مجلة جامعة تشرين للبحوث والدراسات العلمية _ سلسلة العلوم الهندسية المجلد (32) العدد (3) 2010
Tishreen University Journal for Research and Scientific Studies - Engineering Sciences Series Vol. (32) No. (3) 2010

طريقة مقترحة لتحديد معامل الأداء والعمل المطلوب لتكييف الهواء الرطب في الأبنية السكنية من المخطط البسايكومتري

الدكتور ميشيل يوسف *

(تاريخ الإيداع 3 / 1 / 2010. قُبِل للنشر في 27/ 6 / 2010)

□ ملخّص □

يُعَدُّ المخطط البسايكومتري أداة مهمّة لتحديد الطاقة المبذولة لتغير حالة الهواء الرطب في عمليات تكييف الهواء الداخلي للأبنية. وهو يسهم أيضاً، في اظهار الإجراءات الحرارية لتغّير حالة الهواء، وفي تقدير نسب مساهمة كل من الطاقة المحسوسة والكامنة في إنجازها. وبالرغم من ذلك فالعمل المطلوب لتغيير حالة الهواء لا يمكن قراءته مباشرة على المخطط. في هذه الدراسة سنعبر، عن تغيرات بارامترات الحالة للهواء الرطب، بعبارات العمل الأصغري المنسوب لشروط الحالة الميتة، وسنرسمها على المخطط البسايكومتري بمجالات للعمل الأصغري المتساوي. هذه المجالات ستبين العمل الأصغري المبذول لتغيير حالة الهواء بعيداً عن الشروط المحيطة أو العمل الأعظمي المنتج عند ترك الهواء يقترب بحالته من الشروط المحيطة. الحد الفاصل بين العمل المبذول والعمل المنتج يمثل حالتي عمل آلة التبريد كمضخة حرارية (للتدفئة) أو كمبرد (للتكييف). هذا التمثيل المقترح يبن بوضوح بأن العمل المطلوب تحديده يتعلق بالأساس بالوضع الإجمالي للطاقة في المكان الواجب تكييفه بالنسبة إلى الوضع الإجمالي للطاقة في الوسط المحيط (الجو).

الكلمات المفتاحية: معامل الأداء، الهواء الرطب، الإجراء الحراري، تكييف الهواء.

* مدرس – كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية – جامعة دمشق – دمشق – سورية.

مجلة جامعة تشرين للبحوث والدراسات العلمية _ سلسلة العلوم الهندسية المجلد (32) العدد (3) 2010
Tishreen University Journal for Research and Scientific Studies - Engineering Sciences Series Vol. (32) No. (3) 2010

A Suggested Method to Determine The Coefficient of Performance and The Work Needed for Building Humid Air Conditioning From The Psychometric Chart

Dr. Michel Youssef [*]

(Received 3 / 1 / 2010. Accepted 27 / 6 / 2010)

□ ABSTRACT □

The psychometric chart is a useful tool to determine the energy consumed in buildings humid air conditioning processes. This chart can visualize the thermal processes and identify the contribution of sensible and latent energy effects. However, work needed to change air status cannot be read directly from the chart. In this study we interprets air parameters in terms of minimum work relative to a dead status, and work contours will be pointed on the psychometric chart. These contours indicate the minimum work consumed to move the air status farther from the ambient conditions or the maximum work producing if letting the air status approach the ambient conditions. The separation line between max and min works represent the front enter operation modes of refrigeration machine as cooler or heat pump. This suggested representation shows that the work needed for a space air conditioning depends on its total energy relative to the ambient.

Keywords: Coefficient of performance, Thermal process, humid air, Air conditioning.

[*]**Assistant Professor, Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Damascus University, Damascus, Syria.**

مقدمة:

يهدف استخدام منظومات تكييف الهواء بشكل عام، إلى إنجاز التغيير المناسب، لبارامترات حالة الهواء الداخلي للأبنية، وتحويلها من شروط معينة سائدة إلى شروط أخرى مرغوب بتحقيقها (تدعى بشروط الراحة الحرارية). يوفر المخطط البسايكومتري للهواء الرطب، الذي أنجز بنتيجة أعمال كاريير[1]، الأساس المبسط لفهم تحولات الطاقة المرافقة لتغيرات حالة الهواء الرطب من شروط إلى أخرى. بالطبع، فإنّ فهم الأفعال الداخلية المتبادلة في التحولات بين العمل والطاقة، أساسي لفهم تبادل الطاقة في عمليات تكييف الهواء. في الحالات البسيطة، المتعلقة بالتسخين أو التبريد المحسوس للهواء، فقد يكون معامل الأداء COP أداة مفيدة لتوصيف الأفعال الداخلية المشار إليها أعلاه. بشكل خاص، وبأخذ بالاعتبار الحالة المحددة بشرط المواصفات العكوسة للمنظومة، فإنّ مردود دورة كارنو يحقق معاملات الأداء الأمثل للمضخات الحرارية ومنظومات تكييف الهواء العاملة بين منابع حرارية (خزانات حرارية) بدرجات حرارة ثابتة وتسبب التغيرات المحسوسة لحالة الهواء [2]. وهكذا يمكن القول إنّ المخطط السايكومتري يسمح بسهولة بتمثيل العمليات المركبة لإجراءات تبادل الحرارة الكامنة والمحسوسة، وذلك من دون تمثيل العمل الأصغري المطلوب لتنفيذ هذه الإجراءات. من أجل تحديد العمل الأصغري اللازم لتبديل حالة الهواء يجب الاستعانة بالقانون الثاني للترموديناميك الذي يأخذ بالاعتبار التبادلات الداخلية بين الطاقة والحرارة والعمل.

أهمية البحث وأهدافه:

يهدف البحث إلى تحليل أداء وحدات معالجة الهواء AHU المستخدمة في تكييف المباني، واختبار العلاقات المستخدمة لتحديد معامل الأداء COP لهذه الوحدات بطريقة تحليل الحمل الحراري لنموذج من الأبنية السكنية (الفيلات) وتحديد المركبات المحسوسة والكامنة لإجراءات التكييف باستخدام مفاهيم تغير الطاقة والاكسيرجي بدلالة تغيرات درجة الحرارة ومحتوى الرطوبة للهواء الداخلي والمحيط. تكمن أهمية البحث في تبيان أن المخطط البسايكومتري، المستخدم تقليداً كوسيلة لحساب الأحمال الحرارية واظهار إجراءات تغير الحالة خلال عمليات تكييف الهواء الرطب، يمكن أيضاً أن يستخدم كوسيلة لاظهار وحساب العمل الأصغري المطلوب في وحدات المعالجة من أجل إنجاز تغيرات حالة الهواء من الشروط الخارجية إلى الشروط الداخلية وبالعكس.

