

Psychrometric Processes

The specific objectives of this lecture are to:

1. Introduction to psychrometric processes and their representation (*Section 28.1*)
2. Important psychrometric processes namely, sensible cooling and heating, cooling and dehumidification, cooling and humidification, heating and humidification, chemical dehumidification and mixing of air streams (*Section 28.2*)
3. Representation of the above processes on psychrometric chart and equations for heat and mass transfer rates (*Section 28.2*)
4. Concept of Sensible Heat Factor, By-pass Factor and apparatus dew point temperature of cooling coils (*Section 28.2*)
5. Principle of air washers and various psychrometric processes that can be performed using air washers (*Section 28.3*)
6. Concept of enthalpy potential and its use (*Section 28.4*)

ILO's : At the end of the lecture, the student should be able to:

1. Represent various psychrometric processes on psychrometric chart
2. Perform calculations for various psychrometric processes using the psychrometric charts and equations
3. Define sensible heat factor, by-pass factor, contact factor and apparatus dew point temperature
4. Describe the principle of an air washer and its practical use
5. Derive equation for total heat transfer rate in terms of enthalpy potential and explain the use of enthalpy potential

28.1. Introduction:

In the design and analysis of air conditioning plants, the fundamental requirement is to identify the various processes being performed on air. Once identified, the processes can be analyzed by applying the laws of conservation of mass and energy. All these processes can be plotted easily on a psychrometric chart. This is very useful for quick visualization and also for identifying the changes taking place in important properties such as temperature, humidity ratio, enthalpy etc. The important processes that air undergoes in a typical air conditioning plant are discussed below.

28.2. Important psychrometric processes:

a) Sensible cooling:

During this process, the moisture content of air remains constant but its temperature decreases as it flows over a cooling coil. For moisture content to remain constant, the surface of the cooling coil should be dry and its surface temperature should be greater than the dew point temperature of air. If the cooling coil is 100% effective, then the exit temperature of air will be equal to the coil temperature. However, in practice, the exit air temperature will be higher than the cooling coil temperature. Figure 28.1 shows the sensible cooling process O-A on a psychrometric chart. The heat transfer rate during this process is given by:

$$Q_c = m_a(h_O - h_A) = m_a c_{pm}(T_O - T_A) \quad (28.1)$$

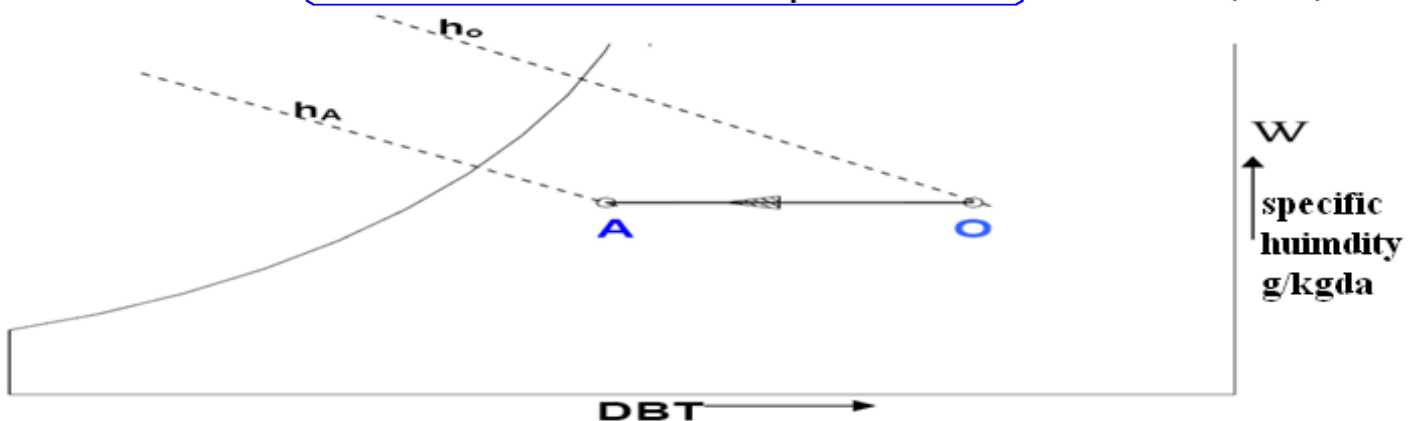


Fig.28.1: Sensible cooling process O-A on psychrometric chart

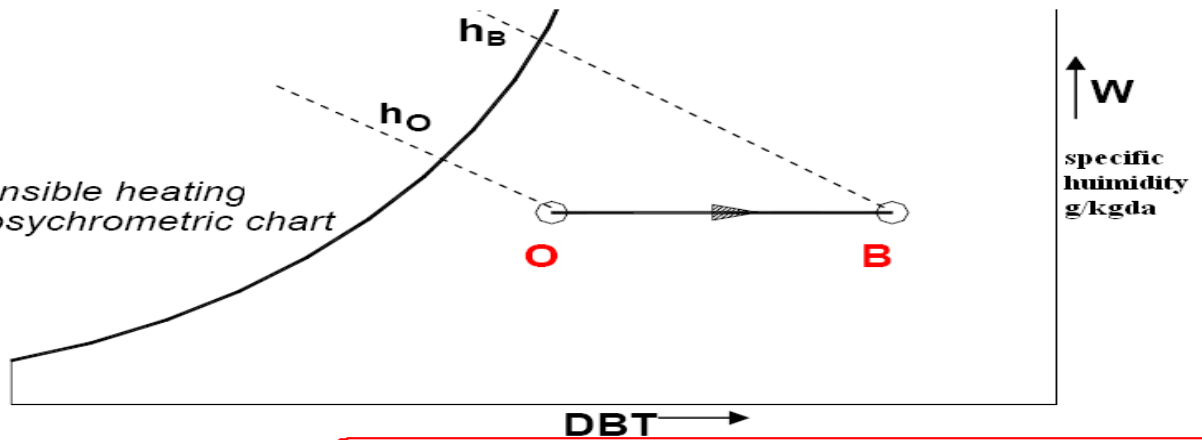
b) Sensible heating (Process O-B):

During this process, the moisture content of air remains constant and its temperature increases as it flows over a heating coil. The heat transfer rate during this process is given by:

$$Q_h = m_a(h_B - h_O) = m_a c_{pm}(T_B - T_O) \quad (28.2)$$

where c_{pm} is the humid specific heat (≈ 1.0216 kJ/kg dry air) and m_a is the mass flow rate of dry air (kg/s). Figure 28.2 shows the sensible heating process on a psychrometric chart.

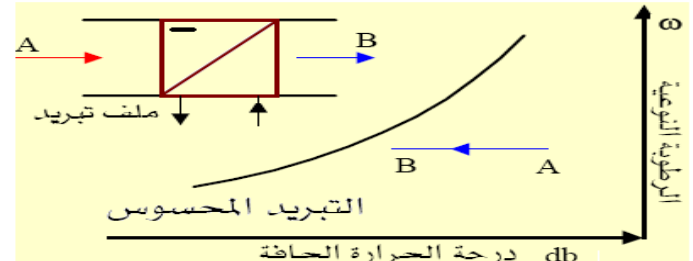
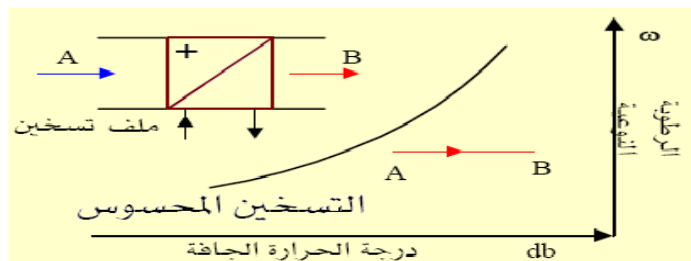
Fig.28.2: Sensible heating process on psychrometric chart



العمليات السيكرومترية Psychrometric Processes

التبريد والتسخين المحسوس Sensible Heating or Cooling

العمليات الحرارية المحسوسة هي عمليات يتم فيها إضافة حرارة (تسخين) أو إزالتها (تبريد) من الهواء بدون حدوث تغيير في نسبة الرطوبة (مثال ذلك التدفئة الشتوية). هذه العمليات تمثل على الخريطة السيكرومترية بخطوط أفقية موازية لخط درجة الحرارة الجافة.



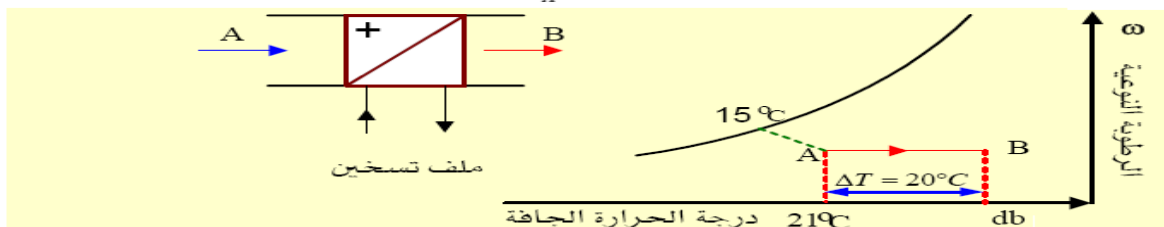
نتيجة للتبريد أو التسخين المحسوس يحدث تغيير في الدرجة الحرارة الجافة، درجة الحرارة الرطبة، طاقة الانثالبي، الحجم النوعي والرطوبة النسبية. ويوضح الجدول هذا التغيير:

درجة الندى	الانثالبي	الحجم النوعي	الرطوبة النوعية	الرطوبة النسبية	درجة الحرارة الرطبة	درجة الحرارة الجافة	
dp	h	v	w	RH	wb	db	
←	↓	↓	←	↑	↓	↓	التبريد المحسوس
←	↑	↑	←	↓	↑	↑	التسخين المحسوس

جدول (٢ - ٢): أثر التبريد والتسخين المحسوس على خواص الهواء

يمكن حساب التبريد أو التدفئة المحسوس باستعمال المعادلة التالية: $Q = \dot{m} (h_2 - h_1) = \dot{m} c_p \Delta T$
 يكون التبريد تبريداً محسوساً إذا تم تبريد الهواء إلى درجة حرارة أقل من درجة الندى. حيث:
 \dot{m} = معدل سريان الهواء (= معدل سريان الهواء الحجمي مقسوماً على الحجم النوعي)
 $c_p = 1.006 \text{ kJ/kgK}$ (غالباً نأخذ الحرارة النوعية للهواء $c_{p_a} = 1.0 \text{ kJ/kgK}$)
 $\Delta T = \{K\}$ الفرق في درجة حرارة الهواء

مثال: احسب الحمل على ملف لتسخين $1.5 \text{ m}^3/\text{s}$ من الهواء الرطب عند $15^\circ\text{C} (wb)$ إلى $21^\circ\text{C} (db)$. إذا كان المائع المستخدم بملف التسخين ماء يدخل الملف عند 85°C ويخرج عند 75°C . احسب كتلة الماء المار في الملف ($c_{p_{\text{water}}} = 4.18 \text{ kJ/kgK}$)
الحل: من الخريطة السيكرومترية: $h_A = 41.5 \text{ kJ/kg}$ $h_B = 61.5 \text{ kJ/kg}$ $v_A = 0.844 \text{ m}^3/\text{kg}$
 معدل سريان الهواء (\dot{m}_a) $\dot{m}_a = \frac{\dot{V}}{v_A} = \frac{1.5}{0.844} = 1.78 \text{ kg/s}$



الحمل على ملف التسخين (Q_{cc}) $Q_{cc} = \dot{m} (h_B - h_A) = 1.78 (61.5 - 41.5) = 35.6 \text{ kW}$ أو $Q_{cc} = \dot{m}_a c_p \Delta T = 1.78 \times 1.0 \times 20 = 35.6 \text{ kW}$

لحساب كمية الماء (\dot{m}_w) المار في ملف التسخين، وبمعادلة اتزان الطاقة:
 الحرارة المفقودة من الماء = الحرارة المكتسبة للهواء (35.6 kW)
 $\dot{m}_w c_{p_{\text{water}}} \Delta T_w = 35.6$
 $\dot{m}_w = \frac{35.6}{4.18 \times 10} = 0.85 \text{ kg/s}$

c) Cooling and dehumidification (Process O-C):

