

تقدير أداء شغل المبادل الحراري بواسطة اسلوب التبريد التبخيري

عماد صديق محمد
صلاح كريم جواد
قسم هندسة الانتاج والمعادن/ الجامعة التكنولوجية

(Received 3 March 2008; accepted 29 October 2008)

الخلاصة:

تم في هذا البحث تصميم وإنشاء مبردة هواء تبخيرية تستخدم هواء خارجي بالكامل (هواء نقي) لتبريده وفق مبدأ التبريد التبخيري على مرحلتين . أنشأت المنظومة المختبرية وذلك من خلال تصميم وتصنيع مبادل حراري صفائحي متعامد الجريان من صفائح سبيكة الألمنيوم وبالأبعاد (30 × 40 cm) . تم معاملة سطوح المبادل الحراري بمادة نشارة الخشب (sawdust) من جانب القنوات المرطبة بالماء ، وذلك لزيادة نسبة تبليد هذه السطوح بالماء وبالتالي تحسين كفاءة وأداء مبردة الهواء . تم إجراء دراسة عملية على منظومة التبريد المذكورة للتمكن من تقييم أداءها ، حيث درس تغير بعض العوامل المؤثرة في الأداء الحراري لمبردة الهواء التبخيرية كمعدل تدفق الهواء المراد تبريده وتأثير الهبوط في الضغط الاستاتي للهواء فضلاً عن دراسة تاصير معامل انتقال الحرارة . تمَّ تعيُّن معدل تدفق الهواء من (142.90 m³ / hr) إلى (1461.50 m³ / hr) ، وتغيير كمية الماء من (144 L / hr) إلى (1050 L / hr) . لقد أظهرت النتائج العملية أن أفضل كمية للهواء يمكن تجهيزها من قبل مبردة الهواء هي (824.7 m³ / hr) ، كما تبين من الدراسة أن معاملة سطوح المبادل الحراري بنشارة الخشب تحسن من كفاءة وأداء مبردة الهواء بقاربة (10 %) ، لكنها تزيد من مقدار الهبوط في الضغط الاستاتي للهواء بنسبة (21 %) تقريباً، فنتجت عن ذلك زيادة في الطاقة المستهلكة بما يقارب (9 %) . وأظهرت النتائج أيضاً عدم إمكانية استخدام مبردة الهواء في المناطق التي يزيد فيها المحتوى الرطوبي للهواء عن (11.9 g moisture / kg dry air) .

الكلمات المفتاحية: المبادل الحراري، التبريد التبخيري، مبردة الهواء.

1. المقدمة

للحصول على هواء بارد بمحتوى رطوبي اقل وذلك من خلال منظومات التبريد التبخيري الغير مباشر والتي تستفيد من مبدأ التبريد التبخيري المباشر لتبريد الهواء باستعمال مبردات الهواء التبخيرية او بتبريد الماء كالحال بابراج التبريد ثم يستخدم هذا الهواء او الماء المبرد لتبريد الهواء المجهز الى الحيز عن طرق امراره باحدى جهتي مبادل حراري ويمرر الهواء المراد تبريده من بالجهة الاخرى وبذلك يحصل التبريد من غير تلامس بين المائعين ، وهذه العملية تسمى بالتبريد المحسوس اي ان الهواء سيبرد بدون اضافة رطوبة اليه . تتميز منظومة التبريد التبخيري غير المباشر بأنها ذات كفاءة عالية مقارنة بتلك التي تعمل بالتبريد التبخيري المباشر فقط وكذلك تكون قليلة الكلفة من حيث التبريد والصيانة الا انها تستهلك طاقة كهربائية اعلى مما في الاولى ونسبةً لاجهزة التبريد الميكانيكية فان اجهزة التبريد التبخيري غير المباشر ذات استهلاك للطاقة اقل بكثير . تنقسم طرق التبريد بالتبخير كما هي مذكورة في اغلب مصادر التكييف الى ثلاثة اقسام :-

يتضمن تكييف الهواء عمليتين رئيسيتين ، التدفئة في فصل الشتاء حيث درجة حرارة الهواء واطنة نسبياً فيصير الى زيادته بنسب تتوافق مع راحة الانسان ، وكذلك التبريد في فصل الصيف ولغرض تبريد الهواء للحصول على ظروف المناسبة للراحة فهناك طريقتان رئيسيتان للتبريد ، الاولى هي طريقة التبريد بانضغاط البخار والتي تعتمد في عملها بشكل أساسي على دورة التثليج الميكانيكية (الانضغاطية) المتكونة من اجزائها المعروفة وهي الضاغط والمكثف و الة التمدد والمبخر . اما الطريق الثانية فهي طريقة التبريد بتبخير الماء داخل تيار الهواء المراد تبريده وتسمى بالتبريد التبخيري. إن كل من طرق التبريد الأنفة الذكر لها طريقة عمل تختلف عن الأخرى باختلاف الإجراءات الفيزيائية خلال عملية التبريد وبناءً على ذلك فإن لكل طريقة كفاءة معينة يعتمد اسلوب التبريد التبخيري على تحويل الحرارة المحسوسة للهواء الى طاقة كامنة تعمل على تبخير الماء الذي بدوره يؤدي الى تخفيض درجة حرارة الماء الى حدود معينة، فاذا كانت عملية تبادل الحرارة تعمل بالتماس المباشر بين الهواء والماء سميت تلك بالتبريد التبخيري المباشر، وتتصف هذه بانها ذات كلفة تشغيلية اولية واطنة مع استهلاك قليل للطاقة الكهربائية نسبةً للاجهزة الانضغاطية لكنها لا تستوفي حالة الجو الملائم للراحة داخل الحيز ، لذلك تزايد الاهتمام بمبدأ التبريد التبخيري وتزايدت محاولات الاستفادة من هذا الاسلوب بهدف تطويره

- 1: التبريد التبخيري المباشر
- 2: التبريد التبخيري غير المباشر
- 3: التبريد التبخيري على مرحلتين

1.1 التبريد التبخيري المباشر

اللجوء الى تبديلها بين فتسرة واخرى ووجد انها مناسبة اقتصادياً إلا ان تنظيم هذه الحشوة في الاكياس المشبكة بصورة متناسقة يعتبر صعباً.

درس (Khatib -AL) [6] عمليات انتقال الحرارة والكتلة في منظومة التبريد التبخيري باستخدام جهاز التبريد المسبق للماء . اجريت التجارب العملية وقرنت نتائجها مع نتائج المثل الحسابي والعدي لتحديد القيم العديدة لمعامل انتقال الحرارة ومعامل انتقال الكتلة وبيان مدى امكانية استخدام جهاز التبريد المسبق للماء ، وقد اظهرت النتائج ان تأثير استعمال جهاز التبريد المسبق للماء على كفاءة المنظومة قليل ويحتاج للسيطرة على عدة عوامل للاستفادة من كمية الحرارة المحسوسة .