طرائق البحث ومواده:

إن الطريقة المتبعة في إجراء هذا البحث تعتمد على استخدام التعبير المحدد لمعامل الأداء COP كوسيلة لحساب العمل المبذول في إجراءات تغير حالة الهواء وفقاً لقانون الترموديناميك الثاني، وذلك لإثبات أهمية رسم محيطات العمل الأصغري على المخطط البسايكومتري وإثبات دورها في دراسة وتحليل تأثير الشروط المحيطة على مقدار هذا العمل. سنوضح من خلال الدراسة التطبيقية المجراة، على وحدة المعالجة العاملة في المبنى السكني المختار، حدود تغيرات العمل الأصغري اللازم لهذه الوحدة لتقوم بأعباء تكييف الهواء الداخلي للمبنى، وسنبين حدود تغيرات معامل أدائها COP وذلك وفقاً لتغيرات درجة الحرارة والرطوبة المقاسة خلال فصل الصيف. لقد تمت الاستعانة بالمنشورات العلمية وبرامج الحسابات الحرارية والنمذجة العددية المتوفرة لدينا في مخبر الطاقات المتجددة، وذلك لانجاز هذه الدراسة وفقاً للخطوات الآتية:

معامل الأداء في تبريد الهواء الجاف:

يعتمد المفهوم الأساسي لمعامل الأداء (COP) في تبريد الهواء الجاف على كون المنابع الحرارية، التي يتم انتقال الحرارة منها وإليها، بدرجات حرارة ثابتة وأنّ العمل اللازم لتنفيذ دورة التبريد يصرف فقط على انتزاع الحرارة من خزان بدرجة حرارة منخفضة (النبع الحراري) ونقلها إلى خزان أخر بدرجة حرارة مرتفعة (البئر الحراري). معامل الأداء (COP) يشابه باقي الأعداد المميزة (اللابعدية) فهو ببساطة عبارة عن النسبة بين التأثير الحراري المرغوب انجازه والعمل المصروف لإتمام هذا التأثير.

أي: $$\mathrm{COP} = \frac{\mathrm{Q}}{\mathrm{W}} \qquad (1)$$

حيث Q هي: كمية الحرارة المنتزعة من خزان بدرجة حرارة منخفضة في حال تشغيل آلة التبريد كمبرد أو كمية الحرارة المضافة إلى خزان بدرجة حرارة مرتفعة في حال تشغيلها كمضخة حرارية.

فإذا كانت الدورة المستخدمة لإتمام هذا الانتقال الحراري تعمل وفق دورة كارنو العكوسة فتكون عندها كمية الحرارة المنقولة بين خزانات الطاقة الحرارية متناسبة مع درجات الحرارة المطلقة لهذه الخزانات (أو يمكن القول بعبارة أخرى بأن: توليد الأنتروبي في أثناء نقل الحرارة بين خزانات الطاقة الحرارية، معدوم). بذلك فإنّ معامل أداء دورة كارنو هو الـ(COP) الأعظمي الممكن تحقيقه بين مجالين محددين لدرجة الحرارة [3].

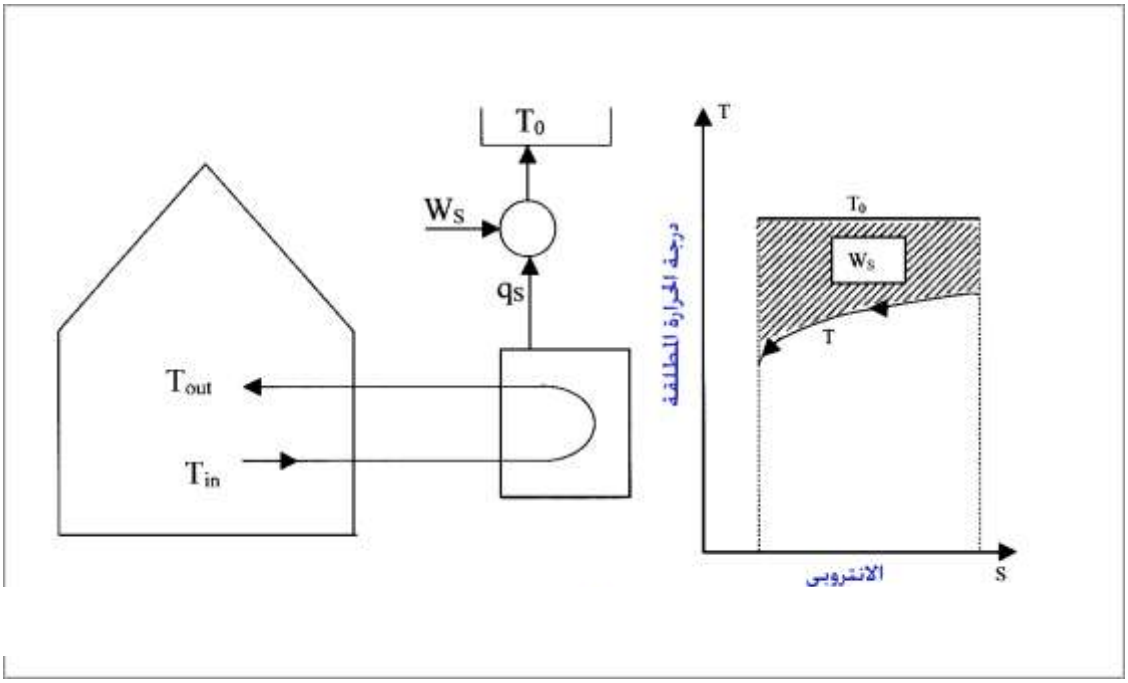
وينتج من حدود كارنو أن: $$COP = \frac{T}{|T - T_0|} \qquad (2)$$