When moist air is cooled below its dew-point by bringing it in contact with a cold surface as shown in Fig.28.3, some of the water vapor in the air condenses and leaves the air stream as liquid, as a result both the temperature and humidity ratio of air decreases as shown. This is the process air undergoes in a typical air conditioning system. Although the actual process path will vary depending upon the type of cold surface, the surface temperature, and flow conditions, for simplicity the process line is assumed to be a straight line. The heat and mass transfer rates can be expressed in terms of the initial and final conditions by applying the conservation of mass and conservation of energy equations as given below:

By applying mass balance for the water:

$$m_a \cdot w_O = m_a \cdot w_C + m_w \quad (28.3)$$

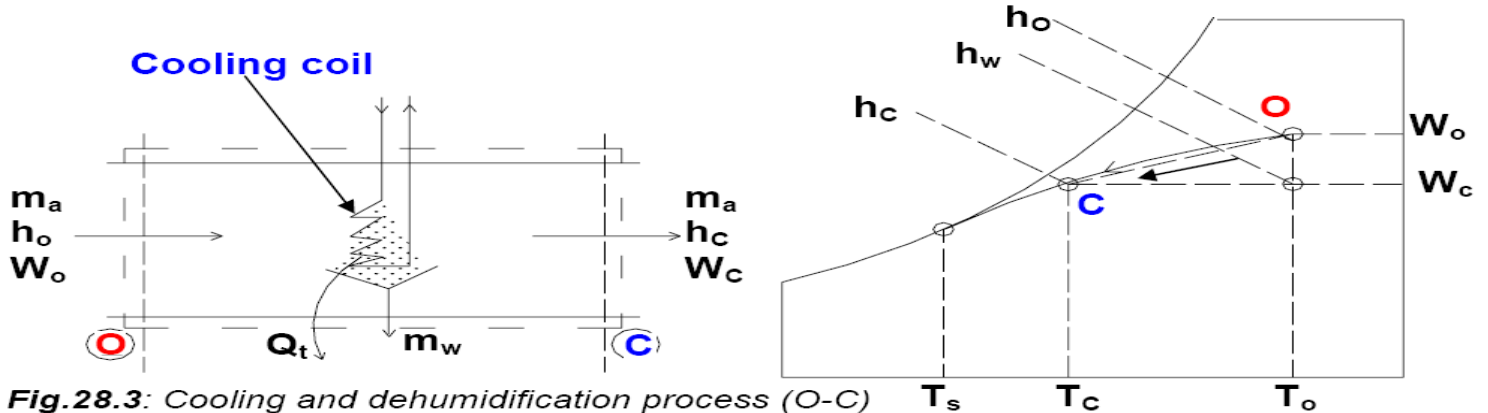


Fig.28.3: Cooling and dehumidification process (O-C)

By applying energy balance:

$$m_a \cdot h_O = Q_t + m_w \cdot h_w + m_a \cdot h_C \quad (28.4)$$

from the above two equations, the load on the cooling coil, Q_t is given by:

$$Q_t = m_a (h_O - h_C) - m_a (w_O - w_C) h_w \quad (28.5)$$

2nd term on the RHS of the above equation is normally small compared to the other terms, so it can be neglected. Hence,

$$Q_t = m_a (h_O - h_C) \quad (28.6)$$

It can be observed that cooling and de-humidification process involves both latent and sensible heat transfer processes, hence, total, latent and sensible heat transfer rates (Q_t , Q_l and Q_s) can be written as:

$$\begin{aligned} Q_t &= Q_l + Q_s \\ \text{where } Q_l &= m_a (h_O - h_w) = m_a \cdot h_{fg} (w_O - w_C) \\ Q_s &= m_a (h_w - h_C) = m_a \cdot c_{pm} (T_O - T_C) \end{aligned} \quad (28.7)$$

By separating the total heat transfer rate from the cooling coil into sensible and latent heat transfer rates, useful parameter called Sensible Heat Factor (SHF) is defined. SHF is defined as the ratio of sensible to total heat transfer rate, i.e.,

$$SHF = Q_s / Q_t = Q_s / (Q_s + Q_l) \quad (28.8)$$

From the above equation, one can deduce that a SHF of 1.0 corresponds to no latent heat transfer and SHF of 0 corresponds to no sensible heat transfer. A SHF of 0.75 to 0.80 is quite common in air conditioning systems in a normal dry-climate.

A lower value of SHF, say 0.6, implies a high latent heat load such as that occurs in a humid climate.

From Fig.28.3, it can be seen that the slope of the process line O-C is given by:

$$\tan c = \frac{\Delta w}{\Delta T} \quad (28.9)$$

$$\text{From definition of SHF, } \frac{1 - SHF}{SHF} = \frac{Q_l}{Q_s} = \frac{m_a h_{fg} \Delta w}{m_a c_{pm} \Delta T} = \frac{2501 \Delta w}{1.0216 \Delta T} = 2451 \frac{\Delta w}{\Delta T} \quad (28.10)$$

From the above equations, we can write the slope as:

$$\tan c = \frac{1}{2451} \left(\frac{1 - SHF}{SHF} \right) \quad (28.11)$$

Thus we can see that the slope of the cooling and de-humidification line is purely a function of the sensible heat factor, SHF. Hence, we can draw the cooling and de-humidification line on psychrometric chart if the initial state and the SHF are known. In some standard psychrometric charts, a protractor with different values of SHF is provided. The process line is drawn through the initial state point and in parallel to the given SHF line from the protractor as shown in Fig.28.4.

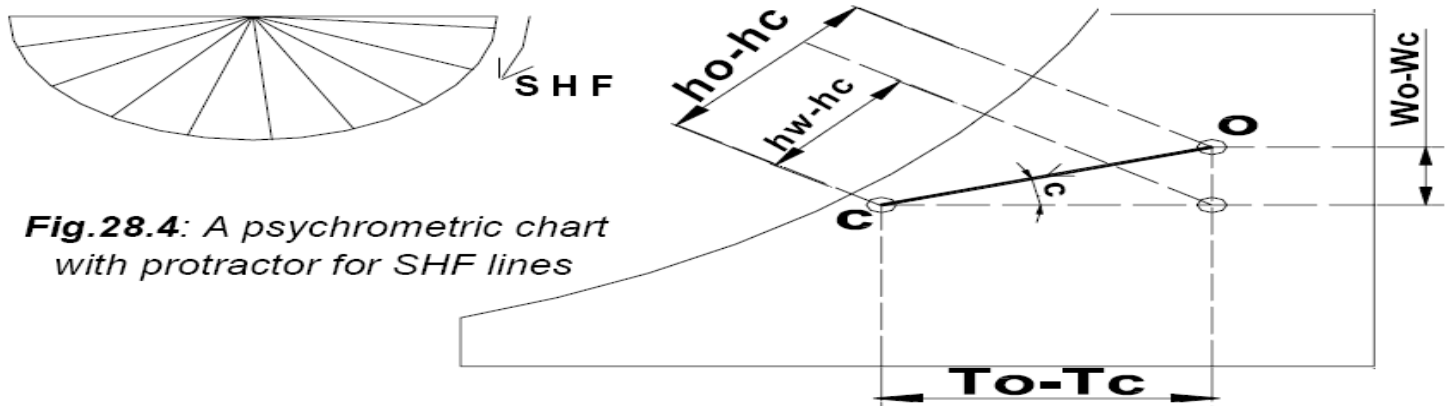


Fig.28.4: A psychrometric chart with protractor for SHF lines

In Fig.28.3, the temperature T_s is the effective surface temperature of the cooling coil, and is known as apparatus dew-point (ADP) temperature. In an ideal situation, when all the air comes in perfect contact with the cooling coil surface, then the exit temperature of air will be same as ADP of the coil. However, in actual case the exit temperature of air will always be greater than the apparatus dew-point temperature due to boundary layer development as air flows over the cooling coil surface and also due to temperature variation along the fins etc. Hence, we can define a by-pass factor (BPF) as:

$$BPF = \frac{T_c - T_s}{T_o - T_s} \quad (28.12)$$

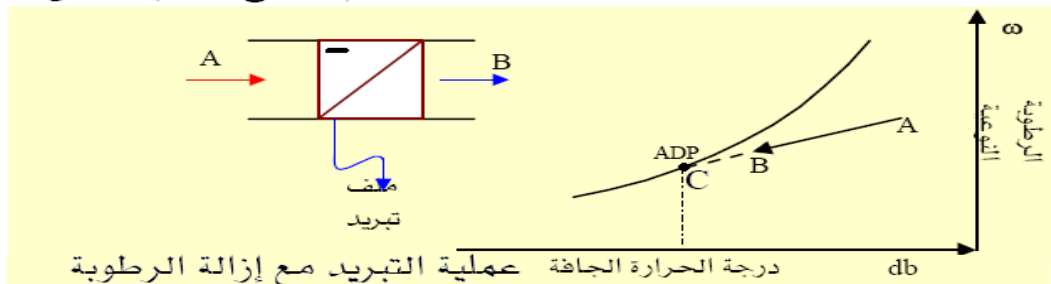
It can be easily seen that, higher the by-pass factor larger will be the difference between air outlet temperature and the cooling coil temperature. When BPF is 1.0, all the air by-passes the coil and there will not be any cooling or de-humidification. In practice, the by-pass factor can be increased by increasing the number of rows in a cooling coil or by decreasing the air velocity or by reducing the fin pitch.

Alternatively, contact factor (CF) can be defined which is given by: **CF = 1 - BPF** (28.13)

Cooling & dehumidification عملية التبريد مع إزالة الرطوبة

يمكن الحصول على عملية التبريد مع إزالة الرطوبة عند:-

- عندما يبرد الهواء إلى درجة حرارة أقل من درجة الندى للهواء، وعليه يتكثف الهواء ويخرج بمحتوي رطوبة أقل مثلاً إن يهر الهواء خلال ماء مثليج عند درجة حرارة أقل من الندى أو إن يلامس الهواء سطحاً بارداً له درجة حرارة أقل من درجة الندى. والرسم يوضح العملية على الخريطة السيكرومتريّة.

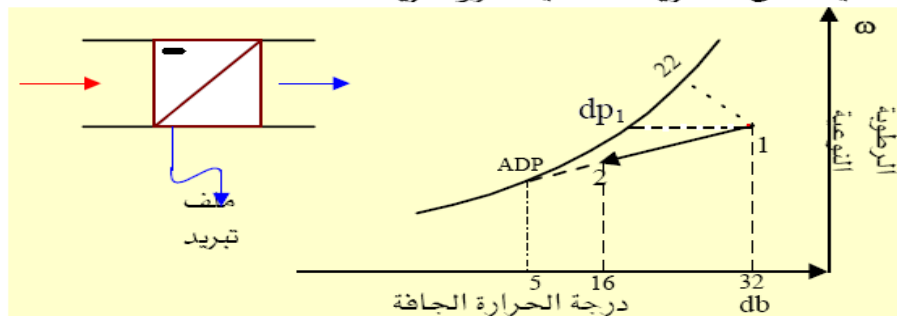


إذا كان خرج الهواء عند خروجه من ملف التبريد عند نفس درجة سطح الملف فإنه يكون عندئذ عند النقطة C. لكنه في الحقيقة لا يصل إلى هذه النقطة إلا إنه في حالة استخدام كميات كبيرة من الماء المثليج في غسالات الهواء - مقارنة بكمية الهواء - ستقترب نقطة الحالة النهائية من درجة حرارة الماء المثليج. إذا كانت النقطة النهائية القصوى للهواء هي C، وتعرف بنقطة الندى ملف التبريد (ADP) والنقطة الحقيقية للهواء عند خروجه من ملف التبريد هي النقطة B والخط AC يرسم خطاً مستقيماً لتسهيل العمل، ويعرف ناتج قسمة المسافة AB على AC بمعامل التلامس (contact factor) ملف التبريد أو بكفاءة التشبع لغسالات الهواء ويرمز لها بالحرف η

$$\eta = \frac{AB}{AC} \quad \text{وباستعمال درجات الحرارة:} \quad \eta = \frac{T_A - T_B}{T_A - T_C}$$

مثال:

هواء خارجي عند $22^{\circ}\text{C}(\text{wb})$, $32^{\circ}\text{C}(\text{db})$ تم تبريده مع التكثيف إلى 16°C بواسطة ملف تبريد وذلك قبل امراره إلى الحيز المكيف. سطح ملف التبريد له درجة حرارة 5°C . ارسم هذه العملية على الخريطة السيكمرومترية. أوجد خواص الهواء الخارجي وخواص الهواء التغذية. احسب معامل التلامس لملف التبريد وأيضا سعة ملف التبريد وكمية ماء التكثيف لكل 1kg هواء جاف. الشكل يوضح العملية على الخريطة السيكمرومترية:



