

دراسة تجريبية لتقصي معامل الاتساخ للمياه المعالجة في مشع حراري مزعنف مبرد بالهواء

نصير ضامن مخلف
مدرس

د. مكي حاج زيدان
مدرس

قسم الهندسة الميكانيكية-جامعة تكریت

الخلاصة

في هذا البحث تم القيام بدراسة تجريبية لتقصي قيمة معامل الاتساخ لجريان المياه داخل أنابيب مشع حراري مزعنف صفائحيًا ومبرد بالهواء وفق فيض حراري ثابت بالإضافة إلى ثبوت الشروط الحدية للعملية الحرارية. تطلب البحث إجراء الاختبارات العملية وفق فترات زمنية محددة (مدة عشرون يوماً لكل اختبار).

تضمن العمل الحالي اختبار نوعين من المياه المستخدمة صناعياً في أبراج التبريد ذات معالجة كيميائية مختلفة لبيان مدى التوافق الحاصل بين معامل الاتساخ المستحصل وتلك المعالجات. تم اختيار مواصفات المشع حراري واختباره عند بداية التشغيل للوصول إلى القيمة التصميمية لمعامل الاتساخ التي سوف تتم مقارنتها مع القيم المستحصلة مع الحفاظ على باقي الظروف التشغيلية ثابتة.

تطلب البحث تصميم برنامج حاسوبي محاكي لإدخال كل الشروط الحدية للعملية الحرارية بالإضافة إلى العلاقات التجريبية لعمليات انتقال الحرارة للمشع. أظهرت النتائج المستحصلة توقعاً جيداً لقيمة معامل الاتساخ التي تتوافق مع التحاليل العملية للمياه المعالجة.

الكلمات الدالة

معامل الاتساخ، معالجة المياه، مشع حراري.

الرموز المستخدمة		
m^2	المساحة	A
m^2	المساحة السطحية للزعنفه	A_f
m^2	المساحة الخارجية للأنبوب بدون زعانف	A_o
m^2	متوسط المساحة السطحية للأنبوب	$A_{p,m}$
$kJ/kg.K$	الحرارة النوعية عند ثبوت الضغط	C_p
m	القطر	D
-	عامل تصحيح	F
$Kg/s.m^2$	شدة التدفق الكتلي	G
$W/m^2.K$	معامل انتقال الحرارة	H
$W/m.K$	الموصلية الحرارية	K
K	المتوسط اللوغارتمي لفرق درجات الحرارة	LMTD
kg/s	معدل التصريف الكتلي	$\dot{m}$
-	عدد نسلت	Nu
-	عدد براندتل	Pr
m^3/s	التصريف	Q
W	مقدار الطاقة الحرارية المنتقلة	Q_o
$m^2.K/W$	معامل الاتساخ	R_d
-	عدد رينولدز	Re
K	درجة حرارة المائع الساخن	T_h
K	درجة حرارة المائع المبرد	T_c
$W/m^2.K$	معامل انتقال الحرارة الإجمالي	U
m/s	السرعة	V
m	السماك	X
الرموز اليونانية		
$kg/m.s$	اللزوجة الديناميكية	μ

—	الفرق بين قيمتين	Δ
—	كفاءة الزعنفه	ϕ
		الرموز التحتية
	الهواء	A
	النظيف	C
	المتسخ	D
	الزعنفه	F
	الداخل	I
	المتوسط	M
	الخارج	O
	حافة الزعنفه	T
	الأنبوب	P
	الماء	W

المقدمة

خلال تشغيل المعدات الحرارية باستخدام معظم السوائل وبعض الغازات كوسائط متناقلة للحرارة تتكون ترسبات بالتدريج على سطح الناقل للحرارة وان تأثيرها يتمثل في زيادة المقاومة الحرارية وهو ما يشار إليه بالانساخ^[1].

غالباً ما تصادف هذه المشكلة عند استخدام الماء كوسيط للتبريد على سبيل المثال في المبادلات الحرارية المستخدمة في منظومات التثليج ومحطات توليد القدرة الكهربائية أو المشعات في محركات الاحتراق الداخلي مما يتسبب في تناقص معدل انتقال الحرارة وانحساراً لمساحة المقطع العرضي للجريان داخل أنابيب المشع نتيجة للمقاومة الحرارية الإضافية التي تسببها الترسبات. أن هذا الأمر كثيراً ما يؤدي إلى ارتفاع في حرارة المحرك مما يسبب في تلف بعض أجزائه كالوصلات المرنة ومن ثم تناقص أدائه.

عادة لم يتمكن الباحثون حتى الوقت الراهن من حساب معدل الانساخ أو توقع طبيعة الترسبات إذ لا توجد علاقة رياضية أو بيانية يمكن من خلالها حساب عامل الانساخ (Fouling factor)، لذا تركزت معظم اهتمامات الباحثين في البحث عن وسائل جديدة لمعالجة مياه التبريد

واستخدامها في اختبارات عملية لمعدات حرارية تجريبية لبيان مدى تأثير هذه الوسائل على إعاقة أو تقليل آثار الاتساخ من جهة وإيجاد قيم معاملات الاتساخ لهذه المعالجات للأخذ بها بنظر الاعتبار في عمليات التصميم من جهة أخرى.