لقد كان من المتوقع ان يكون تأثير التبريد المسبق للماء قليلاً إضافة الى ان استهلاك الطاقة الكهربائية سيكون اعلى ، ولكن الفائدة العملية لهذا البحث تكمن في اختياره ثلاث نماذج رياضية لمحاولة تفسير عملية انتقال الحرارة والكتلة الحاصلة اثناء عملية التبخير في الحشوة وهذه النماذج هي :-

الاول يتم فيه تمثيل المسافات التي ينفذ خلالها الهواء في الحشوة بمجموعة من الانابيب بعدد معين وقطر معين واتجاه محورها باتجاه خط جريان الهواء . النموذج الثاني يتمثل في ان مادة الحشوة متألفة من عدد من القضبان تبعد عن بعضها بمسافات منتظمة والهواء يمر من خلال الفراغات التي تفصل القضبان عن بعضها . اما الثالث فتكون فيه المادة الصلبة للحشوة متكونة من جسيمات كروية بحجم منتظم وموزعة بانتظام في الحشوة .

لقد استنتج من هذه النماذج الثلاثة قيماً لمعاملات انتقال الحرارة والكتلة وعندما يقارن بينها وبين القيم المستخرجة عملياً وجد ان النموذج الثاني هو الاقرب لتمثيل عمليات الانتقال الحراري. لقد اجري الباحث (Pescod) [7] دراسة على المبادلات الحرارية الصفائحية بهدف تطويرها من خلال استخدام اللدائن في تصنيع المبادل بعد ان كانت المبادلات الصفائحية تصنع من المعادن حيث كلفة الصيانة الباهضة والانشاء المكلف مما شجع الباحث في النظر الى الناحية الاقتصادية . عمل الباحث على تطوير نموذج تجاري لمبادل حراري صفائحي ذي سطوح مبللة بالماء بغية استخدامه منظومات التبريد التبخيري غير

المباشر ، حيث استعمل صفائح من اللدائن بسمك (0.25 mm) وابعاد (20 × 20 cm) ، واستخدم عدداً من الصفائح بحيث تشكل مجموعها مبادلاً حرارياً بابعاد (20 × 20 cm) وتكوين مسارين متعامدين لتيار الهواء ، فالمسار الاول هو الذي يمر به تيار الهواء الرئيسي المراد تبريده وتجهيزه للحيز حيث يبرد تبريداً محسوساً (بحتوى رطوبي ثابت) وهذا المسار يسمى بالمسار الجاف والرئيسي ، والمسار الثاني يمر من خلاله الهواء الثانوي الذي يبرد بالتبخير المباشر ويسمى بالمسار الرطب او الثانوي . كذلك استخدم دافعتين للهواء ومضخة تدوير الماء ومنفتحة او نوزل يقوم بنشر الماء على مسار تيار الهواء الثانوي الداخل من اسفل المبادل الحراري فيبرد تبريداً تبخيرياً مباشراً وهذا بدوره يقوم بتبريد الهواء المراد تجهيزه للحيز وهو الهواء المار بالقنوات الجافة للمبادل، في حين يطرح الهواء الثانوي المرطب للجو . لقد تمكن اتلبحاث بهذا الاسلوب من استخدام مبادل حراري صفائحي مصنع من اللدائن لتبريد الهواء بالتبخير الغير مباشر وقد حصل على فعالية مقدارها (85 %) عندما كانت سرعة الهواء الرئيسي (2 m/s) وبظروف جوية (36 °C) درجة حرارة بصللة جافة و (30 %) رطوبة نسبية . لقد عرف الباحث الفاعلية للمبادل الحراري بانها مقياس لاداء منظومة التبريد التبخيري غير المباشر باستخدام المبادل الحراري الصفائحي وهي نسبة مقدار الانخفاض في درجة حرارة الهواء الرئيسي نتيجة التبريد المحسوس الى الفرق في درجة

تحدث عملية تبريد الهواء عندما يتلامس وذلك من خلال مروره من وسط تبخيري بسرعة معينة. وتكون العملية بثبوت المحتوى الحراري للهواء والتي يناظرها من الجهة التحليلية على انها عملية اديباتية، بافتراض عدم حصول انتقال حرارة بين جهاز التبريد والمحيط الخارجي اثناء التبريد. [1] يجب ان تكون درجة حرارة الماء اقل من درجة حرارة البصللة الجاف للهواء . وإلا فلن يحصل التبخر للماء وبالتالي لا يكون هناك تبريد للهواء.

1.2 التبريد التبخيري غير المباشر

تحدث عملية التبريد وفق هذا المبدأ من غير ان يحصل تماس بين الهواء المراد تبريده ووسط التبريد ، وغالباً ما تكون عن طريق مبادل حراري حيث يمرر الهواء الساخن من احدى جهات المبادل ويجهز هواء بارد رطب او ماء بارد من الجهة الاخرى فيحصل تبادل حراري بين المائعين من دون امتزاج حراري بينهما فيبرد الهواء الساخن بثبوت محتواه الرطوبي ويطلق عليها عملية التبريد المحسوس .

1.3 التبريد التبخيري على مرحلتين

هذه الطريقة من التبريد هي نتاج دمج الطريقتين السابقتين الذكر، حيث يتم تبريد الهواء في المرحلة الاولى تبريداً محسوساً عن طريق مبادل حراري مناسب ومن ثم يعرض الهواء الى عملية تبريد بالتبخير المباشر في المرحلة الثانية. من الممكن استخدام هذه الطريقة في المناطق ذات الظروف المناخية التي تزيد فيها درجة حرارة البصللة الرطبة ثلاث درجات عما هي عليه في المناطق التي يشاع فيها استخدام التبريد التبخيري المباشر اي في المناطق عالية الرطوبة وهذا من ايجابيات هذه الطريقة [2] .

في المناطق التي يكون فيها معدل درجة حرارة البصللة الرطبة للهواء (19 °C) او اقل بقليل فان معدل الطاقة المستهلكة للطن الواحد من التبريد هو مايقارب (0.22 ton / Kw) ومايقارب (0.81 ton / Kw) في المناطق التي معدل درجة حرارتها للبصللة الرطبة (23 °C) او اكثر بقليل ، ومقارنة مع اجهزة التبريد الانضغاطية ذات المكثف المبرد بالهواء (المكثفات الاعتيادية) فان معدل الطاقة المستهلكة سنوياً للطن الواحد من التبريد يبلغ (1.46 ton / Kw) [3]. لقد جرت محاولات عديدة في السنوات الماضية لدراسة اداء مبردات الهواء التي تعمل باسلوب التبريد التبخيري المباشر بغية تطويرها بتحسين ادائها لتلبية أفضل مستوى لراحة الانسان داخل الحيز المكيف . وفيما يلي مراجعة لبعض البحوث الاجنبية والمحلية كمرآة تفيد الباحث.

اجرى الباحثان (CHAN and C.Y.L.) [4] دراسة عن الاداء الحراري لاجهزة التبريد التبخيري المباشر ومقارنتها مع اجهزة التبريد الميكانيكية ، واستنتجا ان مبردات الهواء التبخيرية اكثر اقتصادية من تلك التي تعمل بالدورات الانضغاطية بست مرات تقريبا . قام (مرتضى) [5] بدراسة تطبيقية على مبردات هواء تجارية ذات سعة (3500 CFM) بغية تحسين كفاءتها ، حيث استخدم حشوة حبيبات البولسترين الصغيرة كوسط للتبخير بدلاً عن الحشوة الخشبية وبكتلة (0.5 kg) وسمك (7 cm) . استنتج الباحث انه بالامكان استخدام هذه الحشوة لفترة طويلة دون

(Pescod) ولكن بمسافات بينية وأشكال سطوح متغيرة ، حيث تبين انه من الممكن زيادة المسافة بين الصفائح من (3 mm) الى (3.6 mm) من دون ان يكون لها تأثير ملموس على الاداء الحراري للمبادل ، كما وجد الباحث ان معاملة السطح بمحلول (Colloidal Silice) يزيد من فعالية المبادل بنسبة (10 %) تقريباً . استنتج ايضا " بان السطوح الممدودة بشكل جيوب مستقيمة تعطي فعالية للمبادل الحراري اعلى من السطوح الممتدة بشكل نتوات مدببة وذلك ضمن حدود سرع معينة للهواء المار عبر تلك القنوات . تعمل بالدورات الانضغاطية بست مرات تقريباً .