اقرأ الخواص عند النقطة (1) والتي تبين خصائص الهواء الخارجي وهي:

$$\text{db}_1 = 32^{\circ}\text{C}, \text{wb}_1 = 22^{\circ}\text{C}, \text{RH}_1 = 40\%, w_1 = 0.0123 \text{ kg/kg}, \\ h_1 = 63.7 \text{ kJ/kg}, v_1 = 0.882 \text{ m}^3/\text{kg}, \text{dp}_1 = 17.2^{\circ}\text{C}$$

اقرأ الخواص عند النقطة (2) والتي تبين خصائص هواء التغذية وهي:

$$\text{Db}_2 = 16^{\circ}\text{C}, \text{wb}_2 = 13.2^{\circ}\text{C}, \text{RH}_2 = 73\%, w_2 = 0.0083 \text{ kg/kg}, \\ h_2 = 37 \text{ kJ/kg}, v_2 = 0.83 \text{ m}^3/\text{kg}, \text{dp}_2 = 11.2^{\circ}\text{C}$$

- لحساب معامل التلامس استعمال المعادلة التالية:

$$\eta = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{\text{ADP}}} = \frac{32 - 16}{32 - 5} \quad \eta = \frac{16}{27} = 0.59 (59\%)$$

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a (w_1 - w_2) = 1(0.0123 - 0.0083) \times 3600 \quad (\dot{m}_w) \text{ كمية ماء التكثيف}$$

$$\dot{m}_w = 14.4 \text{ kg/hr} = 14.4 \text{ L/hr/kg}$$

$$Q_{cc} = \dot{m}_a (h_1 - h_2) = (63.7 - 37) = 26.7 \text{ kW /kg} \quad (Q_{cc}) \text{ سعة ملف التبريد}$$

d) Heating and Humidification (Process O-D):

During winter it is essential to heat and humidify the room air for comfort. As shown in Fig.28.5., this is normally done by first sensibly heating the air and then adding water vapour to the air stream through steam nozzles as shown in the figure.

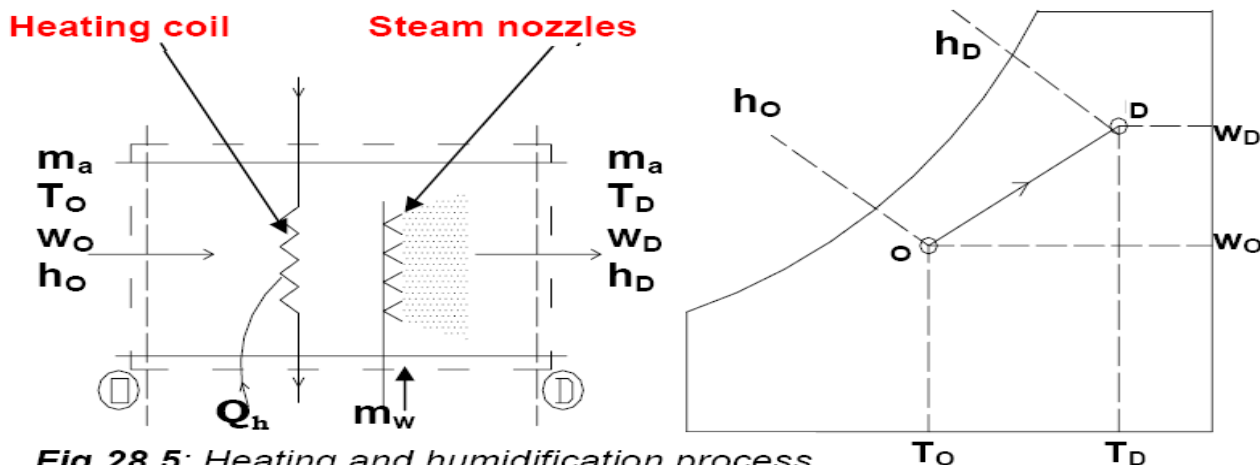


Fig.28.5: Heating and humidification process

Mass balance of water vapor for the control volume yields the rate at which steam has to be added, i.e., m_w :

$$m_w = m_a (w_D - w_O) \quad (28.14)$$

where m_a is the mass flow rate of dry air.

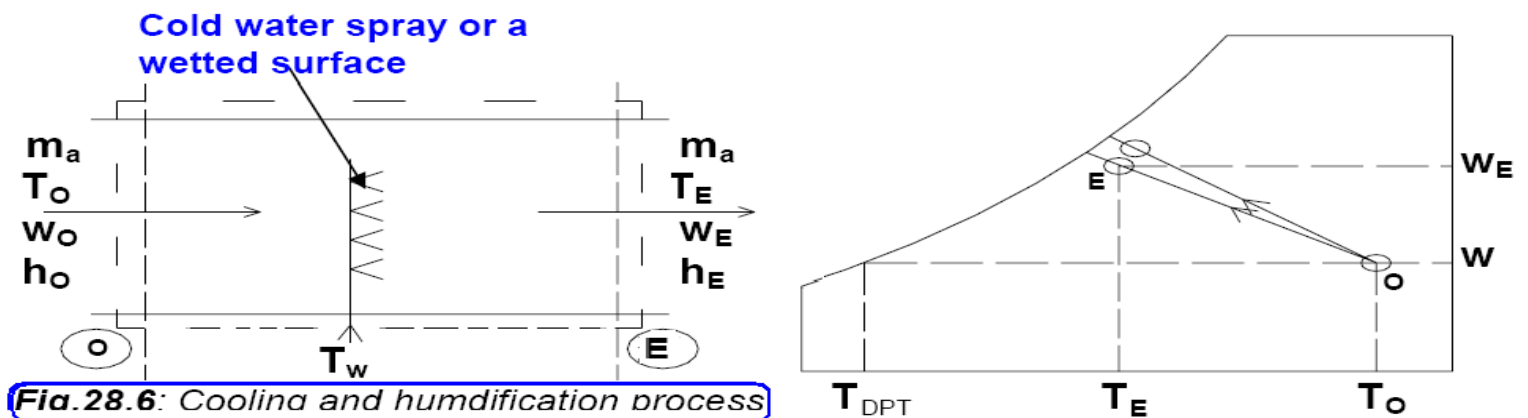
$$\text{From energy balance: } Q_h = m_a (h_D - h_O) - m_w h_w \quad (28.15)$$

where Q_h is the heat supplied through the heating coil and h_w is the enthalpy of steam.

Since this process also involves simultaneous heat and mass transfer, we can define a sensible heat factor for the process in a way similar to that of a cooling and dehumidification process.

e) Cooling & humidification (Process O-E):

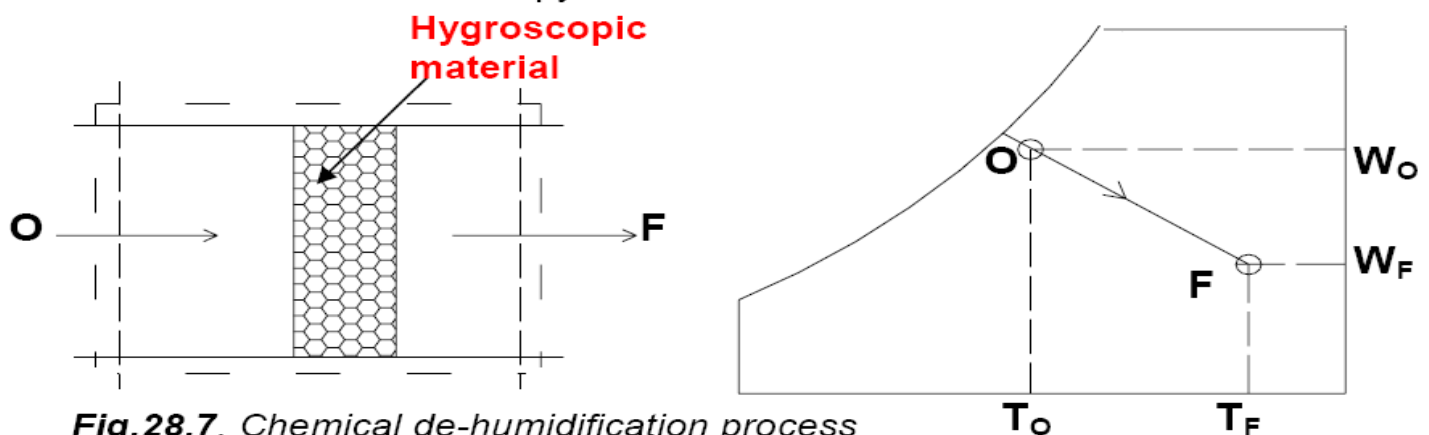
As the name implies, during this process, the air temperature drops and its humidity increases. This process is shown in Fig.28.6. As shown in the figure, this can be achieved by spraying cool water in the air stream. The temperature of water should be lower than the dry-bulb temperature of air but higher than its dew-point temperature to avoid condensation ($T_{DPT} < T_w < T_o$).



It can be seen that during this process there is sensible heat transfer from air to water and latent heat transfer from water to air. Hence, the total heat transfer depends upon the water temperature. If the temperature of the water sprayed is equal to the wet-bulb temperature of air, then the net transfer rate will be zero as the sensible heat transfer from air to water will be equal to latent heat transfer from water to air. If the water temperature is greater than WBT, then there will be a net heat transfer from water to air. If the water temperature is less than WBT, then the net heat transfer will be from air to water. Under a special case when the spray water is entirely recirculated and is neither heated nor cooled, the system is perfectly insulated and the make-up water is supplied at WBT, then at steady-state, the air undergoes an adiabatic saturation process, during which its WBT remains constant. This is the process of adiabatic saturation discussed in Chapter 27. The process of cooling and humidification is encountered in wide variety of devices such as evaporative coolers, cooling towers etc.

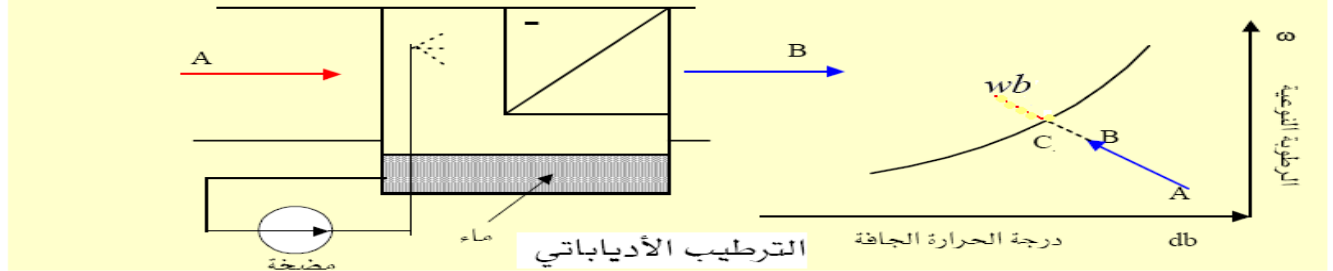
f) Heating and de-humidification (Process O-F):

This process can be achieved by using a hygroscopic material, which absorbs or adsorbs the water vapor from the moisture. If this process is thermally isolated, then the enthalpy of air remains constant, as a result the temperature of air increases as its moisture content decreases as shown in Fig.28.7. This hygroscopic material can be a solid or a liquid. In general, the absorption of water by the hygroscopic material is an exothermic reaction, as a result heat is released during this process, which is transferred to air and the enthalpy of air increases.



التبريد التبخيري (Evaporative Cooling)

- عملية التبريد التبخيري هي عملية أدياباتية (adiabatic process) بمعنى عدم فقدان أو اكتساب للحرارة. ويمكن الحصول على تبريد مع ترطيب مع تبريد بإحدى الطرق التالية:
- إمرار تيار من الهواء على رشاش ماء.
 - إمرار تيار من الهواء على سطح مبتل كبير.
 - دفع قطرات من الماء.
- أثر التبريد التبخيري للهواء هو التبريد مع الترطيب. وتمثل عملية التبريد التبخيري (الترطيب الأدياباتي) على خريطة السيكرومتري بخمد موازي لخطوط ثبوت الانثالبي، غير إنه عند التصميمات الهندسية يمكن تمثيل هذه العملية على خط ثبوت درجة الحرارة الرطبة.



