

اللجنة العلمية

رئيساً	أ.د. محمد طيب الليلة
عضو	أ.د. صباح محمد جميل
عضو	أ.د. أحمد يسف حاجم
عضو	أ.د. سعد علي الطعان
عضو	أ.د. خليل حسن سيد مرعي
عضو	أ.د. عبد الحكيم حامد أحمد
عضو	أ.د. باسل محمد سعيد
عضو	أ.د. جاسم محمد عبد الجبار
عضو	أ.د. باسل شكر محمود
عضو	أ.د. برهان محمود العلي
عضو	أ.م.د. علي حيدر سعد الجميل
عضو	أ.م.د. قصي كمال الدين الأحمد
عضو	أ.م.د. رافد أحمد خليل

إعداد

أ.د. عبد الحكيم حامد أحمد

Mechanical Engineering Department

قسم الهندسة الميكانيكية

مؤتمر الهندسي الثاني لليوبيل الذهبي لكلية الهندسة - جامعة الموصل للفترة من 19-21/11/2013

قسم الهندسة الميكانيكية

المحتويات

رقم أصفحة	العنوان	تسلسل
1	تصميم منظومة توليد بخار ثنائية الضغط لمحطات التوليد المركبة أ.م.د. عبد الرحمن حبو محمد الحبو ماهر صعب سلامة	1.
14	حساب معامل انتقال الحرارة لحزمة من الأنابيب المزعنة المغمورة في طبقة مميعة ضحلة د. برهان محمود احمد ياسر شكر محمود	2.
26	دراسة تأثير المواد المضافة على الخواص الميكانيكية للايبوكسي : نافع راشد احمد سعدون عبد العزيز ياسر محسن الحبيطي	3.
34	التصميم الامثل لنظام تبريد يعمل بالقاذف د.عدنان محمد عبدالله الصفاوي محمد سالم قاسم الدباغ	4.

تصميم منظومة توليد بخار ثنائية الضغط لمحطات التوليد المركبة

أ.م.د. عبد الرحمن حبو محمد الحبو المهندس. ماهر صعب سلامة

جامعة الموصل/كلية الهندسة/ قسم الهندسة الميكانيكية جامعة الموصل/ قسم الهندسة الميكانيكية

mss_eng2005@yahoo.com abdihabo2004@yahoo.com

الخلاصة

تعتبر منظومة توليد البخار من أحد أهم أجزاء الوحدات التوليدية المركبة ، وان أي عملية تغيير في تصميم هذه المنظومة سيكون له تأثير مباشر وفعال على أداء الوحدة البخارية ومن ثم أداء وكفاءة الوحدة التوليدية المركبة. تم التركيز في البحث الحالي على ايجاد التصميم الهندسي المناسب لمنظومة توليد بخار ثنائية الضغط من أجل استخدامها في وحدة غازية بسيطة ذات قدرة توليدية بحدود (138MW) وكما هو الحال في وحدات ببجي الغازية شمال العراق. أعتد في التصميم الهندسي على دراسة تأثير معاملات الانتقال بين غازات العادم الخارجة من التوربين الغازي من جهة ومائع التشغيل (ماء+بخار) من جهة اخرى. بينت النتائج التي تم الحصول عليها ان اكبر مقدار لعملية التبادل الحراري تحصل في المبخر بالنسبة لمرحلة الضغط العالي وفي المقتصد بالنسبة لمرحلة الضغط الواطئ وانافضل ضغط تصميمي لمرحلة الضغط العالي هو بحدود (60بار) و(6بار) لمرحلة الضغط الواطئ.

Design of Dual Pressure Heat Recovery Steam Generator For Combined Power Plants

Abstract

Heat recovery steam generator is considered as one of the most important components of combined cycle power plants. Any change in its design would directly affect the performance of the steam cycle and therefore the performance of combined cycle power plants. The current research has been focused to find a suitable engineering design for heat recovery steam generator to be used in simple gas turbine unit of a power output of 138MW such as those in Bejjie gas turbine unit in north of Iraq .The study of heat transfer coefficient effect between the exhaust gases leaving the turbine and the working fluid in steam generated was adopted for engineering design . Results show, that the maximum heat transfer occurred in the evaporator section for high pressure level and it occurred in the economizer section for low pressure level. However ,the optimum design pressure for high pressure level of steam generator is 60 bar ,while low pressure level is found to be 6.0bar .

Keywords: Combined cycle power plant, Design of HRSG, Heat transfer coefficients

الجبو: تصميم منظومة توليد بخار ثنائية الضغط لمحطات التوليد المركبة

قائمة الرموز والمصطلحات

SH: المحمص	A_n : (m ²) المساحة الحرة لمرور الغاز في الصف الواحد
Re : عدد رينولد	A_t : (m ²) مساحة مقطع الغطاء الحاوي للمبادلات
S_T : (m) المسافة الافقية بين انبوب واخر	A_{fo} : (m ²) مساحة التبادل الحراري بين الزعانف
S_L : (m) المسافة العمودية بين انبوب واخر	A_b : (m ²) مساحة سطح الانبوب الخارجي بدون زعانف
S_f : (m) المسافة المحصورة بين زعنفتين	A_f : (m ²) مساحة الزعانف الكلية
T: درجة الحرارة (K)	A_T : (m ²) مساحة التبادل الحراري الكلية
V : (m/s) السرعة	b: عرض منظومة توليد البخار (m)
U(kw/m ² .k) : معامل انتقال الحرارة الكلي	c_p : القيمة الحرارية بثبوت الضغط (kJ/kg)
x : كسر الجفاف	D_f : (m) قطر الانبوب الرئيسي لمائع التشغيل
Z(1/m) : عدد الزعانف لكل متر طول	D_g : (m) القطر الهيدروليكي المار من خلاله الغاز
ΔP : انحدار الضغط	d_2 : (m) قطر الزعنف
ΔP_{fric} : (pa) انحدار ضغط المائع نتيجة الاحتكاك	d_o : (m) قطر الانبوب الخارجي
ΔP_{hs} : (pa) انحدار الضغط الهيدروستاتيكي	d_i : (m) قطر الانبوب الداخلي
ΔP_{mom} : (pa) انحدار الضغط الناتج من تغير الزخم	ECO: المقتصد
	EV : الميخر
	e : سمك الزعنف (m)
	F : معامل تصحيح معدل درجات الحرارة
	اللوغاريتمي
η_f : كفاءة الزعنف	f : معامل الاحتكاك
Φ : النسبة بين مساحة سطح الانبوب المزعنف الى	سرعة كتلة المائع G: (kg/m ² .s)
مساحة سطح الانبوب بدون زعانف	مرحلة الضغط العالي HP :
فاعلية المبادلات الحرارية ε :	معامل انتقال الحرارة للغاز h: (kW/m ² .K)
μ : اللزوجة (kg/m.s)	معامل انتقال الحرارة لمائع التشغيل h_f : (kW/m ² .K)
ρ : الكثافة (kg/m ³)	المحتوى الحراري h: (kJ/kg)
ρ_b : كثافة الغاز عند متوسط درجة حرارته (kg/m ³)	التوصيلية الحرارية k : (kW/m.K)
كسر الفراغ وهو النسبة بين المساحة المشغولة بـ ξ	التوصيلية الحرارية لمعدن الانبوب k_w : (kW/m.K)
من قبل البخار الى مساحة مقطع الانبوب	مرحلة الضغط الواطئ LP:
اجهاد القص عند سطح الانبوب τ_w : (N/m ²)	L: طول الانبوب (m)
λ : نسبة التبخر (Kg/m ³ .s)	l_f : ارتفاع الزعنف (m)
σ : الشد السطحي (N/m)	\dot{m} : معدل جريان الكتلة (kg/s)
	N: عدد الانابيب في كل صف
	Nu: عدد نسلت
	nr: عدد صفوف الانابيب
	عدد براندل Pr:
التصميمي des :	Q : كمية الحرارة (kW)
f : مائع التشغيل	
g : غازات العادم	
i : نقطة الدخول	
l: الطور السائل	
o: نقطة الخروج	
tp: الجريان ثنائي الطور	
v: طور البخار	

الرموز السفلية الدليلية

المقدمة:

ان النمو السكاني والاقتصادي الذي يشهده العالم منذ بداية القرن الماضي وحتى يومنا هذا ورافقه من زيادة ملحوظة في المنشآت الصناعية في معظم الدول الصناعية وحتى الدول النامية ادى الى ارتفاع الطلب على استهلاك الطاقة وبشكل مستمر وخاصة الطاقة الكهربائية والتي اصبحت من ضروريات الحياة اليومية وعلى كافة المجالات، مما دفع الباحثين والعاملين في مجال الطاقة الكهربائية الى إنشاء محطات لتوليد الطاقة الكهربائية ذات قدرات توليدية عالية جدا وكفاءة مقبولة من ناحية كلف الوقود الهيدروكربوني المتزايدة من جهة وتقليل الانبعاثات الملوثة للبيئة من جهة اخرى [1].

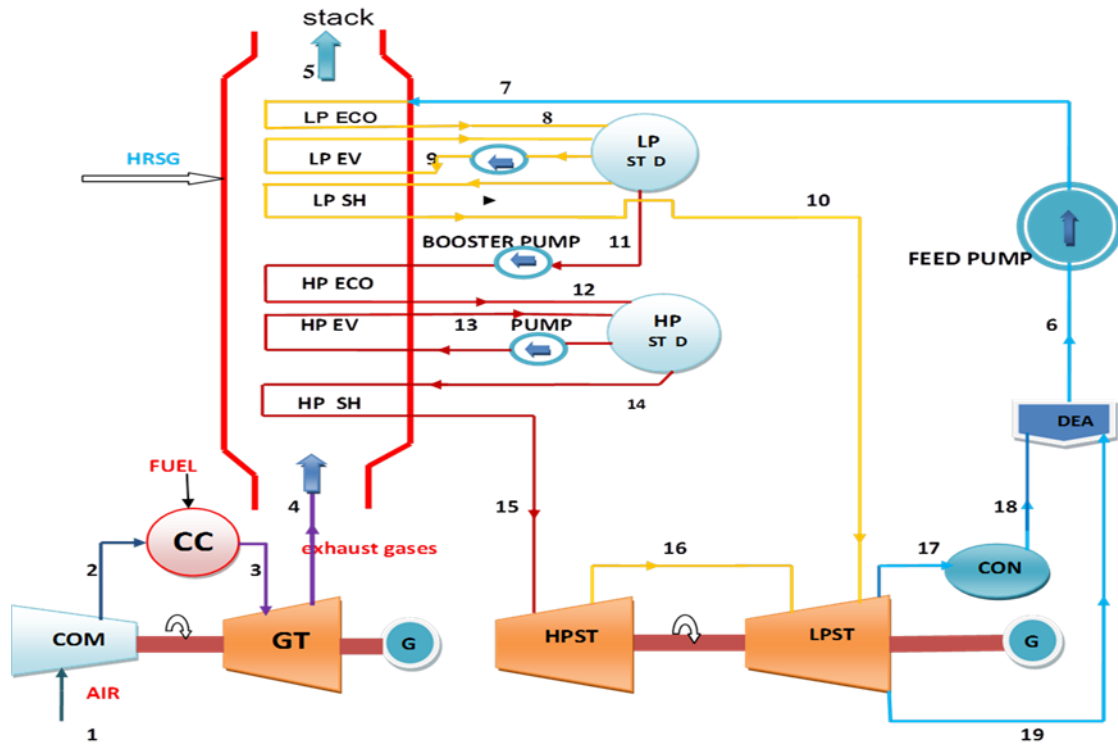
دخلت الوحدات التوليدية الغازية مجالا واسعا في العقدين الماضيين لإنتاج الطاقة الكهربائية في معظم دول العالم ومنها العراق لتلبية الطلب المتزايد على استهلاك الطاقة الكهربائية نظرا لما تتمتع به هذه الوحدات من سهولة التشغيل وكلفة إنشاء واطئة وتلوث بيئي قليل مقارنة بالمحطات التوليدية الاخرى. ان المشكلة الرئيسية للوحدات التوليدية الغازية والتي تعمل بنظام الدورة البسيطة هي كفاءتها الحرارية الواطئة نسبيا مما ينتج عن ذلك هدر كبير في الطاقة الحرارية الناتجة من عملية احتراق الوقود والمطروحة مع غازات العادم الى المحيط الخارجي والتي تشكل ما يقارب 60 % من طاقة الوقود المستخدم [2].

وعلى ضوء ذلك قام الباحثون بالعمل على استغلال الطاقة الحرارية المهدورة في توليد قدرة اضافية وذلك عن طريق ما يسمى بنظام الوحدات التوليدية المركبة ، والتي تتكون من الوحدة الغازية (الوحدة الرئيسية) او ما تسمى بالدورة العليا، ووحدة بخارية (الوحدة الثانوية) او ما تسمى بالدورة السفلى. يتم ربط هاتين الدورتين معا عن طريق منظومة توليد البخار (HRSG) لإنتاج بخار محمص بدرجات حرارة عالية وضغط بخاري يستخدم في انتاج قدرة اضافية عن طريق الوحدة البخارية وكما موضح في الشكل (1). وبالتالي فان القدرة التوليدية للوحدة المركبة سوف تكون اكبر بكثير من القدرة التوليدية للوحدة الغازية علما بان كمية الوقود لن تتأثر بإضافة الوحدة البخارية. ولغرض الاستفادة من الطاقة الحرارية المهدورة مع غازات العادم بشكل اكبر دفع ذلك نحو استخدام منظومات توليد بخار ذات مستويات متعددة الضغوط (احادية الضغط، ثنائية الضغط ، ثلاثية الضغط). فمثلا عند استخدام منظومة توليد بخار احادية الضغط فان القدرة التوليدية للوحدة التوليدية المركبة تكون اكبر بمقدار 30% من تلك التي يمكن الحصول عليها من الوحدة الغازية البسيطة. بينما في حالة استخدام منظومة توليد بخار ثنائية الضغط فان القدرة التوليدية للوحدة المركبة تزداد بمقدار 10%، كما ان استخدام منظومة توليد بخار ثلاثية الضغط فان القدرة التوليدية لا تزداد الا بمقدار 3% ولكن الكلفة الاقتصادية تكون كبيرة جدا مقارنة بالوحدات الاخرى [3,4].

ان القدرة التوليدية والكفاءة الحرارية للدورة التوليدية المركبة يعتمد بصورة رئيسية على تصميم منظومة توليد البخار (HRSG) والتي تعتبر العمود الفقري للوحدة التوليدية المركبة. وعلى انالمتغيرات التصميمية لمنظومة توليد البخار يجب اختيارها بعناية فائقة لغرض الحصول على توليد بخار بمواصفات حرارية عالية (درجة حرارة وضغط) والذي بدوره يساهم في زيادة القدرة التوليدية للوحدة البخارية وهذا ينتج عنه زيادة في القدرة التوليدية للوحدة المركبة.

ان التحدي الاكبر في عملية تصميم منظومة توليد البخار يكمن في آلية توظيف غازات العادم لرفع كفاءة دورة البخار ورفع القدرة التوليدية للتوربين البخاري باقل مساحة تبادل حراري وبالتالي تقليل الكلفة الاقتصادية للمبادلات الحرارية [6]. اجريت العديد من الدراسات للارتقاء بأداء الوحدات التوليدية المركبة ورفع كفاءتها من خلال التصميم الافضل للعوامل التشغيلية لمنظومة (HRSG) ومنهم الباحث [5] P.K.Nag وزميله عملوا على امكانية ايجاد التصميم المناسب للعوامل التشغيلية بالحد الادنى من الانعكاسية. وقام الباحث [7] C.Casarsa بدراسة التحليل الحراري لتصميم العوامل التشغيلية لمنظومة (HRSG) من خلال تقليل خسائر الطاقة المتاحة. كما قام الباحث [8] B.V.Reddy وجماعته باستخدام القانون الثاني لديناميك الحرارة في التصميم من خلال تقليل الانتروبي المتولد في المنظومة. ووضع الباحث [9] F.Giannini سترراتيجية في تصميم منظومة HRSG تستند على تقليل خسائر الطاقة المتاحة وانحدار ضغط الغاز. و [10] M.Valdes و [11] Sanas وباحثين معهم درسوا تصميم العوامل التشغيلية من الناحية الحرارية والاقتصادية. اما الباحث [6] M.Manssaladi وجماعته فقد اقترحوا طريقة رياضية في التصميم تعرف باسم (MINLP) تضمنت ثلاثة محاور فيما يخص انتقال الحرارة ومساحة التبادل الحراري ونسبة المساحة الى حجم المنظومة. اما البحث الحالي فيهدف الى ايجاد التصميم الهندسي المناسب لمنظومة توليد بخار ثنائية الضغط عمودية من خلال تصميم المبادلات الحرارية والتي تشمل كل من (المقتصد المبخر، المحمص) وطريقة تشكيلها وترتيبها على مجرى غازات العادم الخارجة من التوربين الغازي، وتحديد ابعادها الهندسية شاملة كل من طول الانابيب واقطارها وطريقة ترتيب الزعانف عليها مما يؤدي الى توفير مساحة سطحية كافية للتبادل الحراري بين غازات ومائع التشغيل من اجل تقليل خسائر الطاقة الحرارية المهدورة الى المحيط الخارجي وبالتالي زيادة القدرة التوليدية للوحدة البخارية مع مراعاة قيم الانحدار بالضغط.

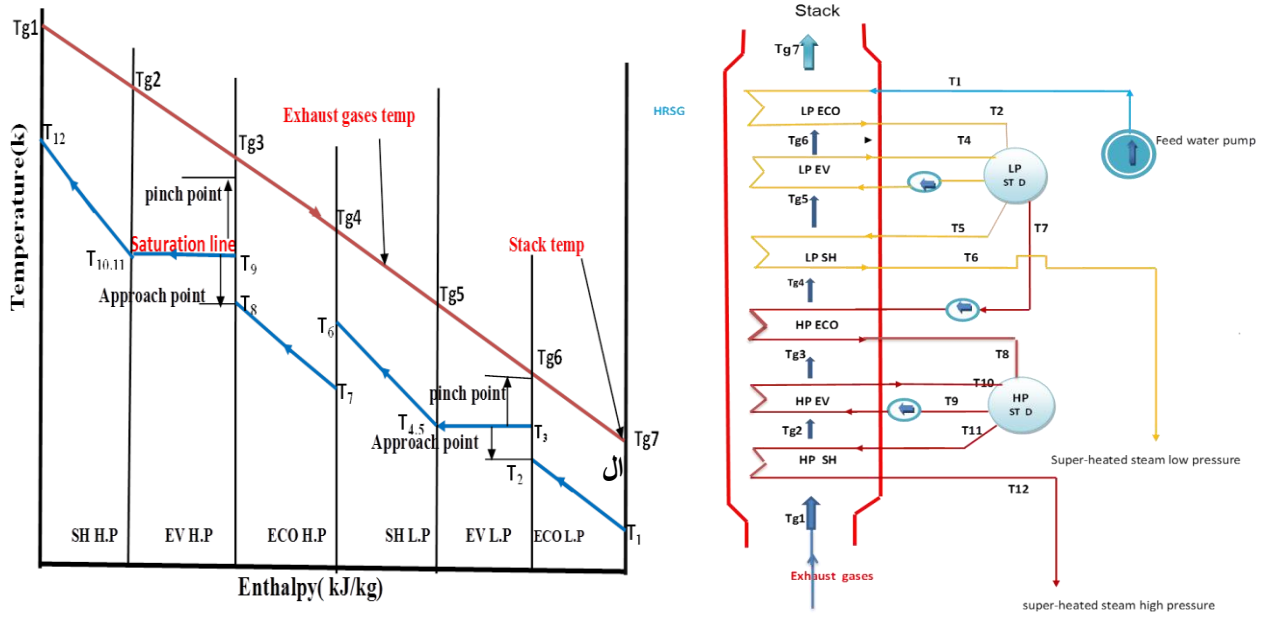
الجبو: تصميم منظومة توليد بخار ثنائية الضغط لمحطات التوليد المركبة



الشكل رقم (1) الوحدة التوليدية المركبة باستخدام منظومة توليد البخار ثنائية الضغط.

وصف منظومة توليد البخار ثنائية الضغط

تتكون منظومة توليد البخار ثنائية الضغط من ست مبادلات حرارية وبواقع ثلاث مبادلات لمرحلة الضغط العالي وثلاث مبادلات لمرحلة الضغط الواطئ و التي توضع على مجرى الغاز بترتيب حسب اداء عملها وكما موضح في الشكل (2)، اذ تتكون من المقتصد (Economizer) الذي يتم فيه تسخين الماء الداخلة الى منظومة (HRSG) الى درجة حرارة التبخير والمبخر (Evaporator) وفيه يتم تسخين الماء المشبع الى بخار مشبع، والمحمص (super heater) و يتم فيه انتاج بخار محمص وبضغط معين يجهز لإدارة التوربين البخاري. وكل مبادل هو عبارة عن حزمة من الأنابيب تكون مرتبة بطريقة هندسية معينة اما تكون على شكل ترتيب خطي (In-line) او بشكل مرحلي (Staggered) يكون وضع الأنابيب بصورة افقية بينما يقطع الغاز المبادل بشكل عمودي ومتقاطع (cross flow). اما طريقة تدوير الكتلة في المبخر فتكون بصورة قسرية وبواسطة مضخة لكل مبخر لذا تسمى هذه المنظومة احيانا بمنظومة التدوير القسري . ان استخدام التدوير القسري هو لضمان تدوير كتلة المانع في المبخر حيث ان الاعتماد على التدوير الطبيعي ينتج عنه انقطاع او تدوير ضعيف بسبب اختلافات فرق الكثافة بين الماء والبخار. تتميز غازات العادم الخارجة من التوربين الغازي والتي هي عبارة عن نواتج احتراق الوقود (الغاز الطبيعي) والداخلة الى منظومة توليد البخار ذات معاملات انتقال للحرارة ضعيفة جدا اذ ما قورنت مع معاملات انتقال الحرارة لمائع التشغيل (الماء، البخار) في المقتصد والمبخر [13]، ولتقليل هذا الفارق وامكانية تعزيز وتقوية معاملات انتقال الحرارة للغاز وزيادة مساحة السطحية للتبادل الحراري يتم زعفة انابيب المبادلات الحرارية. هناك عدة انواع من الزعانف اما ان تكون بشكل حلقي (annular fins) او بشكل طولي (longitude) او على شكل مقاطع (segmented). وغالبا ما يعتمد في تصميم (HRSG) على مفهومين اساسيين وهما نقطة التقارب (Pinch point) وهي الفرق بين درجة حرارة الاشباع ودرجة حرارة البخار الخارج من المبخر ونقطة التضايق (Approach point) وتمثل الفرق بين درجة الاشباع ودرجة حرارة الماء الخارج من المقتصد وكما موضح في الشكل (2). وان تقليل هاتين الدرجتين يؤدي الى زيادة كفاءة الدورة المركبة.



شكل رقم (2) توزيع درجات حرارة المائع وغازات العادم في منظومة توليد البخار ثنائية الضغط ومخطط درجة الحرارة مع الأنتالبي.

تصميم منظومة توليد البخار

ان عملية تصميم منظومة توليد البخار في المحطات المركبة ترتبط بالعوامل التشغيلية للوحدة الغازية والتي تعمل على الدورة البسيطة وذلك لتحديد الخواص الحرارية للغازات الخارجة من التوربين الغازي كدرجة الحرارة ونسبة تدفق الكتلة للغاز وغيرها من الخواص المهمة التي تدخل في عملية التصميم .

التحليل الرياضي

ان محاكاة أي نظام يكون بتمثيل السلوك الحقيقي للنظام بشكل رياضيائي . ويعتمد في وضع النماذج في تصميم منظومة توليد البخار على انتقال الحرارة والكتلة وموازنة الطاقة.

الفرضيات

لتبسيط التحليل الرياضي في تصميم منظومة توليد البخار تم وضع الفرضيات التالية:

- 1- محاكاة التصميم بالحالة المستقرة والاعتماد كلياً على حرارة غازات العادم (عدم وجود حرق اضافي للغازات داخل المنظومة)
- 2- لا يوجد تبريد للغازات اثناء انتقالها من مبادل حراري الى اخر.
- 4- اهمال معامل الانتقال الحرارة بالإشعاع (h_r) . [12,13]
- 5- درجة حرارة الغاز الخارج من المنظومة (stacktemp) لا تقل 373K لتجنب ظاهرة تكثف بعض المركبات الكيميائية المصاحبة للغاز مسبباً تآكل في المبادلات الحرارية [12].
- 6- ترتيب الأنابيب بشكل خطي (in-line) والزعانف المستخدمة من نوع الصلد الطوقي وكما موضح في الشكل (3).
- 7- فرض قيمة درجة حرارة التضايق (p.p) هي 2°C وقيمة درجة حرارة التقارب (ap.p) هي 10°C في مرحلة الضغط العالي والواطي.
- 8- نسبة تدفق كتلة مائع التشغيل المارة في مبادلات مرحلة الضغط العالي متساوية وكذلك تكون متساوية في مرحلة الضغط الواطي .

موازنة الطاقة في منظومة توليد البخار

بعد وصول النظام الى حالة الاستقرار الحراري تكون كمية الحرارة المفقودة من الغاز مساوية الى كمية الحرارة المكتسبة من قبل مائع التشغيل وتتمثل بالمعادلات التالية .

$$Q_g = [Q_{SH} + Q_{EV} + Q_{ECO}]_{H.P} + [Q_{SH} + Q_{EV} + Q_{ECO}]_{L.P} \quad (1)$$

الجبو: تصميم منظومة توليد بخار ثنائية الضغط لمحطات التوليد المركبة

$$(Q_{SH})_{H,p} = \dot{m}_{f,HP}(h_{12} - h_{11}) = \dot{m}_g \cdot cp_g(T_{g1} - T_{g2}) \quad (2)$$

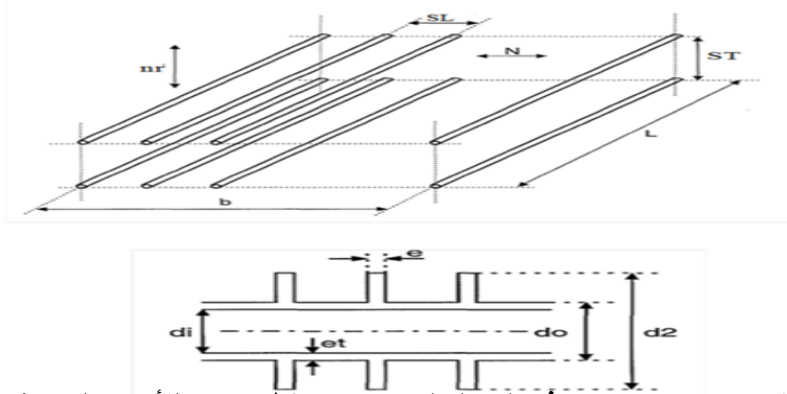
$$(Q_{EV})_{H,p} = \dot{m}_{f,HP}(h_{10} - h_9) = \dot{m}_g \cdot cp_g(T_{g2} - T_{g3}) \quad (3)$$

$$(Q_{ECO})_{H,p} = \dot{m}_{f,HP}(h_8 - h_7) = \dot{m}_g \cdot cp_g(T_{g3} - T_{g4}) \quad (4)$$

$$(Q_{SH})_{L,p} = \dot{m}_{f,LP}(h_6 - h_5) = \dot{m}_g \cdot cp_g(T_{g4} - T_{g5}) \quad (5)$$

$$(Q_{EV})_{L,p} = \dot{m}_{f,LP}(h_4 - h_3) = \dot{m}_g \cdot cp_g(T_{g5} - T_{g6}) \quad (6)$$

$$(Q_{ECO})_{L,p} = \dot{m}_{f,LP}(h_2 - h_1) = \dot{m}_g \cdot cp_g(T_{g6} - T_{g7}) \quad (7)$$



الشكل رقم (3) ترتيب الانابيب في المبادل الحراري مع مقطع جانبي للأنبوب المزعنف

انتقال الحرارة:

يعتمد في ايجاد التصميم الهندسي للمبادلات الحرارية وبشكل رئيسي على معاملات انتقال الحرارة والتي تكون في محصلتها معامل انتقال الحرارة الكلي الذي يكون دالة لمساحة التبادل الحراري. ويحسب معامل انتقال الحرارة الكلي مضروباً بمساحة التبادل الحراري التصميمية من خلال المعادلة التالية:

$$UA_{Tdes}^j = \left[\frac{Q}{F.LMTD} \right]^j \quad (8)$$

معدل فرق درجات اللوغاريتمي يكتب بالشكل الآتي:

$$LMTD^j = \left[\frac{(T_{gi} - T_{wo}) - (T_{go} - T_{wi})}{\ln \frac{(T_{gi} - T_{wo})}{(T_{go} - T_{wi})}} \right] \quad (9)$$

حيث j يدل على كل من المقتصد والمبخر والمحمص في كلا المستويين من الضغط.

ان معامل التصحيح (F) تم حسابه من المصدر [18].

معامل انتقال الحرارة الكلي يكتب على النحو الآتي:

$$U^j = \frac{1}{\left(\frac{d_o}{d_i h_f} \right) + \left(\frac{d_o \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right)}{2k_w} \right) + \frac{1}{h_g}} \quad (10)$$

يعتبر سمك الانبوب قليل جدا ولكنك تمتلك توصيلية حرارية جيدة مما يجعل مقاومته الحرارية ضعيفة جدا بالشكل يمكن اهمالها وتكتب المعادلة رقم (10) كالتالي:

$$U^j = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_f}\right) + \frac{1}{h_g}} \quad (11)$$

المساحة الكلية للتبادل الحراري لكل مبادل تحسب كالآتي:

$$A_T = (A_{fo} + A_f).nr.N \quad (12)$$

وفاعلية المبادلات الحرارية في مرحلة الضغط العالي والواطي يتم ايجادها كلا على حدة وبالشكل التالي:

$$\varepsilon_{HRSG.HP} = \frac{\dot{m}_f(h_{12}-h_7)_{HP}}{\dot{m}_g.c_{pg}(T_{g1}-T_7)} \quad (13)$$

$$\varepsilon_{HRSG.LP} = \frac{\dot{m}_f(h_6 - h_1)_{LP}}{\dot{m}_g.c_{pg}(T_{g4} - T_6)} \quad (14)$$

يحسب معامل انتقال الحرارة للغاز من الصيغ التالية [15]

$$Nu_g = a_g . Re_g^m . Pr_g^n . \Phi^p \quad (15)$$

حيث $a_g=0.3$ $p=1-m$ $n=1/3$ $m=0.625$

$$\frac{h_g \cdot D_g}{k_g} = \left(\frac{a_g V_g \rho_g D_g}{\mu_g}\right)^m \times \left(\frac{\mu_g C_{pg}}{k_g}\right)^n \Phi^{1-m} \quad (16)$$

$$V_g = \rho_g \dot{m}_g . A_g \quad (17)$$

$$h_g = \frac{a_g D_g^{m-1}}{A_g} \times \frac{k_g^{1-m} C_{pg}^m}{Pr_g^{m-n}} \dot{m}_g^m \Phi^{1-m} \quad (18)$$

معامل انتقال الحرارة الفعال للغاز يحسب كمايلي:

$$h_{g\text{eff}} = \eta_o \frac{a_g D_g^{m-1}}{A_g} \frac{k_g^{1-m} C_{pg}^m}{Pr_g^{m-n}} \dot{m}_g^m \Phi^{1-m} \quad (19)$$

بينما يتم حساب كفاءة سطح التبادل الحراري η_o كالآتي [11]:

$$\eta_o = 1 - (1 - \eta_f) \left(\frac{A_f}{A_o}\right) \quad (20)$$

$$\eta_f = \frac{e^{mb} - e^{-mb}}{e^{mb} + e^{-mb}} \cdot \frac{1}{mb} \quad (21)$$

$$m = \left(\frac{h_g}{6k.e}\right)^{0.5} \quad (22)$$

$$b = l_f + \left(\frac{e}{2}\right) \left(1 + 0.35 \ln\left(\frac{d_2}{d_o}\right)\right) \quad (23)$$

ان النسبة بين مساحة سطح الانبوب المزعنف الى مساحته بدون زعانف يمكن تمثيلها كالآتي:

$$\Phi = \frac{A_{fo} + A_f}{A_b} = \frac{\pi d_o(L - Z.L.e) + \pi \left(\frac{d_2^2 - d_o^2}{2}\right) . 2Z.L + \pi d_2 Z.L.e}{\pi d_o L} \quad (24)$$

ويحسب معامل انتقال الحرارة لمائع التشغيل كمايلي [15]

$$h_f = \frac{a_f D_f}{d_i} \frac{\dot{m}_f \rho_f^{\dot{m}} k_f V_f^{\dot{m}}}{\mu_f^{\dot{m}}} \left(\frac{\mu_f^{\dot{m}} C_{Pf}^{\dot{m}}}{k_f^{\dot{m}}}\right) \quad (25)$$

$$a_f=0.3 \quad \dot{n}=1/3 \quad \dot{m}=0.625$$

لقد اعتمد في ايجاد الخواص الفيزيائية للغاز على متوسط درجة حرارته وكذلك بالنسبة لمائع التشغيل.

الخبو: تصميم منظومة توليد بخار ثنائية الضغط لمحطات التوليد المركبة

بينما تم حساب عرض منظومة توليد البخار عن طريق العلاقة التالية:

$$b = \frac{\dot{m}g}{(L \cdot \rho_g \cdot V_g)} \quad (26)$$

حساب انحدار الضغط في الغاز:

هناك عدة علاقات لإيجاد انحدار ضغط الغاز الذي يقطع حزمة الانابيب (cross flow). في البحث الحالي تم اعتماد علاقات (ESCOA) [14] وهي كثيرة الاستخدام في هذا المجال التي نكتبها كيلي:

$$\Delta P_g = (fg^j + a^j)G^{2j} \frac{nr^j}{\rho_g \times 1.083 \times 10^9} \quad (27)$$

$$fg^j = C_2 C_4 C_6 \left(\frac{d_2}{d_0}\right)^{0.5} \quad (28)$$

$$a = \frac{1 + \beta^{2j}}{4nr^j} \rho_b \left(\frac{1}{\rho_o} - \frac{1}{\rho_i}\right) \quad (29)$$

$$C_2 = 0.07 + 8Re^{(-0.45)} \quad (30)$$

$$C_4 = 0.08(0.15) \left(\frac{S_T}{d_o}\right)^{-1.1} \left(\frac{l_f}{s_f}\right)^{0.15} \quad (31)$$

$$C_6 = 1.6 - (0.75 - 1.5e^{-0.7nr})e^{-0.2} \left(\frac{S_L}{S_T}\right)^2 \quad (32)$$

$$\beta = \frac{A_n}{A_t} \quad (33)$$

حساب انحدار الضغط في مانع التشغيل:

يحسب انحدار ضغط المائع في المقتصد من المعادلة التالية :

$$\Delta P_f = \frac{f \cdot \rho_f \cdot V_f^2 \cdot L}{2g \cdot di} \quad [f = \frac{64}{Re} \text{ (Laminar)}, f = \frac{0.3164}{\sqrt[4]{Re}} \text{ (Turblunt)}] \quad (34)$$

و يحسب انحدار ضغط البخار في المحمص كالآتي

$$\Delta P_f = \frac{4f \cdot G^2}{2\rho_f} \left(\frac{1}{di}\right) \quad (35)$$

اما في المبخر فحساب انحدار الضغط يعتبر نوعا ما معقد ويتمثل هذا التعقيد بكون المائع ثنائي الطور وتغيير نماذج الجريان. حيث تتمثل المعادلات الحاكمة بمعادلة حفظ الكتلة واستخدمت منفصلة لكلا الطورين بينما استخدمت معادلة حفظ الزخم مركبة لكلا الطورين وكالاتي :

$$\frac{\partial(1-\xi)\rho_l V_l}{\partial z} = -\lambda \text{ (liquid)} \quad (36)$$

$$\frac{\partial \xi \rho_v V_v}{\partial z} = \lambda \text{ (vapor)} \quad (37)$$

$$\frac{\partial(1-\xi)\rho_l V_l^2}{\partial z} + \frac{\partial \xi \rho_v V_v^2}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} - \frac{4}{d_i} \tau_w \quad (38)$$

يحسب انحدار الضغط الكلي للمائع ثنائي الطور بالمعادلة الآتية

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_{fric} + \Delta P_{mom} + \Delta P_{hs} \quad (39)$$

في حين تم حساب اجهاد القص من المعادلة الآتية

$$\tau_w = -\left(\frac{d_i}{4}\right) \left(\frac{\Delta P}{\Delta L}\right) \quad (40)$$

$$\Delta P_{mom} = G^2 \left[\left(\frac{(1-x)^2}{(1-\xi)\rho_l} + \frac{x^2}{\xi\rho_v} \right)_{out} - \left(\frac{(1-x)^2}{(1-\xi)\rho_l} + \frac{x^2}{\xi\rho_v} \right)_{in} \right] \quad (41)$$

ويعتبر ξ عامل فيزيائي مهم لإيجاد بعض العوامل والخواص مثل الضغط التعجيلي الناتج من تغير الزخم وغيرها من الخواص. ويتم إيجادها من خلال المعادلة التالية [16]

$$\xi = \frac{x}{\rho_v} \left[\left(1 + 0.12(1-x) \right) \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right) + \left(\frac{1.18(1-x)[g\sigma(\rho_l - \rho_v)]^{0.25}}{G^{(2)\rho_l^{0.5}}} \right) \right]^{-1} \quad (42)$$

أما خسائر الضغط الاحتكاكي في الجريان ثنائي الطور فتحسب بدلالة السائل وبالطريقة التالية [17]:

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta L} \right)_{tp} = \left(\frac{\Delta P}{\Delta L} \right)_l (\phi_l)^2 \quad (43)$$

$$(\phi_l)^2 = \frac{1}{x^2} + \frac{20}{x} + 1 \quad (44)$$

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta L} \right)_l = 4f \cdot \left(\frac{L}{d_i} \right) \dot{m}_v^2 \cdot x^2 \left(\frac{1}{2\rho G} \right) \quad (45)$$

ولابد من الإشارة الى ان ΔP_{hs} اتم اهماله في هذه المرحلة وذلك لأن ترتيب الأنابيب في المبادلات الحرارية هو ترتيب خطي [12].

محاكاة التصميم:

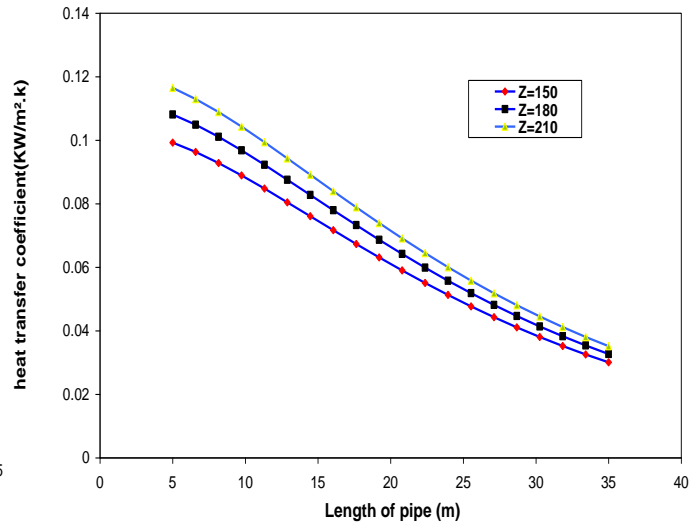
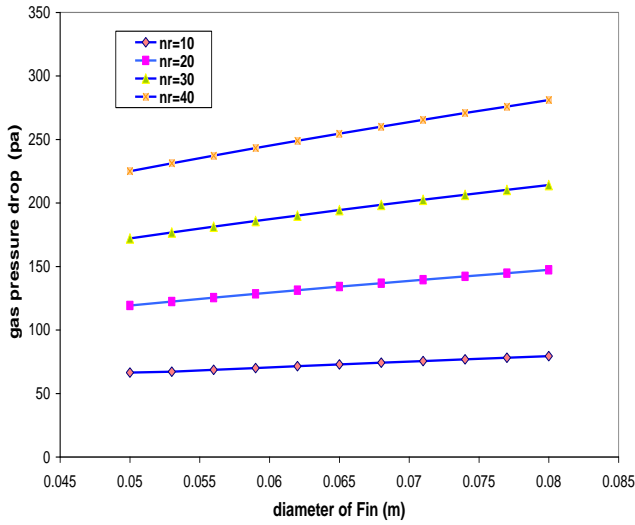
تمت محاكاة التصميم باستخدام برنامج حل المعادلات الهندسية (Engineering Equation Solver) الذي يعتبر من البرامج الحديثة في مجال الهندسة الميكانيكية و يحتوي على قاعدة بيانات للخواص الفيزيائية لجميع الموائع مثل (المحتوى الحراري، والكثافة، والتوصيلية الحرارية) وغيرها، . لقد اعتمد في البحث الحالي على المواصفات الفنية والظروف التشغيلية للوحدة الغازية البسيطة من نوع (V94.2Siemens) في محطة بيجي الغازية (العراق) . لقد برمجت المعادلات الخاصة بموازنة الطاقة (7---1) للحصول على الظروف التشغيلية لمنظومة توليد البخار والتي تشمل درجات الحرارة والضغط ونسبة تدفق كتلة البخار في مرحلة الضغط العالي والواطي. ينفذ البرنامج بعد ادخال قيم الخواص الحرارية للغاز الخارج من التوربين الغازي كدرجة الحرارة والضغط ونسبة تدفق كتلة الغاز والتي سوف تدخل الى منظومة توليد البخار. من خلال المعادلة (9) يتم ايجاد معدل فرق درجات الحرارة اللوغاريتمي وتعويضها في المعادلة (8) نحصل على معامل انتقال الحرارة العام مضروباً في مساحة التبادل الحراري (UA_{des}). تتمثل محاكاة التصميم الهندسي بأنبوب واحد في كل صف و لكل مبادل حراري وبفرض قيم اولية للأبعاد الهندسية الموضحة في الشكل رقم (3) . يتم مقارنة قيمة (UA) مع قيمة (UA_{des}) بحيث لا تتجاوز نسبة الخطأ (0.015) . أستخدم في البرنامج طريقة التعويض المتعاقب التكرارية (successive substitute) . حيث تم اهمال المقاومة الحرارية للمانع في المقتصد والمبخر لكون معاملات الانتقال تكون كبيرة [10]. بعد الحصول على تفاصيل التصميم يحسب انحدار ضغط الغاز في منظومة توليد البخار ويعتبر هذا الاجراء مهم في عملية اختبار التصميم عند ظروف تشغيلية مختلفة في الوحدة الغازية لتجنب حدوث الضغط العكسي (back pressure) . بعد تحديد كمية الفيض الحراري في المبخر (العالي والواطي) ولتسهيل الحل في ايجاد انحدار ضغط المائع في المبخر تم اختيار انبوب واحد في كل مجموعة انابيب في مبخر الضغط العالي والواطي حيث يتم تقسيم الانبوب الى تقسيمات متساوية في الطول و يتم الحل باستخدام التحليل العددي المتمثل بطريقة (Gauss-Seidel) التكرارية، بعد كتابة المعادلات الحاكمة بالطريقة العددية. وللتأكد من صحة النتائج وعمل البرنامج فقد تم استخدام البيانات الموجودة في المصدر [6] وتم الحصول على نتائج مقنعة وبنسبة خطأ مقدارها (0.006)

النتائج والمناقشة:

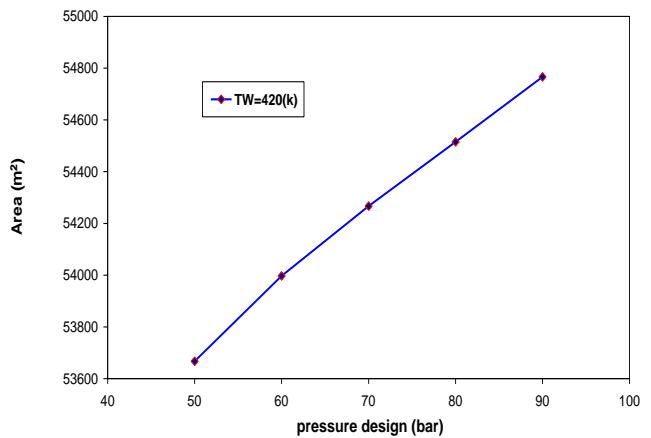
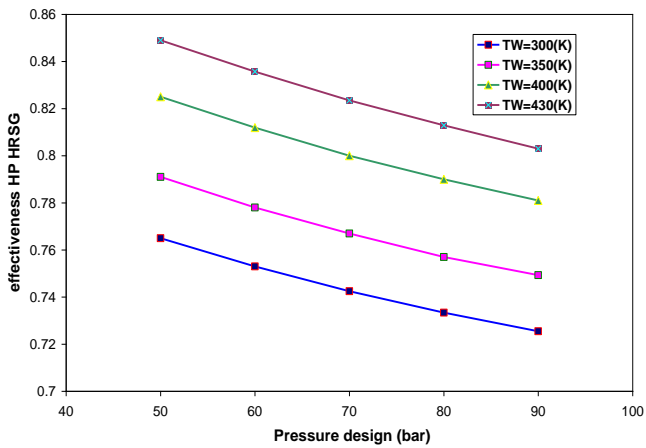
بينت النتائج التي تم الحصول عليها أن معامل انتقال الحرارة للغاز يقل مع زيادة طول الانبوب في المبادل الحراري وباستخدام اعداد مختلفة من الزعانف وكما مبين في الشكل رقم (4) ويفسر ذلك بان زيادة طول الانبوب يزيد من القطر الهيدروليكي لمرور الغاز مما يؤدي الى انخفاض سرعته وبالتالي تقليل عدد رينولد مؤدياً الى نقصان معامل انتقال الحرارة للغاز. اما الشكل (5) فيبين زيادة انحدار ضغط الغاز مع زيادة اقطار الزعانف عند اعداد مختلفة من الصفوف وذلك بسبب زيادة معامل الاحتكاك للغاز مع الأسطح. ومن الملاحظ ان مساحة التبادل الحراري تزداد بشكل مباشر مع زيادة الضغط التصميمي للبخار المنتج عندما تكون درجة حرارة ماء التغذية التشغيلية الداخلة الى مقتصد مرحلة الضغط

الحبو: تصميم منظومة توليد بخار ثنائية الضغط لمحطات التوليد المركبة

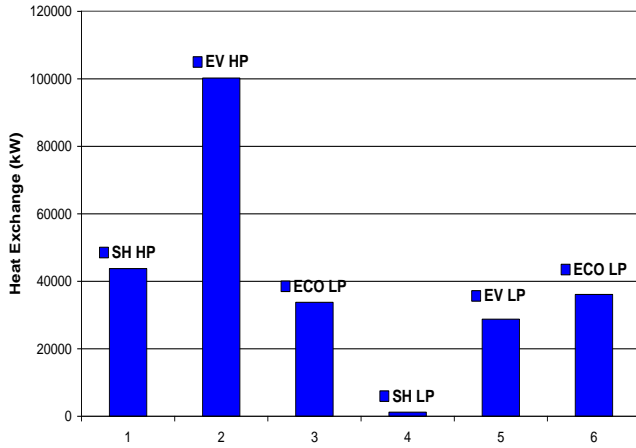
العالي بحدود (420 k) وكما مبين في الشكل رقم (6) ويعزى ذلك الى نقصان المحتوى الحراري في مائع التشغيل مع زيادة الضغط مما يتطلب مساحة تبادل حراري اكبر للحصول على مواصفات البخار التصميمية. في حين ان الشكل رقم (7) يبين نقصان فاعلية المبادلات الحرارية مع زيادة الضغط التصميمي للبخار مع دخول ماء التغذية الى المنظومة بدرجات حرارة متفاوتة عند ثبوت المساحة السطحية والتي تكون غير كافية لتوظيف حرارة اكبر من الغاز لصالح مائع التشغيل. كما يبين الشكل رقم (8) زيادة درجة حرارة خروج الغاز (stacktemperature) من منظومة توليد مع زيادة الضغط التصميمي للبخار عند ثبوت مساحة التبادل الحراري ونسبة تدفق كتلة المائع لكون الحرارة المكتسبة من قبل المائع اقل، وعلى مبدأ موازنة الطاقة فان الحرارة المفقودة من الغاز كذلك تكون اقل مما يؤدي الى خروج الغاز من المنظومة بدرجة حرارة اعلى. اما بالنسبة لتأثير التصميم على خواص الغاز ، الشكل رقم (9) يوضح كمية الحرارة المكتسبة في كل مبادل حراري في المنظومة والتي تكون اكبر ما يمكن في مبخر الضغط العالي ومقتصد الضغط الواطئ بينما يوضح الشكل رقم (10) مساحة التبادل الحراري في كل مبادل، كما يلاحظ من الشكلين (9 و10) بأن زيادة مساحة التبادل الحراري لا تعني بالضرورة زيادة الحرارة المكتسبة وذلك بسبب اختلاف معدل فرق درجات الحرارة ومعاملات الانتقال من مبادل حراري الى اخر. في حين يبين كل من الجدول (1) والجدول (2) نتائج التصميم الهندسي للمبادلات الحرارية في منظومة توليد البخار في كل من مرحلة الضغط العالي ومرحلة الضغط الواطئ على التوالي.