٢. مكونات الجهاز المختبري

يتألف جهاز الاختبار من ثلاثة أجزاء رئيسية وهي على التوالي ، منظومة تهيئة الهواء الخارجي، المبادل الحراري أصفائحي ومنظومة تدوير الماء وكما موضح بالشكل (1).

2.1 منظومة تهيئة الهواء الخارجي

وتتكون من الأجزاء التالية:

- (1) مجرى دخول الهواء،
- (2) مجرى انحناء الهواء،
- (3) مجرى خروج الهواء .

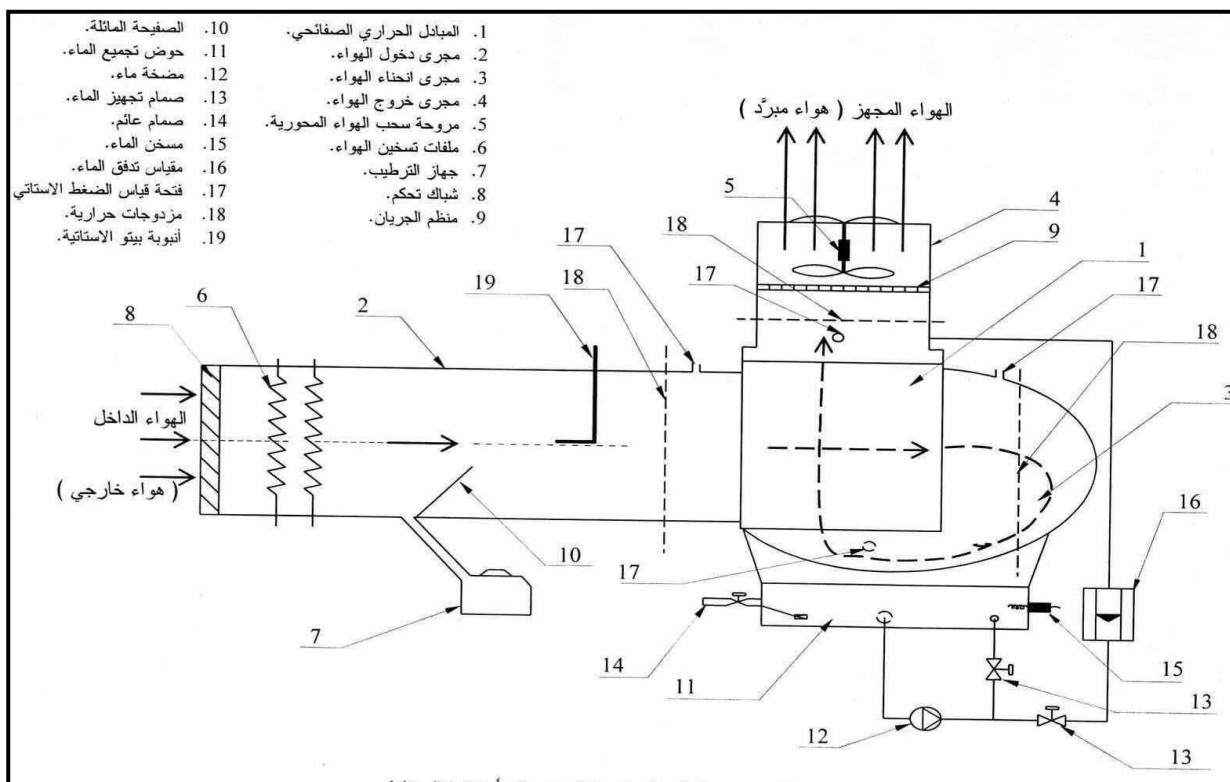
الحرارة الجافة للهواء الرئيسي ودرجة حرارة البصلة الرطبة للهواء الثانوي المرطب.

وعبر عن الفاعلية بالمعادلة الاتية: -

$$E_w = \frac{DTP_i - DTP_o}{DTP_i - WTS_i} \dots (1)$$

الفاعلية الاجمالية الرطبة للمبادل الحراري E_w :

وقد استخدم الباحث معادلات تدفق حجمية للهواء ما بين (0.004 - 0.054 m³/s) مع سرع مختلفة تراوحت بين (0.3 - 4 m/s) ولاحظ عند ما تتغير السرعة تتغير الفاعلية بعلاقة عكسية ، كما استنتج الباحث انه عند وضع زعانف على السطح الداخلي للصفائح المشكولة للمجرى الرئيسي للهواء فان الفاعلية تزداد وذلك بسبب حدوث الدوامات للهواء داخل قنوات المبادل فتؤدي بدورها الى زيادة انتقال الحرارة . وايضاً قدم الباحث (Pescod) [8] دراسة وتحليلاً لسبع نماذج من المبادلات الحرارية ذات صفائح مصنوعة من اللدائن ومتساوية الابعاد بحيث يصبح حجم المبادل (20 × 20 × 20 cm) ، فقد اهتم بتغيير الشكل الهندسي لسطح الصفائح والمسافة البينية لها واثرها في الفاعلية . وجد الباحث ان عمل النتوات في اسطح الصفائح تحسن في انتقال الحرارة عبرها وكذلك لها فائدة اخرى حيث انها تعمل كمساند تجعل الهواء يمر في قنوات متماسكة ومتراصة مما تؤدي الى زيادة الفاعلية . اما الباحث (Chan) [4] فقد تناول دراسة اربعة مبادلات حرارية مختلفة ذات سطوح تعطي نفس الابعاد المعطاة من قبل



شكل 1- رسم تخطيطي للمنظومة المختبرية واجزائها المختلفة.

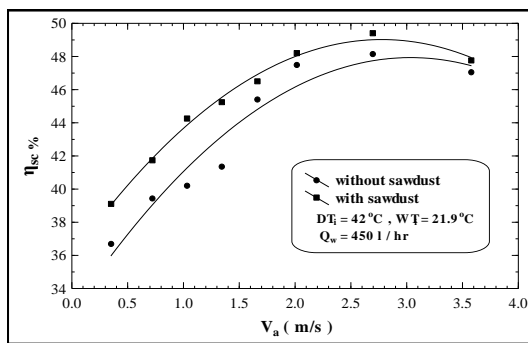
2.2 المبادل الحراري أليفانحي:

التبريد عند زيادة السرعة وذلك لأنه بثبوت حالة الهواء عند الدخول ومع ثبوت معدل تدفق الماء فإن زيادة السرعة تقلل من فترة تلامس الهواء مع صفتاح المبادل والماء وبالتالي فإن معدل انتقال الحرارة من الهواء الى الماء سيقل مما يؤدي الى انخفاض الفرق درجة حرارة الهواء ، ولما كانت درجة الندى للهواء الداخل ثابتة نتيجة ثبوت حالة الهواء عند الدخول فإن الكفاءة هذه ستقل حسب العلاقة (2) عند زيادة سرعة الهواء .

$$\eta_{dp} = \frac{DT_i - DT_o}{DT_i - d_{pi}} \quad \dots (2)$$

ويتبين من الشكل ايضا ان معاملة سطوح المبادل بمادة النشارة الخشبية تزيد من الكفاءة بقرابة (9 %) عندما تكون سرعة الهواء (2.7 m/s) . ويلاحظ من الشكل انه عند زيادة سرعة الهواء من (0.35 m/s) الى (3.58 m/s) فإن الكفاءة ستخف من (65.6 %) الى (44.8 %) في حالة عدم وجود النشارة على سطوح المبادل الحراري بينما تتخفف الكفاءة من (69.7 %) الى (52.2 %) في حالة معاملة السطوح بالنشارة الخشبية ولنفس التغير السابق لسرعة الهواء .