اثر التبريد التبخيري يمكن تلخيصه بالجدول التالي:

درجة الندى	الانثالبي	الحجم النوعي	الرطوبة النوعية	الرطوبة النسبية	درجة الحرارة الرطبة	درجة الحرارة الجافة	
dp	h	v	ω	RH	wb	db	
↑	←	↓	↑	↑	↓	↓	التبريد التبخيري

جدول (٢ - ٣): تأثير الترطيب الأدياباتي على خواص الهواء

إذا كان التأثير لغرفة الرش 100% فإن عملية الرش من A ستتواصل إلى C، وإلا فإن عملية الترطيب ستتوقف عند النقطة B. التأثير لغرفة الرش يعرف بكفاءة الإشباع

$$\eta_s = \frac{T_A - T_B}{T_A - T_C} = \frac{w_A - w_B}{w_A - w_C} \quad \text{saturation efficiency} \quad \text{وتتراوح عمليا بين 80\% إلى 90\%}$$

مثال:

إذا كان الهواء الرطب عند $45^\circ\text{C}(db)$ و $31^\circ\text{C}(wb)$ تم إمراره خلال رشاشات لغسالة الهواء. إذا علمت إن كفاءة الإشباع تساوي 90%، احسب:

$$\eta_s = \frac{w_B - w_A}{w_C - w_A} \quad \text{من الخريطة} \quad w_A = 0.0226 \frac{kg}{kg} \quad w_C = 0.028 \frac{kg}{kg} \quad \text{معدل سريان ماء التعويض}$$

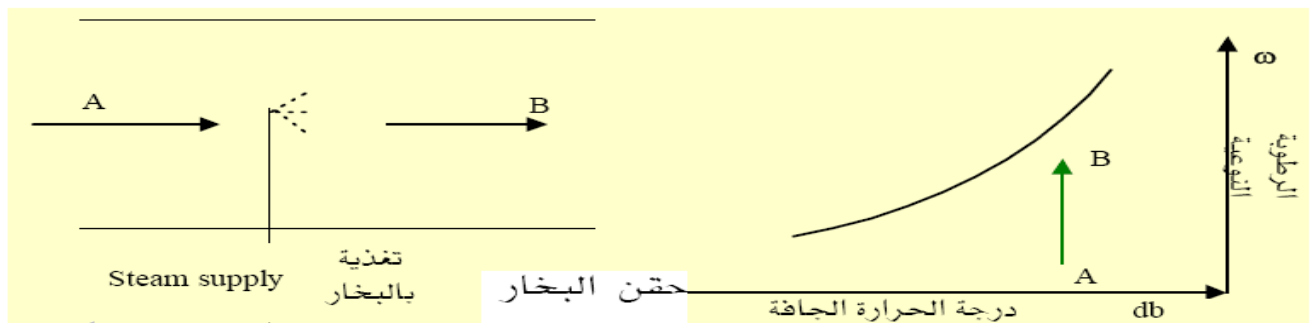
$$0.9 = \frac{w_B - 0.0226}{0.0289 - 0.0226} \quad \text{حالة الهواء عند خروجه من غسالة الهواء}$$

$$w_B = 0.02827 \frac{kg}{kg} \quad \text{أيضا يمكن حساب درجة الحرارة بعد عملية الترطيب الأدياباتي عند النقطة B}$$

$$T_B = 33.75^\circ\text{C} \quad 0.90 = \frac{45 - T_B}{45 - 32.5} \quad \eta_s = \frac{T_A - T_B}{T_A - T_C}$$

ملحوظة: بواسطة القياس ومعرفة كفاءة الإشباع، يمكن تحديد النقطة B ومن ثم إيجاد أي خاصية من خواص الهواء التي توضحها الخريطة السيكرومتري وهذه تعتبر من أسهل الطرق.

حقن البخار (Steam injection)



يمكن إضافة الرطوبة إلى الهواء عن طريق حقن بخار، أي ماء متبخر فعلاً، ولا يحتاج إلى إضافة حرارة كامنة (الشكل ٢ - ١٧). تحت هذه الظروف لن يبرد الهواء، وسيظل تقريبا عند نفس درجة الحرارة الجافة كما يوضح الشكل السابق. نتيجة لذلك ترتفع رطوبة الهواء ودرجة الحرارة الرطبة، طاقة الانثالبي، الرطوبة النسبية، الحجم النوعي ودرجة الندى.

مثال :

يدفع بخار عند $100^{\circ}C$ إلى تيار هواء عند $21^{\circ}C (db)$ و $RH = 50\%$ بمعدل $1kg$ لكل $150kg$ من الهواء الجاف. ماذا تكون حالة الهواء النهائية.

محتوي الرطوبة للهواء قبل الإجراء $w_1 = 0.0079 \frac{kg}{kg}$ الرطوبة المضافة $\Delta w = \frac{1}{150} = 0.0067 \frac{kg}{kg}$ محتوى الرطوبة النهائي $w_2 = w_1 + \Delta w = 0.0079 + 0.0067 = 0.0146 \frac{kg}{kg}$

للتحقق من إن الزيادة في درجة الحرارة الجافة طفيفة ويمكن تجاهلها، يمكن حساب ذلك للمثال السابق من: الحرارة المفقودة من البخار = الحرارة المكتسبة بالهواء

الحرارة المكتسبة بالهواء $Q_{air} = m_a c_p \Delta T_a$

الحرارة المفقودة من البخار $Q_v = m_v c_{pv} \Delta t_v = 1.006(t - 21) = 0.0067 \times 1.972(100 - t)$ وبمعادلة Q_{air} مع Q_v نجد إن $t = 22.2^{\circ}C$ عليه يلاحظ إن التغير هو إلى $0.2^{\circ}C$

g) **Mixing of air streams:**

Mixing of air streams at different states is commonly encountered in many processes, including in air conditioning. Depending upon the state of the individual streams, the mixing process can take place with or without condensation of moisture.

i) **Without condensation:** Figure 28.8 shows an **adiabatic mixing** of two moist air streams during which no condensation of moisture takes place. As shown in the figure, when two air streams at state points 1 and 2 mix, the resulting mixture condition 3 can be obtained from mass and energy balance.

From the mass balance of dry air and water vapor:

$$m_{a,1}w_1 + m_{a,2}w_2 = m_{a,3}w_3 = (m_{a,1} + m_{a,2})w_3 \quad (28.16)$$

From energy balance:

$$m_{a,1}h_1 + m_{a,2}h_2 = m_{a,3}h_3 = (m_{a,1} + m_{a,2})h_3 \quad (28.17)$$

From the above equations, it can be observed that the final enthalpy and humidity ratio of mixture are weighted averages of inlet enthalpies and humidity ratios. A generally valid approximation is that the final temperature of the mixture is the weighted average of the inlet temperatures. With this approximation, the point on the psychrometric chart representing the mixture lies on a straight line connecting the two inlet states. Hence, the ratio of distances on the line, i.e., $(1-3)/(2-3)$ is equal to the ratio of flow rates $m_{a,2}/m_{a,1}$. The resulting error (due to the assumption that the humid specific heats being constant) is usually less than 1 percent.

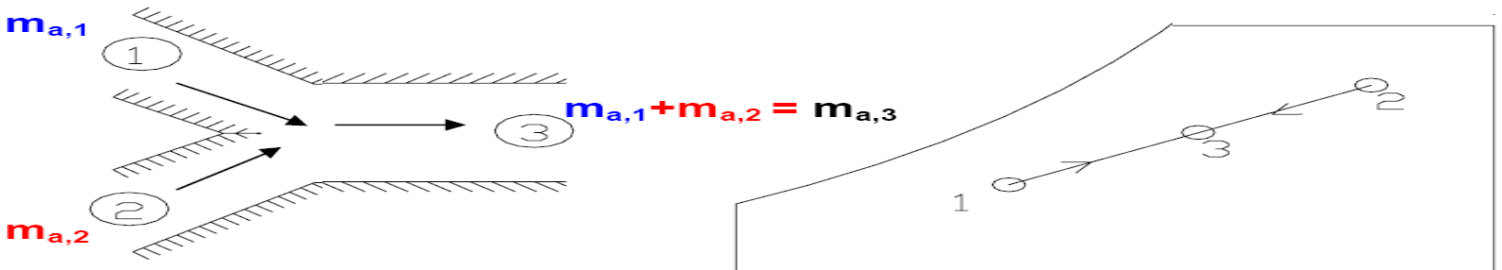


Fig.28.8. Mixing of two air streams without condensation

ii) **Mixing with condensation:**

As shown in Fig.28.9, when very cold and dry air mixes with warm air at high relative humidity, the resulting mixture condition may lie in the two-phase region, as a result there will be condensation of water vapor and some amount of water will leave the system as liquid water. Due to this, the humidity ratio of the resulting mixture (point 3) will be less than that at point 4. Corresponding to this will be an increase in temperature of air due to the release of latent heat of condensation. This process rarely occurs in an air conditioning system, but this is the phenomenon which results in the formation of fog or frost (if the mixture temperature is below $0^{\circ}C$). This happens in winter when the cold air near the earth mixes with the humid and warm air, which develops towards the evening or after rains.

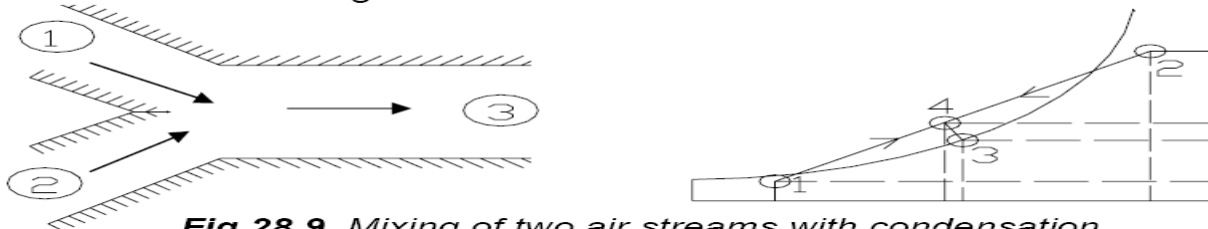
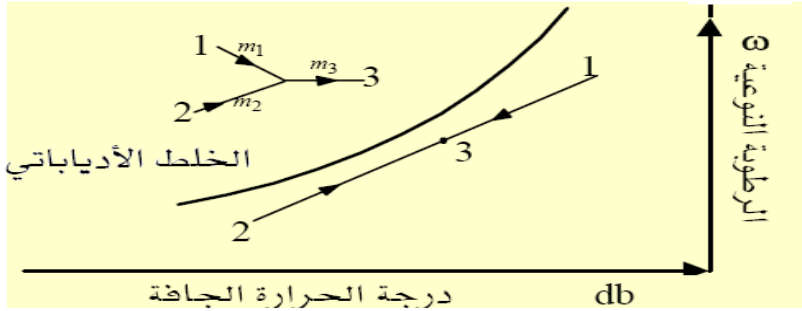


Fig.28.9. Mixing of two air streams with condensation

الخلط الأدياباتي **Adiabatic Mixing**

في كثير من الحالات يتم خلط الهواء الخارجي النقي مع الهواء الراجع (بعد الاستعمال) وذلك في وحدة مناولة الهواء (AHU). عند خلط أي كمية من الهواء مع بعضها البعض يحدث تغير في أحوال الهواء بعد الخلط. عادة يكون خلط مزيجين من الهواء أدياباتيا باعتبار إن كمية فقدان الحرارة مهملا وذلك لأن وحدة مناولة الهواء غالبا ما تكون معزولة لمنع انتقال الحرارة مع الوسط المحيط. الشكل يوضح عملية الخلط الأدياباتي حيث (m_1) و (m_2) تياران من الهواء تم خلطهما مع بعضهما البعض لينتج خليطا كتلته (m_3) وخواصه كما تبينه النقطة (3)



- باستعمال قانون بقاء المادة: $m_1 + m_2 = m_3$
 وبقاء كتلة بخار الماء $m_1 w_1 + m_2 w_2 = m_3 w_3$
 وقانون بقاء الطاقة: $m_1 h_1 + m_2 h_2 = m_3 h_3$
 وتم استنتاج الآتي:

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{w_3 - w_2}{w_1 - w_3}$$

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{h_3 - h_2}{h_1 - h_3}$$

من المعادلة السابقة ومن ملاحظة القيم السابقة على الخريطة السايكرومترية، نجد إن نقطة الخلط (3) تقع على الخط الواصل بين النقطتين (1) - (2) ويقسم الخط داخليا بالنسبة العكسية لكتلتي الهواء (m_1) و (m_2) .