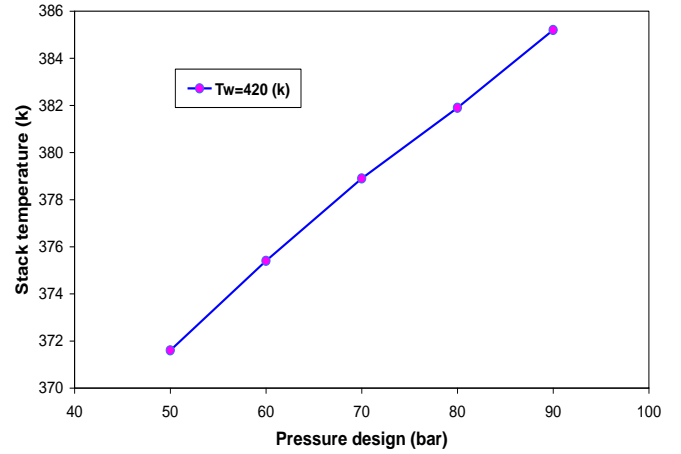
الشكل رقم (4) العلاقة بين معامل انتقال الحرارة الشكل رقم (5) تأثير قطر الزعانف على للغاز وطول الأنابيب انحدار ضغط الغاز



الشكل رقم (6) يوضح ضغط البخار التصميمي لمرحلة الضغط العالي على مساحة التبادل الحراري على فاعلية المبادلات لمرحلة الضغط العالي الشكل رقم (7) يوضح العلاقة ضغط البخار التصميمي



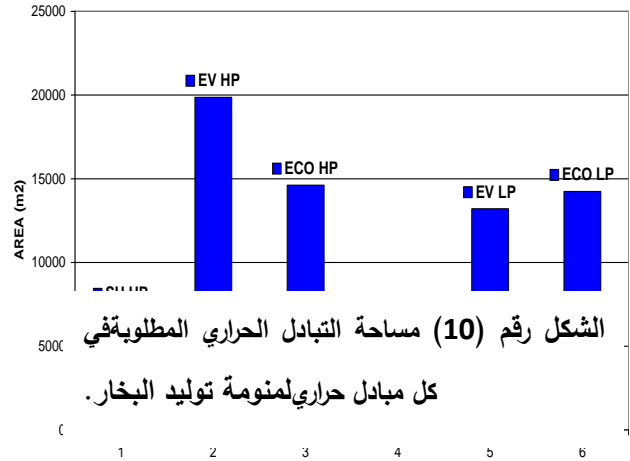
الشكل رقم (9) كمية الحرارة المكتسبة التصميمي ودرجة حرارة الغازات الخارجة من منظومة توليد البخار



الشكل رقم (8) يوضح العلاقة بين ضغط البخار في كل مبادل حراري

الجدول رقم (1) يمثل نتائج تصميم مرحلة الضغط العالي لمنظومة توليد البخار

parameter	ECO	EV	SH
d_2 (m)	0.078	0.079	0.078
z (1/m)	210	190	192
N	20	21	20
d_o (m)	0.053	0.0565	0.053
L (m)	22.78	22.78	22.78
nr	26	44	13
UA(kW/K)	1078	1616	498
hg(kW/ K)	0.069	0.0624	0.0598
b(m)	5.12	5.12	5.12
Drum high pressure(bar)			60
Superheated temperature(K)			791
Steam mass flow (kg/s)	63.82	63.82	63.82
ΔP gas(pa)	144.7	307.8	142
ΔP in water/steam (bar)	0.723	1.54	0.62



الشكل رقم (10) مساحة التبادل الحراري المطلوبة في كل مبادل حراري لمنظومة توليد البخار.

الخبو: تصميم منظومة توليد بخار ثنائية الضغط لمحطات التوليد المركبة

الجدول رقم (1) يمثل نتائج تصميم مرحلة الضغط الواطئ لمنظومة توليد البخار

parameter	ECO	EV	SH
d ₂ (m)	0.08	0.08	0.0705
z(1/m)	204	190	124
N	20	20	19
d _o (m)	0.0535	0.0565	0.0531
L (m)	22.78	22.78	22.78
nr	26	32	16
UA(kWK)	1099	1001	25.66
hg(kW/m ² .K)	0.0692	0.0611	0.0586
b(m)	5.12	5.12	5.12
Drum high pressure (bar)			6
Superheated temperature(K)			466.8
Steam mass flow (kg/s)	13.79	13.79	13.79
ΔP gas(pa)	85.95	129.4	108.9
Δ P in water/steam (bar)	0.124	0.13	0.09

الاستنتاجات

يمكن ان نستنتج من البحث الحالي ما يلي:

ان معاملات انتقال الحرارة للغاز هي ضعيفة مما يتطلب مساحة تبادل حراري كبيرة للحصول على بخار محمص بدرجات حرارة وضغط عاليين. حيث ان زيادة مساحة التبادل الحراري بمقدار 2% يؤدي الى زيادة كمية الحرارة المكتسبة بمقدار 721KW بينما يزيد من انحدار ضغط الغاز بمقدار 3pa. استنادا الى الخصائص الحرارية للغازات الخارجة من الوحدة الغازية البسيطة فان افضل ضغط تصميمي للبخار المنتج من المنظومة عند 60بار لمرحلة الضغط العالي و6 بار لمرحلة الضغط الواطئ والتي تكون عندهما مساحة التبادل الحراري اقل وفاعلية اكبر مقارنة بعمل المنظومة بضغط اكبر. في حين درجة حرارة خروج الغاز الى المحيط لا تقل عن درجة الحرارة الحرجة على خلاف عمل المنظومة بضغط اقل. لقد اثبتت الوحدة الغازية البسيطة والمعتمدة في البحث الحالي توافقها بالعمل بمنظومة توليد بخار ثنائية الضغط عند تغير ظروف التشغيل. كما ان عمل الوحدة بالظروف الجوية القياسية يؤدي الى زيادة القدرة المنتجة ما يقارب 236 (MW).

المصادر

- [1] A. Giuffrida, M.C. Romano "Thermodynamic assessment of IGCC power plants with hot fuel gas desulfurization" *Applied Energy* 87 (2010)3374-3383
- [2] A.L. Polyzakis, C. Koroneos, G. Xydis, " Optimum gas turbine cycle for combined cycle power plant" *Energy Conversion and Management* 49 (2008) 551-563
- [3] P.R.Kumar, V.D.Raju "Off design performance analysis triple pressure of heat recovery steam generator" *Int.J.of research&technology*, vol.1, issue.5, 2012
- [4] Franco, C. Casarosa "On some perspectives for increasing efficiency of combined cycle power plants" *Applied thermal engineering*, 22, 2002, 1501-1518.
- [5] P. K. Nag and S. D e "design and operation of a heat recovery steam generator with minimum irreversibility" *Applied Thermal Engineering* Vol. 17, pp. 385-391, 1997
- [6] J. I. Manassaldi, N J. Scenna, "Optimal synthesis and design of Heat Recovery Steam Generation (HRSG) via mathematical programming" *Energy* 36(2011) 475-485
- [7] CASAROSA and A. FRANCO "Thermodynamic Optimization of the Recovery in Combined Power Plants *Int.J. Applied Thermodynamics*" Vol.4, (No.1), pp.43-52, March-2005.
- [8] B.V Reddy, G. Ramkiran a, Ashok Kumar a, P.K. Nag "Second law analysis of a waste heat recovery steam generator" *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45 (2002)1807-1814.
- [9] A. Franco, N. Giannini "A general method for the optimum design of heat recovery steam generators" *Energy* 31 (2006), 3342-3361.
- [10] M.Valdes, J.Rapun "optimization of heat recovery steam generator for combined gas cycle power plant *Applied Thermal Engineering* Vol. 21, pp.1149-1159, 2001
- [11] Sanaz Naemia, Majid Saffar " Optimum design of dual pressure heat recovery steam generator using non-dimensional parameters based on thermodynamic and thermo-economic approaches" *Applied Thermal Engineering* 52 (2013) 371-384K
- [12] M.Nolle, G.Heyen "Mathematical modelling and design advanced once-through heat recovery steam generator" *computer and chemical engineering*, 28, 2004, 651-660.

- [13] Ganapathy V." Industrial boilers and heat steam generators. Design applications and calculations". New York: Marcel Dekker, Inc., ISBN -82470814-; Copyright 2003.
- [14] Escoa engineering manual. "Fin Tube Technology Inc",www.fintubetech.com;2000
- [15] CD. Weir, "Estimating the performance of gas turbine heat-recovery boilers off-design". Proc. Inst. Mech. Eng. 202 (1988) 269-277.
- [16] Z. Rouhani, E. Axelsson , Calculation of volume void fraction in the subcooled and quality region" Int. J. Heat Mass Transfer 13 (1970) 383-393
- [17] R.W. Lockhart, R.C. Martinelli," Proposed correlation of data for isothermal two-phase two-component flow in pipes" Chem. Eng. Prog. 45 (1)(1949) 39–48
- [18] Incropera,F.P ,DeWitt "Fundamental of Heat and Mass Transfer"John wily and sons,2002

حساب معامل انتقال الحرارة لحزمة من الأنابيب المزعفة المغمورة في طبقة مميعة ضحلة

د. برهان محمود احمد
السيد ياسر شكر محمود
جامعة الموصل – كلية الهندسة قسم الهندسة الميكانيكية

الخلاصة:

أجري هذا البحث لحساب معامل انتقال الحرارة لحزمة من الأنابيب المزعفة المغمورة في طبقة مميعة ضحلة ولهذا الغرض تم تصنيع جهازي اختبار: الأول يحوي تسعة أنابيب مزعفة موضوعة بثلاثة صفوف مرتبة ترتيباً خطياً والآخر كان ترتيب الأنابيب فيه متخالفاً، وثبتت على هذه الأنابيب مزدوجات حرارية لقياس درجات الحرارة إذ تم تثبيت (20) مزدوجاً حرارياً تمت معايرتهم بمعادلات معينة. وتمت التجارب العملية وأخذت القراءات التي هي عبارة عن درجات الحرارة في المواقع التي توزعت فيه هذه المزدوجات وكان لهذا البحث عدد من الثوابت والمتغيرات، وهي:

- القدرة الداخلة: (125) واط لكل صف من الصفوف.
 - سمك الطبقة المميعة كان (15) سم.
 - الأنابيب المصنعة من النحاس التجاري وقطرها 12,5 ملم.
 - سمك الزعانف وشكلها ومعدنها إذ كان سمكها (1) ملم وشكلها دائرياً ومعدنها من النحاس التجاري.
- أما المتغيرات التي درس تأثيرها فهي:

- حد التميع: تم تغيير حد التميع في التجارب جميعها، إذ أخذ خمس قيم هي (4، 5، 6، 7، 8) وأخذت درجات الحرارة عند كل حالة من الحالات ثم حسب منها قيمة معامل انتقال الحرارة ودرس تأثير حد التميع على معامل انتقال الحرارة ووجد بأن له التأثير الفاعل إذ يزداد معامل انتقال الحرارة بزيادته إلى حد معين ثم يبدأ بالتناقص من جديد.

- قطر الحبيبات تم في هذا البحث استخدام خمسة أحجام من الرمل النهري هي: (0.64، 0.51، 0.37، 0.275، 0.18) ملم. أخذت درجات الحرارة عند كل حالة من الحالات وحسب معامل انتقال الحرارة. وجد أن لهذا المتغير التأثير الكبير على معامل انتقال الحرارة إذ أنه كلما كبر قطر الحبيبات قل معامل انتقال الحرارة أي إن العلاقة بينهما عكسية.

- ترتيب الأنابيب: كان أحد المتغيرات في هذا البحث هو ترتيب الأنابيب إذ تم إجراء البحث على نوعين من الترتيب الأول متخالف والآخر خطي. وكل القراءات التي تكلم عنها في المتغيرين السابقين كانت تجرى للنوعين تبعاً، ووجد بأن الترتيب المتخالف هو أفضل من الترتيب الخطي بنسبة (10-15)% بالنسبة لانتقال الحرارة وكذلك هناك أفضلية من ناحية تكون القبعات الرملية والجسر الهوائي إذإنها في الترتيب الخطي أقل توكناً

الكلمات الافتتاحية: انتقال الحرارة، الطبقات المميعة، معامل انتقال الحرارة

Abstract

An experimental study for heat transfer from a finned bundle of tubes immersed in shallow gas fluidized bed had been done in this work. The main objective is to know how heat transfer from the tubes and the fluidized bed. A focus study was concentrated on each row. two experimental test rigs had been designed and constructed for this purpose. The first one consists of nine finned tubes arranged in three rows (in-line), and the second one arranged in staggered arrangement. calibrated thermocouples were fixed on the tube surface to measure the temperature. In this research, the following fixed and variable parameters were considered:

- Power input (125 W for each row)
- Fluidized bed height (15 cm)
- Tube diameter and the material of the tube. (12.5 mm, copper trade)
- Fins thickness and shape. (1 mm, circular)

The effect of the following parameters were studied:

- fluidization index: The fluidization index had been changed (N= 4,5,6,7 & 8). Temperature had been record for each case, and the heat transfer coefficient had been calculated. The effect of fluidization index on heat transfer coefficient had been studied. Nusselt number based on both tube and particle diameters were investigated. It had been found that the one based on particle diameter is more than that the other based on tube diameter.

- Particle diameter: five river sand particles diameter were used in this research (0.18, 0.275, 0.37, 0.51 & 0.64) mm. It had been found that particle diameter has a great effect on heat transfer coefficient. The heat transfer rate is inversely proportional to the particle diameter. Archimedes number had been calculate and found that particle diameter is proportional to Archimedes number.

- Tubes arrangement: It had been found that staggered arrangement is better than in line arrangement with a proportion of (10-15%) Also, staggered arrangement has significant effect on sand cap formation and air bridge formation. All equations are write by this formula:

Key words: Heat transfer, Fluidized bed, Heat transfer coefficient

أحمد: حساب معامل انتقال الحرارة لحزمة من الأنابيب المزعفة المغمورة في طبقة مميعة ضحلة

الرموز والمصطلحات العلمية

الرمز	التعريف	الوحدة
A	مساحة حاوية التمييع	m ²
A _f	المساحة السطحية للزعانف	m ²
A _t	المساحة السطحية للأنبوب	m ²
C	الحرارة النوعية	J/kg.K
D _t	قطر الأنبوب	mm
D _o	القطر الخارجي للزعنفة	mm
d _p	قطر الحبيبات	mm
h	معامل انتقال الحرارة	w/m ² .K
I	التيار الذي يستهلكه المسخن الكهربائي	A
h _{max}	القيمة العظمى لمعامل انتقال الحرارة	w/m ² .K
h _{top}	قيمة معامل انتقال الحرارة في أعلى الأنبوب	w/m ² .K
h _{bottom}	قيمة معامل انتقال الحرارة في أسفل الأنبوب	w/m ² .K
h _{av}	معدل قيمة معامل انتقال الحرارة	w/m ² .K
k _g	الموصلية الحرارية لغاز التمييع	w/m.K
L _f	طول الزعنفة	mm
L	طول حاوية التمييع	mm
n _f	عدد الزعانف فوق الأنبوب	-----
pΔ	فرق الضغط على جانبي فوهة القياس المترية	N/m ²
q _t	كمية الحرارة المنتقلة من الأنبوب	W
r _o	نصف القطر الخارجي للزعنفة	mm
r _i	نصف القطر الداخلي للزعنفة	mm
t _f	سمك الزعنفة	mm
T _{Rth}	المقاومة الكلية للنظام	A
TΔ	الفرق بين درجة حرارة الأنبوب ودرجة حرارة الطبقة المميعة	K
U	سرعة التمييع	m/s
U _{mf}	سرعة التمييع الدنيا	m/s
V	فرق الجهد التي يستهلكها المسخن الكهربائي	V
X	المسافة الأفقية بين الأنابيب	mm
Y	المسافة العمودية بين الأنابيب	mm

المجاميع اللابعدية

الرمز	تعريفه	الوحدة
Ar	عدد ارخميدس (نسبة قوى الطفو إلى قوى اللزوجة)	-----
Ar _{max}	القيمة العظمى لعدد ارخميدس	-----
Nu	عدد نسلت (نسبة الحمل الحراري إلى التوصيل الحراري)	-----
Nu _{max}	القيمة العظمى لعدد نسلت	-----
N	حد التمييع (سرعة الغاز إلى سرعة التمييع الدنيا)	-----
Pr	عدد براندتل (نسبة الزخم المولية إلى الكتلة)	-----
Re _{mf}	عدد رينولدز عند سرعة التمييع الدنيا	-----

الرموز الإغريقية

الرمز	التعريف	الوحدة
aρ	كثافة الهواء	kg/m ³
bedρ	كثافة الطبقة المميعة	kg/m ³
pρ	كثافة الحبيبات	kg/m ³
η _f	كفاءة الزعانف الحلقية	-----
π	النسبة الثابتة (3.142)	-----
f _C	نفاذية الطبقة المميعة	-----
mf _C	نفاذية الطبقة المميعة عند سرعة التمييع الدنيا	-----

المقدمة:

في حال انسياب الغاز إلى الأعلى خلال طبقة من الجزيئات الصلبة وكانت الجزيئات ساكنة فإن العملية تسمى الجريان خلال وسط معبأ (Packed bed) وإذا ازدادت سرعة الغاز أكثر سوف يصل إلى نقطة معينة إذ تصبح قوى السحب (Drag Force) كبيرة جداً فستسحب بعض الجزيئات بواسطة الغاز هاربة من الطبقة ومحمولة معه ، توجد بين هذين الحدين حالة تكون فيها الجزيئات معلقة في المائع المناسب وهنا يتساوى وزن الجزيئات مع قوة السحب المسلطة عليها من قبل المائع [1]. وتعرف الطبقة من هذه الجزيئات في هذه الحالة بالطبقة المميعة . وتسمى العملية التي بواسطتها تتحول كتلة من الجزيئات الصلبة إلى وسط معلق عشوائي الحركة إذ إنه يظهر خواص مشابهة لخواص السائل بواسطة انسياب الغاز أو السائل إلى أعلى من خلاله بعملية التميع وإن المائع المستخدم للتميع إما أن يكون سائلاً وإما غازاً. وتسمى سرعة المائع سرعة التميع الدنيا () ترافقها مسامية التميع الدنيا ()

انتقال الحرارة بين الأوساط المميعة والأجسام المغمورة فيها

درس الباحثان Maskaev & Baskakov [2] انتقال الحرارة في الطبقات المميعة مهتمين بإيضاح خواص الطبقة المميعة واستخدموا حبيبات من الحديد والرصاص في مستوى عدد ارخميدس $[10^5 < Ar < 10^9]$ وقدموا معادلة تجريبية لحساب القيمة العظمى لعدد نسلت. وكانت المعادلة بالصيغة الآتية:

$$Nu_{\max} = \alpha Ar^{\beta} \text{-----} (1)$$

حيث $(\alpha = 1.65 \times 10^{-4})$ and $(\beta = 4.01 \times 10^{-7})$

ودرس الباحث Ozkayank [3] وجماعته انتقال الحرارة في الطبقات المميعة مهتمين بإيضاح خواص الطبقة المميعة حيث توصلوا إلى علاقة تجريبية للحصول على أعلى كمية حرارة منتقلة عن طريق تحقيق أعلى قيمة لعدد نسلت.

$$Nu_{\max} = 0.00315 Ar^{0.184} Re^{0.6} \left[\frac{Dt}{dp} \right]^{-0.12} \text{-----} (2)$$

ودرس الباحث Sung [4] وجماعته خواص الفقاعات وانتقال الحرارة في الطبقات المميعة المغمور فيها حزمة من الأنابيب الأفقية. وركز بحثه في تأثير سرعة الغاز على معامل انتقال الحرارة الكلي والموقعي بين الأنابيب الأفقية المغمورة التي قطرها الخارجي (25.4) mm وطبقة مميعة تعمل كمبادل حراري يعمل بالطبقات المميعة وكانت أبعاد المفاعل $(0.34 \times 0.5 \times 0.6)$ m موجود بداخله رمل السليكا. قيس معامل انتقال الحرارة وخواص الفقاعات بشكل آني في الموقع نفسه حول محيط الأنبوب بواسطة المزوج الحراري والمقاييس العمودية وبين الباحث بأن معدل معامل انتقال الحرارة يصل إلى قيمته العظمى مع تغير سرعة الغاز أما معامل انتقال الحرارة الموقعي فإنه يتغير ويكون بأكبر قيمة على جوانب الأنابيب. وقدم الباحث المعادلة التجريبية الآتية:

$$h_{\max} = 35.8 \rho_p^{0.2} k_g^{0.6} d_p^{-0.36} \text{-----} (3)$$

وكذلك قدم الباحث علاقات تجريبية لحساب معامل انتقال الحرارة في أعلى الأنبوب h_{top} وفي أسفل الأنبوب h_{bottom} وصولاً إلى حساب معدل معامل انتقال الحرارة والذي يكون بالصيغة الآتية:

$$h_{avg} = \frac{5}{8} h_{bottom} + \frac{3}{8} h_{top} \text{-----} (4)$$

جهاز الاختبار الرئيسي

صمم جهاز الاختبار لتنفيذ التجارب وكما في الشكل (1) مكون من حاوية بلاستيكية بسمك (10) mm بأبعاد (285 × 395) mm وارتفاع (500) mm ثبت عليها ثلاث صفوف من الأنابيب الأفقية المزعفة يحتوي كل صف على ثلاثة أنابيب يوجد بداخلها مسخنات كهربائية. تم تصنيع حاويتين الأولى رتبت فيها الأنابيب بشكل خطي (In Line Arrangement) والأخرى بشكل متخالف (Staggered arrangement) ربطت كل ثلاثة أنابيب سوية على التوالي وذلك لتقليل الاستهلاك الكهربائي وضمان أن درجة الحرارة لا تتجاوز (200) °C ومن ثمة يكون تأثير نقل الحرارة بالإشعاع قليلاً جداً فيمكن إهماله [5]، استعمل مغذي قدرة متغيرة لتجهيز القدرة إلى الأنابيب. وكذلك استعملت ثلاثة أجهزة لقياس التيار (Ammeters)، وجهاز قياس فرق الجهد (Voltmeter) واحد. استخدم عشرون مزدوجاً حرارياً في كل حاوية لقياس درجات الحرارة إذ ثبت على كل أنبوب مزدوج حراري واحد وعلى احد الأنابيب تثبت خمسة مزدوجات حرارية، ثلاثة على الطول واثنان على طول الزعفة وسبعة لقياس درجة حرارة الطبقة على ارتفاعات مختلفة ووصلت هذه المزدوجات الحرارية بأسلاك توصيل إلى أربعة أجهزة (Digital) (Potentiometers) (400-0) °C ، لقياس درجات حرارة الأنابيب والطبقة المميعة عن طريق تثبيت ثلاثة مفاتيح (Selector Switch) على أجهزة القياس لتحديد درجة الحرارة التي يراد قياسها. ولتوضيح ذلك يمكن الرجوع إلى الشكل (3) الذي يمثل رسماً تخطيطياً للدائرة الكهربائية. استخدم موزع هواء (100) mm يتألف من مادة الإسفنج التجارية حصرت باثنين من شرائف صحف الترشيح واثنين من شرائف نسيج البوليستر الرفيع جداً بسمك (0.01) mm وأبعاد (50×50) cm² لضمان التوزيع المثالي للهواء في جميع أنحاء منطقة الطبقة المميعة وكانت نفاذية الموزع الهوائي (32) s.cm²/ cm³ [5] وضعت طبقة الرمل على الموزع وأوصل مانوميتر عن طريق قناتين لقياس هبوط الضغط خلال طبقة الرمل، يسلط الهواء إلى الموزع الهوائي وحاوية الرمل من خلال أربع قنوات تنقل الهواء إلى مخمدة للهواء (perforated plate) وذلك لإعطاء جريان متجانس للهواء في منطقة التمييع ومنع حدوث الجريان غير المتجانس (Air jets). استخدمت خمسة أنواع من الرمل النهري بعد أن نخل وغسل وجفف حسب الأقطار المطلوبة. يأتي الهواء إلى الحاوية من خلال دافعة مركزية متصلة بأنبوب طوله خمسة أمتار بقطر داخلي (100) mm ، عليه فوهة قياس متريّة حادة الحافة بقطر (50) mm (orifice meter) واستعمل مانوميتر لقياس كمية الجريان عن طريق قياس هبوط الضغط خلال (Orifice meter). وكانت مواصفات دافعة الهواء كالآتي:-
 كمية الجريان الحجمية = 1350 m³/s, سرعة المحرك = 2870 r.p.m
 فرق الجهد المحرك = 380 V, تيار المحرك = 11.3 A , قدرة المحرك = 5.5 kW

تصميم الزعفة الحلقية:

تم تصميم الزعفة الحلقية بحيث يتحقق لدينا انتقال حرارة باتجاه واحد واعتمدت لهذا الغرض طريقتان : الأولى : يكون انتقال الحرارة خلال الزعفة باتجاه واحد إذا كان طول الزعفة نسبة إلى سمكها أكبر أو

يساوي 10 [6] أي إن $\frac{L_f}{t_f} \geq 10$ بذلك يكون القطر الخارجي للزعفة يساوي 32.5 mm.

الثانية : استناداً إلى ما اقترحه الباحث قهوجي [7] فإن انتقال الحرارة باتجاه واحد يتم في حال كون المقاومة الحرارية الكلية للنظام أعلى أو تساوي (835) °C/kW والمعادلة هي:

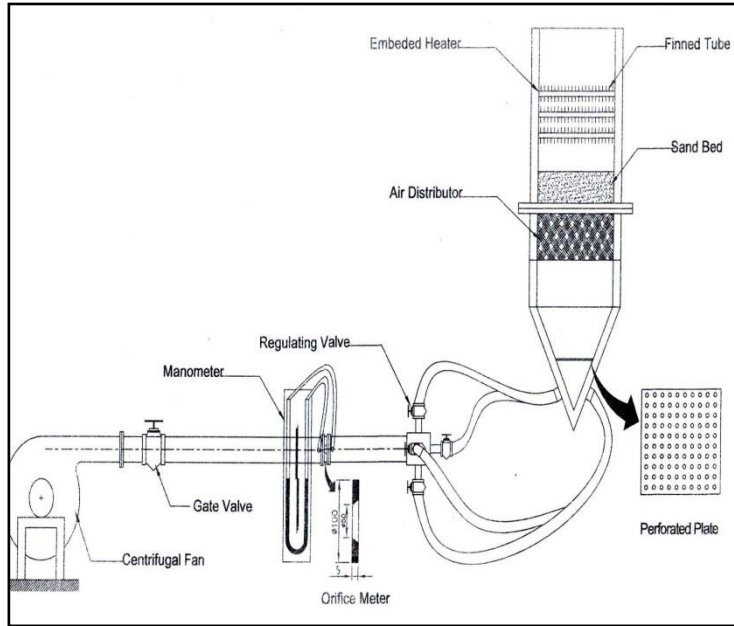
$$T_{Rth} = \left[\left(\frac{\ln(r_o / r_i)}{2\pi k t_f} \right)^2 + \left(\frac{t_f}{4\pi k (r_o^2 - r_i^2)} \right)^2 \right]^{0.5} + \frac{1}{2\pi h (r_o^2 - r_i^2)} \quad (5)$$

وبعد حل المعادلة وجدت قيمة $r_o=19.25 \text{ mm}$ أي إن قيمة القطر الخارجي للزعنفة تساوي 38.5 mm . وسيتم اعتماد الطريقة الثانية في تصميم قطر الزعنفة الذي سيكون $D_o=40 \text{ mm}$ حسب ما متوفر عمليا للتصنيع. وسيكون عدد الزعانف على كل أنبوب بمقدار (25) زعنفة بين واحدة وأخرى مسافة قدرها 5 mm . تم تثبيت الزعانف بطريقة تثبت الأنابيب بعد دراسة للمسافة العمودية والأفقية بين الأنابيب من الباحث Abdullah [5] توصل إلى أن أفضل مسافة بين الأنابيب

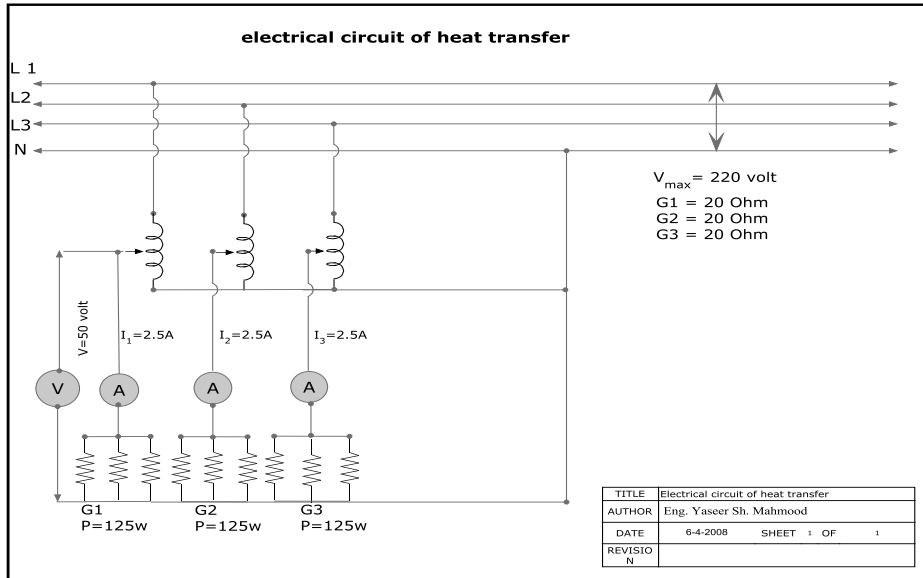
$$\frac{X}{D_i} = \frac{Y}{D_i} = 3 \dots \dots \dots, D_i=40 \text{ mm}, \dots \frac{X}{D_i} = \frac{Y}{D_i} = 3 \approx 4$$

$$X = Y = 120 \text{ mm}$$

Y المسافة العمودية بين الأنابيب X, المسافة الأفقية بين الأنابيب حيث:



الشكل (1) جهاز الاختبار الرئيسي (رسم تخطيطي)



الشكل (2) الدائرة الكهربائية لجهاز الاختبار الرئيسي

حساب معامل انتقال الحرارة

تم رسم الأنبوب المزعف وعليه زعنفتين، وكما موضح في الشكل (3) :-

$$r_0 = 20 \text{ mm}, r_i = 6.25 \text{ mm}, t_f = 1 \text{ mm}, r_{0c} = r_0 + t_f/2, L_f = r_0 - r_i$$

$$L_c = L_f + t_f/2, A_p = L_c \cdot t_f$$

يمكن حساب معامل انتقال الحرارة باستخدام القانون في المعادلة الآتية [8]

$$q_t = h A_t \left[1 - n_f \frac{A_f}{A_t} (1 - \eta_f) \right] \Delta T \dots \dots \dots (6)$$

حيث:

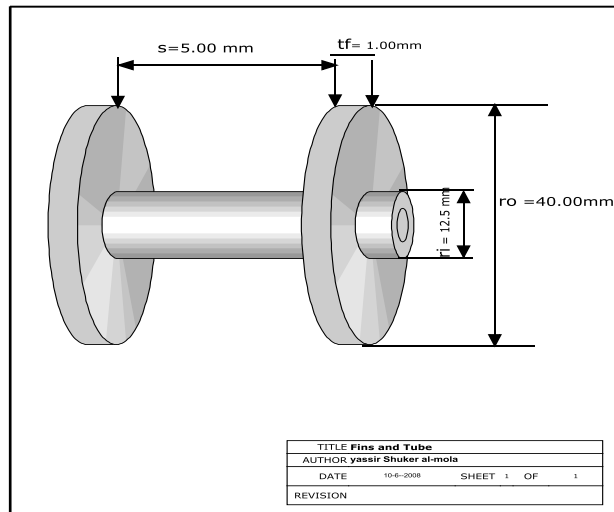
$$A_t = n_f A_f + 2\pi r_i (H - n_f t_f)$$

$$q_t = I.V. \dots \dots \dots (7)$$

حيث:

$$A_f = 2\pi (r_{0c}^2 - r_i^2)$$

الملاحظ هنا أنه يبقى لدينا ثلاثة مجاهيل في المعادلة وهي (معامل انتقال الحرارة "h" والفرق بين درجات الحرارة (ΔT) وكفاءة الزعانف " η_f ". بالنسبة للفرق بين درجات الحرارة " ΔT " يوتى بها من التجارب العملية. فيقيمعامل انتقال الحرارة وكفاءة الزعانف مجهولان، لذلك يجب أن نستخدم طريقة المحاولة والخطأ (Try & Error) حيث سنفرض قيمة "h" وعلى أساسها نحسب قيمة " η_f " من المخطط (3-13) ثم على أساس قيمة " η_f " نحسب قيمة "h" ونقارنها مع القيمة المفروضة فإذا كان الفرق بينهما قليل جداً أقل من 0.01 تعتمد القيمة. أما إذا كان أكبر فتكون القيمة الجديدة لـ h هي القيمة المحسوبة ثم تتوالى العملية حتى يتم الحصول على فرق أقل أو يساوي 0.01. وصمم برنامج لهذا الغرض على الحاسوب والبرنامج موجود في الملحق رقم (1).
ملاحظة: جميع خواص الطبقة المميعة موجودة في الملحق رقم (2).



شكل رقم (3) الانبوب النحاسي وعليه زعنفتين

مناقشة النتائج

تأثير حد التميع على معامل انتقال الحرارة

بعد إيجاد معامل انتقال الحرارة بين الطبقة المميعة والجسم المغمور فيها رسم هذا المعامل ولمختلف الظروف مع قيم مختلفة لحد التميع هذه القيم من (4-8) لكل أحجام الرمل المشار إليها (خمسة أحجام) (0.18, 0.275, 0.37, 0.51 & 0.69) mm، سيتم بيان هذا التأثير عن طريق مناقشة الأشكال التي توصله ثم الخروج بخلاصة لبيان هذا التأثير.

من خلال مناقشة الأشكال في أدناه من الشكل (4) والى الشكل (8) التي بينت تأثير حد التميع على معامل انتقال الحرارة تتضح لدينا الأمور الآتية:

1- يزداد معامل انتقال الحرارة بشكل تدريجي بزيادة حد التميع حتى يصل إلى أعلى قيمة له عند (7) أو (6) أو (5) وبعد ذلك يبدأ الهبوط بشكل تدريجي لكن بنسبة أعلى والسبب في هذا عندما يكون حد التميع صغيراً تكون نسبة الفقاعات قليلة ومن ثمة حركة حبيبات الرمل قليلة ولكن عندما يزداد حد التميع تزداد كثافة الفقاعات أيضاً مما يسبب هيجان في الطبقة المميعة هذا الهيجان سيزيد احتمال التماس بين حبيبات الرمل وسطح الأنبوب وفي الوقت نفسه يقلل من وقت سكون الحبيبات على السطح الساخن، ويستمر في الزيادة إلى أن يصل إلى قيمته العظمى بعدها يبدأ يقل والسبب أن زيادة الفقاعات بشكل كبير يؤدي إلى تغطية سطح الأنبوب بهذه الفقاعات ولأن نقل الحرارة عبر الفقاعات أقل بكثير من نقل الحرارة بواسطة حبيبات الرمل وهذا يفسر النقص الحاد في معامل انتقال الحرارة عند حد تميع عالٍ.

2- تكون قيمة معامل انتقال الحرارة في الصف الأول أعلى من قيمته في الصف الثاني والصف الثاني أعلى من الصف الثالث وتفسير هذه الظاهرة كالآتي: -

أ- وجود فقاعات صغيرة الحجم في منطقة الصف الأول إذ تجعل الطبقة المميعة تتصرف كأفضل ناقل للحرارة.

ب- تبدأ الفقاعات الصغيرة الحجم بالاتحاد مع بعضها وتقل في منطقة الصف الثاني فهذا يؤدي إلى تقليل هيجان الطبقة المميعة وضعف الخلط بين الحبيبات الذي يؤثر على انتقال الحرارة. وكذلك الأمر نفسه يحدث مع الصف الثالث إذ تكون حركة الحبيبات أقل من حركتها في الصف الثاني وهكذا.

تأثير حجم حبيبات الرمل على معامل انتقال الحرارة

لتوضيح تأثير حجم حبيبات الرمل على معامل انتقال الحرارة رسمت المنحنيات المبينة في أدناه إذ درس تأثير تغيير حجم حبيبات الرمل (0.18, 0.27, 0.37, 0.51, 0.64) mm. على معامل انتقال الحرارة عند حد تميع معين لكل حالة، إذ تتغير قيم حد التميع بين (4, 5, 6, 7, 8). وكانت الدراسة على نوعين من ترتيب الأنابيب:

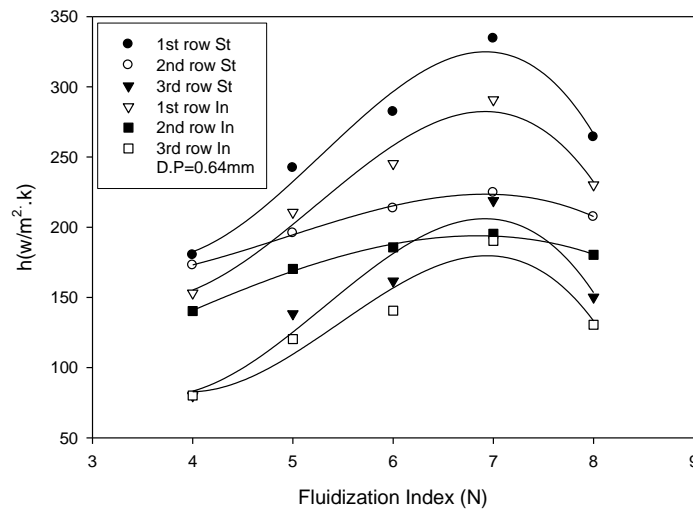
من خلال تحليل الأشكال في أدناه من الشكل (4) والى الشكل (8) الملاحظ أنه كلما كبر حجم حبيبة الرمل قل معامل انتقال الحرارة و أن أعلى قيمة لمعامل انتقال الحرارة كانت عند حجم حبيبات mm(0.18) ولمختلف قيم حد التميع وتفسير هذه الظاهرة كما يأتي:

من البديهي أن الحبيبات الصغيرة هي أعلى عدد من الحبيبات الكبيرة عن الحجم نفسه لذلك فاحتمال تلامس الحبيبات الصغيرة بالسطح الساخن هي أكبر بكثير من الحبيبات الكبيرة، إلا أن زمن سكون الحبيبات الصغيرة هو أقل من زمن سكون الحبيبات الكبيرة وهذا يعطي الحبيبات الكبيرة نقل حرارة أكبر لكن الزيادة في نقل الحرارة من خلال ازدياد التلامس للحبيبات الصغيرة تكون أكبر من نقل الحرارة بسبب زمن السكون للحبيبات الكبيرة لذلك تكون الحبيبات الصغيرة أفضل لنقل الحرارة من الكبيرة وبذلك كلما قل حجم حبيبات الرمل زادت قيمة معامل انتقال الحرارة .

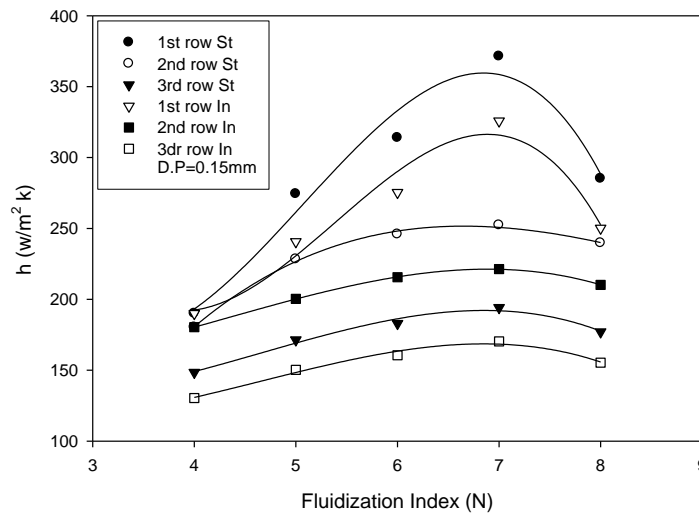
تأثير ترتيب الأنابيب على معامل انتقال الحرارة

تم رسم الأشكال أدناه من الشكل (4) والى الشكل (8) والتي توضح تأثير حد التمييع على معامل انتقال الحرارة عند كلا الترتيبين المتخالف و الخطي للأنابيب فكانت هذه الأشكال جميعا توضح تأثير ترتيب الأنابيب على معامل انتقال الحرارة من خلال مقارنتها مع بعضها في المنحنيات ووجد انه بصورة عامة فإن الترتيب المتخالف يعطي زيادة في معامل انتقال الحرارة أعلى من الترتيب الخطي بنسبة من (10-15)% اعتمادا على حد التمييع وحجم الحبيبات ورقم الصف. ويعزى ذلك للأسباب الآتية:

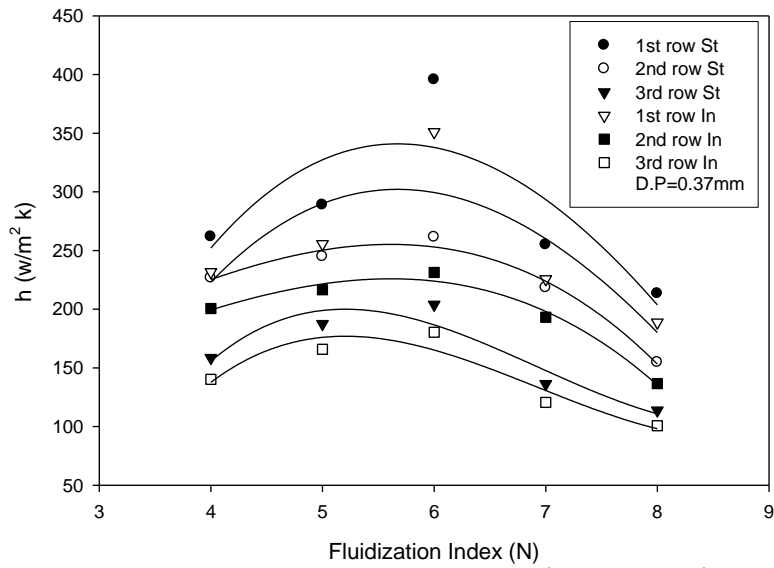
- 1- يعطي الترتيب المتخالف فرص أعلى من المزج والتهيج والتميع والملامسة لسطح الأنابيب من تلك التي يعطيها الترتيب الخطي.
 - 2- تكون فرصة تكون الفقاعات الكبيرة (الجسر الهوائي) بين الأنابيب في الترتيب المتخالف معدومة بينما يمكن ان تتكون في الترتيب الخطي.
- تكون القبعات الرملية في الترتيب المتخالف يكون أكبر من تكونها في الترتيب الخطي إلا أن معامل انتقال الحرارة في الترتيب المتخالف أكبر مما هو عليه في الترتيب الخطي



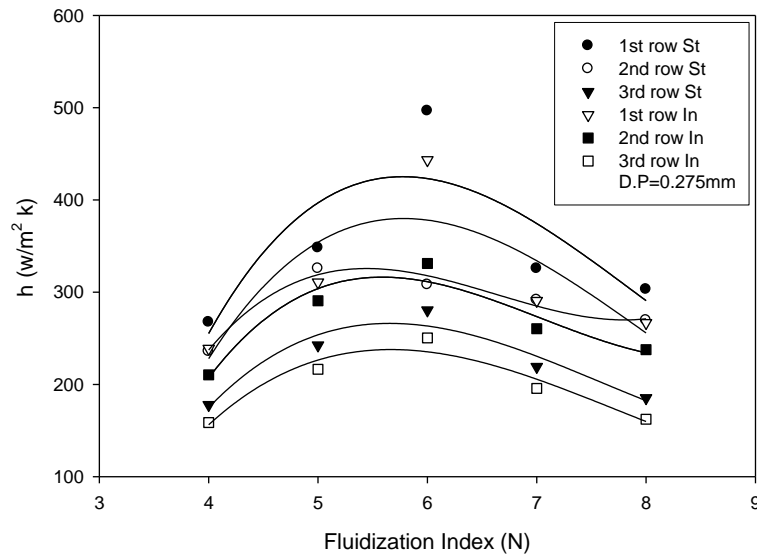
الشكل (4) تأثير ترتيب الأنابيب (الخطي والمتخالف) في معامل انتقال الحرارة (قطر الحبيبات = 0.64 mm)



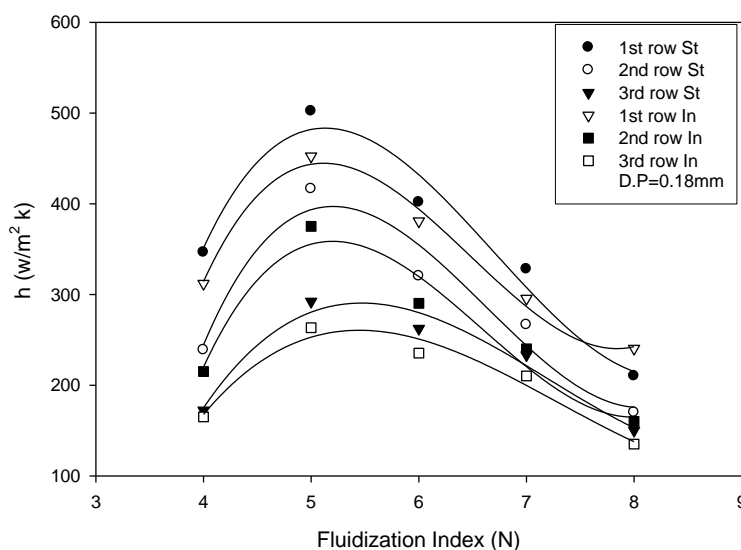
الشكل (5) تأثير ترتيب الأنابيب (الخطي والمتخالف) في معامل انتقال الحرارة (قطر الحبيبات = 0.51 mm)



الشكل (6) تأثير ترتيب الأنابيب (الخطي والمتخالف) في معامل انتقال الحرارة (قطر الحبيبات = 0.37 mm)



الشكل (7) تأثير ترتيب الأنابيب (الخطي والمتخالف) في معامل انتقال الحرارة (قطر الحبيبات = 0.275 mm)



الشكل (8) تأثير ترتيب الأنابيب (الخطي والمتخالف) في معامل انتقال الحرارة (قطر الحبيبات = 0.18 mm)

المصادر :

1. Donald ,E.Beasley, "Fluidized Bed" ,McGraw-Hill,2000.
2. Maskaev, V. K. and Baskakov, A. P., "Fluidized bed characteristics and hydrodynamics," International Chemical Engineering, No.14, 1974.
3. Ozkayank, T. F. and Chen, J.C., "Emulsion phase residence time and its use in heat transfer models in fluidized beds". AIChE Journal, vol. 26, pp 544-549, 1980.
4. Sung Won Kim, Jung YeulAhn, Sang Done Kim and Dong Hyun Lee, "Heat transfer and bubble characteristics in fluidized bed with immersed horizontal tube bundle" ;International Journal of Heat and Mass Transfer ,46 ,pp(399-409) ,2003Michael Pope "Fluidized Bed Combustion ,Mc Grow-Hill, 2002.
5. Abdullah. A. Y, "Heat Transfer From Horizontal Tube Bundle Immersed in Shallow Gas Fluidized Bed", Ph.D. Thesis, College of Engineering, University of Mosul, 2007.
6. Kern.Q.Lionard and Kraus.D.Allan, "Extended Surface Heat Transfer ",Mc Graw-Hillcom.1972.