من هذا المنطلق قام الباحث Knoings^[2]، بدراسة عملية لاستنتاج معاملات الاتساخ التصميمية مستخدماً نماذج من المعالجات الكيميائية لمياه التبريد لغرض التوصل إلى أفضل وسيلة لتقليل آثار الاتساخ أطول فترة زمنية ممكنة. أنشأ الباحث جهازاً تجريبياً يتكون من برجٍ للتبريد ومضخة لتبريد وتدوير المياه داخل مبادلات حرارية تحتوي كلاً منها على غلاف مصنوع من الزجاج المقاوم للحرارة لمتابعة عملية الاتساخ وأنبوب داخلي مسخن كهربائياً. إما لقياس الفرق الحاصل في درجات الحرارة عبر الطبقة المترسبة من الأوساخ استعان الباحث بأربعة مزدوجات حرارية لكل مبادل وضع اثنين منها عند كل نهاية وعلى السطح الخارجي للأنبوب الداخلي. أجريت التجارب لأربعة نماذج من معالجات المياه كما هو موضح في الجدول (1) إذ استخدم الباحث في هذه المعالجات الفوسفات العضوية (Inorganic phosphate) أو البولي فوسفات كميثبط كاثودي للتآكل (Cathodic corrosion inhibitor) بالإضافة إلى البوليمرات المذابة والتي تستخدم لتحسين عملية السيطرة على الترسبات القشرية والتآكل في نفس الوقت. أظهرت النتائج أن الاختبار الرابع للمياه المعالجة كما مشار إليها في الجدول سابق الذكر، تعطي قيم لمعامل الاتساخ اقل من البقية إذ لا تتجاوز $(2 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W})$ ولمدة ثلاثين يوماً من زمن الاختبار.

أن المشاكل التي تسببها مياه التبريد المعالجة كثيرة ومستمرة لكثرة المتغيرات التي تتحكم بالعملية الحرارية من جهة وتغير التركيب الكيميائي لمياه التبريد نتيجة تأثير تغير الظروف التشغيلية المحيطة بالعملية الحرارية من جهة أخرى.

استناداً لما سبق فقد خطط في هذا البحث القيام بدراسة عملية لاستقصاء آثار الاتساخ للمياه المعالجة في مشع حراري مزعنف ومبرد بالهواء كالمستخدم في محركات الاحتراق الداخلي وفق أهداف محددة وهي كالآتي:-

- 1 - بيان آثار الاتساخ للمياه المعالجة ولفترة زمنية محددة مع توضيح اثر ذلك على الأداء الحراري للمشع.
- 2 - استخدام منشأ تجريبي لمشع حراري مزعنف ومبرد بالهواء مع تسجيل كافة البيانات الحاكمة للعملية الحرارية.

3 - إجراء مقارنة بين القيمة المستحصلة لمعامل الانتساخ من الاختبارات وبين القيمة التصميمية له وفق المعايير القياسية ضمن الفترة الزمنية للاختبارات.

4 - بناء برنامج حاسوبي يتم من خلاله تقصي مقاومة الانتساخ عند فترات محددة من زمن الاختبار شرط ثبوت الظروف التشغيلية الحاكمة للعملية الحرارية مع توضيح تأثير تلك الظروف على الأداء الحراري للمشع.

الأساس النظري

اعتماداً على طريقة الباحث Kern [3] باختبار أي مبادل مصمم بحيث يوافق شروط العملية الحرارية والتي تحقق قيمة معامل الانتساخ الإجمالي التصميمي وحسب المواصفات القياسية إذ تتم مقارنة هذه القيمة مع القيمة المستحصلة والتي يمكن إيجادها من العلاقة الآتية:

$$R_d = \frac{1}{U_d} - \frac{1}{U_c} \quad \dots\dots\dots(1)$$

يمكن استحصا ل معام ل انتقال الحراري الإجمالي النظيف (U_c) لأنابيب مزعفة ذات سطح جاف (Dry finned tube) وذلك بإيجاد معكوس المقاومة الحرارية الكلية والتي تعبر عن مجموع المقاومات الحرارية للإجراء الحراري وكالاتي [4]:

$$U_c = \left[\frac{A_o}{A_i \cdot h_i} + \frac{A_o \cdot X_p}{A_{p,m} \cdot k_p} + \frac{1}{h_o \left(1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \phi) \right)} \right]^{-1} \quad \dots\dots\dots(2)$$

أما عن إيجاد معامل انتقال الحرارة الإجمالي التصميمي أو المتسخ (U_d) فيمكن حسابه لكافة المبادلات الحرارية الأنبوبية من المعادلة العامة للطاقة الحرارية وكالاتي [3]:

$$U_d = Q_o / A \cdot \Delta T_m \quad \dots\dots\dots(3)$$

يمكن حساب الحمل الحراري في المعادلة أعلاه لأي من المائعين وكالاتي:

$$Q_o = C_p \cdot \dot{m} \cdot \Delta T \quad \dots\dots\dots (4)$$

تتغير درجات حرارة الموائع في المشع الحراري كغيره من المعدات الحرارية من نقطة إلى أخرى بانسياب الحرارة من المائع الساخن إلى المائع البارد، لذا فعند حساب متوسط فرق درجات الحرارة (ΔT_m) لابد أولاً من حساب المتوسط اللوغارتمي لفرق درجات الحرارة (LMTD) وكالاتي^[1]:

$$LMTD = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}} \quad \dots\dots\dots (5)$$

أن الطريقة الاعتيادية لتعديل مفهوم المتوسط اللوغارتمي لفرق درجات الحرارة للمبادلات الحرارية الأكثر تعقيداً تتم عن طريق عوامل تصحيح والتي تم نشرها على شكل رسوم تخطيطية كما موضح في الشكل (1)^[5].