كما يمكن تحديد نقطة الخلط (3) باستعمال معادلات مشابهة للآتي:

$$h_3 = \frac{m_1 h_1 + m_2 h_2}{m_1 + m_2} \quad w_3 = \frac{m_1 w_1 + m_2 w_2}{m_1 + m_2}$$

مما سبق نلاحظ إن عملية القياس هي أسهل الطرق بينما القيم التي تعطيها أي من المعادلات السابقة هي أدق الطرق.

مثال ١٠:

هواء رطب عند $32^\circ\text{C}(wb), 60^\circ\text{C}(db)$ خلط أدياباتيا مع هواء رطب آخر عند درجة حرارة $5^\circ\text{C}(wb), 0.5^\circ\text{C}(db)$ وإذا كانت كتلتا الهواء الجاف هما 3 kg، 2 kg على التوالي. أوجد طاقة الإنثالبي، الرطوبة النوعية والحرارة الجافة للخليط. باستخدام الخريطة السايكرومترية،

تحدد النقطة (1) - $60^\circ\text{C}(db)$ و $32^\circ\text{C}(wb)$ وتحدد النقطة (2) - $5^\circ\text{C}(db)$ و $0.5^\circ\text{C}(wb)$ تقسم المسافة (1). (2) بنسبة 3:2 لتحديد النقطة (3) من الخريطة تقرأ الخصائص التالية:

$$h_3 = 69 \text{ kJ/kg} \quad w_3 = 0.0118 \text{ kg/kg} \quad T_3 (db) = 38.5^\circ\text{C}$$

ملحوظة: نقطة الخلط (3) يمكن تحديدها من المعادلة وهي أدق من القياس

مثال ١١:

$1 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ من الهواء الخارجي الرطب عند $100\%RH, 1^\circ\text{C}(db)$ تم خلطه مع $2 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ من الهواء الراجع عند $22^\circ\text{C}, 50\%RH$. ارسم العملية على الخريطة السايكرومترية ثم أوجد حسابيا نقطة الخلط ومن ثم حدد الخواص التالية لنقطة الخلط: الرطوبة النسبية؛ الرطوبة النوعية الإنثالبي والحجم النوعي. حدد النقطتين على الخريطة السايكرومترية ثم أوجد الحجم النوعي عند كل نقطة:

النقطة (1) $100\%RH, 1^\circ\text{C}(db)$ إذن $v_1 = 0.774 \text{ m}^3/\text{kg}$ النقطة (2) $50\%RH, 22^\circ\text{C}$ إذن $v_2 = 0.847 \text{ m}^3/\text{kg}$

$$\dot{m}_1 = \frac{1}{0.774} = 1.291 \text{ kg/s} \quad (\dot{m}_1) \text{ حدد كتلة الهواء الخارجي}$$

$$\dot{m}_2 = \frac{2}{0.847} = 2.361 \text{ kg/s} \quad (\dot{m}_2) \text{ حدد كتلة الهواء الراجع}$$

كتلة الخلط (هواء التغذية \dot{m}_3) هي $\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 = 1.291 + 2.361 = 3.652 \text{ kg/s}$ وباستعمال المعادلة التالية يمكن تحديد نقطة الخلط (3):

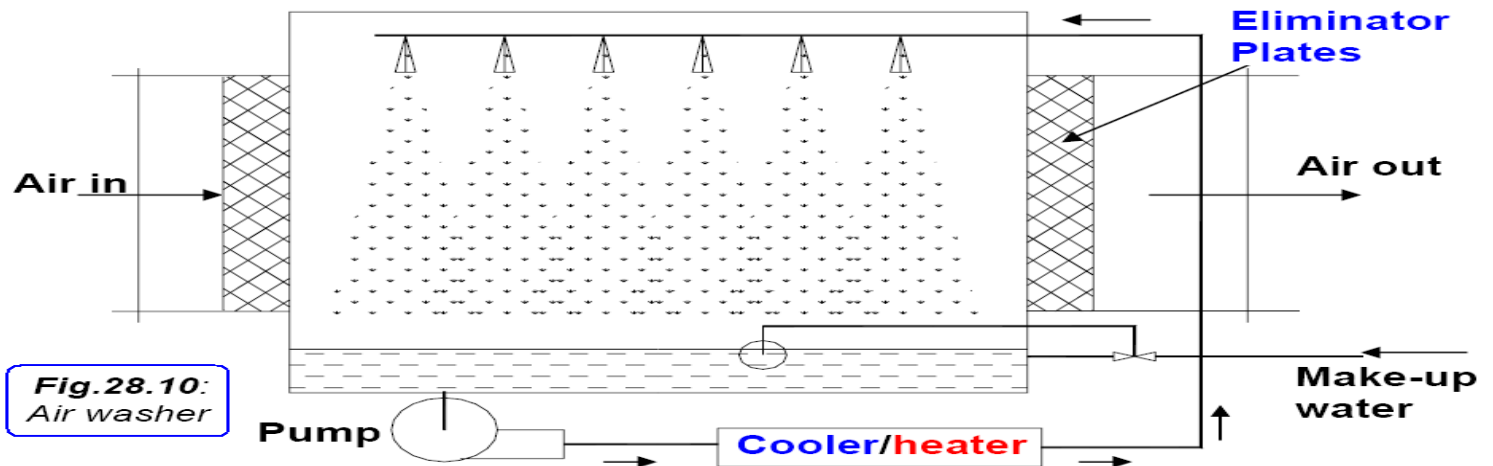
$$T_3 = \frac{\dot{m}_1 T_1 + \dot{m}_2 T_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} = \frac{1.291 \times (-1) + 2.361 \times 22}{3.652} = 13.87^\circ\text{C}$$

النقطة على الخريطة. من قراءات الخريطة نحصل على:-

$$h_3 = 30.5 \text{ kJ/kg} \quad v_3 = 0.822 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (RH)_3 = 65\% \quad w_3 = 0.0066 \text{ kg/kg}$$

28.3. Air Washers:

An air washer is a device for conditioning air. As shown in Fig.28.10, in an air washer air comes in direct contact with a spray of water and there will be an exchange of heat and mass (water vapour) between air and water. The outlet condition of air depends upon the temperature of water sprayed in the air washer. Hence, by controlling the water temperature externally, it is possible to control the outlet conditions of air, which then can be used for air conditioning purposes.



In the air washer, the mean temperature of water droplets in contact with air decides the direction of heat and mass transfer. As a consequence of the 2nd law, the heat transfer between air and water droplets will be in the direction of decreasing temperature gradient. Similarly, the mass transfer will be in the direction of decreasing vapor pressure gradient. For example,

a) **Cooling and dehumidification:** $t_w < t_{DPT}$. Since the exit enthalpy of air is less than its inlet value, from energy balance it can be shown that there is a transfer of total energy from air to water. Hence to continue the process, water has to be externally cooled. Here both latent and sensible heat transfers are from air to water. This is shown by Process O-A in Fig.28.11.

b) **Adiabatic saturation:** $t_w = t_{WBT}$. Here the sensible heat transfer from air to water is exactly equal to latent heat transfer from water to air. Hence, no external cooling or heating of water is required. That is this is a case of pure water recirculation. This is shown by Process O-B in Fig.28.11. This is the process that takes place in a perfectly insulated evaporative cooler.

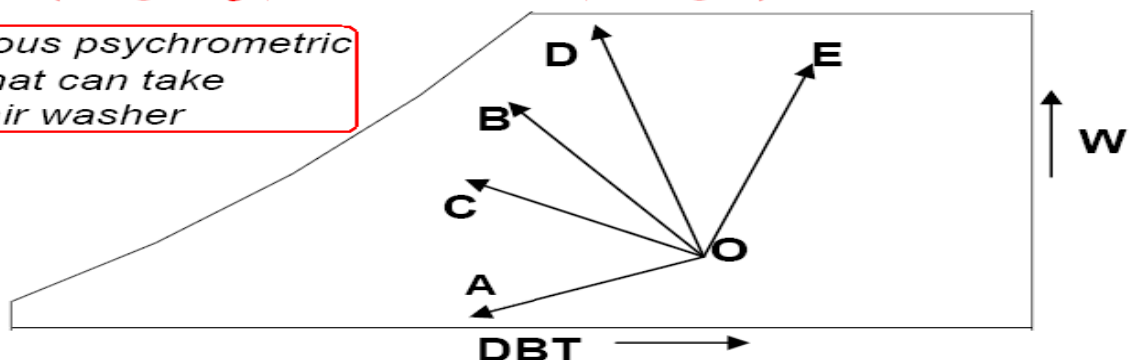
c) **Cooling and humidification:** $t_{DPT} < t_w < t_{WBT}$. Here the sensible heat transfer is from air to water and latent heat transfer is from water to air, but the total heat transfer is from air to water, hence, water has to be cooled externally. This is shown by Process O-C in Fig.28.11.

d) **Cooling and humidification:** $t_{WBT} < t_w < t_{DPT}$. Here the sensible heat transfer is from air to water and latent heat transfer is from water to air, but the total heat transfer is from water to air, hence, water has to be heated externally. This is shown by Process O-D in Fig.28.11. This is the process that takes place in a cooling tower. The air stream extracts heat from the hot water coming from the condenser, and the cooled water is sent back to the condenser.

e) **Heating and humidification:** $t_w > t_{DPT}$. Here both sensible and latent heat transfers are from water to air, hence, water has to be heated externally. This is shown by Process O-E in Fig.28.11.

Thus, it can be seen that an air washer works as a year-round air conditioning system. Though air washer is a and extremely useful simple device, it is not commonly used for comfort air conditioning applications due to concerns about health resulting from bacterial or fungal growth on the wetted surfaces. However, it can be used in industrial applications. (ويطلق عليه اسم التكييف الصحراوي ويستخدم في المناطق الجافة)

Fig.28.11: Various psychrometric processes that can take place in an air washer



28.4. Enthalpy potential:

As shown in case of an air washer, whenever water (or a wetted surface) and air contact each other, there is possibility of heat and moisture transfer between them. The directions of heat and moisture transfer depend upon the temperature and vapor pressure differences between air and water. As a result, the direction of the total heat transfer rate, which is a sum of sensible heat transfer and latent heat transfers also depends upon water and air conditions. The concept of enthalpy potential is very useful in quantifying the total heat transfer in these processes and its direction.

The sensible (Q_S) and latent (Q_L) heat transfer rates are given by:

$$Q_S = h_c A_s (t_i - t_a) \quad Q_L = \dot{m}_w \cdot h_{fg} = h_D \cdot A_s (w_i - w_a) \cdot h_{fg} \quad (28.18)$$

total heat transfer Q_T is given by:

$$\text{where} \quad Q_T = Q_S + Q_L = h_c A_s (t_i - t_a) + h_D \cdot A_s (w_i - w_a) \cdot h_{fg} \quad (28.19)$$

t_a = dry-bulb temperature of air, °C t_i = temperature of water/wetted surface, °C

w_a = humidity ratio of air, kg/kg w_i = humidity ratio of saturated air at t_i , kg/kg

h_c = convective heat transfer coefficient, W/m².°C h_{fg} = latent heat of vaporization, J/kg

h_D = convective mass transfer coefficient, kg/m²

Since the transport mechanism that controls the convective heat transfer between air and water also controls the moisture transfer between air and water, there exists a relation between heat and mass transfer coefficients, h_c and h_D as discussed in an earlier chapter. It has been shown that for air-water vapor mixtures,

$$h_D \approx \frac{h_c}{c_{pm}} \text{ or } \frac{h_c}{h_D \cdot c_{pm}} = \text{Lewis number} \approx 1.0 \quad (28.20)$$

where c_{pm} is the humid specific heat ≈ 1.0216 kJ/kg.K.

Hence the total heat transfer is given by:

$$Q_T = Q_S + Q_L = \frac{h_c A_s}{c_{pm}} [(t_i - t_a) + (w_i - w_a) \cdot h_{fg}] \quad (28.21)$$

by manipulating the term in the parenthesis of RHS, it can be shown that:

$$Q_T = Q_S + Q_L = \frac{h_c A_s}{c_{pm}} [(h_i - h_a)] \quad (28.22)$$

thus the total heat transfer and its direction depends upon the enthalpy difference (or potential) between water and air ($h_i - h_a$).

if $h_i > h_a$; then the total heat transfer is from water to air and water gets cooled

if $h_i < h_a$; then the total heat transfer is from air to water and water gets heated

if $h_i = h_a$; then the net heat transfer is zero, i.e., the sensible heat transfer rate is equal to but in the opposite direction of latent heat transfer. Temperature of water remains at its wet bulb temperature value

The concept of enthalpy potential is very useful in psychrometric calculations and is frequently used in the design and analysis of evaporative coolers, cooling towers, air washers etc.