7. Kahwaji,G.,Y., "An Analogue System For Heat Flow Through Annular Fins of Constant Thickness" M,Sc,thesis,Mechanical Engineering Department, College of Engineering, University of Mosul,1978.
8. IncroperaFrank.P, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", John Wiley & sons,Inc.,New York,2002.

9.

REAL H,EF,HC,CF,C1,C2,C3,C4,C5,ERROR

INTEGER I,J

! **** FOR STAGGERED &IN-LINE USE THIS DIMENSION****

DIMENSION H(9),HC(9),EF(9),CF(9)

C1=0.98187

C2=4.05E-4

C3=1.1E-7

C4=1.14E-11

C5=0.605

! J=50

J=0

5 J=J+1

I=0

10 I=I+1

READ H(I)

15 EF(I)=C1-C2*H(I)+C3*H(I)**2-C4*H(I)**3

CF(I)=1.0-C5*(1.0-EF(I))

HC(I)=H(I)/CF(I)

ERROR=(H(I)-HC(I))

IF(ERROR.LE.0.001) GOTO 20

H(I)=HC(I)

GOTO 15

20 WRITE(1,*) "HC=",HC(I),"EF=",EF(I),"CF=",CF(I)

IF(I.EQ.9) GOTO 30

GOTO 10

30 IF(J.EQ.50) GOTO 50

GO TO 5

50 STOP

END

ملحق رقم (2) الخواص الفيزيائية لحبيبات الطبقة المتميعة

Gauge	d_p mm	ρ (kg/m ³)	C (kj/kg.K)	ϵ_{mf}	U_{mf} (m/sec)
100	0.15	2650	0.871	0.462	0.063
60	0.25	2650	0.855	0.428	0.079
50	0.3	2650	0.847	0.415	0.0845
40	0.42	2650	0.850	0.409	0.105
30	0.6	2650	0.854	0.4	0.1381

Study the influence of different additives on the mechanical properties of euxt50 epoxy

Ahmed Nafe Rashid
Ahmad_akkash@yahoo.com

Ahmed S. Abdulaziz
ahmed_hanoon@yahoo.com

Yasir M. Al Hbaite
yasirmh2005@yahoo.com

Mosul University / Engineering College / Mech. eng. Dept.

Abstract:

This research work includes experimental study on the effect of adding different additives to an epoxy to obtain different epoxy base composites with improved mechanical properties. Different types of materials were chosen as additives. The first type is metallic particles of aluminum, zinc and iron filing which added in two weight percentages (10 wt.%) and (20 wt.%) to the epoxy. A second type of added materials are polymer mesh and fiber mat (chopped mat). Two types of specimens were prepared according to ASTM specification D-1002 to measure the shear strength these are galvanized steel and acrylic. It was noticed from the experimental results that there is an improvement of shear strength of the epoxy base composites and the iron filing has the greater effect as compared with the other added metallic materials especially when the addition percent is 20 wt.% as a weight percentage. It was noticed also, that adhered steel to steel specimen shows an improvement in the shear strength whereas lower the shear strength was found when the same mixtures was used for adhering the acrylic-acrylic specimens. It was found that the hardness of the mixture increased as compared with the hardness of pure epoxy and it is varied from mixture to another depending on the added material. Also the density of each mixture was measured and it was noticed that addition of metallic materials to the epoxy increase the density of the epoxy base composites.

Key words: Epoxy, Reinforcement materials, Shear strength, Adhesion.

دراسة تأثير المواد المضافة على الخواص الميكانيكية للايبوكسي

ياسر محسن الحبيطي

احمد سعدون عبد العزيز

أحمد نافع راشد

مدرس مساعد

مدرس

مدرس

كلية الهندسة/قسم الهندسة الميكانيكية
جامعة الموصل

كلية الهندسة/قسم الهندسة الميكانيكية
جامعة الموصل

كلية الهندسة/قسم الهندسة الميكانيكية
جامعة الموصل

الخلاصة:

تضمن البحث دراسة عملية حول تأثير إضافة مواد لتعزيز الايبوكسي للحصول على خليط بأنواع مختلفة وتحسين خواصه الميكانيكية حيث شملت المواد المضافة مساحيق الألمنيوم، الزنك وبرادة الحديد وبنسبتين وزنيتين (10%، 20%) إلى الايبوكسي كما استخدم في هذا البحث أيضا مواد مضافة هي نسيج من البوليمر وكذلك ألياف زجاجية. تم تصنيع نماذج قياسية حسب المواصفة القياسية ASTM D1002 لقياس مقاومة القص وباستخدام نوعين من المواد الخام (الصلب المغلون والاكريليك). لوحظ من النتائج العملية حدوث تحسن في مقاومة القص لأنواع الخليط المصنعة وأن مسحوق برادة الحديد له التأثير الأكبر مقارنة بالمواد المضافة الأخرى وخاصة عند إضافته بنسبة وزنية قدرها (20%) كما لوحظ أيضا حدوث ازدياد في مقاومة القص وذلك عند استخدامه في لصق نماذج صلب – صلب بينما تنخفض مقاومة القص لنفس المادة المتراكبة وذلك عند استخدامها في لصق نماذج من اكريلك- اكريلك ولوحظ أيضا حدوث تغيير لصلادة الايبوكسي عند إضافة مواد التقوية له حيث ازدادت الصلادة لأنواع الخليط المصنعة كما دلت النتائج العملية على حصول ازدياد في كثافة الخلطات وحسب نوع المسحوق المضاف عما هي عليه بالنسبة للايبوكسي.

Introduction:

Epoxy resins are one of the most important classes of thermosetting polymers which are widely used as matrices for reinforced composite materials and as structural adhesives, so improving the mechanical properties of the epoxy was the aim of many researches [1]. The processes of improving the mechanical properties is performed by the addition of metallic materials and sometimes filler to the epoxy to form composite materials. Sapuan.S.M. et al. found that the tensile and flexural strengths of the epoxy coconut filler composites were affected by the amount of filler in the composites, the more the filler content the higher the strength. Moreover the materials have become harder with the increase in filler contents[2].Yilmaz.M.G. et al. showed that higher percentage of CaCO₃ content in UPR/GFR/CaCO₃ composite lead to higher tensile strength, hardness and less percentage of elongation at break[3]. Also Shivamurthy.B.et al.found that increasing filler content in the GE composite enhances young modulus, flexural strength, surface hardness, brittleness and decreases the tensile strength and elongation at break [4].Kahraman.R. et al. found that the epoxy adhesive retains its strength up to 50 wt% with aluminum reinforcement content ,besides the addition of reinforcement particles to the epoxy will improve its strength and reduce the quantity of resin; hence the total cost is reduced [5]. Aljoboree.A.A. et al. found that the impact strength, tensile strength and compression strength are significantly improved with addition of glass fibers to the epoxy type (EP-10) [6] .Finally Almosawi.A.I. et al. showed an improvement in the mechanical properties(impact strength, tensile strength, compression strength and flexural strength) for the resin (AY103) with addition of carbon fibers [7]. In this research different additive materials were used to improve the mechanical property of epoxy type (euxit50) .

Experimental work

This research includes the effect of addition of different additive materials on the mechanical properties of composite material. The process of manufacturing composite specimens consisted of matrix and additives. The experimental work includes preparation of the resin epoxy type (euxit50) which is manufactured by (swisschem). The (euxit50) is a low viscosity component epoxy resin system with formulated amine hardener ,the mixing volume ratio (A/B) is equal to (3/1) where (A) is the epoxy resin and (B) is the hardener. This type of resin has the ability to undergo a slow transformation from the liquid state to solid at room temperature (curing process).The second step of the work include preparation of additive materials which include five types : iron filing, aluminum , zinc , polymer mesh and fiber mat (chopped mat). A Standard single lap joint (Figure 1) was used to evaluate the composite property according to Annual Book of ASTM standard [8] and according to this specification the adhesion area is equal to (12.7×25.4) square millimeters. The weight percentages of addition the metallic materials were chosen as (10wt.% and 20wt.%) , hence different types of epoxy base composites were obtained and different sets of adhered specimens were prepared for testing and compare the results with those adhered by pure epoxy. Each set consists of two specimens of similar material adhered by the epoxy base composites. Two types of raw materials were chosen to manufacture the specimens low carbon steel (galvanized steel) and the acrylic. Lap shear test, density and hardness tests were performed for the sets of specimens which adhered by different types of epoxy base composite. Figures(2 and 3) represent the equipments used in the experimental work . A tensile machine

WOLPERT type capacity of 50KN as shown in Figure 2 was used to test the shear strength of the adhered specimens. The hardness test was carried out using hardness machine (Brooks) as shown in (Figure 3). Figure (4) shows acrylic and galvanized steel specimens before and after the test.

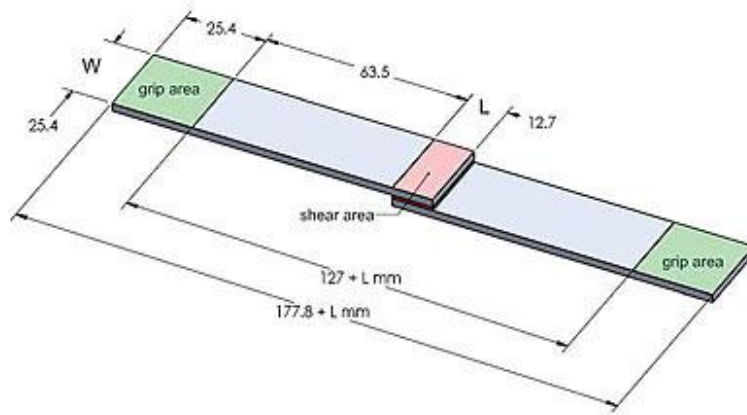


Figure (1): standard single lap joint (Dimensions in mm)



Figure(2): tensile machine



Figure(3): hardness test

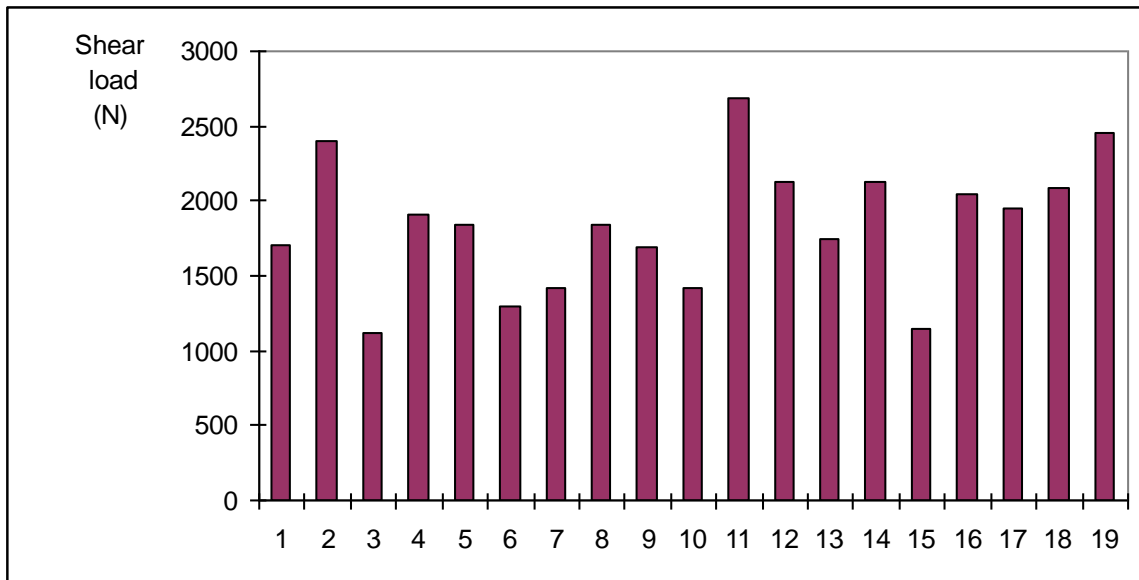


Figure(4) acrylic and galvanized steel specimens before and after the shear test

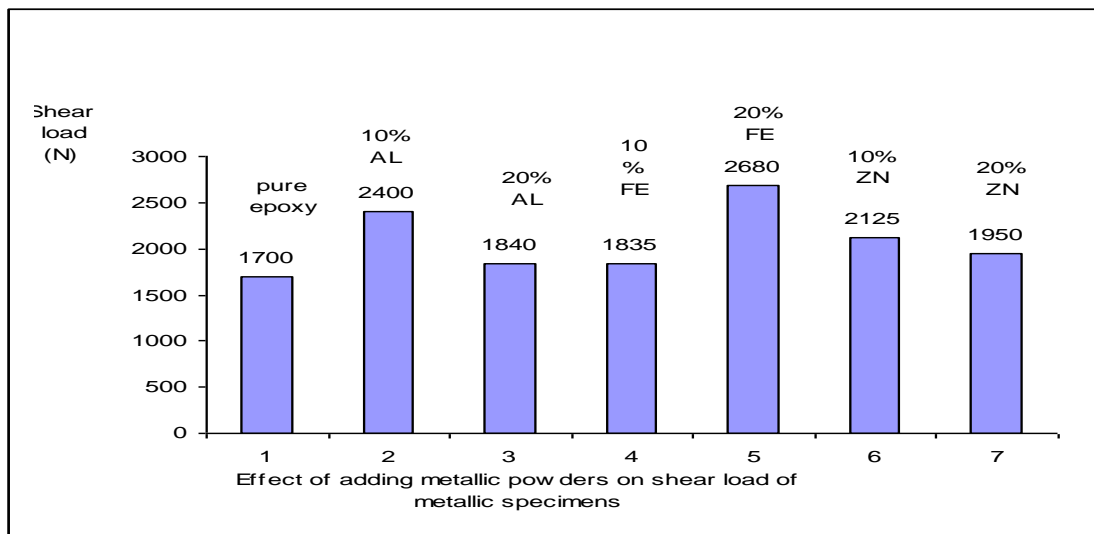
Analysis and discussion:

Table(1):Results of lap shear test for galvanized steel specimens

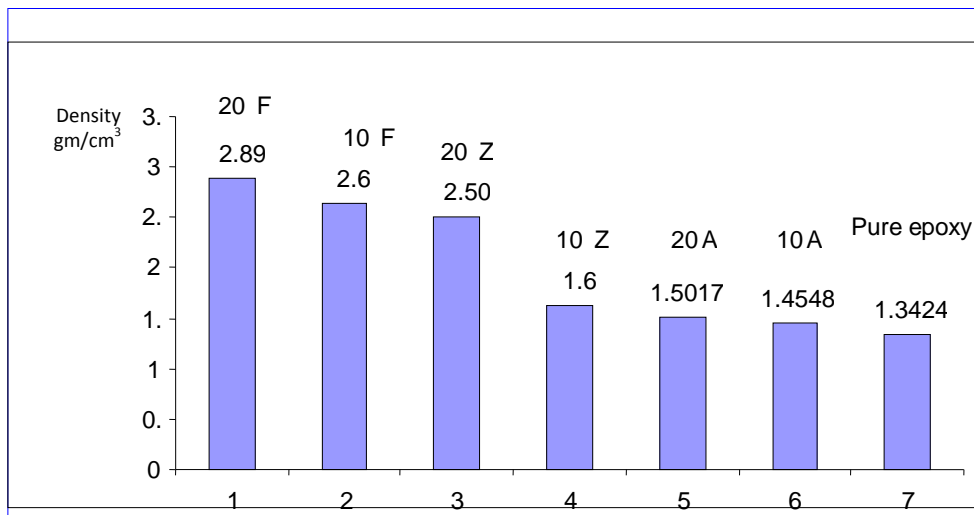
Specimen no.	Specimen type	Shear load (N)
1	Pure epoxy	1700
2	10% aluminum	2400
3	10%aluminum+ fiber mat	1125
4	10%aluminum+ polymer mesh	1905
5	20%aluminum	1840
6	20%aliminum+fiber mat	1290
7	20%aluminum +polymer mesh	1420
8	10% iron filing	1835
9	10% iron filing +fiber mat	1690
10	10% iron filing+ polymer mesh	1420
11	20%iron filing	2680
12	20% iron filing+ fiber mat	2125
13	20% iron filing +polymer mesh	1740
14	10%zinc	2125
15	10%zinc+ fiber mat	1140
16	10% zinc+ polymer mesh	2050
17	20%zinc	1950
18	20% Zn +Fiber mat	2090
19	20% Zn +Polymer mesh	2450



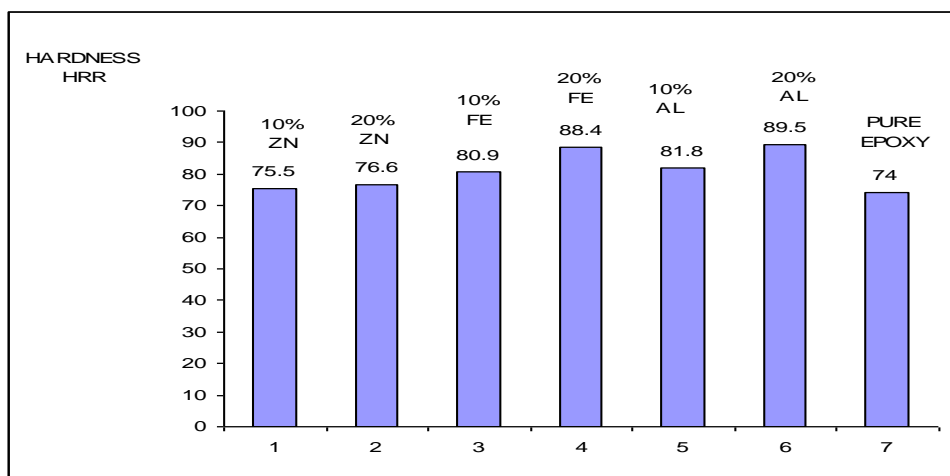
Figure(5):Results of lap shear tests for the galvanized specimens



Figure(6):effect of adding metallic particles on shear load of galvanized specimens



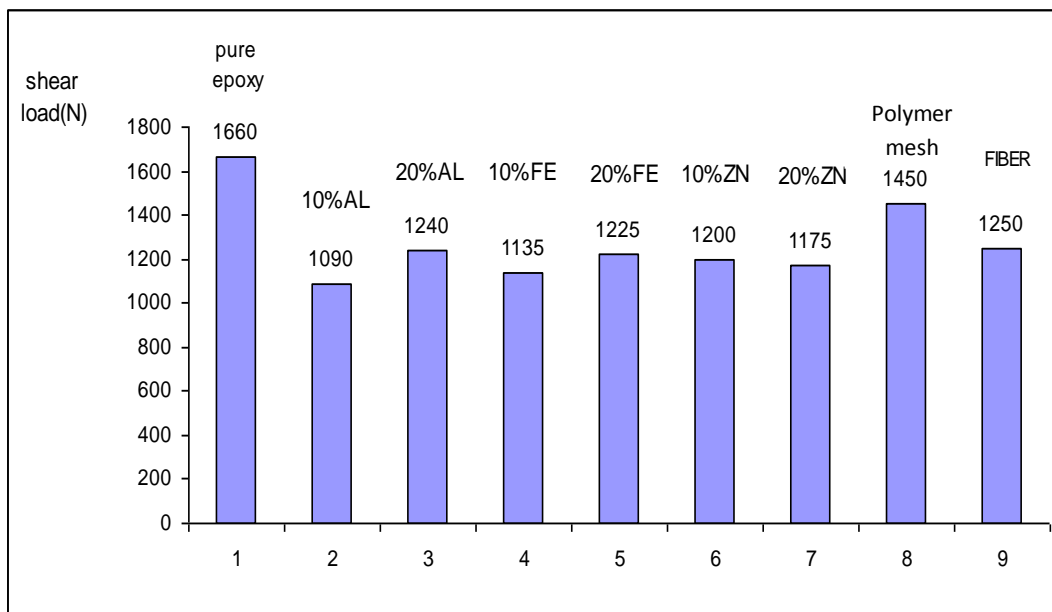
Figure(7):Densities of different epoxy mixtures



Figure(8):Hardness values (HRR) of different epoxy mixtures

Table(2): Results of lap shear test of acrylic specimens

Shear load(N)	Specimen type
1660	pure epoxy
1090	10% aluminum
1240	20% aluminum
1135	10% iron filing
1225	20% iron filing
1200	10% zinc
1175	20% zinc
1450	Polymer
1250	Fiber



Figure(9):Results of lap shear test of acrylic specimens

The figures (5 to 9) represent the testing results of epoxy base composites obtained through the experimental work. In the majority of applications, the largest stresses on an epoxy is shear not tensile ,for this reason we perform a specimens can be tested in lap shear test and this coincides with [10].Figure(5)shows the results of lap shear test for all fabricated specimens and figure (6) shows the effect of addition of metallic particles on the shear strength.It was noticed from these figures that there is an improvement in the shear strength of the fabricated composites as compared with the shear strength of the pure epoxy .i.e. without any additives because these reinforcing(additive) particles tends to restrain movement of the matrix phase in the vicinity of each particle so the matrix transfers some of the applied stress to the particles which bear a fraction of the load . According to this fact it's clearly observed that all the particulate additives improve the shear strength, for example the 20 wt% Fe increased the maximum shear load from (1700 N) to (2680 N), the same happened with other additive (10wt.% Al,10wt.% Zn,10wt.% Fe...etc) but with less improvement. Also it was found that the other materials added to the epoxy (fiber mat and polymer mesh) improve the shear strength very well as compared with the pure epoxy

especially the specimen which contain(20 wt.% Zn with polymer mesh) and this is due to the properties of composites which is a function of the properties of the constituent phase ,their relative amounts and the geometry of the particles[11]. In some cases the fiber additives gave confused results, the (10 wt.% aluminum + fiber mat) decrease the shear strength from (1700 N) to (1125 N), this can be related to the interplay hybrid laminates effect. The densities of the composites fabricated in this research is shown in figure (7). It was found that the density of the epoxy base composites were increased according to the type and amount of metallic additives due to their higher density so , the density of each added material has an effect on the density of the composite obtained .i.e. density of pure aluminum added which is equal to $(2.7)\text{gm/cm}^3$ gave light composite while the density of iron filing added which is equal to $(7.8)\text{gm/cm}^3$ gave the heaviest composite material as compared with the density of the pure epoxy which has the minimum value as compared with these epoxy base composites and this is coincides with[10]. This fact can be utilized as an indication to estimate different mechanical properties of epoxy resin [12] .

The hardness also is measured in this research using Rockwell (R type) and the results obtained show that the addition of the metallic particles increases the hardness of the epoxy base composites which is considered a useful approximation of the rigidity of the epoxy mixture and the higher hardness values indicate a more rigid material while a lower values , a softer one[10].Figure(8) shows the hardness results of pure epoxy and the composites containing varying weight percentages of (Fe, Al and Zn) particles. It is noticed from the figure that the addition of (Fe, Al and Zn) particles to epoxy matrix enhance the hardness of the composites as compared with epoxy , especially the specimen contain (20wt.%) aluminum added to the epoxy as a reason of the relatively light weight of this type of added particles so the applied load can be supported by these particles not by the soft epoxy only and the same results were obtained by Sapuan.S.M. et al. [2] andYilmaz.M.G. et al. [3] and this can be related to the difference of the mechanical properties of the particles themselves, their size and the effect of particles on the viscosity of the epoxy which will influence the distribution of the particles through the composite , Stabik.J et al[9] referred to that in their research. The same procedure of the experimental work is repeated for another type of specimens (acrylic specimens) and the results shows a reduction in the shear strength of the epoxy base composite as compared with the pure epoxy , which means that this epoxy has low tendency to adhere to the surface of acrylic. Figure(9) represent these results. A similar result was accomplished by Sapuan.S.M et .al[2].

Conclusions:

- 1-It is possible to improve the shear strength of the epoxy type (euxit 50) by adding metallic particles only especially iron filing particles.
- 2-The hardness value were increased by adding the metallic particles to the epoxy.
- 3-The densities of the epoxy base composites were also increased as compared to pure epoxy depending on the type of particles.
- 4-Acrylic specimens show poor adhesion property which reflected on the mechanical properties of epoxy base composites.

References:

- [1]: Z. Zhikai, Z. Sixun, H. Jinyu C. Xingguo, G. Qipeng, and W. Jun, Phase Behavior and Mechanical Properties of Epoxy Resin Containing Phenolphthalein Poly ether ether Ketone, *Journal of Polymer*, **39** (5), (1997), pp. 1075–1080.
- [2]:S.M. Sapuan, M. Harimi and M. A. Maleque,mechanical properties of epoxy / coconut shell filler particle composites.The Arabian Journal for Science and Engineering, Volume 28, Number 2B. 2003,pp. 171-181.
- [3]:M. G. Yilmaz , H. Unal and A. Mimaroglu. Study of the strength and erosive behavior of CaCO₃/glass fiber reinforced polyester composite.Express Polymer Letters Vol.2, No.12 (2008) 890–895.
- [4]: D. Ramesh, R. P. Swamyand T. K. Chandrashekar , "effect of weight percentage on mechanical properties of frit particulate reinforced Al6061 composite. ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. VOL. 5, NO. 1, JANUARY 2010, pp.32-36.
- [5]:R.Kahraman,MSunar and B.Yilbas,"Influence of adhesive thickness and reinforcement content on the mechanical performance of aluminum single-lap joints bonded with aluminum powder filled epoxy adhesive", *Journal of materials processing of percentage technology* 205, 2008,p183-189.
- [6]:A.A.Al-jeebory,A.I.Al-MosawiandS.A.Abdul Allah," Effect of fiber reinforcement on thermal and mechanical properties for polymeric composite materials",. *Iraqi journal for mechanical and material engineering*, special issue A of 1st annual scientific research, May 2009,pp.70-80.
- [7]: A.I.Almosawi, S.J.Abbas and I.G.Hamza," study the mechanical and the thermal behavior of advanced carbon fiber reinforced composite", *Iraqi journal for mechanical and material engineering*, special issue B of the 2nd annual scientific research, March 2010, pp.109-120.
- [8] ASTM specification no.D1002
- [9]: J. Stabik, A. Dybowska, M. Szczepanik, Ł. Suchoń, Viscosity measurements of epoxy resin filled with ferrite powders, *Archives of Materials Science and Engineering* 38/1 (2009) 34-40.
- [10]: epoxy technology, "understanding mechanical properties of epoxies for modeling , finite element analysis (FEA), www.epotek.com ,2011 .
- [11]: William.D,Callister, "fundamentals of material science and engineering ", 5TH edition, John Wiley sons, newyork,2001.
- [12]: Emad S. Al-Hasani ,Study of Tensile Strength and Hardness Property for Epoxy Reinforced With Glass Fiber Layers ,*Eng.& Technology*,Vol.25,No.8, 2007.
- [13]:J.McMurry and R.Fay, "Chemistry",4th edition,Prentice Hall,2004.

التصميم الامثل لنظام تبريد يعمل بالقاذف

محمد سالم قاسم الدباغ

مدرس مساعد/قسم الرياضيات
كلية التربية الاساسية/جامعة الموصل

د.عدنان محمد عبدالله الصفاوي

استاذ مساعد/قسم الهندسة الميكانيكية
كلية الهندسة/جامعة الموصل

ملخص البحث

يتضمن البحث بناء نموذج رياضي للتصميم الامثل لنظام تبريد يعمل بالقاذف وبسعة تبريد (15) كيلوواط وباستخدام مائع التبريد (R-123) الذي تم اختياره لما يتميز به من مواصفات جيدة، بعد اجراء مقارنة لعدد من موانع التبريد الملائمة للاستخدام في هذا النظام، كما تضمن البحث دراسة تأثير تغير ظروف التشغيل وخاصة ضغط كل من مولد البخار والمكثف والمبخر ، فضلا عن نسبيتي السحب والانضغاط على تصميم واداء النظام واجزائه .
لأجل محاكاة النظام تم تمثيل كل جزء من اجزائه بنماذج رياضية وبرمجتها باستخدام برنامج (Matlab) لاختبار اداء النظام والوصول الى حالة الاداء الامثل ثم تصميم اجزائه عند هذه الحالة. ومن اجل زيادة الكفاءة الحرارية للنظام تم استخدام مبادلين حراريين من نوع (الاسطوانة والانبوب) للجريان المتعاكس للاستفادة من الطاقة الحرارية المتبقية في مائع التشغيل الخارج من كل من الضاغط والمكثف.
انالنتائج التي تم الحصول عليها كانت مرضية وتتوافق مع نتائج باحثين اخرين وكان معامل الاداء للنظام (0.642) ، كما بينت النتائج ان حجم اجزاء النظام مناسبة لاستخدامه في تطبيقات عديدة ، وان لضغط ودرجة حرارة مولد البخار ونسبيتي السحب والانضغاط تأثير كبير على اداء النظام .

Abstract

This search is dedicated to build mathematical model for the optimum design of ejector refrigeration system for a cooling capacity (15) kw using the refrigerant “R-123” as a working fluid for it’s good characteristics and high efficiency as compared with other refrigerants. Also, the effect of the operating conditions variation, especially the generator, condenser and evaporator pressures as well as the entrainment and compression ratios, on the performance and design of the system components were being studied.

For the system simulation, mathematical relations were represented for each component which then combined together and programmed using (matlab) to optimize the system performance and design the components at this situation. For the sake of increase the thermodynamic cycle efficiency and utilize the residual refrigerant thermal power when leaving ejector and condenser, two high effectiveness counter flow “Shell and tube” heat exchangers have been used.

A satisfactory results were obtained having good agreement with the previous researches and a COP value of (0.642). The results shows a suitable size of the designed system such that it can be used in a wide range of cooling and refrigeration purposes and there are a large effect of the generator pressure and temperature and the entrainment and pressure ratios on the performance of the system.

KEYWORDS: Optimum Design , Ejector Refrigeration System

الرموز السفلية الدلالية

الرمز	التعريف (الوصف)
...1,2,3	الحالة عند النقطة
<i>a</i>	الهواء المحيط
<i>C</i>	المكثف
<i>C_f</i>	المائع البارد
<i>e</i>	المبخر
<i>F</i>	زعانف
<i>g</i>	مولد البخار
<i>ga</i>	غازات العادم الساخنة
<i>hf</i>	المائع الساخن
<i>i</i>	دخول او داخلي
<i>l</i>	سائل
<i>o</i>	حالة الركود ، خروج او خارجي
<i>P</i>	التيار الابتدائي
<i>P_u</i>	المضخة
<i>s</i>	التيار الثانوي
<i>T</i>	الاجمالية
<i>v</i>	البخار

قائمة الرموز

الرمز	التعريف (الوصف)	الوحدة
<i>A</i>	المساحة السطحية	m^2
<i>C_p</i>	الحرارة النوعية عند ثبوت الضغط	$J / kg.K$
<i>COP</i>	معامل الاداء	----
<i>CR</i>	نسبة الانضغاط = $\frac{P_c}{P_e}$	----
<i>D</i>	القطر	m
<i>G</i>	سرعة الكتلة	$kg / m^2 .s$
<i>H</i>	الانتالبي (المحتوى الحراري)	J / kg
<i>h</i>	معامل انتقال الحرارة	$W / m^2 .K$
<i>k</i>	الموصلية الحرارية	$W / m.K$
<i>L</i>	الطول	m
<i>\dot{m}</i>	معدل جريان الكتلة	kg / s
<i>p</i>	الطاقة	W
<i>P</i>	الضغط	$Pa(N / m^2)$
<i>Q</i>	الطاقة الحرارية	W
<i>T</i>	درجة الحرارة	K
<i>U</i>	معامل انتقال الحرارة الاجمالي	$W / m^2 .K$
<i>V</i>	سرعة المائع	m / s
<i>w</i>	نسبة السحب = $\frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p}$	----

الرموز الاغريقية

الرمز	التعريف (الوصف)	الوحدة
ΔT_m	المتوسط اللوغاريتمي لفرق درجات الحرارة	K
Δh	الفرق في الانتالبي	J / kg
τ	نسبة درجتي حرارة حالة الركود = $\frac{T_e}{T_g}$	----
η	الكفاءة الكلية للضاغط = $\eta_D . \eta_N$	----

المقدمة:

تعرف أجهزة التبريد الانضغاطية باستهلاكها الكبير للطاقة الكهربائية وتوليد ضوضاء عند تشغيلها ، فضلاً عن استخدامها لسوائل التبريد التي تؤثر سلباً على البيئة، وتؤدي إلى تحلل طبقة الأوزون في الغلاف الجوي للأرض .
ان نظام التبريد (أو التثليج) الذي يعمل بالقاذف (ejector) هو أحد البدائل المهمة الذي يجذب اهتمام العلماء و الباحثين ، خاصة و انه نظام اقتصادي يستغل وجود مصدر حراري دون الحاجة الى القدرة الميكانيكية أو الكهربائية لتشغيله. وهذا المصدر يكون عادةً بدرجة حرارة منخفضة، ويمكن الحصول عليه من الحرارة المتبددة من محرك او من تجميع الطاقة الشمسية أو من مرجل غازي او نفطي او غيرها. يمتاز هذا النظام ايضاً ببساطة تصميمه وانخفاض كلفة إنشائه و ملاءمته للاستخدام في مجالات واسعة، فضلاً عن ان استخدامه يقلل من اعمال الصيانة الدورية لعدم وجود اجزاء متحركة فيه .

إن المآخذ الوحيد على هذا النظام هو انخفاض معامل الأداء ، وقد أجريت أبحاث نظرية وعملية لتحسين كفاءته للتوصل الى معامل اداء مقارب لما في النظام الامتصاصي، وفي هذه الحالة سيكون هذا النظام افضل سيما وان النظام الامتصاصي و الذي يستخدم نفس المصادر الحرارية أنفة الذكر، يكون تصميمه أكثر تعقيداً فضلاً عن ارتفاع كلفة إنشائه وصيانته .

يعتبر الباحث Keenan وجماعته [1] من الأوائل في تطوير نظرية استخدام القاذف في نظام التبريد لضغط مائع التشغيل بالاستفادة من الطاقة الحرارية ووضع القوانين و المعادلات الحاكمة لحساب مساحات المقاطع الرئيسية ونسب الضغط عند مختلف مقاطع القاذف مستخدماً الهواء مائعاً للتشغيل وعملية مزج التيارين الابتدائي والثانوي في حالي ثبوت الضغط وثبوت مساحة مقطع حجرة المزج ، وتوصل الباحث الى ان الاداء الافضل يكون في حالة الضغط الثابت لعملية المزج .

واستخدم الباحث Al-saffawi [2] سائل التبريد R-113 بالاستفادة من غازات العادم لمحرك مركبة كمصدر حراري لتصميم نظام لتبريد الهواء داخل المركبة وبقدرة 3.5 كيلواط. وقد اعتمد الباحث نظرية مزج تيارين بخار مائع التبريد عند ثبوت الضغط في مقطع المزج. وحصل على معامل اداء قدره (0.404).

وقام الباحث Dorantes وجماعته [3] بعمل نموذج رياضي لتصميم جهاز تثليج صغير الحجم يعمل بالقاذف لانتاج 100 كغم من قطع الثلج في اليوم الواحد وباستغلال الطاقة الشمسية كمصدر حراري مستخدماً (R-142b) مائعاً للتشغيل ، وقد حصل على معامل اداء قدره (0.34) .

وقد طوّر الباحث Huang وجماعته [4] نظام تبريد يعمل بالقاذف، وحصل على اداء عال باستغلال الطاقة الشمسية كمصدر للحرارة مستخدماً مائع التبريد (R-141b) ، حيث حصل بالتجربة العملية على معامل اداء (0.5) عند درجات حرارة (90) مئوية لمولد البخار ، و (28) مئوية للمكثف ، و (8) مئوية للمبخر. وقد توصل الباحث الى قناعة بامكانية زيادة معامل الاداء اكثر من (0.5) بالاختيار الامثل لدرجة حرارة مولد البخار واختيار سائل التبريد الاكثر كفاءة.

وقد قام الباحث Wolpert وجماعته [5] بتصنيع جهاز لتبريد وتكييف الهواء بقدرة (7) كيلواط يعمل بالقاذف ويستغل الطاقة الشمسية والغاز الطبيعي لتشغيله وباستخدام الميثانول مائعاً للتشغيل. وقد تم ربط مرجل صغير يعمل بالغاز الطبيعي كمصدر حراري مساعد بالإضافة الى مجمع الطاقة الشمسية لضمان استمرار عمل الجهاز في فترات ضعف الاشعاع الشمسي.

واجرى الباحث Eames [6] دراسة نظرية لطريقة جديدة في تصميم القاذف لاستخدامها في اجهزة التبريد التي تعمل بهذا النظام، وهذه الطريقة تعتمد على معدل ثابت لتغير زخم الغاز او البخار عند مروره خلال الناشر لضغط حراري ذي السرعة فوق الصوتية لجريان المائع . ان النتائج النظرية لهذه الطريقة تشير الى تحسن في نسبة الانضغاط اكثر مما في البحوث التقليدية السابقة بحدود 50% .

واعاد الباحث Pridasawas وجماعته [7] دراسة نظرية لمحاكاة خصائص واداء منظومة تبريد بالقاذف تعمل بالطاقة الشمسية مستخدماً (البيوتان) مائعاً للتشغيل والماء وسيطاً لنقل الحرارة بين مجمع الطاقة الشمسية ومولد البخار. وتوصل الى ان اداء النظام يعتمد بدرجة كبيرة على قوة الاشعاع الشمسي ودرجات حرارة التشغيل لنظام التبريد. بلغ معامل الاداء للنظام (0.55) عند درجة حرارة (30) مئوية للمكثف و(10) مئوية للمبخر.

الدورة الحرارية للنظام :

ان النظام المقترح هو نظام تبريد يعمل بالطاقة الحرارية كأداة تشغيل بالاستفادة من غازات العادم الساخنة الخارجة من محرك احتراق داخلي كمصدر حراري لتبخير سائل التبريد في المولد وتحويله الى حالة البخار المشبع الجاف وباستخدام المائع R-123 الذي تم اختياره لموصافاته الجيدة.

الصفراوي: التصميم الامثل لنظام تبريد يعمل بالقاذف

ان المكونات الرئيسية للنظام وكما موضح في الشكل (1)، هي مولد البخار والضاغظ الحراري والمكثف والمبخر وصمام التمدد ومضخة صغيرة لتدوير سائل التبريد وقد اضيف الى النظام مبادلان حراريان لزيادة كفاءته.

ان الدورة الحرارية لهذا النظام موضحة في الشكل (2)، حيث ان سائل التبريد الداخل الى المولد يتبخر نتيجة التبادل الحراري مع الغازات الساخنة عند ضغط ودرجة حرارة عاليين، ثم يدخل الى القاذف كما في الشكل (3) عند النقطة (1) فيتمدد اثناء مروره في المنفت الملتئم المنفرج الذي يكسبه سرعة عالية تفوق سرعة الصوت عند نهايته فيتولد تخلخل بالضغط هناك عند النقطة (3) يؤدي الى سحب بخار سائل التبريد من المبخر، ويمتزجان في حجرة المزج الملتئمة، ثم يدخل المزيج بسرعه فوق الصوتية الى الناشر الملتئم المنفرج فيتبأطاً ويزداد ضغطه الى ان تصل سرعته الى سرعة الصوت عند عنق الناشر ثم تقل سرعته اكثر حتى يصل الى مخرج الناشر عند ضغط ودرجة حرارة عاليين نسبيا عند النقطة (6) وهو لا يزال بخارا محمصا، يدخل بعدها الى مبادل الضغط العالي حيث يفقد الكثير من حرارته بالتبادل الحراري مع السائل القادم الى المولد عند النقطة (13)، ويقترّب من حالة البخار المشبع الجاف، ويدخل الى المكثف ليتحول الى حالة السائل المشبع عند النقطة (8) ثم يذهب الجزء الاكبر منه (بعد ان يسخن في المبادل كما ذكرنا انفا) الى المولد عبر المضخة الصغيرة ويعيد الدورة من جديد، اما الجزء الاخر من السائل فيمر خلال مبادل الضغط الواطئ، ويخرج عند النقطة (9) بعد ان يبرد بالتبادل الحراري مع البخار المشبع البارد الخارج من المبخر عند درجة حرارة المبخر، ثم يدخل الى صمام التمدد لينخفض ضغطه الى ضغط المبخر الواطئ عند النقطة (10)، ويتبخر في اثناء مروره في المبخر ممثما الحرارة الكامنة لتبخره من محيط المبخر، بعدها يسخن في اثناء مروره في مبادل الضغط الواطئ ويخرج منه في حالة البخار المحمص عند النقطة (12) ثم يسحب الى داخل الضاغظ الحراري ويمتزج مع التيار الابتدائي، ويعيدا دورة التبريد من جديد.

التحليل الرياضي للنظام وحساب معامل الاداء

يستند التحليل العام لهذا النظام الى الفرضيات الاتية:

1. درجة حرارة غازات العادم الخارجة من المحرك تساوي درجة حرارتها عند دخولها للمولد.
 2. كمية الحرارة المكتسبة من قبل سائل التبريد في المولد ليتحول الى بخار مشبع تساوي كمية الحرارة المفقودة من الغازات الساخنة داخل المولد.
 3. اهمال الحرارة المفقودة من مولد البخار الى محيطه.
 4. اهمال انخفاض الضغط في المبادلات الحرارية.
 5. كفاءة الزعانف النحاسية المستخدمة في المبادلان الحراريان والمكثف والمبخر تساوي واحد.
 6. استخدام قيم خصائص الهواء كبديل لخصائص الغازات الساخنة على افتراض انها مقاربة لها.
- ولحساب المساحة السطحية للتبادل الحراري تستخدم المعادلة الاتية:

$$Q = AU\Delta T_m \quad \dots(1)$$

وان قيمة معامل انتقال الحرارة الاجمالي للمبادل على اساس المساحة السطحية الخارجية للانبوب تحسب من العلاقة [8]:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_i} \cdot \frac{D_o}{D_i} + \frac{D_o}{2k} \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) + \frac{1}{h_o} \quad \dots(2)$$

وللحصول على قيمة المتوسط اللوغاريتمي لفرق درجات الحرارة للمبادل الحراري ذي الجريان المتعكس تستخدم العلاقة الاتية:

$$\Delta T_m = \frac{(T_{hf,i} - T_{cf,o}) - (T_{hf,o} - T_{cf,i})}{\ln \frac{T_{hf,i} - T_{cf,o}}{T_{hf,o} - T_{cf,i}}} \quad \dots(3)$$

ان الطاقة الحرارية الكلية لغازات العادم الخارجة من محرك الاحتراق الداخلي يمكن حسابها من المعادلة الاتية:

$$Q_T = \dot{m}_{ga} \cdot C_{p_{ga}} (T_{ga} - T_a) \quad \dots(4)$$

كذلك فان كمية الحرارة المفقودة من الغازات الساخنة في مولد البخار هي:

$$Q_g = \overset{o}{m}_{ga} \cdot C_{p_{ga}} (T_{ga,i} - T_{ga,o}) \quad \dots(5)$$

حيث أن $T_{ga,i} = T_{ga}$ استنادا الى الفرضيات انفة الذكر.
وحيث ان كمية الحرارة المفقودة من الغازات الساخنة تساوي كمية الحرارة المكتسبة من قبل سائل التبريد في المولد ليتحول الى بخار مشبع جاف حسب الفرضيات فان:

$$Q_g = \overset{o}{m}_p (\Delta H)_g \quad \dots(6)$$

اما سعة التبريد للنظام التي تمثل كمية الحرارة المكتسبة من قبل سائل التبريد في المبخر فهي:

$$Q_e = \overset{o}{m}_s (\Delta H)_e \quad \dots(7)$$

وهكذا فان معامل الاداء للنظام حسب دورة رانكن الالارجاعية هو:

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{\overset{o}{m}_s (\Delta H)_e}{\overset{o}{m}_p (\Delta H)_g} \quad \dots(8)$$

محاكاة وتصميم النظام

يعتمد تصميم نظام التبريد الذي يعمل بالقاذف على محاكاة النظام وهو تمثيل السلوك الحقيقي للنظام بشكل رياضياتي خلال ظروف التشغيل المحددة، حيث يتمثل النظام بمجموعة نماذج رياضياتية تصميميه لكل من اجزائه تشتمل على معادلات انتقال الحرارة والكتلة وديناميك الحرارة وديناميك الغازات. وقد تم برمجة هذه النماذج الرياضياتية لاجراء عملية المحاكاة للحصول على التصميم الامثل لهذا النظام وباستخدام برنامج (Matlab الاصدار (6.5).

