مجلة جامعة تشرين للبحوث والدراسات العلمية _ سلسلة العلوم الهندسية المجلد (33) العدد (1) 2011
Tishreen University Journal for Research and Scientific Studies - Engineering Sciences Series Vol. (33) No. (1) 2011

الطريقة المثلى لحساب أنظمة التكييف المركزي واختيارها

الدكتور عدنان عمران*

(تاريخ الإيداع 8 / 11 / 2010. قُبِل للنشر في 16/ 1 / 2011)

□ ملخّص □

في الآونة الأخيرة تزداد الحاجة لتأمين الشروط الحرارية المريحة لعمل الناس وإقامتهم ، ولهذا تم استخدام أنظمة مختلفة لتكييف الهواء في المكاتب والفنادق والمراكز التجارية وأماكن العمل وغيرها. في حالات كثيرة يكون استخدام أنظمة التكييف المركزي مع وحدات متممة (الفانكويل) أحد الطرق الأكثر فعالية وملاءمة وذلك حسب نوع الأبنية المراد تكييفها واستخداماتها ، لكن اختيار الوحدات المتممة بالطرق البسيطة المألوفة يعطي عادة وفي كثير من الحالات نتائج بعيدة عن المطلوب واقعياً. يقدم البحث طريقة لحساب أنظمة التكييف مع وحدات الملف والمروحة (فانكويل)، ويصف عمليات معالجة الهواء على مخطط h-d ، واختيار الوحدات اللازمة لتحقيق الشروط الحرارية المريحة بأكبر فعالية وأقل كلفة في عمليات إنشاء واستثمار تلك الأنظمة .

الكلمات المفتاحية: الهواء الرطب، الحرارة الكلية، الانتالبي، الرطوبة، استطاعة التبريد، الوحدات المتممة (فانكويل).

* أستاذ مساعد – كلية الهندسة التقنية – جامعة تشرين – اللاذقية –سورية.

مجلة جامعة تشرين للبحوث والدراسات العلمية _ سلسلة العلوم الهندسية المجلد (33) العدد (1) 2011
Tishreen University Journal for Research and Scientific Studies - Engineering Sciences Series Vol. (33) No. (1) 2011

The Optimum Calculation for Central Air-Conditioning

Dr. Adnan Omran*

(Received 8 / 11 / 2010. Accepted 16 / 1 / 2011)

□ ABSTRACT □

At present, there is a strong demand for comfortable heat conditions for people's work and residence. For this reason, different air-conditioning systems are used in offices, hotels, trade centers, work places and others. In many cases, the usage of the central conditioning systems with complementary systems is one of the most effective and suitable ways depending on the type and usage of the buildings that will be conditioned, but the selection of the complementary units by simple familiar ways usually gives inaccurate results. The research presents a way to calculate the conditioning systems with complementary units, and it describes the air processing operations on the h-d diagram, and the selection of the necessary units for comfortable heat conditions in the construction and investment of these systems with less cost and more efficiency.

Key words: Humid air, total heat, humidity, conditioning production, complementary units

*Associate Professor, Faculty Of Technical Engineering, Tishreen University, Syria.

مقدمة:

تستخدم أنظمة تكييف الهواء المركزية بشكل كبير في المكاتب والفنادق والصالات والمراكز التجارية، وتعمل هذه الأنظمة على تحقيق شروط الارتياح من خلال حجم محسوب من الهواء الطازج الخارجي وباستخدام وحدات فانكويل كمبردات متممة لاحقة . إن استخدام تلك الأنظمة المركزية دون الوحدات المتممة كما هو مألوف عادة قد يحقق الفعالية الكافية والاقتصادية في الإنشاء والاستثمار[1] ، لكنه وفي حالات أخرى يكون استخدام هذه الأنظمة مع وحدات التبريد المتممة (الفانكويل) أكثر فعالية وأكثر ملاءمة حسب ظروف استخدام الأبنية ، لذلك فان دراسة تلك الأنظمة المذكورة وإيجاد طريقة لحسابها بشكل مثالي وتصميمها مع اختيار التجهيزات اللازمة يتمتع بأهمية خاصة في وقت يتم فيه السعي إلى تحقيق الوفرة في الطاقة من خلال اختيار الأنظمة الأكثر فعالية وملاءمة في كل حالة من الحالات.

أهمية البحث وأهدافه:

يهدف البحث إلى إيجاد طريقة مثلى لحساب أنظمة التكييف مع وحدات من نوع الملف والمروحة ووصف عمليات معالجة الهواء على مخططات h-d واختيار تلك الوحدات وفقا لأنظمة عملها المختلفة، وبما أن سير العمليات على مخطط h-d للأنظمة ذات الوحدات المتممة (مع الفانكويل) يختلف عنه في أنظمة التكييف المركزية ، فانه من الأهمية بمكان البحث عن طريقة لحسابها واختيار تجهيزاتها ودراسة فعاليتها .

