

دراسة برمجية لأداء نظام المبادل الحراري من أجل تحسين نزع

الرطوبة في أنظمة تكييف الهواء

الدكتور مارديروس آرا صايغ، الدكتور محمد حماد، زكوان فرعة*

قسم هندسة الطاقة، كلية الهندسة الميكانيكية، جامعة حلب، سورية

*طالب دراسات عليا (نكتوراه)

الملخص

تمتلك أنظمة تكييف الهواء التقليدية المعتمدة على وشائع التمديد المباشر (DX) كأنظمة تكييف الهواء المجهزة (Packaged Units) قدرة محدودة على نزع الرطوبة ولذلك فإن الرطوبة النسبية داخل الحيز المكيف يمكن أن تزيد عن الحدود المطلوبة في الكثير من تطبيقات تكييف الهواء من أجل الراحة الحرارية. تم في هذا البحث تقييم أداء أحد أنظمة تحسين نزع الرطوبة وهو نظام المبادل الحراري والذي يتكون من مبادل حراري ووشية تبريد وقد تمت مقارنة نظام المبادل الحراري مع نظام تكييف الهواء التقليدي ونظام التبريد الزائد وإعادة التسخين وذلك بالاعتماد على دراسة برمجية باستخدام برنامجي TRNSYS و MATLAB. لقد بينت نتائج الدراسة أن نظام المبادل الحراري قادر على تحقيق نسبة حرارة محسوسة ودرجة حرارة نقطة ندى أخفض بشكل كبير من نظام تكييف الهواء التقليدي. وقد تمت دراسة حالة لبناء مكتب في مدينة اللاذقية لمدة خمس سنوات خلال أشهر الصيف الأربعة (من حزيران حتى أيلول) فتبين أن البناء يعاني من مشكلة زيادة الرطوبة النسبية الداخلية في حالة استخدام نظام تكييف الهواء التقليدي ويمكن نظام المبادل الحراري من تخفيض الرطوبة النسبية الداخلية لتبقى ضمن الحدود المطلوبة وذلك دون زيادة كبيرة في استهلاك الطاقة الكهربائية بالمقارنة مع

نظام تكييف الهواء التقليدي حيث لا تتجاوز تلك الزيادة %15.5 أما عند استخدام طريقة التبريد الزائد وإعادة التسخين فتكون الزيادة بحدود %67 بالإضافة إلى الطاقة الحرارية المصروفة على إعادة التسخين.

1. المقدمة

إن عدم إزالة الرطوبة بشكل مناسب هي مشكلة شائعة في الكثير من المرافق كالمكاتب، الفنادق، المكتبات، المدارس... الخ [1]. بالإضافة إلى ضرورة ضبط الرطوبة الداخلية في التكييف من أجل الراحة الحرارية يوجد الكثير من التطبيقات الصناعية التي تحتاج إلى رطوبة نسبية منخفضة.

إن أبسط طرق تحسين نزع الرطوبة في أنظمة تكييف الهواء هي التبريد الزائد وإعادة التسخين باستخدام طاقة تقليدية ولكن تلك الطريقة تؤدي إلى: زيادة حجم التجهيزات، زيادة استهلاك الطاقة نتيجة التبريد الزائد، وزيادة استهلاك الطاقة نتيجة إعادة التسخين [2].

تقوم وشائع التبريد في أنظمة تكييف الهواء التقليدية بمهمة معالجة الحمل الكامن للحيز المطلوب تكييفه، حيث يتم تبريد الهواء إلى درجة حرارة أخفض من نقطة الندى وبذلك تتم عملية نزع رطوبة الهواء عن طريق التكاثف.

عند دراسة أنظمة تكييف الهواء وقدرتها على المحافظة على مستويات الرطوبة عند الحدود المرغوبة في الأماكن المكيفة، فإن المعامل الذي يجب أخذه بالاعتبار بالدرجة الأولى هو نسبة الحرارة المحسوسة والذي يعبر عن النسبة بين القدرة المحسوسة إلى القدرة الكلية لوشية التبريد. إن نسبة الحرارة المحسوسة لوشية التبريد ليست دائماً مناسبة لنسبة الحرارة المحسوسة للحمل، وبالتالي فإن وشية التبريد ليست قادرة دائماً على معالجة الحمل الكامن، وإن ذلك سيؤدي إلى زيادة الرطوبة داخل الحيز المكيف [3].

لقد بين (Amrane et al. 2003) بعد تحليل العنات من تقارير المصنعين لأنظمة تكييف الهواء المجهزة (Unitary Equipments) أن القيمة الوسطية لنسبة الحرارة المحسوسة لوشية التبريد تكون بحدود 0.7 وأوضح أنه على الرغم من تحسن فعالية تلك الأنظمة خلال الثلاثين سنة الماضية إلا أن نسبة الحرارة المحسوسة لتلك الأنظمة لم تتغير [1].

يتم عادةً تصميم أنظمة تكييف الهواء بحيث تتمكن من تحقيق الراحة الحرارية داخل الحيز المكيف عند حمل التبريد الأعظمي (حمل الذروة)، ولكن تلك الأنظمة قد لا تكون قادرة على نزع الرطوبة بشكل كافٍ في الفترات ذات الأحمال المنخفضة (الأحمال الجزئية) [4]، وحيث أن أغلب عمل أنظمة تكييف الهواء عند الأحمال الجزئية فقد تتراوح نسبة الحمل الكامن إلى الحمل الكلي في كثير من الأحيان في المجال بين 40...60% وفي بعض الأحيان يمكن أن يكون الحمل كامن فقط ولا يوجد حمل محسوس [5]، بالإضافة إلى ذلك تقوم أنظمة تكييف الهواء التقليدية عادةً بنزع الرطوبة كنتيجة لمعالجة الحمل المحسوس ولذلك فإنه لا يتم ضبط مستوى الرطوبة بشكل مباشر، وبالنتيجة ترتفع قيمة الرطوبة النسبية الداخلية لتزيد عن الحدود المسموح بها [6].

لقد أوصى (ANSI/ASHRAE Standard 62-2001) بأن يتم ضبط الرطوبة النسبية داخل الحيز المكيف ضمن المجال بين 30...60% بهدف التقليل من الكائنات الحية المسببة للأمراض [7]، حيث أن نمو البكتيريا يزداد عندما تكون الرطوبة النسبية أقل من 30% وكذلك عندما تزيد عن 60% [5]، ولقد أكدت وكالة حماية البيئة الأمريكية (EPA) أن الحل الأساسي للحد من نمو الفطور والعفونة هو التحكم بالرطوبة، ومن أجل ذلك يجب أن تبقى الرطوبة النسبية الداخلية دائماً أقل من 60% حيث أن الرطوبة الزائدة داخل الحيز المكيف قد تؤدي إلى خسائر مادية

كبيرة لأن الرطوبة الزائدة تسبب تلف البناء والأثاث [8].