ولما كانت النشارة الخشبية تعمل على زيادة قابلية سطوح المبادل على الاحتفاظ بالرطوبة فضلاً عن زيادة نسبة تبلل هذه السطوح بالماء لذلك فهي تحسن من انتقال الحرارة من الهواء الى الماء وتزيد من الفقد الحراري المحسوس للهواء لذلك وبالتالي فهي تزيد من كفاءة التبريد الى درجة حرارة ندى الهواء . ومما يجدر ذكره ان النشارة الخشبية تشكل طبقة عازلة على سطوح المبادل الحراري من جانب القنوات المرطبة وذلك لضعف قابلية النشارة الخشبية على التواصل الحراري ، ولكن هذه المقاومة الحرارية لا تؤثر كثيراً على انتقال الحرارة للهواء في القنوات الجافة وذلك بسبب السمك القليل جداً لطبقة النشارة الخشبية المغطية لسطوح المبادل مما يجعل مقاومتها للتوصيل قليلة جداً تكاد ان تهمل .



شكل 3- يبين تأثير سرعة الهواء الداخل (V_a) على كفاءة التبريد (η_{dp}) .

كما ويبين الشكل (3) العلاقة بين سرعة الهواء الداخل وكفاءة التبريد المحسوس وايضاً في حالة وجود النشارة الخشبية على سطوح المبادل وعدم وجودها . ويلاحظ من الشكل ان العلاقة طردية بينهما حيث بازدياد سرعة الهواء تزداد كفاءة التبريد المحسوس . ويتبين من الشكل ان معاملة سطوح المبادل بمادة النشارة الخشبية تزيد من كفاءة التبريد المحسوس بنسبة

تم تصميم وتصنيع مبادل حراري صفتانحي متعامد بحجم (50 × 30 × 40cm) حيث صنع من صفتانح سبيكة الألمنيوم (90 % Al - 10 % Mg) بسبك (0.5 mm) وبالأبعاد (50 × 30cm) لكل صفتانح ويبلغ عددها (54) صفتانح، وبعد ذلك تم حني الصفتانح لتكوين تعريجات أو أخاديد غي كل صفتانح.

2.3 منظومة تدوير الماء:

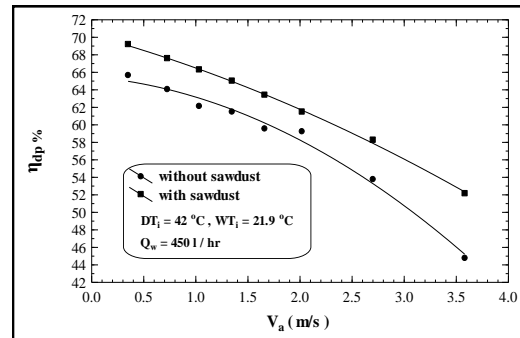
ان عمل هذه المنظومة يتلخص في توفير الماء اللازم لترطيب سطوح الصفتانح من جانب القنوات المرطبة للمبادل الحراري وباستمرار خلال فترة عمل منظومة التبريد . يتم ذلك بتوفر ثلاث عناصر رئيسية هي:-

- (1) شبكة توزيع الماء،
- (2) حوض تجميع الماء،
- (3) مضخة الماء.

3. النتائج والمناقشة

3.1 تأثير معدل تدفق الهواء

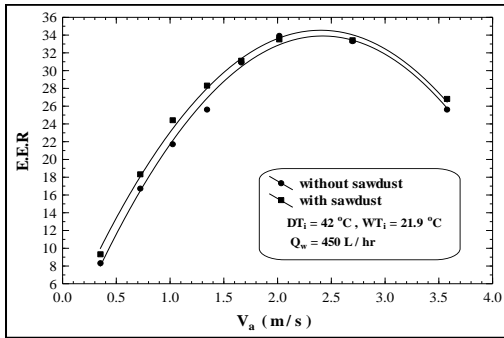
ان لمعدل تدفق الهواء المار في منظومة التبريد تأثيراً كبيراً على اداء المنظومة، حيث ان زيادة معدل تدفق الهواء تعني زيادة سرعته وهذه بدورها تؤثر على مقدار انتقال الحرارة بين الهواء ووسط التبريد (الماء) . واستناداً الى المبادئ العامة لانتقال الحرارة بالتوصيل والحمل، فانه بزيادة سرعة الهواء فان الفرق في درجات حرارة الهواء ستقل وذلك لنقصان الزمن اللازم لتبادل الحرارة بين الهواء ووسط التبريد، وان العكس صحيح في هذه الحالة لذلك فان سرعة الهواء تشكل عاملاً مهماً في زيادة ونقصان اداء وكفاءة منظومة التبريد .



شكل 2- يبين تأثير سرعة الهواء الداخل (V_a) على كفاءة التبريد الى درجة حرارة الندى للهواء المحسوس (η_{sc}) .

يوضح الشكل (2) العلاقة بين سرعة الهواء الداخل وكفاءة التبريد الى درجة حرارة الندى للهواء في حالة وجود النشارة الخشبية على سطوح المبادل من جانب القنوات المرطبة وكذلك في حالة عدم وجودها . ويتضح من الشكل ان العلاقة عكسية حيث بازدياد سرعة الهواء تقل الكفاءة هذه ويرجع ذلك الى انخفاض الفرق في درجة حرارة الهواء الداخل الى الخارج من منظومة

معدل التدفق الكتلي للهواء ، لذلك فإن طاقة التبريد تزداد بزيادة سرعة الهواء . كما ويتبين من الشكل ان معاملة سطوح المبادل بمادة النشارة الخشبية تزيد من طاقة التبريد بقرابة (% 16) عندما تكون سرعة الهواء (1.34 m/s) . ويلاحظ ان طاقة التبريد تزداد من (0.348 kW) الى (3.08 kW) عندما تتغير السرعة من (0.35 m/s) الى (3.58 m/s) في حالة عدم وجود النشارة الخشبية على سطوح المبادل . بينما تزداد طاقة التبريد من (0.391 kW) الى (3.7 kW) في حالة معاملة السطوح بمادة النشارة الخشبية ولنفس التغير السابق لسرعة الهواء .



شكل 5- يبين تأثير سرعة الهواء الداخل (V) على معامل الأداء الحقيقي (E.E.R).