طرائق البحث ومواده:

نعتمد في البحث طريقة التحليل العلمي للعمليات الترموديناميكية والحرارية الحاصلة في عملية تكييف الهواء باستخدام الوحدات المتممة للتكييف المركزي ونبين خصائص تلك العمليات ومميزاتها، كما نبحث عن طريقة لحسابها من خلال استخدام علاقات التوازن الحراري والرطوبة والانتالبي في المباني المزمع تكييفها ، ثم نطبق طريقة الحساب المتسلسلة بشكل عملي على مبنى مختار بمواصفات ومعطيات مطابقة للواقع كي يتم لاحقا اختيار التجهيزات اللازمة وتصميم نظام التكييف بشكل صحيح .

يختلف سير العمليات على مخطط h-d للأنظمة ذات الوحدات المتممة عنه في الأنظمة التي تستخدم التكييف المركزي ، وذلك لأن العمليات الحاصلة في الوحدات المتممة قد تترافق مع زيادة في تجفيف الهواء ، كما وتتوقف استطاعة التبريد لتلك الوحدات على درجة حرارة الهواء الداخل إليها والتي تعتبر مجهولة ، ولهذا السبب للأنظمة ذات الوحدات المتممة لا يمكن أن نحدد أية نقطة على مخطط h-d وفقا لبارامترات الهواء الداخل ، لكن يمكن الإشارة فقط إلى درجة الحرارة المطلوبة ومجال قيم الرطوبة النسبية المسموح في الداخل ،انطلاقاً من الشروط التصميمية الداخلية، وهذا ما يجعل تمثيل العملية على المخطط غير محدد لعدم توافر المعطيات الكافية .

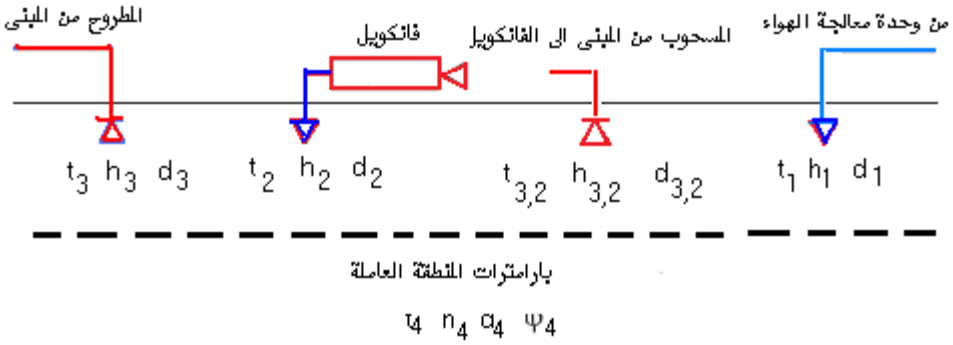
طريقة الحساب المقترحة وخصائصها

لندرس أكثر أنظمة تكييف الهواء انتشارا المستخدمة في المباني الإدارية والتجارية كالمبين على الشكل (1)، إذ نعتمد الرموز المدونة أدناه وعلى الشكل والذي لا يعتبر الحالة الوحيدة :

نكتب معادلة موازنة الحرارة والرطوبة لهذا النظام [2]:

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 + \sum Q^{+} = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_2 h_{3,2} \qquad (1)$$

$$\dot{m}_1 d_1 + \dot{m}_2 d_2 + 1000W = \dot{m}_3 d_3 + \dot{m}_2 d_{3,2} \qquad (2)$$



الشكل (1) عمل نظام التكييف مع وحدة الملف والمروحة

يدل الرمز 1 إلى بارامترات الهواء المعطى من نظام التكييف المركزي ؛ والرمز 2 إلى بارامترات الهواء المرسل من وحدات الفانكويل ؛ والرمز 3 لبارامترات الهواء المطروح من المبنى عبر فتحات التهوية ؛ والرمز 3,2 لبارامترات الهواء الداخل إلى وحدات الفانكويل والمسحوب من المبنى ؛ والرمز 4 لبارامترات الهواء الداخلي في منطقة العمل .

وتتحدد كمية الهواء الجاف من العلاقة التالية :

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}}{1+d} \qquad (3)$$

حيث $\dot{m}$ – تدفق الهواء الكتلي $[Kg/h]$ ؛ h – انتالبي الهواء $[Kj/Kg.air]$؛ d – نسبة الرطوبة في الهواء $[g/Kg.air]$ ؛ $\sum Q^{+}$ – مجموع الكسب الحراري الكلي في المبنى $[Kj/h]$؛ W – الرطوبة الاجمالية المطروحة في المبنى $[Kg/h]$.

لتحديد انتالبي الهواء يلزم معرفة درجة حرارته ، لذلك نضيف الى العلاقات (1) و (2) المساواة التالية :

$$\dot{m}_1 t_1 + \dot{m}_2 t_2 + \sum Q^{++} = \dot{m}_3 t_3 + \dot{m}_2 t_{3,2} \qquad (4)$$

حيث $\sum Q^{++}$ – مجموع كمية الحرارة المحسوسة الكلية في المبنى $[Kj/h]$.