عند استخدام نظام المبادل الحراري يقوم المبادل الحراري بتبريد الهواء أولاً قبل وشيعة التبريد مما يساعد وشيعة التبريد على تخفيض درجة حرارة الهواء إلى درجة حرارة أخفض وبالتالي نزع رطوبة بشكل أكبر وكذلك يقوم المبادل الحراري بتسخين الهواء إلى درجة حرارة تغذية مقبولة وبذلك يمكن الاستغناء عن الطاقة المصروفة على التبريد الزائد وإعادة التسخين.

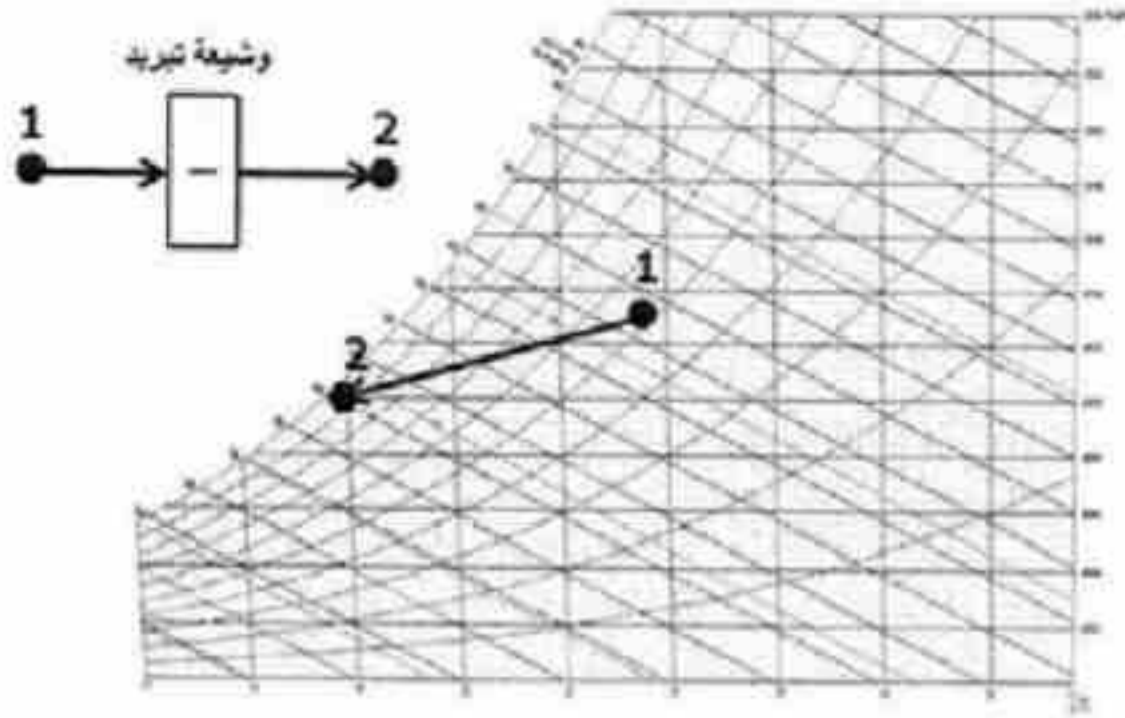
2. أهمية البحث وأهدافه

تتلخص أهمية هذا البحث وأهدافه بتقييم أداء نظام المبادل الحراري ومقارنته مع نظام تكييف الهواء التقليدي من حيث قدرتهما على تخفيض قيمة كل من نسبة الحرارة المحسوسة (Sensible Heat Ratio) ودرجة حرارة نقطة الندى للنظام، وبالتالي قدرتهما على المحافظة على الرطوبة النسبية داخل الحيز المكيف ضمن الحدود المطلوبة، وأخيراً مقارنة كل من نظام المبادل الحراري ونظام تكييف الهواء التقليدي ونظام التبريد الزائد وإعادة التسخين على أساس استهلاك الطاقة.

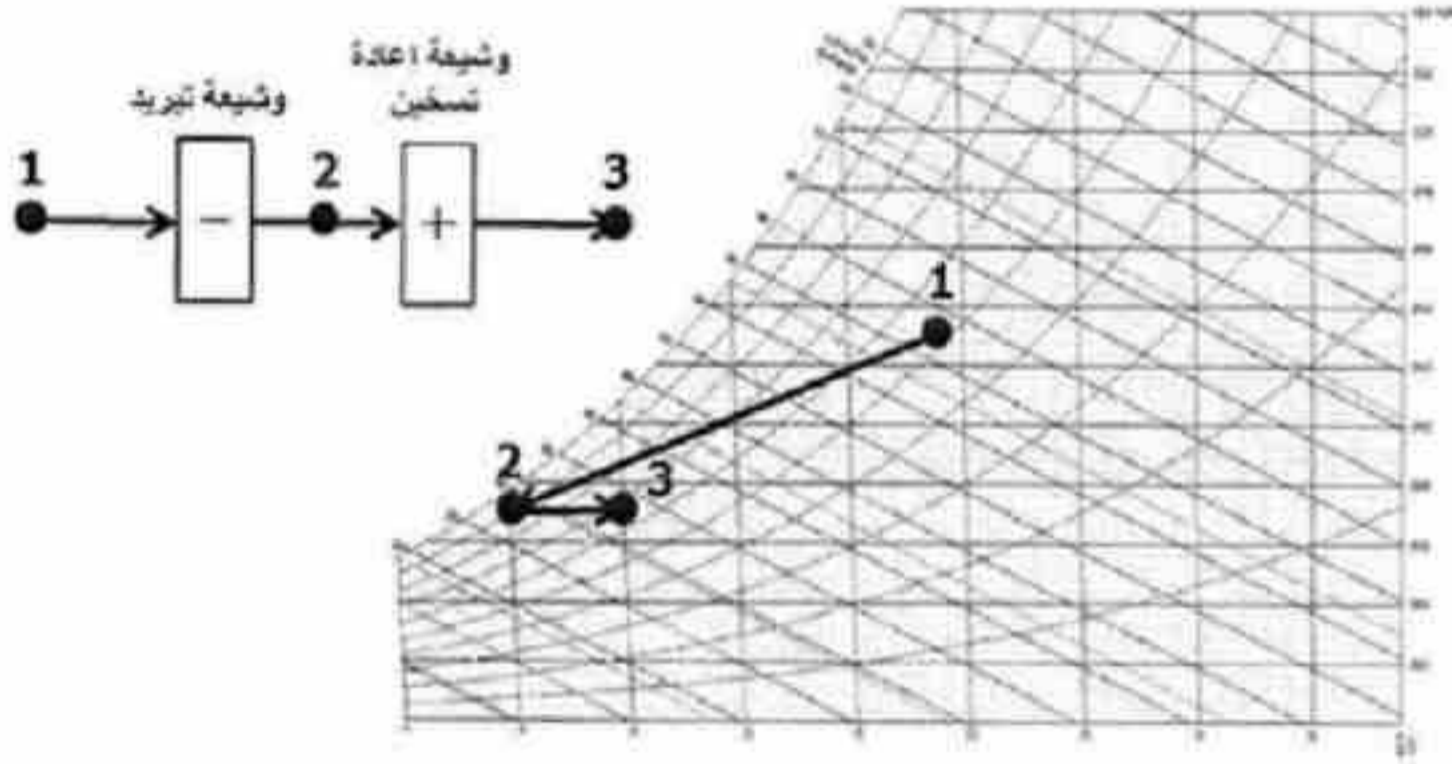
3. أنظمة تكييف الهواء

يبين الشكل (1) نظام تكييف الهواء التقليدي والذي يتكون من وشيعة تمدد مباشر (DX)، حيث يمرر الهواء الممزوج أو الراجع بحالة 1 خلال وشيعة التبريد فتقوم بتبريده ونزع رطوبته ويخرج من وشيعة التبريد بحالة 2.

