التصميم الحراري لمبادل حراري ذو الغلاف والانابيب

طارق خليفة خليفة فليفل
tflafill85@gmail.com
نورى عبدالسلام على عمر
nurijprime2018@gmail.com
عبدالسلام خليفة المهدى حمودة
abomajdilibi23@gmail.com
ناصر ابوالقاسم إمحمد عمر
nasseralzwagy@gmail.com
المعهد العالي لتقنيات علوم البحار – صبراتة

الملخص

عملية انتقال الحرارة لها أهمية كبيرة في تصميم المبادلات الحرارية ومن أهم المبادلات الحرارية هي مبادلات الغلاف والانابيب (SHELL & TUBE HEAT EXCHANGERS) استخدام المبادلات الحرارية على نطاق واسع في محطات توليد الطاقة وانظمة التدفئة والتبريد، لذلك تم تصميم مبادل حراري من نوع الغلاف والانابيب ذي الرأس الثابت بمسار واحد لجهة الغلاف ومسارين لجهة الانابيب وذلك لغرض تبريد زيت تزييت محرك قطعة بحرية في (50°C) إلى (47°C) باستخدام الماء العذب كمائع تبريد، حيث وجد أن مساحة انتقال الحرارة هي 19 m^2 بعدد انابيب (174 انبوباً) قياس ¾ in gag 16 (do=19.05mm,di=15.75mm) بطول 1.83m موزعة على مساري جهة الانابيب.

الكلمات المفتاحية : المبادل الحراري – انتقال الحرارة – هبوط الضغط – معامل انتقال الحرارة الاجمالي .

ABSTRACT:

The heat transfer process is of great importance in the design of heat exchangers, and the most important heat exchangers are shell and tube heat exchangers (SHELL & TUBE HEAT EXCHANGERS) Heat exchangers are widely used in power plants and heating and cooling systems. The fixed one has one path on the casing side and two paths on the side of the pipes for the purpose of cooling the lubricating oil of a marine segment at (50°C) to (47°C) using fresh water as a cooling fluid, where it was found that the heat transfer area is 19 m^2 with the number of tubes (174 tubes) measuring 3/4 in gag 16 (do=19.05mm,di=15.75mm) with a length of 1.83m distributed over the two rails on the tubes side.

Key words: heat exchanger - heat transfer - pressure drop - Overall heat transfer coefficient.

Copyright for the journal © حقوق الطبع محفوظة للمجلة

مقدمة INTRODUCTION

المبادل الحراري (HEAT EXCHANGER) هو أداة لنقل الطاقة الحرارية من مائع درجة حرارة مرتفعة إلى مائع درجة حرارته منخفضة وذلك عندما ينساب المائعات خلاله .

المبادلات الحرارية تستخدم على نطاق واسع في محطات توليد القدرة ويتحدد شكل المبادل للاستخدام وفقاً لدرجة حرارة واطوار حالة الموائع (سائل أو غاز) ، وكمية الطاقة الحرارية المطلوب نقلها والفاقد في الضغط المسموح به لكل من المائعين الساخن والبارد[1].

هي أجهزة لنقل الحرارة من المائع الساخن الى المائع البارد ، وهي تطلق كذلك عند وجود حاجز أو فاصل بين المائعين كأنه توجد حالات تنتقل فيها الحرارة بين الموائع دون وجود جدران مثل التقاء الهواء الساخن بالسائل البارد (مثل مبردات المياه الصناعية) ، وهذه الصيغة يطلق عليها انتقال الحرارة المباشر (direct heat transfer).

ويتم انتقال الحرارة في المبادل الحراري بصورة رئيسة بطريقتي التوصيل والحمل والاشعاع حيث ان حرارة المادة تنتقل الى جدران حزمة الانابيب بواسطة الحمل وجدران حزمة الانابيب الى الجهة الثابتة بواسطة التوصيل وعن طريق جزئيات المعدن ومن ثم الجدار الخارجي لحزمة الانابيب الى المادة التي تجري خلال الفترة الخارجية للمبادل الحراري بواسطة الحمل مرة ثانية[3].