يعتمد التحليل السابق على اعتبار أن درجة حرارة المكان المكيف تبقى ثابتة. إن المقاربة الأكثر واقعية لذلك التحليل تعتمد على اعتبار أن تغير درجة حرارة هواء المكان المكيف تتم في أثناء مروره من خلال وحدة معالجة الهواء الـ(AHU)، وذلك بإضافة أو طرح كمية من الحرارة من T_{in} إلى T_{out}. ويمكن في هذه الحالة رسم آلة التبريد المثالية العاملة على تبريد الهواء الجاف تخطيطياً وتمثيلها بيانياً على مخطط (T-s) كما هو مبين وموضح في الشكل (1). هذه الآلة المثالية يمكن تخيلها بعدد لانهائي من مبردات كارنو العكوسة التي يعمل كلٌّ منها على امتصاص وطرح الحرارة بشكل ايزوتيرمي. ويمكن تقدير العمل اللازم في هذه الحالة بمقدار تغير الإكسيرجي للهواء الجاف بين شروط الحالة الخارجية والداخلية:

$$W = C_p(T_{out} - T_{in}) - T_0\left(\frac{T_{out}}{T_{in}}\right) \qquad (3)$$

يمكن تبسيط معامل الأداء (COP) لمثل هذا الإجراء ليكتب بالشكل:

$$COP = \frac{T_{out} - T_{in}}{(T_{out} - T_{in}) - T_0 \ln\left(\frac{T_{out}}{T_{in}}\right)} \qquad (4)$$



الشكل (1). الرسم التخطيطي لآلة تبريد مثالية ومخطط (T-s) لتبريد الهواء الجاف

في الحالة التي تقترب فيها T_{in} من T_{out} فإنّ العلاقة السابقة (4) تعود لتأخذ الصيغة المعطاة بالعلاقة (2).

يستند التحليل السابق والحالي على حدود عكوسية الإجراءات. لقد اعتمدت الدراسات النظرية، في توصيف حدود العكوسية للدورات التبريدية، على نظرية الحجوم المتناهية في الصغر للمبادلات الحرارية والمعدلات المتناهية في الصغر للانتقال الحراري [4]. من وجهة النظر التطبيقية، فإنّ معرفة الشروط الحدية لمساحة سطح التبادل الحراري (سطح وشيعة التبريد) والحدود الاقتصادية (الكلفة) المتعلقة بهذه المساحة هي معلومات تساعد في تحديد مواصفات النظام الممكن اعتماده عملياً. في مثل هذه التطبيقات الخاصة بالأبنية السكنية والخدمية يمكن اعتماداً على التحكم بكتلة الهواء المار عبر المبادل الحراري للحصول على تدرج لدرجة حرارة جو الغرفة مشابهة لتقلبات درجة حرارة الهواء المحيط، وعندها فإنّ المساحة الممثلة للعمل W_0 على مخطط (T-s) تأخذ الشكل الهندسي لشبه المنحرف القائم. لقد تم اعتماد هذه المقاربة، لتبقى قابلة للتطبيق بالعمومية التامة، وهي تتجنب توصيف إجراءات الانتقال الحراري، ولكنها مع ذلك تؤمن المواصفات الترموديناميكية الحدية القصوى للتبادل الحراري وبالحد الأدنى من الكلفة التأسيسية لسطوح التبادل الحراري.

معامل الأداء لتكييف الهواء الرطب:

بشكل عام فإنّ أيّ تغير بمحتوى رطوبة الهواء سيؤثر على الضغط الجزئي لكل من بخار الماء والهواء الجاف في آن واحد، وهذا ما سيؤثر بالنتيجة على كل من أنتروبي و إكسيرجي الهواء الرطب. فإذا ميزنا إكسيرجي المحيط بقيم الصفر (الدليل 0) يمكننا التعبير عن إكسيرجي الهواء وبخار الماء بالنسبة إلى واحدة الكتلة من الهواء الجاف، عند أي حالة معطاة لدرجات حرارة وضغط البخار (محتوى الرطوبة) بالعلاقات الآتية:

$$Ex_{\text{air}} = C_{\text{Pair}}(T - T_0) - T_0\left[C_{\text{Pair}}\ln\left(\frac{T}{T_0}\right) R_{\text{air}}\ln\left(\frac{P - P_{vap.}}{P - P_{vap.0}}\right)\right] \qquad (5)$$

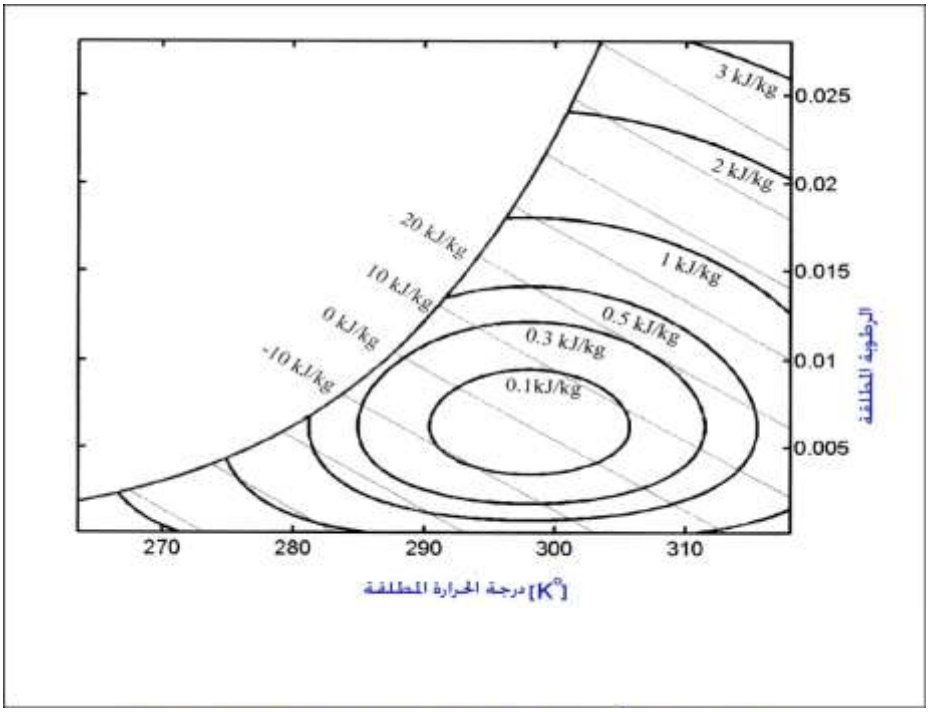
$$Ex_{\text{vap.}} = \left(\frac{0.622P_{vap.}}{P - P_{vap.}}\right) \times C_{vap.}(T - T_0)\left[C_{vap.}\ln\left(\frac{T}{T_0}\right) R_{vap.}\ln\left(\frac{P_{vap.}}{P_{vap.0}}\right)\right] (6)$$

تمثل المعادلة (5) تغير الإكسيرجي للهواء عندما ينتقل من شروط الحالة الميتة إلى شروط الحالة المدروسة. أي من الحالة: $\{(P - P_{vap.0})$ و$(T_0)\}$ إلى الحالة: $\{(P - P_{vap.})$ و$(T)\}$.