ولتحديد معامل التصحيح (F) الذي يمثل الاحداثي الصادي في الشكل المشار إليه في أعلاه لابد من حساب المجموعتين اللابعديتين (Z) و (P) وكالاتي^[1]:

$$Z = \frac{(T_{h,i} - T_{h,o})}{(T_{c,o} - T_{c,i})} \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$P = \frac{(T_{c,o} - T_{c,i})}{(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad \dots\dots\dots (7)$$

وللحصول على المتوسط الحقيقي لفرق درجات الحرارة يتم حساب حاصل ضرب المتوسط اللوغارتمي لفرق درجات الحرارة بمعامل تصحيح وكالاتي^[1]:

$$\Delta T_m = F * LMTD \quad \dots\dots\dots (8)$$

يعد الجريان في المبادلات ذات الجريان العرضي الغير ممتزج كما هو الحال في المشع المستخدم معقد، إذ يعجز أي نموذج رياضي من تحليل انتقال الحرارة لذا كانت الوسيلة الوحيدة لإيجاد معاملات انتقال الحرارة في المعادلة (2) هي باستخدام علاقات تجريبية وكالاتي:

انتقال الحرارة عند سطح الأنابيب المزعنفة في جهة الهواء

من بين العديد من العلاقات التجريبية تعد العلاقة الارتباطية للباحثين Briggs و Young^[6] الأكثر تطبيقاً لعملية انتقال الحرارة بالحمل القسري ولجريان اضطرابي واعتراضي لهواء جاف ولعدة أنواع من الزعانف وهي كالاتي:

$$Nu = \frac{h_o \cdot D_o}{k_a} = 0.134 Re_a^{0.681} Pr_a^{0.333} \left(\frac{z}{y} \right)^{0.2} \left(\frac{z}{t} \right)^{0.1134} \quad \dots\dots\dots (9)$$

يتم حساب عدد رينولدز وعدد براندتل كالاتي:

$$Re_a = \frac{G_{max} D_o}{\mu_a} \quad \dots\dots\dots (10)$$

$$Pr_a = \frac{C_{p,a} \mu_a}{k_a} \quad \dots\dots\dots (11)$$

إذ تمثل (G_{max}) شدة التدفق الكتلي عند أصغر مساحة للمقطع العرضي في جانب الهواء أما (z) و (y) و (t) فتمثل أبعاد الزعنفة كما موضح في الشكل (2).

أن نوعية الزعانف في المشع الحراري المستخدم هي زعانف صفائحية (plate fins)، لذا يتطلب عند حساب مساحة الزعنفة الواحدة (A_f) لكل أنبوب افتراض زعانف صفائحية دائرية (circular plate fins) بأقطار ومساحات متساوية كما مبين في الشكل (3)^[7].

بناءً على الافتراض أعلاه يمكن حساب القطر الخارجي لكل زعنفة ولحزمة أنابيب متخالفة (staggered tube arrays) كالاتي^[7]:

$$D_t = 2 \left(\frac{d_1 \cdot d_2}{\pi} \right)^{0.5} \quad \dots\dots\dots (12)$$

أن إضافة الزعانف للأنايب يستلزم حساب كفاءة الزعنفه (ϕ) وقد تمكن الباحث Gardner^[8] من حل المعادلة التفاضلية الخاصة بتوزيع درجات الحرارة لزعنفه دائرية وذات سمك ثابت وتوصل للمعادلة الآتية:

$$\phi = \sum_{i=1}^8 \left[A_1(i) + A_2(i) \left(\frac{D_o}{D_t} \right) + A_3(i) \left(\frac{D_o}{D_t} \right)^2 \right] \left[y \left(\frac{2 \cdot h_o}{k_f \cdot t} \right)^{0.5} \right]^{(i-1)} \quad (13) \dots\dots\dots$$

أن الثوابت A1 و A2 و A3 في المعادلة أعلاه لها ثمان قيم كما مبين في الجدول (2).

انتقال الحرارة لجريان أحادي الطور خلال الأنايب

في حالة انتقال الحرارة المحسوسة للماء ولجريان اضطرابي خلال الأنايب سواء كانت وضعية الأنايب عاموديه أو أفقية وفي حالتها التسخين والتبريد تستخدم العلاقة التجريبية للباحثين Eagle و Ferguson وهي كالآتي^[10]:

$$h_i = 4200 [1.35 + 0.02 T_m] V_i^{0.8} / D_i^{0.2} \quad (14) \dots\dots\dots$$

لتطبيق المعادلة أعلاه يجب أن يكون متوسط فرق درجات الحرارة (T_m) بالدرجة المئوية أما القطر الداخلي للأنبوب (D_i) فيكون بوحدات المليمتر في هذه الحالة.