- **المبادل الحراري ذو الغلاف والانابيب**

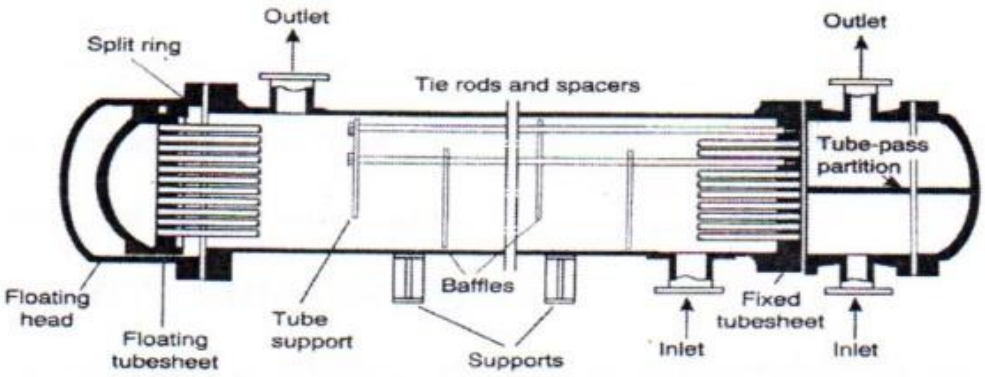
يعتبر من اكثر المبادلات الحرارية استخداماً وغالباً ما يكون المطلوب هو نقل كميات كبيرة من الحرارة وعادة ما تشير الحسابات إلى طلب مساحات سطحية كبيرة لانتقال الحرارة وذلك أدى إلى استخدام حزمة من الانابيب داخل أنبوب كبير ويسمى المائع المنساب داخل الانابيب بمائع الانبوب (TUBE FLUID) ويسمى المائع المنساب خارج الانابيب بمائع الغلاف (SHELL FLUID).

الاجزاء الرئيسية للمبادل الحراري ذو الغلاف والانابيب :

MAIN PARTS OF SHELL &TUBE HEAT EXCHANGER

- **فاصل ممرات الأنابيب : (TUBE–PASS PARTITION)**
- **صفيحة الأنابيب الثابتة : (FIXED TUBE SHEET)**
- **قضبان الربط ومحددات المسافة : (TIE RODS AND SPACERS)**

- العوارض : (BAFFLES)
- دعامات : (SUPPORT)
- دعامة الأنابيب : (TUBE SUPPORT)
- حلقة غير مقفلة : (SPLIT RING)
- صفيحة الانابيب السائبة : (FLOATING TUBE SHEET)[2]
- الراس السائب : (FLOATING HEAD)



شكل (1) المبادل الحراري ذو الغلاف والانابيب[2]

من مميزات المبادل الحراري ذو الغلاف والأنابيب :-

- ترتيب المبادل يعطي مساحة سطحية كبيرة للتبادل الحراري بحجم صغير.
- تخطيط ميكانيك جيد (تركيب المبادل من اجزاء) يعطي شكلاً جيداً لعملية الضغط.
- سهل التنظيف .
- انشاء جيد لاجراءات التصميم.[2]

النظرية وإجراءات التصميم الأساسية THE THEORY AND BASIC DESIGN PROCEDURES

أن الهدف الرئيسي من تصميم المبادل الحراري هو إيجاد مساحة السطح المطلوبة لأداء الغرض المطلوب (مبادل انتقال الحرارة) من التغير المتاح في درجات الحرارة [4].

$$Q = UA\Delta T_m \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (1)$$

معامل انتقال الحرارة الإجمالي OVERALL HEAT TRANSFER COEFFICIENT

المعامل الاجمالي لانتقال الحرارة يكون معاكساً للمقاومة الكلية لانتقال الحرارة والذي يمثل مجموع المقاومات المختلفة المنفصلة ولانتقال الحرارة عبر أنبوب مبادل حراري نموذجي كما موضح بالعلاقة التالية

$$1/U_o = 1/h_o + 1/h_{od} + [d_o In(d_o/d_i)/2k_w] + d_o/d_i * 1/h_{id} + d_o/d_i * 1/h_i \dots (2)$$

القيم النموذجية لمعامل انتقال الحرارة الإجمالي لأنواع المبادلات الحرارية الغلاف والانابيب .

