعوارض Baffles فتستخدم في المبادل لغرض زيادة سرعة جريان المائع داخل الغلاف وإحداث الاضطراب Turbulence المطلوب.يتم تخصيص حيز لهذا العوارض يبلغ حوالي 20 – 25 % من المساحة الكلية للمبادل.

11.8 الاعتبارات العامة لتصميم المبادل نوع الغلاف والأنبوب

Shell & Tube Heat Exchangers General Design Considerations

1.11.8 موقع المائع Fluid Location

إن موقع المائع يتحدد في الغلاف أو الأنبوب من الاعتبارات التالية:عندما لا يكون هناك تغيير في الحالة أو الطور(حدوث عملية تبخير أو تكثيف)يمكن تحديد موقع المائع كما يلي

1 – التآكل Corrosion:يتم ضخ المائع ذات القابلية للتآكل داخل الأنبوب.

2 – الأوساخ Dirt:يتم وضع المائع الأكثر قابلية لتكون القذارة والأوساخ داخل الأنبوب.

3 – درجة الحرارة Temperature:عادة ما يتم إدخال المائع ذو درجة الحرارة الأعلى داخل الأنبوب.

4 – الضغط Pressure:وهو نقطة مهمة حيث يتم وضع المائع ذو الضغط الأعلى داخل الأنبوب.

5– اللزوجة Viscosity:يتم وضع المائع ذات اللزوجة الأكثر داخل الغلاف لمنع انسداد الأنابيب.

2.11.8 سرعة المائع داخل الغلاف والأنبوب

Fluid Velocity inside Both Shell & Tubes

1 – للسوائل Liquids:داخل الأنبوب تكون سرعة المائع في المدى 1 – 2 م/ثانية.

وللماء Water داخل الأنبوب تكون سرعة المائع في المدى 1.5 – 2.5 م/ثانية.

أما في الغلاف فتكون سرعة الموائع عادة في المدى 0.5 – 1 م/ثانية.

2 – الأبخرة والغازات Vapors and Gases:تكون سرع الموائع بالشكل التالي:-

في حالة وجود ضغط فراغي عالي Vacuum يكون مدى السرعة من:-

50 – 70 م/ثانية.

في حالة وجود ضغط جوي عادي Atmospheric مدى السرعة: 10 – 30 م/ثانية.

في حالة وجود ضغط جوي عالي يكون مدى السرعة:5 – 10 م/ثانية.

3.11.8 فرق درجات الحرارة لمائع التبريد داخل الغلاف والأنبوب
Temperature Difference For Cooling Fluid in Shell & Tubes

لمائع أو سائل التبريد فإن:
أكبر فرق درجات حرارة بين نقطتي الدخول والخروج = 20 ° C
أقل فرق درجات حرارة (للماء) يكون في المدى بين: 7 ° C – 5 ° C
أقل فرق درجات حرارة للمحلول الملحي Brine هو: 5 °C – 3 ° C

4.11.8 الهبوط في الضغط على جانبي الغلاف والأنبوب
Pressure Drop Across Shell an d Tube

1 – للسوائل: إذا كانت اللزوجة أقل من 1 cP فإن: $\Delta P = 35\ kN / m^2$
وإذا كانت اللزوجة في المدى 10 cP – 1 فإن: $\Delta P = 50 – 70\ kN / m^2$
2 – للغازات والأبخرة: يعتمد الهبوط في الضغط على مقدار الضغط الكلي.
عند ضغط فراغي عالي: $\Delta P = 0.4 – 0.5\ kN / m^2$.
عند ضغط فراغي متوسط فإن: $\Delta P = 0.1$ x Total Pressure أي الضغط الكلي
عند ضغط 2 bar – 1 فإن: $\Delta P = 0.5$ x (Total Pressure Gauge) أي ضغط المقياس
فوق ضغط 10 bar فإن: $\Delta P = 0.1$ x (Total Pressure Gauge) أي مضروباً في ضغط المقياس.

الجدول (8 – 5) يبين قيم معاملات الترسبات أو التقذر لأنظمة مختلفة.
الجدول (8 – 6) يوضح تخطيط وتوزيع وعدد الأنابيب داخل المبادل الحراري نوع الغلاف والأنبوب مع القطر الأفضل للغلاف المقابل ولعدة أقطار مختلفة من الأنابيب للترتيب المربع والجدول (8 – 7) للترتيب المثلث داخل المبادل

جدول (8 – 5) معامل التقذر أو الترسبات لأنظمة مختلفة

النظام	معامل الترسبات أو التقذر ($1 / h_{id}$, $1 / h_{od}$)	
	$Hr . Ft^2 .°F / Btu$	$M . ° K / W$
ماء مقطر	0.0005	0.00009
ماء بحر	0.0005	0.00009
ماء صافي	0.0012	0.0002
ماء تبريد غير معالج	0.0033	0.0006
ماء تبريد معالج	0.0015	0.0003
ماء بئر عسر	0.0033	0.0006
بخار ماء خالي من الزيت	0.0003	0.00005
بخار ماء نوعية رديئة	0.0005	0.00009
بخار ماء من محرك ترددي	0.001	0.0002
محلول ملحي معالج	0.0015	0.0003
سوائل عضوية	0.001	0.0002
زيت الوقود	0.006	0.0001
قار	0.01	0.003
هواء	0.003 – 0.0015	0.0005 – 0.0003
مذيبات	0.0008	0.000015

12.8 المعادلات الخاصة بتصميم المبادل الحراري

Special Equations For Designing Heat Exchanger

جدول (8 – 6) توزيع وعدد الأنابيب داخل المبادل الحراري (ترتيب مربع)

أنابيب بأقطار 4 / 3 أنج والمسافة بينها 1 أنج						أنابيب بقطر 1 أنج والمسافة 1.25أنج					
قطر الغلاف	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	32	26	20	20		21	16	14		
10	52	52	40	36		32	32	26	24	
12	81	76	68	68	60	48	45	40	38	36
15	137	124	116	108	70	81	76	68	68	64
17	177	166	158	150	108	112	112	96	90	82
19	224	220	204	192	188	138	132	128	122	116
23	341	324	308	302	292	213	208	192	184	184
29	553	526	480	468	456	341	326	300	294	286
33	749	718	688	676	648	465	460	432	420	414
37	934	914	886	866	838	596	574	562	544	532
القطر 1/4 1 أنج والمسافة بينها 15/16 أنج						القطر 1.25 أنج والمسافة 8 /7 1 أنج					
10	16	12	10								
12	30	24	22	16	16	16	16	12	12		
13	32	30	30	22	22	22	22	16	16		
15	44	40	37	35	31	29	29	25	24	22
17	56	53	51	48	44	39	39	34	32	29
19	78	73	71	64	56	50	48	45	43	39
23	127	112	109	102	96	78	74	70	66	62
29	193	118	178	174	166	131	127	120	116	112
31	226	220	209	202	193	151	146	141	138	131
33	258	252	244	238	226	176	170	164	160	151
37	334	322	311	304	293	224	220	217	210	202