أما المعادلة (6) فتمثل تغير الإكسيرجي لبخار الماء عندما ينتقل من شروط الحالة الميتة إلى شروط الحالة المدروسة. أي من الحالة: $\{(P - P_{vap.0})$ و$(T_0)\}$ إلى الحالة: $\{(P - P_{vap.})$ و$(T)\}$. وذلك مع الإشارة إلى أنه يجب الانتباه للقيام بضرب تغير إكسيرجي بخار الماء بنسبة الرطوبة، وذلك ليصبح مقاساً بـ$[\text{kJ/kg}_{\text{dry.air}}]$.

مجموع المقدارين السابقين للهواء الجاف وبخار الماء يمثل العمل الأصغري اللازم لتكييف الهواء من شروط الحالة الميتة (حالة هواء المحيط) إلى شروط أية حالة رطبة للهواء.

العلاقات(5) و(6) والعلاقات المشابهة لها [3]، تبين أنّ نسب رطوبة المحيط تؤثر بشكل أساسي في مقدار العمل النظري المبذول لتكييف الهواء الداخلي. بينت بعض الدراسات [5] و [6] أنّ نسب الرطوبة المحيطة لا تؤثر على مواصفات وحدات معالجة الهواء التقليدية (قيد الاستخدام)، ولكنها يمكن أن تلعب دوراً مهماً عند توصيف الوحدات الجديدة. يبين الشكل (2) نطاقات العمل الأصغري التي قمنا برسمها على المخطط السايكومتري للهواء الرطب بوساطة برنامج الحساب (EES)، وذلك عند درجة حرارة محيطة جافة $20[\text{C}^\circ]$ وضغط جزئي لبخار الماء في الهواء مقداره $1[\text{kPa}]$ (ويمكننا الآن رسمها لأية شروط ضمن الحدود المعتمدة على المخطط السايكومتري للهواء الرطب).

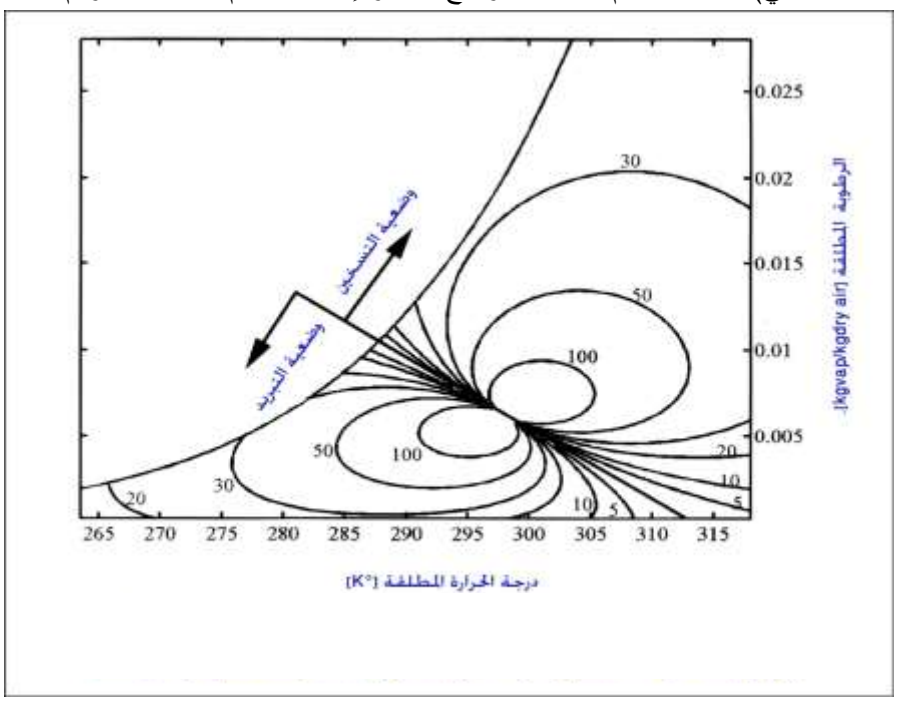


الشكل (2). مجالات العمل وخطوط الانتالبي المتساوي مع أخذ تغيرات الانتالبي الناتجة عن تغير الحرارة والرطوبة بعين الاعتبار

يلاحظ من الشكل (2) أنّ التغير الطوري للماء لا يمارس أي تأثير على إكسيرجي المنظومة ذلك لأن كمية الحرارة المضافة لتبخير الماء تسهم في زيادة الأنتروبي المعادلة لتغير الإنتالبي المقسوم على درجة الحرارة. ولكن، بجميع الأحوال، فإنّ تغير نسب الرطوبة يؤثر بشكل أساسي على كمية الحرارة الواجب إضافتها أو نزوعها لتغيير حالة الهواء من شروط المحيط إلى أية شروط أخرى ويتمثل هذا التأثير في ميل خطوط الإنتالبي، الذي ينتهي إلى اللانهاية، بغياب هذا التأثير، كما هو مبين على الشكل(2).

يعطي الـ [7]"ASHRAE." handbook of fundamentals علاقات لتقدير تغير الإنتالبي الموافق لتغير حالة الهواء الرطب [وهي العلاقات نفسها التي تم إدخالها في برنامج الحساب EES من أجل رسم المخطط المبين في الشكل (2)]. نظرياً، وكما يتبين من الشكل (2)، فإن تكييف هواء فراغ ما يمكن أن ينتج عملاً، وذلك عندما تكون الشروط البدائية لحالة الهواء واقعة على محيط عمل بطاقة أعلى من طاقة محيط العمل الممثل للحالة النهائية للهواء. يمكن أيضاً النظر إلى إجراء التكييف، على أنه الإجراء المولد لكمية من الحرارة، التي فيما لو قدمت لمحرك حراري لاستطاع أن ينتج عملاً بالقدر الكافي (أكثر أو أقل) لتدوير مضخة حرارية أو آلة تبريد قادرة على تكييف الهواء المحيط وإيصاله إلى درجة الحرارة والرطوبة النسبية المرغوبتين.