ويبين الشكل (5) تأثير سرعة الهواء على معامل الاداء الحقيقي لمنظومة التبريد . ويلاحظ ان معامل الاداء يزداد بزيادة سرعة الهواء الى ان تصل السرعة قيمة (2.02 m/s) ، بعدها يبدأ الاداء بالنقصان ، ويرجع ذلك الى ان معدل الطاقة المصروفة على الهواء تكون اكبر من حاصل التبريد في حالة ارتفاع قيمة السرعة فوق (2.02 m/s) وبالتالي وحسب العلاقة (4) فإن معامل الاداء يقل .

$$E.E.R = \frac{q_c}{P_{act}} \quad \dots (4)$$

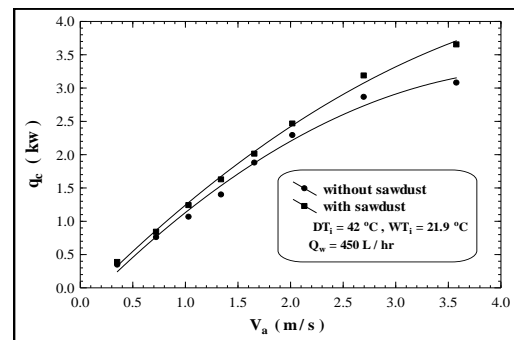
كما ويلاحظ ان اقصى تحسن في معامل الاداء نتيجة معاملة سطوح المبادل بالنشارة الخشبية يبلغ (% 12.5) تقريباً عندما تكون سرعة الهواء الخارجي (1.03 m/s) . ان العلاقة الطردية لمعامل الاداء مع سرعة الهواء تعود الى كون الزيادة في حاصل التبريد نتيجة زيادة معدل تدفق الهواء اكبر من الزيادة الحاصلة في الطاقة المستهلكة على الهواء في المنظومة ، وتكون هذه العلاقة عند قيم محدودة من السرعة (كما اشرنا سابقاً الى ان تصل السرعة (2.02 m/s) . ان اكبر قيمة لمعامل الاداء هي (33.5) عندما يكون معدل تدفق الهواء المجهز (824.7 m³/hr) في حالة وجود النشارة على سطوح المبادل ، وعندما تكون الظروف المناخية من حيث درجة الحرارة (42 °C) للبيصلة الجافة ، 21.9 °C للبيصلة الرطبة) وباستخدام (450 L / hr) من الماء .

ويوضح الشكل (6) علاقة سرعة الهواء مع الطاقة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد . ويتبين من الشكل ان العلاقة عكسية الى حدود معينة من سرعة الهواء . ويلاحظ ان الطاقة المستهلكة لكل طن تبريد تنخفض الى حد معين عند وصول سرعة الهواء الى (2.02 m/s) وبعدها تبدأ بالزيادة حتى

(10%) تقريباً عندما تكون سرعة الهواء (1.03 m/s) . ويلاحظ من الشكل ازدياد الكفاءة تدريجياً بزيادة السرعة الى ان تصل السرعة قيمة (2.7 m/s) ، وبعدها تبدأ كفاءة التبريد المحسوس بالانخفاض . كذلك يلاحظ زيادة الكفاءة من (% 36.7) الى (% 48.1) عند تغير السرعة من (0.35 m/s) الى (2.7 m/s) ثم تنخفض قيمة الكفاءة الى (% 47) عندما تصبح السرعة (3.58 m/s) . وفي حالة وجود النشارة الخشبية على سطوح المبادل فان كفاءة التبريد المحسوس تزداد من (% 39.1) الى (% 49.4) عند تغير سرعة الهواء من (0.35 m/s) الى (2.7 m/s) وعند زيادة السرعة الى (3.58 m/s) فان الكفاءة تنخفض الى (% 47.8) . ان هذه العلاقة لكفاءة التبريد المحسوس مع سرعة الهواء يمكن تفسيرها كالآتي :

عند ثبوت درجة حرارة الهواء الداخل من حيث درجة الحرارة و الرطوبة النسبية وبتبوت معدل تدفق الماء ، فإن زيادة سرعة الهواء تقلل من زمن انتقال الحرارة من الهواء الى الماء فيقل الفرق في درجة الحرارة بين الهواء الداخل والخارج مما يؤدي الى تقليل كمية الحرارة المحسوسة المفقودة لكل كيلوغرام من الهواء وكذلك فان زيادة السرعة تقلل من تبخر الماء لكل كيلو غرام من الهواء الجاف وبالتالي فإن الكسب الحراري الكامن للهواء اثناء تلامسه مع الماء في القنوات المرطبة سوف يقل وهذا بدوره سوف يقلل من المحتوى الحراري لبخار الماء المقترن بكتلة الهواء ، ولما كانت كفاءة التبريد المحسوس مقياساً لمدى قدرة منظومة التبريد على تبريد الهواء تبريداً محسوساً فانها ستزداد بازدياد سرعة الهواء حسب العلاقة (3).

$$\eta_{cs} = \frac{q_c}{q_{cs}} = \frac{Hi - Ho}{Cpm(DTi - DTo)} \quad \dots (3)$$



شكل 4- يبين تأثير سرعة الهواء الداخل (Va) على طاقة التبريد للمنظومة (qc) .

ويلاحظ من الشكل ان الكفاءة تقل عند زيادة السرعة الى (3.58 m/s) ويرجع ذلك الى ان مقدار الانخفاض في المحتوى الحراري النوعي للهواء المار في المنظومة يصبح اقل من مقدار الانخفاض في درجة حرارة الهواء وبالتالي كفاءة التبريد المحسوس . كما ويلاحظ زيادة الكفاءة في حالة وجود النشارة الخشبية على سطوح المبادل ويرجع سبب ذلك الى ان النشارة تزيد من نسبة تبلل السطوح بالماء وكذلك من قابليتها على الاحتفاظ بالرطوبة . ويوضح الشكل (4) علاقة سرعة الهواء الداخل بطاقة التبريد ويتبين ان لعلاقة طردية حيث بازدياد السرعة تزداد طاقة التبريد . وبالرغم ان زيادة سرعة الهواء تنتج عنها زيادة في المحتوى الحراري للهواء الخارج من المنظومة إلا ان زيادة السرعة تعني زيادة كمية الهواء الداخل وبالتالي زيادة

$$\dot{P}_{sp} = \dot{P}_{act} / \dot{m}_a \quad \dots (6)$$

لكن بوصول سرعة الهواء الى القيمة (3.58 m/s) فإن نسبة الزيادة في الطاقة المصروفة تصبح اكبر من نسبة الزيادة في معدل تدفق الهواء والناتج عن زيادة سرعة الهواء ، لذلك فإن الطاقة النوعية المستهلكة تزداد . ويلاحظ ان معاملة السطوح بمادة النشارة الخشبية تزيد من الطاقة النوعية المستهلكة بقرابة (12 %) عندما تكون السرعة (2.7 m/s) ويعود ذلك الى ان النشارة تزيد من خشونة السطوح مما يزيد من معامل الاحتكاك لهذه السطوح ومقدار الهبوط في ضغط الهواء وبالتالي تكون الطاقة المصروفة على الهواء اكبر ما لو كانت النشارة غير موجودة على سطوح الصفائح ولنفس القيم لمعدلات تدفق الهواء . من الإشكال (7,3) يتبين إن أفضل معدل للهواء يمكن ان تجهزه منظومة التبريد هي (824.7 m / hr) أي عندما تكون سرعة الهواء لداخل (2.02 m/s) حيث عند هذا التدفق يكون اداء المنظومة افضل مايمكن . وباعتماد حالة وجود النشارة الخشبية على سطوح الصفائح فإن معامل الاداء الحقيقي للمنظومة يكون (33.5) في حين تكون القدرة الكهربائية المستهلكة لكل طن تبريد (0.105 kW / ton) ، والطاقة النوعية المستهلكة لكل (4.7 W.min / kg dry air)

