



دراسة استرجاع الطاقة الحرارية المهذورة من أفران معمل اسمنت طرطوس

احمد محمد اسكندر^{1*}، ميساء علي شاش²، حسن علي³

¹ قسم المعدات والآليات، كلية الهندسة التقنية، جامعة طرطوس، سوريا، iskandar19932015@gmail.com

² قسم المعدات والآليات، كلية الهندسة التقنية، جامعة طرطوس، سوريا، mayssaaali@yahoo.fr

³ قسم المكننة الزراعية، كلية الهندسة التقنية، جامعة طرطوس، سوريا

*الباحث الممثل: احمد اسكندر، iskandar19932015@gmail.com

نشر في: 30 ايلول 2020

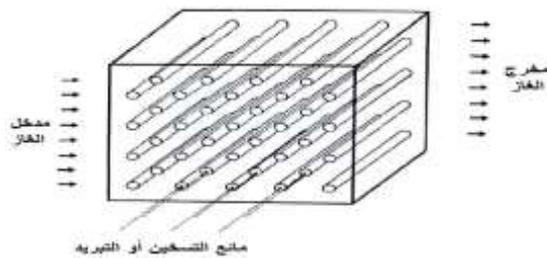
الخلاصة - في هذا البحث قمنا بإجراء دراسة على الفرن الحراري في معمل اسمنت طرطوس وهو عبارة عن اسطوانة بقطر 4.6 m وطول 69 m، ومبطن من الداخل ببطانة من الأجر المنغيزي بسماكة 10 cm بهدف العزل الحراري، حيث أن درجة الحرارة داخل الفرن متدرجة من 800 C° في بداية الفرن لتصل إلى 1400 C° في نهايته، وهي حرارة مرتفعة نسبياً. رغم وجود بطانة للعزل الحراري فإن ذلك لم يمنع التسرب الحراري إلى السطح الخارجي للفرن، حيث تفاوتت قيم درجات الحرارة الضائعة والمتسربة إلى الوسط الخارجي عبر سطح الفرن بين (130-350 C°). لذلك كانت فكرة البحث بتصميم مبادل حراري لاسترجاع جزء من الحرارة الضائعة واستخدامها في التطبيقات الحرارية، ومن أجل ذلك قمنا بتصميم نموذج مخبري للفرن بطول 1m وقطر 27cm بالشروط الحرارية التي تتوافق مع العملية الإنتاجية، ويطبقنا نموذج لمبادل حراري مؤلف من أنابيب نحاسية بأقطار مختلفة (0.86, 1.36, 1.86cm) واختيارها عند سرعات جريان مختلفة (0.015-0.52 m/sec)، فكان أفضل مردود للمبادل عند قطر أنبوب 1.36 cm وسرعة جريان ماء 0.0354m/sec. وهذا يؤمن استرجاع طاقة حرارية مقدارها 10121.4998 kw، تكافئ حرق 8246.8368 ton_{fuel}/year يمكن بواسطتها تبخير 782161.88 m³_w/year، وتكون نسبة استرجاع الحرارة 72.088%، ونسبة استرجاع الوقود 5.72697%.

الكلمات الرئيسية - استرجاع الحرارة الضائعة، تصميم مبادل حرارة هواء ماء، نقل الحرارة والكتلة، ناقل حرارة هواء ماء.

1. المقدمة

الخارجي يتحرك بحرية بين الأنابيب خلال نقله للحرارة، بينما لا يمكن لأجزاء المانع الداخلي أن تختلط ببعضها البعض خلال عملية انتقال الحرارة [4].

يوضح الشكل 1 مبادل حراري متعامد الجريان.



الشكل 1: مبادل حراري متعامد الجريان

شركة اسمنت طرطوس من أكبر المنشآت الصناعية الرائدة في مجال تصنيع الاسمنت في الجمهورية العربية السورية، تحتوي على أربعة خطوط إنتاجية بطاقة إنتاجية تصل إلى مليون طن كلينكر في السنة.