يوضح الشكل 2 نظام التبريد الزائد وإعادة التسخين، حيث يمرر الهواء الراجع أو الممزوج بحالة 1 خلال وشيعة التبريد والتي تقوم بتبريده بشكل زائد من أجل نزع الرطوبة بشكل أكبر ويخرج من وشيعة التبريد بحالة 2 ثم يمرر الهواء خلال وشيعة التسخين من أجل إعادة تسخينه إلى درجة حرارة تغذية مقبولة ويخرج من وشيعة التسخين بحالة 3.



الشكل (1) نظام تكييف الهواء التقليدي

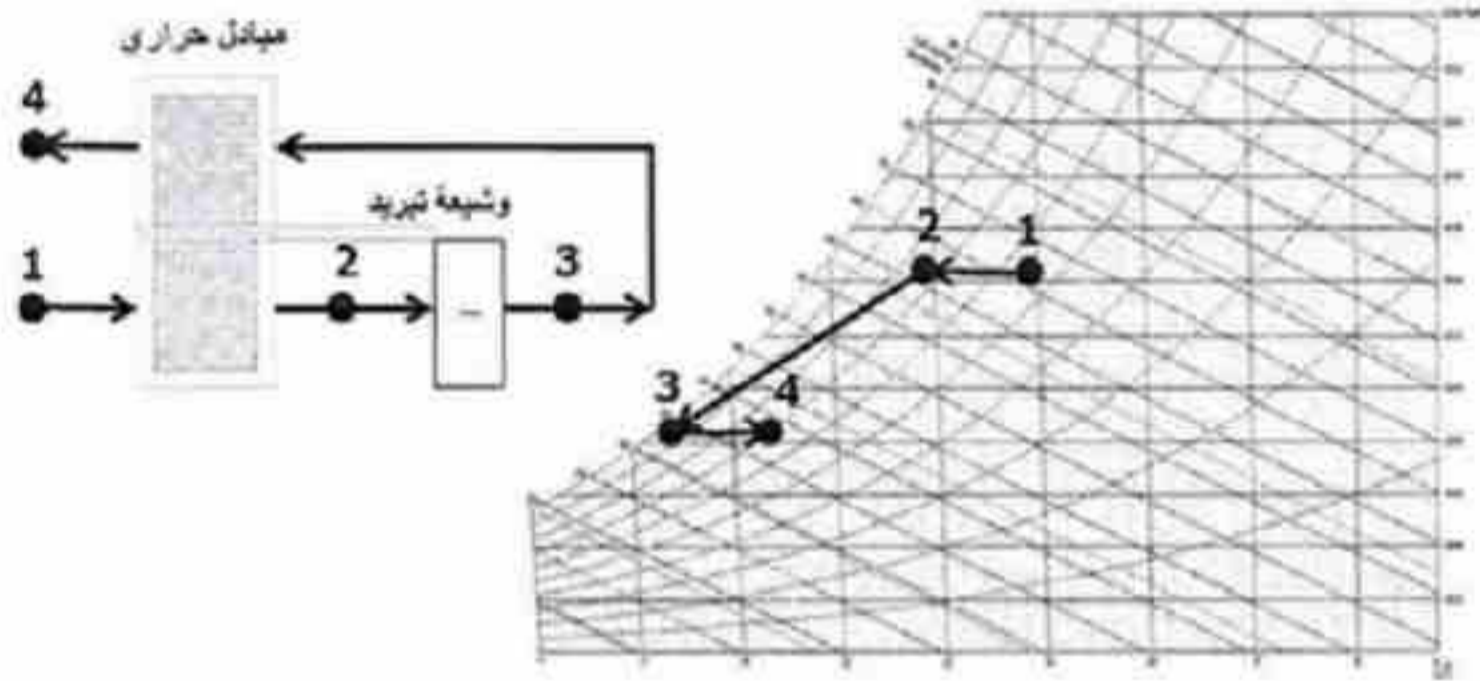


الشكل (2) نظام التبريد الزائد وإعادة التسخين

يبين الشكل (3) نظام المبادل الحراري، يمرر هواء العملية بحالة 1 خلال الطرف الأول للمبادل الحراري فيبرد بشكل أولي ويخرج من المبادل الحراري بحالة 2 ، وبعد ذلك يمرر الهواء خلال وشبعة التبريد والتي تقوم بتبريده ونزاع رطوبته ويخرج من وشبعة التبريد بحالة 3 وأخيراً يمرر الهواء خلال الطرف الثاني للمبادل الحراري والذي يقوم بإعادة تسخينه إلى درجة حرارة تغذية مقبولة ويخرج من الطرف الثاني للمبادل الحراري بحالة 4. وبالتالي فإن هذه الطريقة

تساعد وشيعة التبريد على تخفيض درجة حرارة الهواء إلى درجة حرارة أخفض، مما يؤدي ذلك إلى نزع الرطوبة بشكل أفضل. يوجد أربعة أنواع من مبادلات الحرارة المحسوسة الاسترجاعية والتي يمكن استخدامها في هذا النظام [9]:

- 1- وشائع التبريد الأولي وإعادة التسخين التي تستعمل الماء أو الغليكول.
- 2- المبادل الحراري ذو الأنابيب الحرارية.
- 3- مبادل الحرارة المحسوسة الدوار.
- 4- مبادل صفائحي هواء - هواء.



الشكل (3) نظام المبادل الحراري

4. النماذج الرياضية

1.4. النموذج الرياضي لدارة التبريد

تمت نمذجة دارة التبريد بالاعتماد على النموذج الرياضي في (ASHRAE HVAC Toolkit) لـ (Brandemuehl et al. 1993) [10] حيث تم حساب الاستطاعة التبريدية Q_{cool} ومعامل الأداء COP_{cool} بالاعتماد على معاملات تصحيح لمعامل الأداء والاستطاعة التبريدية عند شروط المعايرة.