من وجهة النظر التحليلية المبينة في الشكل(2) يمكننا رسم مجال العمل الأعظمي الممثل لمعامل الأداء الأعظمي العام Max. General. COP والموافق لتكييف الهواء من شروط المحيط إلى أية شروط أخرى مرغوب بتحقيقها في المكان المراد تكييفه. بنفس المفهوم فمن أجل إجراء يتحرك على خطوط ثبات الإنتالبي نلاحظ أنّ الـCOP النظري يساوي الصفر، وهذا يعني أننّا لا نحتاج لأي عمل من أجل تكييف المكان، وذلك لأن كمية الحرارة المحسوسة المطروحة تساوي كمية الحرارة الكامنة المضافة (ضياع الحرارة الكامنة يساوي كسب الحرارة المحسوسة كما هو الحال في التكييف الأدبياتي)، وذلك كما تم حسابه بالبرنامج المشار إليه سابقاً وتم توضحيه بالرسم المبين على الشكل(3).



الشكل (3). معامل الاداء العام لمنظومات تكييف الهواء من درجة الحرارة المحيطة إلى أي نقطة وذلك باعتبار المحيط بدرجة حرارة (20° c) وضغط بخار الماء [1[kpa]

على هذا المخطط يمكننا التمييز بين طريقتين لتكييف الهواء مبنيتين على الشروط المحيطة. فإذا كان إنتالبي الحالة النهائية للهواء أعلى من إنتالبي الهواء المحيط فآلة التكييف تعمل كمضخة حرارية (حتى ولو كانت درجة الحرارة أخفض من المحيط). وبالعكس فعندما يكون إنتالبي الحالة النهائية للهواء أخفض من إنتالبي هواء المحيط فإنّ آلة التكييف تعمل كمبرد.

النتائج والمناقشة:

هناك الكثير من الدراسات النظرية والمقالات العلمية التي استحضرت القانون الثاني للترموديناميك لمقاربة الإجراءات الترموديناميكية لعمليات تكييف الهواء الرطب[8]. في هذا العمل سوف نقوم بتقييم عمل منظومة التبريد ككل ونعاملها كوحدة متكاملة مغلقة فنتجنب بذلك تفحص الإجراءات الداخلية النوعية. بعبارة أخرى سنحدد معامل الأداء الأعظميCOP من أجل حمل حراري معطى دون الغوص في تفاصيل المكونات المختلفة لمنظومة التكييف.

تقييم أداء وحدة تكييف المبنى السكني المختار:

بشكل عام، وفي طور الدراسة التصميمية اللازمة لإعداد الإضبارة التنفيذية، تكون الأولوية لتحديد الحمل الحراري (الكامن والمحسوس) للبناء أو الإجراء الصناعي المزمع تنفيذه، وذلك من أجل تحديد استطاعة وحدة معالجة الهواء القادرة على القيام بأعباء منظومة تكييف المبنى. بالتالي يجب تصميم الوحدة مع الأخذ بعين الاعتبار تطبيق الشروط الداخلية والخارجية القصوى المعتمدة قانونياً للراحة الحرارية (درجة الحرارة والرطوبة النسبية) والراحة البيئية (سرعة الهواء و الضجيج) ومتطلبات الصحة والسلامة (تجديد الهواء وكيفية ترطيبه).

لتثبيت الأفكار المناقشة أعلاه وتبيان أهميتها التطبيقية سنأخذ فيلا سكنية بمواصفات المنطقة الساحلية وهي بمساحة داخلية تساوي [m^2] 250؛ وحجم إجمالي للفراغات الداخلية يساوي [m^3] 1000.

-الشروط الداخلية والخارجية: [9] (وذلك حسب شروط الـ"ASHRAE" للراحة الحرارية والشروط التصميمية للمدن السورية المعتمدة في دراسة المشاريع الهندسية في سورية).

- درجة الحرارة الداخلية الجافة: [$^{\circ}C$]22. ونسبة رطوبة الهواء هي: [$kg_{vap}/kg_{dry.air}$] w=0.0082 (RH=50%).
- درجة الحرارة الخارجية الجافة: [C°]35؛ ونسبة رطوبة الهواء هي: [$kg_{vap}/kg_{dry\ air}$] w=0.0215 (RH=60%).

بعد إجراء الحساب وجدنا أنّ الحمل الحراري الإجمالي [kW]10.4 وهو يتوزع بنسبة 0.77 على الحمل الحراري المحسوس أي: [kW]8، والباقي هو الحمل الحراري الكامن أي: [kW]2.4. وباعتماد هواء التغذية بدرجة حرارة دنيا قدرها: [$^{\circ}C$]12، نجد أن نسبة الرطوبة لهواء التغذية عند هذه الدرجة من الحرارة هي: [$kg_{vap}/kg_{dry\ air}$]0.0072 (أي ما يعادل رطوبة نسبية قدرها RH=82%)، وبالحساب نجد أن التدفق الكتلي للهواء اللازم لتحقيق إجراء التكييف هو: [kg/s] 0.82.

الآن بفرض أنه عند درجة الحرارة الخارجية [$^{\circ}K$] T_0، كان لدينا العمل المنتج من تغيير بارامترات الهواء من شروط الغرفة إلى شروط المحيط هو [$kJ/kg_{\ dry\ air}$] W_0 وكان بإمكاننا تحديد العمل اللازم لتغيير بارامترات الهواء من شروط المحيط إلى شروط التغذية. فيكون الفرق بينهما هو العمل اللازم لتكييف الهواء من شروط الغرفة إلى شروط التغذية. في هذا الحالة سيكون العمل اللازم حوالى [kJ/kg]0.77 وتكون الطاقة الحرارية المطروحة إلى المحيط هي [kJ/kg]12.6، ومنه نستنتج بالقسمة أن معامل الأداء المثالي هو: COP=16.3.