أحد أقسام خطوط الإنتاجية هي الأفران الدوارة، حيث أن الفرن عبارة عن اسطوانة بطول 69 m وقطر 4.6 m ويدور بسرعة 2 rpm، كما أنه مبطن من الداخل ببطانة من الأجر المنغيزي بسماكة 10 cm بهدف العزل الحراري، يوجد على الفرن ثلاث دواليب محيطية مستندة على 6

نتيجة التقدم العلمي والتقني الكبيرين اللذين شهدهما العالم في الآونة الأخيرة وزيادة الطلب على الطاقة، ونظراً لأهمية صناعة الاسمنت في بلدنا وفي البلدان الأخرى التي رافقت التطور العمراني فقد دفعت الباحثين للاستفادة من الطاقة الحرارية الضائعة الناتجة عن عملية معالجة الفلزات في الفرن بهدف استثمارها في التطبيقات الحرارية كالتكييف والتبريد اعتماداً على آلات التبريد الامتصاصية [2]، أو إنتاج البخار لتوليد الطاقة الكهربائية [10، 12]، أو تسخين وسيط عامل آخر كالألمونيكا أو أحد الفريونات الأخرى اعتماداً على دارة كالينا أو دارة رانكن [5]، واقتصر بحثنا على دراسة عملية استرجاع الطاقة دون الدخول في التطبيقات الحرارية الأخرى.

المبادل الحراري هو جهاز يتم فيه نقل الطاقة الحرارية من مائع درجة حرارته مرتفعة إلى مائع درجة حرارة منخفضة وذلك عندما ينساب المائعان خلاله [1, 7, 11]، وتصنف المبادلات الحرارية بعدة طرق، إحدى هذه الطرق التصنيف على أساس اتجاهات جريان المائع الساخن والبارد بالنسبة لبعضهما، وهنا لدينا ثلاث حالات (جريان مستقيم أو متوازي، جريان متعاكس أو متقابل، جريان عرضي أو متعامد) [1].

في حالة تسخين أو تبريد الغازات تستخدم المبادلات الحرارية ذات الجريان العمودي، وفي هذه الحالة يمر أحد المائعين داخل الأنابيب بينما يمر المائع الأخرى الغازي عمودياً على حزمة الأنابيب [9, 1].

يمكن أن يكون الجريان الخارجي قسرياً أو حرراً، وفي هذا النوع من المبادلات يعد الغاز الذي يمر عمودياً على الأنابيب مختلطاً ويعد المائع الذي يمر خلال الأنابيب غير مختلط [1]، والسبب في هذه التسمية أن الغاز

وتتراوح درجة حرارة سطح الفرن هنا بين $200-350\text{ C}^\circ$ ، ويكون طول المبادل 39 m . يبين الشكل 5 درجات الحرارة المقاسة على سطح الفرن في منطقة تركيب المبادل.

تم تقسيم هذه المسافة إلى ثلاثة أقسام:

القسم الأول طوله 18 m تتغير فيه درجة الحرارة بشكل تابع أسّي وفق المعادلة

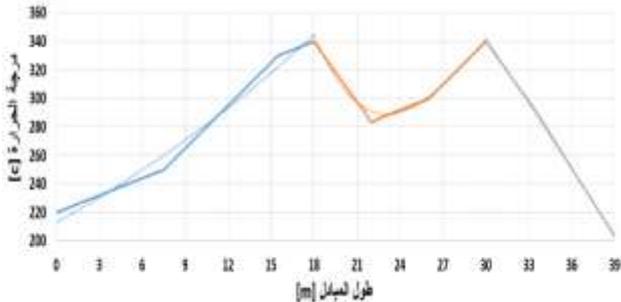
$$y = 212.67e^{0.0268x} \quad (1)$$

القسم الثاني طوله 12 m تتغير فيه درجة الحرارة بشكل تابع متعدد الحدود وفق المعادلة

$$y = -0.0882x^3 + 7.8069x^2 - 219.45x + 2279.9 \quad (2)$$

القسم الثالث طوله 9 m تتغير فيه درجة الحرارة بشكل تابع متعدد الحدود وفق المعادلة

$$y = -15.312x + 801.8 \quad (3)$$



الشكل 5: درجات الحرارة المقاسة على سطح الفرن في منطقة تركيب المبادل

قام بعض الباحثين في وقت سابق بإجراء بعض الدراسات العلمية لاسترجاع الطاقة الحرارية المهذورة من الأفران الحرارية، ومن هذه الدراسات:

تم نمذجة أداء مبادلات استرداد الحرارة المشعة للأفران الدوارة [3]، حيث تم نمذجة نوعين من المبادلات الحرارية هواء ماء على شكل غلاف خارجي أسطواناني متحد المحور مع الفرن الدوار على طول 25 m من الفرن، في النوع الأول ترتيب الأنابيب بمستوي أفقي موازي لمحور الفرن وفي النوع الثاني بمستوي شاقولي عمودي على محور الفرن، الأقطار الخارجية للأنابيب 20 mm والداخلية 16 mm ، أوضحت النتائج أن النموذج الأول هو الأفضل كانت الطاقة الحرارية المسترجعة 1750 kw .