برنامج المحاكاة الحاسوبي

طبيعة عمل البرنامج تستند على إدخال أبعاد ومواصفات المشع الحراري ومن ثم الظروف التشغيلية الحاكمة للعملية الحرارية عند الدخول والخروج كدرجات الحرارة ومعدل التدفق الكتلي لكلا المائعين. أما عن آلية التنفيذ لاستنتاج معامل الاتساح فقد استندت على الحسابات النظرية الموضحة سابقاً مع اعتماد فيض حراري ثابت وهو بطبيعة الحال يخالف الواقع العملي إلا أن التجارب العملية للبحوث السابقة تستند على هذا الأساس لغرض توضيح الفرق الحاصل في درجات الحرارة عبر طبقة الأوساخ^[2]، أي بعبارة أخرى الفرق الحاصل في متوسط فرق درجات الحرارة للمشع وهو نظيف عنه و متسخ شرط الحفاظ على باقي الظروف التشغيلية للمائعين عند دخول المشع الحراري ثابتة. تم كتابة البرنامج بلغة فورتران (77) ويوضح الشكل (4) المخطط الانسيابي له.

الجزء العملي

المنشأ التجريبي

يتألف المنشأ التجريبي والموضح تخطيطياً بالشكل (5) بصورة أساسية من مشع حراري ذو زعانف صفائحية (Plate fins) مشابه للمشعات المستخدمة في محركات الاحتراق الداخلي مجهز بمروحة هواء ذات سرعة متغيرة للتحكم بسرعة الجريان الاعتراضي للهواء عبر حزمة أنابيب. يجهز المشع بالهواء عبر مدخل سحب (Intake orifice) مثبت على سطح مجرى مصنوع من الزجاج البلاستيكي اللدن يحتوي المشع والمروحة معاً. أما الماء المار خلال الأنابيب فيجهز بواسطة مضخة ذات طرد مركزي من خزان رئيسي مروراً عبر مقياس لتصريف المياه (Rotemeter) وسخان كهربائي يتم التحكم بدرجة حرارته عن طريق متحسسات حرارية (Thermostats)، وبين الجدول (3) أبعاد ومواصفات المشع.

طريقة إجراء الاختبارات

يتوجب قبل البدء بالاختبارات العملية للمشع الحراري المصمم تحديد معامل الانتساخ التصميمي، لذا تم اعتماد القيمة التي توصل إليها الباحث Knudsen^[11] وذلك من الاختبارات لمياه أبراج التبريد والتي لا تتجاوز $(1.7 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ K/W})$ ، والتي سوف تكون المعيار الأساسي للقيم الأخرى المستحصلة من الاختبارات العملية شرط التأكيد على ثبوت الظروف التشغيلية عند الدخول للمشع.

التحليل العملية للمياه

للقوف على الواقع العملي لمياه التبريد المستخدمة في القطاعات الصناعية، تم أخذ عينتين من مياه أبراج التبريد في مصفى الشمال ومصفى الدهون في مصافي الشمال في بيجي ويوضح الجدول (4) التراكيز الكيميائية للمياه.

النتائج والمناقشة

عند تراكم الترسبات على سطحي الأنابيب الداخلية والخارجية نتيجة المقاومة الحرارية الإضافية التي تسببها الترسبات، فإن عملية انتقال الحرارة بالحمل القسري في هذه الحالة لن تستند على درجة حرارة سطح المعدن التي تنطبق عند بداية الاختبار والمعدة الحرارية نظيفة. أن هذا الأمر اعتمد عليه الباحث Konings^[2] في حسابه لمعامل الانتساخ، إلا أن تجمع الترسبات عند انتقال الحرارة بين مائعين عبر جدار المعدن في أي معدة حرارية سوف لن تسمح بوصول الأداء الحراري كما هو مطلوب، ذلك أن عملية انتقال الحرارة عبر الأنابيب سوف تكون أقل نتيجة تجمع الترسبات وبالتالي

عدم الوصول إلى الحمل الحراري المراد له، وهذا ما يشير إليه الشكل (6) إذ يبين أن زيادة الفرق في درجات الحرارة عند الخروج هو معيار إلى زيادة المقاومة الحرارية للترسبات مع الاحتفاظ بكافة الشروط الحدية للعملية الحرارية ثابتة.

كما يشير الشكل إلى أقصى فرق في درجات الحرارة بعد تسعة عشر يوماً من زمن الاختبار ووصله إلى فرق مقداره (19°C) للمياه المعالجة لمصفي الشمال بالمقارنة مع الفرق لمياه مصفى الدهون والذي مقداره (16°C) وهذا يرجع بطبيعة الحال إلى الزيادة الملحوظة في نسبة تركيز العسرة كما يشير إليه الجدول (4) الذي سبق ذكره. أن هذه الحالة تتضح أكثر في الشكل (7)، إذ يشير إلى زيادة في قيمة معامل الانتساخ المستحصل من الاختبارات للنموذج الأول (N.R) ويصل مقداره إلى ($2.5 \times 10^{-4} \text{ m}^2.\text{K/W}$) وللنموذج الثاني (W.R) قيمة مقدارها ($2.1 \times 10^{-4} \text{ m}^2.\text{K/W}$).