نستطيع الآن حساب كمية الهواء المعطاة من وحدات الفانكويل من العلاقتين (1) و(2) ، وذلك عند الشرط $\dot{m}_1 = \dot{m}_3$ كما يلي:

$$\dot{m}_2 = \frac{\sum Q^{+} - \dot{m}_1 (h_3 - h_1)}{h_{3,2} - h_2} \qquad (5)$$

$$\dot{m}_2 = \frac{1000W - \dot{m}_1 (d_3 - d_1)}{d_{3,2} - d_2} \qquad (6)$$

يلاحظ من العلاقات السابقة عدم وجود بارامتر يحدد متطلبات منطقة العمل مثل درجة حرارتها t_4 والرطوبة النسبية فيها φ_4 ، لذلك يتم الربط بين مؤشرات الهواء في منطقة العمل وبارامترات الهواء المدفوع في المبنى والمطروح منه باستخدام معاملات تبديل الهواء α_t و α_d [3] :

$$\alpha_d = \frac{d_3 - d_a}{d_4 - d_a} \quad \text{و} \quad \alpha_t = \frac{t_3 - t_a}{t_4 - t_a} \qquad (7)$$

حيث t_a, d_a – درجة الحرارة ونسبة الرطوبة للهواء الخارجي .

يتطلب الامر في دراسة أنظمة التكييف المذكورة مع وحدات فانكويل إدخال قيمتين مختلفتين ل α_t, α_d لكل من النظام المركزي ووحدات الفانكويل ، وهي تتوقف على طريقة تنظيم التهوية ونموذج ناشرات الهواء وتوضع فتحات السحب وغيرها من العوامل الاخرى . في كل الاحوال فانه باستخدام معاملات التهوية أو من خلال الخبرة يتوجب على المصمم أن يأخذ قيم درجات الحرارة t_3 و $t_{3,2}$ مع الاخذ بالاعتبار درجة حرارة الهواء في منطقة العمل وتوضع فتحات السحب ووحدات الفانكويل .

يمكن بمعرفة البارامترات الاولية للهواء الخارجي وإعطاء درجة الحرارة التي يبرد اليها الهواء على سطوح ملفات التبريد في أجهزة التكييف المركزي وبوساطة برنامج حسابي تحديد درجة الحرارة والانتالبي ونسبة الرطوبة للهواء المرسل (المدفوع في المبنى) وذلك مع الاخذ بالاعتبارالكسب الحراري الذي يتعرض له الهواء من محرك مروحة الهواء ومجاري الهواء بمقدار $(0,5-1)C^\circ$ تبعا لطول المجاري والضغط الزائد في المراوح . بينما يصعب تحديد بارامترات الهواء على مخرج وحدات الملف والمروحة لأن الاستطاعة التبريدية تتوقف كما ذكرنا سابقا على درجة الحرارة الرطبة والجافة للهواء على مدخل تلك التجهيزات . لكنه يكون لعملية تبريد الهواء في وحدات الملف والمروحة حد أدنى مرتبط بدرجة حرارة سطح الملف والتي تتوقف بدورها على درجة حرارة الماء الداخل والخارج من الملف. فمن أجل الحسابات الاولية يمكن اعتبار أن :

$$t_2 = t_{WK} + (1 \div 1,5C^\circ) \quad \text{و} \quad \varphi_2 = 90 - 95\%$$

حيث t_{WK} – درجة حرارة الماء الحسابية عند مغادرتها الملف.

φ_2 – الرطوبة النسبية للهواء لحظة مغادرة الهواء سطح الملف .

يمكن باعطاء قيم φ_2, t_2, t_{WK} حساب نسبة الرطوبة d_2 والانتالبي h_2 للهواء على مخرج وحدات الملف والمروحة إذ يكون معلوما في نهاية تلك المرحلة القيم التالية:

- الكمية $\dot{m}_1$ و درجة الحرارة t_1 والانتالبي h_1 ونسبة الرطوبة d_1 للهواء الجديد المرسل من وحدة التكييف المركزي.
- كمية الهواء المطروحة من المبنى $\dot{m}_3$ ودرجة حرارته t_3 .
- درجة الحرارة t_2 والانتالبي h_2 ونسبة الرطوبة d_2 للهواء الجديد المرسل من وحدات الملف والمروحة.
- درجة حرارة الهواء الجافة على مدخل وحدات فانكويل $t_{3,2}$.
- الحرارة الكلية المطروحة في المبنى $\sum Q^+$ وكذلك الرطوبة المطروحة W.
- درجة الحرارة المعيارية (المطلوبة) في منطقة العمل t_4 .