تمت دراسة ونمذجة استرجاع الطاقة الحرارية المهذورة من مرجل لتسخين المياه يستخدم الفحم كمصدر طاقة عن طريق مبادل حراري هواء ماء ذو ترتيب شطرنجي مكون من ست طبقات [8]، حيث كانت المسافة بين الطبقات 48 mm والمسافة بين الأنابيب في كل طبقة 48 mm ، الأقطار الخارجية للأنابيب 24 mm والداخلية 16 mm ، أوضحت النتائج أن الطاقة الحرارية المسترجعة 985.55 kw تكافئ حرق $2153.9157\text{ ton}_{\text{coal}}/\text{year}$.

ومن هنا كان هدف بحثنا تصميم نموذج لاسترجاع جزء من الطاقة الحرارية المهذورة من أفران معمل اسمنت طرطوس بهدف استثمارها في أحد التطبيقات الحرارية والذي سينعكس إيجاباً على الناحية الاقتصادية للمعمل.

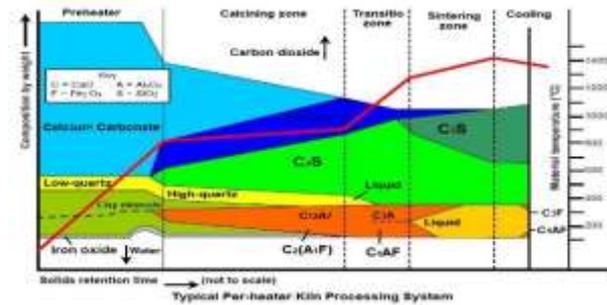
مدحرجات وكل مدحرجة مستندة على مضجعين هيدروليكيين. يوضح الشكل 2 أحد أفران معمل الاسمنت.



الشكل 2: أحد أفران معمل الاسمنت

الوقود المستخدم في الفرن هو الفيوال الذي يسخن لدرجة حرارة تصل لحوالي 130 C° ويزرر عن طريق فاله ليختلط بالهواء ويحترق، يستهلك الفرن $144000\text{ ton}_{\text{fuel}}/\text{year}$.

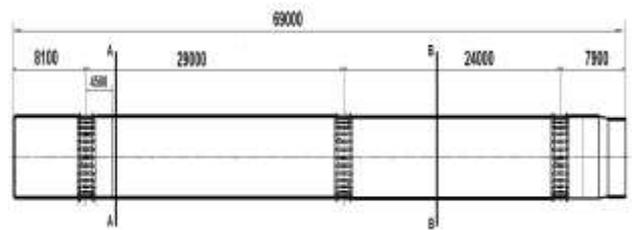
درجة الحرارة داخل الفرن مرتفعة ومتدرجة من 800 C° في بداية الفرن لتصل إلى 1400 C° في نهايته حيث أن الفرن مقسم إلى ثلاث مناطق حرارية بأطوال معينة، تدخل المواد إلى المنطقة الأولى لترتفع درجة حرارتها لحوالي 900 C° وفي المنطقة الثانية تصل إلى 1200 C° وفي المنطقة الثالثة تصل إلى درجة الحرارة العظمة 1400 C° . يبين الشكل 3 المناطق الحرارية في الفرن وتوزع درجات الحرارة.



الشكل 3: المناطق الحرارية في الفرن وتوزع درجات الحرارة

بالرغم من وجود بطانة للعزل الحراري لم يمنع التسرب الحراري على كامل السطح الخارجي للفرن، حيث تم قياس درجة حرارة سطح الفرن باستخدام حساس حرارة ليزري وتفاوتت قيم درجات الحرارة الضائعة والمقاسة خارج الفرن بين $130-350\text{ C}^\circ$.

لا يمكن تركيب مبادل حراري على كامل سطح الفرن بسبب وجود بعض الحواجز القريبة من بعضها (دواليب محيطية، مسنن قائد) أو بسبب انخفاض كبير في درجات الحرارة نتيجة وجود مراوح تبريد (انخفاض بنسبة 30%) حيث تكون هنا تكلفة تركيب المبادل أكبر من قيمة الطاقة الحرارية المسترجعة، يبين الشكل 4 أبعاد الفرن.