A – للجريان المضطرب Turbulent Flow:تستعمل المعادلة التالية لحساب معامل انتقال الحرارة الفردي على الجانب الداخلي للأنبوب(h_i)

$$Nu = \frac{h_i d_i}{k_i} = 0.023 N_{Re}^{0.8} N_{Pr}^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \qquad (20-8)$$

حيث أن Nu = عدد نسلت، d_i = القطر الداخلي للأنبوب، μ هي لزوجة المادة بوحدات kg / m .s

جدول (8 – 7) توزيع وعدد الأنابيب داخل المبادل الحراري (ترتيب مثلث)

أنابيب بأقطار 3/4 أنج المسافة بينها 15/16 أنج					أنابيب بقطر 3/4 أنج والمسافة 1 أنج				
قطر الغلاف	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	36	32	26	24	18	37	30	24	24	
10	62	56	47	42	36	61	52	40	36	
12	109	98	86	82	78	92	82	76	74	70
15	127	114	96	90	86	151	138	122	118	110
17	239	224	194	188	178	203	196	178	172	166
19	301	282	252	244	234	262	250	226	216	210
23	442	420	386	378	364	384	376	352	342	328
29	721	692	640	620	594	630	604	556	538	508
31	847	822	766	722	720	745	728	678	666	640
33	974	938	878	852	826	856	830	774	760	732
القطر 1 أنج والمسافة بينها 1.25 أنج					القطر 1.25 أنج والمسافة 15/ 16 أنج					
10	32	32	26	24		20	18	14		
12	55	52	48	46	44	32	30	26	22	20
13	68	66	58	54	50	38	36	32	28	26
15	91	86	80	74	72	54	51	45	42	38
17	131	118	106	104	94	69	66	62	58	54
19	163	152	140	136	128	95	91	86	78	69
23	241	232	212	212	202	140	136	130	123	117
29	397	376	338	334	316	235	228	217	212	202
31	472	454	430	424	400	275	270	255	245	235
33	538	522	486	470	454	315	305	297	288	275
37	674	664	632	614	598	407	390	380	374	357

أما k_i فهي الموصلية الحرارية W/m .°C وh_i هو معامل انتقال الحرارة الفردي بواسطة الحمل بألـ $W/m^2.°C$ محسوب على أساس المساحة الداخلية

أما N_{Re} فهو عدد رينولدز الذي تم التطرق إليه في الباب الخامس و N_{Pr} هو عدد برانتدل الذي تم الإشارة إليه مسبقاً في الباب الخامس أيضاً.

أما لحساب معامل انتقال الحرارة الداخلي في حالة كون السائل داخل الأنابيب هو الماء فتستخدم المعادلة التالية:-

$$h_i\left(\frac{W}{m^2.^\circ C}\right) = 4200\ (1.35 + 0.02\ T)\frac{u_i^{0.8}}{d_i^{0.2}} \qquad (21-8)$$

حيث أن u_i = سرعة الجريان داخل الأنبوب(m/s) و T تمثل متوسط درجة الحرارة داخل الأنبوب(°C).

B – حساب المساحة السطحية للجريان المتعامد A_s من المعادلة التالية:-

$$A_s = \frac{(P_t - d_o)\,D_s\,l_B}{P_t} \qquad (22-8)$$

حيث أن P_t = المسافة بين أقطار الأنابيب وهذه تعادل 1.25 d_o

D_s = قطر الغلاف و l_B = المسافة بين العوارض وd_o = القطر الخارجي للأنبوب.

C – حساب سرعة المائع داخل الأنبوب وخارجه أي في الغلاف وأعداد رينولدز.

$A_i = n\frac{\pi}{4}d_i^2$ المساحة المقطعية الداخلية

$G_i = \frac{\overline{m}_i}{A_i}$ سرعة الجريان الكتلي للمائع داخل الأنبوب

$N_{Pr} = \frac{Cp_i\,\mu_i}{k_i}$ عدد برانتدل داخل الأنبوب

$N_{Re} = \frac{G_i\,d_i}{\mu_i}$ عدد رينولدز داخل الأنبوب

$G_s = \frac{\overline{m}_s}{A_s}$ سرعة الجريان الكتلي لمائع في الغلاف

$N_{Pr} = \frac{Cp_s\,\mu_s}{k_s}$ عدد برانتدل على جانب الغلاف

$(N_{Re})_s = \frac{G_s\,d_e}{\mu_s}$ عدد رينولدز على جانب الغلاف

حيث أن:-

d_e = القطر المكافي للحزمة ويحسب من المعادلة التالية:-

$$d_e = \frac{4\left(P_t^2 - \frac{\pi}{4}d_o^2\right)}{\pi d_o}$$

للترتيب المربع

$$d_e = 1.27(P_t^2 - 0.785 d_o^2) \qquad (23-8)$$

للترتيب المثلث

$$d_e = \frac{1.1}{d_o}(P_t^2 - 0.917 d_o^2) \qquad (24-8)$$

D – حساب معامل انتقال الحرارة الخارجي h_o حيث تستخدم المعادلة التالية:-

$$\frac{h_o d_e}{k_w} = 0.36 \left(N_{Re}\right)_s^{0.55} \left(N_{Pr}\right)_s^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \qquad (25-8)$$

حيث أن h_o = معامل انتقال الحرارة الخارجي مقدراً بالـ $(W/m^2.°C)$

أما $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)$ = النسبة بين لزوجة المائع سواء أكان داخل أو خارج الأنبوب إلى لزوجة الماء عند نفس درجة الحرارة وإذا كان السائل داخل الغلاف أو الأنبوب هو الماء فإن هذه النسبة تساوي الواحد الصحيح.

E – حساب الهبوط في الضغط

أولاً: داخل الأنابيب تستخدم المعادلة التالية:-

$$\Delta P_i = 8 J_f \frac{L}{d_i}\left(\rho \frac{u_i^2}{2}\right)\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{-0.14} \qquad (26-8)$$

obeikandl.com

حيث أن ΔP_t = الهبوط في الضغط على جانب الأنبوب بوحدات N/m^2
L = طول الأنبوب و d_t = القطر الداخلي للأنبوب و ρ كثافة المائع داخل الأنبوب أما u_t فهي السرعة الخطية للمائع داخل الأنابيب
J_f = معامل الاحتكاك داخل الأنبوب ويتم حسابه من المعادلات التالية:-

$$J_f = \frac{8}{N_{Re}} \qquad (27-8)$$

للجريان الانسيابي ($N_{Re} < 2100$)

$$J_f = \frac{0.0396}{N_{Re}^{0.25}} \qquad (28-8)$$

للجريان المضطرب ($N_{Re} > 3500$)

ملاحظة: إذا كان عدد رينولدز المحسوب يقع في المدى (2100 – 3500) أو يتراوح بين هاتين القيمتين فإن الجريان في هذه الحالة يكون انتقالياً(Transitional) ويمكن الرجوع إلى الجداول لاستخراج قيمة J_f أو استخدام المعادلة(8 – 27) كحل تقريبي وعادة ما يكون المقدار (μ / μ_w) مساوياً تقريباً للواحد.