يمكن حساب الاستطاعة التبريدية Q_{cap} بالاعتماد على العلاقة التالية [10]:

$$(1) Q_{cap} = Q_{cap,rated} \cdot f_{cap,t}(T_{e,wb,t}, T_{c,t}) \cdot f_{cap,m}(m/m_{rated})$$

حيث Q_{cap} : الاستطاعة التبريدية عند شروط العمل الحالية $[kW]$ ، $Q_{cap,rated}$:
 الاستطاعة التبريدية عند شروط المعايرة $[kW]$ ، $f_{cap,t}$: معامل تصحيح
 الاستطاعة التبريدية بالاعتماد على درجة الحرارة، $f_{cap,m}$: معامل تصحيح
 الاستطاعة التبريدية بالاعتماد على تدفق الهواء، $T_{e,wb,t}$: درجة الحرارة الرطبة
 للهواء الداخل إلى وشيعة التبريد $[^{\circ}C]$ ، $T_{c,t}$: درجة حرارة هواء التكييف $[^{\circ}C]$ ،
 m : تدفق هواء العملية $[m^3/h]$ ، m_{rated} : تدفق هواء العملية عند شروط المعايرة
 $[m^3/h]$.

يعطى معامل الأداء COP_{cap} بالعلاقة التالية [11]:

$$\frac{1}{COP_{cap}} = \frac{1}{COP_{rated}} \cdot f_{COP,t}(T_{e,wb,t}, T_{c,t}) \cdot f_{COP,m}(m/m_{rated}) \quad (2)$$

حيث COP_{cap} : معامل الأداء عند شروط العمل الحالية، COP_{rated} : معامل الأداء
 عند شروط المعايرة، $f_{COP,t}$: معامل تصحيح معامل الأداء بالاعتماد على درجة
 الحرارة، $f_{COP,m}$: معامل تصحيح معامل الأداء بالاعتماد على تدفق الهواء.
 أما معاملات التصحيح [11]:

$$\left(\begin{array}{l} f_{cap,t}(T_{e,wb,t}, T_{c,t}) = a_1 + b_1 \cdot T_{e,wb,t} + c_1 \cdot T_{e,wb,t}^2 + d_1 \cdot T_{c,t} + e_1 \cdot T_{c,t}^2 + f_1 \cdot T_{e,wb,t} \cdot T_{c,t} \\ f_{COP,t}(T_{e,wb,t}, T_{c,t}) = a_2 + b_2 \cdot T_{e,wb,t} + c_2 \cdot T_{e,wb,t}^2 + d_2 \cdot T_{c,t} + e_2 \cdot T_{c,t}^2 + f_2 \cdot T_{e,wb,t} \cdot T_{c,t} \\ f_{cap,m}(m/m_{rated}) = a_3 + (m/m_{rated}) \cdot (b_3 + (m/m_{rated}) \cdot (c_3 + d_3 \cdot (m/m_{rated}))) \\ f_{COP,m}(m/m_{rated}) = a_4 + (m/m_{rated}) \cdot (b_4 + (m/m_{rated}) \cdot (c_4 + d_4 \cdot (m/m_{rated}))) \end{array} \right) \quad (3)$$

يتم حساب شروط خروج الهواء من وشيعة التبريد ونسبة الحرارة المحسوسة
 لوشيعة التبريد بالاعتماد على معامل التمرير BF ويعطى بالعلاقة [12]:

$$BF = (h_{e,o} - h_{adp}) / (h_{e,i} - h_{adp}) = (w_{e,o} - w_{adp}) / (w_{e,i} - w_{adp}) \quad (4)$$

حيث $h_{e,o}, h_{e,i}$ انتالبي الهواء قبل وبعد وشيعة التبريد، بالنتالي $[kJ/kg]$ ، h_{adp} :
 انتالبي الهواء المشبع الموافق لنقطة ندى الجهاز $[kJ/kg]$ ، $w_{e,o}, w_{e,i}$ نسبة
 رطوبة الهواء المطلقة قبل وبعد وشيعة التبريد، بالنتالي $[kg/kg_{dry,air}]$ ، w_{adp} :
 نسبة رطوبة الهواء المشبع الموافق لنقطة ندى الجهاز $[kg/kg_{dry,air}]$.
 وكذلك يعطى BF بالعلاقة:

$$BF = e^{-NTU} \quad (5)$$

حيث NTU : عدد وحدات انتقال الحرارة (Number of Transfer Units)
 ويمكن الحصول على قيمتها عند شروط العمل الحالية بالاعتماد على عدد وحدات
 انتقال الحرارة عند شروط المعايرة NTU_{rated} كما هو مبين في العلاقة التالية:

$$NTU = NTU_{rated} / (m / m_{rated}) \quad (6)$$

وبالاعتماد على BF يمكن حساب h_{adp} :

$$h_{adp} = h_{e,i} - (h_{e,i} - h_{e,o}) / (1 - BF) \quad (7)$$

ويمكن حساب شروط خروج الهواء من وشيعة التبريد كالنتالي [12]:

$$w_{e,o} = BF \cdot w_{e,i} + (1 - BF) \cdot w_{adp} \quad (8)$$

$$t_{e,o} = BF \cdot w_{e,i} + (1 - BF) \cdot w_{adp} \quad (9)$$

2.4. المبادل الحراري

فعالية المبادل الحراري:

$$\eta_{HX} = (t_{1,in} - t_{1,out}) / (t_{1,in} - t_{2,in}) \quad (10)$$

حيث $t_{2,in}, t_{1,in}$ درجة حرارة دخول تيارَي الهواء الأول قبل وشيعة التبريد
 والثاني بعد وشيعة التبريد إلى المبادل الحراري، بالنتالي $[^{\circ}C]$ ، $t_{1,out}$: درجة
 حرارة خروج تيار الهواء الأول قبل وشيعة التبريد من المبادل الحراري $[^{\circ}C]$.

5. تقييم أداء الأنظمة

1.5. فرضيات الدراسة

1- فعالية المبادل الحراري $\eta_{XH} = 0.45$ وهي قيمة مناسبة وفقاً لـ

(Chant et al .1994) [13].

2- تم اعتماد شروط المعايير لدارة التبريد حسب شروط المعهد الأمريكي للتبريد

(ARI) وهي درجة حرارة هواء النكائف $[^{\circ}C]$ 35، درجة الحرارة الجافة للهواء

الداخل إلى المبخر $[^{\circ}C]$ 27، الرطوبة النسبية للهواء الداخل إلى المبخر 50%.

تدفق الهواء التصميمي $[m^3/h]$ 595 لكل طن تبريد، تدفق هواء المعايير

$[m^3/h]$ 765 لكل طن تبريد، $COP_{rated} = 3.5$ ، $SHR_{rated} = 0.75$

$NTU_{rated} = 1.35$ ، $BF_{rated} = 0.261$ [11].