من أجل الحساب يلزم استخدام العلاقات الرئيسية التالية [2&4] :

$$h = 1,006t + (2501 + 1,805t)\frac{d}{1000} \quad [Kj/Kg.da] \qquad (8)$$

$$d = 622\frac{p_p}{p_a - p_p} \quad [g/Kg.da] \qquad (9)$$

$$p_p = \frac{p_a.d}{622+d} \quad [KPa] \qquad (10)$$

$$\varphi = \frac{p_p}{p_{svp}}.100\% \qquad (11)$$

$$\rho_{Wa} = \frac{p_a.(1+d)}{0,2871t(1+1,6078d)} \quad [Kg/m^3] \qquad (12)$$

النتائج والمناقشة:

بعد عرض الملاحظات المتعلقة بعملية التكييف مع استخدام الوحدات الإضافية ومعرفة البارامترات اللازمة لعملية الحساب نجد أنه من الأفضل تبيان الخطوات الحسابية اللاحقة من خلال التطبيق العملي ، فإذا أردنا مثلا تصميم نظام تكييف مركزي مع وحدات الملف والمروحة لبناء تجاري (صالة) فان المعطيات الأولية هي :

- مساحة الصالة على المخطط $215m^2$ الارتفاع حتى السقف المستعار $3,2m$ ، الحجم الداخلي $690m^3$.
- الكسب الحراري من الأشخاص والتجهيزات في المبنى $Q^+ = 17Kw$.
- كمية الرطوبة المزالة $W = 4Kg/h$.
- عدد اشخاص رواد الصالة 36 شخص وعدد البائعين 4 أشخاص في الوقت نفسه.
- الشروط التصميمية الخارجية $t_1 = 33C^\circ$ وأنتالبي الهواء $h_1 = 60KJ/Kg.da$ والضغط $p_a = 99KPa$ والرطوبة النسبية $\varphi_1 = 33\%$.
- الشروط الداخلية في منطقة العمل واالخدمة $t_4 = 24C^\circ$ و $\varphi_4 < 60\%$.
- وسيط التبريد الماء بدرجة حرارة $7-12C^\circ$.

نعتمد بشكل أولي الاعتبارات التالية:

- من أجل تقليل حمولة التبريد على وحدات الملف والمروحة ومن أجل التوزيع المتجانس لدرجة الحرارة فان الهواء الخارجي يبرد في التكييف المركزي مع الأخذ بالاعتبار الكسب الحراري من المراوح والمجاري بمقدار درجة واحدة ثم يعطى في المبنى بدرجة حرارة $22C^\circ$.
- نأخذ وحدات فانكويل دون غطاء خارجي ونركزها فوق السقف المستعار ونزودها بفتحات سقفية لخروج الهواء ونصلها ببعضها بمجاري هواء مرنة مع عازل حراري وصوتي .
- يتم أخذ الهواء المطروح للخارج والمعاد بسحبه من المبنى والحجم فوق السقف المستعار عن طريق فتحات سحب سقفية أيضا.
- تتساوى درجة حرارة الهواء المطروح والمعاد مع درجة حرارة الهواء ضمن المبنى في منطقة العمل أي أن قيمة المعامل $\alpha_t \approx 1$.

يتحقق التبادل الهوائي وتوضع وحدات فانكويل كما مبين على الشكل (1) .

نحدد الاحتياجات الدنيا من هواء التهوية:

$$\dot{V}_1 = 36.40 + 4.60 = 1700....[m^3/h]$$

ومن حساب مبردات الهواء لنظام التكييف المركزي نحصل على القيم التالية:

$t_{cool} = 21C^\circ$ و $\varphi_{cool} = 63\%$ ووفقا لذلك يكون ضغط البخار المشبع عند الدرجة $t_{cool} = 21C^\circ$ مساويا ل $p_{svp} = 2,4877KPas$ ، ثم نحسب وفق العلاقة(11) الضغط p_p فنجد :

$p_p = 2,4877 \times 0,63 = 1,567 KPas$ ، كما نحدد بالعلاقة (9) نسبة رطوبة الهواء الخارجي على مخرج المبردات في التكييف المركزي:

$$d_{ck} = 622.\frac{1,567}{99-1,567} = 10...[g/Kg.da]$$

نحدد البارامترات الرئيسية وكمية الهواء الخارجي الخارج من النظام وفق العلاقة (8):

$$h_1 = 1,006 \times 22 + (2501 + 1,805 \times 22).\frac{10}{1000} = 47,54....[Kj/Kgd.a]$$

$$d_1 = d_{ck} = 10..[g/Kg.da]$$

$$\rho_1 = \frac{99.(1+0,01)}{0,2871 \times 295,15(1+1,6078 \times 0,01)} = 1,161...[Kg/m^3]$$

$$\dot{m}_1 = 1700 \times 1,161 = 1974 Kg/h$$

نعطي البارامترات النهائية للهواء على مخرج وحدات الفانكويل :

$t_2 = t_{wk} + 1,5 = 12 + 1,5 = 13,5C^\circ$ و $\varphi_2 = 90\%$ ، ووفقاً ل [5&6] نوجد ضغط البخار المشبع عند الدرجة $13,5C^\circ$ ونحسب الانتالبي h_2 والرطوبة d_2 على مخرج وحدات الفانكويل فنجد:

$$h_2 = 36..[Kj/Kg.da] \text{ و } d_2 = 8,88..[g/Kg.da] \text{ و } p_{svp} = 1,5475...[KPas]$$