جدول (1) معامل انتقال الحرارة الاجمالي[3]

المائع الساخن	المائع البارد	U(W/m^2.◦C
المبادلات الحرارية		
ماء	ماء	1500 – 800
زيوت خفيفة	زيوت خفيفة	400 – 100
زيوت ثقيلة	زيوت ثقيلة	300 – 50
غازات	غازات	50 – 10
المبردات :		
زيوت خفيفة	ماء	900 – 350
زيوت ثقيلة	ماء	300 – 60
غازات	ماء	300 – 20
مذيبات عضوية	ماء مالح	500 – 150
ماء	ماء مالح	1200 – 600
غازات	ماء مالح	250 – 15

متوسط التغير في درجة الحرارة MEAN TEMPREATURE DEFFERENCE

متوسط التغير في درجة الحرارة يحسب من الفرق في درجات الحرارة الطرفية، والاختلاف في درجات الحرارة المائع عند الدخول والخروج من المبادل الحراري والذي يعرف بالمتوسط اللوغاريتمي[4].

$$\Delta T_{lm} = [(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)]/ln[(T_1 - t_2)/(T_2 - t_1)] \quad ..(3)$$

من تصاميم المبادل الحراري ذو الغلاف والانابيب أن يقدر فرق درجات الحرارة التصحيح في التوسط اللوغارثمية بواسطة عامل التصحيح (Ft)

$$\Delta T_m = F_t \Delta TIm \quad .. (4)$$

عامل التصحيح (Ft) يكون دالة لدرجات حرارة مانع الغلاف والانابيب وعدد مرات الغلاف والانابيب بحيث يرتبط بدالتين لا بعديتين لدرجة حرارة[4].

$$R = (T_1 - T_2)/(t_2 - t_1) \quad .. (5)$$

$$S = (t_2 - t_1)/(T_1 - t_1) \quad ..(6)$$

فكرة التبادل الحراري خلال المبادلات الحرارية

معدل تدفق كتلة ماء التبريد $(m_c^{\cdot})$

يمكن ايجاد $(m_c^{\cdot})$ من معادلة موازنة الطاقة الحرارية

الحرارة المفقودة = الحرارة المكتسبة + الحرارة المتسربة[2]

$$m_h Cp_h \Delta T_h = m_c Cp_c \Delta T_c + Q_o \quad ..(7)$$

مخطط صفيحة الانابيب

لا يعتمد قطر الحزمة على عدد الانابيب فقط ولكن يعتمد ايضاً على عدد الممرات جهة الانابيب.

الثوابت المستخدمة في هذه المبادلات النمط المثلث مبين في الجدول (2)

$$N_t = K_1 (Db/do)^n \quad ..(8)$$

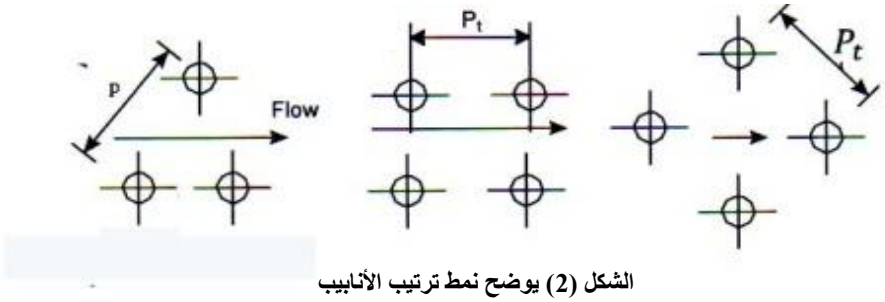
$$Db = do(Nt/K_t)^{1/n_1} \quad ..(9)$$

جدول (2) الثوابت المستخدمة في المعادلات (8) ، (9). [4]

الخطوة المثلثة $(P_t = 1.25d_o)$				
عدد الممرات	1	2	4	6
K_1	0.319	0.249	0.175	0.0743
N_2	2.142	2.207	2.285	2.499

ترتيب الأنابيب

عادة ما ترتب الانابيب في المبادل الحراري على شكل مثلث متساوي الاضلاع ام مربع أو مربع مدور.