ثانياً: على جانب الغلاف: تستخدم المعادلة التالية:-

$$\Delta P_s = 8 J_f \left(\frac{D_s}{d_e}\right)\left(\frac{L}{l_B}\right)\left(\rho \frac{u_s^2}{2}\right)\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{-0.14} \qquad (29-8)$$

حيث أن ΔP_s = الهبوط في الضغط على جانب الغلاف بوحدات N/m^2
D_s = قطر الغلاف ، d_e = القطر المكافئ للحزمة ، L = طول الغلاف أو الأنبوب.
l_B = المسافة بين العوارض = 0.2 D_s ، u_s = سرعة المائع داخل الغلاف (m/s)

مثال تصميمي لمبادل حراري Heat Exchanger Design Example

مثال 8 – 7: المطلوب تصميم مبادل حراري نوع الغلاف والأنبوب لتكثيف وتبريد بخار الميثانول إلى الحالة السائلة حيث يدخل البخار إلى المكثف وهو بدرجة حرارة 95 °C ويخرج منه وبدرجة حرارة 40 ° C .يستخدم الماء كوسيلة للتبريد والتكثيف والذي يجري باتجاه معاكس لاتجاه جريان البخار حيث يدخل بدرجة حرارة 25 °C ويخرج من المبادل بدرجة حرارة 40 °C أيضاً.إن المطلوب هو تكثيف 10,000 kg/hr من الميثانول الذي تبلغ حرارته النوعية 2.84 KJ/kg .°K.المبادل من نوع 1 – 2.

الحل: يتم حساب الحمل الحراري للمكثف بالشكل التالي:-

$$q = (\overline{m}\, Cp\, \Delta T)_{hot}$$

$$\therefore q = (\frac{10,000}{3600})(2.84)(95-40)$$

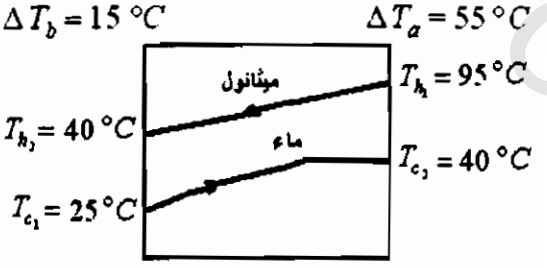
$$= 4340\ kW$$

$$\therefore \overline{m}_{Water} = \frac{q}{Cp_w\, x\, \Delta t} = \frac{4340}{(4.187)(40-25)} = 68.9\,\frac{kg}{s}$$

نحسب الآن المتوسط اللوغاريتمي للفرق بدرجات الحرارة بالشكل التالي:-

$$T_{lm} = \frac{(T_{h_1} - T_{c_1}) - (T_{h_2} - T_{c_2})}{\ln\left(\frac{T_{h_1} - T_{c_1}}{T_{h_2} - T_{c_2}}\right)} =$$

$$\frac{(95-40)-(40-25)}{\ln\left(\frac{95-40}{40-25}\right)} = 31°C$$



حساب المتوسط اللوغاريتمي للفرق بدرجات الحرارة

نحسب الآن معامل التصحيح F_G كما يلي:-

$$R = \frac{95-40}{40-25} = 3.67 \quad S = \frac{40-25}{95-25} = 0.21$$

باستخدام المخطط (8 – 6 a) أو المعادلة (8 – 11) نحصل على $F_G = 0.85$

$$\therefore \Delta T_m = F_G . \Delta T_{lm} = (0.85)(31) = 26°C$$

نختار قيمة لمعامل انتقال الحرارة الإجمالي U_o من الجدول(8 – 3)هي 600 $W/m^2.°C$

نحسب المساحة السطحية لانتقال الحرارة بالشكل التالي:-

$$\because q = U\, A\, \Delta T_m$$

$$\therefore A = \frac{q}{U\, \Delta T_m} = \frac{4340\ x\ 10^3}{(600)(26)} = 278\ m^2$$

نختار قطر الأنبوب الخارجي 20 mm وطول الأنبوب 16 ft(4.88 m)

مساحة الأنبوب الواحد السطحية = $\pi\, d_o\, L = \pi\, (20\ x\ 10^{-3})(4.88) =$ 0.3067 m^2

∴ عدد الأنابيب داخل المبادل = $\frac{\text{مساحة التبادل الحراري}}{\text{المساحة السطحية لأنبوب واحد}} = \frac{278}{0.3067} =$ 906 أنبوب

نختار ترتيب مثلث للأنابيب ونحسب قطر الغلاف من المعادلة التالية:-

$$D_b = d_o \left(\frac{N_t}{K_1} \right)^{1/n_1}$$

نجد أن الثابت $K_1 = 0.249$ وأن $n_1 = 2.207$ وعلى أساس ذلك فإن قطر الغلاف:-

$$D_b = d_o \left(\frac{N_t}{K_1} \right)^{1/n_1} = 20 \left(\frac{906}{0.249} \right)^{\frac{1}{2.207}} = 824\ mm = 33\ in.$$

أقرب قطر قياسي للغلاف من الجدول(8 – 7)هو: $D_b = 35$ in. = 849 mm

وبما أن عملية التبادل الحراري يرافقها تغيير في الطور أو الحالة لذلك يفضل أن يمر بخار الميثانول في الغلاف وماء التبريد في الأنابيب وعلى هذا الأساس فإن المائع الذي يكون على جانب الأنبوب هو الماء والمائع الذي يكون على جانب الغلاف هو بخار الميثانول.متوسط درجة حرارة الماء داخل الأنبوب $= \frac{25+40}{2} = 33°C$.

المساحة المقطعية للأنبوب $= \frac{\pi}{4} x\ ^2 16 = 201\ mm^2$ وفي هذه الحالة يكون القطر الداخلي للأنابيب هو 16 mm والخارجي هو الذي سبق اختياره وهو 20 mm.ولأن المبادل فيه ممرين للأنبوب لذلك يكون عدد الأنابيب في كل ممر $= \frac{906}{2} = 453$ أنبوب.

المساحة الكلية للجريان داخل الأنابيب $= (453)(201 \text{ x } 10^{-6}) = 0.092\ m^2$

إذن سرعة الجريان الكتلية للماء الجاري $= \frac{68.9}{0.092} = 749 \frac{kg}{m^2 s}$.

كثافة الماء من الجداول المتوفرة في المراجع = 995 kg / m^3 .