مولد البخار

يعتبر مولد البخار من الاجزاء الرئيسية لنظام التبريد الذي يعمل بالقاذف اذ ان تجهيز النظام بالطاقة الحرارية اللازمة لتشغيله يتم عن طريقه ، حيث يتبخر سائل التبريد المناسب من خلاله عند ضغط ودرجة حرارة عاليين.
ان مولد البخار المستخدم في نظام التبريد قيد الدراسة هو المبادل الحراري من نوع (الانبوب الحلزوني داخل اسطوانة) حيث ينساب مائع التبريد داخل الانبوب النحاسي ذي التوصيل الحراري العالي ، في حين تجري الغازات الساخنة خلال الاسطوانة المحيطة بالانابيب.
ان كمية الحرارة المكتسبة من قبل سائل التبريد في المولد ليتحول الى حالة البخار المشبع الجاف هي:

$$Q_{g1} = \overset{o}{m}_p (H_1 - H_{14}) \quad \dots(9)$$

حيث ان $Q_g = Q_{g1}$ حسب الفرضيات انفة الذكر ، ويمكن ايجاد معدل جريان كتلة الغازات الساخنة الخارجة من المحرك والداخلية الى المولد، وكذلك درجتا حرارة دخولها للمولد وخروجها منه باستخدام المعادلات (4) و(5) و(9) وبفرض ان 50 % من كمية الحرارة الكلية الموجودة في الغازات الساخنة تنتقل الى سائل التبريد في المولد وفرض قيمة مناسبة للفرق بين درجتا حرارة الغازات الداخلة للمولد والخارجة منه.
اما معامل انتقال الحرارة الاجمالي فيمكن حسابه باستخدام المعادلة [8]:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i} \frac{D_o}{D_i} + \frac{D_o}{2.k_t} \cdot Ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right) \quad \dots(10)$$

حيث يمكن حساب معامل انتقال الحرارة بين المائع والسطح الداخلي للانبوب من العلاقة [9]:

$$\frac{h_i D_i}{k_l} = 0.06 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.28} (\text{Re})^{0.87} (\text{Pr}_l)^{0.4} \quad \dots(11)$$

ان معامل انتقال الحرارة بين الغازات الساخنة والسطح الخارجي للانبوب النحاسي يمكن حسابه من المعادلة [10]:

$$\frac{h_o D_o}{k_{ga}} = 0.26 (\text{Re})^{0.6} (\text{Pr})^{1/3} \quad \dots(12)$$

ويمكن حساب المساحة السطحية للانبوب الحلزوني باستخدام المعادلة (1).
ولاجراء عملية المحاكاة وتشغيل برنامج تصميم المولد تم استخدام طريقة التعويض المتعاقب بادخال قيم ابتدائية تتمثل في القطرين الداخلي والخارجي للانبوب النحاسي وقطر الحلقات الحلزونية فضلا عن معدل جريان كتلة التيار الابتدائي لمائع التشغيل ودرجات حرارة دخوله للمولد وخروجه منه وقيمة معدل جريان كتلة الغازات الساخنة ودرجات حرارة دخولها وخروجها. كما تم ادخال قيم خصائص مائع التشغيل والهواء للبرنامج باستخدام معادلات الخصائص لهما.

القاذف

يعتبر القاذف بمثابة القلب لهذا النظام حيث ان نتائج تصميمه تحدد نوع وطبيعة تصميم بقية اجزاء النظام ، وقد اعتمدت الفرضيات ادناه في تصميمه:

1. ان بخار مائع التشغيل يسلك سلوك الغاز المثالي.
 2. ان عملية مزج تياربخار المائع الابتدائي والثانوي تتم عند ضغط ثابت يساوي الضغط عند مخرج المنفذ.
- ان استراتيجية التصميم تتطلب ايجاد افضل قيمة لنسبة سحب كتلة تيار البخار الثانوي السالتيار الابتدائي عند اعلى قيمة لنسبة الانضغاط وذلك بالمفاضلة بين ضغط مولد البخار والمبخر فضلا عن نسبة السحب وباستخدام قوانين ديناميك الغازات وبطريقة تقنية البحث بالقوة القسرية (Brute Force Search Technique) وهي احدى طرائق تحقيق الامثلية، حيث يتم تقسيم مدى كل من المتغيرات المستقلة الى خطوات منتظمة ما بين حدودها العليا والسفلى وتحسب النتائج عند كل خطوة ولجميع المتغيرات، ثم مقارنة النتائج للحصول على اعلى قيمة لدالة الهدف وقيم المتغيرات المستقلة عندها [11].

ولحساب معدل جريان كتلة التيار الثانوي المسحوبة الى حجرة المزج عند سعة التبريد المحددة نستخدم المعادلة الاتية:

$$m_s^o = Qe / (\Delta H)_e \quad \dots(13)$$

ومنها يتم ايجاد معدل جريان كتلة التيار الابتدائي بعد تحديد نسبة السحب وكما يأتي:

$$m_p^o = \frac{m_s^o}{w} \quad \dots(14)$$

وهذا يمثل اعلى قيمة لمعدل جريان كتلة التيار الابتدائي عبر المنفذ، أي عند حالة الاختناق في عنق المنفذ (M2=1).

المكثف

وهو من الاجزاء الرئيسية لانظمة التبريد ، حيث يقوم بطرح الحرارة الممتصة من قبل سائل التبريد في كل من المولد والمبخر الى المحيط الخارجي بالتبادل الحراري مع الهواء او الماء وقد اختير للنظام قيد البحث المكثف المبرد بالهواء وهو ذو انابيب نحاسية عمودية مرتبة بشكل مثلثي وذوات زعانف حلقيه نحاسية ، حيث يجري الهواء عبر هذه الانابيب باتجاه عمودي على انسياب مائع التبريد في الانابيب.

ان معامل انتقال الحرارة الاجمالي للمكثف اعتمادا على المساحة السطحية الخارجية للانبوب [12]:

$$U_o = \left[\frac{A_o}{h_o(A_i + \eta_F A_F)} + \frac{1}{h_{ic}} \frac{D_{oc}}{D_{ic}} + \frac{D_{oc} \cdot \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \cdot k_t} \right]^{-1} \quad \dots(15)$$

حيث ان معدل معامل انتقال الحرارة للبخر المكثف داخل الانابيب يمكن حسابه من العلاقة التجريبية الاتية [13]:

$$h_{ic} = 0.943 \left[\frac{k_l^3 \rho_l (\rho_l - \rho_v) g \cdot h_{fg}}{\mu_l (T_{SV} - T_W) L} \right]^{0.25} \quad \dots(16)$$

اما معامل انتقال الحرارة بين الهواء والسطح الخارجي للانابيب والزعانف فيمكن حسابه من العلاقة [14]:

$$h_{oa} = \frac{C_h k_a^{2/3} C_p^{1/3} G_a^{0.6}}{\mu_a^{0.37} D_h^{0.4}} \quad \dots(17)$$

ويمكن حساب المساحة السطحية للانابيب باستخدام المعادلة (1).
ولاجراء عملية المحاكاة وتشغيل برنامج تصميم المكثف تم ادخال قيم ابتدائية تتمثل في القطرين الداخلي والخارجي للانبوب النحاسي وقطر وسمك الزعانف الحلقية والمسافة الافقية والعمودية بين الانابيب (X_l, X_t, X_d) فضلا عن كتلة مائع التشغيل ودرجة حرارة المكثف اللتان تم تحديدهما عند تصميم القاذف وكذلك معدل انسياب الهواء ودرجاتي حرارة الهواء المحيط والهواء الخارج من المكثف ودرجة حرارة جدران الانابيب الداخلية ، كما تم ادخال قيم خصائص مائع التشغيل والهواء للبرنامج باستخدام معادلات الخصائص لهما.

المبخر

ان من انسب المبخرات استخداما في نظام التبريد بالقاذف النوع الذي يكون فيه التبادل الحراري بشكل مباشر عن طريق تبريد الهواء المحيط به ، حيث يتبخر سائل التبريد في الانابيب النحاسية متمصا الحرارة الكامنة لتبخره ، وباستخدام انابيب ذوات ترتيب مثلثي وزعانف حلقية نحاسية. وقد استخدمت لتصميمه ذات العلاقات التجريبية المستخدمة لتصميم المكثف ونفس الطريقة لاجراء عملية المحاكاة.

المبادل الحراري للضغط الواطئ

استخدم المبادل الحراري للضغط الواطئ للاستفادة من الطاقة المتبقية في سائل التبريد المشبع الخارج من المكثف عند ضغط ودرجة حرارة المكثف لرفع درجة حرارة بخار مائع التبريد المشبع الجاف الخارج من المبخر عند ضغط ودرجة حرارة المبخر وبذلك يتحول الى بخار محمص مع بقاء الضغط ثابتا. ان هذه العملية تؤدي الى زيادة طاقة الانثالي بالنسبة لوحدة كتلة مائع التشغيل ضمن الدورة الحرارية وبالتالي الى زيادة كفاءة النظام.

ان المبادل الحراري المستخدم هو من نوع ((الاسطوانة والانابيب)) ذي الانسياب المتعكس ، حيث ينساب سائل التبريد داخل الانابيب ذات الزعانف الحلقية النحاسية ، في حين ينساب بخار مائع التبريد داخل الاسطوانة التي تحتوي على حواجز لتوجيه البخار لكي يمر فوق الانابيب بصورة متعامدة مما يزيد من معدل انتقال الحرارة.

ان معامل انتقال الحرارة الاجمالي للمبادل يحسب من المعادلة (15) آنفة الذكر.
أما معاملا انتقال الحرارة بين السائل والسطح الداخلي للانابيب وبين البخار والسطح الخارجي للانابيب فيمكن ايجادهما من العلاقات التجريبيتين الاتيتين على التوالي [15]:

$$h_{i,LH} = \left[0.023 k_l \frac{Pr_l^{0.4}}{\mu_l^{0.8}} \right] \frac{G_l^{0.8}}{D_i^{0.2}} \quad \dots(18)$$

$$h_{o,LH} = \left[0.023k_V \frac{Pr_V^{0.4}}{\mu_V^{0.8}} \right] \frac{G_V^{0.8}}{D_{sh}^{0.2}} \quad \dots(19)$$

وبعد حساب معدل انتقال الحرارة من سائل التبريد اثناء مروره بالمبادل وحساب المتوسط اللوغاريتمي لفرق درجات الحرارة ،يمكن ايجاد المساحة السطحية لانابيب المبادل باستخدام المعادلة (1).

المبادل الحراري للضغط العالي

يعمل المبادل الحراري للضغط العالي على استغلال الطاقة الحرارية المتبقية في بخار مائع التبريد المحمص الخارج من الضاغط الحراري لرفع درجة حرارة سائل التبريد الراجع الى مولد البخار بثبوت الضغط وبذلك يبرد البخار المحمص الخارج من الضاغط ويقترب من حالة البخار المشبع الجاف عند ضغط المكثف ، بينما ترتفع درجة حرارة السائل وتقترب من درجة حرارة التشبع قبل دخوله الى المولد. ان هذه العملية تؤدي الى تقليل كمية الحرارة اللازمة لتبخير سائل التبريد والحصول على بخار مشبع جاف في المولد وبالتالي تؤدي الى زيادة كفاءة النظام. ان المبادل المستخدم مشابه للمستخدم في الضغط الواطي ، واستخدمت نفس المعادلات لتصميمه.

محاكاة النظام

لفرض محاكاة النظام وتصميم اجزائه بالاعتماد على التصميم الامثل للقاذف تستخدم برامج مكونات النظام والتي تمثل الاداء الكلي عند ظروف التشغيل المحددة التي عندها يتم حساب كمية الحرارة المكتسبة في كل من المولد والمبخر وكمية الحرارة المفقودة في المكثف وكفاءة المبادلات الحرارية، فضلا عن نسبة الانضغاط في القاذف، ونسبة السحب لمعدل جريان كتلة التيار الثانوي من قبل التيار الابتدائي وبالتالي ايجاد معامل الاداء للنظام. ان معادلة توازن الطاقة الكلية للنظام هي:

$$Q_g + Q_e - Q_c = 0 \quad \dots(20)$$

حيث ان الطاقة الكهربائية او الميكانيكية المصروفة من قبل مضخة تدوير سائل التبريد صغيرة جدا مقارنة مع الطاقة الحرارية المنتقلة الى مائع التشغيل في مولد البخار ويمكن اهمالها. ان معامل اداء النظام يمكن ايجاده باستخدام المعادلة :

$$COP = w \cdot \frac{(H_{11} - H_9)}{(H_1 - H_{14})} \quad \dots(21)$$

النتائج والمناقشة

سيتم عرض نتائج تصميم اجزاء ومكونات النظام عند حالة الاداء المثلى ودراسة تأثير اختلاف ظروف التشغيل ومتغيرات النظام على اداء وتصميم اجزائه.

وقد تم اعتماد القيم الاتية لظروف التشغيل عند تصميم اجزاء النظام:

درجة حرارة مولد البخار = 168°C

درجة حرارة المكثف = 40°C

درجة حرارة المبخر = 5°C

سعة التبريد = 15 kW

درجة حرارة الهواء المحيط = 35°C

وان قيمة نسبة الحرارتين النوعيتين وثابت الغاز لبخار مائع التشغيل (R-123) هما (1.15) و (J/kg.K54.367) على التوالي [16].

يتأثر اداء نظام التبريد هذا بعوامل عديدة مرتبطة بتصميم واداء القاذف ، واهم هذه العوامل هي ظروف التشغيل المحددة من ضغط ودرجة حرارة كل من المولد والمبخر ونسبتي السحب والانضغاط، فضلا عن نوع وكفاءة مائع التبريد المستخدم.

ان نسبة السحب لكتلة التيار الثانوي الى كتلة التيار الابتدائي هي دالة خطية لمعامل اداء النظام، وهذا ما يوضحه الشكل (4)، وذلك عند ثبوت ضغطي المولد والمبخر حيث ان زيادة معدل جريان كتلة التيار الثانوي بزيادة (w) ستزيد من قيمة البسط في المعادلة انفة الذكر عند ثبوت معدل جريان كتلة التيار الابتدائي وتؤدي بالتالي الى زيادة معامل الاداء.

ان قيمة معامل الاداء تزداد بزيادة كل من ضغط المولد وضغط المبخر كما مبين في الاشكال (5) و (6) ولكن تأثير ضغط المولد اكبر وخصوصا عند الضغوط العالية فوق (2000) كيلو باسكال ، في حين تكون الزيادة في معامل الاداء اقل كلما

ارتفع ضغط المبخر وخصوصا فوق ضغط (50) كيلو باسكال والسبب في ذلك ان زيادة ضغط المولد يؤدي الى زيادة ضغط حالة الركود عند مدخل المنفتح وبالتالي زيادة سرعة مائع التشغيل عند مخرج المنفتح والى انخفاض الضغط هناك اكثر من السابق مما يحتم زيادة كتلة التيار الثانوي المسحوبة الى حجرة المزج القادمة من المبخر عند ثبوت معدل جريان كتلة التيار الابتدائي أي زيادة نسبة السحب وبالتالي زيادة معامل الاداء . كما ان زيادة ضغط المبخر سيزيد فرق الضغط بينه وبين حجرة المزج مما يزيد من كتلة التيار الثانوي المسحوبة الى داخل الحجرة عند ثبوت معدل جريان كتلة التيار الابتدائي في حالة الاختناق ، وتحصل الزيادة في كل من نسبة السحب ومعامل الاداء .

اما ضغط المكثف فانه يتناسب عكسيا مع معامل الاداء للنظام وكما في الشكل (7) لان زيادة ضغط المكثف يؤدي الى زيادة الضغط داخل حجرة المزج والى خفض سرعة التيار الابتدائي لمائع التشغيل الخارج من المنفتح (حسب قوانين ديناميك الغازات)، مما يؤدي الى نقصان كتلة التيار الثانوي المسحوبة الى الحجرة وبالتالي تقليل نسبة السحب ومعامل الاداء . والسبب نفسه ينطبق على حالة التناسب العكسي بين معامل الاداء ونسبة الانضغاط .

كما يتناقص معامل الاداء عند زيادة نسبة درجتي حرارة حالة الركود عند مدخلي القاذف وذلك لانه بزيادة هذه النسبة اما ان تزداد درجة حرارة وضغط المبخر او تقل درجة حرارة وضغط المولد، مما يؤدي الى انخفاض كتلة التيار الثانوي المسحوبة الى داخل حجرة المزج ونقصان كل من نسبة السحب ومعامل الاداء كما في الشكل(8).

نتائج تصميم النظام

الوصف	الرمز	القيمة	الوحدة
نسبة الانضغاط	CR	3.78	----
نسبة السحب	W	0.566	----
نسبة درجتي حرارة حالة الركود عند دخول تيار البخار الى الضاغط الحراري	τ	0.63	----
معامل الاداء للنظام	COP	0.642	----

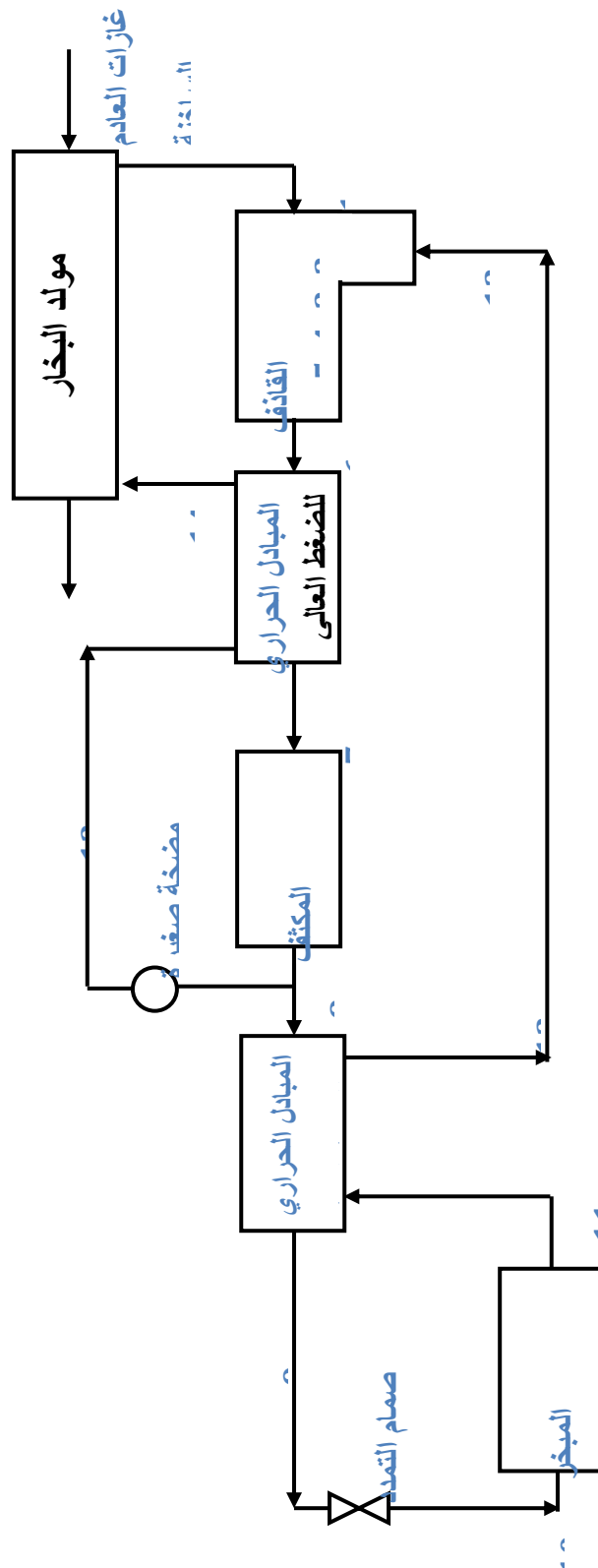
الاستنتاجات

- ان اهم النتائج التي تم التوصل اليها ما يأتي:
1. تتأثر نسبة الانضغاط طرديا مع ضغط المولد وعكسيا مع كل من نسبة السحب ونسبة درجتي حرارة الركود لمدخلي القاذف ، ويتغير عدد ماخ لسرعة جريان التيار الابتدائي عند مخرج المنفتح طرديا مع ضغط المولد .
 2. يتأثر اداء النظام بالدرجة الاساسية بظروف التشغيل المحددة للتصميم وان اكثرها تأثيرا هو ضغط ودرجة حرارة مولد البخار ونسبتي السحب والانضغاط فضلا عن نوع ومواصفات مائع التشغيل المستخدم وعلى التوالي، حيث يتغير اداء النظام طرديا مع كل من نسبة السحب وضغط المولد والمبخر ومعدل جريان كتلتي التيارين الابتدائي والثانوي وعكسيا مع كل من ضغط المكثف ونسبة الانضغاط ونسبة درجتي حرارة حالة الركود لدخول مائع التشغيل الى القاذف .
 3. ان حجم هذا النظام مناسباً مقارنة مع حجم نظام التبريد الانضغاطي لنفس سعة التبريد .

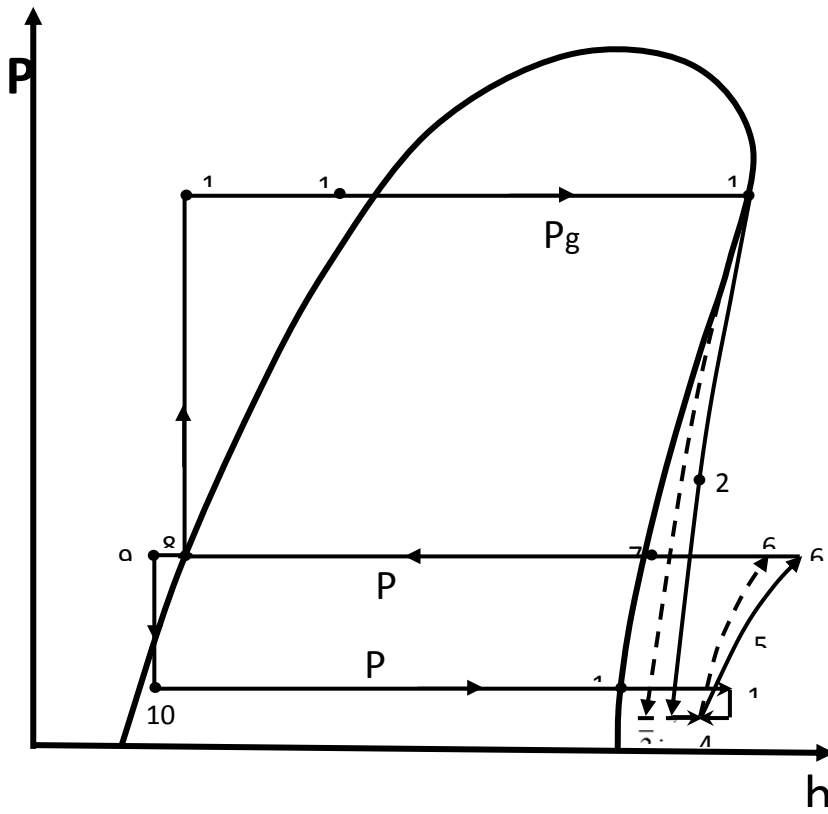
References

- المصادر-----
1. Keenan J.H, Neumann E.P and Lustwerk F., "An investigation of ejector design by analysis and experiments" J. of applied mechanics, vol.17 , No.3, pp.:299-309,1950.
 2. Al-Saffawi A.M., "An air-conditioning system of ejector cooler type operated by an engine exhaust" M.Sc. thesis submitted to the department of mechanical engineering , University of Mosul ,1985.
 3. Dorantes R., Estrada C.A. and PilatowskyI. "Mathematical simulation of a solar ejector-compression refrigeration system", J. of applied thermal engineering ,vol.16 (8,9), pp.:669-675, 1996.
 4. Huang B.J , "A solar ejector cooling system using refrigerant 141b, J. of solar energy, vol.64, Nos(4-6), pp.223-226, 1998.

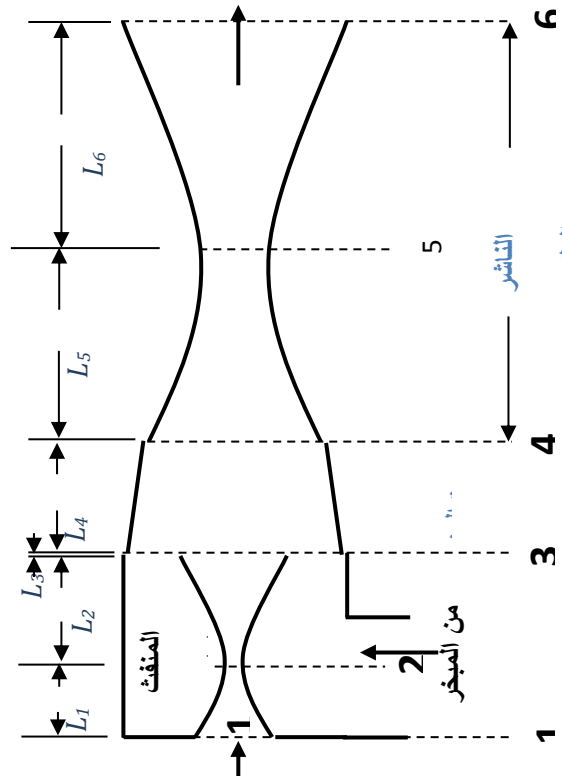
5. Wolpert J., Riffat S.B., “ Hybrid solar/gas cooling ejector unit for a hospital in mexico”, Institute of building technology, School of the built environment, University of Nottingham, U.K.,1998.
6. Eames, I.W., “A new prescription for the design of supersonic pumps: the constant rate of momentum change method”, J. of jet- applied thermal engineering, 22 (2), pp.:121-131, 2002.
7. Pridasawas W. and Lundqvist P., “A year-round simulation of a solar - driven ejector refrigeration system”, Div. Of applied thermodynamics and refrigeration, dept. of energy technology, Brinellvagen 60, Se-10044 stockholm, Sweden; Proceeding of the international conference on fluid and thermal energy conversion, Bali, Indonesia, Dec.7-11,2003.
8. Holman J.P., “Heat transfer”, 8th edition, McGraw-Hill, Inc.,1999.
9. Kreith F., “Principles of heat transfer”, 5th edition, Intext Educational publisher, 1997.
10. Boyen J.L., “practical heat recovery”, John Wiley & Sons, Inc., 1975.
11. Hachum A., Irrigation engineering department, mosulUniversity, personal communications,2004.
12. Stoecker W.F. and Jones J.W., “Refrigeration and air conditioning”, 2nd edition, MC GRAW-Hill book company, 1982.
13. Pitts D.R. and Sissom L.E., “Theory and problems of heat transfer”, 2nd edition, McGraw-Hill Co., 1998.
14. Biery J.C., “Prediction of heat transfer coefficient in gas flow normal to finned and smooth tube banks”, J. of heat and mass transfer, vol.103, pp.:705-714, 1981.
15. Rohsenow M., “Heat exchangers, thermal – hydraulic fundamentals and design”, McGraw-Hill book Co. , 1981.
16. Dupont Suva Refrigerants company, technical information about refrigerants, WWW.SUVA.dupont.com ,2003.



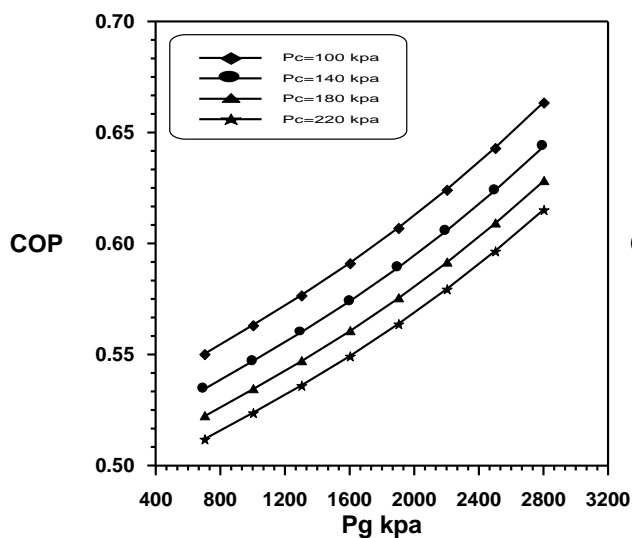
الشكل (1)



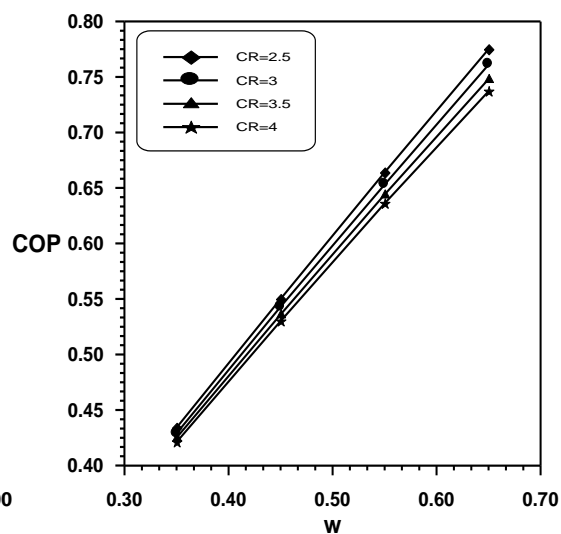
الشكل (2)



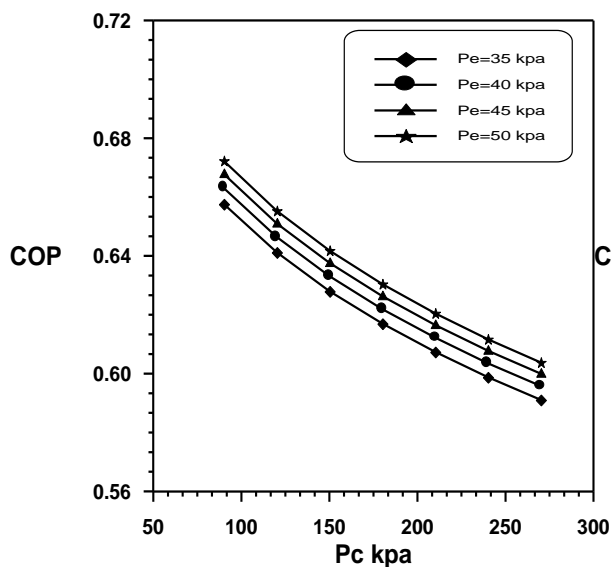
الشكل (3)



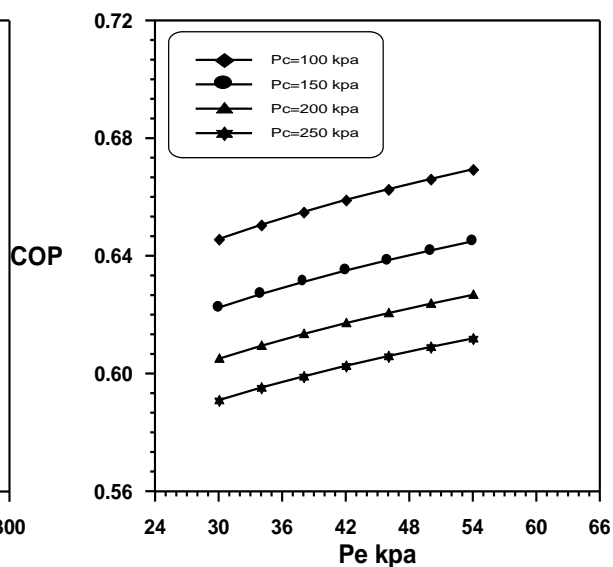
الشكل (5)



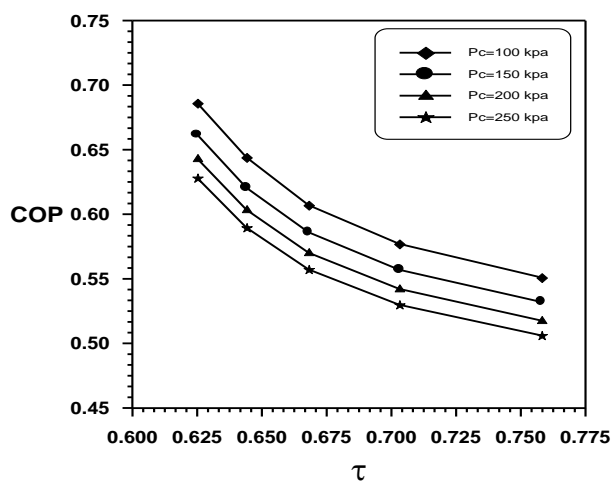
الشكل (4)



الشكل (7)



الشكل (6)



الشكل (8)

**Mechatronic Engineering
Department**

قسم هندسة الميكاترونك

قسم هندسة الميكاترونك

رقم أصفحة	المحتويات ألعنوان	تسلسل
1	حساب الإشعاع الشمسي المحسوب بالساعات باستخدام نموذج اشري لمدينة بغداد	.1
14	فراس عزيز علي نبيل مخلف عبد الرزاق تنفيذ هجين لنظام بسيط لتميز الأجسام بأستخدام (اللاب فيو(و)اللاب فيو(FPGA)	.2
27	مصطفى سالم رأفد أحمد خليل تأثير استخدام زعانف عرضية وطبقات سلكية على كفاءة السخان الشمسي	.3
38	أفاق جاسم محمود و لؤي بشير يونس الدباغ نظام تسخين المياه بالطاقة الشمسية	.4
54	حسام نوفل صالح ياسين، جعفر كيزيلورس و لؤي بشير يونس الدباغ تفادي العقبة لروبوت بواسطة امثلة جسيم السرب سعد ز غول سعيد الخياط	.5

Estimation of Hourly Solar Radiation Using ASHRAE Clear-Sky Model for Baghdad City

Firas A. Ali
Assistant Lecturer
Technical College/Mosul
Firasali59@yahoo.com

Nabiel M. Abdulrazzaq
Assistant Lecturer
Technical College/Mosul
NabielMukhlif@yahoo.com

Abstract

The ASHRAE clear sky model is commonly used as a basic tool for solar heat load calculation of air conditioning systems for building design. Therefore, an attempt has been done to estimate hourly global solar radiation for Baghdad city (latitude: 33°20' N, and longitude: 44°30' E) using ASHRAE model. The results of ASHRAE model are combined and converted to monthly mean daily solar radiation to compare these results with monthly mean daily solar radiation that measured at Iraqi meteorological department for five years intervals (2004-2008). Comparison between estimated and measured values shows that the results for Baghdad city provide good estimates of the hourly global radiation. The root mean square error (RMSE), and mean bias error (MBE) for the presented model for global radiation are used to validate the presented model at Baghdad station-Iraq. The (RMSE) test was gave results equal to 0.751%, and the corresponding mean bias error (MBE) was gave results approach to 0.217%.

Keywords: ASHRAE model, solar radiation, Baghdad city.

حساب الإشعاع الشمسي المحسوب بالساعات باستخدام نموذج اشري لمدينة بغداد

نبيل مخلف عبد الرزاق
مدرس مساعد
الكلية التقنية-الموصل

فiras عزيز علي
مدرس مساعد
الكلية التقنية-الموصل

الخلاصة

يستخدم نموذج اشري كثيرا كوسيلة لحساب الأحمال الحرارية الخاصة بتصميم أنظمة تكييف الهواء وحساب الأحمال الحرارية في الأبنية الحديثة. ولهذا تم التنبؤ لحساب قيم الإشعاع الشمسي المتمثل بالساعات لمدينة بغداد التي تقع على دائرة عرض 33°20' شمالا، وخط طول 44°30' شرقا، باستخدام نموذج اشري للسماء الصافية. تم تحويل وحدات نتائج نموذج اشري التي تم جمعها لساعات النهار (من شروق الشمس وحتى غروبها) وتحويلها إلى المعدل الشهري اليومي للإشعاع الشمسي لغرض مقارنتها مع قيم الإشعاع الشمسي المسجل في دائرة الأرصاد الجوية العراقية ولفترة خمس سنوات (2004-2008). أشارت المقارنة بين النموذجين السابقين إلى دقة النتائج المحسوبة عن طريق نموذج اشري لحساب الإشعاع الشمسي لمدينة بغداد. استخدمت طرق إحصائية لمعرفة نسبة دقة النتائج متمثلا بمعدل انحياز الخطأ (MBE) و معدل الجذر التربيعي للخطأ (RMSE). أعطى اختبار دقة النتائج عن طريق (RMSE) نتائج مساوية إلى 0.751%، بينما أعطى اختبار دقة النتائج عن طريق (MBE) قيم مساوية إلى 0.217%.

الكلمات المرشدة: نموذج اشري، الإشعاع الشمسي، مدينة بغداد.

Introduction

The ASHRAE clear sky model is commonly used as a basic tool for solar heat load calculation of air conditioning systems and building designs among the engineering and the architectural communities in most countries [1].

The measured hourly values of solar radiation data are not available for large number of stations. Thus, accurate estimation of hourly values of global solar radiation data is essential for the design and performance evaluation of solar energy systems. Because of the previous needs and the scarce nature of solar radiation measurements, a number of models with varying degrees of complication, detail and accuracy have been developed. Some of these models are either empirical and therefore are site-dependent or semi-empirical of a more general nature when local parameters are input to them. Recent and more relevant among these models are discussed later in the section on previous studies.

The hourly solar radiation can be estimated using daily integration approach [2]. It requires measured value of daily solar radiation, which is not available for most of the locations. This can be estimated by using sunshine hour data or temperature data. A model has been developed based on latitude and altitude of a location to estimate monthly average global solar radiation using sunshine hour and temperature data [3].

There are various methods which allow the conversion of daily solar radiation into hourly values. The distribution of total radiation on a horizontal surface over a day was examined such that the ratio of hourly to daily radiation could be correlated with the local day length and hour angle [4]. The hours were designated by the time for the mid point of the hour, and the days were considered to be symmetrical about solar noon. A model for hourly solar radiation has also been developed to correlate it with the local time of day [5].

An attempt has been made to develop a new model to evaluate hourly solar radiation on horizontal surface for Indian locations having different climatic conditions, using least square regression analysis based on the ASHRAE model. Comparison between the estimated and the measured values shows that the constants derived for Indian locations provide good estimates of hourly solar radiation [6]. Also, an attempt has been made to estimate hourly global solar radiation for the composite climate of New Delhi using regression analysis based on the model proposed by Al-Sadah et al. [5]. Comparison between estimated and measured values shows that the constants derived for New Delhi provide good estimates of the hourly global radiation except for the morning and evening hours [7].

To account for regional variations of humidity and turbidity, ASHRAE published maps for a parameter called “clearness number”, for both summer and winter, for different regions in the USA. This parameter is used to modify the radiation values obtained from the model. The unavailability of these factors for other regions of the world prevented the use of this model for these regions. The present work to develop adjustment factors to the ASHRAE clear-sky model for Saudi Arabia is in the same spirit of these “clearness numbers”. The ASHRAE model was examined by Powell [8], by using data collected at 31 NOAA (National Oceanographic and Atmospheric Administration, USA) monitoring stations in the year 1977. The results confirmed the general validity of the model in estimating solar radiation under cloudless conditions. The author reported that the model results were inaccurate for Canadian sites mainly because of the unavailability of the clearness number, which was assumed to be unity at these sites. Powell modified the basic ASHRAE model using elevation corrected optical air mass instead of seasonal clearness numbers. The author claims that his modifications made the model generally more accurate. Machler and Iqbal [9] recognized the above shortcomings of the ASHRAE model and revised the constants A, B, and C in view of

the advancement in solar radiation research up to the 1980s. Further, they developed an algorithm that uses horizontal visibility at ground level as a parameter for turbidity instead of the clearness numbers used in conjunction with the monthly constants. Also, they modified the model by introducing a correction humidity term that accounts for variable water-vapor absorption. Galanis and Chatigny [10] presented a critical review of the ASHRAE model. They pointed out some inconsistencies in the way the model is presented and formulated. They suggested including the clearness number in the expressions of the direct and more importantly in the diffuse irradiation under cloudless conditions. Also, they suggested to rewrite expressions for cloudy-sky conditions in a way that they reduce to the cloudless formulation for zero cloud cover. The authors also pointed out that the results of the model were acceptable when compared with actual data in the USA while they were not for Canadian locations. They also showed that model results are sensitive to the clearness numbers which unfortunately are only available for US locations.

Recently, Maxwell [11] developed a solar radiation model (called METSTAT model) based on quality-assessed data collected from 1978 to 1980 at 29 US National Weather Service sites. The model calculates hourly values of direct normal, diffuse, and global solar radiation. The model input includes total and opaque cloud cover, aerosol optical depth, perceptible water vapor, ozone, surface albedo, snow depth, days-since-last snowfall, atmospheric pressure, and present weather. Although this model appears to be comprehensive, its application is limited to locations where the above input data are available.

Rigollier et al. [12] presented another clear-sky model developed in the framework of the new digital European Solar Radiation Atlas (ESRA). The model has explicit expressions for both beam and diffuse radiation components. The parameters in the model have been empirically adjusted by fitting techniques using hourly measurements over several years for a number of European locations. Gueymard [13] presented two new models to predict the monthly-average hourly global irradiation distribution from its monthly-averaged daily counterpart. He found that a quadratic expression in the sine of the solar elevation angle fits the data very well at all locations considered. Other parameters in these models include mean monthly clearness index, average day-length, and daily average solar elevation.

Yang and Koike [14] developed a numerical model to estimate the hourly-mean global solar-irradiance in which the upper-air humidity is considered. The authors defined a sky-clearness indicator as a function of the relative humidity profiles in the upper atmosphere; then they used this indicator to relate global solar radiation under cloudy skies to that under clear skies.

In this paper, the ASHRAE clear-sky model is used to estimate the hourly global solar radiation on horizontal surfaces in Baghdad, Iraq. The values of monthly averaged daily global radiation on horizontal surface were obtained for Baghdad city for five years intervals (2004-2008), [15]. The results of ASHRAE model were compared with those recorded at Iraqi metrological department or from [15] to validate the results of presented model.

Methodology

There are many categories to estimate the hourly solar radiation on horizontal surface. The ASHRAE clear-sky model is among these methods. In this model, the direct normal irradiation is calculated by means of a simple equation containing two constants A and B while the diffuse irradiation is given as a fraction C of the direct normal component. The constants A , B , C are tabulated by ASHRAE [1] for each month of the year, giving 12 sets of these constants. The model was developed for a "basic atmosphere" containing 200 dust particles per cm^3 and a specific value of ozone concentration. The amount of precipitate water

varies for different months and is therefore accounted for via the different sets of constants. Thus the 12 sets of coefficients reflect the annual variation of the absolute atmospheric humidity. Because humidity had an influence on particle size of aerosols, the variations of the constants B and C indicate a variation in turbidity as well. The constant A is related to the solar constant. The tabulated values of A are based on work dating back to 1940, which assumes a solar constant of 1332 W/m^2 . Recent accurate measurements yield an agreed-upon value of 1367 W/m^2 .

Global Solar Radiation Calculation:-

The global solar radiation on horizontal surface is consisting of two main components, beam and diffuse solar radiation components. Then the global solar radiation can be presented as follows [1]:

$$I = I_b + I_d \dots\dots\dots(1)$$

Where I_b and I_d are hourly beam and diffuse solar radiation components in (w/m^2).

Beam Solar Radiation:-

The direct solar radiation component on the surface normal to the sun's ray, I_{bn} , can be presented as follows, [1]:

$$I_{bn} = A \times \exp[-B / \cos(\theta_H)] \dots\dots\dots(2)$$

Where: A is the apparent solar radiation in (w/m^2), B is the atmospheric extinction coefficient (dimensionless), while θ_H is the solar zenith angle in (degrees) which may defined as the angle between the sun's ray and the normal to horizontal surface as shown in Fig. (1).

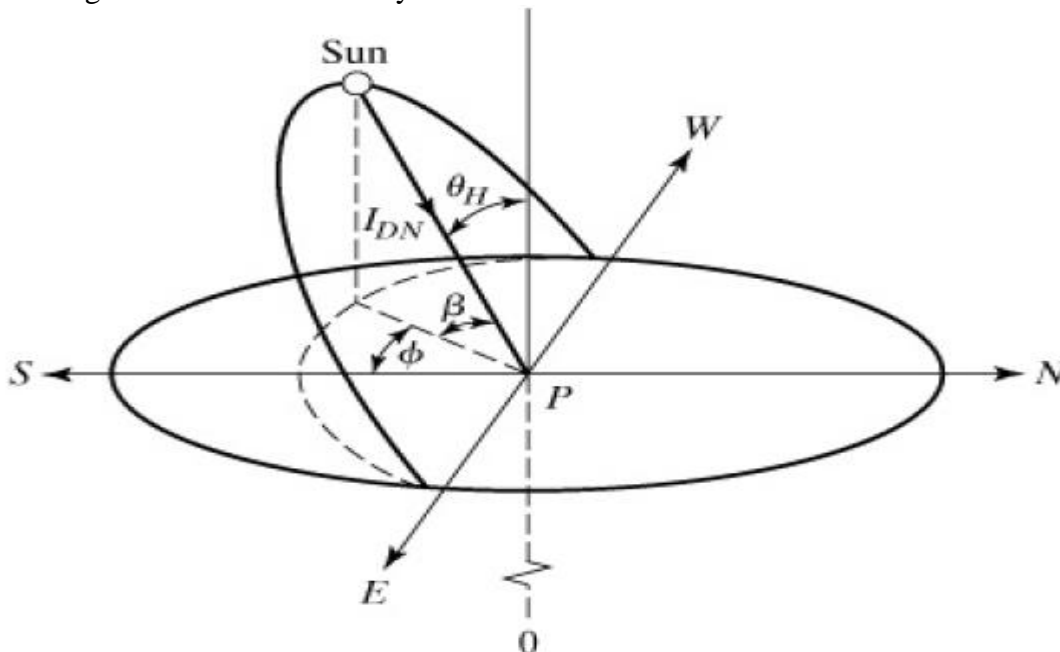


Fig. (1) Definitions of sun's zenith angle.