ان حالة الهواء المجهز من قبل منظومة التبريد من حيث درجة الحرارة تكون (22.8 c°) للصلبة الجافة و (18.8 c°) للصلبة الرطبة . ان هذه القيم المحسولة هي عندما تكون الظروف التشغيلية كالاتي:

$$(DT_i = 42 \text{ c}^\circ , WT_i = 21.9 \text{ c}^\circ , Q_w = 450 \text{ L / hr} , Q_a = 824.7 \text{ m}^3 / \text{hr})$$

الهواء الداخل من (3 m/s) الى (3.2 m/s) فإن معامل الاداء للمنظومة يتناقص من (28.3) الى (27.5) في حين يتناقص معامل اداء منظومة التبريد الحالية من (31.2) الى (29.6) لنفس التغير المذكور في سرعة الهواء . إن ظروف التشغيل التي اعتمدها شمعون في دراسته كانت مقاربة للظروف المعتمدة في البحث الحالي ، حيث استخدم شمعون هواء خارجي نقي بالكامل لتبريده على مرحلتين .

3.2 تأثير الهبوط في الضغط الاستاتي للهواء

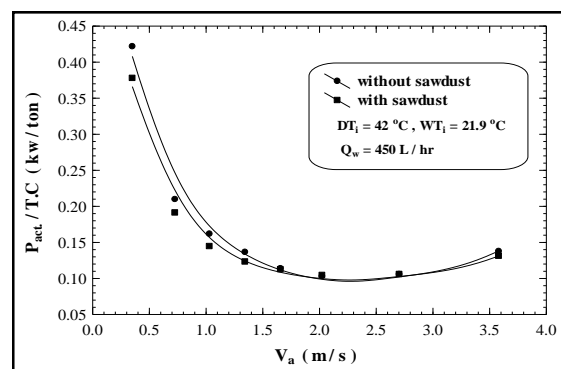
إن الهبوط في ضغط السكون للهواء يعد من المتغيرات الرئيسية والمهمة في تصميم منظومة التبريد فضلاً عن المبادلات الحرارية ، حيث يعتبر هذا المتغير مؤشراً للخسارة الحاصلة في الطاقة المصروفة على المانع من اجل التغلب على قوى الاحتكاك المعرقله لجريان المانع عبر المنظومة المعنية والتي بدورها تسبب هذا الهبوط في ضغط المانع .

ويوضح الشكل (8) العلاقة العملية بين تدفق الهواء الداخل والهبوط في ضغط الهواء وذلك قبل معاملة سطوح المبادل بمادة النشارة الخشبية . ويتبين من الشكل ان العلاقة طردية وكذلك يلاحظ ان الهبوط في ضغط الهواء في القنوات المرطبة اكبر مما هو في القنوات الجافة عن القيم نفسها من تدفق الهواء ، ويرجع سبب ذلك الى صغر المسافة البيئية للممرات المرطبة نسبةً إلى الممرات الجافة فضلاً عن وجود الانحناءات الموجه لتيار الهواء في القنوات المرطبة حيث تزيد من معامل الاحتكاك السطحي في جانب القنوات المرطبة وكذلك وجود كتلة الماء المرشوشة في هذه القنوات تعرقل من جريان الهواء ، كل ذلك يجعل من ان تكون قيم هبوط الضغط للهواء نتيجة مروره في القنوات المرطبة تعلو عن

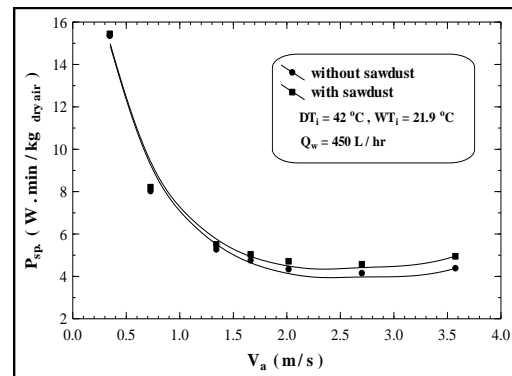
وصول السرعة الى (3.58 m/s) ، حيث ان نسبة الزيادة الحاصلة في القدرة المستهلكة تكون اكبر مما تحصل في حاصل التبريد عند زيادة السرعة فوق (2.02 m/s) وحسب العلاقة (5) فإن الطاقة المستهلكة لكل طن تبريد سوف تزداد .

$$\frac{P_{act}}{T.C} = \left(\frac{P_{act}}{q_c} \right) * 3.517 \quad \dots (5)$$

كما ويلاحظ ان معاملة السطوح بمادة النشارة الخشبية تؤدي الى تقليل القدرة المستهلكة لكل طن تبريد، بالرغم من ان وجود النشارة على سطوح المبادل تزيد من مقدار الهبوط في الضغط الاستاتي للهواء مما يؤدي الى زيادة الطاقة المصروفة على الهواء، لكن هذه الزيادة ترافقها زيادة اكبر في طاقة التبريد.



شكل 6- يبين تأثير سرعة الهواء الداخل (Va) لكل طن تبريد على الطاقة النوعية المستهلكة (Psp) .



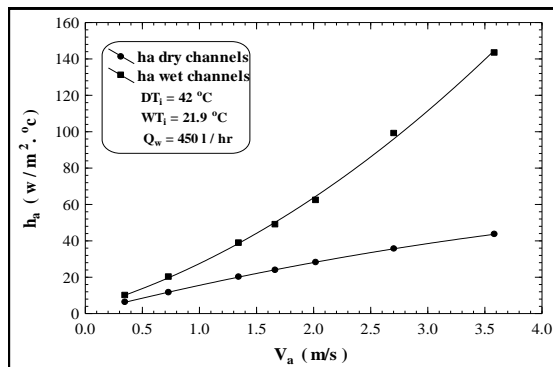
شكل 7- يبين تأثير سرعة الهواء الداخل (Va) على الطاقة المستهلكة حقيقياً

ويوضح الشكل (7) تأثير سرعة الهواء الداخل على الطاقة النوعية المستهلكة في المنظومة . ويتبين ان العلاقة عكسية بينهما حيث بازياد السرعة تقل الطاقة النوعية . ويلاحظ زيادة الطاقة النوعية المستهلكة عندما تصل سرعة الهواء الى (3.58 m/s) ، ويرجع شكل هذه العلاقة الى ان زيادة سرعة الهواء تؤدي الى زيادة الطاقة المصروفة على الهواء بنسبة اقل من الزيادة التي تحصل في معدل تدفق الهواء ، حيث حسب العلاقة (6) فإن الطاقة النوعية المستهلكة تتناسب عكسياً مع تدفق الهواء .