جدول (1) معاملات تصحيح الاستطاعة التبريدية ومعامل الأداء لدارة التبريد والحمل

الجزئي [11].

| | | | | | |
|-------|--------------------------|-------|--------------------------|-------|------------|
| a_1 | 0.8679054 | a_2 | 0.1169362 | a_3 | 0.2012301 |
| b_1 | 0.01424592 | b_2 | 0.02849328 | b_3 | -0.0312175 |
| c_1 | $5.543641 \cdot 10^{-4}$ | c_2 | $-4.11156 \cdot 10^{-4}$ | c_3 | 1.9504979 |
| d_1 | -0.00755748 | d_2 | 0.02141082 | d_3 | -1.1205105 |
| e_1 | $3.3048 \cdot 10^{-5}$ | e_2 | $1.61028 \cdot 10^{-4}$ | | |
| f_1 | $-1.91808 \cdot 10^{-4}$ | f_2 | $-6.79104 \cdot 10^{-4}$ | | |
| a_3 | 0.4727859 | a_4 | 1.0079484 | | |
| b_3 | 1.2433414 | b_4 | 0.3454413 | | |
| c_3 | -1.0387055 | c_4 | -0.6922891 | | |
| d_3 | 0.3225781 | d_4 | 0.3388994 | | |

2.5. معاملات الأداء واستهلاك الطاقة

تمت مقارنة نظام تكييف الهواء التقليدي ونظام المبادل الحراري بناءً على معاملات الأداء الأكثر أهمية وهي معامل الأداء COP ، الأثر التبريدي CE ، ونسبة الحرارة المحسوسة SHR .

يعطى الأثر التبريدي بالعلاقة:

$$CE = h_{out} - h_{in} \quad (11)$$

حيث h_{in} : إنثالبي الهواء عند دخوله إلى النظام $[kJ/kg]$ ، h_{out} : إنثالبي الهواء عند خروجه من النظام $[kJ/kg]$.
معامل الأداء:

$$COP = (m.CE)/W \quad (12)$$

حيث W : الطاقة المستهلكة من قبل الضاغط ومروحة المكثف $[kW]$ ، m : تدفق هواء العملية $[kg/s]$.

يتم حساب SHR للنظام ككل حسب حالة دخول وخروج الهواء من النظام.

$$SHR = (h(t_{in}, w_{out}) - h_{out}) / (h_{in} - h_{out}) \quad (13)$$

حيث: w_{out} : نسبة رطوبة الهواء الخارج من النظام $[kg/kg_{dry,air}]$ ، t_{in} : درجة حرارة الهواء الداخل إلى النظام $[^{\circ}C]$.
نسبة الحمل الجزئي:

$$PLR = Q_C / Q_{cap} \quad (14)$$

حيث Q_C : حمل التبريد الوسطي الساعي $[kW]$ ، Q_{cap} : استطاعة نظام تكييف الهواء $[kW]$.

استهلاك الطاقة الكهربائية الساعي للضاغط ومروحة المكثف:

$$W_C = PLF . Q_{cap} / COP_{cap} \quad (15)$$

حيث: PLF معامل الحمل الجزئي ويعطى بالعلاقة التالية:

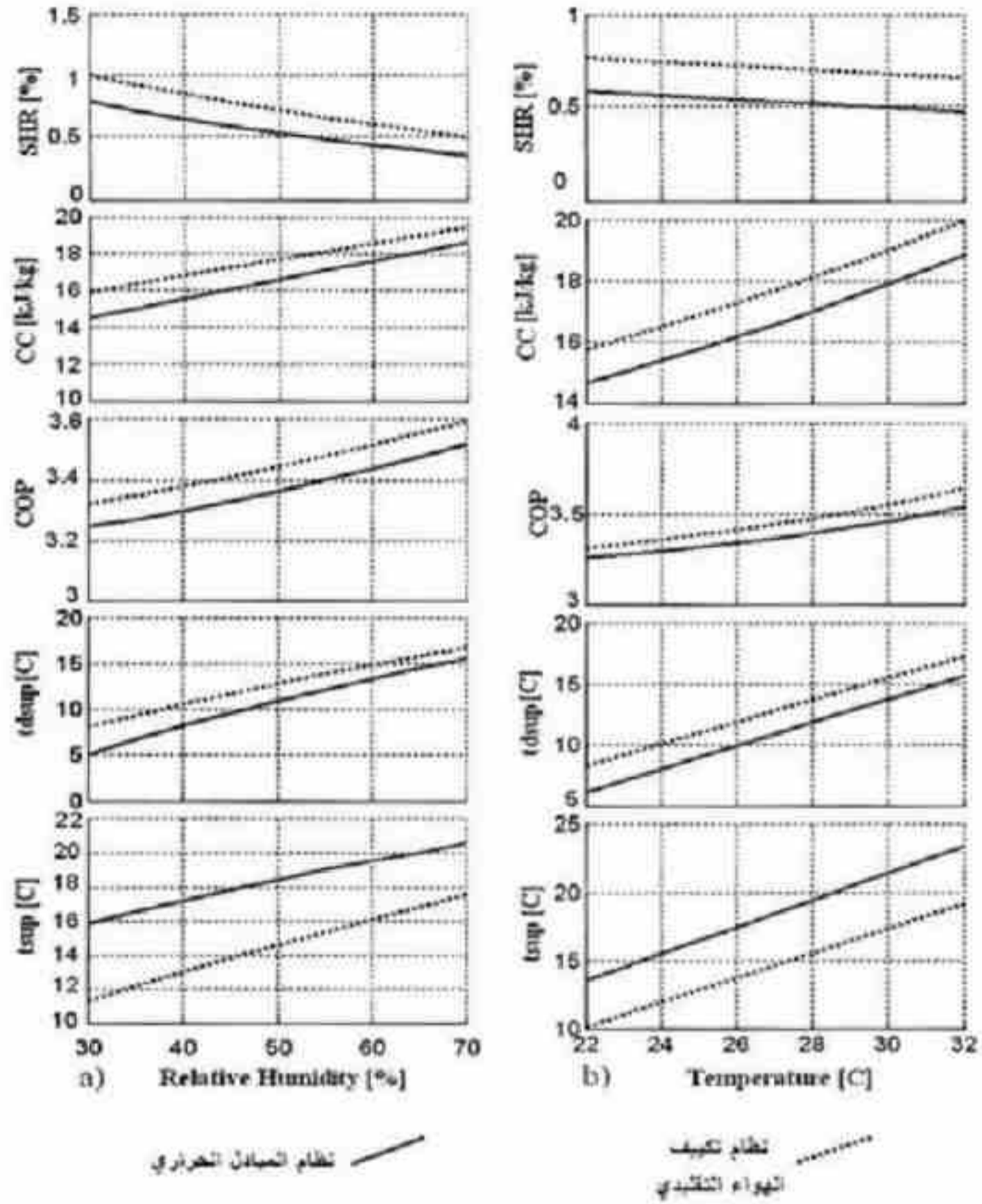
$$PLF = a_5 + PLR.(b_5 + PLR.(c_5 + d_5PLR)) \quad (16)$$