So the beam radiation component I_b on horizontal surface can be re-written as follows, [1]:

$$I_b = I_{bn} \times \cos(\theta_H) \dots\dots\dots(3)$$

The solar zenith angle θ_H in (degrees) can be evaluated from the following equation, [16]:

$$\cos(\theta_H) = \cos(\delta)\cos(\lambda)\cos(\omega) + \sin(\delta)\sin(\lambda) \dots\dots\dots(4)$$

Where: δ is the solar declination angle in (degrees) which shown in Fig. (2) may defined as the angular distance of the sun's rays north or south of the equator (north declination designated positive) and it may calculated as follows, [16]:

$$\delta = 23.45 \sin\left[\frac{360(d + 284)}{365}\right] \dots\dots\dots(5)$$

Where: d is the number of days of the year, which may starts with 1 at January 1st, and end at 365 at December 31st.

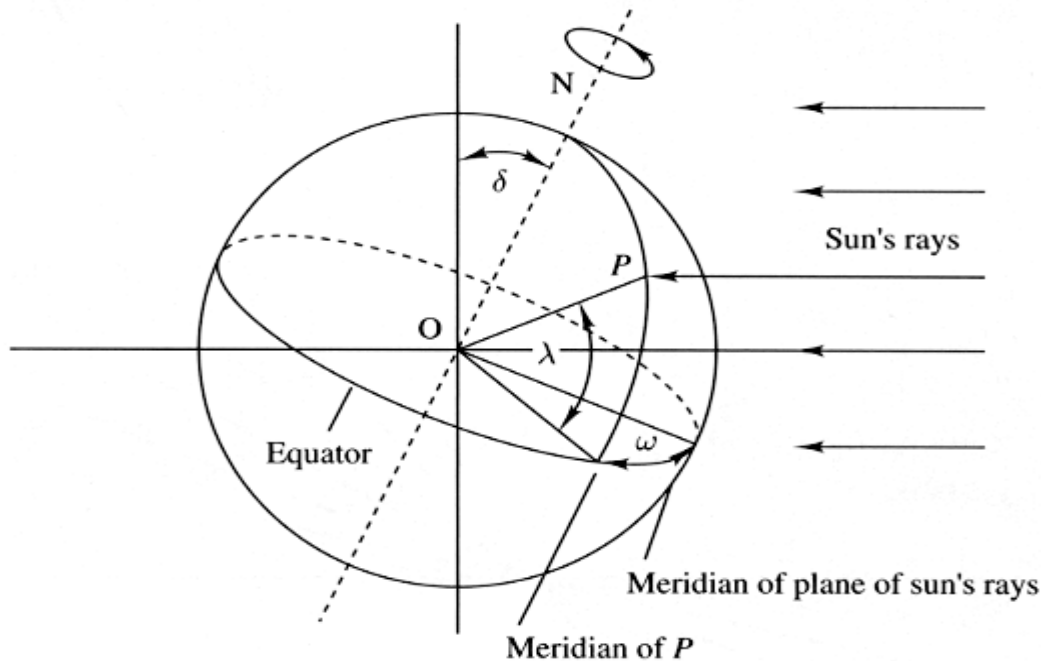


Fig. (2) Definitions of sun's declination angle.

While, λ is the latitude of place in (degrees), and ω is the solar hour angle (Fig. 2) which may defined as the angle through which the earth would turn to bring the meridian of the point directly under the sun, [16]. In this work, the hour angle was evaluated at each mid hour from sunrise to sunset times.

The hour angle ω can be regarded as the angular measurement of time, which it is positive morning and negative evening, and it is equal to zero at local solar noon. The hour angle can be estimated depending on apparent solar time AST which equivalent to 15° per hour as follows [16]:

$$\omega = 15 \times (12 : 00 - AST) \dots\dots\dots(6)$$

The apparent solar time AST can be defined as the number of hours before or after the local solar noon. Solar time is based on the apparent angular motion of the sun across the sky, with solar noon the time when sun crosses the meridian of the observer. The solar time does not coincide with the local clock time. It is necessary to convert standard time to solar time by applying two corrections. First, there is a constant correction for the difference in longitude between the observers' meridian and the meridian on which the local standard time is based. The second correction is from the equation of time, which take into account the perturbations in the earth's rate of rotation which affect the time the sun crosses the observer's meridian. The difference in minutes between local standard time (LST) or clock time and apparent solar time (AST) can be presented as follows, [16]:

$$AST = LST + 4(L_{st} - L_{Loc}) + E \dots\dots\dots(7)$$

For Baghdad city the first correction which may present from longitude difference can be ignored because Baghdad city was considered as the standard meridian for Iraq. Then the local longitude L_{Loc} was coincided to standard longitude L_{st} . Then the above equation can was re-written as follows:

$$AST = LST + E \dots\dots\dots(8)$$

Where: E is the equation of time in degrees, which may defined as the difference in earth velocity while it rotates around the sun in an elliptic path. The equation of time can be evaluated from the following equation [17]:

$$E = 9.87 \sin(2B) - 7.53 \cos(B) - 1.5 \sin(B) \dots\dots\dots(9)$$

Where B can be estimated as follows, [17]:

$$B = (d - 81) \frac{360}{364} \dots\dots\dots(10)$$

Diffuse Solar Radiation:-

The diffuse solar radiation component on horizontal surface can be written in the following form [1]:

$$I_d = C \times I_{bn} \dots\dots\dots(11)$$

Where: C is the diffuse radiation factor (dimensionless). Finally, the hourly global solar radiation on horizontal surface can be represented using the following formula:

$$I = I_{bn} \times \cos(\theta_H) + C \times I_{bn} \dots\dots\dots(12)$$

Data Source

Clear-sky hourly solar radiation on horizontal surface for Baghdad city has been estimated using ASHRAE model. The model was modified by converting the values of solar parameters (A , B , and C) from the twenty first day of each month as taken from refrence, [1] to specified value at each month, which makes the calculations of solar radiations suitable for any day in the month by taking the linear interpolation as shown in table (1). The values of modified solar parameters are taken from author [18].

Table (1) Constants for ASHRAE equations for average values of each month.

Months	Day no.	<i>A</i> (per month)	<i>B</i>	<i>C</i>
		W/m ²	Dimensionless	dimensionless
January	17	1229.88	0.142	0.058
February	16	1216.25	0.144	0.060
March	16	1190.40	0.153	0.068
April	15	1144.66	0.175	0.092
May	15	1109.68	0.192	0.116
June	11	1092.69	0.202	0.130
July	17	1084.88	0.207	0.136
August	16	1102.97	0.202	0.124
September	15	1142.12	0.182	0.098
October	15	1183.45	0.164	0.077
November	14	1213.61	0.151	0.065
December	10	1228.00	0.145	0.059

The values of monthly mean daily global radiation in (MJ/m²-day) for specified day per each month are obviously in table (2) as taken from reference [15]. These values were taken after finding the average of five years as shown in table (2). The table (2) illustrates also, the values of equation of time in minutes for Baghdad city. As shown in table (2), the equation of time has a relatively small values which in ultimate case not exceed fourteen minutes. Then, these values does not affect on hourly solar radiation results, which means the time that taken in this work is the same clock time for Baghdad city or whole Iraq time.

Table (2) Monthly mean daily solar radiation values for Baghdad city.

Months	Day no.	Monthly mean daily solar radiation \bar{H} (MJ/m ² -day)	Equation of time <i>E</i> in minutes and seconds
January	17	10.600	-9:58
February	16	13.330	-14:32
March	16	17.748	-9:21
April	15	21.600	-0:13
May	15	23.430	3:45
June	11	27.040	0:34
July	17	26.040	-5:48
August	16	24.664	-3:52
September	15	20.844	5:40
October	15	15.810	14:57
November	14	11.900	14:56
December	10	9.8600	6:6

The need for radiation data covering entire areas led to the development of radiation models that allow the calculation of radiation parameters within certain margins of error. The accuracy of the estimated values was tested by calculating the Mean Bias Error *MBE*, and the Root Mean Square Bias Error *RMSE*. These values of errors can be evaluated as follows, [19]:

$$RMSE = \left[\sum (\bar{H}_{cal} - \bar{H}_{obs})^2 / M \right]^{1/2} \dots\dots\dots(13)$$

$$MBE = \left[\sum (\bar{H}_{cal} - \bar{H}_{obs}) / M \right] \dots\dots\dots(14)$$

Where M is the number of observed points, \bar{H}_{cal} is the calculated global radiation, and \bar{H}_{obs} is the observed global radiation on horizontal surface.

Results And Discussion

An attempt has been done to estimate hourly global solar radiation for Baghdad city using ASHRAE clear-sky model. The hourly solar radiation values that estimated using ASHRAE clear-sky model are demonstrated for all daylight hours from sunrise to sunset times (5:00 Am-19:00 Pm) for a specified day per each month are shown in table (3).

The hourly global solar radiation values that appear in table (3) are estimating at each mid-hour from sunshine to sunset at each sequenced hours using equation (12). The hourly solar radiation values in (W/m^2) are combined for fourteen hours from sunshine to sunset and converted to monthly mean daily solar radiation in (MJ/m^2 -day) as shown in last row of that table. This values of monthly mean daily solar radiation are compared with values of monthly mean daily solar radiation that obtained from reference [15].

Table (3) Hourly solar radiation in (W/m^2).

Hours	Hourly solar radiation I in W/m^2 estimated for twelve months											
	JAN	FEB	MAR	APR	MAY	JUN	JUL	AUG	SEP	OCT	NOV	DEC
5-6	0	0	0	0	15.59	46.33	29.81	0	0	0	0	0
6-7	0	0	30.76	136.6	221.6	256.9	237.5	166.4	64.4	0	0	0
7-8	49.39	140.7	258.7	369.6	442.9	470.2	452.5	391.7	293.7	170.9	68.27	27.1
8-9	249	357.4	480.2	582.2	642.1	661.3	645.1	595.2	508.2	386.2	271.4	215.9
9-10	422.9	538.2	662.5	756.2	804.6	817.2	802.1	761.3	684	564.8	445.6	385.9
10-11	546.9	666.6	791.7	879.2	919.5	927.3	912.9	878.6	808.5	691.5	569.8	507.8
11-12	611.4	733.2	858.7	942.9	978.9	984.2	970.3	939.4	872.9	757.1	634.2	571
12-13	611.4	733.2	858.7	942.9	978.9	984.2	970.3	939.4	872.9	757.1	634.2	571
13-14	546.9	666.6	791.7	879.2	919.5	927.3	912.9	878.6	808.5	691.5	569.8	507.8
14-15	422.9	538.2	662.5	756.2	804.6	817.2	802.1	761.3	684	564.8	445.6	385.9
15-16	249	357.4	480.2	582.2	642.1	661.3	645.1	595.2	508.2	386.2	271.4	215.9
16-17	49.39	140.7	258.7	369.6	442.9	470.2	452.5	391.7	293.7	170.9	68.27	27.1
17-18	0	0	30.76	136.6	221.6	256.9	237.5	166.4	64.4	0	0	0
18-19	0	0	0	0	15.59	46.33	29.81	0	0	0	0	0
MJ/m ²	11.59	15.04	19.02	22.63	24.84	25.69	24.99	23.04	19.95	15.86	12.27	10.53

While table (4) shows the comparison between measured and estimated values of monthly average daily solar radiation for Baghdad city. The table also show the results of statistical errors which may represented by mean bias error and root mean square error to validate the presented model.

Table (4) Estimated and measured monthly mean daily solar radiation values for twelve months for Baghdad city in (MJ/m²-day), with statistical errors percentages.

JAN	FEB	MAR	APR	MAY	JUN	JUL	AUG	SEP	OCT	NOV	DEC
Est.	Est.	Est.	Est.	Est.	Est.	Est.	Est.	Est.	Est.	Est.	Est.
11.59	15.04	19.02	22.63	24.84	25.69	24.99	23.04	19.95	15.86	12.27	10.53
Meas.	Meas.	Meas.	Meas.	Meas.	Meas.	Meas.	Meas.	Meas.	Meas.	Meas.	Meas.
10.60	13.33	17.75	21.60	23.43	27.04	26.004	24.66	20.84	15.80	11.90	9.86
City				MBE				RMSE			
Baghdad				0.217%				0.751%			

The components of hourly global (Beam and Diffuse solar radiation components) for January, September, and May are presented in tables (5a, b, c) respectively. These months may represent three different seasons in Baghdad city such as (January represent winter season, September represent autumn season, while May represent summer season), instead of repeating the calculations for all months.

Table (5a) Hourly Global, Beam, And Diffuse Solar Radiation In (W/m²) For January.

Hours	Hourly Beam Radiation I_b	Hourly Diffuse Radiation I_d	Hourly Global radiation I
5-6	0	0	0
6-7	0	0	0
7-8	31.57	17.85	49.39
8-9	206.2	42.87	249
9-10	372.9	50.99	422.9
10-11	492.5	54.43	546.9
11-12	555.5	55.78	611.4
12-13	555.5	55.78	611.4
13-14	492.5	54.43	546.9
14-15	372.9	50.99	422.9
15-16	206.2	42.87	249
16-17	31.57	17.85	49.39
17-18	0	0	0
18-19	0	0	0

Table (5b) Hourly Global, Beam, And Diffuse Solar Radiation In (W/m²) For September.

Hours	Hourly Beam Radiation I_b	Hourly Diffuse Radiation I_d	Hourly Global radiation I
5-6	0	0	0
6-7	36.84	27.66	64.4
7-8	228.2	65.6	293.7
8-9	428.82	79.4	508.2
9-10	598.3	85.76	684
10-11	719.5	88.96	808.5
11-12	782.5	90.33	872.9
12-13	782.5	90.33	872.9
13-14	719.5	88.96	808.5
14-15	598.3	85.76	684
15-16	428.82	79.4	508.2
16-17	228.2	65.6	293.7
17-18	36.84	27.66	64.4
18-19	0	0	0

Table (5c) Hourly Global, Beam, And Diffuse Solar Radiation In (W/m^2) For May.

Hours	Hourly Beam Radiation I_b	Hourly Diffuse Radiation I_d	Hourly Global radiation I
5-6	6.06	9.53	15.59
6-7	156.7	64.88	221.6
7-8	356.7	86.26	442.9
8-9	546.05	96.17	642.1
9-10	703.1	101.4	804.6
10-11	815.3	104.2	919.5
11-12	873.6	105.4	978.9
12-13	873.6	105.4	978.9
13-14	815.3	104.2	919.5
14-15	703.1	101.4	804.6
15-16	546.05	96.17	642.1
16-17	356.7	86.26	442.9
17-18	156.7	64.88	221.6
18-19	6.06	9.53	15.59

The values of hourly global solar radiation are presented in figure (3). This figure shows the hourly global solar radiation values versus daylight hours (5:00Am-19:00Pm) as estimated at each mid-hour for a complete year. The figure explains the real behavior of hourly solar radiation during the hours of day. The values of hourly solar radiation have two peak points for each curve: one for solar noon times, when the sun appears at the highest point in the sky, and second for summer season or exactly at June month when the sun is normal or nearly normal on Baghdad city. Fig. (3) shows the values of hourly solar radiation for twelve months (January, February, March, April, May, June, July, August, September, October, November, and December).

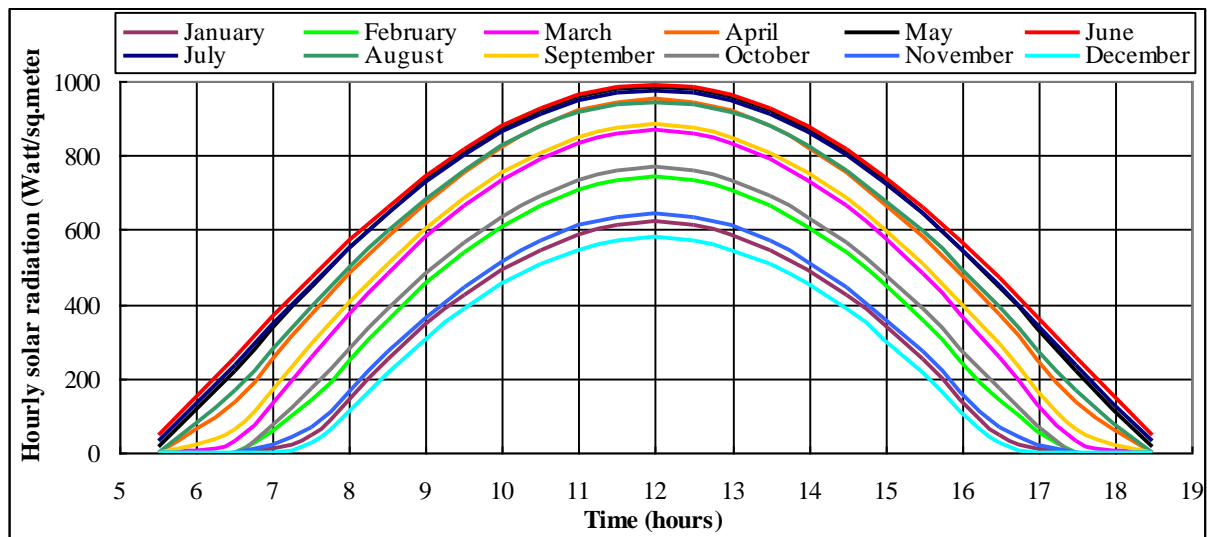


Fig. (3) Clear-sky hourly solar radiation versus time of day.

While, Fig. (4) shows the comparison between measured and calculated monthly mean daily global solar radiation in (MJ/m^2 -day) for Baghdad city. In order to validate the presented model, statistical methods was applied to show the convergence between the compared models. The *RMSE* test provides information on the short-term performance of the studied

model as it allows a term-by term comparison of the actual deviation between the calculated value and the measured value. It is recommended that a zero value for *MBE* is ideal and a low *RMSE* is desirable [20],[21]. In this paper, the value of root mean square error was approached to 0.751%, while the mean bias error was closed to 0.217%.

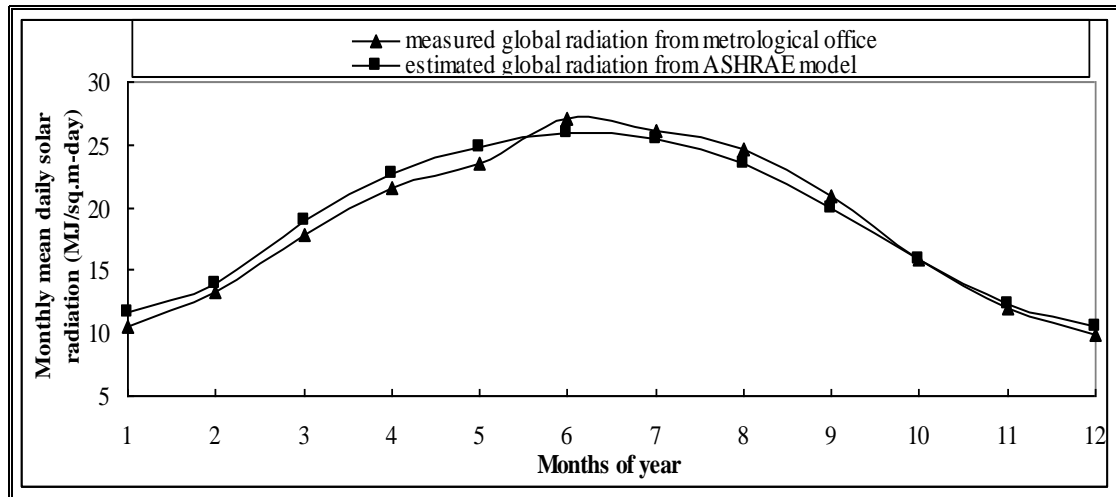


Fig. (4) Comparison between measured and estimated hourly global solar radiation.

The mismatch between the two values (measured and estimated hourly solar radiation) due to some factors. One of them, is the evaluating of ASHRAE model solar parameters or coefficients (A, b, and C) which may effected by climate conditions (water vapor, CO₂ emission, dust particles) which vary from location to other, which affects on accuracy of results. Another reason may be grow from the precision of solar instruments that may used to measure the hourly solar radiation at that site or that city.

The global solar radiation components (Beam and Diffuse) for January, May, and September are presented in Figs. (5a, b, c) respectively.

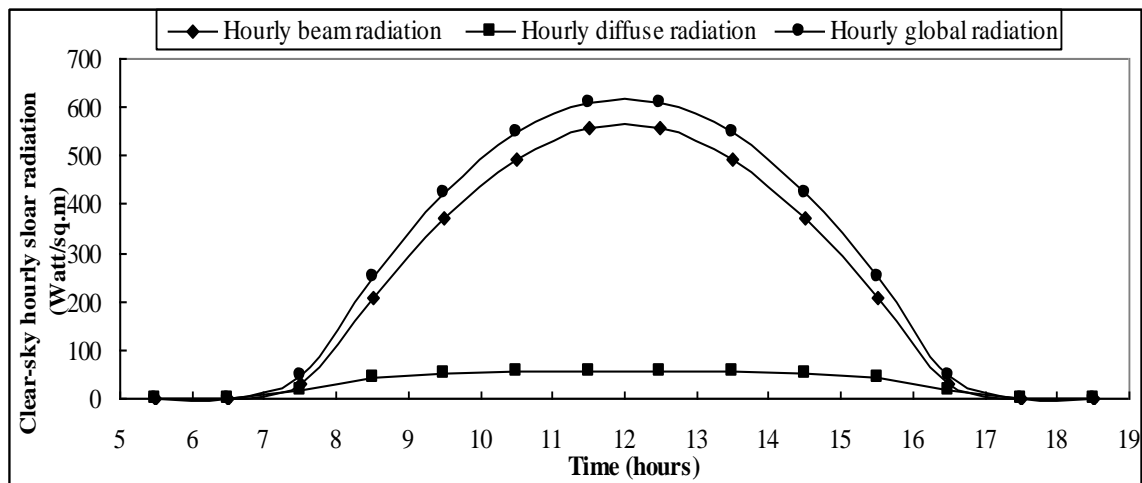


Fig. (5a) Hourly Global, Beam, and Diffuse solar radiations versus day hours for January.

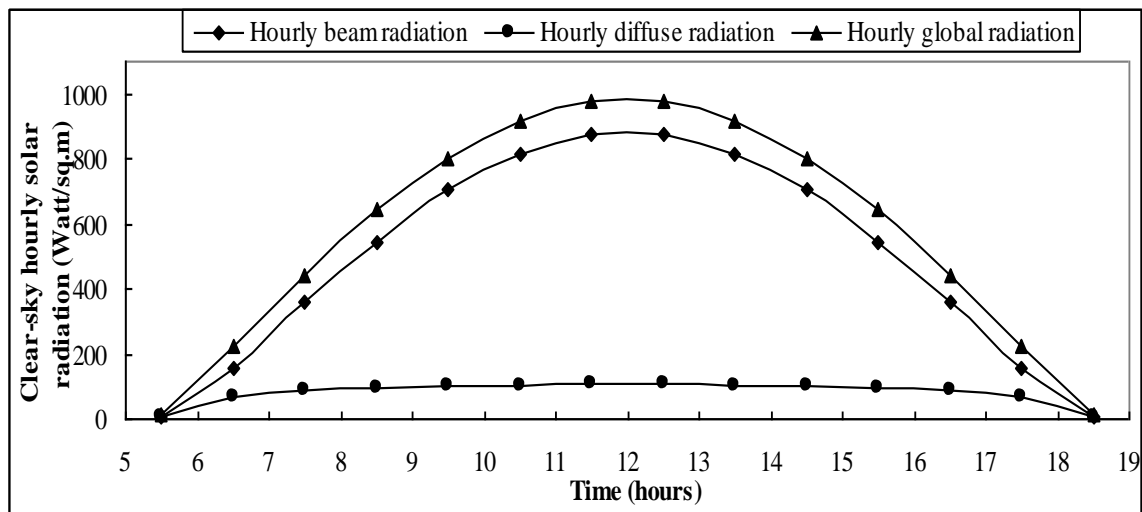


Fig. (5b) Hourly Global, Beam, and Diffuse solar radiations versus day hours for May.

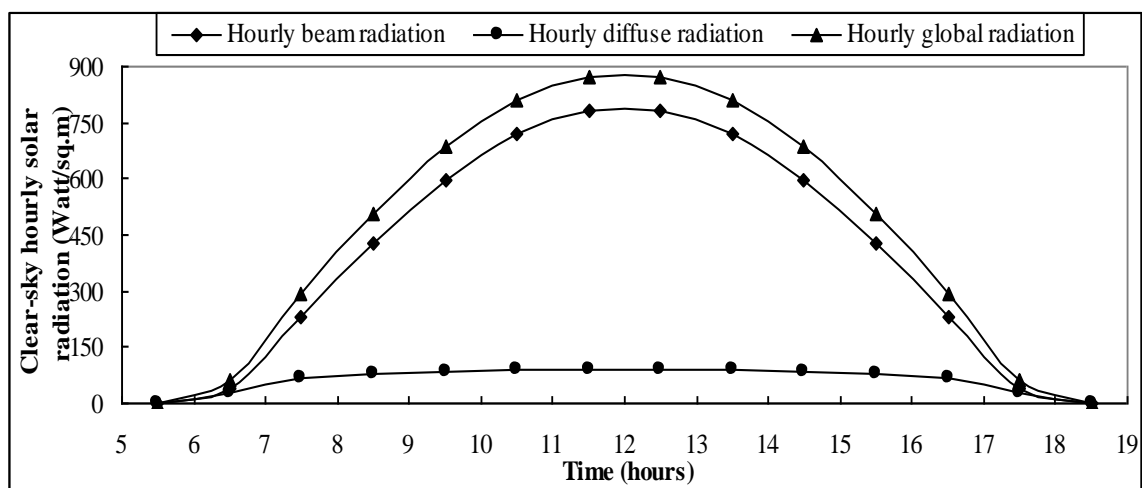


Fig. (5c) Hourly Global, Beam, and Diffuse solar radiations versus day hours for September.

Conclusions

An attempt to evaluate hourly solar radiation based on ASHRAE clear-sky model on horizontal surface for Baghdad city. The ASHRAE model solar parameters (A, B, and C) are modified to make them suitable for calculating the hourly solar radiation for Baghdad city at specified day of each month. The values of hourly solar radiation are combined and converted from (W/m^2) to monthly mean daily solar radiation in (MJ/m^2 -day). Then the last one was compared with global radiation that recorded at Iraqi meteorological office for five years periods (2004-2008) for Baghdad city to validate the results of ASHRAE model. The statistical errors, (root mean square and mean bias errors) were gave good agreement between original ASHRAE model and those recorded at Iraqi meteorological office.

References

- [1] ASHRAE, "Handbook of Fundamentals". Atlanta, Georgia: American Society of Heating, Refrigeration, and Air-Conditioning Engineers, chapter 27, 1985.
- [2] C. Gueymard, "Prediction and Performance Assessment of Mean Hourly Global Radiation" *Solar Energy*, Vol. 68, No. 3, 2000, pp. 285-303.
- [3] S. S. Chandel, R. K. Aggarwal and A. N. Pandey, "New Correlation to Estimate Global Solar Radiation on Horizontal Surfaces Using Sunshine Hour and Temperature Data for Indian Sites," *Solar Energy Engineering Journal*, Vol. 127, No. 3, 2005, pp. 417-420.
- [4] Liu BYH, Jordan RC. "The interrelationship and characteristic distribution of direct, diffuse and total solar radiation" *Solar Energy*, Vol. 4, 1960, pp. 1-19.
- [5] Al-Sadah FH, Ragab FM, Arshad MK. "Hourly solar radiation over Bahrain". *Solar Energy*, Vol. 15, 1990, pp. 395-410.
- [6] A. K. Katiyar, C. K. Pandey "Correlation for estimation of hourly solar radiation" *International journal of energy and environment*, Vol. 2, Issue 1, 2011, pp.191-198.
- [7] M. Jamil Ahmad and G.N. Tiwari "Estimation of Hourly Global Solar Radiation for Composite Climate" *Open Environmental Sciences*, Vol. 2, 2008, pp. 34-38.
- [8] Powell GL. The ASHRAE clear-sky model – an evaluation. *ASHRAE J* November 1982:32–4.
- [9] Machler MA, Iqbal M. A modification of the ASHRAE clear-sky irradiation model. *ASHRAE Trans* 1985;91(Part 1):106–15.
- [10] Galanis N, Chatigny R. A critical review of the ASHRAE solar-radiation model. *ASHRAE Trans* 1986;92(Part 1):410–9.
- [11] Maxwell EL. METSTAT – The solar radiation model used in the production of the national solar radiation data base (NSRDB). *Solar Energy* 1998;62(4):263–79.
- [12] Rigollier C, Bauer O, Wald L. On the clear-sky model of the ESRA – European solar radiation atlas – with respect to the Heliosat method. *Solar Energy* 2000;68(1):33–48.
- [13] Gueymard C. Prediction and performance assessment of mean hourly global radiation. *Solar Energy* 2000;68(3):285–303.
- [14] Yang K, Koike T. Estimating surface solar-radiation from upper-air humidity. *Solar Energy* 2002;72(2):177–86.
- [15] Ali M. Al-Salihi, Maylaa M. Kadum and Ali J. Mohammed. "Estimation of global solar radiation on horizontal surface using routine meteorological measurements for different cities in Iraq" *Asian J. Sci. Res. research*, Vol. 3(4): 2010, pp. 240-248.
- [16] Duffie, J.A. and Beckman, W.A. "Solar Engineering of Thermal Processes", 3rd edition, John Wiley & Sons, Inc., New York, 2006, pp. 11-15.
- [17] Soteris Kalogirou, "Solar energy engineering: process and systems", 1st edition, Academic Press, London, 2009, pp. 50-51.
- [18] K. Bakirci. "Estimation of Solar Radiation by Using ASHRAE Clear Sky Model in Erzurum, Turkey" *Energy Source*, Part A, Vol. 31, 2009, pp. 208-216.
- [19] El-Sebaii and A.A. Trabea "Estimation of Global Solar Radiation on Horizontal Surfaces Over Egypt" *Egypt. J. Solids*. 2005, Vol. 28, pp. 265-277.
- [20] Iqbal, M. "An Introduction to Solar Radiation" Academic Press: Toronto, Canada, 1983.
- [21] Almorox, J., Benito, M., and Hontoria, C. "Estimation of Monthly Angstrom-PreScott Equation Coefficients from Measured Daily Data in Toledo, Spain". *Renewable Energy Journal*. Vol. 30, 2005, pp. 931-936.

Hybrid LabVIEW and LabVIEWFPGA Implementation of Simple Objects Classification System

Mustafa Salim
Email:mshhalh@gmail.com

Rafid Ahmed Khalil
Email:rafidamori@ymail.com

Abstract-

LabVIEW FPGA from National Instrument is a new technology that converts some graphical block (VI) of LabVIEW into digital hardware circuitry and can be implemented directly in hardware without knowledge of low-level hardware description languages (HDLs). In this paper, a platform is utilized to build a simple object classification system, where the system consists of two parts, the first part consists of features extraction system based on LabVIEW environment that uses image processing embedded functions to extract features vector of the objects, and second part that executed Xilinx FPGA which is a classifier based on feed-forward fully connected architecture neural networks that work in LabVIEW FPGA environment. An offline back propagation learning is used. Both parts are connected to work in real time. The FPGA target was Xilinx Spartan 3E-500k. The implementation results show that the prototype design is able to classify objects with easy software/hardware interface, also results show that LabVIEW FPGA can abstract away the traditional synchronization complexities and thus superior speed in design time for implementing complex systems can be achieved when compared with traditional FPGA implementations.

Key words: LabVIEW, LabVIEW FPGA, Hardware description languages, VHDL, Verilog, Objects classification, Image processing, Machine vision.

تنفيذ هجين لنظام بسيط لتمييز الأجسام باستخدام (اللاب فيو) و (اللاب فيو FPGA)

رأفد أحمد خليل

مصطفى سالم

الخلاصة-

إن (اللاب فيو FPGA) هو تقنية جديدة لتحويل بعض الالات الافتراضية (VI) الى الكيان المادي مباشرة دون الحاجة الى معرفة لغات وصف الكيان المادي التقليدية مثل (VHDL)، تم استغلال هذه التقنية في بناء منظومة تصنيف بسيطة حيث تتكون المنظومة من قسمين: القسم الاول يعمل على بيئة (اللاب فيو) والتي تقوم بالتقاط صور ومعالجتها باستخدام الدوال الخاصة من بيئة لاب فيو وتحويل الصورة الى متجه خصائص يحوي خصائص كائن، اما القسم الاخر فيعمل على الرقاقة السليكونية (Spartan-3E500K) وهو عبارة عن شبكة عصبية ذات الانتشار العكسي دربت للتمييز بين كائنين. إن كلا القسمين ربطا معاً ويعمل النظام في الزمن الحقيقي. وقد بنيت النتائج ان النظام قادر على التمييز مع سهولة ربط الكيان المادي مع ال (software). وان بيئه ال (اللاب فيو FPGA) قد أظهرت قدرة على تصميم نظم معقدة خلال وقت قليل مقارنة مع بيئة التصميم بال FPGA التقليدية.

1. Introduction

The process of applying a particular system on a physical entity (FPGA) with optimal hardware utilization using the VHDL technique is not easy and no engineer can construct an advanced system that works in real time in certain time unless he has an experience with VHDL programming techniques, Synthesis tools like XST, simulator tools like ISim and architectures of FPGA generation like Spartan 3E and Spartan 6. Therefore, new techniques appeared like LabVIEW FPGA to solve the problem where the process of producing configuration code for the FPGA became simple to a specific degree. Many major obstacles of the traditional HDL design process are removed.

The LabVIEW programming environment is distinctly suited for FPGA programming because it clearly represents parallelism and data flow, so readers who are both experienced and inexperienced in traditional FPGA design processes can leverage FPGA technology. In addition, LabVIEW can be used to integrate existing VHDL into LabVIEW FPGA designs [1]. Figure (1) shows the general hardware implementation steps in LabVIEW FPGA from NI and Figure (2) shows steps in ISE from Xilinx [2], the most basic difference is that users are allowed to synthesize system elements graphically rather than by specifying them as a text. Also as illustrated in Figure (2) the available emulator with (bit-true, dataflow-accurate) features allows to simulate the entire part of the system for testing functionally and to capture and display the results with random selected input values without any additional hardware. In addition the cycle-accurate simulation can be used with Xilinx modalism or ISim to see exact timing synchronization of the system [1]. Note that in compilation process the LabVIEW FPGA convert the system blocks to VHDL and driving it to Xilinx compiler the result is only configuration file or bit stream that consist of information for connecting FPGA elements together. Anything related to Map, translate, place and route design details is totally hidden.

Finally, it is worth mentioning that the size consume is not only related to architecture of the system which is dependent on the VHDL programming technique itself which in turn depends on the generation of FPGA chip. These points has been considered in LabVIEWFPGA and thus a synthesized system that is directly downloadable is highly optimized with highspeed parallel processing and impressive performance.

Automatic recognition, description, classification, and groupings of patterns are important problems in a variety of engineering and scientific disciplines such as biology, psychology, medicine, marketing, computer vision, artificial intelligence, and remote sensing [3].

Neural networks have an advantage over the statistical method is that they are distribution free and no prior knowledge is needed about the statistical distribution of class in the data source in order to apply these methods for classification [3].

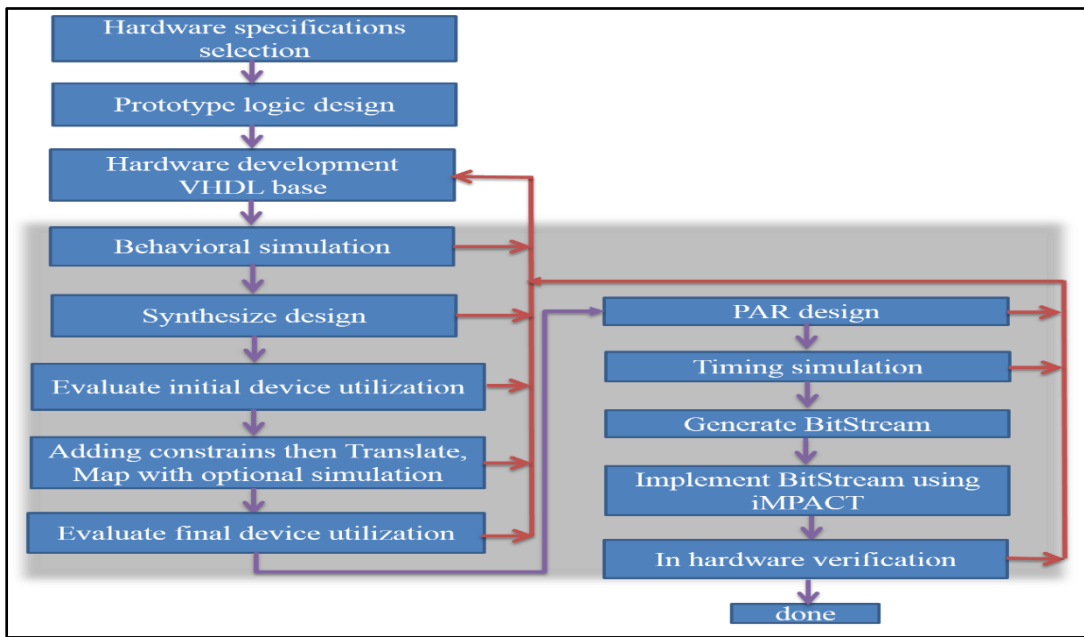


Figure (1): ISE design flow chart.

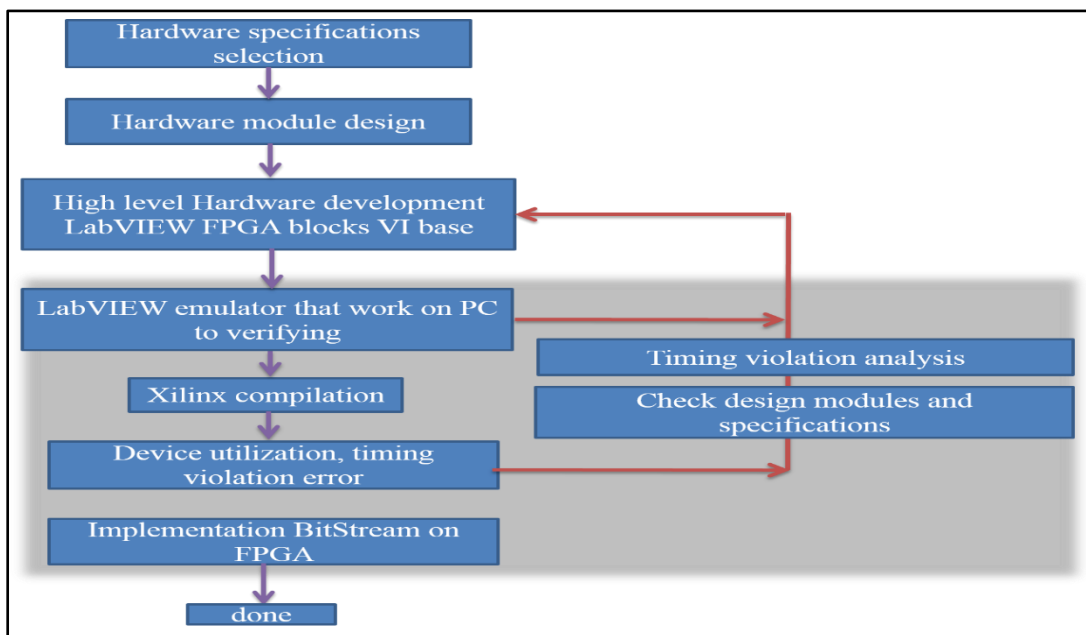


Figure (2): LabVIEW FPGA design flow chart.

The organization of the paper as follows: Section 2 give review of neural network with general implementation mythologies on FPGA. Section 3 briefly presents the implemented system and in detail description of its parts starting from image acquisition and processing and ends with FPGA implementation of the neural classifier. Section 4 gives the results. Section 5 gives a conclusion.

2. Review of neural network

Artificial neural networks (ANNs) are a form of Artificial intelligence, which have been modelled after, and inspired by the processes of the human brain. Structurally, ANNs consist of massively parallel, highly interconnected processing elements. In theory, each processing element, or neuron, is far too simplistic to learn anything meaningful on its own. Significant learning capacity, and hence, processing power only comes from the culmination of many neurons inside a neural network [4].

Multilayer Feed-forward Neural Networks are an ideal mean of tackling the whole range of most tasks in pattern recognition and regression due to its highly adaptable non-activation functions. The feed forward neural network consists of an input layer of nodes, followed by two or more layers of perceptron's, the last of which is the output layer. The layers between the input layer and output layer are referred to as hidden layers. MLPs have been applied successfully to many complex real-world problems consisting of non-linear decision boundaries. Three-layer MLPs are sufficient for most of these applications [5]. Figure (3) shows the Generic structure of MFNNs.

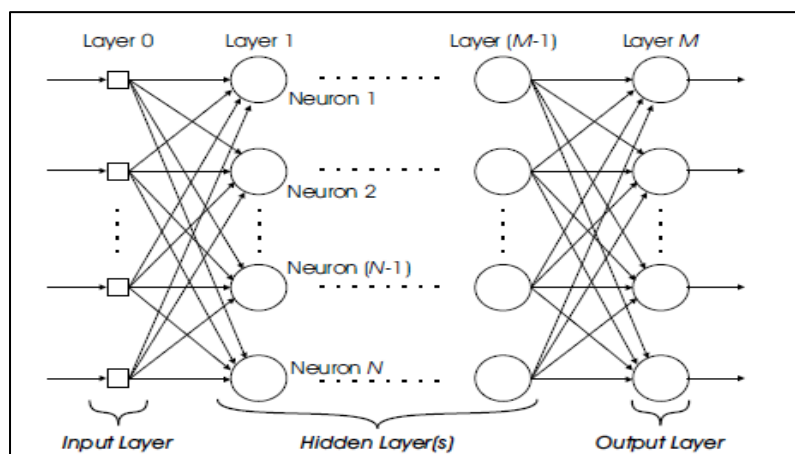


Figure (3): Generic structure of MFNNs.

2.1 Neural network in hardware

Neural networks can be implemented using analog or digital systems. The digital implementation is more popular as it has the advantage of higher accuracy, better repeatability, lower noise sensitivity, better testability, higher flexibility, and compatibility with other types of preprocessors. The digital NN hardware implementations can be done using FPGA, DSP or ASIC. DSP based implementation is sequential and hence does not preserve the parallel architecture of the neurons in a layer. ASIC implementations do not offer re-configurability by the user. FPGA is a suitable hardware for neural network implementation as it preserves the parallel architecture of the neurons in a layer and offers flexibility in reconfiguration [6].

In general the feed-forward neural networks with its learning algorithm in hardware consist the followings:

1-central control unit: which is responsible of synchronization of the network with internal or external components.

2-internal signals: are used for connecting internal component with each other and with host computer.

3-processing components: which represent components that can do specific function. In this case the single neuron represents the component.

4-memory units: contain the weights of the network and other temporal data that can be used during the training.

The role which an FPGA-based platform plays in neural network implementation, and what parts of the algorithm it's responsible for carrying out, can be classified into two styles of architecture either as a co-processor or as a stand-alone architecture [4]. Each of which has advantages over the other. In the coprocessor architecture, a host computer which is sequentially executed is interfaced to neural system and the main program runs on it, so some specific tasks that take large time can pass through to FPGA chip and the results can be returned back again to the main program. Such approach accelerates executions of neural system which may contain thousands of neurons. The execution can be achieved at specific time.

On other hand, in standalone architecture the embedded chip is responsible for doing all tasks related to specific network, starting from the initialization of the data input through training any new data available and other tasks. Many challenges must be considered in the development of this type of system.

Coprocessor architecture methodology is adopted in this paper for the implementation of the system due to fact that input and output operations of the Spartan 3E using LabVIEW FPGA have become more flexible and easy through USB as will be seen in next section and as coprocessors are traditionally more flexible, compared to the standalone.

3. The model of the implemented system

The block diagram of the implemented system is shown in Figure (4), the physical view shown in the Figure (5), the system consists of three modules and the task of this system is to make

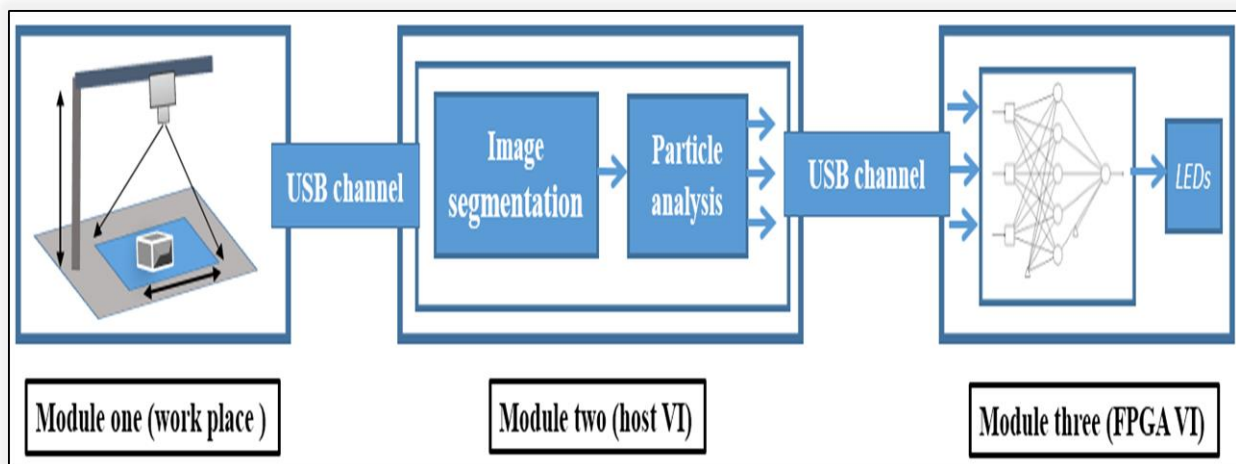


Figure (4):Block diagram of system

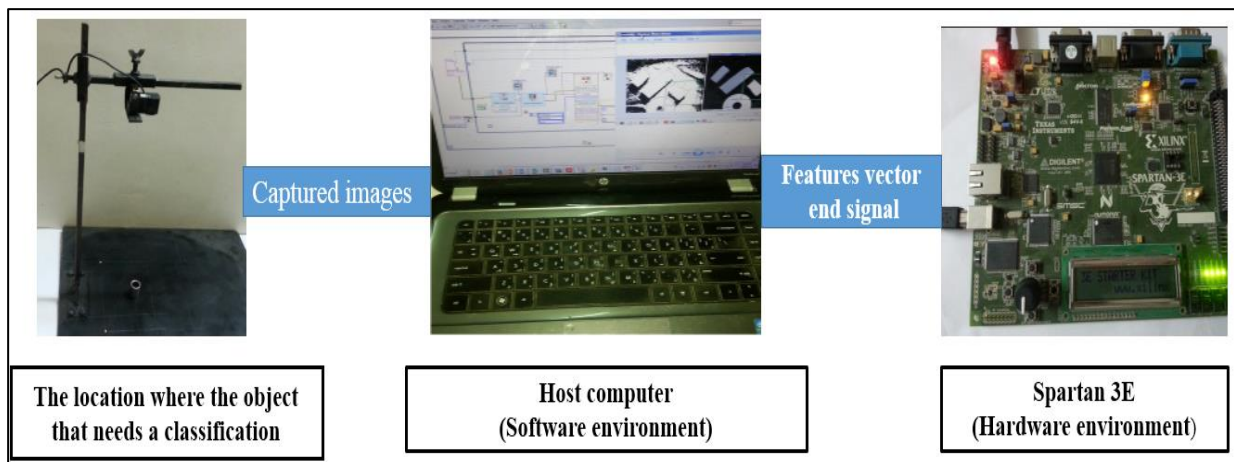


Figure (5): Physical view of the system.

classification between two type of screws. The flow chart for system shown in Figure (6), its start by capturing images for the object that is on the work place, then image segmentation. Single screw must put there at the time, after that, some particle analysis is used to make 2-D features measuring, it's important to note that all real objects are 3-D but as the features that we are trying to find can be expressible by using screw shape and these feature is detectable in a 2-D imaging, therefore a single standard video camera has been used.

