

Bölüm 8
İKLİMLENDİRMENİN TEMEL
PRENSİPLERİ

Ceyhun Yılmaz
Afyon Kocatepe

Amaçlar

- Kuru hava ve atmosferik hava arasındaki farkın anlaşılması.
- Atmosferik havanın özgül nemi ile bağıl neminin tanımlanması ve hesaplanması.
- Atmosferik havanın çiy noktası sıcaklığının hesaplanması.
- Atmosferik havanın adyabatik doyma sıcaklığı ile yaş termometre sıcaklığı arasındaki ilişkinin kurulması.
- Atmosferik havanın özelliklerinin belirlenmesi için Psikrometrik diyagramdan yararlanılması.
- Çeşitli iklimlendirme işlemlerine kütle ve enerji korunumu ilkelerinin uygulanması.

KURU HAVA VE ATMOSFERİK HAVA

Atmosferik hava: Hava azot, oksijen ve küçük miktarlardaki başka gazlardan oluşan bir karışımdır. Atmosfer içindeki hava bir miktar su buharı (veya *nem*) içerir ve bu nedenle **atmosferik hava** diye adlandırılır.

Kuru hava: Diğer taraftan içinde su buharı bulunmayan hava ise **kuru hava** diye nitelendirilir.

$$h_{\text{dry air}} = c_p T = (1.005 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}) T \quad (\text{kJ/kg})$$

$$\Delta h_{\text{dry air}} = c_p \Delta T = (1.005 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}) \Delta T \quad (\text{kJ/kg})$$

Burada T , $^\circ\text{C}$ olarak havanın sıcaklığını ve ΔT sıcaklık değişimini göstermektedir.

İklimlendirme uygulamalarında entalpi *değişimleri* (Δh) üzerinde durulur ve söz konusu değişim seçilen referans sıcaklığından bağımsızdır.

Bu nedenle havadaki su buharı, tek başına bulunması durumunda nasıl davranıyorsa öyle davranır ve $P_v=RT$ ideal gaz hal denklemini sağlar.

Böylelikle atmosferik hava, basıncı kuru havanın* (P_a) ve su buharının (P_v) kısmi basınçlarının toplamı olan, ideal bir gaz karışımı olarak incelenebilir

$$P = P_a + P_v \quad (\text{kPa})$$

P_a Kuru havanın kısmi basıncı

P_v Buharın kısmi basıncı (Buhar basıncı)

Su buharının kısmi basıncı genellikle **buhar basıncı** diye nitelenir. Bu basınç, su buharının atmosferik hava sıcaklığı ve hacminde tek başına olması durumunda sahip olacağı basıncı göstermektedir.

KURU HAVA

$T, ^\circ\text{C}$	$c_p, \text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$
-10	1.0038
0	1.0041
10	1.0045
20	1.0049
30	1.0054
40	1.0059
50	1.0065

Havadaki su buharının da kuru hava gibi ideal bir gaz olarak kabul edilmesi çok büyük kolaylık sağlar. Hatta bunun için hassaslıktan bir miktar ödün verilmesi bile göze alınabilir. 50°C sıcaklıkta, suyun doyma basıncı 12.3 kPa'dir. Bu değerden daha düşük basınçlarda, doymuş buhar halinde olsa bile su buharı çok az bir hatayla (%0.2'nin altında) ideal gaz olarak ele alınabilir.

Su için:

$$h_g = 2500.9 \text{ kJ/kg at } 0^\circ\text{C}$$

$$c_{p,avg} = 1.82 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C at } -10 \text{ to } 50^\circ\text{C range}$$

$$h_g(T) \cong 2500.9 + 1.82T \quad (\text{kJ/kg}) \quad T \text{ in } ^\circ\text{C}$$