6. مقارنة الأنظمة

1.6. شروط الهواء

تم إعداد برنامج حاسوبي باستخدام برنامج MATLAB لحساب أداء ورسم مخططات الأداء لنظامي التكييف التقليدي ونظام المبادل الحراري، وتمت مقارنة النظامين السابقين بناءً على معاملات الأداء الأكثر أهمية وهي معامل الأداء COP ، الأثر التبريدي CE ، ونسبة الحرارة المحسوسة SHR . تمت مقارنة نظام تكييف الهواء التقليدي ونظام المبادل الحراري مع تغير شروط الهواء الداخل إلى تلك الأنظمة حيث تم في الحالة الأولى تثبيت درجة الحرارة عند $27 [^{\circ}C]$ وتغيير الرطوبة النسبية بين 30...70% أما في الحالة الثانية فقد تم تثبيت الرطوبة النسبية عند 50% وتغيير درجة حرارة دخول الهواء إلى تلك الأنظمة في المجال بين $22...32 [^{\circ}C]$. يبين الشكل (4) مخطط أداء نظام المبادل الحراري ونظام تكييف الهواء التقليدي. بشكل عام يحقق نظام المبادل الحراري SHR ودرجة حرارة نقطة ندى أخفض للهواء التغذية من نظام تكييف الهواء التقليدي عند مختلف شروط العمل فبالنسبة لمجال الرطوبة النسبية يكون الفارق في SHR بحدود 0.22 عند رطوبة نسبية 30% وينخفض الفارق ليصبح بحدود 0.15 عند رطوبة نسبية 70% والفارق في درجة حرارة نقطة الندى يكون بحدود $3 [^{\circ}C]$ عند رطوبة نسبية 30% وينخفض الفارق ليصبح $1.3 [^{\circ}C]$ عند رطوبة نسبية 70% أما بالنسبة لمجال درجات الحرارة يبقى الفارق في قيمة SHR ثابت تقريباً عند مختلف درجات الحرارة حيث يكون بحدود 0.18 وبالنسبة لدرجة حرارة نقطة الندى يكون الفارق بحدود $2 [^{\circ}C]$.

يكون معامل الأداء والأثر التبريدي في نظام المبادل الحراري أخفض من نظام تكييف الهواء التقليدي وذلك بسبب عمل وشيعة التبريد في نظام المبادل الحراري عند درجات حرارة أخفض من نظام تكييف الهواء التقليدي.

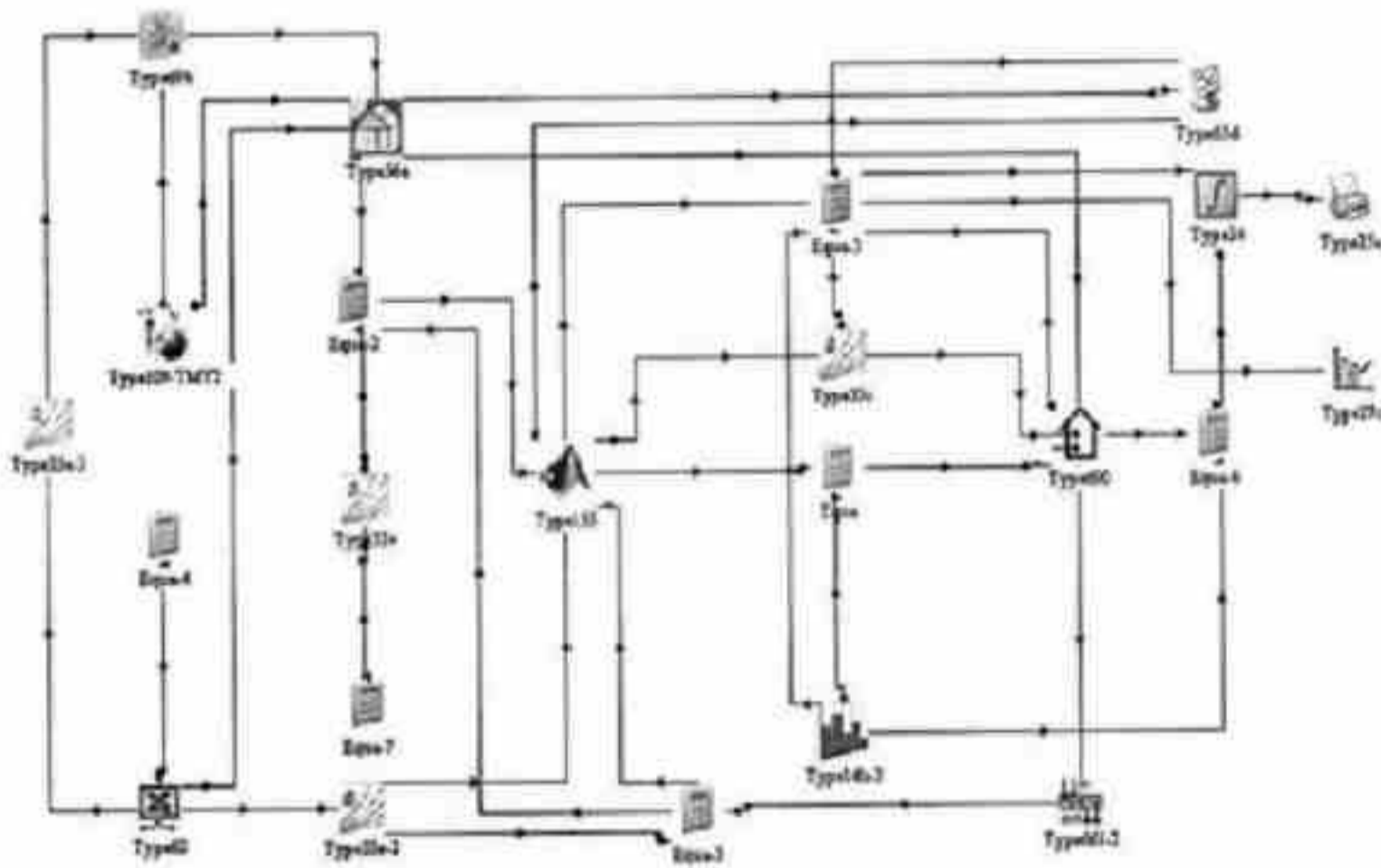


الشكل (4) مخطط أداء نظام المبادل الحراري ونظام تكييف الهواء التقليدي

2.6. دراسة حالة

تمت دراسة أداء نظام المبادل الحراري ونظام تكييف الهواء التقليدي ونظام

التبريد الزائد وإعادة التسخين من أجل بناء مكتب في مدينة اللاذقية والتي تعبر عن الشروط المناخية الحارة والرطوبة السائدة في مدن الساحل السوري. وقد تم إعداد برنامج حاسوبي باستخدام برنامج TRNSYS يقوم بحساب أحمال البناء المحسوسة والكامنة وحساب أداء أنظمة تكييف الهواء وكذلك حساب درجة الحرارة والرطوبة النسبية داخل الحيز المكيف وأخيراً حساب استهلاك الطاقة لتلك الأنظمة. تم الحصول على بيانات مناخية ساعية لمدينة اللاذقية من المديرية العامة للأرصاد الجوية لمدة خمس سنوات (2004 ... 2000) م وتمت معالجة تلك البيانات في برنامج MS Excel وتم ربط برنامج الأكسل مع برنامج TRNSYS. كما تم الاعتماد على برنامج TRNBbuild من توصيف البناء بشكل كامل. أما النماذج الرياضية لأنظمة تكييف الهواء فقد تمت برمجتها في برنامج MATLAB وتم ربط ذلك البرنامج مع برنامج TRNSYS لتكون واجهة العمل في TRNSYS كما هو موضح في الشكل (5).