الشكل (2) يوضح نمط ترتيب الأنابيب

- **هبوط الضغط PRESSURE DROP**

هبوط الضغط مهم في توجيه المائع خلال المبادل الحراري كما هو موضح :

- للسوائل عندما تكون اللزوجة أقل $(1mN.s/m^2)$ فإن اقصى هبوط في الضغط يكون $(35\ KN/m^2$
- وعندما تكون اللزوجة في المدى $1-10mN.s/m^2$ فإن اقصى هبوط في الضغط يكون $50-70KN/m^2$
- هبوط الضغط جهة الانابيب

$$\Delta P_t = N_p\left[8j_f(L/d_i)(\mu/\mu_w)^{-m}+2.5\right]pu_t^2/2 \quad \ldots(10)$$

$m=0.25$ للجريان الطباقي $R_e<2100$

$m=0.14$ للجريان المضطرب $R_e>2100$. [4]

معامل انتقال الحرارة جهة الانابيب

HEAT TRANSFER COFFICIENT FOR TUBE SIDE

$$N_u = j_h * R_e * P_r^{0.33} \quad \ldots(11)$$

$$hi = Nu * (K_f/d_i) \quad \ldots(12)$$

استخدام (j_h) معامل تصحيح انتقال الحرارة للسريان الطباقي والمضطرب[4].

انتقال الحرارة وهبوط الضغط جهة الغلاف :

العوامل في جهة الغلاف $(j_f\ ,j_h$ المستخدم في المعادلات تعطى في الملحقين (5 ، 6) على التوالي لمختلف قطع العوارض وترتيبات الانابيب.

يتم حساب معامل انتقال الحرارة لجهة الغلاف وهبوط الضغط المبادل احادي المسار لجهة الغلاف حسب الخطوات التالية :

- حساب مساحة مقطع الجريان (A_s) :

$$A_s = (P_t - d_o)D_s\ I_B/P_t \quad ..(13)$$

المصطلح $(P_t-d_o)\ /P_t$ يكون نسبة من التفاوت بين الانابيب والمسافة الكلية بين مراكز الانابيب .

حساب سرعة الكتلة G_s والسرعة الخطية U_s جهة الغلاف[4].

$$G_s = m_s/A_s \quad \rightarrow \quad ..(14)$$

$$u_s = G_s/P \quad \rightarrow \quad ..(15)$$

حساب القطر (الهيدروليكي) المكافئ لجهة الغلاف ترتيب خطوه (مثلثية) [4]

$$d_e = 1.10(Pt^2 - 0.917d_0^2)d_0 \quad ..(16)$$

الاغلفة *SHELLS*

سمك الغلاف يقاس طبقاً لمواصفات تصميم اوعية الضغط وأقل سمك مسموح به للغلاف يعطي في المواصفات (TEMA) بحيث تكون القيم معطاة في الجدول (3) اقل سمك للغلاف (mm) [4]:

السبيكة	الفولاذ الكربوني		الأغلفة الاعتبارية
الفولاذ	الصفيحة	الأنبوب (Pipe)	القطر (mm)
3.2	-	7.1	152
3.2	-	9.3	203-305
4.8	9.5	9.5	330-737

حساب هبوط الضغط جهة الغلاف

$$\Delta P_S = 8j_f(D_s/d_e)(L/l_B)(\rho u_s^2/2)(\mu/\mu_w)^{-0.14} \quad ...(17)$$