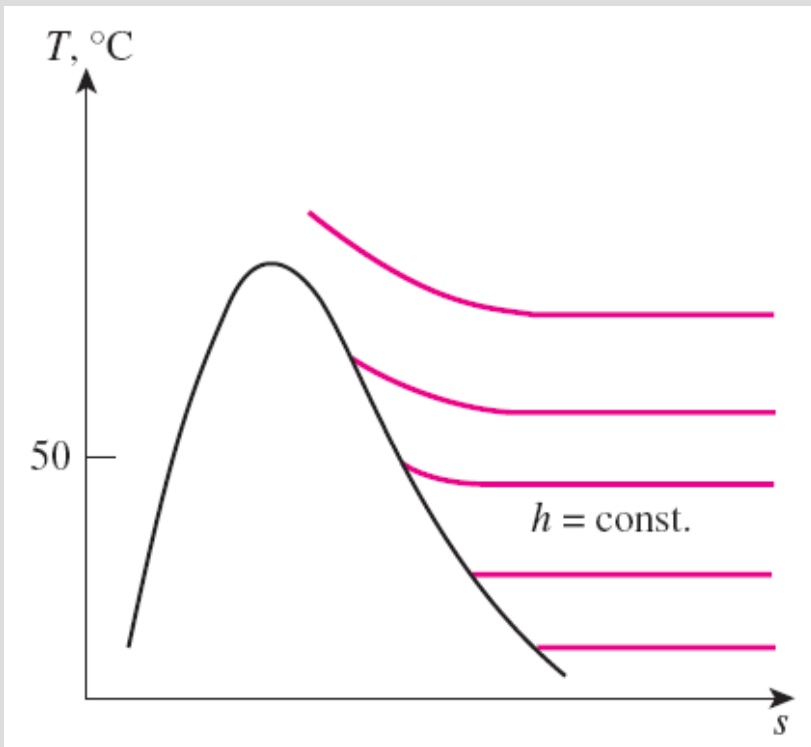
$$h_g(T) \cong 1060.9 + 0.435T \quad (\text{Btu/lbm}) \quad T \text{ in } ^\circ\text{F}$$

$h = h(T)$ su buharı ideal bir gazdır.

(Entalpisi yalnızca sıcaklığın fonksiyonu olup, $h=h(T)$ şeklinde ifade edilebilir.)

$$h_v(T, \text{low } P) \cong h_g(T)$$

Yukarıdaki bağıntı -10°C ile 50°C arasında su buharının entalpisini aşağıdaki şekilde gösterildiği gibi ihmal edilebilecek bir hatayla vermektedir.



SU BUHARI			
$h_g, \text{kJ/kg}$			
$T, ^\circ\text{C}$	Tablo A-4	Denk. 14-4	Fark kJ/kg
-10	2482.1	2482.7	-0.6
0	2500.9	2500.9	0.0
10	2519.2	2519.1	0.1
20	2537.4	2537.3	0.1
30	2555.6	2555.5	0.1
40	2573.5	2573.7	-0.2
50	2591.3	2591.9	-0.6

50°C altında, $h = \text{const.}$ lines coincide with the $T = \text{const.}$ lines in the superheated vapor region of water.

HAVANIN ÖZGÜL NEMİ VE BAĞIL NEMİ

Absolute or specific humidity (*humidity ratio*): Havadaki su buharı miktarı değişik biçimlerde tanımlanabilir. Bunu yapmanın muhtemelen en mantıklı yolu bir birim kuru hava kütleğinde bulunan su buharı kütleğinin doğrudan dikkate alınmasıdır. Bu değeri mutlak veya özgül nem (aynı zamanda nem oranı) diye adlandırılır ve ω ile gösterilir:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (\text{kg su buharı/kg kuru hava})$$

Özgül nem aşağıdaki bağıntıyla da ifade edilebilir:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{P_v V / R_v T}{P_a V / R_a T} = \frac{P_v / R_v}{P_a / R_a} = 0.622 \frac{P_v}{P_a}$$

veya P toplam basınç olmak üzere:

$$\omega = \frac{0.622 P_v}{P - P_v} \quad (\text{kg su buharı/kg kuru hava})$$

şeklinde tanımlanabilir.

Doymuş hava: Nem ile doygun havadır.

Nispi nem: Doymuş havaya eklenmeye çalışılan her bir buhar molekülü yoğuşacaktır.

Belirli bir sıcaklık ve basınçta bulunan doymuş havadaki su buharı miktarı P_v 'nin, aynı sıcaklıktaki suyun doyma basıncı olan P_g ile değiştirilmesi ile hesaplanabilir.

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v V / R_v T}{P_g V / R_v T} = \frac{P_v}{P_g}$$

$$P_g = P_{\text{sat}} @ T$$

HAVA
25°C, 100 kPa
($P_{\text{doy, H}_2\text{O}} @ 25^\circ\text{C} = 3.1698 \text{ kPa}$)

$P_v = 0 \rightarrow$ kuru hava
 $P_v < 3.1698 \text{ kPa} \rightarrow$ doymamış hava
 $P_v = 3.1698 \text{ kPa} \rightarrow$ doymuş hava

For saturated air, the vapor pressure is equal to the saturation pressure of water.