وهكذا يصبح معلوماً لدينا كل من بارامترات وكمية الهواء الخارجي المعطى في المبنى وكذلك بارامترات الهواء المرسل من وحدات فانكويل ودرجة حرارة الهواء المطروح والهواء الداخلي في المبنى إضافة إلى الرطوبة المطروحة فيه . سنعتبر هنا أن الهواء من وحدة الملف والمروحة يختلط مع الهواء الخارجي قبل دخول المبنى وبعدها يقوم المزيج بتعديل الحرارة وطرح الرطوبة . لنفترض أن كمية الهواء الخارجي تشكل 25% من كمية الهواء الكلي المعطى في المبنى عندئذ :

$$\dot{m}_{mix} = \frac{\dot{m}_1}{0,25} = \frac{1974}{0,25} = 7890...[Kg/h] \text{ و } \dot{m}_2 = 7896 - 1974 = 5922..[Kg/h]$$

$$h_2 = \frac{\dot{m}_1.h_1 + \dot{m}_2.h_2}{\dot{m}_{mix}} = 38,89..[Kj/Kg.da] \text{ و } d_{mix} = \frac{\dot{m}_1.d_1 + \dot{m}_2.d_2}{\dot{m}_{mix}} = 9,16..[g/Kg.da]$$

نوجد الآن الفرق الحسابي في قيمة الانتالبي ومحتوى الرطوبة للهواء الداخلي وللهواء المرسل الى المبنى:

$$\Delta h_c = \frac{\sum Q^+ \times 3600}{\dot{m}_{mix}} = 7,75..[Kj/Kg.da] \text{ و } \Delta d_c = \frac{1000 \times W}{m_{mix}} = 0,51..[g/Kg.da]$$

لنحدد الانتالبي ونسبة الرطوبة ودرجة حرارة الهواء الداخلي:

$$h_4 = h_{mix} + \Delta h_C = 46,64..[Kj/Kg.da] \text{ و } d_4 = d_{mix} + \Delta d_C = 9,67..[g/Kg.da] \text{ و } t_4 = 21,94C^\circ$$

كما نلاحظ أنه عند كمية مختارة للهواء تكون درجة حرارته أقل بشكل ملحوظ من الدرجة المطلوبة $t_4 = 24C^\circ$

.

نعيد الحساب بشكل مماثل إنما عند قيم $\dot{m}_1 = 30\%$ و $\dot{m}_1 = 35\%$ ، ولنعتبر الحالة عندما $\dot{m}_1 = 0,3\dot{m}_{mix}$ لأن درجة الحرارة للهواء في منطقة العمل تكون عمليا مساوية للمطلوبة وعندها يكون لدينا مع بعض الأمان :

$t_{3,2} = 24C^\circ$ و $d_{3,2} = 9,9[g/Kg.da]$ و $h_{3,2} = 49,33[Kj/Kg.da]$ و $t_{M3,2} = 17,2C^\circ$.

نحدد كثافة الهواء عند مدخل وحدة الملف والمروحة:

$$\rho_{3,2} = \frac{99(1+0,0099)}{0,2871.297,15(1+1,6078.0,0099)} = 1,154[Kg/m^3]$$

ويكون معدل التدفق الحجمي للهواء على سطح الملف لوحدة الملف والمروحة : $\sum V = 4606/1,154 = 4000[m^3/h]$. نقترح من أجل تأمين ذلك تركيب ست وحدات في المبنى . لنحسب الآن كمية الهواء والاستطاعة التبريدية الكلية لواحدة منها :

$$V_2 = 4000/6 = 670[m^3/h] \quad \text{و} \quad Q_{ct} = 670.1,154(49,33-36)/3600 = 2,86[Kw]$$

بهذا الشكل فانه يجب اختيار وحدة الملف والمروحة انطلاقا من الاعتبارات التالية :

- تدفق الهواء عند سرعات متوسطة وضغط ستاتيكي $15Pas$ يكون $670[m^3/h]$.

- الاستطاعة التبريدية الكلية عند درجات حرارة دخول $7-12C^\circ$ ودرجة حرارة أولية للهواء الجاف $t_d = 24C^\circ$ و $t_M = 17,2C^\circ$ بقيمة $2,86Kw$.

بالعودة إلى كاتالوجات الشركات المنتجة لوحدات الملف والمروحة نختار وحدة ملف ومروحة بالمواصفات التالية:

$V_2 = 663[m^3/h]$ ، $p_{ct} = 15Pa$ ، $Q^+ = 2,96Kw$ ، $Q^{++} = 2,51Kw$.

ندقق مؤشرات الهواء على مخرج وحدات الفانكويل مع إهمال التغيرات الطفيفة في كثافة الهواء:

$$t_2 = 24 - \frac{2,51\times 3600}{663\times 1,154\times 1,006} = 12,3C^\circ \quad h_2 = 49,33 - \frac{2,96\times 3600}{663\times 1,154} = 35,4[Kj/Kg.da]$$

و $d_2 = 9,13[g/Kg.da]$ و $\sum \dot{m}_2 = 4590[Kg/h]$

نحدد المؤشرات الدقيقة للهواء في المنطقة المخدمة بالتكييف :

$$h_{mix} = \frac{47,54\times 1974 + 35,4\times 590}{6564} = 39,05[Kj/Kg.da] \quad \text{و} \quad d_{mix} = 9,39[g/Kg.da] \quad \text{و}$$