الشكل (5) البرنامج الحاسوبي في برنامج TRNSYS

الجدول (3) توزيع الرطوبة النسبية داخل الحيز المكيف في حالة استخدام نظام تكييف الهواء التقليدي

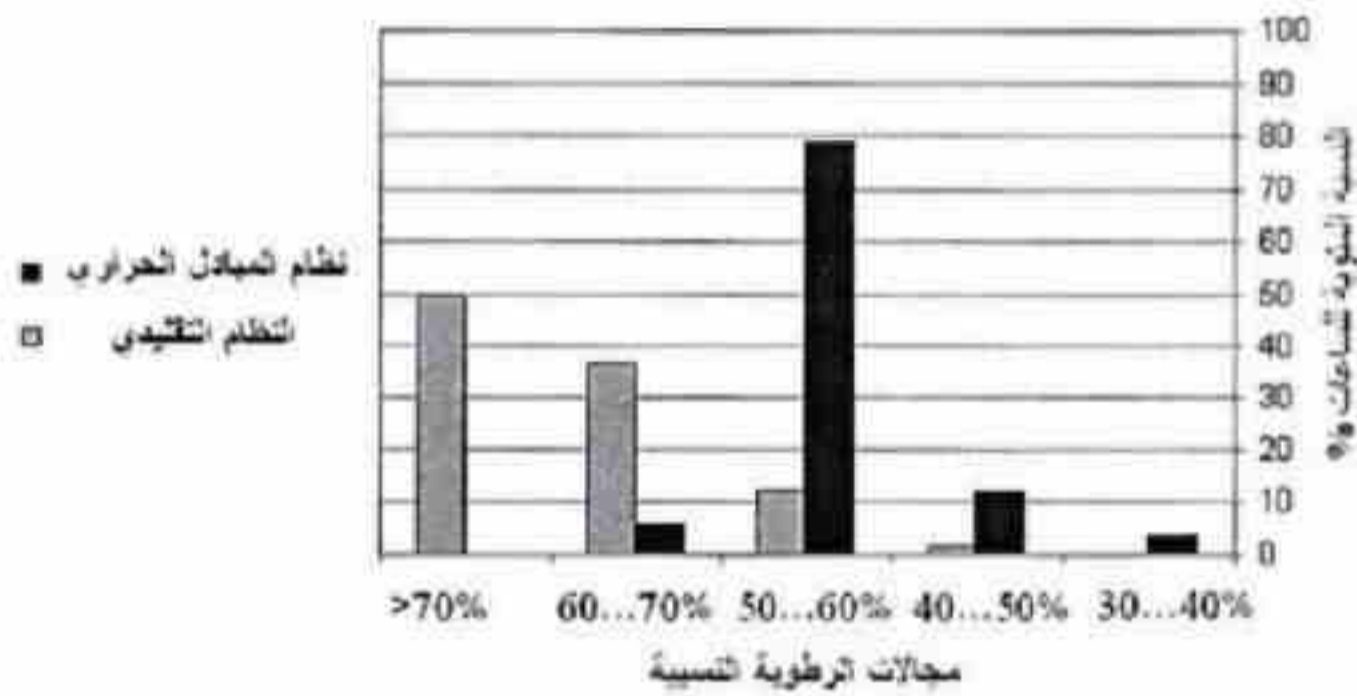
| عدد ساعات التكييف خلال أشهر الصيف الأربعة الواقعة ضمن مجالات الرطوبة النسبية | | | | | | السنة |
|--|---------|---------|---------|---------|--------|---------|
| مجالات الرطوبة النسبية داخل الحيز المكيف % | | | | | | |
| 70 - 100 | 60 - 70 | 50 - 60 | 40 - 50 | 30 - 40 | 0 - 30 | |
| 567 | 460 | 169 | 24 | 0 | 0 | 2000 |
| 619 | 470 | 120 | 11 | 0 | 0 | 2001 |
| 587 | 472 | 148 | 13 | 0 | 0 | 2002 |
| 697 | 330 | 177 | 16 | 0 | 0 | 2003 |
| 588 | 494 | 128 | 10 | 0 | 0 | 2004 |
| 612 | 445 | 148 | 15 | 0 | 0 | المتوسط |

الجدول (4) توزيع الرطوبة النسبية داخل الحيز المكيف في حالة استخدام نظام المبادل الحراري

| عدد ساعات التكييف خلال أشهر الصيف الأربعة الواقعة ضمن مجالات الرطوبة النسبية | | | | | | السنة |
|--|---------|---------|---------|---------|--------|---------|
| الرطوبة النسبية داخل الحيز المكيف % | | | | | | |
| 70 - 100 | 60 - 70 | 50 - 60 | 40 - 50 | 30 - 40 | 0 - 30 | |
| 3 | 66 | 918 | 180 | 53 | 0 | 2000 |
| 1 | 66 | 991 | 115 | 47 | 0 | 2001 |
| 2 | 68 | 966 | 134 | 50 | 0 | 2002 |
| 1 | 79 | 918 | 181 | 41 | 0 | 2003 |
| 2 | 60 | 1002 | 117 | 39 | 0 | 2004 |
| 2 | 68 | 959 | 145 | 46 | 0 | المتوسط |

تم حساب النسبة المئوية لعدد ساعات تكييف الهواء خلال أشهر الصيف الأربعة

الواقعة ضمن مجالات الرطوبة النسبية بالنسبة إلى عدد ساعات تكييف الهواء الكلية خلال أشهر الصيف الأربعة (من حزيران حتى أيلول) وتم أخذ المتوسط الحسابي للسنوات الخمس التي تمت دراستها كما هو موضح في الشكل (6). يلاحظ من الشكل أنه في حالة نظام تكييف الهواء التقليدي 50% من عدد الساعات تكون فيها الرطوبة النسبية الداخلية أعلى من 70% وبالتالي فإن البناء يعاني من مشكلة ازدياد الرطوبة الداخلية وذلك بسبب الحمل الكامن المرتفع نسبياً والنتيجة بشكل أساسي عن مناخ مدينة اللاذقية الرطب، وبالمقارنة مع نظام المبادل الحراري يلاحظ أن 79% من عدد الساعات تقريباً تتوضع ضمن المجال 60... 50 أما نسبة الساعات التي تزيد فيها الرطوبة النسبية عن 60% فلا تزيد عن 6%.