Bir ortamda kendimizi ne kadar rahat hissettiğimiz, havanın içerdği su buharı miktarıyla tam olarak ilişkilidir.

Ancak bu rahatlığın mertebesi havanın içerdği su buharı miktarının (m_v), aynı sıcaklıktaki havada bulunabilecek en fazla su buharı miktarına ($m_{v, maks}$) oranına daha fazla bağlıdır.

Bu iki büyüklüğün oranına bağıl nem adı verilir ve ϕ ile gösterilir.

$$\begin{aligned} & \text{HAVA} \\ & 25^\circ\text{C}, 1 \text{ atm} \\ & m_a = 1 \text{ kg} \\ & m_v = 0.01 \text{ kg} \\ & m_{v, maks} = 0.02 \text{ kg} \\ & \text{Özgül nem: } \omega = 0.01 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg Kuru}} \\ & \text{Bağıl nem: } \phi = 50\% \text{ hava} \end{aligned}$$

$$\phi = \frac{\omega P}{(0.622 + \omega)P_g} \quad \text{and} \quad \omega = \frac{0.622\phi P_g}{P - \phi P_g}$$

Bağıl nem 0 (kuru hava için) ile 1 (doymuş hava için) değerleri arasında değişir. Havada bulunabilecek su buharı miktarının sıcaklığa bağlı olduğuna dikkat edilmelidir.

Bundan dolayı havanın özgül nemi sabit kalsa bile, bağıl nemi sıcaklıkla değişir. Atmosferik hava, kuru hava ve su buharının bir karışımıdır. Bu nedenle havanın entalpisi kuru hava ve su buharının entalpileri yardımıyla ifade edilir. Birçok uygulamada, hava-su buharı karışımındaki kuru hava kütlesi sabit kalırken, su buharı kütlesi değişir. Bundan dolayı atmosferik havanın entalpisi, hava-su buharı karışımının birim kütlesi yerine kuru havanın birim kütlesi için ifade edilir.

Atmosferik havanın toplam entalpisi yaygın bir özellik olduğundan, kuru havanın ve su buharının entalpilerinin toplamıdır: Denklemin her iki tarafı m_a ile bölünürse:

$$H = H_a + H_v = m_a h_a + m_v h_v$$

$$h_v \cong h_g$$

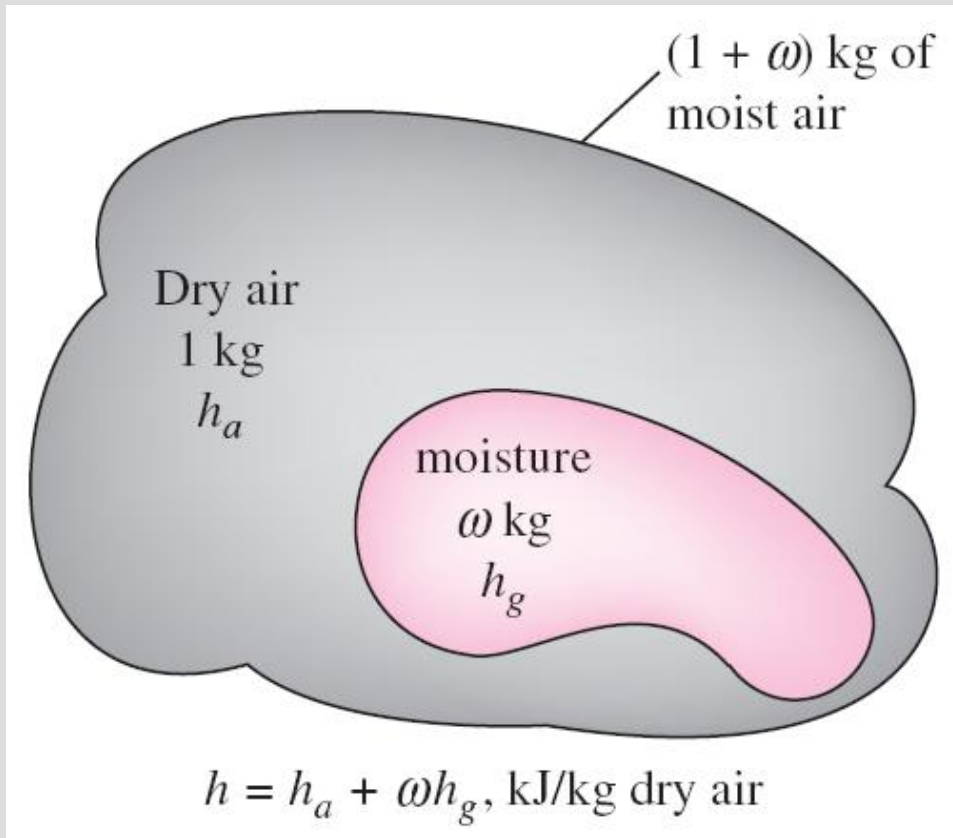
$$h = \frac{H}{m_a} = h_a + \frac{m_v}{m_a} h_v = h_a + \omega h_v$$