$t_M = 17C^\circ$ ، $\varphi_4 = 55\%$ ، $t_4 = 22,8C^\circ$ ، $d_4 = 10[g/Kg.da]$ ، $h_4 = 48,37[Kj/Kg.da]$

من الملاحظ أن البارامترات الحسابية للهواء في المنطقة العاملة قريبة جداً من تلك المطلوبة ، حيث يمكن من الناحية العملية إنهاء الحساب ، لكن يمكن نظرياً متابعة الحساب إلى النهاية ، أي ندقق فيما إذا كان محققاً توازن الرطوبة عند عمل التكييف المركزي مع وحدات فانكويل في ظروف $t_M = 17C^\circ$ ، $t_{3,2} = 22,8C^\circ$ ، $h_{3,2} = 48,37[Kj/Kg.da]$ ، $d_{3,2} = 10[g/Kg.da]$.

بالعودة إلى النشرة الفنية للوحدات المختارة نجد القيم التالية :

نسبة التدفق	$t_{3,2}$	$d_{3,2}$	$h_{3,2}$	d_{mix}	h_{mix}	$\dot{m}_2$	$\dot{m}_{mix}$
$\dot{m}_1 = 0,3\dot{m}_{mix}$	23,61	9,83	48,76	9,22	39,46	4606	6580
$\dot{m}_1 = 0,35\dot{m}_{mix}$	25,32	9,98	50,89	9,27	40,04	3666	5640

وبشكل يكون الكسب الحراري الكلي للمبنى $Q^+ = 2,88Kw$ والحرارة المحسوسة الكلية $Q^{++} = 2,27Kw$

أما بقية الحسابات اللاحقة فلا تتطلب شرحا وتتم على الشكل التالي:

$h_2 = 34,87[Kj/Kg.da]$ و $\rho_{3,2} = \dfrac{99(1+0,01)}{0,2871\times 295,95(1+1,6078\times 0.01)} = 1,158[Kg/m^3]$ و

$h_{mix} = 38,67[Kj/Kg.da]$ ، $\sum \dot{m}_2 = 4606[Kg/h]$ و $d_2 = 8,95[g/Kg.da]$ و $t_2 = 12,22C^\circ$

و $d_{mix} = 9,27[g/Kg.da]$ ، $h_{3,2} = 48[Kj/Kg.da]$ ، $d_{3,2} = 9,88[g/Kg.da]$ ، $t_{3,2} = 22,75C^\circ$.

إذا أدخلنا القيم التي حصلنا عليها في علاقات التوازن (1) و (2) فإننا نحصل فعليا على المساواة التالية:

$$315655,18 \approx 315840[Kj/h]$$

$$64963,7 \approx 65010,4[g/h]$$

اذا كانت درجة الحرارة الحسابية للهواء في المنطقة العاملة عند اختيار وحدات فانكويل أقل بشكل كبير من تلك المطلوبة فإنه يلزم:

1- تغيير عدد وحدات فانكويل وقياسها.

2- تقليل تدفق الماء عبر وحدات فانكويل ، أي زيادة درجة الحرارة النهائية .

3- زيادة درجة الحرارة الاولية للمياه الباردة فيما اذا كان هذا الإجراء مفيدا لأكثر المباني التي يجري تكييفها .

4- تقليل كمية الهواء المعطاة من وحدات فانكويل .

5- زيادة درجة حرارة الهواء الخارجي المدفوع في المبنى .

بما أن البناء المدروس في مثالنا لا يحوي حواجز تصميمية خارجية ، وكما أن طرح الحرارة فيه في الفترة الباردة كما هو في الفترة الدافئة ، لهذا فإننا نرى أن استخدام وحدات فانكويل يكون مناسبا على مدار العام . يكون مصدر البرودة في الشتاء المبرد الجاف بدارة محلول ايتيلين غليكول ويعطى الماء من المبادل الصفائحي بدرجة حرارة $9-14C^\circ$. كما يسخن الهواء في المكيف المركزي وفي مبادل التسخين الأولي عند مضمون ثابت للرطوبة $0,4[g/Kg.da]$ من $25C^\circ -$ إلى $28,3C^\circ$ ويرطب أديباتيا في حجرة تذرير بمعامل $E_a = 0,65$ ثم يعطى في البناء بعد التسخين الثاني .

يلزم الآن تحديد مؤشرات الهواء المعالج باستخدام مخطط $h-d$ في منطقة العمل فنجد :

$t_{MT} = 10C^\circ$ ، $t_T = 28,3C^\circ$ ، $d_T = 0,4[g/Kg.da]$ ، $h_T = 29,5[Kj/Kg.da]$.

ونحسب درجة حرارة الهواء t_K على مخرج حجرة التذرير إذ يجري الترطيب بالعلاقة:

$$E_a = \frac{t_T - t_K}{t_T - t_M} = 0,65 \Rightarrow t_K = 16,4C^\circ$$

نحدد هذه النقطة على مخطط $h-d$ ونوجد $h_K = 29,7[Kj/Kg.da]$ و $d_K = 5,2[g/Kg.da]$ ثم نحسب الكثافة والتدفق لهذه الحالة فنجد : $\rho_K = 1,187[Kg/m^3]$ ، $\dot{m}_K = 2018[Kg/h]$.