عند زيادة السرعة داخل الأنابيب تتناقص قيمة معامل الانتساخ من أقصى قيمة له من ($2.5 \times 10^{-4} \text{ m}^2.\text{K/W}$) إلى ($1.9 \times 10^{-4} \text{ m}^2.\text{K/W}$) بعد تسعة عشر يوم من زمن الاختبارات، ذلك أن زيادة السرعة تعيق من تراكم الترسبات على جدران أنابيب المشع كما يشير إليه الشكل (8)، للمياه المعالجة لمصفي الشمال.

الاستنتاجات

تتلخص فائدة البحث بالنقاط الآتية:

- 1- أن الغرض من الاختبارات هو توقع معامل الانتساخ لأنواع من مياه المعالجة بما يتناسب والتحليل العملية التي تتوافق معها.
- 2- أن أغلب الاختبارات السابقة للباحثين عملت على قياس معامل الانتساخ عند إجراءات مختبرية مسيطر عليها، إلا أن العمل الحالي يمكن تطبيقه على أي معدة حرارية في القطاعات الصناعية.
- 3- ضرورة إجراء التحليل الكيميائي للمياه بشكل دوري لمقارنتها مع المواصفات القياسية للمياه معالجة.

(51-60)

التوصيات

- 1- إمكانية تطبيق العمل الحالي لأنواع مختلفة من المعدات الحرارية المستخدمة في القطاعات الصناعية وللعديد من الموائع بما في ذلك عمليات التكثيف والتبخير.

2- تطوير إمكانية قياس فرق درجات الحرارة عبر طبقة الترسبات باستخدام مزدوجات حرارية خاصة تعمل على هذا الأمر.

المصادر

1. كريث، ف.، وبوهن، م. س.، "أساسيات انتقال الحرارة"، ترجمة، برهان محمود، احمد نجم الصبيحة، بهجت مجيد مصطفى، الطبعة الأولى، مديرية دار الكتب للطباعة والنشر، جامعة الموصل، 1988.
2. Konings, A. M., "Guide Values for the Fouling Resistance of Cooling Water with Different Types of Treatment for Design of Shell and Tube Heat Exchangers", Heat Transfer Engineering, Vol. 10, No. 4, 1989. pp. 54-61.
3. Kern, D. Q., "Process Heat Transfer", 1950. McGraw-Hill Publishing Company Limited. New Delhi.
4. Threlked, J.I., "Thermal Environmental Engineering, Prentice-Hall, Inc., New Jersey, 1970.
5. Standards of the Tubular Exchanger Manufactures.
6. Briggs, D.E. and Young, E.H., "Convection Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch banks of Finned Tubes", 5th AICHE/ASME National Heat Transfer Conference, Houston, Texas, 1962.
- (60-52) . Carrier, W.H., Anderson, S.W., "The Resistance to Heat Flow Through Finned Tubing", ASHVE Transactions, Vol. 50, 1944.
8. Gardner, K.A., Efficiency of Extended Surface, ASME Transactions, Vol. 67, 1945.
9. Coulson, J.M., Richardson, J. E., and Sinnott, R. K., "Heat Transfer Equipment", Chemical Engineering, Vol. 6, 1985, pp. 511-587.

10. Eagle, A., and Ferguson, R. M., "On the Coefficient of Heat Transfer from the Internal Surface of Tube Walls", Proc. Roy. Soc., A. 127,pp.540,1930.
11. Knudsen, J.E., "Fouling in Heat Exchangers, in Heat Exchanger Design Handbook", ed. E. U. Schlunder, sec. 3.17. Hemisphere, Washington, D.C., 1983.

جدول (1) أنواع معالجات المياه الكيميائية المستخدمة من قبل الباحث Konings

Experiment no.	1	2	3	4
pH	6.8-7.1	6.9-7.2	As 1	7.3
Calcium hardness, ppm CaCO ₃	700-800	625-710	As 1	625-710
Alkalinity, ppm CaCO ₃	Approx. 25	27-36	As 1	27-36

Chloride, ppm	100-200	200-250	As 1	300-400
Concentration factor	4 to 5	Approx. 4	As 1	Approx. 3
Cooling water inlet temperature, °C	34	34	34	34
Cooling water flow rate, m/s	0.45	0.45	0.43	0.45
Dissolved phosphates supplied, ppm	100	150	100	120
Dissolved polymers supplied, ppm	100	150	100	120
Dissolved perchlorate supplied, ppm	1 ^a	0.2	-	1 ^a
Free chlorine equivalent				
Heat flux, kW/m²	115	115	115	115
^a Once a day, for at least 30 min				

جدول (2) قيم الثوابت المستخدمة في المعادلة (13) [8].