الشكل 4: أبعاد الفرن

حيث يمكن تركيب المبادل بين المقطعين (A-A, B-B)

2. منهجية البحث:

الجدول 1: التركيب الكيميائي لمادة الأنابيب المستخدمة

Standard Grade	EN12451 CuZn 28Sn1 As CW70 6R	ASME SB111 C4430 0	ASTM B111 C4430 0	DIN 1785 CuZn 28Sn1 As 2.047 0	BS287 1 Part 3 CZ11 1
Cu	70.0-72.5	70.0-73.0	70.0-73.0	70.0-72.5	70.0-73.0
Sn	0.9-1.3	0.9-1.2	0.9-1.2	0.9-1.3	1.0-1.5
Pb	0.05 max.	0.07	0.07 max.	0.07 max.	0.07 max.
Ni	0.1 max.			0.1 max.	
Fe	0.07 max.	0.06 max.	0.06 max.	0.07 max.	0.06 max.
Zn	Rem.	Rem.	Rem.	Rem.	Rem.
As	0.02-0.06	0.02-0.06	0.02-0.06	0.02-0.035	0.02-0.06
P	0.01 max.			0.01 max.	
Mn	0.1 max.			0.1 max.	
Total					0.3 max.
Impurities	0.3 max.			0.1 max.	

الجدول 2: الخواص الميكانيكية والفيزيائية لمادة الأنابيب المستخدمة

الخواص	قيمتها
الكثافة	8.53 g/cc
مقاومة الشد	310 MPa
إجهاد الخضوع	105 MPa
معامل التمدد الحراري الخطي	20.2 10 ⁻⁶ /C° @ 20.0 – 300 C°
السعة الحرارية النوعية	0.09 cal/g-C° @ 20 C°
الموصلية الحرارية	109 W/m-k @ 20.0 C°
نقطة الانصهار	899 ~ 938 C°

2.1 فرضيات الحل:

يتم انتقال الحرارة من سطح الفرن بالحمل والإشعاع، وتم إهمال انتقال الحرارة بالتوصيل في الطبقة الحدية.

جريان المائع ضمن الأنابيب صفائحي وقسري.

تم اختيار تركيب المبادل الحراري على قطاع زاوي 120° فوق الفرن لأن بروفائل الحرارة يتجه نحو الأعلى ومن أجل سهولة فك وتركيب المبادل عند إجراء عمليات الصيانة للفرن.

2.2 مواد وطرائق البحث

تم بتصميم نموذج للفرن بطول 1.14m وقطر 27cm من حديد نوع ST30 بسماكة 2mm بالشروط الحرارية التي تتوافق مع العملية الإنتاجية كما في الشكل 6، يستند الفرن على أربعة محامل نوع ZZ 6202، وتم تركيب أنبوب عاكس للحرارة من الحديد المطلي بالزنك داخل الفرن وكذلك 6 وشائع بطول 1m واستطاعة 1000 w من أجل تأمين الحرارة المطلوبة للاختبار، كما تم تركيب 3 قواطع حماية نوع 16A، ومسند محيطي (120 سن) على أحد جوانب الفرن لتدويره.

يتم تدوير النموذج عن طريق محرك أحادي الطور 220V بسرعة دوران 1000 rpm واستطاعة 400 w، يتم نقل الحركة إلى علبه سرعة ومنها إلى مسند الفرن لتخفيض السرعة لحوالي 4 rpm.



الشكل 6: النموذج المخبري المصمم

تم صناعة نموذج لمبادل حراري كما في الشكل 7، مؤلف من طبقتين من الأنابيب النحاسية المرتبة بشكل شطرنجي حيث تكون الخطوة بين الأنابيب $S_2=D$ ، $S_1=2D$ ، المادة المستخدمة لتصنيع الأنابيب هي سبيكة النحاس الأصفر (Brass) ذات التصنيف (ASTM B111 C44300 G).

الجدولين 1، 2 يوضحان مواصفات وخواص السبيكة المستخدمة لتصنيع الأنابيب.



الشكل 9: نموذج افتراضي للمبادل مع الفرن



الشكل 10: مقطع في النموذج الافتراضي

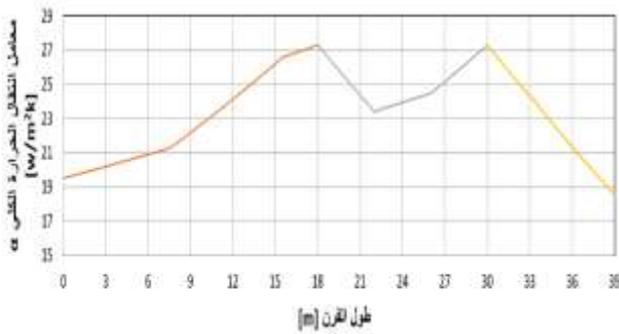
تم حساب معامل انتقال الحرارة الكلي عن سطح الفرن α والذي يساوي معامل انتقال الحرارة بالحمل α مضافاً إليه معامل انتقال الحرارة بالإشعاع α_2 [1, 6]، يبين الشكل 11 تغير معامل انتقال الحرارة الكلي على طول سطح الفرن في منطقة تركيب المبادل.