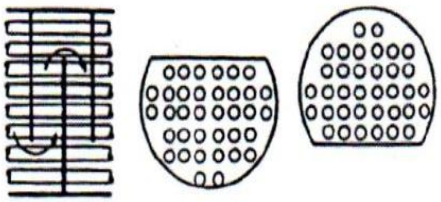
حساب معامل انتقال الحرارة لجهة الغلاف

لرقم رينولدز المحسوب ونوع العوارض (نسبة القطع) تقرأ قيمة (j_h) من الملحق (6) . [4]

$$h_o = k_f * j_h * R_e * P_r^{0.33}/d_e \quad ..(18)$$

العوارض (المصدات) (BAFFLES)

ان أكثر العوارض شيوعاً هي العوارض المنفلقة المفردة ، وان افضل قيمة لقطع العارضة هي بين 20% – 25% حيث تعطي معدلا انتقال الحرارة جيداً دون افراط في هبوط الضغط ، وان المسافة بين العوارض المستخدمة في تصميم المبادل هي 0.2 من قطر الغلاف .



الشكل (3) يوضح العوارض المنفلقة المفردة[3]

الحسابات التصميمية للمبادل الحراري HEAT EXCHANGER DISGING CALCULATIONS

يتدفق زيت تزييت محرك سفينة إلى مبادل حراري ذو الغلاف والانابيب (SHELL & TUBE) بمعدل تدفق (8.13kg/s) ويبرد الزيت عن طريق ماء عذب من درجة حرارة (50℃ – 47℃) ، وعلماً بأن درجتي حرارة دخول وخروج ماء التبريد هما (32℃ – 30℃) على الترتيب ، وبناء على ذلك سيكون التصميم الحراري للمبادل الحراري كما يلي :

LUBROCATION OIL زيت التزييت	COOLING WATER ماء التبريد
$T_{hi} = 50℃$	$T_{ci} = 30℃$
$T_{ho} = 47℃$	$T_{co} = 32℃$
$m_h = 8.13 kg/s$	m_c =?
$Cp_h = 1.99\ KJ/kg.k$	$Cp_c = 4.178\ KJ/kg.k$
$\mu_h = 14.1 * 10^{-2} N.s/m^2$	$\mu_c = 0.769 * 10^{-3} N.s/m^2$
$\rho_h = 871.8 kg/m^3$	$\rho_c = 995 kg/m^3$
$K_h = 143 * 10^{-3} W/m.k$	$K_c = 620 * 10^{-3} W/m.k$

حساب معدل تدفق كتلة ماء التبريد $(\dot{m_c})$:

ومن المعادلة (7) وبإهمال الحرارة المتسربة نجد أن :

$$\dot{m_c} = \dot{m_h} Cp_h \Delta T_h / Cp_c \Delta T_c = 8.13 * 1.993 * 10^3 * 3/(4.178 * 10^3 * 2)$$
$$= 5.817\ kg/s$$

حساب معدل تغيير درجة الحرارة اللوغاريتمي :

من المعادلة (3) نجد أن معدل تغير درجة الحرارة اللوغاريتمي

$$\Delta T_{lm} = [(50 - 32) - (47 - 30)/ln[(50 - 32)/(47 - 30)]] = 17.5℃$$

ولايجاد معامل تصحيح تغير درجة الحرارة F_t تحسب قيم S & R من المعادلتين (5 ، 6) على التوالي :

$$R = (50 - 47)/(32 - 30) = 1.5$$
$$S = (32 - 30)/(50 - 30) = 0.1$$

لذا من علاقة (S&R) ولاختيارنا لمبادل حراري ذو ممر واحد لجهة الغلاف وممري لجهة الأنابيب ومن الملحق (1) .. نجد أن معامل تصحيح درجة الحرارة ($F_t = 0.98$)، ونحسب قيمة متوسط التغير في درجة الحرارة (ΔT_m) من المعادلة(4):

$$\Delta T_m = F_t * \Delta T_{lm} = 17.15℃$$

اختيار القيمة المفترضة لمعامل انتقال الحرارة الإجمالي

$$(U = 150\ W/m^2.℃)$$

حساب مساحة السطحية المطلوبة لانتقال الحرارة

من المعادلة (1) نجد أن

$$\mathrm{A} = \mathrm{Q}/\mathrm{U}\Delta\mathrm{T}_m = (8.13 * 1.993 * 10^3 * 3)/(150 * 17.15) = 19m^2$$

تقرير مخطط المبادل الحراري

لايجاد عدد الانابيب ومن ملحق (7) تم اختيار الانبوب ذو القياس (*3/4 in gage 16*)

وبطول ($d_o = 19.05mm, d_i = 15.75mm,$ *L=1.83m*) .