إذن السرعة الخطية للماء داخل الأنبوب $u_t = \frac{749}{995} = 0.75 \frac{m}{s}$.باستخدام المعادلة(8 – 21)

$$h_i\left(\frac{W}{m^2.^\circ C}\right) = 4200\ (1.35 + 0.02\ T)\frac{u_i^{0.8}}{d_i^{0.2}}$$

$$\therefore h_i = 4200\ [1.35 + (0.02)(33)]\frac{(0.75)^{0.8}}{(16)^{0.2}} = 3852\ \frac{W}{m^2.^\circ C}$$

يرجى ملاحظة أنه عند وجود سائل آخر غير الماء في الأنابيب تستخدم معادلة(8 – 19)

نحسب الهبوط في الضغط على جانب الأنبوب من المعادلة(8 – 26)

$$\Delta P_i = 8\,J_f\,\frac{L}{d_i}\left(\rho\,\frac{u_i^{\,2}}{2}\right)\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{-0.14}$$

ولحساب معامل الاحتكاك J_f يتوجب حساب عدد رينولدز داخل الأنبوب.

$$N_{\mathrm{Re}} = \frac{\rho_i\,u_i\,d_i}{\mu_i} = \frac{(995)(0.75)(0.016)}{0.8\,x10^{-3}} = 14,930$$

نلاحظ أن قيمة عدد رينولدز أكبر من 3500 وعلى هذا الأساس فالجريان مضطرب.

وفي هذه الحالة نستخدم المعادلة (8 – 28) لحساب قيمة معامل الاحتكاك

$$J_f = \frac{0.0396}{N_{\mathrm{Re}}^{0.25}}$$

$$J_f = \frac{0.0396}{(14930)^{0.25}} = 0.0036$$

$$\therefore \Delta P_i = (8)(0.0036)\frac{(4.88)}{(0.016)}\left(\frac{(995)(0.75)^2}{2}\right)\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{-0.14}$$

$$= 2460\ \frac{N}{m^2} = 0.025\ atm = 0.37\ psi < 10\ psi \quad O.K.$$

بالنسبة لجانب الغلاف نحسب أولاً المسافة بين العوارض كما يلي:-

$$l_B = 0.2\ D_s = (0.2)(894) = 178\ mm = 0.178\ m$$

$$A_s = \left(\frac{25-20}{25}\right)(894\ x10^{-3})(178\ x10^{-3}) = 0.032\ m^2$$

نلاحظ هنا أن المسافة بين أنصاف أقطار الأنابيب = (20)(1.25) = 25 mm

$$\therefore G_s = \frac{100,000}{(3600)(0.032)} = 868\ \frac{kg}{m^2.s}$$

$$d_e = \frac{1.1}{d_o}(P_t^2 - 0.917\ d_o^2)$$

$$= \frac{1.1}{20}\left[25^2 - 0.917\ (20)^2\right] = 14.4\ mm$$

متوسط درجة حرارة الغلاف = $\frac{40+95}{2} = 67.5°C \approx 68°C$

من المراجع ، كثافة الميثانول عند درجة حرارة 68 °C = 750 kg / m^3 والموصلية الحرارية له 0.19 W /m. °C واللزوجة = 0.34 cP ثم نحسب عدد رينولدز كما يلي:-

$$N_{Re} = \frac{G_s d_e}{\mu_s} = \frac{(868)(0.0144)}{0.34\ x\ 10^{-3}} = 36,762$$

$$N_{Pr} = \frac{Cp_s \mu_s}{k_s} = \frac{(2.84\ x10^{3})(0.34\ x10^{-3})}{0.19} = 5.1$$

$$\therefore \frac{h_o(0.0144)}{0.19} = 0.36\ (36762)^{0.55}(5.1)^{0.33}\left(\frac{0.34}{0.72}\right)^{0.14}$$

$$\therefore h_o = 2380\ \frac{W}{m^2.°C}$$

نلاحظ أن لزوجة الماء عند متوسط درجة حرارة الغلاف من المراجع هي: 0.72 cP

من الجدول(8 – 5) نجد أن معاملي التقذر هما:-

$$h_{id} = h_{od} = 6000\ W/m^2.°C$$

ومن المراجع نجد أن معامل التوصيل الحراري لمعدن الأنبوب وهو من الحديد العادي يساوي $k_w = 50\ W/m.°C$ نعوض القيم في المعادلة(8 – 16) لنحصل على قيمة U_o المحسوبة كما يلي:-

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{od}} + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2k_w} + \frac{d_o}{d_i} x \frac{1}{h_{id}} + \frac{d_o}{d_i} x \frac{1}{h_i}$$

$$\therefore \frac{1}{U_o} = \frac{1}{2380} + \frac{1}{6000} + \frac{(20x10^{-3})\ln(20/16)}{(2)(50)} + \frac{20}{16}\left(\frac{1}{6000}\right) + \frac{(20)}{(16)(3852)}$$

$$\therefore U_o = 860 \frac{W}{m^2.°C}$$

إن قيمة U_o في الجدول هي في المدى 600 – 1000 $\frac{W}{m^2.°C}$ لذلك فإن الفرضية مقبولة.

وأخيراً يتم حساب الهبوط في الضغط على جانب الغلاف من المعادلـــة رقـــم (29 – 8)

$$N_{Re} = 36762 \quad L = 4.88 \; l_B = 0.178$$
$$D_s = 0.894 \; d_e = 0.0144$$
$$u_s = \frac{G_s}{\rho_s} = \frac{868}{750} = 1.16 \frac{m}{s}$$

إذن الجريان مضطرب وعليه فإن:-

$$\therefore J_f = \frac{0.0396}{(36762)^{0.25}} = 0.0024$$

$$\Delta P_s = 8 J_f \left(\frac{D_s}{d_e}\right)\left(\frac{L}{l_B}\right)\left(\rho \frac{u_s^2}{2}\right)\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{-0.14}$$

$$\therefore \Delta P_s = (8)(0.0024)\left(\frac{0.894}{0.0144}\right)\left(\frac{4.88}{0.178}\right)\left(\frac{(750)(1.16)^2}{2}\right)\left(\frac{0.34}{0.72}\right)^{-0.14}$$

$$\therefore \Delta P_s = 23000 \frac{N}{m^2} = 0.023 \, atm = 3.4 \, psi < 10 \, psi \quad O.K.$$

13.8 صحيفة بيانات مبادل حراري Heat exchanger Data Sheet

يبين الجدول (8 – 8) الموضح في أدناه صحيفة البيانات لمبادل حراري نـــوع الغلاف والأنبوب والذي يعد من قبل الشخص المصمم (مهنـــدس العمليـــات) ليعطي للمستفيد فكرة واضحة عن طبيعة التصميم للمبادل الحراري المطلـــوب وفي هذه الصحيفة تدرج جميع البيانات المطلوبة والتفاصيل التي تم الإشـــارة إليها أثناء الحسابات وتكون جميع المعلومات المدرجة في الصحيفة مطابقة لما موجود في التصميم وفيما يلي صحيفة البيانات للمبادل الحـــراري الـــذي تـــم شرحه في المثال السابق.