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot d^3 \cdot \Delta T}{\nu^2} \quad (5)$$

$$Nu = c \cdot (Gr \cdot Pr)^m \quad (6)$$

$$\alpha_1 = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} \quad (7)$$

$$\alpha_2 = \frac{\epsilon \cdot c_0 \left[\left(\frac{t_w}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_f}{100} \right)^4 \right]}{t_w - t_f} \quad (8)$$



الشكل 11: تغير معامل انتقال الحرارة الكلي على سطح الفرن في منطقة تركيب المبادل

تم تقسيم هذه المسافة إلى ثلاثة أقسام:

القسم الأول طوله 18 m تتغير فيه درجة الحرارة بشكل تابع أسّي وفق المعادلة

$$y = 18.853e^{0.0206x} \quad (9)$$

القسم الثاني طوله 12 m تتغير فيه درجة الحرارة بشكل تابع متعدد الحدود وفق المعادلة

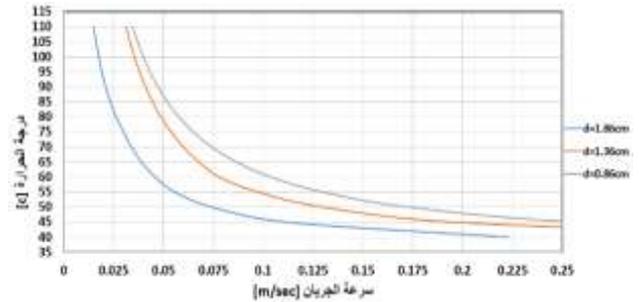
$$y = -0.006x^3 + 0.5333x^2 - 15.03x + 160.34 \quad (10)$$



الشكل 7: المبادل الحراري

2.3 الاختبارات والنتائج

تم الاختبار على أنابيب نحاسية بأقطار مختلفة (0.86, 1.36, 1.86cm) وسماكة جدار 0.7mm واختبارها عند سرعات جريان مختلفة (0.015-0.87m/sec)، تم وضع المبادل فوق الفرن وضخ المياه فيه عن طريق مضخة حرارية بسرعة معينة وقياس درجة الحرارة الخارجة من المبادل، ثم إعادة الاختبار عند سرعات مختلفة وتسجيل درجة الحرارة الخارجة في كل اختبار. يبين الشكل 8 العلاقة بين سرعة جريان الماء ودرجة حرارته عند أقطار مختلفة للأنابيب.



الشكل 8: العلاقة بين سرعة جريان الماء ودرجة حرارته عند أقطار مختلفة للأنابيب

ترتفع درجة الحرارة مع زيادة قطر الأنبوب، وهذا ما تؤكدته المعادلة (4) حيث تتناسب كمية الحرارة طردياً مع قطر الأنبوب [1, 6].

تتناقص درجة الحرارة مع زيادة سرعة الجريان، وهذا ما تؤكدته المعادلة (4) حيث تتناسب كمية الحرارة طردياً مع سرعة جريان الماء داخل الأنبوب [1, 6].

$$Q_2 = \rho_w \cdot w \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot c_{p_w} \cdot \Delta T_2 \quad (4)$$

نصل إلى درجة حرارة التبخير عند قطر 1.36cm وسرعة جريان 0.0354m/sec، وكذلك عند قطر 0.86cm وسرعة جريان 0.04m/sec.

بالتالي البارامترات الأمثل للمبادل والتي حققت درجة حرارة التبخير وأعلى تدفق كانت عند قطر أنبوب 1.36cm وسرعة جريان ماء 0.0354m/sec.

2.4 الحسابات التصميمية الحرارية للمبادل

بناء على نتائج النموذج العملي المطبق وبالاعتماد على القيم التجريبية السابقة تم تطبيق دراسة تحليلية للأحمال الحرارية على فرن معمل اسمنت طرطوس وفق المعطيات الحقيقية (مبادل حراري متعامد الجريان طوله 39 m ذو ترتيب شطرنجي حيث تكون الخطوة بين الأنابيب $S_2=D$ ، $S_1=2D$ ومركب على قطاع زاوي 120° فوق الفرن، وبالتالي يكون عدد الأنابيب في كل صف 163 أنبوب، وتم اختيار تركيب 9 صفوف من الأنابيب).