حيث تكون المساحة السطحية للانبوب الواحد تحسب من المعادلة التالية :

$$\mathrm{A}_t = \pi d_o * L = \pi * 19.05 * 10^{-3} * 1.83 = 0.11m^2$$

لايجاد عدد الانابيب اللازمة للتغطية المساحة المطلوبة للتبادل الحراري

$$\mathrm{N}_t = \mathrm{A}/\mathrm{A}_t = 19/0.11 = 174$$ (أنبوباً للممرين)

$$= 174/2 = 87$$ (أنبوباً للممر الواحد)

باختيار نمط المثلث لترتيب الأنابيب ضمن حزمة الأنابيب بممرين :

ومن الجدول (2) إيجاد قيمة الثوابت K_1 , n_1

$$K_1 = 0.249 \quad , \quad n_1 = 2.207$$

$$D_b = d_0(N_t/K_1)^{1/n1}$$
$$= 19.05(174/0249)^{1/2.207}$$
$$= 370mm$$

ومن الملحق رقم (2) يكون التفاوت بين قطر الحزمة وقطر الغلاف (*13mm*)

$D_s = D_b +$ مقدار التفاوت

$$= 383mm$$
$$I_B = D_s/5$$
$$= 383/5 = 77\ mm$$

الخطوة المقترحة بين الانابيب تكون كما يلي :

$$p_1 = 1.25 * d_o$$

$= 1.25 * 19.05 = 23.8mm$

يتم حساب مساحة انسياب مائع الغلاف من المعادلة (13)

$A_s = [(23.8 - 19.05) * 383 * 77 * 10^{-6}/23.8]$
$= 0.00588m^2$

يتم حساب القطر الهيدروليكي المكافئ من المعادلة (16):-

$d_e = 1.1/d_o * (p_t^2 - 0.917d_o^2)$
$= 1.1/19.05 * [(23.8)^2 - 0.917 * (19.05)^2$
$= 13.49mm$

نختبر السرعة في جهة الأنابيب :

نستخرج مساحة مقطع الأنبوب الداخلية (A_i) من الملحق (7)

$A_i = 194.8 * 10^{-6}m^2$

A_p (مساحة مقطع الممر) $= N_t * A_i$
$= 87 * 194.8 * 10^{-6}$
$= 0.017m^2$

حساب سرعة كتلة مائع الانابيب

$G_t = m_h/Ap$
$= 8.13/0.017 = 478.2kg/s.m^2$

يتم حساب سرعة كتلة مائع الانابيب

$u_t = G_t/\rho$
$= 478.2/871.8 \quad = 0.55m/s$

حساب رقمي رينولدز وبراندل للزيت (جهة الانابيب) :

$R_e = \rho * u_t * d_i/\mu$
$= 871.8 * 0.55 * 15.75 * 10^{-3}/14.1 * 10^{-2}$
$= 53.80$
$P_r = Cp * \mu/k_f$
$= 1.993 * 10^3 * 14.1 * 10^{-2}/0.143$
$= 1965$
$L/d_i = 1.83 * 10^3/15.75$
$= 116.2$

حساب هبوط الضغط جهة الانابيب (الزيت):

من الملحق (3) لرقم رينولدز 53.80 نجد ان معامل الاحتكاك $(j_f = 1.7 * 10^{-1})$ ومن المعادلة (10) وبإهمال معامل تصحيح اللزوجة بسبب تفاوت درجات الحرارة :

$$\Delta P_t = 2[8 * 1.7 * 10^{-1}(116.2) + 2.5]871.8 * (0.55)^2/2$$
$$= 0.9753KPa$$