الضغط في هذه الحالة تعلق عما هي عليه في الشكل (8) ولنفس القيم من معدل تدفق الهواء ويرجع ذلك الى طبقة النشارة المغشية لاسطح الصفائح من جانب القنوات المرطبة حيث تزيد من قيمة معامل الاحتكاك وبالتالي وحسب المعادلة (7) فإن مقدار الهبوط في ضغط الهواء سيزداد. كما وسيللاحظ ان أقصى زيادة في هبوط الضغط نتيجة معاملة السطوح بالنشارة يكون بقرابة (39 %) في القنوات المرطبة وبنسبة (21 %) تقريباً من منظومة التبريد ككل عندما يكون معدل تدفق الهواء (824.7 m³ / hr) ومعدل تدفق الماء (450 L / hr) .
وايضاً يتبين ان قيم هبوط الضغط في القنوات الجافة تكون متقاربة في الحالتين الموضحتين بالشكلين (8 ، 9) وذلك لعدم حدوث أي تغير في هذه القنوات في كلتا الحالتين.

3.3 تأثير معامل انتقال الحرارة

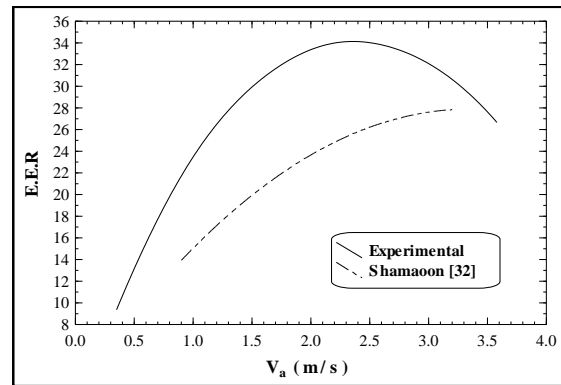
ان معامل انتقال الحرارة في أي موضع من سطح صفيحة معرضة لتيار هوائي يتوقف على طبيعة الجريان الناشئ على السطح فضلاً عن خواص التيار الهوائي وطبيعة السطح ذاته من حيث الشكل الهندسي ، وغيرها من العوامل العديدة المؤثرة في قيمة انتقال الحرارة . ولما كان معامل انتقال الحرارة مؤشراً مهماً في تقييم كفاءة واداء المبادلات الحرارية لذا فقد تم حساب معامل انتقال الحرارة بالحمل عبر الطبقة الغشائية من الهواء الملامسة لاسطح صفائح المبادل الحراري ، ويوضح الشكل (10) العلاقة العملية بين سرعة الداخل الى منظومة التبريد ومعامل انتقال الحرارة بالحمل للهواء في القنوات الجافة والمرطبة من المبادل الحراري الصفائحي . ويتبين من الشكل ان العلاقة طردية فيلاحظ ازدياد تدريجي لمعامل انتقال الحراري مع زيادة السرعة. كما ويتبين ان قيم معامل انتقال الحرارة للهواء في القنوات المرطبة تعلق عن تلك التي للهواء في القنوات الجافة وبشكل كبير خاصة عند زيادة قيم السرعة عن (1.03 m / s) . يرجع سبب هذه العلاقة الى ان زيادة سرعة الهواء تؤدي الى زيادة نسبة الاضطراب والدوامات الناشئة عند ملامسة الهواء لاسطح صفائح المبادل، كما ويعود سبب ارتفاع قيم معامل انتقال الحرارة للهواء في القنوات المرطبة عن تلك التي للقنوات الجافة الى ضيق القنوات المرطبة مقارنة مع القنوات الجافة وكذلك التمرجات المشكلة من حني صفائح المبادل والتي تكون مواجهة لتيار الهواء المار في القنوات المرطبة أي انها تكون عمودية على اتجاه مسار الهواء، وان هذه التمرجات بدورها تعمل على زيادة الاضطراب والدوامات في تيار الهواء وبالتالي فإن معامل انتقال الحرارة في جانب القنوات المرطبة يكون اكبر مما في جانب القنوات الجافة.



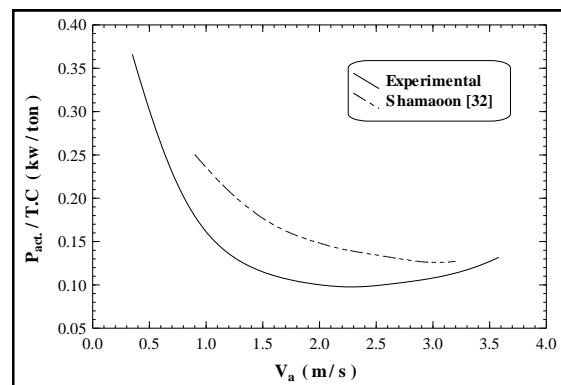
هبوط الضغط في القنوات الجافة ويمكن اثبات ذلك ايضاً من خلال العلاقة التالية لمقدار الانخفاض في ضغط الهواء المار في مجرى مستطيل المقطع والمذكور في المصدر [9] وهي :

$$\Delta p = f * \frac{L}{Dh} * \rho_a * V^2 \quad \dots (7)$$

ويظهر جلياً للعيان من المعادلة أعلاه ان هبوط الضغط يتناسب تناسباً طردياً مع مربع سرعة الهواء ومعامل الاحتكاك السطحي وعكسياً مع القطر الهيدروليكي للقناة ، ومن هنا يمكن تفسير ما يحصل لهبوط الضغط عند زيادة السرعة عن (1 m/s) ولو بنسبة قليلة فانها تؤدي الى زيادة هبوط الضغط بنسبة اكبر . ولما كان معامل الاحتكاك للسطوح المتموجة اكبر من قيم معامل الاحتكاك للسطوح المستوية وايضاً لما كان القطر الهيدروليكي للقنوات المرطبة (11.86 mm) اصغر مما للقنوات الجافة (15.59 mm) لذلك وحسب العلاقة (7) فإن مقدار الانخفاض في ضغط الهواء في القنوات المرطبة سيكون اكبر مما في القنوات الجافة .



شكل -8- يبين مقارنة نتائج البحث الحالي مع البحوث السابقة من حيث معامل الأداء.



شكل -9- يبين مقارنة نتائج البحث الحالي مع البحوث السابقة من حيث الطاقة المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد.

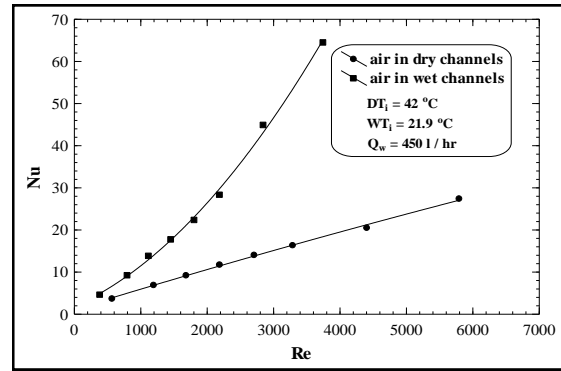
كما ويبين الشكل (9) العلاقة العملية بين معدل تدفق الهواء والهبوط في الضغط ولكن بعد معاملة سطوح المبادل بمادة النشارة الخشبية من جانب القنوات المرطبة . ويظهر من الشكل ان العلاقة مشابهة لما في الشكل (8) ويلاحظ ان قيم هبوط