نأخذ بشكل أولي درجة الحرارة للهواء الداخلي في منطقة العمل $t_4 = t_y = 22C^\circ$ ، ومن المخطط المذكور شكل (2) يمكن أن نجد أن درجة الحرارة الممكنة لنقطة الندى للهواء المطروح أقل من درجة حرارة الماء المعطى في وحدات الفانكويل ، ولهذا فانه تجري في تلك الوحدات عملية تجفيف . وبما أن وحدات الفانكويل لا تغير في توازن الرطوبة ضمن المبنى فان الرطوبة المطروحة ستختلط مع الهواء الخارجي .

إذا اعتبرنا أن طرح الرطوبة في المبنى هي كما في الفترة الدافئة فإننا نحدد نسبة الرطوبة للهواء المطروح بالعلاقة:

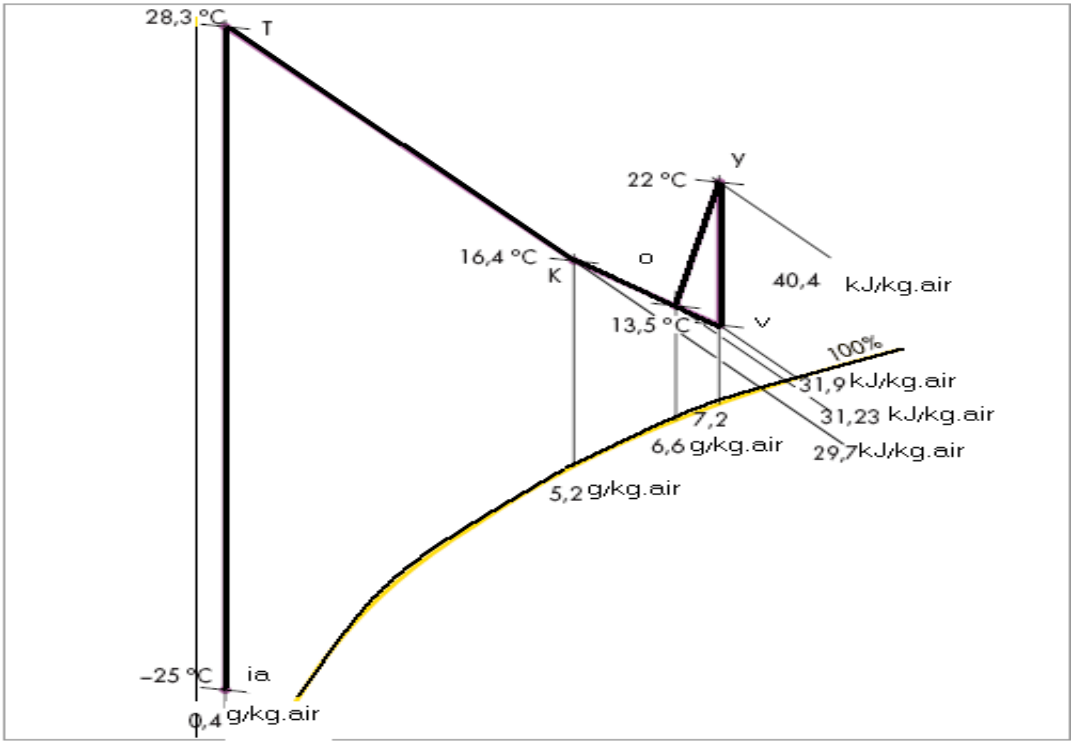
$$d_y = d_K + \frac{W}{\dot{m}_y} = 5,2 + \frac{4000}{2018} = 7,2[g/Kg.da]$$

ونحسب الأنتالبي $h_y = h_{3,2} = 40,43[Kj/Kg.da]$ والكثافة $\rho_y = 1,163[Kg/m^3]$ والتدفق $\sum \dot{m}_2 = 4626[Kg/h]$ و $\dot{m}_{mix} == 6644[Kg/h]$.

يمكن الآن من جداول كاتالوجات الشركات الصانعة إيجاد الاستطاعة التبريدية لوحدات الفانكويل عند $t_C = 22C^\circ$ و $t_M = 14,1C^\circ$ فنجد : $Q^+ = Q^{++} = 1,83kW$.

نحسب درجة الحرارة على مخرج وحدات الفانكويل فنجد أن : $t_2 = 13,5C^\circ$ ومن مخطط $h-d$ نوجد انتالبي الهواء على مخرج الوحدات $h_2 = 31,9[Kj/Kg.da]$ ، ثم نحدد بارامترات الخليط : $h_{mix} = 31,23[Kj/Kg.da]$ ، $d_{mix} = 9,6[g/Kg.da]$ ، ثم نحسب بارامترات الهواء في منطقة العمل فنجد : $h_4 = 40,44[Kj/Kg.da]$ ، $d_4 = 7,2[g/Kg.da]$ ، $t_4 = 22C^\circ$.