14.8 تكون القشور في المبخرات والمبادلات الحرارية
Scale Formation in Evaporators and Heat Exchangers

خلال الفترة الزمنية لتشغيل المرجل البخاري أو المبخر أو المبادل الحراري تترسب مواد صلبة على السطح الخاص بانتقال الحرارة وتتكون قشور والترسيب المستمر لهذه القشور يؤدي إلى زيادة تدريجية في المقاومة لعملية انتقال الحرارة مما يعني انخفاض السعة الإنتاجية لجهاز التبادل الحراري وزيادة في تكاليف التشغيل مما يستدعي إيقاف جهاز التبادل الحراري وتنظيف سطح التبادل الحراري من القشور المتراكمة عليه وتصبح عملية التنظيف هذه أكثر أهمية إذا استخدمت مياه تحتوي على نسب عالية من أملاح الكالسيوم أو المغنيسيوم وهي أملاح ذات ذوبانية معكوسة أي تتناقص ذوبانيتها مع ارتفاع درجة الحرارة وبذلك تصبح ذوبانيتها أقل ما يمكن عند سطح التبادل الحراري مما يوصلها إلى حد التشبع ثم فوق التشبع وفي نهاية الأمر تترسب على صورة بلورات ملحية مكونة القشور.من أهم المواد التي تكوّن القشور هي كبريتات الكالسيوم وهيدروكسيد الكالسيوم وعند حدوث ذلك فإن معامل انتقال الحرارة الإجمالي سوف يرتبط مع زمن التشغيل وفق المعادلة التالية:-

$$\frac{1}{U^2} = a\,\theta_b + d \qquad (30 - 8)$$

حيث U هو معامل انتقال الحرارة الإجمالي Btu /h.ft^2.°F، θ_b = زمن التشغيل بالساعة.

a و d هي ثوابت تعتمد على نوع العملية المستخدمة.وإذا كانت Q تمثل الحرارة المنتقلة خلال تلك العملية في زمن مقداره θ_b فإن كمية الحرارة المنتقلة تحسب من المعادلة التالية:-

$$Q = \frac{2A\Delta T}{a}\left[(a\theta_b + d)^{\frac{1}{2}} - d^{\frac{1}{2}}\right] \qquad (31-8)$$

جدول (8 – 8) صحيفة بيانات مبادل حراري

صحيفة بيانات مبادل حراري Heat Exchanger Data Sheet	
نوع المبادل: مكثف Condenser	تأريخ إعداد الصحيفة: / /
رقم المعدة أو الجهاز:	أسم المصمم :
العدد المطلوب: 1	رقم المبادل:
عمل المبادل: تكثيف بخار الميثانول الخارج من عمود التقطير وتحويله إلى سائل	
نوع المبادل الحراري: أفقي نوع الغلاف والأنبوب Shell & Tube	
الحمل الحراري : 4340 kW	مساحة التبادل الحراري: 278 m^2
جانب الأنبوب Tube Side	جانب الغلاف Shell Side
المائع الجاري: ماء تبريد	المائع الجاري : بخار الميثانول CH_3OH
معدل الجريان الكتلي: 749 kg / m^2.hr	معدل الجريان الكتلي: 868 kg / m^2.hr
معدن الأنبوب : حديد كربوني	معدن الغلاف : حديد كربوني
عدد الممرات : 2	عدد الممرات : 1
عدد الأنابيب لكل ممر : 453 أنبوب	عدد العوارض: 20 عارضة
قطر الأنبوب الداخلي: 16 mm	قطر الغلاف : 894 mm
قطر الأنبوب الخارجي: 20 mm	طول الغلاف :4880 mm
المسافة بين مراكز الأقطار:25 mm	المسافة بين العوارض: 178 mm
ترتيب الأنابيب : ترتيب مثلث	نوع الرأس : ثابت
متوسط درجة حرارة المائع: 33 °C	متوسط درجة حرارة المائع:68 °C
الهبوط في الضغط :2460 N / m^2	الهبوط في الضغط : 23000 N / m^2
معامل انتقال الحرارة:3852 W/m^2.°C	معامل انتقال الحرارة:2380 W/m^2.°C

يمكن استخدام المعادلة(8 – 31) كأساس لإيجاد زمن الدورة التي ستعطي أكبر كمية من الحرارة المنتقلة خلال فترة معينة.إن كل دورة تشغيل تتألف من زمن التشغيل θ_b بالساعة بالإضافة إلى زمن التوقف وإعادة الضخ θ_c بالساعة أيضاً أي أن الزمن الكلي سيساوي:-

$$\theta_t = \theta_b + \theta_c \qquad (32-8)$$

إن كمية الحرارة المنتقلة خلال زمن تشغيل كلي مقداره H ساعة تحسب كما يلي:-

$$Q_H = \frac{2A\Delta T}{a}\left[(a\theta_b + d)^{\frac{1}{2}} - d^{\frac{1}{2}}\right]\frac{H}{\theta_b + \theta_c} \qquad (33-8)$$

إن وقت التشغيل الأفضل للدورة يمكن معرفته من المعادلة التالية:-

$$\theta_b, opt = \frac{C_c}{S_b} + \frac{2}{aS_b}\sqrt{adC_cS_b} \qquad (34-8)$$

حيث أن θ_b,opt = زمن التشغيل الأفضل للدورة بالساعة.

C_c = تكلفة التوقف لكل دورة و S_b = تكلفة العمال خلال دورة التنظيف

إن زمن التشغيل الأفضل الكلي لأقل تكلفة ممكنة والذي يعطي الكمية المطلوبة من الحرارة يحسب من المعادلة التالية:-

$$\theta_t = \theta_b + \theta_c = \frac{2AH'\Delta T}{aQ_H}\left[(a\theta_b, opt + d)^{\frac{1}{2}} - d^{\frac{1}{2}}\right] \qquad (35-8)$$

obeikandl.com

حيث أن H' تمثل الزمن الكلي للتشغيل والتوقف والتفريغ وإعادة الضخ

15.8 معدل الجريان الأفضل لماء التبريد في المبادل الحراري
Optimum Flow Rate For Cooling Water in Exchanger