Questions and answers:

1. Which of the following statements are TRUE?

- a) During sensible cooling of air, both dry bulb and wet bulb temperatures decrease
- b) During sensible cooling of air, dry bulb temperature decreases but wet bulb temperature remains constant
- c) During sensible cooling of air, dry and wet bulb temperatures decrease but dew point temperature remains constant
- d) During sensible cooling of air, dry bulb, wet bulb and dew point temperatures decrease

Ans.: a) and c)

2. Which of the following statements are TRUE?

- a) The sensible heat factor for a sensible heating process is 1.0
- b) The sensible heat factor for a sensible cooling process is 0.0
- c) Sensible heat factor always lies between 0.0 and 1.0
- d) Sensible heat factor is low for air conditioning plants operating in humid climates

Ans.: a) and d)

3. Which of the following statements are TRUE?

- a) As the by-pass factor (BPF) of the cooling coil increases, temperature difference between air at the outlet of the coil and coil ADP decreases
- b) The BPF of the coil increases as the velocity of air through the coil increases
- c) The BPF of the coil increases as the fin pitch increases
- d) The BPF of the coil decreases as the number of rows in the flow direction increase

Ans.: b), c) and d)

4. Which of the following statements are TRUE?

- a) During cooling and humidification process, the enthalpy of air decreases
- b) During cooling and humidification process, the enthalpy of air increases
- c) During cooling and humidification process, the enthalpy of air remains constant
- d) During cooling and humidification process, the enthalpy of air may increase, decrease or remain constant depending upon the temperature of the wet surface

Ans.: d)

5. An air stream at a flow rate of 1 kg/s and a DBT of 30°C mixes adiabatically with another air stream flowing with a mass flow rate of 2 kg/s and at a DBT of 15°C. Assuming no condensation to take place, the temperature of the mixture is approximately equal to:

- a) 20°C b) 22.5°C c) 25°C d) Cannot be found

Ans.: a)

6. Which of the following statements are TRUE?

- a) In an air washer, water has to be externally cooled if the temperature at which it is sprayed is equal to the dry bulb temperature of air
- b) In an air washer, water has to be externally heated if the temperature at which it is sprayed is equal to the dry bulb temperature of air
- c) In an air washer, if water is simply recirculated, then the enthalpy of air remains nearly constant at steady state
- d) In an air washer, if water is simply recirculated, then the moisture content of air remains nearly constant at steady state

Ans.: b) and c)

7. Which of the following statements are TRUE?

- a) When the enthalpy of air is equal to enthalpy of saturated air at wetted surface temperature, then there is no sensible heat transfer between air and wetted surface
- b) When enthalpy of air is equal to enthalpy of saturated air at the wetted surface temperature, then there is no latent heat transfer between air and the wetted surface
- c) When enthalpy of air is equal to enthalpy of saturated air at the wetted surface temperature, then there is no net heat transfer between air and the wetted surface
- d) When the enthalpy of air is equal to the enthalpy of saturated air at the wetted surface temperature, then the wet bulb temperature of air remains constant

Ans.: c) and d)

8. What is the required wattage of an electrical heater that heats 0.1 m³/s of air from 15°C and 80% RH to 55°C? The barometric pressure is 101.325 kPa.

Ans.: Air undergoes sensible heating as it flows through the electrical heater. From energy balance, required heater wattage (W) is given by: $W = m_a(h_e - h_i) \approx (V_a/v_a) \cdot c_{pm}(T_e - T_i)$

Where V_a is the volumetric flow rate of air in m³/s and v_a is the specific volume of dry air. T_e and T_i are the exit and inlet temperatures of air and c_{pm} is the average specific heat of moist air (≈ 1021.6 J/kg.K).

Using perfect gas model, the specific volume of dry air is found to be:

$$v_a = (R_a \cdot T / P_a) = (R_a \cdot T / (P_t - P_v))$$

At 15°C and 80% RH, the vapour pressure p_v is found to be 1.364 kPa using psychrometric chart or equations.

Substituting the values of R_a , T , p_t and p_v in the equation for specific volume, we find the value of specific volume to be **0.8274 m³/kg**

$$\therefore \text{Heater wattage, } W \approx (V_a/v_a) \cdot c_{pm}(T_e - T_i) = (0.1/0.8274) \times 1021.6(55 - 15) = 4938.8 \text{ W (ans.)}$$

9. 0.2 kg/s of moist air at 45°C (DBT) and 10% RH is mixed with 0.3 kg/s of moist air at 25°C and a humidity ratio of 0.018 kgw/kgda in an adiabatic mixing chamber. After mixing, the mixed air is heated to a final temperature of 40°C using a heater. Find the temperature and relative humidity of air after mixing. Find the heat transfer rate in the heater and relative humidity of air at the exit of heater. Assume the barometric pressure to be 1 atm.

Ans.: Given: Stream 1: mass flow rate, $m_1 = 0.2$ kg/s; $T_1 = 45^\circ\text{C}$ and RH = 10%.

Using psychrometric equations or psychrometric chart, the humidity ratio and enthalpy of stream 1 are found to be: **$W_1 = 0.006$ kgw/kgda & $h_1 = 61.0$ kJ/kgda**

Stream 2: mass flow rate, $m_2 = 0.3 \text{ kg/s}$; $T_2 = 45^\circ\text{C}$ and $W_2 = 0.018 \text{ kgw/kgda}$

Using psychrometric equations or psychrometric chart, enthalpy of stream 2 is found to be:

$$h_1 = 71.0 \text{ kJ/kgda}$$

For the adiabatic mixing process, from mass balance:

$$W_3 = \frac{m_{a,1}W_1 + m_{a,2}W_2}{m_{a,1} + m_{a,2}} = \frac{0.2 \times 0.006 + 0.3 \times 0.018}{0.2 + 0.3} = 0.0132 \text{ kgw / kgda}$$

From energy balance (assuming the specific heat of moist air to remain constant):

$$T_3 = \frac{m_{a,1}T_1 + m_{a,2}T_2}{m_{a,1} + m_{a,2}} = \frac{0.2 \times 45 + 0.3 \times 25}{0.2 + 0.3} = 33^\circ\text{C} \quad (\text{ans.})$$

From T_3 and W_3 , relative humidity of air after mixing is found to be: **$RH_3 = 41.8\%$ (ans.)**

For the sensible heating process in the heater:

$$Q_s = m_a(h_e - h_i) \approx m_a \cdot c_{pm}(T_e - T_i) = 0.5 \times 1.0216(40 - 33) = 3.5756 \text{ kW} \quad (\text{ans.})$$

The relative humidity at the exit of heater is obtained from the values of DBT (40°C) and humidity ratio (0.0132 kgw/kgda) using psychrometric chart/equations. This is found to be:

$$RH \text{ at } 40^\circ\text{C and } 0.0132 \text{ kgw/kgda} = 28.5 \% \quad (\text{ans.})$$

10. A cooling tower is used for cooling the condenser water of a refrigeration system having a heat rejection rate of 100 kW . In the cooling tower air enters at 35°C (DBT) and 24°C (WBT) and leaves the cooling tower at a DBT of 26°C relative humidity of 95% . What is the required flow rate of air at the inlet to the cooling tower in m^3/s . What is the amount of make-up water to be supplied? The temperature of make-up water is at 30°C , at which its enthalpy (h_w) may be taken as 125.4 kJ/kg . Assume the barometric pressure to be 1 atm .

Ans.: At the inlet to cooling tower: DBT = 35°C and WBT = 24°C

From psychrometric chart/equations the following values are obtained for the inlet:

Humidity ratio, $W_i = 0.01426 \text{ kgw/kgda}$ Enthalpy, $h_i = 71.565 \text{ kJ/kgda}$

Sp. volume, $v_i = 0.89284 \text{ m}^3/\text{kgda}$

At the outlet to cooling tower: DBT = 26°C and RH = 95%

From psychrometric chart/equations the following values are obtained for the outlet:

Humidity ratio, $W_o = 0.02025 \text{ kgw/kgda}$ Enthalpy, $h_i = 77.588 \text{ kJ/kgda}$

mass and energy balance across cooling tower: $Q_c = m_a\{(h_o - h_i) - (W_o - W_i)h_w\} = 100 \text{ kW}$

Substituting the values of enthalpy and humidity ratio at the inlet and outlet of cooling tower and enthalpy of make-up water in the above expression, we obtain:

$$m_a = 18.97 \text{ kg/s, hence, the volumetric flow rate, } V_i = m_a \times v_i = 16.94 \text{ m}^3/\text{s} \quad (\text{ans.})$$

Amount of make-up water required m_w is obtained from mass balance as:

$$m_w = m_a(W_o - W_i) = 18.97(0.02025 - 0.01426) = 0.1136 \text{ kg/s} = 113.6 \text{ grams/s} \quad (\text{ans.})$$

11. In an air conditioning system air at a flow rate of 2 kg/s enters the cooling coil at 25°C and 50% RH and leaves the cooling coil at 11°C and 90% RH. The apparatus dew point of the cooling coil is 7°C . Find a) The required cooling capacity of the coil, b) Sensible Heat Factor for the process, and c) By-pass factor of the cooling coil. Assume the barometric pressure to be 1 atm . Assume the condensate water to leave the coil at ADP ($h_w = 29.26 \text{ kJ/kg}$)

Ans.: At the inlet to the cooling coil; $T_i = 25^\circ\text{C}$ and RH = 50%

From psychrometric chart; $W_i = 0.00988 \text{ kgw/kgda}$ and $h_i = 50.155 \text{ kJ/kgda}$

At the outlet of the cooling coil; $T_o = 11^\circ\text{C}$ and RH = 90%

From psychrometric chart; $W_o = 0.00734 \text{ kgw/kgda}$ and $h_o = 29.496 \text{ kJ/kgda}$

a) From mass balance across the cooling coil, the condensate rate, m_w is:

$$m_w = m_a(W_i - W_o) = 2.0(0.00988 - 0.00734) = 0.00508 \text{ kg/s}$$

From energy balance across the cooling tower, the required capacity of the cooling coil, Q_c is given by;

$$Q_c = m_a(h_i - h_o) - m_w \cdot h_w = 2.0(50.155 - 29.496) - 0.00508 \times 29.26 = 41.17 \text{ kW} \quad (\text{ans.})$$

b) The sensible heat transfer rate, Q_s is given by:

$$Q_s = m_a c_{pm}(T_i - T_o) = 2.0 \times 1.0216 \times (25 - 11) = 28.605 \text{ kW}$$

The latent heat transfer rate, Q_l is given by:

$$Q_s = m_a h_{fg}(W_i - W_o) = 2.0 \times 2501.0 \times (0.00988 - 0.00734) = 12.705 \text{ kW}^1$$

The Sensible Heat Factor (SHF) is given by:

$$SHF = Q_s / (Q_s + Q_l) = 28.605 / (28.605 + 12.705) = 0.692 \quad (\text{ans.})$$

c) From its definition, the by-pass factor of the coil, BPF is given by:

$$BPF = (T_o - ADP) / (T_i - ADP) = (11 - 7) / (25 - 7) = 0.222 \quad (\text{ans.})$$

¹ The small difference between Q_c and $(Q_s + Q_l)$ is due to the use of average values for specific heat, c_{pm} and latent heat of vaporization, h_{fg} .

أحوال نقطة التغذية Supply Air Conditions

في الصيف (أو الشتاء) يكسب (أو يفقد) الحيز المكيف الطاقة الحرارية من عدة مصادر وهي ما تسمى بأحمال التبريد أو التدفئة. والحمل اللازم للتخلص من هذه الأحمال كلها يعرف بحمل التبريد الكلي للغرفة (RTCL) وهذا الحمل يمكن تحليله إلى:

١. حرارة محسوسة (Sensible heat Q_s)

الحرارة المحسوسة هي التي تؤثر على درجة حرارة الهواء (زيادة أو نقصان) ولا تؤثر على نسبة الماء في الهواء مثال ذلك تسخين الهواء كهربائياً أو عن طريق ملفات التدفئة مثلاً..