Each screw after segmentation will be represented by feature vector and in order to make classification process between particular screws robust, specific features that are invariants to the relative pose of the camera and the screw are adopted. These features consist of Hu moments 1, 2 and 3 [7].

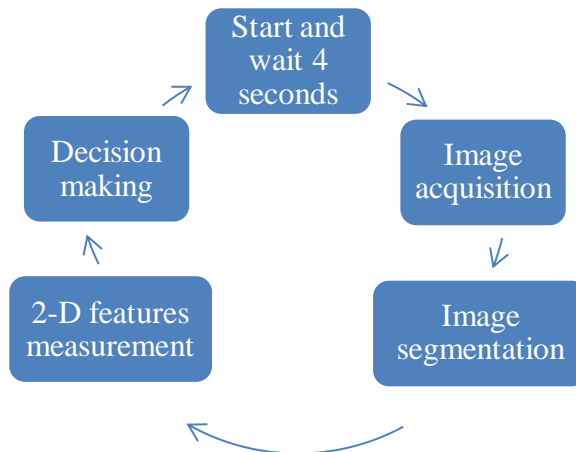


Figure (6): Flow chart of the system.

Finally, a two layer neural network is built in FPGA using NI LabVIEW FPGA, and was used as classification decision making. Each Module of the implemented systems will be explained in the followings:

3.1-Module one:

It consists of single webcam camera, pole and board. The camera used is (CNR-FWC120H) from (CANYON) and illustrated in Figure (7).a. The camera is set tightly on the pole as shown in figure(7).b. The camera is connected to LabVIEW through USB channel.



a. CANYON camera. b. Camera with pole.

Figure (7): Module one.

3.2-Module two (host VI):

This module consists of four LabVIEW VIs (VI: refer to virtual instrument which is the basic building block in LabVIEW and corresponds to the function in other languages, each VI may be consists of many SubVIs): image acquisition, image processing, features extraction and PC-Spartan 3E FPGA interface that can be executed on software environment. All connected VIs are shown in Figure (8).

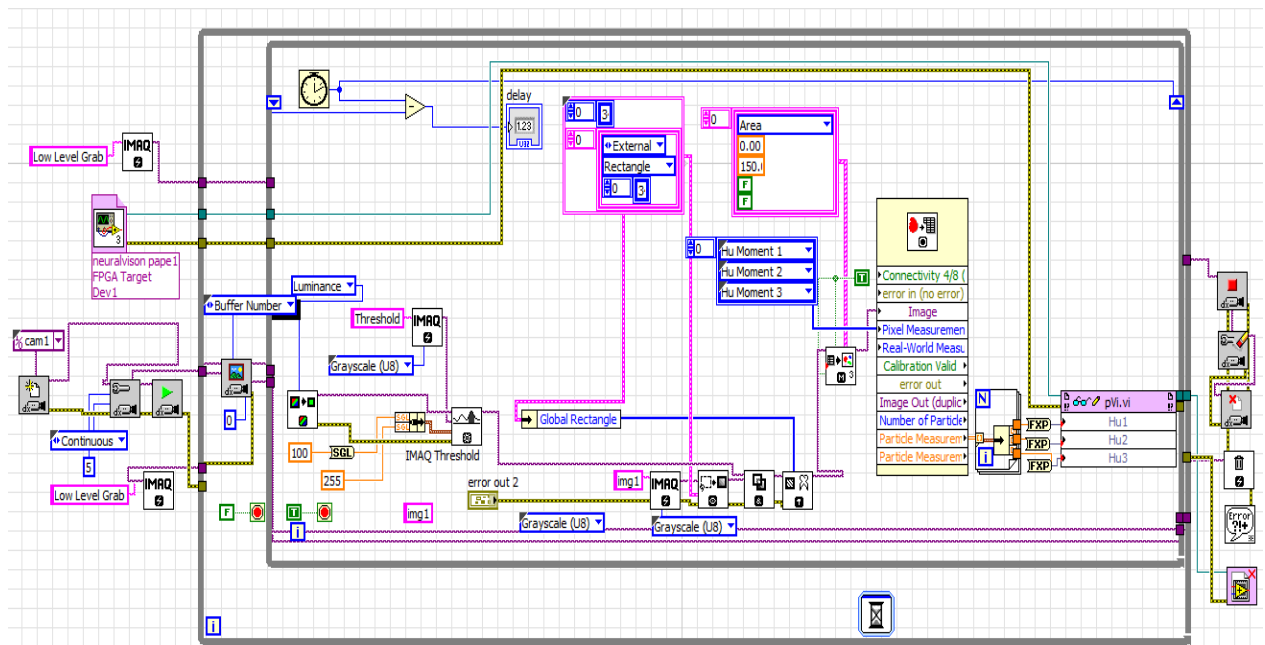


Figure (8): Module two (host VI).

When the objects that appear in an image have simple shapes, just one stage of processing may be required. For complex objects, this requires more advanced stages, for situations where the full complexity of three dimensions occurs, more subtle procedures are usually required. Indeed, the ambiguity involved in interpreting the 2-D images from a set of 3-D objects generally requires cues to be sought and hypotheses to be proposed before any serious attempt that can be made with the task. Thus, cues are vital to keying into the complex data structures of many images. However, for simpler situations, concentration on small features is valuable in permitting image interpretation to be carried out efficiently and rapidly [8].

Before any work on NI vision developing module, it is very important to set up the imaging system. This means that the acquired image must have somehow good quality that has no effect on the extracted feature. Many parameters must be considered like FOV (Field Of View), working distance between the object and lens, perspective error as camera axis is not perpendicular to object and nonlinear distortion caused by lens. This distortion needs an image correction. Finally these errors can be fixed by making some calibration. Calibration includes modeling them mathematically and apply the model on image pixels. These errors do not necessarily destroy the information if high quality camera has been used. For the perspective error we try our best to position the camera perpendicular to the object. For lens errors correcting, it is a time intensive operation [9], so lens correcting process is neglected in this paper.

To facilitate the system description process and how each VI works, each VI will be explained individually. For the image acquisition process the NI-IMAQdx driver software (group VIs for developing vision application) for USB Cameras has been used. This allows any user to configure any DirectShow imaging device and acquire images into LabVIEW. The DirectShow imaging devices include USB camera and scanners. The image acquisition process is shown in Figure (9). It consists of five VIs:

1. Open camera VI: open reference to specific camera and in our case a cam1 is used
2. Configure Acquisition VI: has two parameters: the first is acquisition type and continuous is selected due to that acquisition is done in real time. The number of buffers represents number of internal buffers memory to store the acquired images and 3 buffer are selected here,

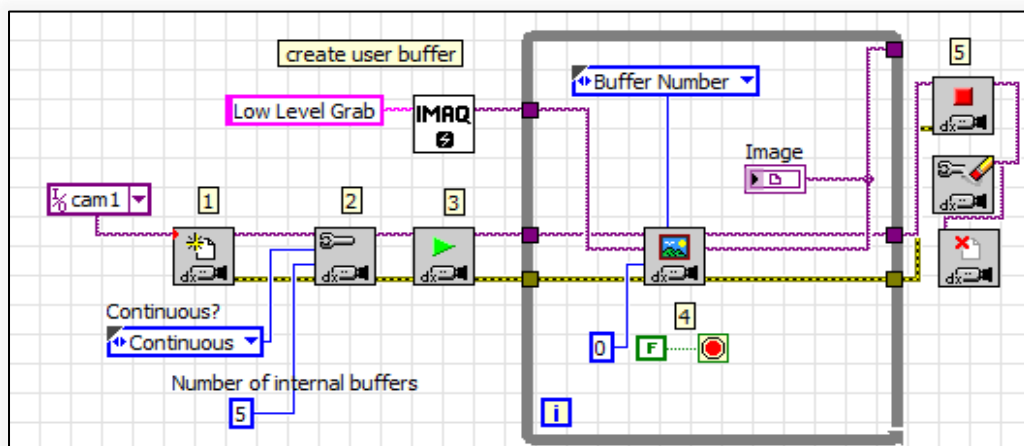


Figure (9): Image acquisition VIs.

3. Start Acquisition VI: This function tells the camera to start reading images.
4. Get Image VI: read the image from internal buffer with specific number and put it in our specific memory then display it on the front panel.
5. Close Camera VI: this VI tell the LabVIEW to close the camera reference.

After getting the image, the next step is segmentation, which merely involves dividing of acquired image into two-region binary images. The first region consists of object pixel fairly similar or have in somehow same visual characteristic and other region that considered as background, in many industrial applications the segmentation can be done through simple threshold approach, as object assumed in virtual light the threshold value has been chosen base on histogram that computed from all of the pixels in the image, and the peaks and valleys are used to locate the object.

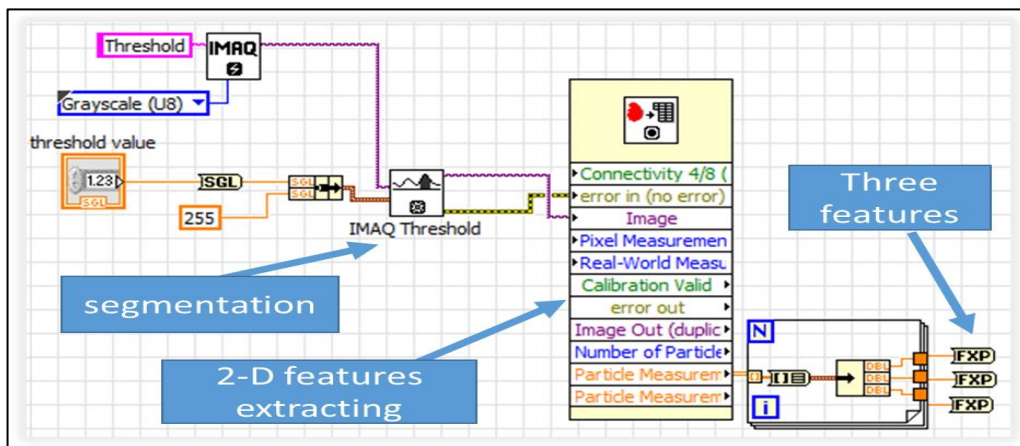
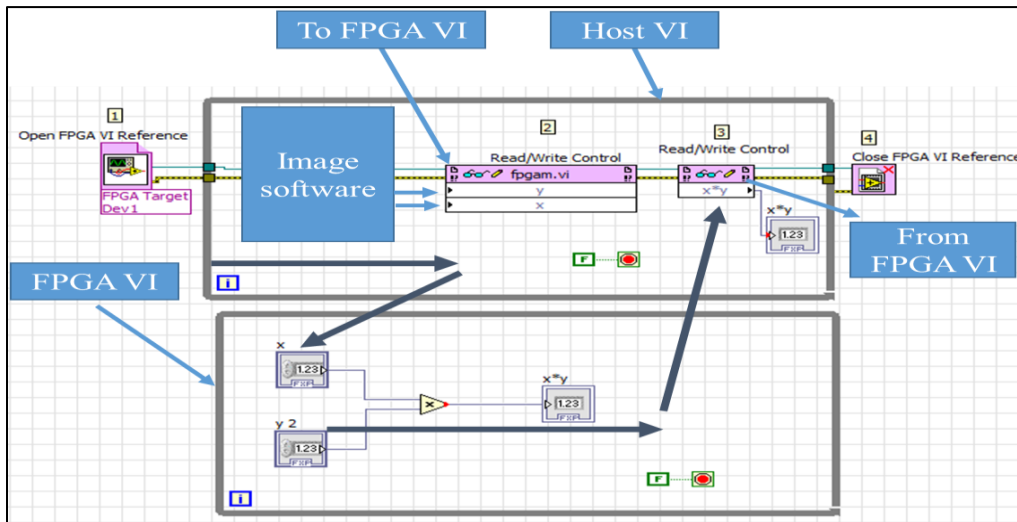


Figure (10): Segmentation and features extraction VIs.

The third VI in this Module consists of particular analysis VI that receive binary image and find 2-D features of the incoming image that contain the object. The final VI of this Module is the PC-Spartan 3E USB interface, to connect LabVIEW VIs (software) with LabVIEW FPGA VIs (hardware) through USB, in software environment following VIs it required:

- 1- Open FPGA Reference VI: to communicate between the software (host VI) and the hardware (FPGA VI) a reference to specific FPGA chip must be open.
- 2- Read/Write Control VI: this is used to write a values (features vector) to a controls (inputs of neural)
- 3- Read/Write Control VI: to read a values from indicators in the Spartan 3E on the FPGA chip.



4- Close FPGA VI Reference VI: closes the reference to the FPGA VI. Figure (11) shows the

Figure (11): Software-hardware communication.

connection of multiplication operation between x and y instead of neural networks and black arrows show the flow of execution. In host VI just controller (x , y) and indicator ($x*y$) is required. The same basic blocks have been used in our system.

3.3-Module three (FPGA VI):

It consists of three inputs, two layer feed-forward fully connected neural network with 4 neurons at the input layer. This module will receive the feature vector from host VI module, and assignable (1 or 0) to it, then the results will appear on the LED of Spartan 3E. Figure (12) shows the architecture view of the implemented neural. The time sharing multiplier has been used to reduce the FPGA utilization. Figure (13) shows LabVIEW FPGA implementation of this module.

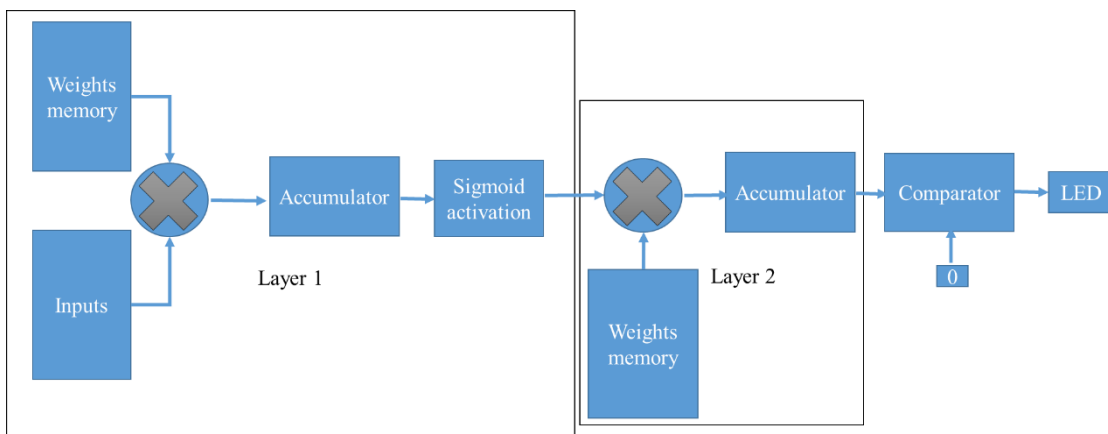


Figure (12): Architecture view of the implemented neural.

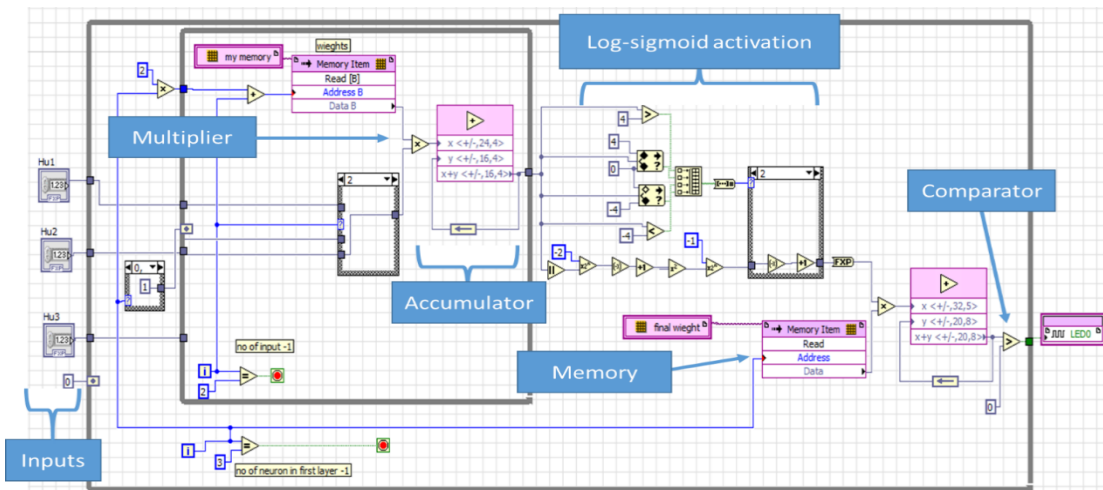


Figure (13):Module three (FPGA VI).

Block RAM memory has been used to store weights, the clock synchronization between the memory and the neuron system is done through only connecting simple wire and the LabVIEW FPGA will maintain the data flow in an accurate manner. An approximation function log-sigmoid activation is used for hidden layer followed by hard limit function for output layer to convert the output to Boolean values.

4. Results:

4.1 Result of host VI

As mentioned before, three features (Hu moments 1, 2 and 3) have been calculated for each screw, the features are calculated at seven different positions and rotations on the broad. Figure (14) and (15) shows some of screw 1 and screw 2 images that has been used for training, table 1 and 2 show the calculated features for screw 1 and 2 respectively. Both tables indicates that despite Hu moments are invariant to position, translation and rotation of object, it suffers from small fluctuations. These values has been used in the training process of the neural network with back propagation algorithm. The acquired images have 1600*1200 resolution, before Hu moments calculated, the images resolution is reduced then converted to 828 *791 gray scale images.



Figure (14): Some of the screw 1 training images.

Table 1. Fluctuation of Moment on different positions and rotations for screw 1.

Feature name	Test.1	Test.2	Test.3	Test.4	Test.5	Test.6	Test.7
Hu1	0.973	0.962	0.928	0.918	1.015	0.876	1.012
Hu2	0.906	0.886	0.827	0.807	0.990	0.732	0.990
Hu3	0.087	0.061	0.033	0.041	0.050	0.011	0.026



Figure(15):Some of the screw 2 training images.

Table 2: Fluctuation of Moment on Different positions and rotations for screw2

Feature name	Test.1	Test.2	Test.3	Test.4	Test.5	Test.6	Test.7
Hu1	1.808	1.705	1.789	1.662	1.659	1.768	1.708
Hu2	1.999	1.999	1.999	1.999	1.999	1.999	1.999
Hu3	0.082	0.019	0.030	0.010	0.0013	0.020	0.021

4.2Result of FPGA VI

The final LabVIEW FPGA Spartan 3E-500K device utilization report:

Slice Registers: 10.7% (996 out of 9312).

Slice LUTs: 13.2% (1225 out of 9312).

Block RAMs: 10.0% (2 out of 20).

5. Conclusion

In this work LabVIEW FPGA module methodology has been utilized to build a simple classifier system with successful implement on directly to Spartan. The proposed system works in real time and based on the coprocessor architecture feature that inherent provided directly by the LabVIEW FPGA module. The results indicate that the LabVIEW FPGA can be used to design complex systems in few weeks instead of months. Its emulator reduces the time of simulation comparable with other package like ISE simulation Also, all designed

system can directly support plug and play (PnP) feature with easy hardware software interface. Thus the LabVIEW FPGA open many ways to implement complex applications.

For the Hu moments features that are invariants to position, translation and rotation of object, they only suffers from small fluctuations, we can also conclude that the Hu features can be used only if the segmentation algorithm produce constant approximate for each objects after segmentation process.

6. Reference

- [1]National Instruments Co,"Cycle-Accurate Co-Simulation with Mentor Graphics ModelSim",Nov 09, 2012.
- [2] Xilinx Co."ISE Synthesis and Simulation Design Guide", UG626 (v 14.1) May 8, 2012.
- [3]J. A.BENEDIKTSSON,P. H. SWAIN, O. K.ERSOY ,"Neural Network Approaches Versus Statistical Method in Classification of Multisource Remote Sensing data", IEEE Transactions on Geoscience and Remote Sensing , Vol.28,No. 4, JULY 1990, pp 540-552.
- [4] K. R. nichols,"A Reconfigurable Computing Architecture for Implementing Artificial Neural Networks on FPGA", M.Sc. Thesis, University of Guelph, December, 2003, 235 pp.
- [5] A. R. omondi, J. C. rajapakse, "FPGA Implementations of Neural Networks", Springer, 2006, 364pp.
- [6] A. Muthuramalingam, S. Himavathi, E. Srinivasan, "Neural Network Implementation Using FPGA:Issues and Application", International Journal of Information Technology, Vol. 4, No. 2, 2007, pp
- [7]P. Corke,"Robotics, Vision and Control", Springer, 2011, 558pp.
- [8] E. R. DAVIES, "Computer and Machine Vision: Theory, Algorithms, Practicalities", Fourth Edition, Elsevier, 2012, 512pp.
- [9]-National Instruments Co ,"NI vision concepts help",December 2012.

EFFECT OF USE TRANSVERS FINS AND PACKEGE WIRE MESH LAYERS AS ABSORBER PLATE ON THERMAL EFFICIENCY OF SOLAR AIR HEATER

A. J. Al-Obaidi^a, and L. B. Y. Aldabbagh^b

^aMachine and Equipments Department, Technical Instituted of Baghdad. Iraq,
afaqjasem@yahoo.com

^b Mechatronics Engineering Department, College of Engineering, University of Mosul. Iraq,
loayaldabbagh@uomosul.edu.iq

Abstract

The purpose of this work is to construct and test a single pass air solar heater with 4 fins. The fins were painted with black color and positioned transversely to create four equal spaced sections. Between these fins, sixteen steel wire mesh layers 0.18×0.18 cm in cross section opining and a 0.02 cm in diameter were fixed as an alternative of an absorber plate. The thermal efficiency and outlet temperature were studied at a geographic location of North Cyprus the city of Famagusta. The experimental results indicate that the efficiency increases with increasing the mass flow rate for the range of 0.011- 0.044 kg/s. Moreover, the maximum efficiency obtained for 5 cm high of collector 57.25% for the mass flow rate 0.044 kg/s. The temperature differences between the inlet temperature and outlet temperature, ΔT , was raised as air mass flow rate decrease to reach the maximum differences 39.4 C° at 0.011 kg/s at a middle day between 12:00 to 13:00 for the maximum solar intensity 997.5 W/m^2 . Comparison of the results of the packed bed collector with those of conventional collectors shows a substantial enhancement in the thermal efficiency.

Keywords: solar air heater (SAH); Wire mesh; Fins; Thermal efficiency

تأثير استخدام زعانف عرضية وطبقات سلكية على كفاءة السخان الشمسي
افاق جاسم محمود و لؤي بشير يونس الدباغ

الخلاصة

الغرض من هذا البحث هو بناء واختبار منظومة للطاقة الشمسية لتسخين الهواء ذات ممر واحد باستخدام اربع زعانف حرارية مثبتة بصورة عرضية لتعمل على تقسيم المنظومة الحرارية الى اربعة اجزاء متساوية بالاضافة الى تثبيت 16 طبقة سلكية مصنوعة من مادة الصلب لتلمي الحيز الكلي للمنظومة، وقد تم طلائهم باللون الاسود قبل تثبيتها داخل المنظومة، ان ابعاد فتحات للطبقات السلكية هي 0.18×0.18 سم بقطر 0.02 سم، وتعتبر الزعانف والطبقات السلكية كبديل عن الطبقة الماصة التقليدية في منظومات الطاقة الشمسية. انجز هذا المشروع في مدينة فمكوسنا في قبرص الشمالية والغرض منه تحسين قيمة الكفاءة الحرارية ودرجة حرارة الهواء الخارج للمنظومة الحرارية للطاقة الشمسية لمعدل تدفق بين (0.011 - 0.044) كغم/ ثا ولارتفاع 5 سم للمنظومة، فكانت النتائج تشير الى ان الكفاءة الحرارية تزداد بزيادة معدل التدفق للهواء بينما قيمة درجة حرارة الهواء الخارج تقل بازدياد التدفق للهواء، حيث ان اعلى قيمة للكفاءة الحرارية سجلت مقدارها 57.25 % لمعدل تدفق للهواء قيمته 0.044 كغم/ ثا بينما اعلى قيمة للفرق بين درجة حرارة الدخول والخروج للهواء كانت 39.4 C° لمعدل تدفق للهواء 0.011 كغم / ثا، في منتصف النهار بين الساعة (12:00 - 13:00) ظهرا عند اعلى كثافة شمسية مقدارها 997.5 W/m^2 واطم²، وتعبير هذه نتائج جيدة ومناسبة عند مقارنتها مع البحوث التقليدية السابقة.

Nomenclature:

A_c	(m^2)	Area of the collector
C_p	(kJ/kg.K)	C_p specific heat of the fluid
h	(m)	Fluid deflection inside the incline manometer
I	(W/m^2)	Solar radiation
m	(kg/s)	Air mass flow rate
Q	(m^3/s)	Volume flow rate
T_{in}	($^{\circ}C$)	Inlet temperature
T_{out}	($^{\circ}C$)	Outlet temperature
T_{air}		Film air temperature
ΔT	($^{\circ}C$)	Temperature difference ($T_{out} - T_{in}$)
ρ	(kg/m^3)	Density of air
η	(-)	Efficiency of the solar collector
ΔP	(N/m^2)	Pressure difference, $\Delta P = \rho g h \sin 15$
ω	(-)	Uncertainty for the mass flow rate
Φ	(-)	Porosity

Introduction

Solar air heaters (SAHs) are much cleaner and cheapest than heating with fossil fuel. SAHs are used as solar energy assemblage devices working to deliver heated air at low to moderate temperatures for space heating, drying agricultural products such as fruits, seeds and vegetables, and in some industrial applications [1]. Conventional solar air heaters mainly consist of panels, insulated hot air ducts and air blowers in active systems. The panel consists of an absorber plate and a transparent cover. There are many different parameters affecting on the solar air heater efficiency, e.g. collector length, collector depth, type of absorber plate, glass cover plate, wind speed, etc.. Among of these parameters the most important of all is absorber plate area and heat transfer coefficient between the passing air and the absorber plate. Increased these parameters will increase the collector efficiency but on other hand increasing the area will increase the pressure drops inside the collector which cause to increase the pumping power required [2]. Karim [3] and Bashria [4] used absorber plate as V-groove. They found that efficiency increased by 12% more than flat plate collector of similar design. Naphon [5] and [6] Lin practical method with corrugated absorber plates approached a suitable method to increase the thermal performance and provides higher compactness. Ali [7] investigated experimentally thermal performance of single pass solar collector used offset rectangular plate fins as absorber plate and two glasses cover. Bhandari et al. [8] performance analysis of double glazing single pass SAH with and without fins using Matlab computer software. Mohammadia et al.[9] reported that the fins and baffles are playing an important role for the improvement of the collector efficiency, but on other hand increasing mass flow rate as well as fins and baffles parameters increases the effective efficiency due to pressure drop. El-Sawi, et al. [10] experimentally and theoretically investigate a flat plate SAH having chevron pattern (chevron pattern produced from flat sheet of material by continuous folding). They reported that the efficiency of the collector was significantly better than that without chevron pattern. Sebaili et al. [11] indicated that the coated absorber plates

increased the thermal heat transfer between the absorber plate and the working fluid. Different four types of SAHs were compared by Suleyman [12]. Garg [13] and Koyuncu [14] found that the performance of a solar air heating system can be improved by operating several sub collectors in series in place of a single large collector with the same total area. Kurtbas et al. [15] Showed that using of fixed fins has better effect on thermal efficiency than using of free fins.

Utilization of porous types materials like wire screens, cross rod matrices aluminum-foil matrices, etc., in the solar air heater bed increase the turbulence of the flowing air so the heat transfer coefficient between packing elements and air will increases. Lansing et al. [16] found that the packed porous media will increase the thermal efficiency and outlet temperature. The porous medium will increase the thermal efficiency due to the increase in the surface per unit volume ratio, Aldabbagh et al. [17]. Yousef et al. [18] by using of porous media found, decreasing the flow depth results in increase the collector thermal efficiency due to the increasing in out let temperature. But on other hand, the pressure drop of their collector is increased too. Different modifications are suggested and applied to increase the heat transfer coefficient between the absorber plate and the air stream, these modification include using finned absorber plates and porous material like wire mesh screen, Omojaro et al. [19]. El-khawajah et al. [20] experimentally investigated a flat plate SAH with wire mesh as absorber plate and they indicated that the efficiency of collector has been increased with increasing the number of fins. In this work, it is investigated experimentally the single pass SAH 5 cm high with porous media and fins in the channel acting as an absorber plate. The porous media consists of sixteen steel wire mesh layers placed in three groups with four fins were used to increase the area of the collector and reduce the pressure drop. Transverse fins were fixed within the channel to give air flow path shape as eight letters to increase the air flow path length. All experiments were conducted under actual conditions.

Experimental Set-up and Equipments

The schematic diagram of an experimental set-up is shown in (Fig. 1). The set up was designed and constructed in order to obtain data for the investigation. The set-up consists of a wooden collector of 1.47×1 m, the frame of the collector is made of 2 cm thick plywood painted with black and externally insulated with 2 cm thick Styrofoam. Normal window glass of 0.4 cm thick was used as glazing. The distance between the glass and the bottom of the collector is fixed to 5 cm. In order to increase the air path length of the collector, four Aluminum fins, two of them 80 cm long and others 45 cm, with 2.7 cm in height and 0.3 cm in thickness are positioned transversely in the channel. The fins are painted with black color to increase the absorptive and reduce the reflectivity of the fins. The transverse fins are positioned along the bed such that four equally spaced sections are created. The transverse fins are arranged in a way to force the air to flow through the bed like eight letter path. A black slot rubber band, 0.5 cm thickness, is inserted between fins and the glass cover. The purpose of using the black slot rubber is to prevent the air passing from the upper of the fins and transfer of heat from fins to the glass. Three wire mesh matrices are packed in the bed. The first and second matrices consist of 6 layers fixed at bottom and mid of the bed, where as the third matrix consists of four layers. The distance between the matrices is fixed to be 0.5 cm. Arranging the wire mesh matrices in this way in the collector will reduce the pressure drop buildup as a result of using the porous media. The wire screen matrices are placed

between the fins and are painted with black before installing them (Fig. 1b). These wires mesh replace the absorber plate in the traditional solar air collectors, hence, the design is cheaper compared to the solar air heater having absorber plates because the wire mesh is cheap and it is always available in the market. In operation, hot air flows through the four equal sections. The lower section channel will force hot air to pass through the converging section and then into the orifice meter. The orifice meter is insulated and fixed between blower and bed by two galvanized ducts. A calibrated orifice meter was installed inside the pipe for measuring the volume flow rate of the air. The orifice meter is designed according to Holman [21]. Two flow straighteners are installed inside the pipe before and after the orifice meter to obtain a uniform flow through the orifice meter. Each straightener is consisted of plastic straw tubes having 0.595cm diameter and are 2.5 cm long. A radial 0.62 kW fan (Type OBR 200 M-2K) is connected to the discharge of the solar air heater. The pressure difference through the orifice is measured by using an inclined tube manometer filled with alcohol having a density of 803 kg/m^3 . The angle of the manometer is fixed at 15° . Different mass flow rates were obtained by using a speed controller which is connected to the radial fan in order to control the fan speed. The inlet temperature, T_{in} , is measured by using two mercury thermometers fixed underneath the solar collector to measure the ambient air temperature.

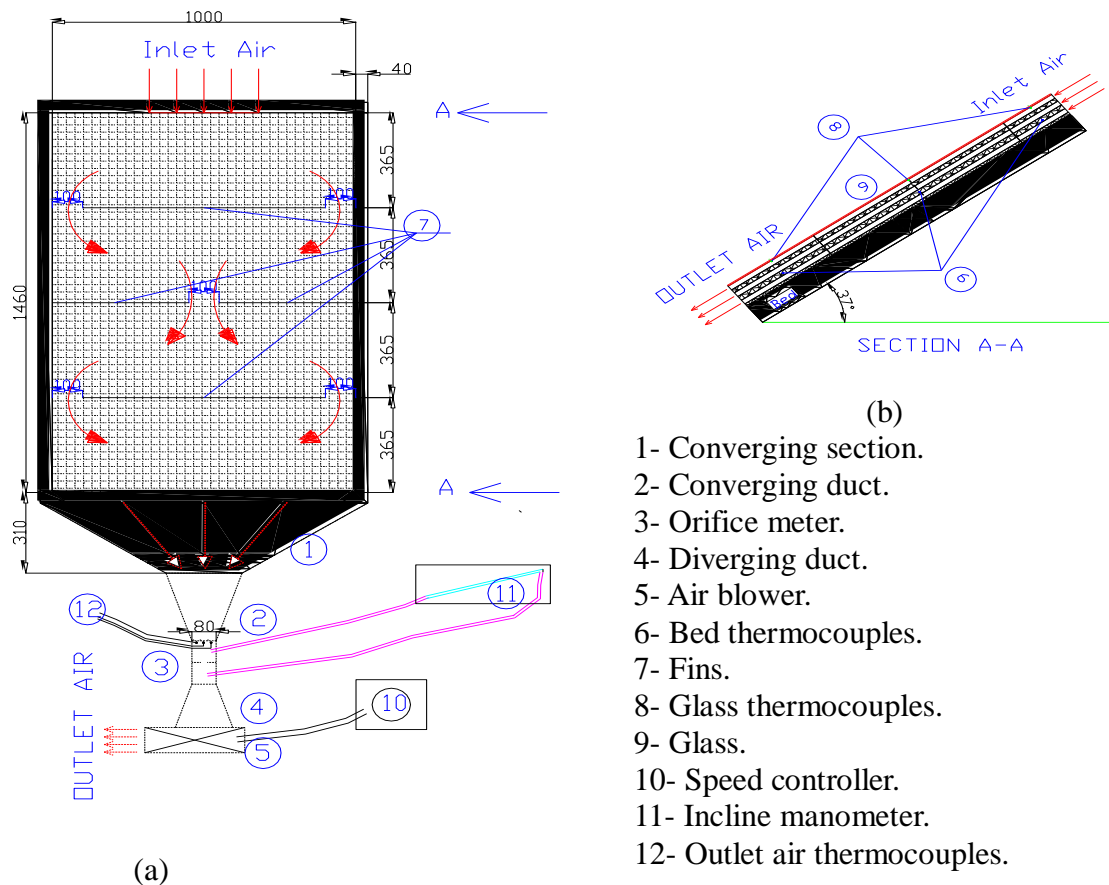


Fig. 1 (a) schematic assembly of the SAH system (b) section A- A

Nine thermocouples, T type, are used to measure the temperature of bed, T_{bed} , glass, T_g , and outlet air, T_{out} , distributed in three groups. Each group contain three thermocouples. The first three thermocouples are fixed inside the wire mesh to measure the temperature of bed. The first thermocouple is fixed inside the wire mesh and positioned at a mid upper section, i.e near the air entrance. The second thermocouple is fixed at a distance 75cm from the top of the SAH. Whereas, the third one is fixed at mid fourth section near the outlet. The other three thermocouples are fixed on the glass inside a bed and above the bed thermocouples. The last three thermocouples are fixed inside the pipe before the orifice meter to measure the outlet air temperature of the working fluid from the bed. All temperatures reading are recorded by Digital Thermometer (OMEGASAYS) ± 0.5 °C accuracy. A calibration test showed that the accuracy of the thermocouples reading were within ± 0.15 °C. The solar intensity on an inclined surface is measured using an Eppley Radiometer Pyranometer (PSP) coupled to an instantaneous solar radiation meter model HHM1A digital, Omega 0.25% basic dc accuracy and a resolution of $\pm 0.5\%$ from 0 to 2800 W/m². The Pyranometer was fixed beside the glass cover of the collector. Tiwari [22], the solar heater was oriented facing south and tilted to an angle of 37° with respect to the horizontal to maximize the solar radiation incident on the glass covers. Air is circulated for 60 minutes prior to the period in which data will be taken. The measured variables, ambient temperatures, outlet air temperatures of the collector, wind speed and relative humidity ratio are recorded. The inclined tube manometer reading and the solar radiation were also recorded at 60 minutes time intervals. All tests begin at 8:00 am and ended at 5:00 pm daily.

Thermal Analysis and Uncertainty

Errors associated with the experimental measurements are presented in the previous section. Thermal efficiency and air mass flow rate uncertainty are presented here. The equation for mass flow rate (\dot{m}) is

$$\dot{m} = \rho \cdot Q \quad (1)$$

where, ρ is the density of air and Q is the volume flow rate which depends on the pressure difference at the orifice which is measured from the inclined manometer. Following [17, 20, 21, 23], the fractional uncertainty, ω_m / \dot{m} , for the mass flow rate is

$$\frac{\omega_m}{\dot{m}} = \left[\left(\frac{\omega_{T_{air}}}{T_{air}} \right)^2 + \left(\frac{\omega_P}{P} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2)$$

The efficiency of the solar collector, η , is defined as the ratio of energy gain to solar radiation incident on the collector plane,

$$\eta = \frac{\dot{m} C_p (T_{out} - T_{in})}{I A_c} \quad (3)$$

The uncertainty for efficiency from Eq. (3) is a function of ΔT , \dot{m} , and I , considering C_p and A_c as constants.

$$\frac{\omega_\eta}{\eta} = \left[\left(\frac{\omega_{\dot{m}}}{\dot{m}} \right)^2 + \left(\frac{\omega_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 + \left(\frac{\omega_I}{I} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4)$$

Performance investigations for different mass flow rates were carried out; the average values of each variable were calculated daily. Then, the mean values of each variable for all the days were obtained and used to calculate the fractional uncertainty. The mean average values for ΔT , T_{in} , T_{out} , \dot{m} , I , and η were found to be 19.2°C, 33.07 °C, 52.27 °C, 0.021 kg/s, 728.99 W/m² and 41.69% respectively. The fractional uncertainty of the mass flow rate and the efficiency are found to be 0.0072 and 0.0091 respectively.

Results and Discussion

This experimental work investigates the effect of partitioning single pass mesh wire packed bed SAH under Gazimagusa prevailing weather conditions during the summer months, 28.07 2011 - 3.08.2011, with clear sky condition. Gazimagusa is a city in North Cyprus located on 35.125° N and 33.95° E longitude. Generally, Gazimagusa sky was clear and the average hourly recorded mean value of the wind speed and relative humidity ratio which were taken from the metrological office of Gazimagusa city was 16 m/s and 62.62% respectively. The performance of the proposed single pass solar air heater was done by using fins and 16 steel wire mesh layers as absorber with 5 cm high of bed was studied and compared with the performance of a conventional solar air heater. The mass flow rate of the air was varied from 0.011 to 0.044 kg/s.

Figure 2 shows the hourly variation of solar intensity versus local time from 8:00 am to 5:00 pm, the experiment was done. The solar radiation was increasing from morning to a peak value at 1:00 pm and then, decreasing in the afternoon until sunsets.

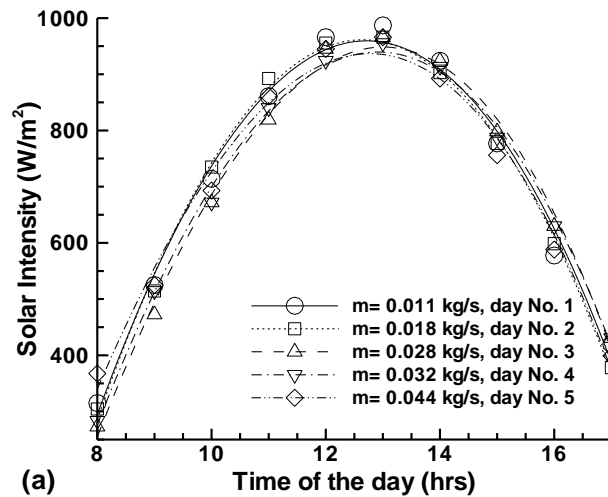


Fig. 2 Solar intensity versus different standard local time of days

The highest daily solar radiation obtained was 991 W/m² at noon and the average values of the solar radiation were 728.99 W/m². Calculation of all means averages solar intensity for each day was within the same and close range.

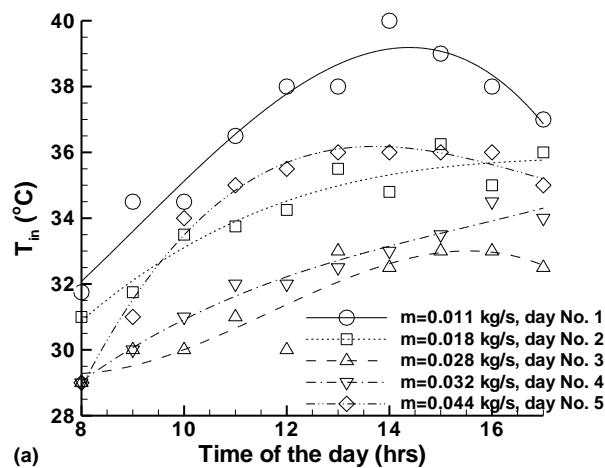


Fig. 3 Ambient temperatures versus different standard local time of days

The variation of air inlet temperature with the time of the day for all the days of the experiment is shown in Figure 3. The input temperature varies between 28 °C at morning to 38 °C. The inlet temperature in general increasing from morning till evening with slightly reduction at 5:00 pm. In some days, the inlet temperature was found to continue increasing from morning till evening as a result of low wind speed. Wind speed has an effective impact on humidity ratios and inlet temperature, which causes fluctuation during some of the days from morning to evening.

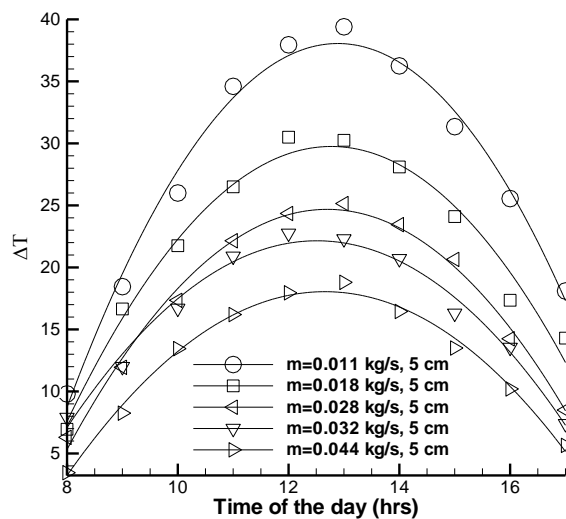


Fig. 4 Temperature difference versus standard local time of the day at different mass flow rates

The hourly temperature differences ($\Delta T = T_{out} - T_{in}$) for different mass flow rates and with four partition solar air heater is shown in Figure 4. As expected the temperature differences

increased to a peak value at noon, 1:00 pm, and decreased in the afternoon until sunset in similar manner as the solar intensity behaviors. In general, ΔT was found to be reduced when air mass flow rate was increase. The maximum ΔT obtained in this work is 40 °C at 1:00 pm with minimum mass flow rate, 0.011 kg/s. Chabane et al. [24] showed that ΔT of single pass solar air heater with longitudinal fins was increased to a maximum value of 31.8 °C for minimum mass flow rate $m= 0.012$ kg/s and the peak temperature difference occurred between 12:40 h and 13:10 h for all mass flow rate. EL-Sawi et al. [10] with single pass solar air heater and chevron pattern copper used as an absorber plate and obtained 40°C as a maximum value of ΔT with the air mass flow rate of 0.0048 kg/s. A 62.1 °C peak value of ΔT with $\dot{m}= 0.0121$ kg/s and solar radiation of 1126 W/m² was obtained by Aldabbagh et al. [25] using six transfer fins with porous media wire mesh installed between the fins. Sopian et al. [26] reported that the maximum temperature difference was 40 °C for the solar intensity of 950 W/m² with air mass flow rate of 0.0995 kg/s by using double pass SAH. El-Sebaili and Al-Snani [11] reported that the maximum value of ΔT was 48.0 °C when iron scraps were used as packed bed above the absorber plate and 39.0 °C for gravel used as a packed bed with the air mass flow rate of 0.0105 kg/s and solar intensity of 850 W/m². The bed temperatures difference, $\Delta T_{bed} = T_{bed} - T_{in}$, and glass temperatures difference, $\Delta T_g = T_g - T_{in}$ versus standard local time of the day for all the days in the experiment are presented in Figures 5 and 6. Where T_{bed} and T_g is the average bed and glass temperature, respectively. The maximum temperature difference of the bed is found to be 48.8 °C for the air mass flow rate of 0.011 kg/s at 1:00 pm. The small difference between ΔT_{bed} and ΔT gives a good evident that there is a good heat transfer in the channel of the SAH from the bed to the following air. On other side, the highest temperature difference of the glass, ΔT_g 26.8 °C at 13:00 pm for mass flow rate 0.011 kg/s means that there is a beg amount of heat transfer from the glass to the surrounding which is regarded as a heat losses (Fig. 6). This heat losses will defiantly reduce the efficiency of the SAH. The heat loses from the glass cover can be reduced by increasing the distance between the upper matrix layer of the wire mesh and the glass cover to 1.5 cm. This can be done by distributing and adding the four wire mesh layer of the upper matrix layer to the first and second matrix layer. More tests will be needed for the new distribution of the wire mesh to see their effect on the pressure drop and efficiency.