وهذه القيمة تكون ضمن الحد المسوح به

حساب معامل انتقال الحرارة جهة الأنابيب (الزيت):

من الملحق (4) لرقم رينولد ومقدار (L/d_i) نجد معامل تصحيح انتقال الحرارة $(j_h = 3.5 * 10^{-2})$ ومن المعادلة (11) نجد قيمة (N_u)

$$N_u = 3.5 * 10^{-2} * 53.80 * (1965)^{0.33} = 23$$

ومن المعادلة (12) نجد ان معامل انتقال لحرارة جهة الانابيب

$$h_i = 23 * (0.143/15.75 * 10^{-3}) = 208.8\, W/m^2.℃$$

نختبر السرعة جهة الغلاف (ماء)

يتم حساب سرعة كتلة مائع الغلاف كالاتي :

من المعادلة (14) (15) نجد أن سرعة الكتلة (G_s) والسرعة الخطية (u_s)

$$G_s = 5.817/0.0058 = 1003kg/s.m^2$$
$$u_s = 1003/995 = 1.008m/s$$

حساب رقمي رينولدز وبراندل للماء (جهة الغلاف) :

$$R_e = \rho * u_s * d_e/\mu$$
$$= 995 * 1.008 * 13.49 * 10^{-3}/0.769 * 10^{-3} = 17594$$
$$P_r = Cp * \mu/k_c$$
$$= 4.178 * 10^3 * 0.769 * 10^{-3}/620 * 10^{-3} = 5.18$$

حساب هبوط الضغط جهة الغلاف (ماء):

من الملحق (5) لرقم رينولدز 17594نجد ان $(j_f = 4.5 * 10^{-2})$ ومن المعادلة (17)

$$\Delta P_s = 8 * 4.5 * 10^{-2}(383/13.49)\ (1830/77) * 995 * (1.008)^2/2$$
$$= 123KPa$$

لوحظ ان قيمة هبوط الضغط عالية جداً لذا نضاعف المسافة بين العوارض (*77mm*) لكي تصبح القيمة لكي تصبح القيمة (*154mm*) مما يؤدي الى تغير القيم التالية :

$$A_s = 2 * 0.00558 = 0.01176mm^2$$
$$G_s = 1003/2 = 501.5Kg/s * m^2$$
$$u_s = 1.008/2 = 0.504m/s$$
$$R_e = 17594/2 = 8797$$

من الملحق (5) لرقم رينولدز (*8797*) ونسبة القطع العوارض (0.25) نجد ان ($j_f = 5 * 10^{-2}$)

$\Delta P_s = 34\ Kpa$(هذه القيمة ضمن المسموح بها)

حساب معامل انتقال الحرارة جهة الغلاف (ماء)

من الملحق (6) ومن رقم رينولدز (*8797*) ونستخدم عوارض منفلقة بنسبة قطع (25%) نجد أن معامل انتقال الحرارة لجهة الغلاف ($j_h = 6.3 * 10^{-3}$) ومن المعادلة (18)وباهمال تصحيح اللزوجة نجد ان معامل انتقال الحرارة جهة الغلاف (h_o).

$$h_o = 0.620 * 6.3 * 10^{-3} * 8797 * (5.18)^{0.33}/13.49 * 10^{-3}$$
$$= 4383W/m^2.℃$$

حساب معامل الحرارة الإجمالي

$$1/U_o = 1/4383.23 + 1/6000 + (19.05 * 10^{-3} ln(19.05/15.75)/90)$$
$$+ 19.05/15.75 * 1/5000 + 19.05/15.75 * 1/208.8$$
$$1/U_o = 0.006474$$
$$U_o = 154w/m^2.℃$$

وهذه القيمة تكون أكبر قليلاً من القيم المطلوبة ، وعليه يكون التصميم مناسب جداً.