يمكن حساب الحرارة المحسوسة من القانون التالي:

$$Q_s = \dot{m}_a \times c_p \times \Delta T$$

حيث: $\dot{m}_a = \{kg/s\}$ معدل سريان الهواء $c_p = \{kJ/kgK\}$ الحرارة النوعية للهواء $\Delta T = \{^{\circ}C\}$ الفرق في درجات الحرارة

٢. حرارة كامنة (Latent heat Q_l)

هي الحرارة التي تغير من حالة المادة دون إحداث تغير في درجة الحرارة الجافة وبالنسبة للهواء فالحرارة الكامنة هي التي تؤثر على نسبة كمية بخار الماء في الهواء فقط وهي تحسب عن طريق:

$$Q_l = \dot{m}_a \times h_{fg} \times \Delta w = \dot{m}_a \times \Delta h$$

حيث: $h_{fg} = \{kJ/kg\}$ الحرارة الكامنة للهواء $\Delta h = \{kJ/kg\}$ التغير في طاقة الإنثالبي $\Delta w = \{kg/kg\}$ كمية التغير في رطوبة الهواء

معادلات الحرارة المحسوسة و الحرارة الكامنة تستخدم لإيجاد أحوال التغذية المطلوبة.

مثال ١٢:

حيز مكيف له حمل محسوس $Q_s = 16kW$ وحمل كامن $Q_l = 6.4kW$. يراد الاحتفاظ بالحيز المكيف حدد أحوال نقطة التغذية.

$$Q_s = \dot{m}_a \times c_p \times \Delta T$$

من معادلة الحرارة المحسوسة $\Delta T = T_S - T_R = \frac{Q_s}{\dot{m}_a \times c_p} = \frac{16}{1.5 \times 1.006} = 10.6^{\circ}C$ $\therefore T_S = 25 - 10.6 = 14.4^{\circ}C$ عليه تكون درجة الحرارة الجافة للهواء التغذية

$$Q_l = \dot{m}_a \times h_{fg} \times \Delta w$$

ومن المعادلة: $\Delta w = \frac{Q_l}{\dot{m}_a \times h_{fg}} = \frac{6.4}{1.5 \times 2500} = 0.0017 kg/kg$ ومن الجداول $h_{fg} = 2500 kJ/kg$ عليه التغير في كمية الرطوبة للهواء التغذية

$$\Delta w = w_R - w_S = \frac{Q_l}{\dot{m}_a \times h_{fg}} = \frac{6.4}{1.5 \times 2500} = 0.0017 kg/kg$$

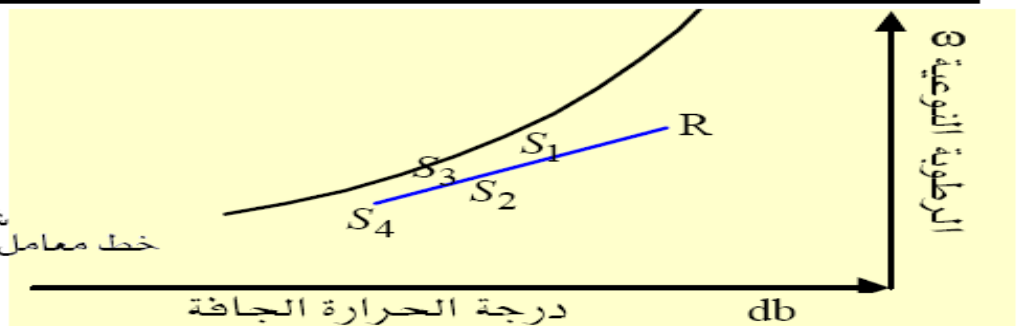
وبما إن $w_R = 0.012 kg/kg$ عليه تكون رطوبة هواء التغذية هي:

$$w_S = w_R - \Delta w = 0.012 - 0.0017 = 0.0103 kg/kg$$

وبمعرفة درجة الحرارة الجافة وكمية الرطوبة لنقطة التغذية عليه يمكن تحديد نقطة التغذية (S) على الخريطة السيكرومترية.

إذا تم تغيير معدل سريان الهواء مع بقاء أحوال الغرفة عند $25^{\circ}C(db), 50\%RH$ من $1.5 kg/s$ إلى الكميات الأخرى الموضحة بالجدول:

نقطة التغذية	معدل السريان (\dot{m}) kg/s	أحوال نقطة التغذية (S)	
		درجة الحرارة الجافة (db) $^{\circ}C$	الرطوبة النوعية (w) kg/kg
S_1	1.5	14.4	0.0085
S_2	2.5	18.6	0.0092
S_3	3.0	19.7	0.0093
S_4	3.5	20.5	0.0095



شكل (٢ - ٢١):
خط معامل الحرارة المحسوس للغرفة

نجد إن أحوال نقطة التغذية (S) تتغير مع ملاحظة إن النقاط S_1, S_2, S_3, S_4, R تقع على خط مستقيم وهذا الخط يسمى بمعامل الحرارة المحسوسة (SHF) وأيضاً يسمى بخط نسبة الحرارة المحسوسة للغرفة (RSHR) $\text{Room Sensible Heat Ratio line}$ معامل الحرارة المحسوسة (SHF) تعرف نسبة الحمل المحسوس لأي حيز منسوباً إلى الحمل الكلي لهذا الحيز بمعامل الحرارة المحسوسة (SHF):

$SHF = \frac{Q_s}{Q_t} = \frac{Q_s}{Q_s + Q_l}$ هذا الخط يبدأ من نقطة أحوال الحيز (الغرفة R) ماراً بنقطة التغذية S.

في كثير من الخرائط السيكرومترية، نسب هذا الخط (SHF) تكون مرسومة على جانب الخريطة السيكرومترية لسهولة رسم أي خط له نسبة الميلان هذه.

مثال ١٣:

مكتب له حمل محسوس $8kW$ وحمل كامن. أحوال الحيز هي. باعتبار أحوال الصيف للجو الخارجي وأخذ $9^\circ C$ فرق درجات حرارة بين نقطة التغذية وأحوال الحيز المكيف، المطلوب تحديد أحوال الحيز ونقطة التغذية على الخريطة السيكرومترية.

- حدد أحوال الحيز من الخاصيتين المعطاتين - النقطة R @ $24^\circ C(db), 50\% RH$ - كما إن $Q_s = 8kW$ و $Q_l = 2kW$ و $Q_t = Q_s + Q_l = 8 + 2 = 10kW$ $\therefore SHF = \frac{Q_s}{Q_t} = \frac{8}{10} = 0.80$

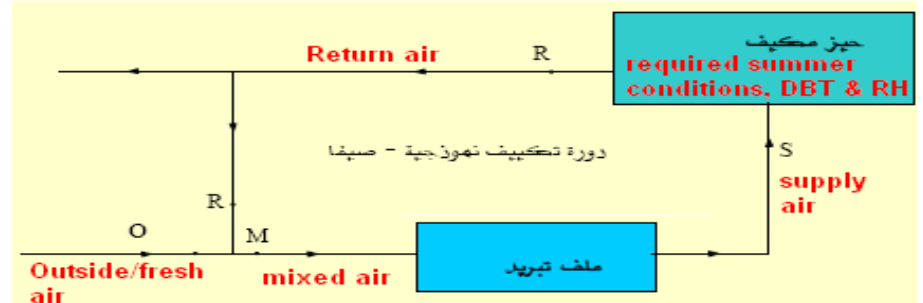
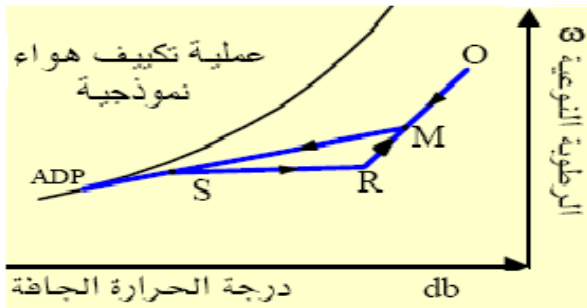
- لوجود $9^\circ C$ درجات فرق بين نقطة التغذية S وأحوال الحيز R وبما إن أحوال هي صيفا؛ عليه تكون درجة حرارة نقطة التغذية تقل عن R بـ $9^\circ C$ أي R عند $15^\circ C(db)$

- من الخريطة - حدد نسبة معامل الحرارة المحسوسة $SHF=0.80$.

- ارسم خطاً موازياً لخط SHF، وباستعمال المثلث والمسطرة، اذهب به حتى يلاقي النقطة R ويتقاطع مع خط درجة الحرارة $15^\circ C(db)$ وهذه هي نقطة S - اقرأ خواص الهواء عند S. $(15^\circ C(db), 13^\circ C)$

دورة التكييف الأساسية Basic Air Conditioning Cycle

الدورة الأساسية للتكييف تتكون عادة من عدة عمليات تكييف متصلة مع بعضها البعض لتعطي الأحوال النهائية المطلوبة للحيز المكيف. التحليل السيكرومتري لدورة التكييف هو الأداة الرئيسية لتحديد أحوال الهواء عند مختلف النقاط لهذه الدورة، وكذلك لتحديد السعات والكميات الأخرى لدورة التكييف. مثال ذلك تحديد نقطة الخلط، سعة ملف التبريد و/أو التسخين، كمية الرطوبة المزالة... الخ. وعادة يمكن تقسيم دورة التكييف هذه إلى دورة تكييف مفتوحة open air conditioning (cycle) أو دورة تكييف مغلقة. والشكلان التاليان يوضحان عملية تكييف هواء نموذجية مغلقة.



يلاحظ فيها إن ظروف الخليط M تقع على خط يصل بين ظروف الغرفة R وظروف الهواء الخارجي O. موقع النقطة M يعتمد على كميات الهواء التي يتم خلطها. فإذا كان الخليط يتكون من 75% من هواء الغرفة (الهواء الراجع) و 25% من هواء التهوية (الهواء الخارجي النقي) فإن M تقع على بعد 25% من طول الخط من النقطة R.

وأفضل طريقة لحساب موقع نقطة الخليط M هو استعمال درجة حرارة البصيلة الجافة (db) كمرجع فإذا كانت الغرفة عند $24^\circ C(db)$ والجو المحيط عند $36^\circ C(db)$ فإن النقطة M ستكون عند:

$$T_M = \frac{0.25 \times 36 + 0.75 \times 24}{0.25 + 0.75} = 27^\circ C(db) \quad T_M = \frac{m_O T_O + m_R T_R}{m_O + m_R}$$

إذا كانت فاعلية ملف التبريد $\eta = 100\%$ فسيبرد كل الهواء إلى درجة الحرارة الفاعلة لسطح الملف أي النقطة ADP (نقطة الندى لملف التبريد) وتعتمد عموماً فاعلية الملف على شكله الهندسي إضافة إلى سرعة الهواء خلال الملف. النقطة S تقع على خط معامل الحرارة المحسوس (SHF) للغرفة وعلى امتداد النقطتين M و (ADP).

بعد تحديد كل النقاط يمكن حساب كل من معدل سريان الهواء وسعة ملف التبريد وكمية ماء التكييف كما أسلفنا.

خلاصة

- الهواء الجوي يتكون من 78% نيتروجين و 21% أكسجين
- لحد كبير يعتبر الهواء مثالياً ويتبع القانون العام للغازات.
- درجة الحرارة الجافة للهواء هي درجة الحرارة التي يسجلها الترمومتر العادي..
- درجة الحرارة الرطبة هي أقل درجة حرارة يسجلها ترمومتر مبتل بقطعة قماش .
- المقلع هو الجهاز الذي يسجل درجة الحرارة الجافة ودرجة الحرارة الرطبة . درجة الحرارة الرطبة أقل من درجة الحرارة الجافة نسبة لتبخر الماء من القماش المبتل .
- درجة الندى هي درجة الحرارة التي يبدأ عندها تكثف قطرات الماء من الهواء عندما يتم تبريده
- الرطوبة النسبية هي مقياس لنسبة كمية رطوبة الهواء إلى الكمية القصوى التي يمكن أن يحملها الهواء عند نفس درجة الحرارة .

الرطوبة النوعية (أو الرطوبة المطلقة) هي كمية الرطوبة في الهواء لكل 1 kg من الهواء الرطب. الخريطة السيكرومترية هي أداة تسهل إيجاد خصائص الهواء الرطب عند الضغط الجوي عند مختلف أحوال التبريد والتدفئة كما أنها تسهل وتوضح عمليات التكييف المختلفة . الخريطة السيكرومترية تحتوي على سبع خواص للهواء هي.

■ درجة الحرارة الجافة (db) ■ درجة الحرارة الرطبة (wb) ■ الرطوبة النسبية (RH)

■ الرطوبة النوعية (ω) ■ الحجم النوعي (v) ■ طاقة الانتالبي (h) ■ درجة الندى Dew point

لتحديد أحوال الهواء على الخريطة السيكرومترية يلزم معرفة خاصيتين مستقلتين من الخواص السبع.