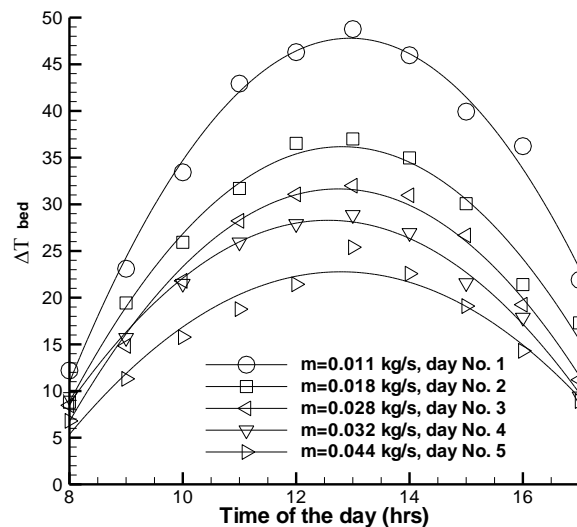


Fig. 5 Bed temperature difference versus standard local time of the day at different mass flow rate

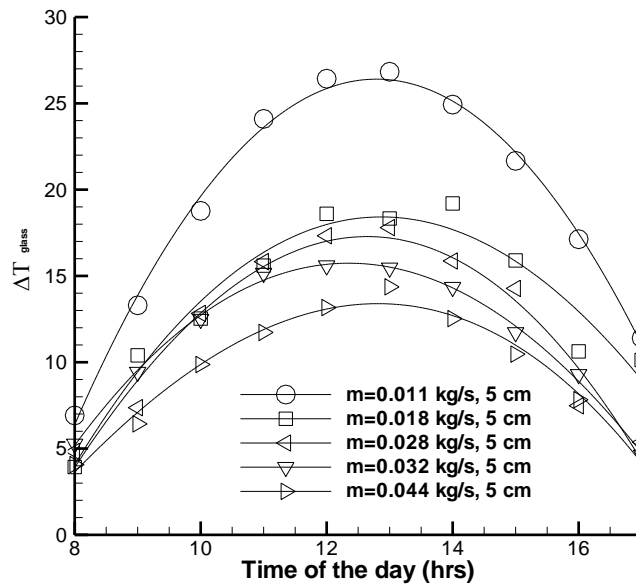


Fig. 6 Glass temperature difference versus standard local time of the day at different mass flow rate

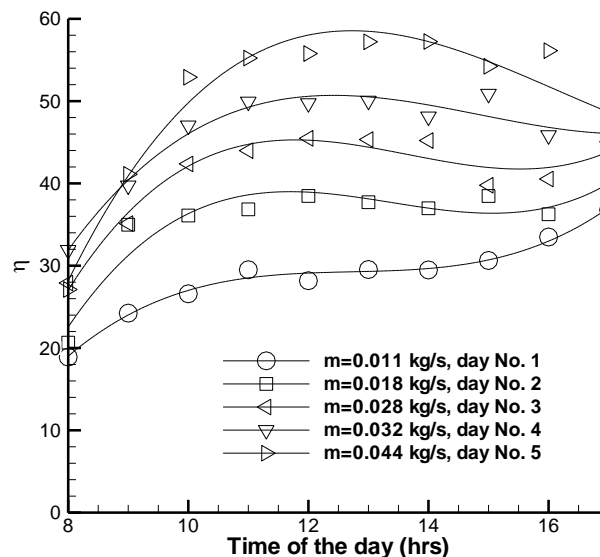


Fig. 7 Variation of collector efficiency with local time of the day at different mass flow rates

Efficiency versus time at various air mass rates is shown in Figure 7. The efficiencies increase to a maximum value between 12:00 am and 13:00 pm, and then start to decrease later in the afternoon. The efficiency was to increasing when air mass flow rate was increasing. Chabane et al. [24] also, reported that the efficiencies increased with increase the mass flow rate. The maximum efficiency obtained in this work is 57.24% at 1:00 pm for $\dot{m}= 0.044$ kg/s (Fig. 7). The work of Karem and Hawlader [3] used of V-corrugated as absorber plate, 1.8×0.7 m, made of steel material and 10cm height of collector, obtained 49% as a maximum efficiency with 0.033 kg/s. Chabane et al. [24] obtained 51% as a maximum efficiency with air mass flow rate of 0.016 kg/s and with, single pass collectors with fins, rectangular channel of 2×1 m and 10 cm bed height. Omojaro and Aldabbagh [19] used wire mesh layers 1.5×1 m, as an absorber plate with longitudinal fins and 7cm height of channel obtained 51% as maximum

efficiency for air mass flow rate of 0.033 kg/s. A 35% maximum efficiency with 0.033 kg/s obtained by Aldabbagh et al. [17] with single pass channel of 1.5×1 m and 10 cm height. Mahmood and Aldabbagh [27] used 16 wire mesh layer 1.5×1 m with 4 longitudinal fins and 3cm height of channel obtained 57.06% as maximum efficiency for air mass flow rate of 0.036 kg/s. Moreover, they found that efficiency is increased significantly by decreasing the high of bed. On the other hand, decreasing the channel height combined always with increase in the pressure drop. The comparison of the thermal performance of the absorber wire mesh matrix with fins solar air heater with the other solar air heaters reported in the literature shows a substantial enhancement in the thermal efficiency.

Conclusion

This study presents the design of a single pass solar air heater using matrix of wire meshes and fins instead of absorber plate. There is a significant increase in the thermal efficiency of the air heater. The experimental results show that the thermal efficiency increases with increasing air mass flow rate, between 0.011 kg/s and 0.044 kg/s. The temperature difference between the outlet air flow and the ambient is decreased with increasing air mass flow rate. In addition, comparison of the results of a packed bed collector with those of a conventional collector shows a substantial enhancement in the thermal efficiency as a result of using wire mesh screen layers as a packing material.

References

- [1] Akpınar, E.K., Sarsılmaz, C., Yıldız, C., 2004. Mathematical modeling of a thin layer drying of apricots in a solar energized rotary dryer. *International Journal Energy Research* 28, 739–752.
- [2] A. E. Kabeel, K. Mećarik, Shape optimization for absorber plates of solar air collectors. *Renewable Energy* 13 (1998) 121-131.
- [3] M. A. Karim, M.N. Hawlader, Performance evaluation of a v-groove solar air collector for drying applications. *Applied Thermal Engineering* 26 (2006) 121–130.
- [4] A. A. Bashria, N. M. Adam, S. M. Sapuan, M. Daud, H. Omar, H. M. Megat and F. Abas, Prediction of the thermal performance of solar air heaters by Internet-based mathematical simulation. *Power and Energy* (2004) 218- 579.
- [5] P. Naphon, Laminar convective heat transfer and pressure drop in the corrugated channels. *International Communication in Heat and Mass Transfer* 34 (2007) 62-71.
- [6] W. Lin, W. Gao, T. Liu, A parametric study on the thermal performance of cross-corrugated solar air collectors. *Applied Thermal Engineering* 26 (2006) 1043–1053.
- [7] S. Y. Ali, Study and optimization of the thermal performances of the offset rectangular plate fin absorber plates, with various glazing. *Energy* 30 (2005) 271–280.
- [8] D. Bhandari , Dr. S. Singh, Performance Analysis of Flat Plate Solar Air Collectors With and Without Fin. *Engineering Research & Technology* 1 (2012) 2278-0181.
- [9]K. Mohammadi and M. Sabzpooshani, Comprehensive performance evaluation and parametric studies of single pass solar air heater with fins and baffles attached over the absorber plate. *Energy available online* 18 June 2013.
- [10] A. M. El-Sawi, A.S. Wifi, M.Y. Younan, E.A. Elsayed, B.B. Basily, Application of folded sheet metal in flat bed solar air collectors. *Applied Thermal Engineering* 30 (2010) 864–871.
- [11] A.A. El-Sebaii, H. Al-Snani, Effect of selective coating on thermal performance of flat plate solar air heaters. *Energy* 35 (2010) 1820–1828.
- [12] K. Suleyman, Performance analysis of new-design solar air collectors for drying applications. *Renewable Energy* 32 (2007) 1645–1660.

- [13] H. P. Garg and R. S. Adhikari, Performance evaluation of a single solar air heater with N-sub collectors connected in different combinations *Int. J. Energy* 23 (1999) 403- 414.
- [14] T. Koyuncu, Performance of various design of solar air heaters for crop drying applications. *Energy* 31 (2006) 1073–1088.
- [15] I. Kurtbas and E. Turgut, Experimental Investigation of Solar Air Heater with Free and Fixed Fins: Efficiency and Exergy Loss. *International Journal of Science & Technology* 1 (2006) 75-82.
- [16] F. L. Lansing, R. Reynolds, High Performance Flat Plate Solar Collector. JPL Deep Space Network Progress Report 42-34 (1976).
- [17] L.B.Y. Aldabbagh, F. Egelioglu, M. Ilkan, Single and double pass solar air heaters with wire mesh as packing bed. *Energy* 35 (2010) 3783- 3787.
- [18] B. A. A. Yousef and N. M. Adam, Thermal Performance and Economic Effectiveness for Solar Air Heaters: Analysis and Expert System Developments. *Journal of Energy & Environment*, May 5 (2006).
- [19] A.P. Omojaro, L.B.Y. Aldabbagh, Experimental performance of single and double pass solar air heater with fins and steel wire mesh as absorber. *Applied Energy* 87 (2010) 3759–3765.
- [20] M.F. El-khawajah, L.B.Y. Aldabbagh, F. Egelioglu, The effect of using transverse fins on a double pass flow solar air heater using wire mesh as an absorber. *Solar Energy* 85 (2011) 1479–1487.
- [21] Holman JP. *Experimental methods for engineers*. New York: McGraw-Hill (1989).
- [22] G. N. Tiwari. *Solar energy fundamentals, design, modeling and applications*. Narosa Publishing House, (2002) 142.
- [23] H. Esen, Experimental energy and energy analysis of a double-flow SAH having different obstacles on absorber plates. *Build Environ* 43 (2008) 1046-1054.
- [24] F. Chabane, N. Moummi, S. Benramache, Performances of a Single Pass Solar Air Collector with Longitudinal Fins Inferior an Absorber Plate. *Advanced Scientific Reserch* 1(2012) 146-157.
- [25] L. B. Y. Aldabbagha, Fuat Egelioglu and M. F. AL-Khawajah, The effect of partitioning single pass mesh wire packed bed solar air heater. 7th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics. July 19-21 (2010). Antalya, Turkey.
- [26] K. Sopian, M. Alghoul, M. Ebrahim, M. Sulaiman, E. Musa. Evaluation of thermal efficiency of double-pass solar collector with porous–nonporous media. *Renew Energy* 34 (2009) 640–645.
- [27] A. J. Mahmood, L. B. Y. Aldabbagh, Single pass solar air heater with transverse fins and without absorber plate. 9th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics. July 16 – 18 (2012). Malta.

A NEW STORAGE DOMESTIC WATER HEATER WITH SOLAR COLLECTOR

Husam N. S. Y.^a, Cafer Kızılor^b and L. B. Y. Aldabbagh^c

^aRefrigeration and Air – Conditioning Department, Technical College/Mosul. hussam_naufal@yahoo.com

^bDepartment of Mechanical Engineering, Eastern Mediterranean University, Magusa, Mersin 10, Turkey
cafer.kizilors@emu.edu.tr

^cMechatronics Engineering Department, College of Engineering, University of Mosul.
Loayaldabbagh@uomosul.edu.iq

Abstract

Nowadays, water heating by using the solar energy has been spread all over the world. The studies on solar water heating system were stimulated the researchers due to the scarcity of natural energy resources, like fossil fuel and natural gas as well as the rising and rapidly fluctuating prices for these resources.

The purpose of this study is to design and manufacture a new storage domestic water heater with solar collector in North Cyprus. In this project, the normal cylindrical shape of the storage, which is available in North Cyprus, will be replaced by triangular shape to include the solar collector and the storage in a compact way (i.e., Integrated Solar Water Heater). Moreover, extra dimensions are added to the solar absorber by extending it to 10cm from the two sides and the bottom. The temperature profiles inside the new storage for a flow rate of 5L/min are plotted. Additionally, the performance of the triangular Integrated Solar Water Heater (ISWH) is presented in terms of discharging efficiency and cumulative efficiency. The utilization of this system is studied by calculating the number of persons that can take a quick shower. The obtained results show that, this system can receives approximately 893 W/m² of solar insolation with a maximum collection efficiency of 73%. In addition, the maximum discharging efficiency is 98% if amount of water is withdrawn during the solar heating process at 12:00 and 14:00. This system would allow the user to get hot water as long as the ISWH can supply hot water above 40°C.

Keywords: domestic water heater, solar collector

نظام تسخين المياه بالطاقة الشمسية

حسام نوفل صالح ياسين، جعفر كيزيلورس و لؤي بشير يونس الدباغ
الخلاصة

في الوقت الحاضر، تسخين المياه باستخدام الطاقة الشمسية انتشرت بشكل واسع في جميع أنحاء العالم. والدراسات على نظام تسخين المياه بالطاقة الشمسية حفزت الباحثين نظرا لندرة موارد الطاقة الطبيعية، مثل الوقود الأحفوري والغاز الطبيعي فضلا عن سرعة ارتفاع وتقلب الأسعار لهذه الموارد. والغرض من هذه الدراسة هو تصميم وتصنيع خزان منزلي جديد لتسخين الماء مع مجمع شمسي في شمال قبرص. في هذا المشروع، سيتم تغيير الشكل الاسطواني العادي للخزان المتوفر في شمال قبرص الى الشكل المثلث ليتم تجميع الطاقة الشمسية وتخزينها بطريقة مدمجة (أي سخان المياه بالطاقة الشمسية المتكاملة). وعلاوة على ذلك، تم إضافة أبعاد اضافية للوح الماص للطاقة الشمسية عن طريق توسيعه 10سم من الجانبين والأسفل. التشكيلات الجانبية لدرجة الحرارة داخل الخزان الجديد رسمت ولمعدل تدفق 5 لتر\دقيقة. بالإضافة إلى ذلك، تم تقديم اداء سخان المياه بالطاقة الشمسية المتكاملة نو الشكل المثلث من حيث كفاءة التصريف والكفاءة التراكمية. تمت دراسة الاستفادة من هذا النظام عن طريق حساب عدد من الأشخاص الذين يمكنهم أن يأخذوا دش سريع.

أظهرت النتائج المتحصل عليها أن هذا النظام يمكن أن يتلقى ما يقرب من 893 واط\متر² من الإشعاع الشمسي مع اقصى كفاءة جمع تصل الى 73%. وبالإضافة إلى ذلك، كان أقصى قدر من كفاءة التصريف يساوي 98% في حال تم سحب كمية من الماء خلال عملية التسخين الشمسي في تمام الساعة 12:00 و 14:00. وهذا النظام يسمح للمستخدم بالحصول على المياه الساخنة طالما يمكن تزويد الماء الساخن فوق 40 درجة مئوية.

Introduction

The scarcity of natural energy resources, like fossil fuel and natural gas as well as the rising and rapidly fluctuating prices for these resources stimulated the researchers to use another form of energy (renewable energy) for example, the Sun, wind, tides, waves, biomass, and the Earth's heat (geothermal).

Cyprus does not have any fossil fuel resources (oil, coal, and etc.), and therefore, it is almost completely dependent on imported energy products, mainly crude oil and refined products to meet its energy demands [1]. At present, the only abundant natural energy resource available is solar energy. Solar energy can be used as a form of heat, such as solar water heating.

Solar water heating systems are commonly referred to in industry as Solar Domestic Hot Water (SDHW) systems and it is a technology that is not entirely new. Cyprus started the manufacture of solar water heaters in the early sixties, at the beginning by importing the absorber plates and other accessories [2]. The thermosyphon solar water heating systems are the most common type of SDHW used in Cyprus which consist of two flat-plate solar collectors having 3m² area in total, water storage tank with capacity between 150 to 180 L, and a cold water storage tank. An auxiliary electric immersion heater usually 3 kW is used in winter during periods of low or no solar insolation.

SDHW systems usually consist of three main components: a solar collector, a water storage tank, and an energy transfer fluid, and some of them are supplemented by pumps and a heat exchanger. The most important part of a SDHW system is the solar collector, which absorbs and converts the solar intensity to heat. After that, the heat is transferred to a fluid (water, non-freezing liquid) that flows through the solar collector. Then, this heat of fluid can be used directly or stored. Two main types of SDHW systems are available: passive (or natural) systems and active (or forced circulation) systems [3, 4].

ISWH is categorized as passive solar system. This system incorporates thermal storage tank within the collector itself. The storage tank surface works as the absorber surface. Most ISWH systems use only one tank, but some use a number of tanks in series. As with flat-plate collectors, insulated boxes enclose the tanks with transparent coverings on the side facing the sun. While the simplicity of ISWH systems is attractive, they are generally suitable just for applications in mild climates with small thermal storage requirements. This system has many advantages such as: it is simple, it uses no pumps and no moving parts, requires no electricity for operation, and low maintenance. But it has disadvantages because it is bulky and inefficient in cold climates. The advantages of ISWH stimulated many authors to study different shapes of ISWH.

The first ISWH, was patented in 1891 by Clarence M. Kemp [5] under the name of "The Climax Solar-Water Heater". This system consists of four small 29 L oval-shaped cylindrical vessels manufactured from heavy galvanized iron, painted black and placed horizontally side by side in an insulated wooden box with a glazed cover in order to increase the surface area exposed to the sun. The system was installed on a roof with simple gravity feed forcing the hot water to the tap as the cold water from a reservoir entered the tank inlet. A 38°C maximum temperature was obtained by this system [6].

There are different factors affecting the ISWH efficiency. For example, storage tank size and shape, absorber plate type and its orientation, method of insulation, difference between inlet and outlet water temperature, etc. Therefore, numerous studies have been done to improve the performance of the ISWH.

The success of the Climax led Frank Walker (1898) to conduct his experiments on solar water heating system. A double glazing with 113 L tank was used in his system. The Walker tanks were directed vertically and connected in series. By setting the tanks on the roof the night-time heat loss would have been largely reduced. The vertical orientation providing both aesthetic and would also have improved performance of the system by increasing thermal stratification in the tank [6]. Many studies realized the importance of the ratio between the surface area to the tank volume [7-10].

Many researchers have studied the performance of cylindrical storage integrated solar water heating system with different solar absorber types [11- 22]. On the other hand, other authors examined the performance of a rectangular storage tank in their researches [23- 29]. They concluded that rectangular storage tank can serve and perform as well as the storage tank of cylindrical shape. While, Ecevit A. et al. [30], Prakash J. et al. [31], and Kaushik S. C. et al. [32] suggested that a triangular storage tank can perform better than the rectangular tank due to increased natural convection.

Ecevit A. et al. [30] examined the impact of different volumes in triangular ISWH showing good overall performance in all designs. Kaushik S.C. et al. [32] studied the thermal performance of a triangular built-in-storage solar water heater under different orientations during winter months. The triangular cross-section of the system leading to higher solar gain and enhances the natural convection results in a higher water temperature. A side by side comparative experimental study of a triangular and rectangular shaped ISWH was carried out by Soponronnarit et al. [33] under same conditions. The efficiencies of the triangular and rectangular systems were found to be 63% and 59%, respectively. Sokolov M. and Vaxman M. [34] used a baffle plate for separation of the absorbing plate from the water storage volume. Kaushik S.C. et al. [35] studied the baffle plate effect on the triangular ISWH performance. Mohamad A. A. [36] introduced a thermal diode fixed to a Plexiglas sheet allowing one-way flow only to prevent opposite circulation at nighttime as well as reduces heat losses. Mohamad presented a maximum average water temperature of 42°C and 34°C at 17:00 and 05:00, respectively. He found that the efficiency of the storage tank with a thermal diode is 68.6% and 53.3% for the system without thermal diode. As a result, he concluded that the system thermal efficiency is comparable with other conventional systems. Al-Talib et al. [37] examined a stratified ISWH with a triangular shape and get very successful results in solving the problem of night cooling faced by the other ISWH types. Numerous shapes of ISWH have been reviewed by Smyth M. et al. [38].

The purpose of this study is to design and manufacture a new storage domestic water heater with solar collector. In this project, the normal cylindrical shape of the storage will be replaced by triangular shape to include the solar collector and the storage in a compact way. Temperature profile inside the new storage will be plotted, for a flow rate of 5 L/min. Additionally, thermal performance of the triangular integrated solar water heater will be presented in terms of discharging efficiency and cumulative efficiency. The utilization of this system is studied by calculating the number of persons who can take a quick shower from solar water heating.

Test apparatus

(a) Storage tank

The water storage tank is made of 0.2cm galvanized steel sheet. It is well-insulated with 3.5cm thick glass wool from the sides and bottom. The tank has a triangular shape front side with rectangular shape rear side shape connected together as shown in Figure (1). A 70cm

Yassin: A NEW STORAGE DOMESTIC WATER HEATER WITH SOLAR

equal side triangle, 45° angle, with 50cm in width is used. Whereas the rectangular shape has a dimensions of 70cm \times 50cm \times 3cm in height, width and depth respectively. The capacity of the tank is 130 L. A sheet of baffle plate is fixed inside the tank parallel to the absorber plate. Mohamad A.A. [36] used an insulated baffle plate of a Plexiglas sheet. The purpose is to reduce the heat losses by conduction at night-time and enhancing the buoyancy force.

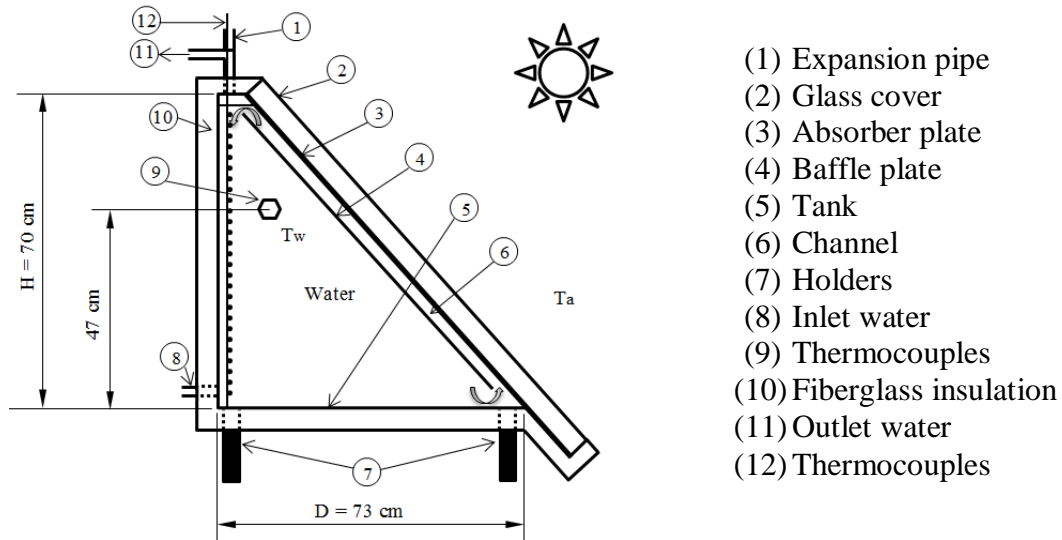


Figure (1) Schematic diagram of the integrated solar water heater.



Figure (2) The new integrated solar water heater.

Moreover, a study by Kaushik et al. [35] showed that the material and thickness of the baffle plate had a little effect on the performance of the ISWH. The space between the baffle plate and the absorber plate forms a channel 2.5cm in depth. The baffle plate is fixed at a distance of 2cm from the bottom and top of the tank in order to enhance the buoyancy force. The storage tank equipped with the cold water from the rear surface, 2cm above the tank bottom. The outlet pipe of the hot water is placed at the top surface. Standard steel coupling of 1/2 inch, flush welded to the tank surface, is used for both the inlet and outlet pipes. A vent

pipe is located on the top surface 5cm from the side in order to prevent pressure build-up in the tank as shown in Figure (1).

(b) Solar absorber

A flat plate collector was used in this design. Stainless steel used to manufacture the absorber plate. It has dimensions of 109cm \times 70cm with a surface area of 0.763m². The solar collector is oriented according to the location of Famagusta city in North Cyprus (Latitude 35.125°N, Longitude 33.95°E) with an optimal angle 45° facing to south to make sure that the solar intensities is normal to the absorber surface at noon. The tilted angle is fixed according to the study of Reiss and Bainbridge[39], Chiou and El-Naggar [40], they concluded that the optimal tilt angle is latitude + 10° ($\beta_{opt} = \varphi + 10^\circ$).

The absorber plate is fixed on the front face of the storage tank. For increasing of the surface area of the absorber plate, a 10cm sheet metal is added to the absorber plate from the two sides and the bottom. An additional insulation is used to insulate the extra extension of the absorber plate to prevent the heat losses from it. Black matte paint used to paint the front face of the collector and covered with a 0.3cm sheet of glass. The glass cover is fixed at a distance of 2.5cm from the absorber plate to reduce heat losses from it. Figure (2) shows a picture of the new ISWH.

Experimental set-up and equipments

The distributions of the temperature in the water storage tank is measured by using thirty three T-type thermocouples placed at 2cm intervals from the tank bottom. These thermocouples, fixed on an acrylic bar, are placed at the mid cross section of the tank (see Figure (1)). Seven thermocouples inserted inside the tank in a horizontal cross section to measure the horizontal temperature profile. The distance between the junctions is fixed to be 4cm. The horizontal thermocouples are installed at a distance of 47cm from the tank bottom. Additionally, three thermocouples are used for each of the inlet and outlet water temperature measurement. A calibration test for the thermocouple readings were examined and showed that the accuracies were within $\pm 0.15^\circ\text{C}$. The thermocouples were connected to data-acquisition system to read water temperatures. OMEGA's OMB-Multiscan-1200 data-acquisition system is used in this study. The Eppley Radiometer Pyranometer (PSP) type is fixed beside the glass cover of the ISWH to measure the global solar radiation incident on an inclined surface. The surface is tilted facing south at an angle of 45° with respect to the horizontal to obtain maximum solar radiation incident on the glass cover. It is coupled directly to a voltmeter model EX410 digital, basic DC accuracy of $\pm 0.5\%$ over range from 0 to 2800 W/m².

Water flow rate is set to the desired value by using the adjusting valve attached after the inlet valve, while keeping the inlet and outlet valves fully open during testing. The draw-off rate is measured using a scale cylinder and a stopwatch. Tests are carried out for draw-off rate of 5L/min.

All the water in tank was emptied before the beginning of a new test. Then, the inlet valve was opened to fill the tank with cold water and the outlet valve was closed when the storage tank was full with cold water at a uniform temperature.

The tests have been done from 08:00 to 17:00 for all the tests. Before 08:00, the water in the tank is re-circulated for 15min before starts taking the data as a result the water temperature at the beginning of the experiment were uniform. Then heating process by using

the solar radiation started at 08:00 until 17:00 for the first test, without drawn (wod). At 17:00, the discharging process started as the outlet valve is opened, while same rate of the cold water charging the storage tank. During the heating process, all the thermocouples readings and solar intensity radiation are recorded hourly, whereas for discharging/charging process, the thermocouples readings are recorded for 5sec intervals.

The second test, with one drawn (w1d), has been done with two discharging periods. Data (water temperatures and solar intensity radiation) are taken hourly. By checking the maximum water temperature and according to minimum inlet water temperature, an amount of water, which is the amount for a person for taking a quick shower, would be discharged. During discharging process, solar heating process was ongoing. At 17:00 all the hot-water in-tank was discharged until the inlet and outlet water temperature became equal. All thermocouples readings were recorded for 5sec intervals.

Another test was investigated for three discharging periods (w2d) with 5L/min draw-off rates. Two discharging processes were carried out at 12:00 and 14:00 in case of two persons taking a quick shower at each time. Data of water temperatures and solar intensity radiation are taken hourly. Then, the heating process was continued until 17:00 where the entire tank was discharged. All data are recorded for the discharging process every 5sec intervals.

Thermal analysis

The initial temperature profile of the water in the storage tank was recorded directly before discharging the hot water and the initial energy stored (E_{st}) in the storage tank, relative to the temperature of the inlet water (T_{in}), is calculated by

$$E_{st} = \sum_{j=1}^{33} (\rho V C_p)_j (T_j - T_{in}), \quad (1)$$

Where,

ρ water density (kg/m^3)

V control volume (m^3)

C_p specific heat of water (kJ/kg.K)

All of these parameters are corresponding to the thermocouple at layer j . The temperature T_j is assumed as the temperature prevails over the layer j which is measured by thermocouple j . The water stored energy that drawn out from the storage tank up to time t is calculated from

$$E_{out} = \int_0^t \rho V C_p (T_{out}(t) - T_{in}) dt, \quad (2)$$

Where E_{out} is the energy withdrawn, $T_{out}(t)$ is the water temperature measured in the pipe near the outlet port at time t . The energy calculated in this way is relative to the temperature of inlet water.

The performance of the storage tank for all solar heating tests is evaluated by determining the discharging efficiency, η_{dis} . It is defined as the fraction of the energy extracted by the time the temperature of the discharged water drops to a specified temperature. In the present study, this temperature is taken to be 40°C [41]. Hence, the discharging efficiency is calculated from

$$\eta_{\text{dis}} = \frac{E_{\text{out}}}{E_{\text{st}}} \quad (3)$$

The discharging efficiency indicates the energy that can be utilized when the water temperature is more than 40°C.

The collection efficiency of the triangular ISWH is also calculated in terms of cumulative efficiency. The cumulative system efficiency is defined as the total energy stored in the storage tank for each hour, Eq. 1, divided by the total energy incident on the system for each hour, which is expressed in the following equation

$$E_{\text{incident}} = A \int_{t_1}^{t_2} I dt, \quad (4)$$

where A , I , and t are collector area, solar intensity, and time of measurement respectively. Thus, the cumulative system efficiency is

$$\eta_{\text{cum}} = \frac{E_{\text{st}}}{E_{\text{incident}}} \quad (5)$$

Results and discussion

Figure (3) shows the solar intensity versus time for all the days when the experiments were done. The solar intensity was increasing from the early hours to a peak value at noon, and then it was decreasing in the afternoon until sunsets. The highest daily solar radiation measured was 893W/m² while the mean average values of solar radiation for all the days of the experiment was 641W/m². The amount of solar radiation measured for each day during the experiments was stable.

The distributions of the temperature in the water within storage tank along the vertical direction during the solar heating process for each 1hr intervals are shown in Figure (4). As it was mentioned before, the water in the tank was re-circulated for 15min before taking the data as a result the water temperature in the tank at the beginning of the day was uniform (08:00). It is observed that, the water temperature inside the storage tank was increased and the temperature difference between the upper layer and lower layer increased too. The increasing in the water temperature was due to the increasing in the solar intensity (Figure (3)). Moreover, the increasing in the water temperature inside the tank will be not sensitive with time for the last two hours (i.e., at 16:00 and 17:00).

It can be mentioned that no circulation was observed inside the ISWH (Figure (5)). Figure (5) illustrates the temperature distributions in the ISWH tank along the lateral horizontal direction during the solar water heating process. The temperature profile in the water storage tank is presented in terms of the dimensionless temperature T^* and height z/H , where z is the position of the heater measured from the bottom of the tank and H is tank height. Equation 3.1 defines the dimensionless temperature taking the maximum water temperature (T_{max}) and the inlet water temperature (T_{in}) as reference.

$$T^* = \frac{T(z,t) - T_{in}}{T_{max} - T_{in}} \tag{6}$$

where $T(z, t)$ is the temperature of the water in the storage tank at height z , at time t . The maximum temperature of the water (T_{max}) is also equal to the draw-off temperature, water temperature leaving the tank, measured immediately when the discharging process started; that is $T_{max} = T_{out}(t = 0)$. The heat transfer from the absorber plate to the water layer inside the tank was by conduction and convection. The water temperature inside the tank increased rapidly with time up to 15:00 due to the increasing in the solar intensity and the ambient temperature. The water temperature inside the tank between 16:00 to 17:00 (Figure (4)) was almost the same since the solar intensity was reduced sharply at that time of the day (Figure (3)). Similar behavior was also obtained by Al-Talib et al. [37] who experimentally investigated the triangular ISWH.

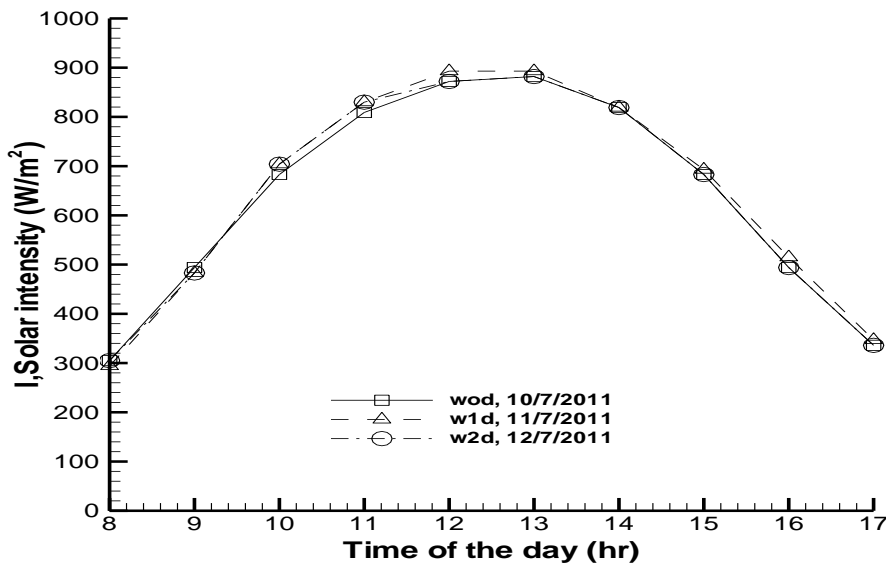


Figure (3) Solar intensity versus time for all the days when the experiments were done.

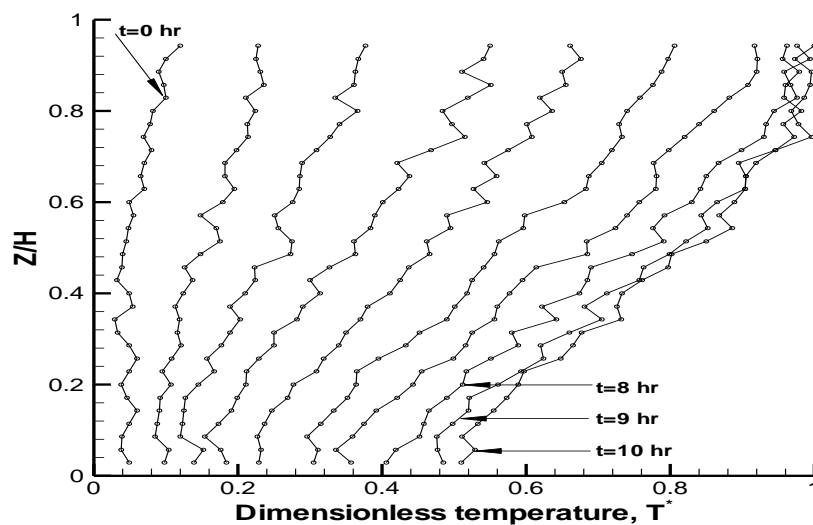


Figure (4) The distributions of the temperature in the water within storage tank along the vertical direction during the solar heating process.

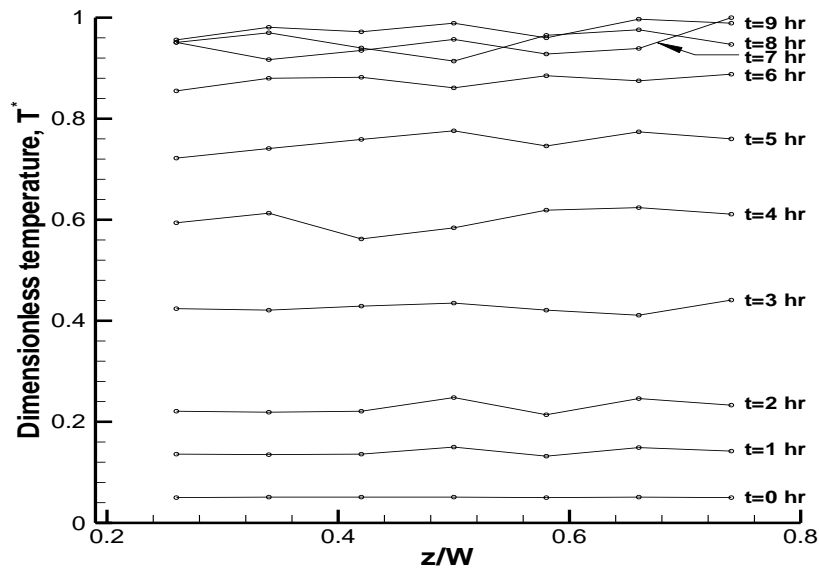


Figure (5) The distributions of the temperature in the water within storage tank along the horizontal direction during the solar heating process.

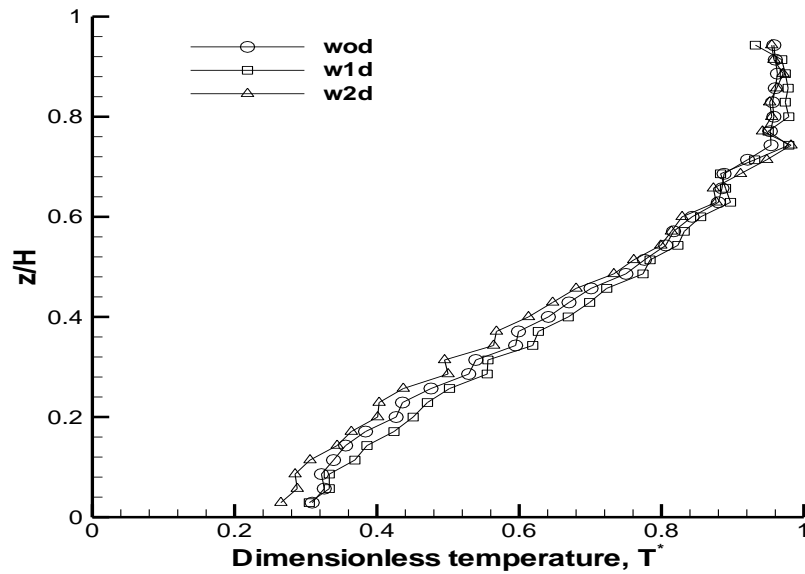


Figure (6) The distributions of the temperature in the water within storage tank before discharging process, for different experiments of solar water heating.

Figure (6) shows the temperature profile inside the tank before discharging process began (17:00). The temperature profile for the three different cases studied in this work is almost the same. This means that the amount of water drawn for one person to take a shower at 12:00 or 14:00 will not change the temperature profile inside the tank at discharging time. The temperature profile for solar heating process is not uniform process as the case of heating by using an electric heating element. That is, when the solar intensity incident on the absorber plate, the absorber plate will be heated to a desired temperature uniformly, the amount of

water in the lower side of the tank is more than the amount of water at the upper side, as a result, the water temperature at the upper side increases faster than the lower side.

The transient temperature distributions of the water in the ISWH tank at each 40sec intervals during the discharging/charging process, $t > 0$, are presented in Figure (7(a-c)), for each of the three solar water heating, wod, w1d, and w2d, and for flow-rate of 5L/min. For all cases, during the charging/discharging process, the thermocline layer inside the ISWH tank is built up after 120sec as cold water enters from the bottom port of the storage tank while hot water is discharged from the top port of the tank. The thermocline layer was rather thin at the first time of the formation. Then, it is started to vanish after half of hot water volume discharged with a temperature gradient until the end of the discharging/charging process. In addition, the time required to discharge the hot water from the tank is reduced gradually depending on the number of withdrawn process. The time required for discharging the tank for the first case (wod) was 1280sec whereas it was 1200, 880sec for the other two cases, w1d, w2d respectively. The temperature at the lower part for the three cases is different due to the mixing layer between the cold and the hot water depending on the number of withdrawn processes.

Figure (8) displays the draw-off temperature profiles as a function of the dimensionless time for three different solar water heating tests, wod, w1d, and w2d. The history of the water temperature $T_{out}(t)$ withdrawn from the water tank is expressed in form of dimensionless as:

$$\theta = \frac{T_{out}(t) - T_{in}}{T_{out/t=0} - T_{in}} \quad (7)$$

where θ is the drawn-off temperature profiles of the water and $T_{out/t=0}$ is the highest water temperature initially exist in the storage tank. The water draw-off temperature profiles is plotted as a function of dimensionless time, t^* , which is defined $t^* = t/t_{total}$ where, t_{total} is defined as the total time necessary for fully charging/discharging the whole water tank volume at constant volumetric draw-off rate and it also represents the fraction of the storage water withdrawn from the tank. The total time can be calculated from

$$t_{total} = V_{st}/Q \quad (8)$$

where V_{st} and Q is the total water volume stored in the storage and the water volumetric draw-off rate during the process of charging and discharging, respectively. All the curves are cut off when the discharged water temperature drops to less than 40°C. The drawn-off profiles of the temperature for the three tests showed moderately stratified tank. The draw-off water temperature decreases continuously. This decreasing in the draw-off temperature profile is because of the temperature difference between the top and the bottom of the tank where the temperature decreased from the upper side to the lower side of the tank. As is appears from the curves, the hot water volume that extracted from the tank is lower than the whole storage tank volume for all cases and it is higher for the first experiment compared with others. However, the volume of the hot water withdrawn for the second and third experiments was higher if the hot water volume withdrawn at 12:00 and 14:00 would be added to these volumes. This reflects that the system can provide more hot water volume if the device used to supply an amount of water during the heating process, at 12:00 and 14:00.

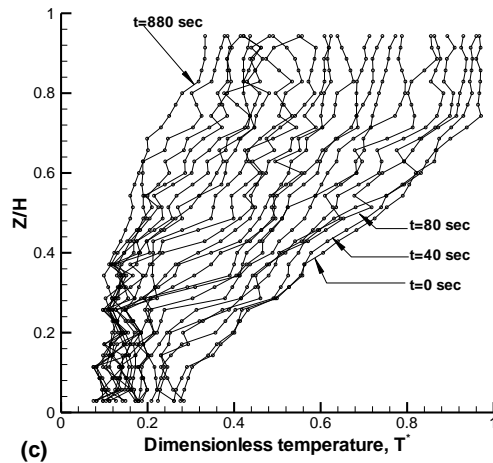
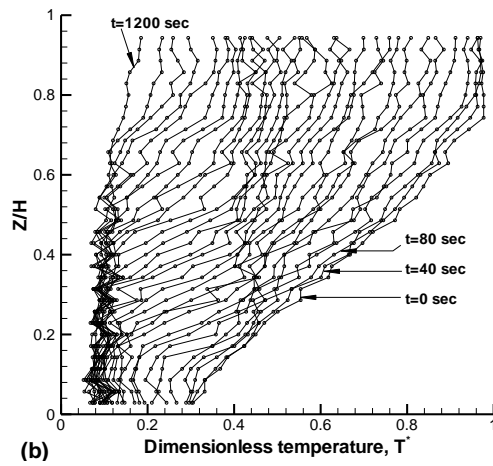
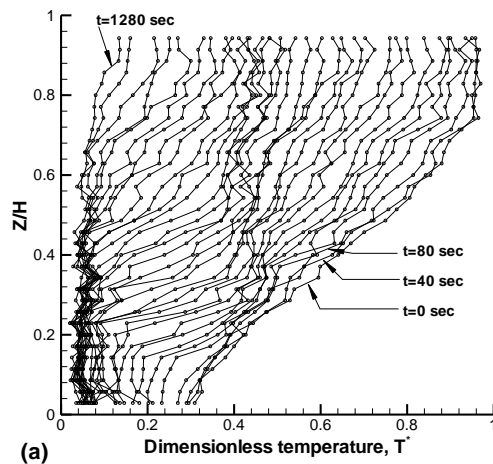


Figure (7) The distributions of the temperature in the water within storage tank for the solar water heating (a) w_0d , (b) w_1d and (c) w_2d .

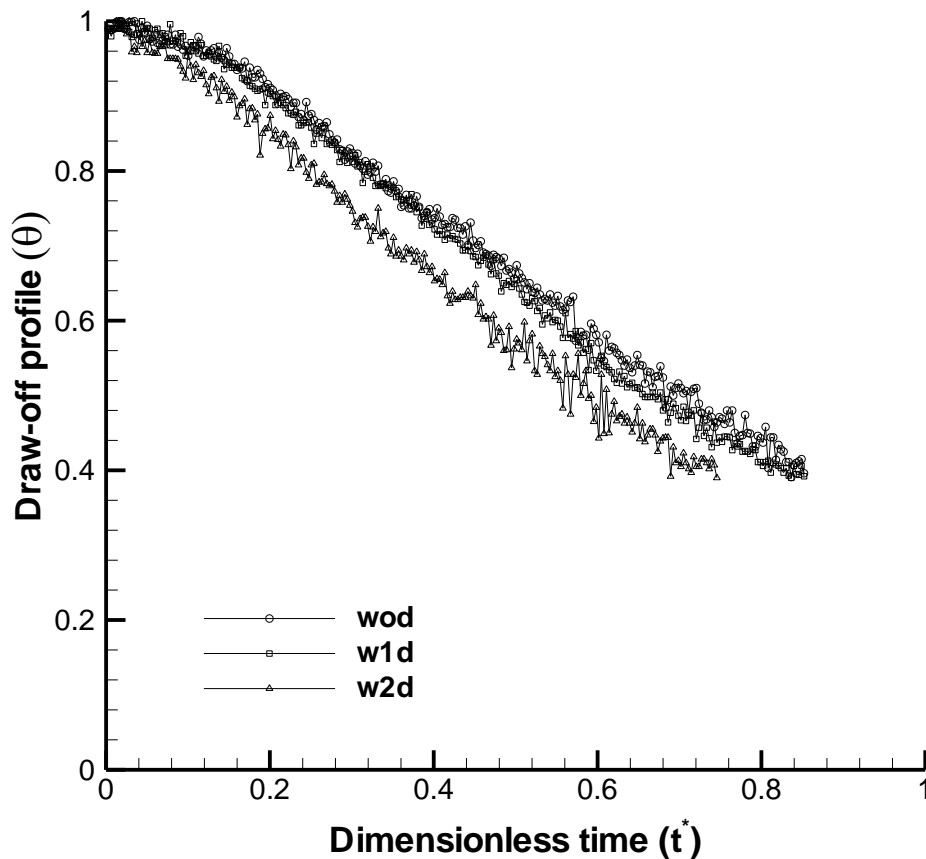


Figure (8) Draw-off temperature profiles as a function of the dimensionless time for different solar water heating tests.