$^{\circ}\text{C}_{\text{air}}$	الرطب	
mm	القطر الهيدروليكي لقنوات المبادل الحراري	D_h
$^{\circ}\text{C}$	درجة حرارة نقطة الندى للهواء	dp
$^{\circ}\text{C}$	درجة حرارة البصلة الجافة للهواء	DT
	نسبة كفاءة الطاقة (معامل الأداء الحقيقي)	E.E.R
	معامل الاحتكاك السطحي	f
$\text{kJ} / \text{kg dry air}$	المحتوى الحراري للهواء الرطب	H
W / m^2	معامل انتقال الحرارة بالحمل للهواء	h_a
$^{\circ}\text{C}$	طول القناة للمبادل الحراري	L
$\text{kg dry air} / \text{s}$	معدل التدفق الكتلي للهواء	m_a
$^{\circ}\text{C}$	الفرق بين متوسط درجة حرارة الهواء داخل القنوات الجافة ومتوسط درجة حرارة الماء	$(\Delta T)_a$ -w
	عدد نسلت للهواء في قنوات المبادل الحراري	Nu
N / m^2	الضغط الجزئي لبخار الماء في الهواء الرطب	P
N / m^2	الضغط الجزئي للهواء الجاف في الهواء الرطب	P_a
kw	الطاقة المصروفة حقيقياً على الهواء	P_{act}
kw / ton	الطاقة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد	$P_{\text{act}} / \text{T.C}$
$\text{W.min} / \text{kg dry air}$	الطاقة النوعية المستهلكة	P_{sp}
m^3 / s	معدل التدفق الحجمي للهواء	Q_a
kw	طاقة التبريد (كمية الحرارة المفقودة من الهواء)	q_c
kw	طاقة التبريد المحسوسة	q_{cs}
L / hr	معدل التدفق الحجمي للماء	Q_w
mm	عرض القناة للمبادل الحراري	S
m / s	سرعة الهواء داخل قنوات المبادل الحراري	V^*
m / s	متوسط سرعة الهواء الداخل إلى المنظومة	V_a

شكل 10- يبين العلاقة بين سرعة الهواء الداخل عدد (V_a) ومعامل انتقال الحرارة بالحمل (h_a) للهواء في قنوات المبادل الحراري

3.4 علاقة عدد رينولد وعدد نسلت

يوضح الشكل (11) العلاقة العددية بين عدد رينولد وعدد نسلت للهواء في القنوات الجافة والقنوات المرطبة من المبادل الحراري الصفائحي. ويتبين من الشكل ان العلاقة طردية حيث بزيادة عدد رينولد يزداد عدد نسلت. ولما كان عدد رينولد يتوقف على سرعة الهواء في قنوات المبادل لذا فإن زيادته تعني زيادة سرعة الهواء وبالتالي زيادة معامل انتقال الحرارة لذلك فإن عدد نسلت سوف يزداد. ويلاحظ من الشكل ان قيم عدد رينولد في القنوات المرطبة اصغر مما في القنوات الجافة وذلك يرجع الى ان مساحة مقطع القنوات المرطبة اكبر من تلك التي للقنوات الجافة مما يجعل سرعة الهواء في القنوات المرطبة تكون اقل من السرعة في القنوات الجافة.



شكل 11- يبين علاقة عدد رينولد (Re) مع نسلت (Nu) للهواء في قنوات المبادل.

4. الاستنتاجات

- أظهرت النتائج العملية أن أفضل كمية للهواء يمكن تجهيزها من قبل مبردة الهواء هي ($824.7 \text{ m}^3 / \text{hr}$) .
- أن معاملة سطوح المبادل الحراري بنشارة الخشب تحسن من كفاءة وأداء مبردة الهواء بقرابة (10 %) ، لكنها تزيد من مقدار الهبوط في الضغط الاستاتي للهواء بنسبة (21 %) تقريباً ، فتنتج عن ذلك زيادة في الطاقة المستهلكة بما يقارب (9 %) .
- عدم إمكانية استخدام مبردة الهواء في المناطق التي يزيد فيها المحتوى الرطوبي للهواء عن ($11.9 \text{ g moisture} / \text{kg dry air}$) .

الرموز المستخدمة

الرمز	المعنى	الوحدات
C_{p_m}	الحرارة النوعية للهواء	$\text{kJ} / \text{kg dry}$

Internal Report No.120 Victoria , Australia ,
March 1973 , PP. 1 – 6 .

- [5] مرتضى ، طالب كشاش " دراسة عملية عن إمكانية زيادة كفاءة مبردات الهواء التجارية المباشرة " رسالة دبلوم عالي 1980 ، الجامعة التكنولوجية ، أذار .
- [6] AL – Khatib , A.M.J. " An Investigation in to The Effect of Precooling Water on The Performance of Evaporative Air Cooling " M.S.c Thesis , University of Baghdad , January 1984 .
- [7] PESCOD , D. , " Unit Air Cooler Using Plastic Heat Exchanger With Evaporatively Cooled Plates " Australian Refrigeration , Air Conditioning and Heating , Vol.22 , No.9 , Sept. 1968 , PP. 22 – 26
- [8] PESCOD , D. , " Effect of Turbulance Promoters on The Performance of Plate Heat Exchangers " Heat Exchangers : Design & Theory Sourcebook , Mc Graw – Hill , New York , 1974 , CH. 22 , PP. 601 – 615 .
- [9] IHVE Guide " Flow of Fluids in Pipes and Ducts " , CH.4 , 49 Cadogan Square Loud SWLXOJB,1977.

kg	المحتوى الرطوبي للهواء	W
moisture/kg		
dry air		
kw	القدرة الكهربائية المستهلكة من قبل مضخة الماء	w.p.p

5. المصادر

- [1] Gonzales , D.J. ; " The Scince and Application of Evaporative Cooling " , American Industrial Hygiene Association Journal , Vol.27, March – April 1966 , PP. 172 – 179 .
- [2] Kennedy , R.A. " A Two-Stage Evaporative Coolers " M.Sc. Thesis , University of Texas , Austin , Tex. , May 1953 , PP. 32 – 38 .
- [3] شمعون ، دونالد جبرائيل " التبريد التبخيري لتكييف الهواء على مرحلتين " رسالة ماجستير ، الجامعة التكنولوجية ، أيلول 1989 .
- [4] CHAN , C.Y.L. ; "Performance Test of Model Plate Heat Exchanger With Wetted Plates " CSIRO Division of Mechanical Engineering ,

Performance Estimation of Heat Exchanger Operates By Evaporative Cooling Manner

Imaad Sedeeq Mohammed

Salah Karem Juaad

Department of Engineering/ University of Technology

Abstract :

In this study the design and installation of evaporative air cooler was carried out using completely outdoor air (fresh air) according to two stage evaporative cooling principle. The laboratory equipment was installed by designing and manufacturing a cross flow plate heat exchanger, where aluminum plates used for this purpose with dimensions (50 × 30 × 40 cm). The surfaces of heat exchanger were covered by sawdust from wetted channels side, to increase the percentage of wetting these surfaces and hence improve the performance and efficiency of air cooler.

An experimental study was carried out to estimate the performance of cooling system, where some of the dominant effective parameters were studied like air flow rate and flow rate and effect the static pressure drop of air and the heat transfer of performance .Air flow rate was ranged between (142.90 to 1461.50 m³ / hr) and water flow rate was varied from (144 L / hr) to (1050 L / hr).

The experimental results showed that the optimum flow rate of air prepared by the air cooler is (824.7 m³ / hr), As it to be seen from the study that treating the heat exchanger surfaces by sawdust improves the air cooler efficiency about (10 %), but in the other hand leads to increase the static pressure drop in proportion (21%) approximately, and hence increase consumed power about (9 %).The results also show the air cooler can not be used in regions that have moisture content accedes (11.90 g moisture/kg dry air).