تستشهد الدراسات البحثية المنشورة في [10]، بقيم لمعاملات أداء COPs منظومات تكييف حقيقية جربت في المعهد الأمريكي للتبريد (ARI) وتتراوح بين 2.4 و 3.5، وذلك عند درجة حرارة هواء محيط [$^{\circ}$C]35، حيث تراوحت نسب الحرارة المحسوسة بين 0.59 و 0.79. فمن الجدير الإشارة هنا إلى أنه لا يوجد فرق في الحدود المثالية لمعامل الأداء COP في حالتي عمل المنظومة مع هواء معاد أو بهواء جديد كلياً. في الواقع فإنّ هواء الغرفة المعاد يتوازن بشكل عكوس مع الهواء الجديد القادم من المحيط ومن ثم يكيف المزيج (أو الهواء الجديد كلياً) إلى شروط التغذية. بعبارة أخرى فمن وجهة النظر العملية فلا توجد أية مشكلة عندما تستخدم الوحدة هواء جديد كلياً أو هواء ممزوج بالهواء المعاد.

تأثير الشروط الخارجية على معامل الأداء:

في المبنى السكني الذي تمت مناقشته أعلاه، درسنا تأثيرات تغير درجة الحرارة ونسب الرطوبة المحيطة على الحمل الحراري. سنأخذ بالاعتبار الحالتين الآتيتين:

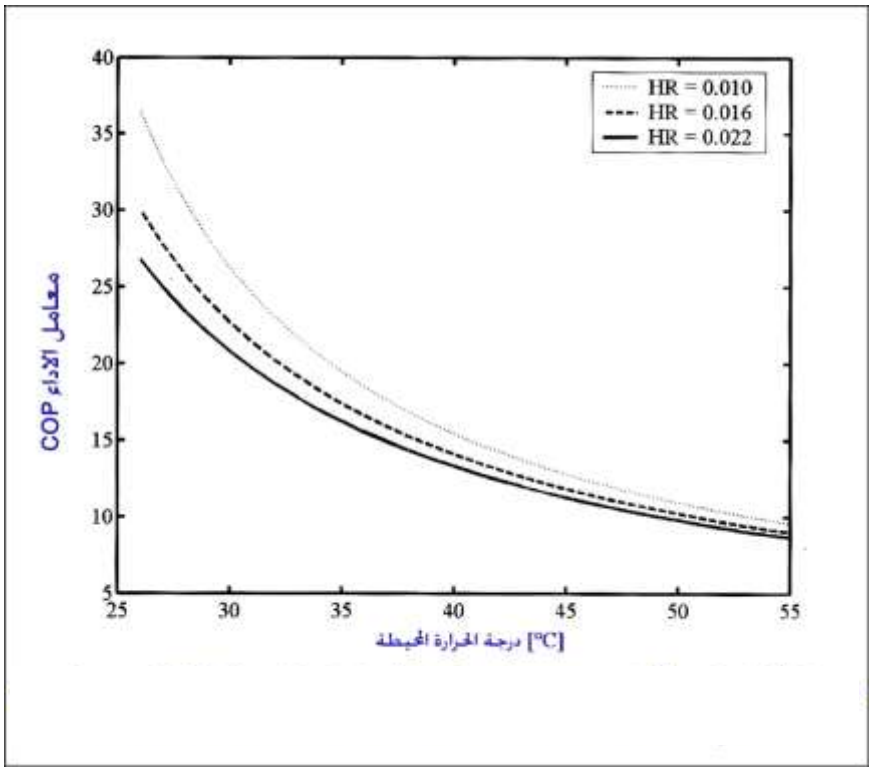
- الحالة الأولى: سيتم الحساب بفرض أن البناء مغلق ومعزول تماماً عن الشروط الخارجية المحيطة.
- الحالة الثانية: سنجرى الحساب بتغير الحمل الحراري مع تغير الشروط الخارجية المحيطة.

1- حالة ثبات الحمل الحراري:

في هذه الحالة سنعدّ أنّ الحمل المحسوس [kW]8 والكامن [kW]2.4 للبناء المُعدّ بمساحة [m^2]250 مستقلة تماماً عن الشروط الخارجية وأن توليد الحرارة والرطوبة الداخلية هو الذي يتحكم بالحمل الحراري للمبنى (أي أن الحرارة والرطوبة المنتقلة من وإلى المحيط الخارجي مهملة لصغرها). باستخدام برنامج النمذجة الرياضية Trnsys أن يمكن أن نرسم التغيرات الحدية لمعامل الأداء COP للمثال المطروح أعلاه. الشكل (4) يوضح التغيرات الحدية لمعامل الأداء COP مع تغير الشروط الخارجية وهو يبين كيف ينخفض الـ COP بارتفاع درجة الحرارة المحيطة من أجل بعض القيم الثابتة لنسب الرطوبة. إن هذا السلوك لمعامل الأداء COP يعزى إلى أن ازدياد درجة الحرارة المحيطة قد أدى لارتفاع الحمل التبريدي المتسرب للخارج ولزيادة العمل الأمثل اللازم لإتمام دورة تبريد الهواء. نلاحظ أيضاً ومن أجل درجة الحرارة المحيطة نفسها بأن الـ COP ينخفض بارتفاع نسب الرطوبة المحيطة.

2- حالة تغير الحمل الحراري:

في هذه الحالة وهي الحالة المألوفة عملياً في الأبنية السكنية والتجارية، التي تشكل جزءاً مهمّاً من استهلاك الطاقة في سورية [11]، سنعدّ أنّ الحمل الحراري يعتمد على الشروط الخارجية الممثلة بدرجات الحرارة الجافة ونسب الرطوبة.



الشكل (4). تأثيرات درجة حرارة ورطوبة المحيط في تحديد الـ cop لوحدة تكييف هواء مع درجة داخلية 22° ورطوبة مطلقة 0.0062 وهواء تغذية 17°

بشكل عام فإن جزءاً من الحمل سينتقل من المحيط إلى داخل المبنى بسبب التوصيل الحراري (قلة أو انعدام مواد العزل الحراري) وهو ما يشكل الجزء المحسوس. إن هذا الحمل المحسوس يتعلق بمعامل التوصيل λ ومعامل المقاومة α المدمجين بمعامل انتقال الحرارة الإجمالي U_i لعناصر البناء المختلفة. سنعتمد هنا، لحساب الجزء المحسوس Q_s من الحمل الحراري، على معامل انتقال الحرارة الإجمالي الوسطي U لعناصر البناء وعلى المساحة الإجمالية A لهذه العناصر، (وذلك بسبب اختلاف تعرض عناصر المبنى للإشعاع الشمسي على طول النهار). حيث نجد، باستخدام القيم المبينة أعلاه للمثال المعتبر وبعد تعويض بـ $U.A = 14.2[kW/°K]$ واعتبار درجة الحرارة بالقيمة المطلقة $T_0[°K]$، بأن الحمل الحراري المحسوس للمبنى هو:

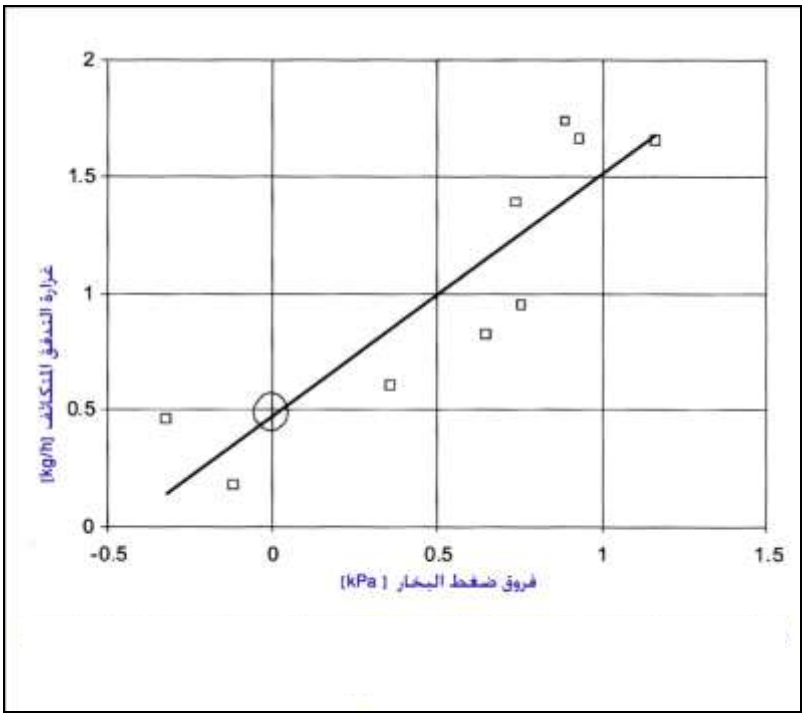
$Q_s = 5 + U.A(T_0 - 295) = 850[kJ/°Kh]$. أما الجزء الباقي من الحمل الحراري فيشكل الجزء الكامن Q_L من الحمل الحراري لهذا لمبنى.

يعتمد هذا الحمل الكامن بشكل أساسي على انتقال الكتلة لبخار الماء في الهواء الرطب بين الشروط الداخلية والخارجية ويمكن حسابه بشكل مشابه لما تم أعلاه، وذلك باعتماد المعامل الإجمالي لانتقال الكتلة M من خلال عناصر المبنى وفروق الضغط الجزئي لبخار الماء بين الشروط الداخلية والخارجية للهواء الرطب.

$$Q_l = 1 + M.A.h_{fg}(P_{v0} - P_v)[kW]$$

إن تحديد قيم M قد تم بناءً على المعلومات الإحصائية لمشاريع قيد الاستثمار خلال أشهر الصيف. الشكل(5) يبين العلاقة بين الغزارة الكتلية الوسطية للمتكاثف الذي تم جمعه من خط تصريف وحدة تكييف المبنى خلال شهر أب، وذلك من أجل فروق ضغط البخار بين الشروط الداخلية والخارجية. يمثل ميل المنحني الخطي لتوزع النتائج المعامل

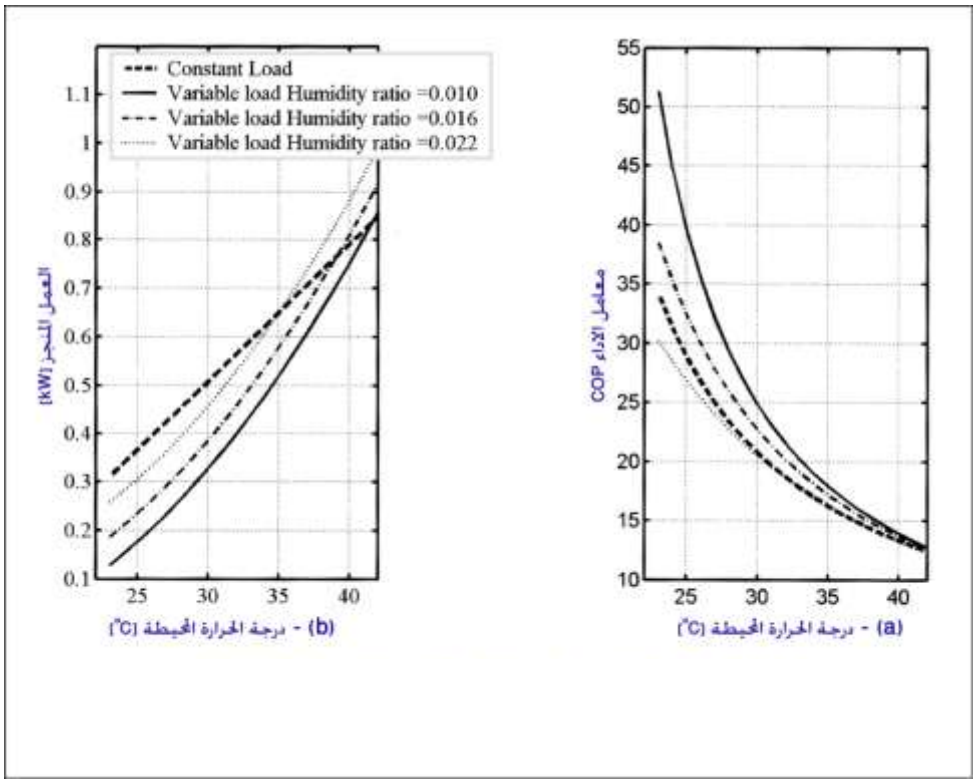
الإجمالي لانتقال الكتلة M للمبنى وهو يساوي $1[kg_w/kPa.h]$. هذا التكنيك التجريبي لتقدير معامل الانتقال الكتلي للبخار من خلال الأبنية معتمد أيضاً في غرف التبريد والتجميد [12].