النتائج والمناقشة RESULTS AND DISCUSSION

تم تصميم مبادل حراري من نوع الغلاف والانابيب (SHELL & TUBE) ولعدم وجود تغير (فرق) كبير في درجات الحرارة لذلك تم اختيار مبادل حراري ذي الرأس الثابت لتبريد زيت تزييت محرك لقطعة بحرية من درجة حرارة 47℃ – 50℃ بواسطة ماء عذب درجتي حرارة دخوله

وخروجه (32°C – 30°C) من خلال عملية الموازنة الحرارية وجد أن لتبريد (8.13 kg/s) من زيت التزييت تحتاج إلى ماء بمعدل تدفق (5.817 kg/s) .

تم توزيع زيت التزييت المحرك في جهة الانابيب وماء التبريد في جهة الغلاف في النمط المثلث لعدة اعتبارات تصميمية وهي معامل التقذر – درجة الحرارة – ضغط التشغيل – اللزوجة – معدل جريان المائع ، ومن بين هذه الاعتبارات نجد أن معدل جريان المائع بحيث توزع الموائع ذات أقل معدل جريان في الغلاف للحصول على تصميم أكثر اقتصادية لذا تم حساب المساحة المطلوبة لانتقال الحرارة بفرض أن $(U_o = 150\ w/m^2.°C)$ نجد أن مساحة المطلوبة هي $(19\ m^2)$ وكذلك تم هبوط الضغط جهة الانابيب $(\Delta P_t = 0.975\ KPa)$ وهو ضمن الحد المسموح به $(35\ KPa)$ بينما كان هبوط الضغط جهة الغلاف $(\Delta P_s = 123\ KPa)$وهو مقدار عال غير مسموح به ، لذا وجب علينا تقليل هذه القيمة بمضاعفة المسافة بين العوارض الموجودة في الغلاف بمقدار (2) مما أدى إلى تقليل هبوط الضغط جهة الغلاف $(\Delta P_s =$ $34\ KPa)$ وهذه القيمة ضمن الحد المسموح به $(50 - 70\ KPa)$.

نتائج المبادل الحراري ذو الغلاف والانابيب :

نمط حزمة الانابيب	مثلثة	الوحدة
مائع الغلاف	ماء	لا بعدي
مائع الانابيب	زيت	لابعدي
قطر الداخلي للغلاف D_s	383	mm
المسافة بين العوارض I_B	77	mm
المساحة السطحية لانتقال الحرارة A	19	m^2
مساحة الانسياب العرضي A_s	0.00588	m^2
ΔP_t	0.9753	Kpa
h_i	208.8	$w/m^2.°C$
ΔP_s	34	Kpa
h_o	4383	$w/m^2.°C$
U_o	154	$w/m^2.°C$

التوصيات RECOMMENDATIONS

1- حساب الاجهادات والقوى التي يتعرض لها المبادل الحراري.

2- عمل مقارنة لمبادل حراري ذو الغلاف والانابيب (للنمطين المثلث والمربع) يستخدم فيه الماء المالح كمائع التبريد.

3- عمل نموذج رياضي لمحاكاة (SIMULATION) تصميم بواسطة برنامج الماتلاب (MATLAB)، أو برنامج (ansys).

4- دراسة تأثير التآكل في المبادلات الحرارية وطرق صيانتها.

5- دراسة الاهتزازات الميكانيكية في انابيب المبادل الحراري نتيجة لسريان الموائع بسرعة عالية.

المصادر والمراجع

1. بهالشدرا.في.كارليكار وروبرت .م. دزموند ، انتقال الحرارة ، الطبعة الأولى ، الدار العربية للنشر والتوزيع ، القاهر ، 1989.
2. م.ضياء محمود الجلبي ، انتقال الحرارة ، معهد التدريب النفطي ، بغداد ، 1982.
3. موقع النفط والغاز الطبيعي ، http://www.arab-oil-naturalgas/books/b-nf.http.
4. R.K.Sinnett, chemical Engineering volume, 6/1993.
5. Alan J.Chapman, Heat transfer, Maxwell Mackmillan, Fourth Edition, 1989.