i	A ₁ (i)	A ₂ (i)	A ₃ (i)
1	1.0	0.0	0.0
2	-0.22920E-01	-0.13755E+00	0.20130E-01
3	0.16106E+00	0.81890E-01	-0.11440E-01
4	-0.64975E+00	-0.55500E-01	-0.28753E-01
5	0.53491E+00	0.18040E-01	0.42477E-01
6	-0.19286E+00	0.36494E-03	-0.20335E-01
7	0.32564E-01	-0.10660E-02	0.40947E-02
8	-0.20972E-02	0.12410E-03	-0.29673E-03

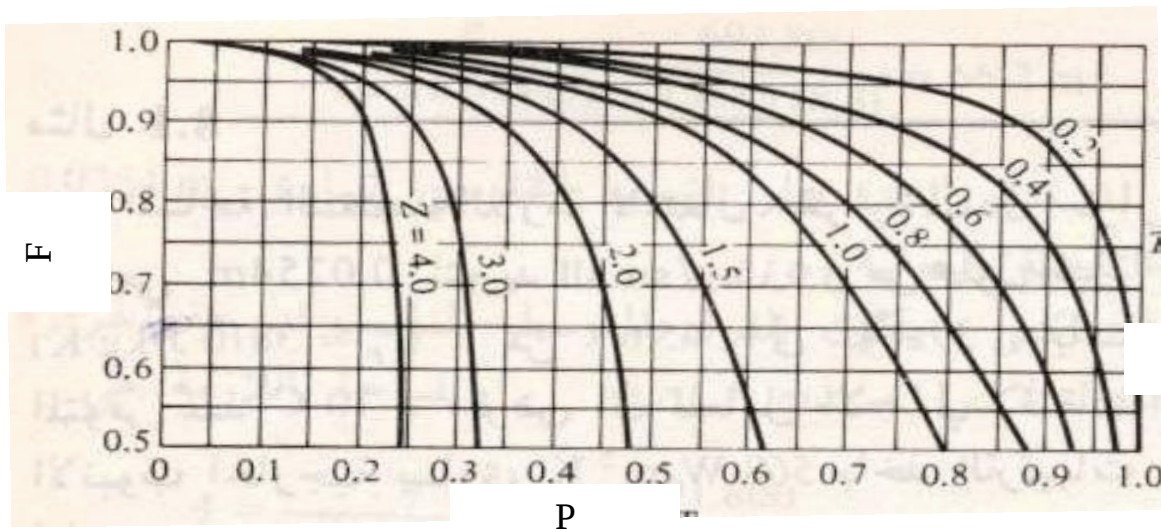
المواصفات	الرمز كما في البرنامج	الأبعاد والوحدات
قطر الأنبوب الخارجي	OD	19(mm)

17(mm)	ID	قطر الأنبوب الداخلي
173(mm)	L	طول المشع
245(mm)	W	عرض المشع
20	NT	عدد الأنابيب
2	NR	عدد الصفوف
349(W/m.K)	AKP	الموصلية الحرارية
0.72(mm)	z	المسافة بين زعنفتين
0.5(mm)	t	سمك الزعنفة
23(mm)	d1	المسافة العمودية بين أنبوبين
23(mm)	d2	المسافة الأفقية بين أنبوبين

جدول (3) مواصفات وأبعاد المشع الحراري المستخدم.

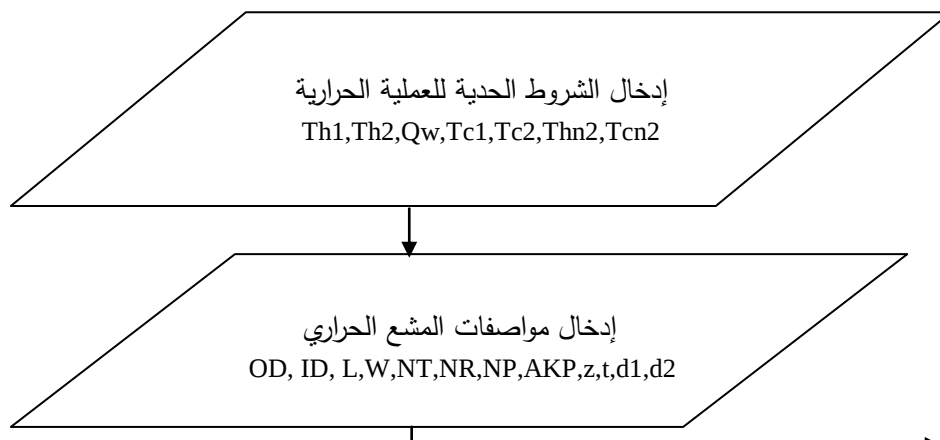
العسرة (hardness) p.p.m	العكورة (turbidity) p.p.m	القلوية (alkalinity) p.p.m	الموصلية (conductivity) p.p.m	الدالة الحامضية (pH)	التراكيز
190	6.0	170	558	8.05	مصفى الشمال (N.R)
155	21	145	469	8.1	مصفى الدهون (W.R)