◆ العمليات السيكمرومترية التي تمت دراستها هي:

- عمليات التبريد المحسوس: وذلك عندما يتم تبريد الهواء إلى درجة حرارة أعلى من درجة الندى وتكون خط هذه العملية على الخريطة السيكمرومترية أفقياً من اليمين إلى اليسار.
 - عمليات التسخين المحسوس حيث يتم تسخين الهواء كهربياً أو عن طريق الماء الساخن (ملفات تسخين) وبذلك تزداد درجة حرارة الهواء (عملية أفقية من اليسار إلى اليمين)
 - عملية الترطيب الأدياباتي وهي تمثل عمليات المكيف الصحراوي وهي تكون عند ثبوت طاقة الانثالي، غير إن كثيراً من المصممين يعتبرون هذه العملية عند ثبوت درجة الحرارة الرطبة .
 - عملية حقن البخار: عملية رأسية على الخريطة السيكمرومترية مع ثبوت درجة الحرارة الجافة تقريباً وزيادة كمية رطوبة الهواء
 - عملية التبريد مع التجفيف حيث يتم تبريد الهواء إلى درجة حرارة أقل من درجة الندى .
- ◆ معامل الحرارة المحسوس (SHF) للغرفة يعبر عن نسبة الحرارة المحسوسة إلى الحرارة الكلية للحيز المكيف ويساعد في رسم وتحليل عمليات التكيف المختلفة.

تمارين

١ - أكمل الخصائص الناقصة للهواء الرطب عند الضغط الجوي إذا عرفت أي من :

درجة الندى	الانثالي	الحجم النوعي	الرطوبة النوعية	الرطوبة النسبية	درجة الحرارة الرطبة	درجة الحرارة الجافة
dp	h	v	ω	RH	wb	db
$^{\circ}C$	kJ/k	m^3/kg	$\frac{kgH_2O}{kgair}$	%	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$
			0.010	45	16	22
11					21	20
			0.0134	20		
			0.0084	80		
15		0.88		50		30
	90	0.86				
	50	0.015			25	

٢ - هواء رطب عند $30^{\circ}C(db)$, $w = 0.0102 kg/kg$ تم تسخينه بمقدار $10^{\circ}C$. ارسم هذه العملية على الخريطة السيكمرومترية ثم أكمل الجدول التالى لحالة الهواء بعد التسخين وذلك باستعمال الرموز التالية: (←) ثابت، (↑) زيادة، (↓) نقصان

العملية	db	wb	RH	w	v	h	dp
تسخين محسوس							

٣ - إذا أريد تسخين (محسوس) $16 kg/s$ من الهواء الرطب عند $15^{\circ}C(db)$ ورطوبة نوعية $0.005 kg H_2O/kg$ بمقدار $15^{\circ}C$. احسب سعة ملف التسخين .

٤. سخان كهربائي تم تركيبه في مجرى هوائي لتسخين (تسخين محسوس) $200 kg/hr$ هواء من $20^{\circ}C(db)$, $50\%RH$ إلى. أوجد سعة السخان حسابياً وبواسطة الخريطة السيكمرومترية.

٥ - $1.5 m^3/s$ من الهواء الرطب عند $30^{\circ}C(wb)$, $45^{\circ}C(db)$ تدخل غرفة بها رشاشات لغسالة هواء (ترطيب أدياباتي). إذا كانت درجة حرارة الهواء الجافة عند الخروج تساوى أوجد :-

- ١ - كفاءة الإشباع
- ٢ - معدل سريان ماء التعويض.
- ٦ - $1.5 m^3/s$ من الهواء الرطب عند $w = 0.0102 kg/kg$, $30^{\circ}C(db)$ تم تبريده خلال ملف التبريد إلى $10^{\circ}C(db)$. إذا كانت درجة سطح ملف التبريد $5^{\circ}C$. ارسم هذه العملية على الخريطة السيكمرومترية ومن ثم أوجد :- معامل التلامس لملف التبريد - سعة ملف التبريد
- ٧ - $720 m^3/min$ (متر^٣ / الدقيقة) من الهواء الرطب عند الأحوال $24^{\circ}C(wb)$, $30^{\circ}C(db)$ تدخل ملف تبريد وتخرج من ملف التبريد عند الأحوال التالية: $15^{\circ}C(db)$, $90\%RH$. أوجد سعة وكفاءة ملف التبريد وكمية ماء التكثيف بوحدة L/hr .

٨ - هواء بارد عند $12^{\circ}C(db)$, $20\%RH$ تم تسخينه إلى $37^{\circ}C(db)$ ومن ثم ترطبيه أدياباتياً إلى $RH = 90\%$. ارسم العمليتين على الخريطة السيكمرومترية ومن ثم احسب كفاءة الترطيب.

٩ - $0.5 m^3/s$ من الهواء الرطب عند $25^{\circ}C(wb)$, $45^{\circ}C(db)$ تم تبريدها إلى $38^{\circ}C(db)$ بواسطة الماء البارد ثم بعد ذلك تم ترطبيها أدياباتياً في غسالات الهواء. بافتراض كفاءة الترطيب لغسالات الهواء تساوي 90% ، أ - ارسم العمليتين أعلاه على الخريطة السيكمرومترية ب - أوجد كمية ماء الترطيب

١٠ - $2 kg/s$ من الهواء الرطب عند $30^{\circ}C(wb)$, $35^{\circ}C(db)$ تم خلطها مع $0.2 kg/s$ من الهواء الرطب عند $100RH$, $10^{\circ}C$. أوجد خواص الهواء عند نقطة الخلط..

١١ - تم خلط $10 kg/s$ من الهواء عند $25^{\circ}C(wb)$, $40^{\circ}C(db)$ مع $15 kg/s$ من الهواء عند الأحوال $20^{\circ}C(db)$, $50\%RH$. أوجد الأحوال التالية للهواء الخليط :-

- درجة الحرارة الجافة
- الحجم النوعي
- درجة الندى

خلال ملف تبريد مائي له درجة حرارة السطح تساوي $ADP = 8^{\circ}C$. بافتراض معامل التلامس لملف التبريد $\eta = 80\%$ ارسم العمليات الخريطة السيكمرومترية ومن ثم أوجد :
 أ - سعة ملف التبريد ب - كمية الرطوبة المزالة

١٤ - في نظام تكييف ذي مسلك واحد ، يتم خلط 1.5 kg/s من الهواء الخارجي (عند $4^{\circ}C(db), 80\%RH$) مع 4.5 kg/s من الهواء الراجع له خواص $20^{\circ}C(db), 50\%RH$. بعد ذلك يتم تسخين الهواء المخلوط إلى $35^{\circ}C(db)$ ثم يرطب أدياباتيا إلى $19^{\circ}C(db)$. ارسم هذه العمليات الخريطة السيكمرومترية ومن ثم أوجد : أ - سعة ملف التسخين ب - كمية ماء الترطيب

١٥ - $1.0 \text{ m}^3/\text{s}$ من الهواء الرطب عند $32^{\circ}C(db), 28^{\circ}C(wb)$ تم تبريده إلى $20^{\circ}C(db), 100\%RH$. أوجد كمية الحرارة الكامنة والمحسوسة اللازمة لتبريد هذا الهواء .

١٦ - لحيز مكيف عند وجد إن فرق درجات الحرارة بين نقطة التغذية (S) وأحوال الحيز (R) تساوي $\Delta T = 9K$. مستعينا بالخريطة السيكمرومترية أوجد أحوال نقطة التغذية إذا علمت الآتي :

i - معامل الحرارة المحسوس للغرفة $SHF = 80\%$ ii - الأحوال الخارجية $5^{\circ}C(db), 50\%RH$

١٧ - غرفة عند $21^{\circ}C(db), 50\%RH$ لها حملها المحسوس 14 kW والحمل الكامن 1.5 kW ودرجة الحرارة الجافة لنقطة التغذية هي $12^{\circ}C$. أوجد معامل الحرارة المحسوس للغرفة ثم الرطوبة النوعية لنقطة التغذية .

١٨ - غرفة يراد تكييفها شتاءً ولها حملها المحسوس 54 kW والحمل الكامن 6 kW . والأحوال الداخلية للغرفة $25^{\circ}C(db), 50\%RH$. والفرق المتوقع في درجات الحرارة بين نقطة التغذية والغرفة $10^{\circ}C$. أوجد : أ - معامل الحرارة المحسوس للغرفة . ب - معدل هواء التغذية . ج - أحوال نقطة التغذية

١٩ - في نظام تكييف للهواء ، يتم خلط 540 L/s هواء خارجي عند $32^{\circ}C(db), 23^{\circ}C(wb)$ مع 2850 L/s هواء راجع عند $24^{\circ}C(db), 50\%RH$. ثم يبرد المخلوط خلال ملف التبريد ويتركه عند $90\% RH$. إذا كان معامل الحرارة المحسوسة للغرفة 70% . أوجد :
 أ - درجة الندى لملف التبريد
 ii - درجة حرارة الهواء الخارج من ملف التبريد
 iii - سعة ملف التبريد .
 iv - الحمل المحسوس ، الحمل الكامن ثم الحمل الكلي للغرفة .

٢٠ - وحدة مناولة هواء لتكييف غرفة تتكون من ملف تبريد ومرطب بخار . ومعامل الحرارة المحسوس للغرفة 0.70 ومعدل سريان هواء التغذية 5 kg/s . إذا علمت الآتي :
 - شروط التصميم الداخلية $24^{\circ}C(db), 50\%RH$ - شروط التصميم الخارجية $40^{\circ}C(db), 10\%RH$
 - الرطوبة النوعية عند نقطة التغذية (dry air) 0.008 kg/kg
 - الرطوبة النسبية للهواء بعد خروجه من ملف التبريد $60\%RH$. نسبة الخلط $1/3$
 ارسم العمليات أعلاه على الخريطة السايكمرومترية ثم أوجد :

أ (حمل الغرفة الكلي ب) سعة ملف التبريد ج (كمية ماء الترطيب
 ٢١ - وحدة مناولة هواء لتكييف غرفة تتكون من ملف تسخين ومرطب بخار . ومعامل الحرارة المحسوس للغرفة يساوي 0.90 ومعدل سريان هواء التغذية 5 kg/s إذا علمت الآتي :
 - شروط التصميم الداخلية $24^{\circ}C(db), 50\%RH$ - شروط التصميم الخارجية $4^{\circ}C(db), 0^{\circ}C(wb)$
 - درجة الحرارة الجافة لنقطة التغذية $34^{\circ}C(db)$ - نسبة الخلط (الراجع / الهواء النقي) $1 : 3$
 بعد رسم العمليات المذكورة على الخريطة السايكمرومترية ، احسب :
 أ - سعة ملف التسخين ب - حمل الغرفة (المحسوس والكامن)

٢٢ - لنظام تكييف صيفي يدفع 950 L/s من الهواء الخارجي خلال ملف تبريد . إذا كانت حالة الهواء الخارجي $35^{\circ}C(db), 25^{\circ}C(wb)$ وحالة الهواء الداخلية $27^{\circ}C(db), 45\%RH$. معامل الحرارة المحسوسة للغرفة 0.8 والرطوبة النسبية للهواء بعد ملف التبريد 90% . أوجد :
 أ - درجة الندى للجهاز ii - سعة ملف التبريد iii - كمية ماء التكثيف بوحدة L/hr .

٢٣ - غرفة حملها المحسوس 5.5 kW وأحوال التصميم للغرفة هي $24^{\circ}C(db), 50\%RH$. والهواء الخارجي عند $35^{\circ}C(db), 27^{\circ}C(wb)$. نسبة خلط الهواء الخارجي مع هواء الغرفة $1/3$. يبرد مخلوط الهواء خلال ملف تبريد بحيث يترك الهواء ملف التبريد مشبعاً عند $10^{\circ}C$ وعلى خط معامل الحرارة المحسوس للغرفة . إذا تم خلط جزء من هواء الغرفة مع الهواء الخارج من ملف التبريد بحيث تصبح درجة حرارة تغذية الهواء للغرفة عند $15^{\circ}C(db)$. احسب :
 أ - معدل سريان الهواء الكلي
 ii - النسبة المئوية للهواء الراجع من الغرفة (بعد ملف التبريد) مع الهواء الخارج من ملف التبريد
 iii - حمل الغرفة الكامن والكلي
 iv - سعة ملف التبريد .