The discharging efficiency of the triangular ISWH is calculated by Eq. 3. Figure (9) presents the overall discharging efficiency versus number of persons that can take a shower during the solar heating process. It can be seen that the overall discharging efficiency increases with increasing the number of persons who can take a shower during the solar heating process. The maximum overall discharging efficiency was found to be about 98% for w2d case.

The maximum temperature of hot water leaving this system, triangular ISWH, was found to be 54°C with a temperature difference of 29°C. These values are subjected to change from day to day as noticed during the experiments. However, the maximum average water temperature and average temperature difference for all the days of experiments were 51°C and 24°C respectively. These results are greater than the results obtained by Mohamad A.A. [40] who found that the maximum average water temperature was 42°C at 17:00. This was attributed to the increasing in the area of the absorber plate by extending it 10cm from the two sides and bottom, as expected. Therefore, the amount of heat received from the sun would be more as a higher surface area will be exposed to the solar radiation.

The hourly variation of the cumulative efficiency for this ISWH is presented in Figure (10). The maximum cumulative efficiency recorded was at 11:00 to 12:00 then it is decreases continuously. As can be seen, the cumulative efficiency for the two cases, w1d and w2d, decreases when amount of water withdrawn during heating period then increased. The decreasing of the cumulative efficiency was due to the decreasing in the energy stored within

the storage tank at that time since the water temperatures decreased. However, the maximum cumulative efficiency was 73% which is more than that obtained by Soponronarit et al. [33] and Mohamad A.A. [40]. This is attributed to the high water temperatures inside the storage tank and more solar intensity received from the sun.

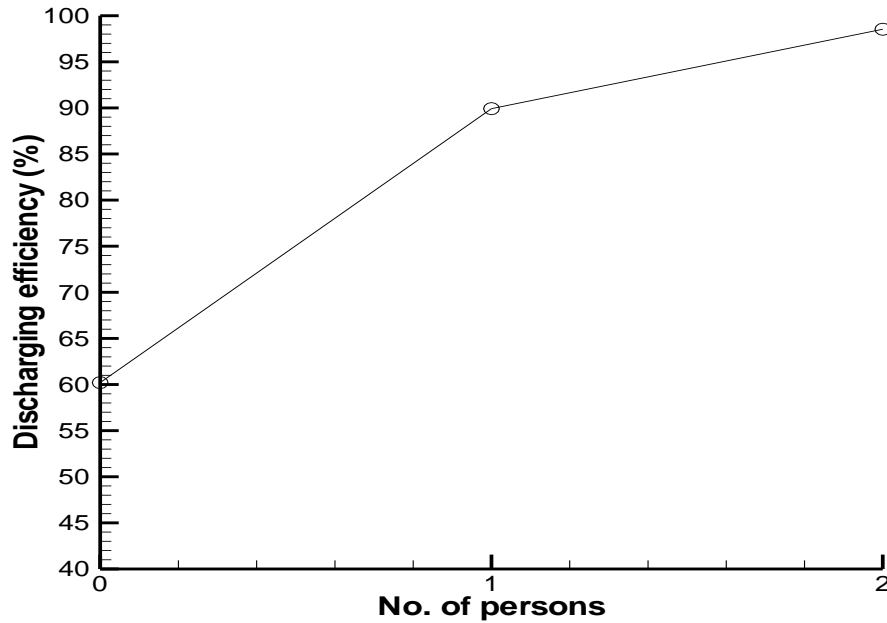


Figure (9) The overall discharging efficiency of the triangular ISWH versus number of persons can take a shower during solar heating process.

The amount of warm water which is required for one person to take a shower is 50L at 40°C according to the Turkish Standards [41]. Table (1) shows the number of persons who can take a quick shower for different solar heating cases, wod, w1d, and w2d. These results were determined from the total hot water storage in the tank after the heating process. For the two cases, w1d and w2d, number of persons who can take a shower during the solar heating process were added to the number of persons who can take a shower at 17:00.

Table (1) No. of persons can take a shower for different solar heating tests.

Solar heating test	No. of persons can take a shower
Wod	5
w1d	6
w2d	6

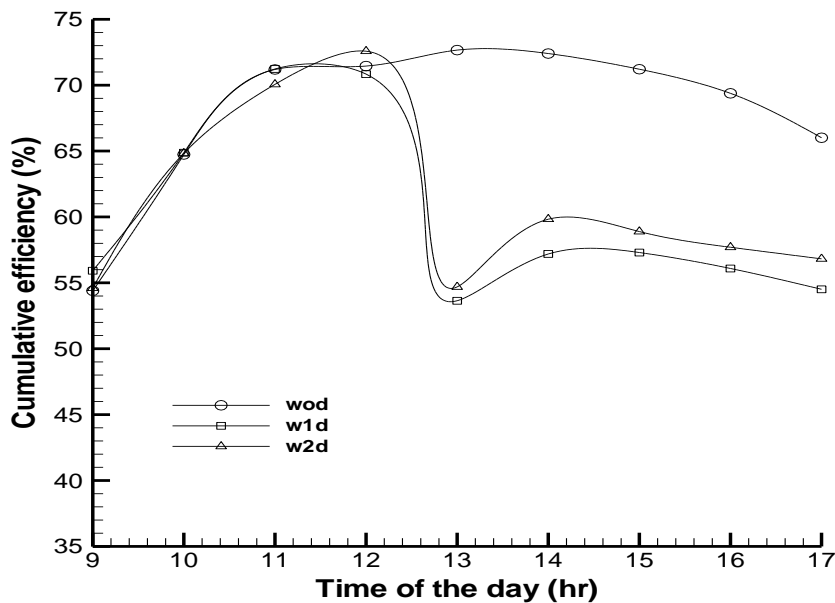


Figure (10) Hourly variation of the cumulative efficiency for the new ISWH.

Conclusions

Solar heating tests for triangular ISWH presented acceptable results since the transient temperature distributions showed a moderate stratified tank for different tests with a discharging rate of 5L/min. The fraction of the hot water stored within the tank, which can be withdrawn above 40°C, was found to be less than the water volume stored in the tank for all tests, which is because of the thermal losses from the tank. However, discharging amount of water, for one or two persons taking a shower, at 12:00 and 14:00 improved the performance of this type of ISWH. The maximum discharging efficiency was 98% for two discharging at 12:00 and 14:00. The maximum average temperature obtained in this study was 51°C with a temperature difference of 24°C. Moreover, the maximum collection efficiency was 73% with a highest daily solar radiation of 893W/m².

The number of persons who can take a quick shower also calculated. It was found that, warm water, 50L at water temperature of 40°C, can be supplied to take a quick shower for 5 or 6 persons.

In conclusion, Triangular shape of ISWH with extra dimensions which is added to the solar absorber, by extending it to 10cm from the two sides and the bottom, will give a possibility to gain more solar heating.

References

- [1] Christos, N. M., Harris, P. C., & Soteris, A. K. (2007). Cyprus solar water heating cluster: A missed opportunity? *Energy Policy*. 35, 3302-3315.
- [2] Kalogirou, S. (2003). The potential of solar industrial process heat applications. *Applied Energy*. 76, 337-361.
- [3] Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (1980). *Solar Engineering of Thermal Processes*. John Wiley & Sons, Inc., New York.
- [4] Kalogirou, S. A. (2009). *Solar Energy Engineering, Processes and Systems*. New York: Academic Press, Elsevier Science.

- [5] Kemp C. M. (1891). Apparatus for utilizing the sun's rays for heating water, US Patent no. 451384.
- [6] Butti, K. & Perlin, J. A Golden thread. 2500 Years of Solar Energy and Technology. (1980). London, UK: Marion Boyars Publishers.
- [7] Haskell, C. (1907). US Patent no. 842658.
- [8] Brooks, F. A. (1936). Solar energy and its use for heating water in California. Agricultural Bulletin 602: University of California.
- [9] Tanishita I. (1955). Present situation of commercial solar water heaters in Japan. Transactions on the use of Solar Energy, The Scientific Basis, Tucson, Arizona. 67-78.
- [10] Muneer, T. (1985). Effect of design parameters on performance of built-in-storage solar water heaters. Energy Conversion and Management. 25, 277-281.
- [11] Saroja, S., Nithiarasu, P. & Seetharamu, K. N. (1997). Transient analysis of a cylindrical solar water heater. Energy Conversion and Management. 38, 1833-1840.
- [12] Kalogirou, S. A. (1997). Design, construction, performance evaluation and economic analysis of an integrated collector storage system. Renew Energy. 12, 179-192.
- [13] Kalogirou, S. A. (1999). Performance enhancement of an integrated collector storage hot water system. Renew Energy. 16, 652-655.
- [14] Smyth, M., Eames, P. C., & Norton, B. (1999). A comparative performance rating for an integrated solar collector/storage vessel with inner sleeves to increase heat retention. Solar Energy. 66, 291-303.
- [15] Smyth, M., Eames, P. C., & Norton, B. (2001). Annual performance of heat retaining integrated collector/storage solar water heaters in a Northern maritime climate. Solar Energy. 70, 391-401.
- [16] Smyth, M., Eames, P. C., & Norton, B. (2001). Evaluation of a freeze resistant integrated collector/storage solar water heater (ICSSWH) for Northern Europe. Applied Energy. 68, 265-274.
- [17] Smyth, M., Eames, P. C., & Norton, B. (2003). Heat retaining integrated collector/storage solar water heaters. Solar Energy. 75, 27-34.
- [18] Smyth, M., Eames, P. C., & Norton, B. (2004). Techno- economic Appraisal of an Integrated Collector/Storage Solar Water Heater. Renewable Energy. 29, 1503-1514.
- [19] Tripanagnostopoulos, Y. & Souliotis, M. (2006). ICS solar systems with two water tanks. Renewable Energy. 31, 1698-1717.
- [20] Al-Madani, H. (2006). The performance of a cylindrical solar water heater. Renewable Energy. 31, 1751-1763.
- [21] Khalifa, A. N. & Abdul Jabbar, R. A. (2010). Conventional versus storage domestic solar hot water systems: A comparative performance study. Energy Conversion and Management. 51, 265-270.
- [22] Borello, D., Corsini, A., Delibra, G., Evangelisti, S., & Micangeli, A. (2012). Experimental and computational investigation of a new solar integrated collector storage system. Applied Energy. 97, 982-989.
- [23] Mousa, S. M., & Bilal, A. A. (2002). On integrated solar water heating system, International. Communications in Heat and Mass Transfer. 29, 135-140.
- [24] Reddy, K. S. & Kaushika, N. D. (1999). Comparative study of transparent insulation materials cover systems for integrated-collector-storage solar water heaters. Solar Energy Materials and Solar Cells. 58, 431-446.
- [25] Sridhar, A. & Reddy, K. S. (2007). Transient analysis of modified cuboid solar integrated collector-storage system. Applied Thermal Engineering. 27, 330-346.

- [26] Dharuman, C., Arakeri, J. H., & Srinivasan K. (2006). Performance evaluation of an integrated solar water heater as an option for building energy conservation. *Energy and Buildings*. 38, 214-219.
- [27] Mousa, S. M., Al-Ghandoor A., & Al-Hinti I. (2009). Thermal analysis of compact solar water heater under local climatic conditions. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 36, 962-968.
- [28] Kumar, R., & Rosen, M. A. (2010). Thermal performance of integrated collector storage solar water heater with corrugated absorber surface. *Applied Thermal Engineering*. 30, 1764-1768.
- [29] Kumar, R., & Rosen, M. A. (2011). Integrated collector-storage solar water heater with extended storage unit. *Applied Thermal Engineering*. 31, 348-354.
- [30] Ecevit, A., Al-Shariah, A. M., & Apaydin, E. D. (1989). Triangular built-in-storage solar water heater. *Solar Energy* 42, 253-265.
- [31] Prakash, J., Garg, H. P., Kumar, R. & Kaushik, S. C. (1992). Triangular built-in-storage solar water heater. *National Energy Conference*. 28-31.
- [32] Kaushik, S. C., Kumar, R., Garg, H. P., & Prakash, J. (1994). Transient analysis of a triangular built-in-storage solar water heater under winter conditions. *Heat Recovery Systems & CHP*. 14, 337-341.
- [33] Soponronnarit, S., Taechapiroj, C., & Tia, S. (1994). Comparative studies of built-in-storage solar water heaters. *RERIC International Energy Journal*. 16, 1611-1626.
- [34] Sokolov, M., & Vaxman, M. (1983). Analysis of an integral compact solar water heater. *Solar Energy*. 30, 237-246.
- [35] Kaushik, S. C., Kumar, R., & Garg, H. P. (1995). Effect of baffle on the performance of a triangular built-in-storage solar water heater. *Energy Conversion and Management*. 36, 337-342.
- [36] Mohamad, A. A. (1997). Integrated solar collector-storage tank system with thermal diode. *Solar Energy*. 61, 211-218.
- [37] Al-Talib, A. M., Megat, M. H, Kamaruzzaman, S., & Mahdi, A. W. (2009). An Economical Analysis for a Stratified Integrated Solar Water Heater with a Triangular Shape. *Journal for the advancement of science & arts*. 1, 1.
- [38] Smyth, M., Eames, P. C., & Norton, B. (2006). Integrated collector storage solar water heaters. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 10, 503-38.
- [39] Reiss, J., & Bainbridge, D. A. (1978). Breadbox designs. *Alternative Sources Energy*. 46, 16-21.
- [40] Chiou, J. P., & El-Naggar, M. M. (1986). Optimum slope for solar insolation on flat surface tilted toward the equator in heating season. *Solar Energy*. 36, 471-478.
- [41] ISISAN-series 147. (1997). Saitary plumbing systems, Istanbul, (in Turkish).

Robot obstacle avoidance using particle swarm optimization

Saad Zaghlul Saeed

Mechatronics Engineering Department
Mosul University
Mosul, Iraq
alkhyaat@yahoo.com

Abstract

In this paper, obstacle avoidance for robot manipulator is studied. The goal of trajectory planning is to generate the reference inputs to the manipulator in order to avoid obstacles. Using swarm intelligent robotic approach in search tasks can be done massively in parallel, significantly decreasing the time taken to locate targets and improving robustness against failure of single agents by redundancy as well as individual simplicity. Thus particle swarm optimization is proposed as searching method for robot path planning in the presence of obstacles. A non-linear optimization problem was defined taking into account kinematic and dynamic constraints. Special constraints that ensure obstacle avoidance were also included. These obstacle constraints are expressed in terms of distance to the colliding parts. The simulated cases showed that the planned trajectory is shorter and faster in comparison to that of genetic algorithm. The robot succeeded to avoid both static and dynamic obstacles including the kinematic and dynamic constraints.

Key words: Dynamic obstacle, Obstacle avoidance, Particle swarm optimization, Path planning, Robot manipulator

تفادي العقبة لروبوت بواسطة امثلة جسيم السرب

سعد زغلول سعيد الخياط

جامعة الموصل / كلية الهندسة / قسم هندسة الميكاترونكس

الخلاصة

خلال هذا البحث، تم دراسة تجاوز العقبة لمعالج روبوت. الهدف من تخطيط المسار هو توليد المدخلات للمعالج لكي يتجاوز العقبات. استخدم أسلوب الحشد الذكي في مهمات البحث يمكن ان تفعل بتوازي و بكثافة، بزمن مخفض لتحديد الأهداف مع تحسين المتانة ضد فشل عوامل منفردة بطوفانها و كذلك البساطة المنفردة. لذلك أمثلة جسيم السرب تم اقتراحها كطريقة بحث لتخطيط المسار بوجود العقبات. امثلة غير خطية تم تعريفها مع الأخذ بالاعتبار المقيدات الكينيماتيكية والديناميكية. مقيدات خاصة تم اعتبارها لتفادي العقبات. هذه العوائق اعتمدت على المسافة الى العقبات. الحالات التي تم عمل لها محاكاة اظهرت انه المسار المخطط هو افضل و اسرع بالمقارنة للخوارزمية الجينية. الروبوت نجح في تفادي العقبات الساكنة و المتحركة مع اعتبار المقيدات الكينيماتيكية و الديناميكية.

1. Introduction

A large number of robotic applications such as inspection, welding, painting, assembling, and moving objects, involve repetitive processes. This technological characteristic justifies off-line trajectory planning. It is also very common that the robots may have obstacles in their workspace due to the presence of industrial equipment or other robots [1].

Starting from mid 1970's, the robot motion planning problem, which in its most elementary form is to find a collision-free start-to-goal path for robots moving amid obstacles, has been actively researched. Previous methods for motion planning in dynamic environments such as graph search, velocity constraints, and acceleration constraints did not consider the nonlinear robot dynamics, and produced time optimal motions [2]. Classic approaches suffer from many drawbacks, such as high time complexity in high dimensions and trapping in local minima, which makes them inefficient in practice. Also optimal control of robot manipulators requires an optimal trajectory planning [3-4]. It is well known that the problem of path planning is multiple objective, and some heuristic optimization algorithms, e.g. genetic algorithm (GA), swarm intelligence methods, have been widely adopted to solve it [5].

Particle swarm optimization (PSO) is similar to the continuous GA in that it begins with a random population matrix. Unlike the GA, PSO has no evolution operators such as crossover and mutation. The advantage of using an optimization method such as PSO is that it does not rely explicitly on the gradient of the problem to be optimized, so the method can be readily employed for a host of optimization problems. The key idea of PSO method is to simulate the shared behavior happening among the birds flocks or fish school. PSO is able to tackle tough cost functions with many local minima [6].

This paper considers a solution to the problem of moving a robot manipulator with minimum cost along a planned path in the presence of obstacles. Static and dynamic obstacles are considered. The optimal traveling time and the minimum path length are considered together to build a multi objective function with the constraint that torque limits of the actuators are satisfied. Trajectory for robot manipulators is obtained through off-line computation for static obstacles and on-line for moving obstacles using spline functions.

2. Particle swarm optimization

PSO was formulated by Edward and Kennedy in 1995. The thought process behind the algorithm was inspired by the social behavior of animals, such as bird flocking or fish schooling. Each particle studies its own previous best solution to the optimization problem, and its group's previous best, and then adjusts its position (solution) accordingly. The optimal value will be found by repeating this process [7].

Optimization methods such as PSO have an advantage in such prototyping, as they do not require the mathematical gradient in order to optimize a problem, but can be employed directly on the fitness measure to be optimized. This versatility comes at a price, however, as the disadvantage of general purpose optimization methods such as PSO is that they do not always work well, and often require some form of tuning to the problem at hand [6]. The reason for implementing the PSO method in this planner is that PSO is versatile enough to accommodate

multiple objectives. The advantages of PSO are that it is easy to implement and there are few parameters to adjust.

The rows in the matrix are called particles (same as the GA chromosome). They contain the variable values and are not binary encoded. Each particle moves about the cost surface with a velocity. The PSO algorithm updates the velocity vector for each particle then adds that velocity to the particle position or values:

$$v_{i,j}^{new} = v_{i,j}^{old} + \Gamma_1 \times r_1 \times (p_{i,j}^{local\ best} - p_{i,j}^{old}) + \Gamma_2 \times r_2 \times (p_{i,j}^{global\ best} - p_{i,j}^{old}) \quad \dots (1)$$

$$p_{i,j}^{new} = p_{i,j}^{old} + v_{i,j}^{new} \quad \dots (2)$$

where

$v_{i,j}$ = particle velocity

$p_{i,j}$ = particle variables

r_1, r_2 = independent uniform random numbers

$p_{i,j}^{local\ best}$ = best local solution

$p_{i,j}^{global\ best}$ = best global solution

Γ_1 = cognitive parameter.

Γ_2 = social parameter.

Velocity updates are influenced by both the best global solution associated with the lowest cost ever found by a particle and the best local solution associated with the lowest cost in the present population. If the best local solution has a cost less than the cost of the current global solution, then the best local solution replaces the best global solution. The particle velocity is reminiscent of local minimizers that use derivative information, because velocity is the derivative of position.

A modification is made in this work by adding a random number with an inertia weight. This plays the role of balancing the global search and local search. The weight factor is taken as an exponential function of iteration because the optimization is dependent on the local value at the beginning. Thus the modified velocity expression becomes:

$$v_{i,j}^{new} = \omega \times r_3 \times v_{i,j}^{old} + \Gamma_1 \times r_1 \times (p_{i,j}^{local\ best} - p_{i,j}^{old}) + \Gamma_2 \times r_2 \times (p_{i,j}^{global\ best} - p_{i,j}^{old}) \quad \dots (3)$$

where ω = inertia weight.

r_3 = independent uniform random numbers.

3. Kinematics of robot arm

The representation of the robot's end-effector position and orientation through the geometries of robots (joint and link parameters) is called forward Kinematics. The forward kinematics is a set of equations that calculates the position and orientation of the end-effectors in terms of given

joint angles (Fig.1). This set of equations is generated by using the Denavit-Hartenberg (D-H) parameters obtained from the frame assignment [8]:

$$\begin{bmatrix} c\phi & -s\phi & 0 & L_1c_1 + L_2c_{12} + L_3c_{123} \\ s\phi & c\phi & 0 & L_1s_1 + L_2s_{12} + L_3s_{123} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_3 \\ y_3 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x \\ y \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad \dots (4)$$

where

x_3, y_3 = position of end-effector with respect to coordinate system 3

x, y = position of end-effector with respect to the base coordinate system

L_1, L_2, L_3 = length of links 1, 2, 3; respectively

$c\phi = \cos (\theta_1+\theta_2+\theta_3)$

$s\phi = \sin (\theta_1+\theta_2+\theta_3)$

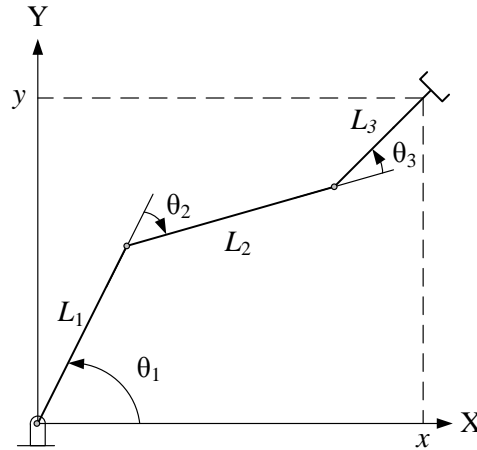


Fig. 1. Plane geometry associated with a 3-link planar robot.

The inverse kinematics problem (IKP) for a robotic manipulator involves obtaining the required manipulator joint values for a given desired end-point position and orientation. Thus knowing the links' parameters and desired coordinates (x,y) allows to calculate the joints' angle using the inverse kinematics.

3.1 Dynamics of robot arm

The complete algorithm for computing joint torques from the motion of the joints is composed of two parts. First, link velocities and accelerations are iteratively computed from link 1 out to link n and the Newton-Euler equations are applied to each link. Second, forces and torques of interaction and joint actuator torques are computed recursively from link n back to link 1. The dynamic equation, which is a function of joints angle position (θ) and its derivatives, can be written in the form [8]:

$$\tau = M(\theta)\ddot{\theta} + V(\theta, \dot{\theta}) + G(\theta) \quad \dots (5)$$

where $M(\theta)$ is the $n \times n$ mass matrix of the manipulator, $V(\theta, \dot{\theta})$ is an $n \times 1$ vector of centrifugal and Coriolis terms, $G(\theta)$ is an $n \times 1$ vector of gravity terms, and τ is an $n \times 1$ vector of joints torque.

4. Robot trajectory planning

A robot trajectory describes the position, orientation, velocity, and acceleration of each robot's joints as a function of time. The end-effector or tip of the robot arm is of most interest. Planning consists of generating a time sequence of the values attained by a polynomial function interpolating the desired trajectory [9]. Polynomials are a common method for defining robot trajectories. The cubic polynomial ensures the continuity of position and velocity but not of acceleration. In order to avoid exciting resonances in the mechanics, it is worth ensuring the continuity of acceleration as well. To get this requirement, the interpolation needs a polynomial of at least fifth degree [4]. In this paper, it is used fourth and fifth-degree polynomial functions to generate smooth trajectories for the parametric representation of a given path (Fig.2). The constraints to be satisfied by these polynomials are presented in Table1.

$$\theta(t) = a_0 + a_1 \cdot t + a_2 \cdot t^2 + a_3 \cdot t^3 + a_4 \cdot t^4$$

$$\theta(t) = b_0 + b_1 \cdot t + b_2 \cdot t^2 + b_3 \cdot t^3 + b_4 \cdot t^4 + b_5 \cdot t^5$$

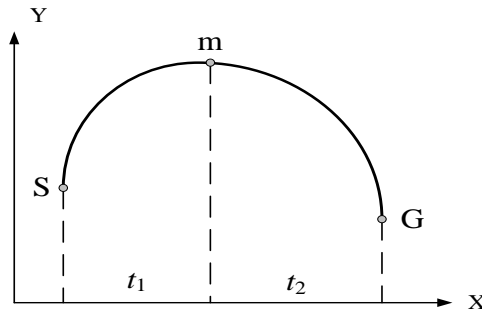


Fig. 2. Smooth trajectory by fifth and fourth-degree polynomial functions.

Table 1 Constraints to be satisfied by the polynomials interpolation

t=0	t=t _m	t=t _G
$\theta(t) = \theta_s$	$\theta(t) = \theta_m$	$\theta(t) = \theta_G$
$\dot{\theta}(t) = 0$	$\dot{\theta}(t) = \dot{\theta}_m$	$\dot{\theta}(t) = 0$
$\ddot{\theta}(t) = 0$	-	$\ddot{\theta}(t) = 0$

5. Multiple Objective Fitness Function

The fitness function quantifies the optimality of a solution. Our goal is to find the optimal path for the robot to move through its environment without colliding with any obstacles in the robot workspace. A multiple objective function is to be evaluated for each particle. This function includes the torque limit, total joint travel distance, total travel Cartesian distance, and total time for the path.

$$\text{Fitness} = c_1.ft + c_2.fq + c_3.fc + c_4.time \quad \dots (6)$$

where

ft = Torque limit, $ft=1$ if $\{ T_1 < T_{1max} \ \& \ T_2 < T_{2max} \ \& \ T_3 < T_{3max} \}$ else $ft=0$

fq = Total joint travel distance, $fq = \sum |\theta|$

fc = Total travel Cartesian distance, $fc = \sum \sqrt{(x^2 + y^2)}$

time = Total travel time, $time = t_1 + t_2$.

c_1, c_2, c_3, c_4 = constants to be evaluated by trial and error.

This function is further tested against the existence of obstacle on the planned path. A solution is accepted if it is far from the obstacle.

6. Optimal trajectory planning with dynamic obstacles

Motion planning with dynamic obstacle requires the simulations computation of a collision free path from start to goal, and of the velocity profile along the path, satisfying system dynamics and actuator constraints. The optimum solution is checked by calculating the distance from the tip of the robot arm to the moving obstacle. The solution is accepted if it is far from the moving obstacles (Fig.3). The checked conditions are:

First condition: If $\Delta r_1 > r_1$ then check the second condition,

Second condition: If $\Delta r_2 > r_2$ then solution is accepted.

where

Δr_1 = distance from robot tip to obstacle 1 center.

Δr_2 = distance from robot tip to obstacle 2 center.

r_1 = radius of obstacle 1.

r_2 = radius of obstacle 2.

These conditions are checked together for each particle after evaluating the fitness function taking into consideration obstacles' position updating due to their velocity. It is found in this work that these

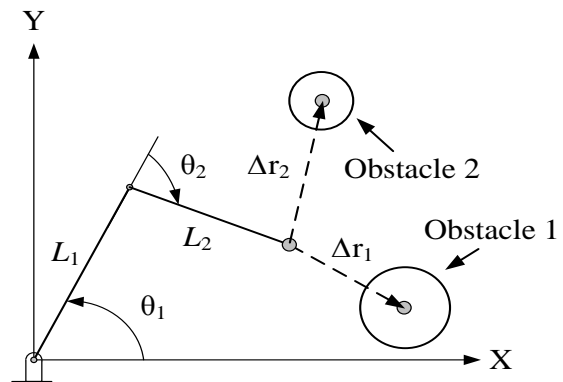


Fig.3. Representation of robot arm with dynamic obstacles

conditions are checked very fast through the process of evaluating the cost function.

7. Simulation results

In this section it is presented some simulations to validate the proposed method. The simulations are implemented in Matlab on Pentium 4 PC processor (Intel (R) Core (TM) i5-2450M CPU @ 2.50 GHz 2.50 GHz). The parameters of PSO are set as follows: $\Gamma_1=2$; $\Gamma_2=2$; $\omega(k) = 0.6+0.9 \exp (-(\text{iteration}-1)/10)$; the swarm size is 40; maximum iteration is fixed to 80. Two and three-link robots are tested with and without obstacle on the path. The starting point is $(x=0 \text{ m}, y=1.75 \text{ m})$ and $(x=0 \text{ m}, y= 2.25 \text{ m}, \phi= 70^\circ)$ for 2-link and 3-link, respectively. The goal point is $(x=-1.75 \text{ m}, y=0 \text{ m})$ for 2-link and $(x=-2.25 \text{ m}, y=0 \text{ m})$ for 3-link. The obstacle is placed at $(x=-.5 \text{ m}, y=1.5 \text{ m})$ and $(x=-.5 \text{ m}, y=1.75 \text{ m})$ for 2-link and 3-link, respectively. The robots parameters: $L_1 = L_2 = 1 \text{ m}$, $L_3=.5 \text{ m}$, $m_1 = m_2= 1\text{ kg}$, $m_3 = 0.5 \text{ kg}$, $T_{1\max} = 45 \text{ N.m}$, $T_{2\max} 15 \text{ N.m}$, $T_{3\max} = 5 \text{ N.m}$. At first, the run execution time of 80 iterations of optimization calculation is compared for both GA and PSO (Table 2). The best optimization results of the four different cases are presented in Tables(3-5) for both GA and PSO. It is noticed from Table 2, there is a considerable CPU time reduction for PSO in comparison to that of GA optimization calculation. From Table 5, the total time for trajectory using PSO is less than that for GA. This means a faster motion is obtained with the same torque limits in both GA and PSO. The optimum trajectories by PSO for the four cases are presented on Figs (4-7). The robots are succeeded to avoid the obstacle as shown in Figs (6&7).

Table 2 CPU run execution time for optimization

Case	Robot	GA (sec)	Iterations	PSO (sec)	Reduction %
Free	2-Link	1.507	50	0.907	39.81
	3-Link	3.729	61	2.566	31.19
Obstacle	2-Link	11.632	70	5.930	49.02
	3-Link	28.747	77	13.742	52.20

Table 3 The best results for genetic algorithm

Parameter	Case			
	Free		Obstacle	
	2-Link	3-Link	2-Link	3-Link
θ_{m1} (rad)	1.3564	1.9484	0.8916	0.7032
θ_{m2} (rad)	1.0186	1.0398	1.7802	2.0422
θ_{m3} (rad)	-	-0.799	-	-0.6711
ϕ (rad)	-	2.9825	-	3.0460
$\dot{\theta}_{m1}$ (rad/s)	0.785	0.7825	0.567	0.3671
$\dot{\theta}_{m2}$ (rad/s)	0.0213	0.0453	0.5968	0.3518
$\dot{\theta}_{m3}$ (rad/s)	-	0.1852	-	0.1686
t_1 (sec)	0.9378	1.5509	1.0211	1.6029
t_2 (sec)	1.6845	1.4001	1.581	2.2028

Table 4 The best results for PSO

Parameter	Case			
	Free		Obstacle	
	2-Link	3-Link	2-Link	3-Link
θ_{m1} (rad)	1.4477	2.0262	0.9708	0.7135
θ_{m2} (rad)	1.0347	0.9391	1.6519	2.0118
θ_{m3} (rad)	-	-0.8834	-	-0.6049
ϕ (rad)	-	2.9085	-	3.1571
$\dot{\theta}_{m1}$ (rad/s)	1.8123	1.1366	0.9126	0.7172
$\dot{\theta}_{m2}$ (rad/s)	0.0905	0.0383	0.8787	0.5047
$\dot{\theta}_{m3}$ (rad/s)	-	1.1096	-	0.3489
t_1 (sec)	0.3951	1.1260	0.7408	1.1822
t_2 (sec)	1.3947	1.2960	1.3438	1.7706

Table 5 Results of comparison for best optimum solution

Case	Robot	GA				PSO			
		f _q (rad)	f _c (m)	Time (sec)	Iteration of best	f _q (rad)	f _c (m)	Time (sec)	Iteration of best
Free	2-Link	1.625	2.737	2.622	50	1.639	2.732	1.789	55
	3-Link	1.863	3.507	2.951	61	1.737	3.541	2.422	70
Obstacle	2-Link	3.574	2.601	2.602	70	3.25	2.584	2.085	60
	3-Link	5.181	3.548	3.806	77	4.98	3.408	2.953	70

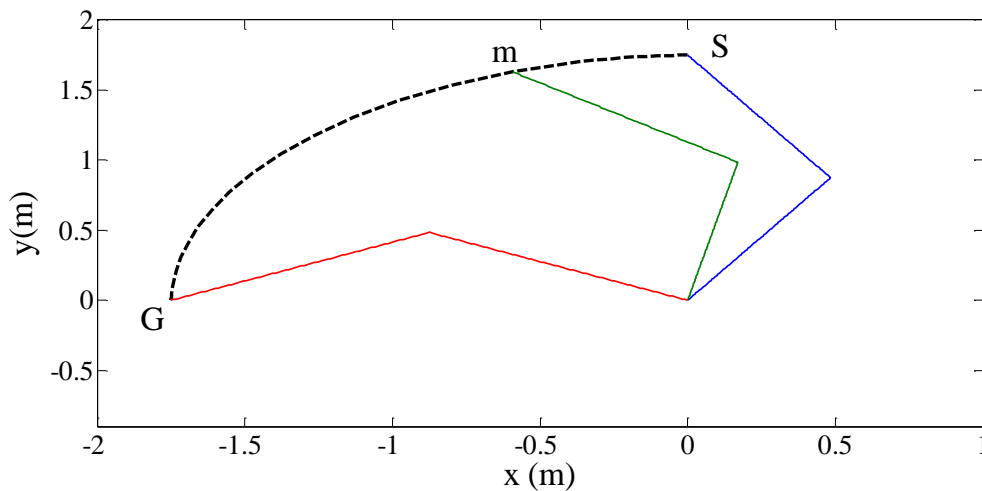


Fig. 4 Free path planning for 2-link robot

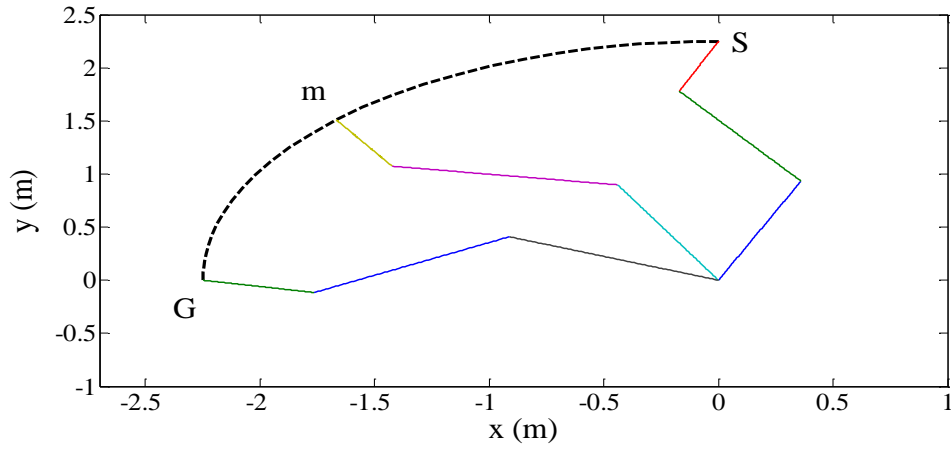


Fig. 5 Free path planning for 3-link robot

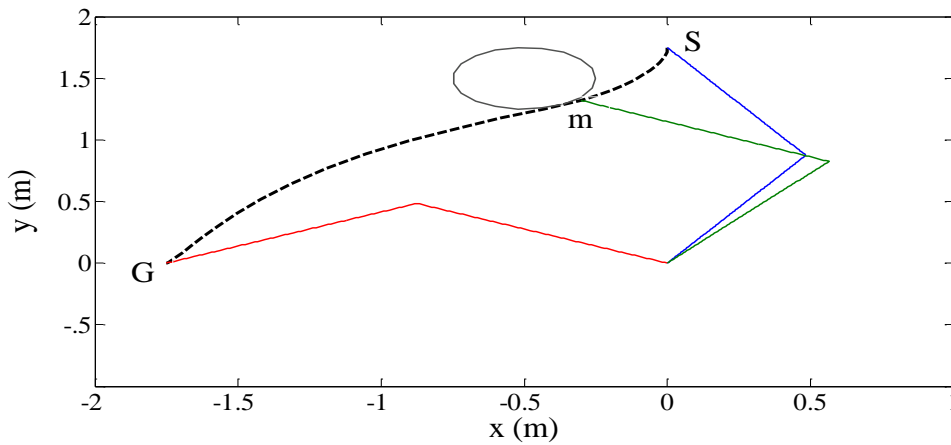


Fig. 6 Obstacle avoidance path planning for 2-link robot

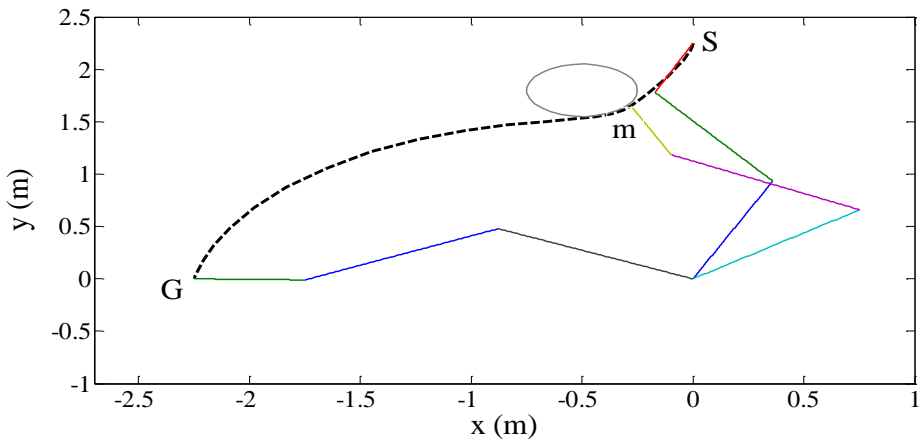


Fig. 7. Obstacle avoidance planning for 3-link robot

Optimal motion planning is considered for computing the collision free trajectory of the end-effector in the presents of dynamic obstacles. SCARA robot manipulator is chosen as shown in Fig. 8.

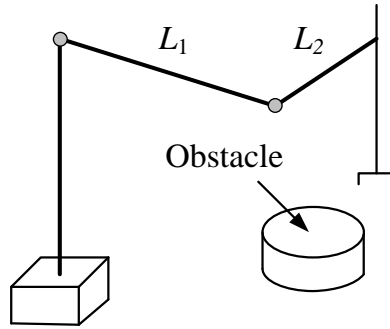


Fig. 8. SCARA robot manipulator

In the first case, the two obstacles are moving with known velocities (Fig. 9). Obstacle 1 starts from position, $O_1=(0.1, -0.5)$ m, with velocity, $v_1=(0.32, 0.35)$ m/s, and obstacle 2 starts from position, $O_2 = (1.25, 0.75)$ m with velocity, $v_2=(-0.07, -0.3)$ m/s. Also $r_1= 0.21818$ m and $r_2= 0.10909$ m. At the starting time, the robot end-effector is at position, $S=(x=0, y=1.75)$ m. The goal is to reach point, $G=(x=-1.75, y=0)$ m. The planed trajectory made the robot able to pass in front of the dynamic obstacles with total time for motion of 2.0379 s as shown in Fig. 9. The obstacles are displaced at 0.4703 s intervals.

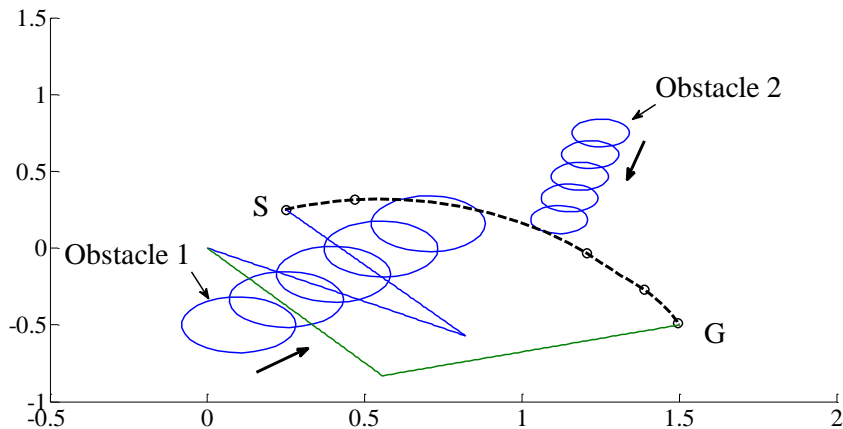


Fig. 9. Path planning avoidance of dynamic obstacle.

In the second case, the robot is started 2 seconds after the obstacles. This case is similar to real time situation. This of course needs information about the obstacles' position and velocity are to be known at starting. The optimization is to avoid these moving obstacles considering the run time required for optimization calculations which is no more than 1sec (see Table 2). The robot is succeeded to avoid the obstacles and passed behind them with a total time of 1.985 s as shown in

Fig. 10. The obstacles are displaced at 0.4071s intervals. The results of these tested cases are summarized in Table 6.

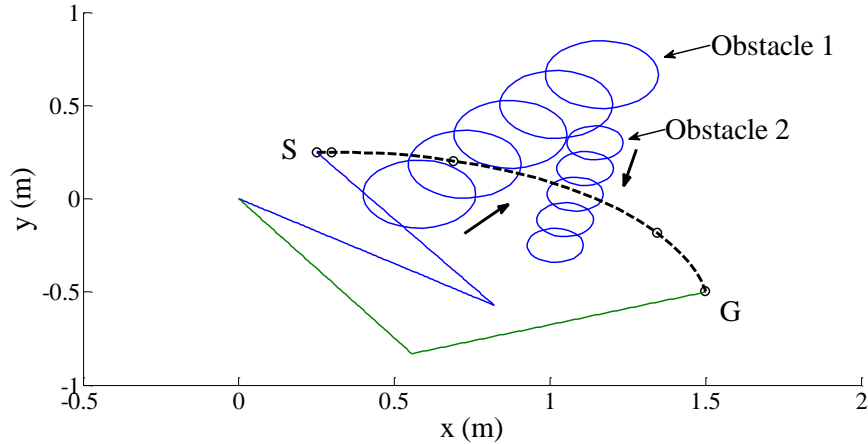


Fig. 10. Path planning avoidance of dynamic obstacle starting after 2 seconds.

Table 6 Results of dynamic obstacle avoidance

Case	Parameters					
	θ_{m1} (rad)	θ_{m2} (rad)	$\dot{\theta}_{m1}$ (rad/s)	$\dot{\theta}_{m2}$ (rad/s)	t_1 (sec)	t_2 (sec)
1	-0.9677	1.7842	-0.1948	-0.8549	1.202	0.836
2	-0.9335	2.3287	-0.2872	-1.6572	0.964	1.020

8. Conclusion

The PSO for optimal planning the motion of robot to avoid obstacles has been simulated. To perform the optimization a fitness function was defined combining the torque limit, total joint travel distance, total travel Cartesian distance, and total time for the path. The proposed modified velocity for PSO in this work has less chance to fail to find the global optimum within a reasonable number of iterations. Also the bigger inertia weight at the beginning due to the proposed exponential function makes the optimization less dependence on initial population and more capable to exploit new optimal solution. Comparisons showed that the proposed optimization is considerably faster than the classic PSO and GA (about 45%), while being competitive for the same fitness function. The planned paths are shorter and faster in comparison to that of GA (see Table 5) for static obstacles cases. Also dynamic obstacles are considered and the robot is succeeded to avoid them by using the planned path. In the first case, the robot passed in front of the obstacles with a path time of 2.0379 s, while in the second it passed behind them with a path time of 1.985 s. This work can be easily adapted for three-dimensional case.

References

1. Saramago, S. F. P., and Valder Steffen Júnior, "Dynamic Optimization for the Trajectory Planning of Robot Manipulators in the Presence of Obstacles", J. Braz. Soc. Mech. Sci. Vol. 21, No.3, Rio de Janeiro Sept. 1999.
2. Paolo Fiorini and Zvi Shiller, "Time Optimal Planning in Dynamic Environments", IEEE International Conference on Robotics and Automation, 22-28 Apr 1996, Vol. 2, 1996, pp.1553 – 1558.
3. Mashian, E., and Sedighzadeh, D., "Multi-Objective PSO- and NPSO-based Algorithms for Robot Path Planning", Advances in Electrical and Computer Engineering, Vol. 10, No. 4, 2010, pp.69-76.
4. Bailón¹, W. P., Cardiel¹, E. B., Campos, I. J., and Paz¹, A. R., "Mechanical Energy Optimization in Trajectory Planning for Six DOF Robot Manipulators Based on Eighth-Degree Polynomial Functions and a Genetic Algorithm", 7th International Conference on Electrical Engineering, Computing Science and Automatic Control, México. September 8-10, 2010, pp.446 - 451.
5. Dunwei Gong, Li Lu , Ming Li, "Robot Path Planning in Uncertain Environments Based on Particle Swarm Optimization", IEEE Congress on Evolutionary Computation, 18-21 May 2009, pp. 2127 – 2134.
6. Pedersen, M. E. H., and A. J. Chipperfield, "Simplifying Particle Swarm Optimization", Applied Soft Computing, Vol. 10, No. 2, March 2010, pp.618-628.
7. Haupt, R. L., and Haupt, S. E., "Practical genetic algorithms", 2nd Edition, John Wiley & Sons, Inc., 2004, pp.189.
8. John J. Craig, "Introduction to Robotics: Mechanics and Control", Prentice-Hall, Inc., 2005, pp.180.
9. L. Sciavicco, B. Siciliano, "Modeling and control of Robot Manipulator", 2nd edition, Springer-Verlag London Limited, 2000, pp.103.