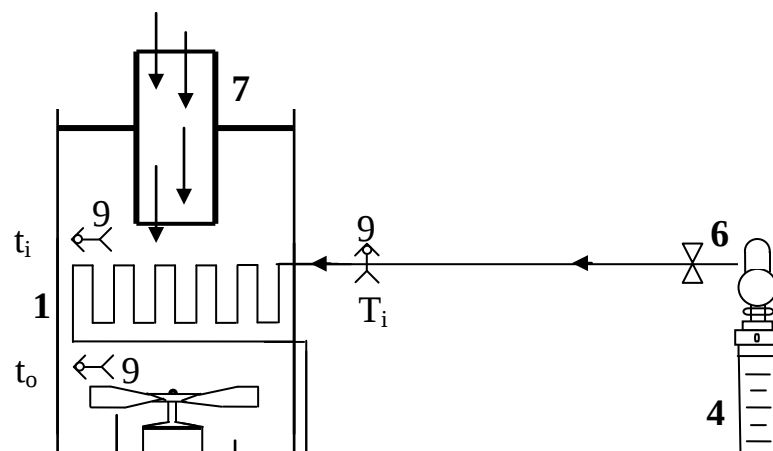
جدول (4) التركيز الكيميائي للمياه المستخدمة.



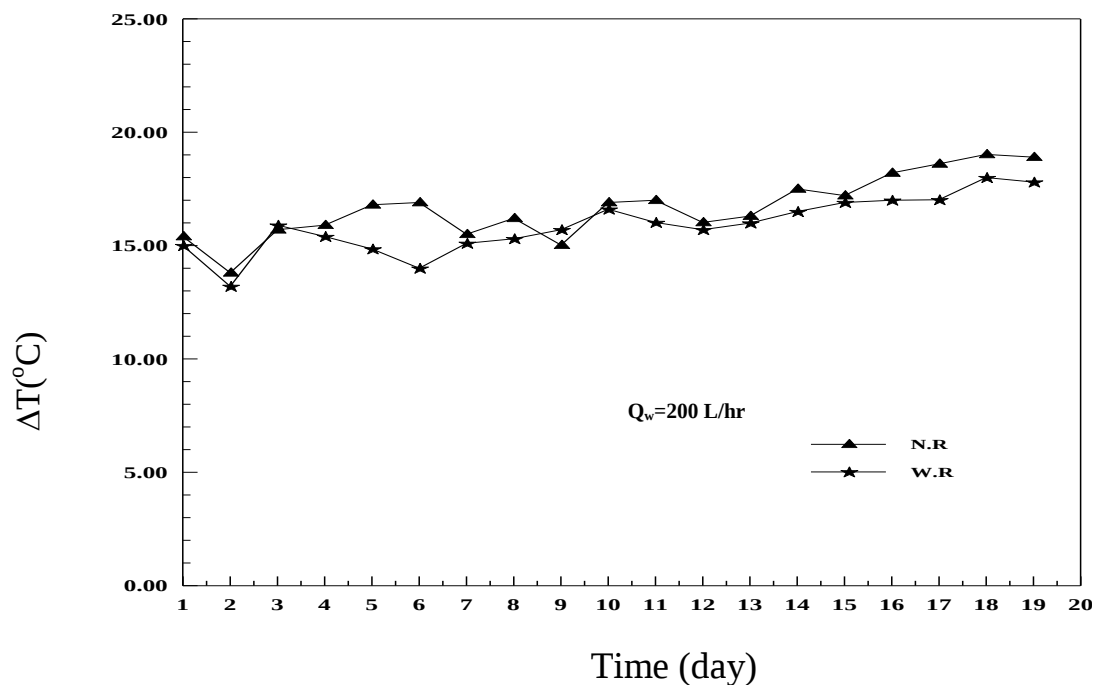
شكل (1) معامل التصحيح للمتوسط اللوغارتمي لدرجة الحرارة لمبادل عرضي الجريان مع كلا المائعين