إذا صمم مكثف لإنجاز عمل محدد باستخدام الماء كوسط للتبريد فيمكن لهذا الماء إعادة دورانه عند معدل عالي مع تغيير قليل في درجة حرارة الماء أو عند معدل جريان واطئ مع حصول تغيير كبير في درجة حرارة الماء.إن درجة حرارة الماء تؤثر على الفرق بدرجات الحرارة وهو القوة المسيطرة على انتقال الحرارة.لذلك فإن استخدام كمية متزايدة من الماء سوف يسبب انخفاض في كمية مساحة انتقال الحرارة الضرورية مما ينتج عنه نقصان كلفة الاستثمار الأصلية والكلف الثابتة.من الناحية الأخرى فإن كلفة الماء سوف تزداد إذا استخدمت كمية ماء أكثر.هناك موازنة اقتصادية بين معدل الجريان العالي ذو المساحة السطحية الواطئة ومعدل الجريان العالي ذو المساحة السطحية العالية مما يؤشر أن أفضل معدل جريان لماء التبريد يظهر عند نقطة أقل تكلفة ممكنة لماء التبريد وكلفة الجهاز الثابتة. باعتبار أن الحالة العامة التي تزال فيها الحرارة هي نتيجة تكثيف بخار عند معدل يساوي q Btu / hr وأن هذا البخار يتكاثف عند درجة حرارة ثابتة هي T °F وأن ماء التبريد يجهز للمبادل الحراري عند درجة حرارة t_1 °F فإن معدل انتقال الحرارة بوحدات Btu / hr يمكن التعبير عنه بالشكل التالي:-

$$q = w Cp (t_2 - t_1) = U A \Delta T_{lm} = \frac{U A (t_2 - t_1)}{\ln[(t' - t_1)/(t' - t_2)]} \quad (36-8)$$

حيث أن: w = معدل جريان ماء التبريد Ib / hr

Cp = الحرارة النوعية لماء التبريد Btu / (Ib)(°F)

t_2 = درجة حرارة ماء التبريد الخارج من المكثف، °F

U = معامل انتقال الحرارة الكلي عند الظروف الأفضل Btu /(hr)(ft²)(°F)

A = مساحة انتقال الحرارة ، ft^2

ΔT_{lm} = المتوسط اللوغاريتمي للفرق بدرجات الحرارة ، F°

إن الكلفة السنوية لماء التبريد هي $H_y C_w$ حيث أن H_y هي عدد ساعات العمل السنوية للمكثف ساعة / سنة وC_w هي كلفة ماء التبريد المفترض أنها تتناسب طردياً مع كمية الماء المجهز hr/$(دولار /ساعة) وإذا كانت الكلف السنوية الثابتة للمكثف هي $A K_F C_A$ حيث أن K_F هي الكلف السنوية الثابتة المتضمنة الصيانة والمعبر عنها كجزء من الكلفة الأولية للجهاز المقام كاملاً وC_A هي كلفة إقامة المبادل الحراري لوحدة قدم مربع من مساحة انتقال الحرارة hr/$ (دولار / ساعة) فإن الكلف السنوية المتغيرة تحسب بالمعادلة

$$\text{الكلفة السنوية المتغيرة الكلية} = \frac{q H_y C_w}{Cp(t_2 - t_1)} + \frac{q K_F C_A \ln[(t' - t_1)/(t' - t_2)]}{U(t_2 - t_1)} \quad (37-8)$$

إن المتغير الوحيد في المعادلة أعلاه هو درجة حرارة ماء التبريد الخارج من المكثف t_2. إن أفضل معدل جريان لماء التبريد يظهر عندما تكون الكلفة السنوية في أقل قيمة لذلك فإن أفضل قيمة مقابلة لدرجة حرارة الماء الخارج تحسب بأخذ تفاضل المعادلة(8 – 37) نسبة للمقدار $(t' - t_2)$ ثم مساواة التفاضل للصفر فنحصل على الصيغة التالية:-

$$\frac{t' - t_1}{t' - t_{2,opt}} - 1 + \ln\frac{t' - t_{2,opt}}{t' - t_1} = \frac{U H_y C_w}{K_F Cp C_A} \quad (38-8)$$

إن القيمة الأفضل لدرجة الحرارة t_2 يمكن إيجادها من المعادلة(8 – 38) بطريقة الخطأ والصواب واستخدام الطرف الأيسر من المعادلة(8 – 36) لتحديد معدل جريان الماء.

مثال 8 – 8:تم تصميم مبادل حراري لتكثيف كمية من البخار الخارج من وحدة تقطير مقدارها 5000 Ib/hr وكانت درجة حرارة البخار الداخل للمكثف هي 170 °F وكانت حرارة التكثيف للبخار هي 200 Btu /Ib ودرجة حرارة ماء التبريد الداخل هي70 °F. إن كلفة ماء التبريد هي 0.02 / 1000 gal $ وكان معامل انتقال الحرارة الإجمالي عند أفضل الظروف هو 50 Btu /(hr)(ft^2)(°F).إن كلفة المبادل الحراري المقام هي7$ لكل قدم مربع من مساحة انتقال الجرارة وكانت الكلف السنوية الثابتة المتضمنة الصيانة 20 % من الكلفة الابتدائية.إن الحرارة النوعية للماء قد افترض أنها ثابتة وتعادل قيمة 1.0 Btu/(Ib)(°F).ساعات عمل المكثف هي6000 hr / year.أحسب معدل جريان ماء التبريد بوحدات Ib / hr عند أفضل الظروف التشغيلية الاقتصادية.

الحل: نحسب قيمة C_w حيث نحول القيمة لكل باوند بدلاً من جالون كما يلي:-

$$C_w = \frac{0.02}{(1000)(8.33)} = \$0.000024/Ib$$

نحسب قيمة المقدار $$0.515 = \frac{(50)(6000)(0.000024)}{(0.2)(1.0)(7.0)} = \frac{U H_y C_w}{K_F Cp C_A}$$

إن أفضل درجة حرارة خروج لماء التبريد نحصل عليها من تعويض القيم في المعادلة رقم(8 – 38) نحصل على قيمة درجة الحرارة الأفضل لخروج الماء من المكثف وذلك باستخدام طريقة الخطأ والصواب.

$$\frac{t'-t_1}{t'-t_2,opt}-1+\ln\frac{t'-t_2,opt}{t'-t_1}=\frac{U\,H_y\,C_w}{K_F\,Cp\,C_A}$$

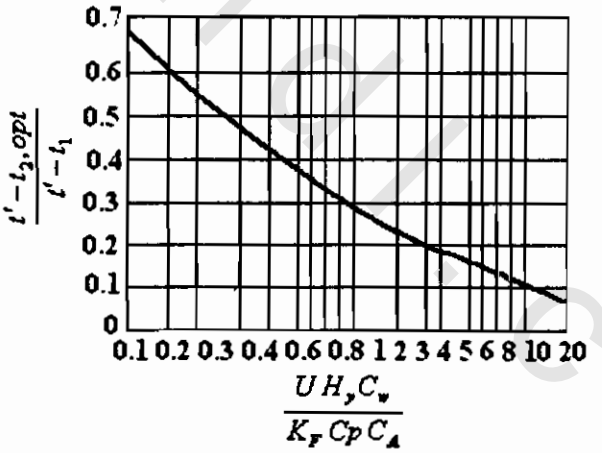
$$\therefore\frac{170-70}{170-t_2,opt}-1+\ln\frac{170-70}{170-t_2,opt}=0.515$$

$$\therefore\frac{100}{170-t_2,opt}+\ln\frac{100}{170-t_2,opt}=1.515$$

باستخدام طريقة الخطأ والصواب نحصل على قيمة $t_2,opt = 128\ ^\circ F$ وباستعمال الطرف الأيسر من المعادلة (8 – 36) نحصل على معدل الجريان الأفضل لماء التبريد داخل المبادل الحراري.