بما أن مؤشرات الهواء تتطابق مع تلك الأولية فإننا ننهي الحساب ونستخدم المعطيات الناتجة من أجل تصميم دارة المبرد الجاف والمبادل الصفائحي ، وهنا يكون للاختيار الصحيح لوحدات الفانكويل دور مهم في تصميم تلك الأنظمة المذكورة . يسهم وجود الكاتالوجات في تبسيط مهمة اختيار تلك الوحدات لكن أغلب الشركات الصانعة تعطي قوائم أو مخططات وعوامل تصحيح لحساب مميزات التجهيزات اللازمة مع اعتبار شروط معيارية للحرارة $19-27C^\circ$ وأقصى سرعة لدوران المراوح فيها . لهذا فإننا نستطلع بعض التوصيات العامة التي يجب اعتبارها عند اختيار وحدات فانكويل . بعض الاختصاصيين مثلاً يعتبرون ضرورة رفع درجة حرارة الماء من أجل تجنب حدوث التكاثف وبالرغم من أنه وحتى عند درجات حرارة $10-15C^\circ$ وفي الفترة الدافئة من العام ومع رطوبة نسبية عالية للهواء الخارجي تتم العمليات في وحدات فانكويل مع تجفيف، أي أن خط التكاثف يعتبر لازماً وأما زيادة درجة حرارة الماء فهي تخفض الاستطاعة التبريدية الكلية والظاهرية لوحدات الفانكويل .



الشكل (2) تمثيل عمليات معالجة الهواء على مخطط h-d

الاستنتاجات والتوصيات:

نتيجة للدراسة التحليلية والتطبيق الحسابي الذي أجريناه في هذا البحث توصلنا إلى النتائج التالية:

1- يتوقف على الاختيار الصحيح لأنظمة التكييف وتجهيزاتها عملية توفير الشروط الحرارية المريحة في المباني بأعلى فعالية وأكثر وفراً في الطاقة المستهلكة .

2- يسهم استخدام الوحدات الإضافية المتممة مع دارات التكييف المركزي الاساسية في تحسين أداء أنظمة التكييف وخصوصاً في المباني التجارية والصالات الكبيرة إذ يمكن استخدامها كما في الفترة الدافئة كذلك في الفترة الباردة من العام .

3- تتوقف الاستطاعة التبريدية لوحدة الملف والمروحة بشكل كبير على درجة حرارة الماء الداخل اليها والبارامترات الاولية للهواء المار فيها ، إذ يؤدي انخفاض درجة حرارة الماء بمقدار درجتين مثلاً الى زيادة الاستطاعة التبريدية الكلية والظاهرية بمقدار $20-25\%$ تقريبا .

4- يجب دوماً اختيار وحدة الملف والمروحة عند السرعات الوسطية لدوران المراوح فيها مع اعتبار المقاومات الايروديناميكية لمجاري الهواء وفتحات تغذية الهواء ضمن المبنى ويمكن ذلك في حالتين:

- يؤخذ تدفق الماء كما في نظام العمل الأقصى للوحدات لكن $\Delta t_W < 5C^\circ$.
- يحدد استهلاك الماء مع اعتبار الشرط $\Delta t_W = 5C^\circ$.

ويتم اعتبار إحدى تلك الحالتين عند تصميم مركز التبريد في تجهيزات ونظام التكييف.

5- بالرغم من أن الطريقة المعروضة للحساب قد تبدو طويلة أو تحتاج الى عمل كبير ، خصوصا في حال عدم توافر الكاتلوجات عن التجهيزات اللازمة ، لكن اختيار الوحدات المتممة (فانكويل) بالطرق البسيطة المألوفة يعطي عادة وفي كثير من الحالات نتائجاً بعيدة جداً عن المطلوب في الواقع ، لذلك فان هذة الطريقة وفق التسلسل الحسابي المعروض من الدقة ما يجعلها صالحة لتحقيق ما نرجوه من عمليات التكييف وتوفير الشروط الحرارية المريحة ضمن المباني .

المراجع:

[1] – كيريلين ف.أ ، سيتشيف ف.ف،شيندلين أ.ي *"الترموديناميك الهندسي"* . موسكوالطبعة الخامسة 2008 445 –457 .495 ص.

[2]– عمران عدنان ، المحمد موسى ، *"أسس الترموديناميك "*منشورات جامعة تشرين 2008م، 575 ص.

[3]– بوكوسلوفسكي ف.ه ،كوكورين و.يا ،بيتروف ل.ف *"تكييف الهواء وتأمين البرودة "*. موسكو 1985 .366ص.

[4] – باركالوف ب.ف. و كاربيس أي. أي." تكييف الهواء في المشاريع الصناعية والمباني السكنية". الطبعة الثانية .معهد البناء موسكو. 1982 ،420 ص.

[5] – *" الهواء الرطب"* ، دليل مرشد في التكييف ، منشورات موسكو معهد الطاقة 2004. 112 ص.

[6] – د. غدير نبيل . *"تدفئة وتكييف الهواء"* جامعة تش. منشورات رين ، 2008 م ، 408 ص.