الشكل (6) متوسط النسبة المئوية لعدد الساعات الواقعة ضمن مجالات الرطوبة النسبية داخل الحيز المكيف إلى عدد ساعات الصيف الكلية

تم حساب استهلاك الطاقة الكهربائية لكل من نظام تكييف الهواء التقليدي ونظام المبادل الحراري ونظام التبريد الزائد وإعادة التسخين خلال أشهر الصيف الأربعة

(من حزيران حتى أيلول) للأعوام (2004 ... 2000) م وتم إيجاد المتوسط الحسابي لها كما هو موضح في الشكل (7) يلاحظ أن استهلاك الطاقة في نظام المبادل الحراري لا يزيد عن 15.5% بالمقارنة مع نظام تكييف الهواء التقليدي، أما في نظام التبريد الزائد وإعادة التسخين فيزيد استهلاك الطاقة الكهربائية بمقدار 67% بالمقارنة مع نظام تكييف الهواء التقليدي والتي تنتج عن التبريد الزائد بالإضافة إلى الطاقة الحرارية التي يتم صرفها على إعادة التسخين وقد بين البرنامج أن متوسط استهلاك الطاقة الحرارية المصروفة على إعادة التسخين $17960 [kW \cdot h]$.



الشكل (7) متوسط استهلاك الطاقة الكهربائية لكل من نظام تكييف الهواء التقليدي ونظام المبادل الحراري ونظام التبريد الزائد وإعادة التسخين

7. الاستنتاجات

بالاعتماد على ما سبق تم التوصل إلى الاستنتاجات التالية:

- 1- بشكل عام يحقق نظام المبادل الحراري نسبة حرارة محسوسة ودرجة حرارة نقطة ندى لهواء التغذية أخفض بشكل كبير من نظام تكييف الهواء التقليدي عند مختلف شروط الهواء الداخل إلى تلك الأنظمة.
- 2- بينت دراسة الحالة لبناء مكتب في مدينة اللاذقية باستخدام برنامج TRNSYS

أن البناء يعاني من مشكلة زيادة الرطوبة النسبية الداخلية في حالة استخدام نظام تكييف الهواء التقليدي حيث أن 50% من عدد ساعات التكييف تكون فيها الرطوبة النسبية الداخلية أعلى من 70% وبالمقارنة مع نظام المبادل الحراري يلاحظ أن 79% من عدد الساعات تقريباً تتوضع ضمن المجال 50...60% أما نسبة الساعات التي تزيد فيها الرطوبة النسبية عن 60% فلا تزيد عن 6%.

3- بمقارنة استهلاك الطاقة الكهربائية لكل من نظام تكييف الهواء التقليدي ونظام المبادل الحراري ونظام التبريد الزائد وإعادة التسخين تبين أن استهلاك الطاقة في نظام المبادل الحراري لا يزيد عن 15.5% بالمقارنة مع نظام تكييف الهواء التقليدي، أما في نظام التبريد الزائد وإعادة التسخين فيزيد استهلاك الطاقة الكهربائية بمقدار 67% بالمقارنة مع نظام تكييف الهواء التقليدي والتي تنتج عن التبريد الزائد بالإضافة إلى الطاقة الحرارية التي يتم صرفها على إعادة التسخين.

The References

- [1] Amrane K., Hourahan G.C., Potts G., 2003 - **Latent performance of unitary equipment.** *ASHRAE Journal*, 1(45), 28–31.
- [2] Gately D.P., 1992 - **Designing for comfortable cooling season humidity in hotels.** *ASHRAE Transaction*, 2(98), 1293–1302.
- [3] Brandemuehl M. J., 2000 - **Humidity control options.** Interim report for ASHRAE 1121-RP.
- [4] Hawaii Guidelines for Energy Efficient Buildings. 2004. **Dehumidification guidelines.** www.archenergy.com/library/general/chapter7_dehumid_030604.pdf
- [5] Bas E., 2004 - **Indoor air quality: A guide for facility managers.** Second edition. Fairmont press. ISBN: 0-88173-465-9.
- [6] Henderson H.I., Walburger A.C., Sand J.R., 2002 - **The impact of desiccant dehumidification on classroom humidity level.** *ASHRAE Transaction*, 108, 546-555.

- [7] ANSI/ASHRAE Standard 62-2001 - **Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality**. ASHRAE, Atlanta, GA.
- [8] www.epa.gov/iaq/molds.
- [9] **GATLEY D.P.** 2000. "Dehumidification Enhancements for 100-Percent-Outside-Air AHUs. Part 2". *HPAC Engineering* • October 2000: 51-59.
- [10] Kosar D., 2006 - **Dehumidification system enhancements**. *ASHRAE journal*, 48, 48-58.
- [11] Brandemuehl. M.J., Gabel S., I. Andresen S., 2000 - **HVAC2 Toolkit: Algorithms and subroutines for secondary HVAC system energy calculations**. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers., Inc.
- [12] Smith V. A., Braun J., 2003 - **Demand-Controlled Ventilation Assessment**. Technical report October 2003. P-500-03-096-A8.
- [13] Chant E.E, Jeter S.M. 1994. A steady-state simulation of an advanced desiccant-enhanced cooling and dehumidification system. *ASHRAE Transaction*, 1994, V.100, Pt. 2, #3816, American Society of Heating, Refrigeration and AirConditioning Engineers, Atlanta, GA.

**Programming Study of Performance of Heat Exchanger System for
Improving Dehumidification in Air Conditioning Systems**
Dr.Marderos Ara SAYEGH, Dr.Mohammad HAMMAD, Zakwan FARAA*

Department of Power Engineering - Faculty Of Mechanical Engineering-University of Aleppo - Syria.
*PhD Student

Abstract

Conventional air conditioning systems which depend on DX coils such as Packaged Units, have limited ability for dehumidification, so the relative humidity inside the conditioned space may exceed the acceptable ranges in air conditioning systems for comfort. In this research, programming study was prepared by using TRNSYS and MATLAB programs for evaluating the performance of a method of improving dehumidification in air conditioning systems which is the heat exchanger system and comparing it with conventional air conditioning system and excessive cooling and reheating system. The heat exchanger system can achieve much lower SHR and dew point temperature than the conventional air conditioning system. Case study of an office building in Lattakia city for five years within four summer months (from june to september) was done. It was found that in case of the conventional air conditioning system, there is excessive indoor relative humidity problem, and the heat exchanger system can keep the indoor relative humidity inside the acceptable range without large increase in energy consumption compared to the conventional air conditioning system and this increase does not exceed 15.5%, but the energy consumption in cooling and reheating system is 67% higher than that of the conventional air conditioning system.