$$w=\frac{q}{Cp\,(t_2-t_1)}=\frac{(5000)(200)}{(1.0)(128-70)}=17{,}200\ Ib/hr$$

يمكن أيضاً الحصول على قيمة درجة الحرارة مباشرة من الشكل (8 – 7):-



الشكل (8 – 7) إيجاد معدل الجريان الأفضل لماء التبريد في المبادل

باستخدام القيمة $\frac{UH_y C_w}{K_F\,Cp\,C_A}=0.515$ نحصل على $\frac{t'-t_2,opt}{t'-t_1}=0.42$ ومنها نستنتج بالتعويض عن القيم المعلومة أن: $t_2,opt = 128\ ^\circ F$.

مثال 8 – 9: يدخل ماء بمعدل 3.783 kg / s إلى غلاف مبادل حراري نوع الغلاف والأنبوب حيث ترتفع درجة حرارة الماء المستخدم للتبريد من درجة حرارة 37.78 °C إلى 54.44 °C ويستخدم الماء الحار كوسط تسخين يدخل للمبادل الحراري وهو بدرجة 93.33 °C وبمعدل 1.892 kg /s وكان معامل انتقال الحرارة الكلي هو 1419 W /m ^{2}.° C وكان متوسط سرعة الماء داخل الأنبوب 0.366 m /s وقطر الأنبوب 1.905 cm وبسبب تحديدات الموقع يجب أن لا يزيد طول المبادل عن 1.93 m. أحسب كل مما يلي:-

(1) عدد ممرات الأنابيب.

(2) عدد الأنابيب لكل ممر.

(3) الطول المناسب للأنبوب باعتبار أن طول المبادل يساوي تقريباً طول الأنبوب.

الحل:

(1) لنفرض أولاً أن المبادل هو ذو ممر واحد للأنبوب والغلاف

بكتابة معادلة التوازن الحراري نجد أن:-

$$q = m_1 Cp_1 \Delta T_1 = m_2 Cp_2 \Delta T_2$$

$$\therefore \Delta T_2 = \frac{(3.783)(54.44 - 37.78)}{(1.892)} = 33.33\,°C$$

$$\therefore T_{h_2} = 93.33 - 33.33 = 60\,°C$$

$$\therefore q = (3.783)(54.44 - 37.78) = 263.6\,kW$$

نحسب المتوسط اللوغاريتمي لفرق درجات الحرارة.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h1} - T_{c1}) - (T_{h2} - T_{c2})}{\ln \frac{T_{h1} - T_{c1}}{T_{h2} - T_{c2}}}$$

$$= \frac{(93.33 - 54.44) - (60 - 37.78)}{\ln \frac{(93.33 - 54.44)}{(60 - 37.78)}} = 29.78\ ^\circ C$$

وبما أن المبادل في الحالة الأولى ذو ممر واحد لذلك يكون معامل التـصحيح F_G هو واحد أي أن $\Delta T_{lm} = \Delta T_m$.

إذن المساحة السطحية للتبادل الحراري تحسب كما يلي:-

$$A = \frac{2.63\ x\ 10^3}{(1419)(29.78)} = 6.238\ m^2$$

نحسب المساحة المقطعية للأنابيب من معدل تدفق الماء بالشكل التالي:-

$$\overline{m}_w = \rho A_T V_w \quad \Rightarrow \therefore A_T = \frac{\overline{m}_w}{\rho V_w} = \frac{(3.783)}{(1000)(0.366)}$$

$$\therefore A_T = 0.01034\ m^2$$

ثم نحسب عدد الأنابيب بالشكل التالي:-

$$A_T = n \frac{\pi}{4} d^2$$

$$\therefore n = \frac{(0.01034)}{(\pi / 4)(0.01905)^2} = 36.3$$

obeikandl.com

وبفرض أن عدد الأنابيب هو 36 كأقرب عدد نحسب المساحة السطحية للأنابيب ومنها طول الأنبوب كما يلي:-

$$A = n\,\pi\,d\,L$$

$$\therefore L = \frac{A}{n\,\pi\,d} = \frac{(6.238)}{(36)(\pi)(0.01905)} = 2.898\ m$$

وهذا الطول هو أكبر من الطول المسموح به لذلك يستخدم أكثر من ممر للأنابيب ولذلك ستزيد المساحة السطحية نتيجة استعمال معامل التصحيح ومن الشكل رقم (a 6 – 8) نجد أن $F_G = 0.88$

$$q = U\ A_s\ F_G\ \Delta T_{lm}$$

$$\therefore A_s = \frac{q}{U\ F_G\ \Delta T_{lm}} = \frac{(2.636\ x10^3)}{(1419)(0.88)(29.78)}$$

$$= 7.089\ m^2$$

ويكون الطول في هذه الحالة لنفس العدد من الأنابيب هو:-

$$A = n\,\pi\,d\,L$$

$$\therefore L = \frac{A}{n\,\pi\,d} = \frac{(7.089)}{(2)(36)(\pi)(0.01905)} = 1.646\ m$$

16.8 تمارين في الباب الثامن

س1:في أحد المصانع الكيميائية كان المطلوب تبريد 3000 gal / hr من سائل غير عضوي يسلك سلوك حامضي وباستخدام الماء كوسيلة تبريد حيث يبلغ معدل الجريان الحجمي للماء 5000 gal / hr. تبلغ درجة حرارة دخول السائل غير العضوي 250 ° F ودرجة حرارة خروجه 180 °F أما درجة حرارة الدخول لماء التبريد فهي 80 °F.يتوفر داخل المصنع مبادل حراري جاهز نوع الغلاف والأنبوب يحتوي على ممر واحد للغلاف وممرين للأنابيب.غلاف المبادل مصنوع من الحديد الكربوني والأنابيب من الفولاذ المقاوم،قطر غلاف المبادل 20 in. وعدد الأنابيب داخل الغلاف 160 انبوب ويبلغ القطر الخارجي للأنبوب الواحد 1 in. والداخلي 0.834 in. أما طول الأنبوب الواحد فهو 16 ft والأنابيب مرتبة داخل الغلاف بشكل مربع أما المسافة بين العوارض فهي 6 in.بيّن هل سيكون هذا المبادل كافياً للغرض المطلوب.أفرض أن خواص السائل غير العضوي والماء هي متشابهة وأن معامل التوصيل الحراري للماء هو $0.402\frac{Btu}{hr.ft.°F}$ ولجدران الأنبوب $50\frac{W}{m.°C}$ وأن لزوجة الماء في درجات الحرارة العالية يمكن اعتبارها 0.4 cP وافرض أن كل من معاملي الأوساخ الداخلي والخارجي هي $2000\frac{Btu}{hr.ft^2.°F}$.