$$h = h_a + \omega h_g \quad (\text{kJ/kg kuru hava})$$

elde edilir, çünkü $h_v = h_g$ 'dir

Kuru termometre sıcaklığı:

Atmosferik havanın sıcaklığı, aşağıda tartışılacak olan diğer sıcaklıklardan ayrılabilmesi için sıkça kuru termometre sıcaklığı olarak da adlandırılır.



Nemli (atmosferik) havanın entalpisi kuru havanın birim kütlesine göre belirtilir.

$$\phi = \frac{\omega P}{(0.622 + \omega)P_g} \quad \text{and} \quad \omega = \frac{0.622\phi P_g}{P - \phi P_g}$$

What is the relative humidity of dry air and saturated air?

In most practical applications, the amount of dry air in the air–water-vapor mixture remains constant, but the amount of water vapor changes.

Therefore, the enthalpy of atmospheric air is expressed *per unit mass of dry air*.

$$H = H_a + H_v = m_a h_a + m_v h_v$$

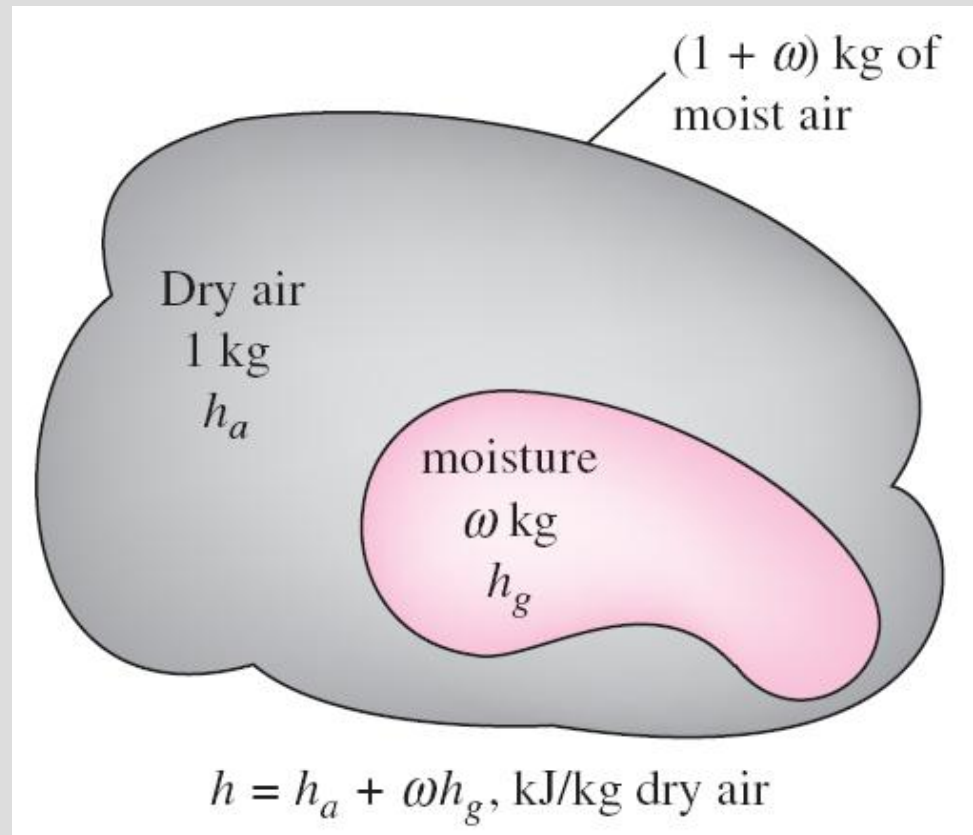
$$h = \frac{H}{m_a} = h_a + \frac{m_v}{m_a} h_v = h_a + \omega h_v$$

$$h_v \cong h_g$$

$$h = h_a + \omega h_g \quad (\text{kJ/kg dry air})$$

Dry-bulb temperature:

The ordinary temperature of atmospheric air.