يبين الشكل 9 نموذج افتراضي للمبادل مع الفرن، كما يبين الشكل 10 مقطع في النموذج.

$$S_t = \frac{10121.4998 \times 100}{14040.42927} = 72.088 \%$$

نسبة الاسترجاع الوقود علماً أن المحتوى الحراري للفيول

$$C_{p_{fuel}} = 39765.1 \text{ [kJ/kg]}$$

$$Q_{2, total} = \dot{m}_{fuel} * C_{p_{fuel}} * \eta \quad (17)$$

$$10121.4998 = \dot{m}_{fuel} * 39765.1 * 0.8$$

$$\dot{m}_{fuel} = 0.318165 \text{ [kgfuel/sec]}$$

$$= 0.318165 * 3600 * 24 * 300 = 8246.8368 \text{ [ton}_{fuel}/\text{year]}$$

$$S_f = \frac{8246.8368 * 100}{144000} = 5.72697 \%$$

فعالية المبادل:

$$C_w = \dot{m}_w * c_{p_w} = 31.6297 \text{ [kJ/sec.k]} \quad (18)$$

$$C_{air} = \dot{m}_{air} * c_{p_{air}} = 13.4086 \text{ [kJ/sec.k]} \quad (19)$$

$$C_w > C_{air} \Rightarrow \varepsilon = \frac{t_{2,air} - t_{1,air}}{t_{1,w} - t_{1,air}} = 0.7074 \quad (20)$$

2.5 النتائج والمناقشة

بعد إجراء الاختبارات على النموذج المصمم وتطبيق دراسة تحليلية بالأبعاد الحقيقية وجدنا أن أفضل المتغيرات هي سرعة جريان الماء 0.0354 m/sec وقطر أنابيب 1.36 cm وهذه المتغيرات تؤمن تدفق مقداره 782161.88 m³ water/year، بتقطير هذه الكمية وإجراء المعالجة الكيميائية لها تصبح صالحة للاستهلاك البشري، كما أن الطاقة الحرارية المسترجعة من إجمالي الطاقة المهدورة التي تقدر [14040.42927 kw] يمكن استخدامها في التدفئة شتاءً أو لتوليد الطاقة الكهربائية عن طريق دورة رانكن أو دورة كالينا، أو لتسخين الوقود أو المواد الأولية قبل دخولها الفرن.

3. الاستنتاجات والتوصيات

3.1 الاستنتاجات

1. أفضل سرعة لجريان الماء داخل الأنابيب 0.0354 m/sec.
2. أفضل قطر لأنابيب المبادل 1.36 cm.
3. عدد أنابيب المبادل 1630 أنبوب لكل فرن تؤمن تدفق 782161.88 m³ water/year.
4. الطاقة الحرارية المسترجعة مقدارها 10121.4998 kw تكافئ حرق 8246.8368 ton_{fuel}/year.
5. نسبة استرجاع الحرارة 72.088 %.
6. نسبة استرجاع الوقود 5.72697 %.

3.2 التوصيات

1. دراسة تأثير وضع حاجز عاكس للحرارة فوق المبادل على نسبة الاسترجاع.
2. دراسة تأثير وضع زعانف على الأنابيب على نسبة الاسترجاع.
3. دراسة تأثير إضافة مواد مركبة إلى سبيكة النحاس عند تصنيع الأنابيب على نسبة الاسترجاع.
4. دراسة واختبار المبادل باستخدام وسيط عامل درجة تبخره منخفضة ودراسة إمكانية استخدامها لتوليد الطاقة الكهربائية.

القسم الثالث طوله 9 m تتغير فيه درجة الحرارة بشكل تابع متعدد الحدود وفق المعادلة

$$y = 0.0046x^2 - 1.2923x + 61.922 \quad (11)$$

التدفق الحراري عبر السطح الخارجي الفرن:

$$Q_1 = \alpha * \pi * d * l * \Delta T \quad (12)$$

$$Q_1 = 3510107.318 \text{ [w]}$$

$$Q_{1, total} = Q_1 * 4 = 14040.42927 \text{ [kw]}$$

تدفق الهواء:

تم حساب قيمة متوسطة للسعة الحرارية للهواء [1, 4, 6]

$$Q_1 = \dot{m}_{air} * c_{p_{air}} * \Delta T_1 \quad (13)$$

$$3510.107318 = \dot{m}_{air} * 1.016091 * (286.78 - 25)$$

$$\dot{m}_{air} = 13.1963 \text{ [kg/sec]}$$

التدفق الحجمي للماء ضمن الأنابيب:

$$\dot{V}_w = w * A \quad (14)$$

$$= 0.0354 * \pi * \frac{0.0136^2}{4} * 1467$$

$$= 0.00754399 \text{ [m}^3_w/\text{sec]}$$

$$= 0.00754399 * 3600 * 24 * 300 = 195540.22 \text{ [m}^3_w/\text{year]}$$

$$\dot{V}_{w, total} = \dot{V}_w * 4 = 782161.88 \text{ [m}^3_w/\text{year]}$$

الطاقة الحرارية المسترجعة:

$$Q_2 = \dot{m}_w * c_{p_w} * \Delta T_2 \quad (15)$$

$$\dot{m}_w = \dot{V}_w * \rho_w = 7.54399 \text{ [kg/sec]}$$

الجريان قسري ولذلك السعة الحرارية للماء تتغير مع تغير درجة الحرارة لذلك نأخذ قيمة وسطية للسعة الحرارية [1, 4, 6]

$$Q_2 = 7.54399 * 4.1927 * (100 - 20)$$

$$= 2530.37495 \text{ [kw]}$$

$$Q_{2, total} = Q_2 * 4 = 10121.4998 \text{ [kw]}$$

درجة حرارة خروج الهواء من المبادل:

كمية الحرارة التي فقدها الهواء = كمية الحرارة التي اكتسبها الماء [1, 6]

$$\dot{m}_w * c_{p_w} * \Delta T_2 = \dot{m}_{air} * c_{p_{air}} * \Delta T_1 \quad (16)$$

$$2530.37495 = 13.1963 * 1.016091 * (286.78 - T_{2, air})$$

$$T_{2, air} = 98.068 \text{ [C}^\circ\text{]}$$

نسبة استرجاع الحرارة:

التدفق الحجمي للماء لكل المبادلات (m^3/sec)	$\dot{V}_{w,total}$
سرعة جريان الماء داخل الأنابيب (m/sec)	w
كثافة الماء (Kg/m^3)	ρ_w
اللزوجة الحركية للهواء (m^2/c)	ν
معامل انتقال الحرارة الكلي ($w/m^2.k$)	α
معامل انتقال الحرارة بالحمل ($w/m^2.k$)	1α
معامل انتقال الحرارة بالإشعاع ($w/m^2.k$)	2α
عامل التوصيل الحراري للهواء ($w/m.k$)	λ
عامل التمدد الحجمي (k^{-1})	β
درجة سواد سطح الفرن	ϵ
مردد الفرن	η
فعالية المبادل	ϵ

المصادر

- [1] د.م. أيوب عيسى حسن، "انتقال الحرارة والكتلة"، 2008 .
- [2] محمد أبو القاسم البشير عبد الدائم وفاطمة محمد أحمد الغول، "دراسة نظرية لمنظومة تبريد امتصاصي احادية المفعول (بروميد الليثيوم ماء)،" 2016 .
- [3] Antonio C. Caputo, Pacifico M. Pelagagge, Paolo Salini, "Performance modeling of radiant heat recovery exchangers for rotary kilns," ELSRVIER, Applied Thermal Engineering 31 (2011) 2578-2589.
- [4] ASHRAE TECHNICAL COMMITTEES, TASK GROUPS, AND TECHNICAL RESOURCE GROUPS, "ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment," 2016.
- [5] David Anthony Jones, "A Study of the Kalina Cycle System 11 for the Recovery of Industrial Waste Heat with Heat Pump Augmentation," 2011.
- [6] Er. R.K. Rajput, "Heat and Mass Transfer," 2000.
- [7] Eric M Smith, "Advances in Thermal Design of Heat Exchangers: A Numerical Approach: Direct-sizing, step-wise rating, and transients," 2015.
- [8] Rahul Deore, Nitesh Rane, "UTILIZATION OF WASTE HEAT FROM WASTE HEAT RECOVERY BOILER THROUGH A WATER TUBE HEAT EXCHANGER," IESRT: 8(2), February, 2019.
- [9] Ramesh K. Shah and Dušan P. Sekulic, "Fundamentals of Heat Exchanger Design," 2003.
- [10] Shaleen Khurana, Rangan Banerjee *, Uday Gaitonde "Energy balance and cogeneration for a cement plant," PERGAMON, Applied Thermal Engineering 22 (2002) 485–494.
- [11] T. Kuppan, "Heat Exchanger Design Handbook," 2000.