الشكل (5). المعلومات المبينة لتدفق المتكاثف وضغط البخار المتوسط للحالات المدروسة

يبين الشكل (6-a) تغيرات معامل الأداء COP للمبنى في الشروط الخارجية المختلفة لعمل وحدة التكييف بينما يظهر الشكل (6-b) تغيرات العمل المستهلك أو المنجز لإتمام دورة تبريد الهواء. يبين الشكل كيف أن تغيرات العمل تكون أكثر حدة مع تبدل الشروط المحيطة (حيث أن المنحنيات الممثلة للعمل المنجز مع نسب الرطوبة المختلفة أشد ميلاً وتباعداً بالمقارنة مع المنحني الممثل للعمل المنجز بثبات الحمل الحراري).

بالنتيجة فإن الشروط المحيطة لا تؤثر فقط على زيادة معدل الإكسيرجي، كما سبق أن رأينا في الحالة الأولى الممثلة لازدياد معدل تغيير درجة الحرارة المرسوم في الشكل (1)، بل توثر أيضاً في معدل الأحمال الحرارية المزالة الذي يظهر على الشكل(6-b) بازدياد الانعطاف الذي تأخذه المنحنيات في حالة الحمل الحراري المتغير، والذي يكون معاكساً لتوضع المستقيم الممثل لحالة الحمل الحراري الثابت؛ وبالنتيجة يمكن القول إنّ الحمل المحسوس يزداد بازدياد معدلات ارتفاع درجة الحرارة المحيطة بينما يزداد الحمل الكامن بازدياد معدلات ارتفاع الرطوبة المحيطة (وذلك بثبات قيم كلٍّ من درجة الحرارة الداخلية عند $22[°C]$ ودرجة حرارة هواء التغذية عند $17[°C]$).



الشكل (6). تأثيرات درجة حرارة المحيط: (a)- على العمل المنجز
(b)- على معامل الاداء cop

الاستنتاجات والتوصيات:

تم في هذه الدراسة اختبار العلاقات المستخدمة لتحديد معامل الأداء لوحدات تكييف الهواء بطريقة تحليل الحمل الحراري وتحديد المركبات المحسوسة والكامنة لإجراءات تكييف الهواء في المباني السكنية وفقد تم تطوير:

- العلاقات اللازمة لحساب تغير الطاقة والإكسيرجي الناتج عن تغير درجات الحرارة ومحتوى الرطوبة للهواء.
- رسم حدود تغيرات العمل ومعامل الأداء COP للإجراءات العكوسة على المخطط السايكومتري (مخطط موليير) للهواء الرطب.
- اظهار العمل اللازم في الإجراء العكوس لتكييف الهواء على المخطط السايكومتري وتغيير قيم بارامترات حالته من شروط حالة إلى شروط حالة أخرى.

إن العلاقات المعروضة في هذا البحث ستكتسب أهمية متزايدة، وذلك بسبب الانتشار المتزايد لبرامج النمذجة الرياضية التي طورت إجراءات حساب العمل بالطرائق غير التقليدية. إن منظومات التبريد التجفيفي [5] ومجففات الرطوبة الكهربائية (العاملة بالتناضح العكسي الكهربائي Electro osmotic)[6] التي تعالج الحمل الحراري في عمليات تكييف الهواء بطرائق غير تلك التي تستخدمها منظومات التبريد التقليدية العاملة بحسب دورات ضغط البخار(آلات التبريد الانضغاطية) يمكن أن تدرس باستخدام العلاقات السابقة. إن معاملات الأداء لجميع هذه المنظومات يجب أن تقارن استناداً للأسس والقواسم المشتركة نفسها. إن معامل الأداء العام يعالج منظومات تكييف الهواء كصندوق أسود ويمكن استخدامه لتحديد فعالية أي منظومة كانت وذلك ضمن الحدود المثالية للإجراء الحراري المستخدم حيث إنّ معامل الأداء العام يهتم فقط بشروط الهواء عند مدخل ومخرج المنظومة وبشروط الهواء المحيط.

لقد وضحت الدراسة التطبيقية المجراة في هذا البحث بأن التعبير المحدد لمعامل الأداء COP هو وسيلة لإثبات أهمية رسم نطاقات العمل على المخطط السايكومتري وأثبتت دورها في دراسة وتحليل تأثير الشروط المحيطة على مقدار العمل الأصغري اللازم لوحدة تكييف الهواء وبينت أيضاً حدود تغيرات معامل أدائها COP. لقد بينت الحالة المثالية أيضاً بأن هناك بعض الإجراءات التي يتم بوساطتها تكييف الهواء بصرف عمل ويمكن إظهارها مثالياً وكأنها ليست بحاجة للعمل.

المراجع:

[1]- CARRIER, W.H. *Rational psychrometric formulae*. ASME. Tras. 3,1911, 1005.

[2]- STOECKER, W.F.; JONES, J.W. *Refrigeration and air conditioning*. 2nd ed, McGraw-Hill, New York,1982,565.

[3]- MORAN, M.J. Availability analysis: *A guide to efficient energy use*. ASME press, New York, 1984,260.

[4]- KLEIN, S.A. *Design consideration for refrigeration cycles*. Int. J. Refrig. 1(1995) 181-185

[5]- STIESCH, G.; KLEIN, S.A.; MITCHELL, G.W. *Performance of rotary heat and masse exchangers Design consideration for refrigeration cycles*. Int.J. Heating ventilating air conditioning refrigerating. Res 1 ,1995, 308-323.

[6]- MINA, E.; NEWELL, T. *Electronic dehumidification*. Proceedings of the 21st international congress of refrigeration B-16 advanced process and equipment I.ICR0330.

[7]- ASHRAE. *handbook of fundamentals 1997*. American Society of Heating Ventilating Refrigerating and Air- conditioning Engineers. Inc, Atlanta, 1997.

[8]- WEPFER, W.J.; GAGGIOLI, R.A.; OBERT, E.F. *Proper evaluation of available energy of HVAC*. ASHRAE, Trans 85(part 1) , 1979, 214-229.

[9]- C.G.E.C, *Les conditions climatique des études des projets du chauffage et climatisation pour les villes de la Syrie*. Département de mécanique, Damas 2007.

[10]- THOMAS, W. *Shell energy scenarios to 2050 An era of revolutionary change*. Head Energy Team Global Business Environment Shell International BV, Syria, June 2008.

[11]- AMRAN, K.; HOURHAN, G.C. POTTE, G. *Latent performance of unitary equipment*. ASHRAE, J 2003, 28-31.

[12]- STEIN,A.; INAN,C.; BULLARD,C.; NEWELL,T. *closed door moisture transport In refrigerators/freezers*. Int. J. energy Res, 26 , 2002, 793-805.