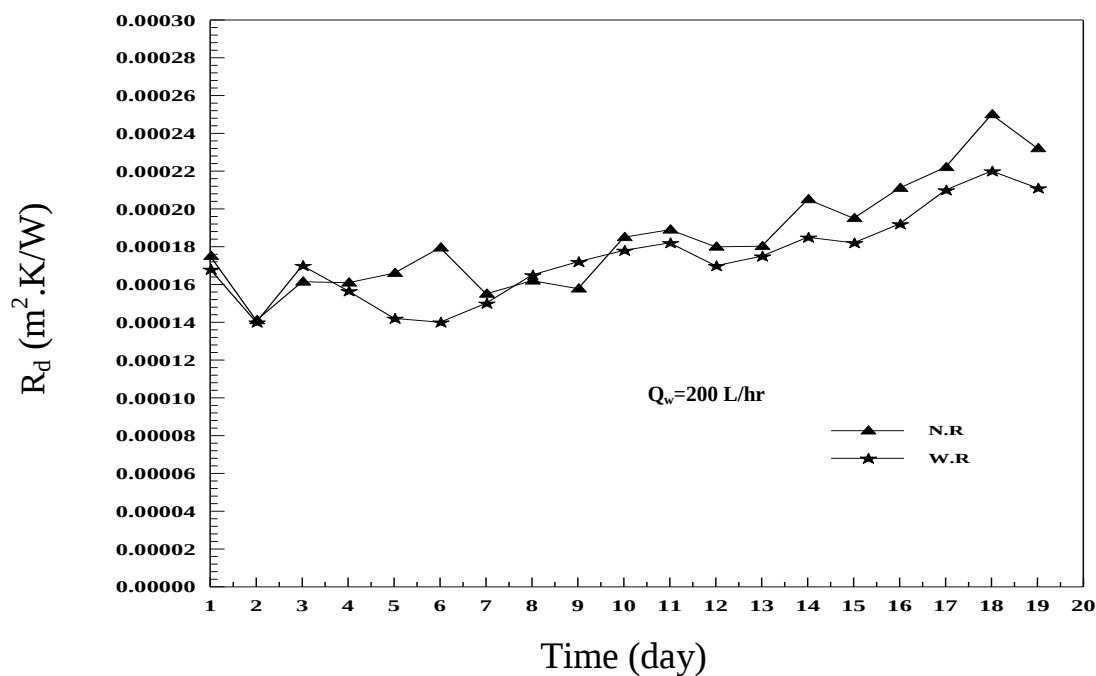




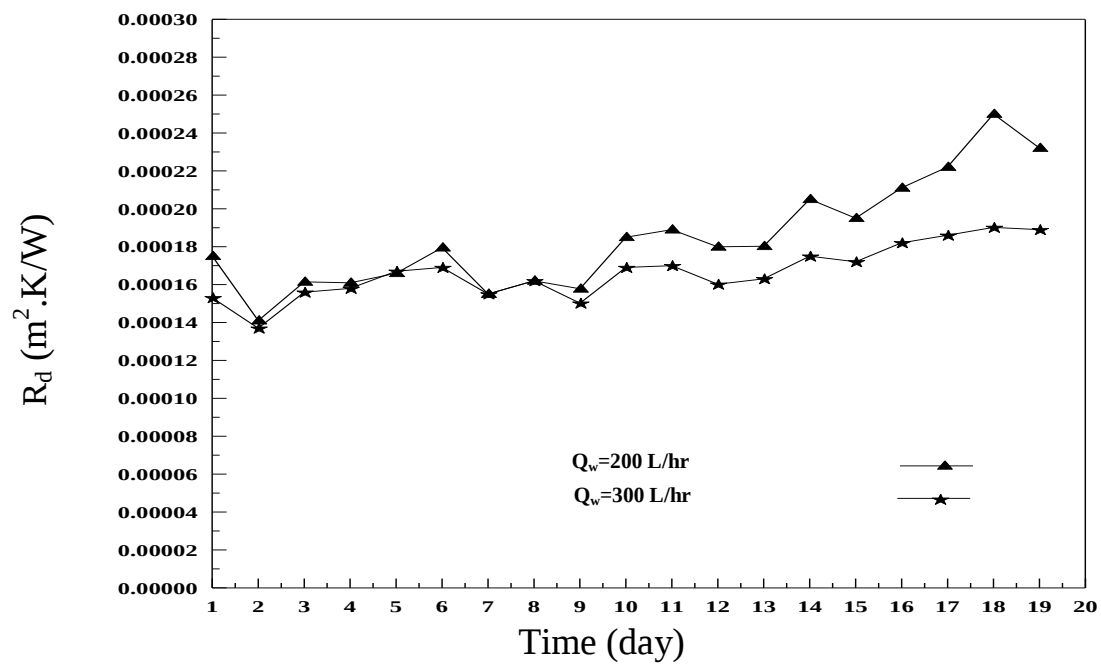
1	المشع الحراري المزعنف.	6	صمام تحكم لتدفق المائع.
2	مضخة مياه ذات الطرد المركزي.	7	فوهة سحب الهواء.
3	خزان المياه الرئيسي.	8	مروحة هواء.
4	مقياس التدفق الحجمي (روتمتر).	9	مواقع تثبيت المزدوجات الهوائية.
5	سخان كهربائي.		



شكل (6) تغير فرق درجات الحرارة عند الخروج لمياه مصفى الشمال ومياه مصفى الدهون عند شروط حدية ثابتة ولفترات زمنية محددة.



شكل (7) تغير معامل الاتساخ لمياه مصفى الشمال ومياه مصفى الدهون عند شروط حدية ثابتة ولفترات زمنية محددة.



شكل (8) تغير معامل الاتساخ لمياه مصرفى الشمال عند سرعتين مختلفتين لها وفترات زمنية محددة.

EXPERIMENTAL STUDY TO FIND FOULING FACTOR FOR TREATED WATER IN FINNED AIR COOLED RADITOR

Dr.Maki H. Khalaf

Lecturer

Mech. Eng. Dept. –University of Tikrit

Nassir D. Mokhlif

Lecturer

ABSTRACT

In this research, an empirical study has been done to find fouling factor for water flowing inside air-cooled plate finned radiator with constant heat flux beside the boundary condition of the thermal process. The research also required practical tests for finite period time(twenty days for each test).

Two kinds of treated water that used in cooling towers was used to show the agreement between calculated fouling factor and this treatment.

The work required test specific radiator in the beginning to calculate a design fouling factor that compared with others results with keeping the operation conditions constant.

A simulation computer program required to enters all the boundary conditions for the heat system besides the correlating equations for the heat transfer of the radiator. The results show a good inspection for the fouling factor that agrees the practical analysis for the water treatment.

KEY WORDS

fouling factor, water treatment, thermal radiator.