الرموز

مساحة مقطع الأنبوب (m^2)	A
معدل السعة الحرارية للهواء (kj/sec.k)	C_{air}
عامل إشعاع الجسم الأسود (w/m^2k^4)	c_o
السعة الحرارية للهواء (Kj/kg.k)	cp_{air}
السعة الحرارية (المحتوى الحراري) للفيول (Kj/kg.k)	Cp_{fuel}
السعة الحرارية للماء (Kj/kg.k)	cp_w
معدل السعة الحرارية للماء (kj/sec.k)	C_w
ثوابت تتعلق بالجداء Gr.Pr	c , m
قطر الأنبوب الخارجي (m)	D
قطر الأنبوب الداخلي (m)	d
عدد كراشوف	Gr
تسارع الجاذبية الأرضية (m/sec^2)	g
طول المبادل (m)	l
التدفق الكتلي للهواء (Kg/sec)	\dot{m}_{air}
التدفق الكتلي للفيول (Kg/sec)	\dot{m}_{fuel}
التدفق الكتلي للماء (Kg/sec)	\dot{m}_w
عدد نوسلت	Nu
عدد برانتل	Pr
التدفق الحراري عبر السطح الخارجي لفرن واحد (w)	Q_1
التدفق الحراري عبر السطح الخارجي لكل الأفران (w)	$Q_{1,total}$
الطاقة الحرارية التي اكتسبها الماء لمبادل واحد (w)	Q_2
الطاقة الحرارية التي اكتسبها الماء لكل المبادلات (w)	$Q_{2,total}$
نسبة استرجاع الفيول	S_f
نسبة استرجاع الحرارة	S_t
درجة حرارة الهواء الخارجي (C^0)	t_f
متوسط درجات حرارة الهواء الملامس لسطح الفرن (C^0)	$t_{1,air}$
درجة حرارة خروج الهواء من المبادل (C^0)	$t_{2,air}$
متوسط درجات الحرارة لسطح الفرن (C^0)	t_w
درجة حرارة دخول الماء في المبادل (C^0)	$t_{1,w}$
الفرق بين درجات الحرارة للهواء الملامس لسطح الفرن والهواء الخارجي (C^0)	ΔT_1
الفرق بين درجات الحرارة لخروج ودخول الماء في المبادل (C^0)	ΔT_2
التدفق الحجمي للماء لمبادل واحد (m^3/sec)	\dot{V}_w

- [12] Tahsin Engin, Vedat Ari “Energy auditing and recovery for dry type cement rotary kiln systems— A case study,” ELSRVIER, Energy Conversion and Management 46 (2005) 551–562.

Study of the waste heat recovery from kilns of Tartous cement factory

Ahmad Iskandar^{1*}, Mayssa Shash², and Hasan Ali³

¹Department of Machines and Equipments, Faculty of Technical Engineering, Tartous University, Syria, iskandar19932015@gmail.com

² Department of Machines and Equipments, Faculty of Technical Engineering, Tartous University, Syria, mayssaali@yahoo.fr

³ Department of Agricultural Mechanization, Faculty of Technical Engineering, Tartous University, Syria

* Coressponding author: Ahmad Iskandar, iskandar19932015@gmail.com

Published online: 30 September 2020

Abstract

In this research we carried out a study on the thermal furnace in Tartous Cement Plant, it is a cylinder with a diameter of 4.6 m and a length of 69 m, and lined with 10 cm thickness of manganese bricks as a aim of thermal insulation. The temperature inside the furnace grades from 800 C° at the beginning the oven reaches 1400 C° at the end, which is relatively high heat. Although there is a liner for thermal insulation, this does not prevent thermal leakage to the outer surface of the furnace, where the values of lost and leaked temperatures to the outer medium across the oven surface varies between (130-350 C°). Therefore, the idea of the research is to design a heat exchanger to recover part of the waste heat and use it in thermal applications. For this reason, a laboratory model has been designed for the oven with a length of 1 m and a diameter of 27 cm with thermal conditions that correspond to the production process, and a model of heat exchanger has been applied with copper tubes of different diameters (0.86,1.36 and 1.86cm) and tested at different flow speeds (0.015-0.52 m/sec). The best yield for the exchanger was 1.36 cm in diameter and water flow velocity was 0.0354 m/sec. This ensures a thermal energy recovery 10121.4998 [kw], equivalent to burning 8246.8368 ton_{fuel}/year, this amount can be used to steam 782161.88 m³_w/year, the rate of heat recovery is 72.088%, and the rate of fuel recovery is 5.72697%.

Keywords—Waste heat recovery, Air-water heat exchanger design, Heat and mass transfer, Air- water heat transfer.