(ملاحظة: في هذه الحالة تؤخذ قيم المبادل الجاهز كما هي في الحسابات دون الفرض)

س2:استخدم مبادل حراري أفقي نوع الغلاف والأنبوب يحتوي على ممر واحد للغلاف وممرين للأنابيب لتسخين 70,000 Ib/hr من بخار الايثانول النقي من درجة حرارة 70 ف° إلى درجة حرارة140 ف° عند ضغط جوي اعتيادي حيث يمر بخار الايثانول داخل الأنابيب ويمر بخار ماء مشبع في الغلاف حيث يتكاثف داخله عند درجة حرارة 230 ف° على السطح الخارجي للأنابيب.إن الأنابيب مصنوعة من الحديد العادي ويبلغ قطرها الخارجي 0.75 in. والداخلي 0.584 in. والمبادل يحتوي على 100 أنبوب(50 أنبوب لكل

ممر) ويمكن اعتماد متوسط عدد الأنابيب في الصف العمودي هو 6.إن نسبة المساحة المقطعية الداخلية الكلية للأنبوب للممر الواحد إلى المساحة المقطعية للغلاف يمكن اعتبارها 0.5 عند هذه الظروف أحسب كل من معامل انتقال الحرارة الفردي للايثانول والهبوط في الضغط على جانب الأنبوب لوحدة طول من المبادل علماً أن لزوجة الايثانول هي 0.9 cP والحرارة النوعية له 0.62 Btu /(Ib)(°F) وكثافة الايثانول 49 Ib/ft^3 أما معامل التوصيل الحراري للايثانول فهو 0.094 Btu / (hr)(ft)(°F) عند متوسط درجة حرارة الايثانول داخل الأنبوب أما خواص البخار فيمكن الحصول عليها من المراجع.

س3:وحدة تبخير تعمل بصورة مستمرة استخدمت لتركيز محلول من مادة كبريتات الصوديوم في الماء ولقد وجد أن معامل انتقال الحرارة الكلي للمبخرة يتناقص نتيجة تكون القشور وفق المعادلة: $\frac{1}{U^2} = 8x10^{-6}\theta_b + 6x10^{-6}$ حيث θ_b هو زمن التشغيل بالساعة.إن السائل يدخل المبخر وهو بدرجة الغليان وتم افتراض أن حرارة التبخير والفرق بدرجة الحرارة هما ثابتين.عند هذه الظروف نحتاج إلى 990 Btu لتبخير 1 Ib من الماء.تبلغ مساحة انتقال الحرارة 400 ft^2 والفرق بدرجات الحرارة 70 °F.الزمن المطلوب للإيقاف والتنظيف وإعادة الضخ هو 4 hr وتكلفة هذا التوقف هي 100 $ لكل دورة أما تكلفة العمال خلال عملية التنظيف فهي 10 $ لكل ساعة.أحسب الزمن الكلي للدورة الواحدة لأقل تكلفة ممكنة عند الظروف التالية:-

(1) تبخير معدل مقداره 65,000 Ib من الماء في اليوم الواحد خلال فترة 30 يوماً.

(2) تبخير معدل مقداره 81,000 Ib من الماء في اليوم الواحد خلال فترة 30 يوماً.

س4:مبادل حراري أحادي الممر يحتوي على 60 أنبوب قطرها الداخلي .0.732 in و قطرها الخارجي.in 1.إن غلاف المبادل يحتوي على بخار مشبع عند درجة حرارة F ° 290 والماء يمر خلال الأنابيب.الوحدة مصممة بمساحة أنابيب كافية للسماح بتسخين كمية مقدارها 15,000

جالون/ساعة لتسخن من 70 ° F إلى 150 ° F.في ضوء هذا التصميم تم فرض أن قيمة معامل التقذر هي 1500 Btu / (hr)(ft²)(°F) على جانب الأنبوب.إن معامل انتقال الحرارة للبخار هو 2000 Btu / (hr)(ft²)(°F).قرر هل سيكون هذا المبادل كافياً للغرض المطلوب ؟يمكن الحصول على الخواص الفيزيائية لكل من الماء والبخار من المراجع العلمية وإذا افترضنا استخدام مبادل حراري جديد بدون تكون أوساخ كم ستكون درجة حرارة البخار المشبع المستخدم إذا كان الماء الداخل في الأنابيب هو بدرجة حرارة°F 70 ويخرج بدرجة حرارة 150 °F وكانت كميته 15,000 جالون/ساعة

س5:استخدم مبادل حراري ذو ممر واحد للغلاف وممرين للأنابيب لتسخين زيت الغاز و قد استخدم بخار مشبع عند ضغط 100 psig كوسط للتسخين.المطلوب أن يكون القطر الخارجي للأنبوب هو 1 in. والداخلي 0.834 in. ومصنوعة من الحديد المطاوع.يدخل الزيت عند درجة حرارة°F 60 ° ويخرج عند درجة حرارة 150 °F.إن لزوجة الزيت عند درجة حرارة 60 °F هي 5.0 cP وعند 150 °F هي 1.8 cP.إن للزيت كثافة API تعادل 37 °(كثافة نوعية 0.840) عند 60 °F.الحرارة النوعية للزيت 0.048 Btu/Ib.°F والموصلية الحرارية له 0.048 Btu/h.ft.°F معدل جريانه 6300 gal/hr وسرعة الزيت داخل الأنبوب هي 4 ft/s.أحسب أطوال الأنابيب المطلوبة لهذا المسخن.

س6:يستخدم مبادل حراري قديم مساحة سطحه 1 m^2 لتبريد زيت معدل جريانه 300 kg / hr وحرارته النوعية 2200 J / kg. ° K وكانت درجة حرارة الزيت الداخل هي 110 °C ويتوفر ماء لتبريد الزيت يدخل عند درجة حرارة 15 °C وبمعدل انسياب مقداره 0.4 liter / s فإذا كانت درجة حرارة الزيت الخارج هي 75 ° C وكان معامل انتقال الحرارة الكلي المعتمد على المساحة الخارجية للأنبوب هو 600 W / m^2.° K المطلوب إجراء التصميم الكامل لهذا المبادل إذا كان من المقرر أن لا يتجاوز طول الأنبوب الواحد 1.93 m وقطره الداخلي 16 mm والخارجي 20 mm.