The enthalpy of moist (atmospheric) air is expressed per unit mass of dry air, not per unit mass of moist air.

AN EXAMPLE

A 5-m × 5-m × 3-m room shown in Fig. 14–7 contains air at 25°C and 100 kPa at a relative humidity of 75 percent. Determine (a) the partial pressure of dry air, (b) the specific humidity, (c) the enthalpy per unit mass of the dry air, and (d) the masses of the dry air and water vapor in the room.

Assumptions The dry air and the water vapor in the room are ideal gases.

Properties The constant-pressure specific heat of air at room temperature is $c_p = 1.005$ kJ/kg·K (Table A–2a). For water at 25°C, we have $T_{\text{sat}} = 3.1698$ kPa and $h_g = 2546.5$ kJ/kg (Table A–4).

(a) The partial pressure of dry air can be determined from Eq. 14–2:

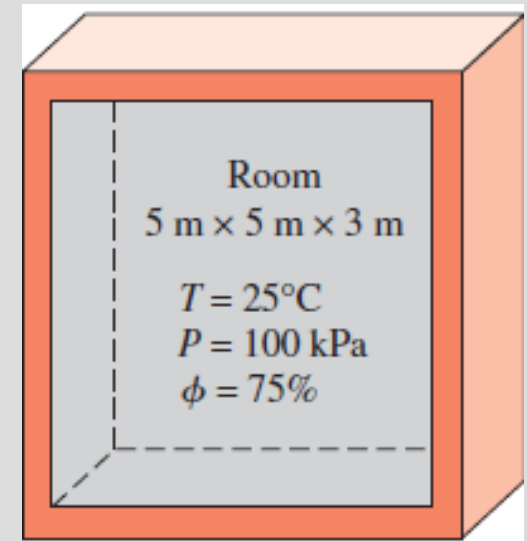
$$P_a = P - P_v$$

where

$$P_v = \phi P_g = \phi P_{\text{sat @ } 25^\circ\text{C}} = (0.75)(3.1698 \text{ kPa}) = 2.38 \text{ kPa}$$

Thus,

$$P_a = (100 - 2.38) \text{ kPa} = \mathbf{97.62 \text{ kPa}}$$



(b) The specific humidity of air is determined from Eq. 14–8:

$$\omega = \frac{0.622P_v}{P - P_v} = \frac{(0.622)(2.38 \text{ kPa})}{(100 - 2.38) \text{ kPa}} = \mathbf{0.0152 \text{ kg H}_2\text{O/kg dry air}}$$

(c) The enthalpy of air per unit mass of dry air is determined from Eq. 14–12:

$$\begin{aligned} h &= h_a + \omega h_v \cong c_p T + \omega h_g \\ &= (1.005 \text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C})(25^\circ\text{C}) + (0.0152)(2546.5 \text{ kJ/kg}) \\ &= \mathbf{63.8 \text{ kJ/kg dry air}} \end{aligned}$$

The enthalpy of water vapor (2546.5 kJ/kg) could also be determined from the approximation given by Eq. 14–4:

$$h_{g @ 25^\circ\text{C}} \cong 2500.9 + 1.82(25) = 2546.4 \text{ kJ/kg}$$

which is almost identical to the value obtained from Table A–4.

(d) Both the dry air and the water vapor fill the entire room completely. Therefore, the volume of each gas is equal to the volume of the room:

$$V_a = V_v = V_{\text{room}} = (5 \text{ m})(5 \text{ m})(3 \text{ m}) = 75 \text{ m}^3$$

The masses of the dry air and the water vapor are determined from the ideal-gas relation applied to each gas separately:

$$m_a = \frac{P_a V_a}{R_a T} = \frac{(97.62 \text{ kPa})(75 \text{ m}^3)}{(0.287 \text{ kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K})(298 \text{ K})} = \mathbf{85.61 \text{ kg}}$$

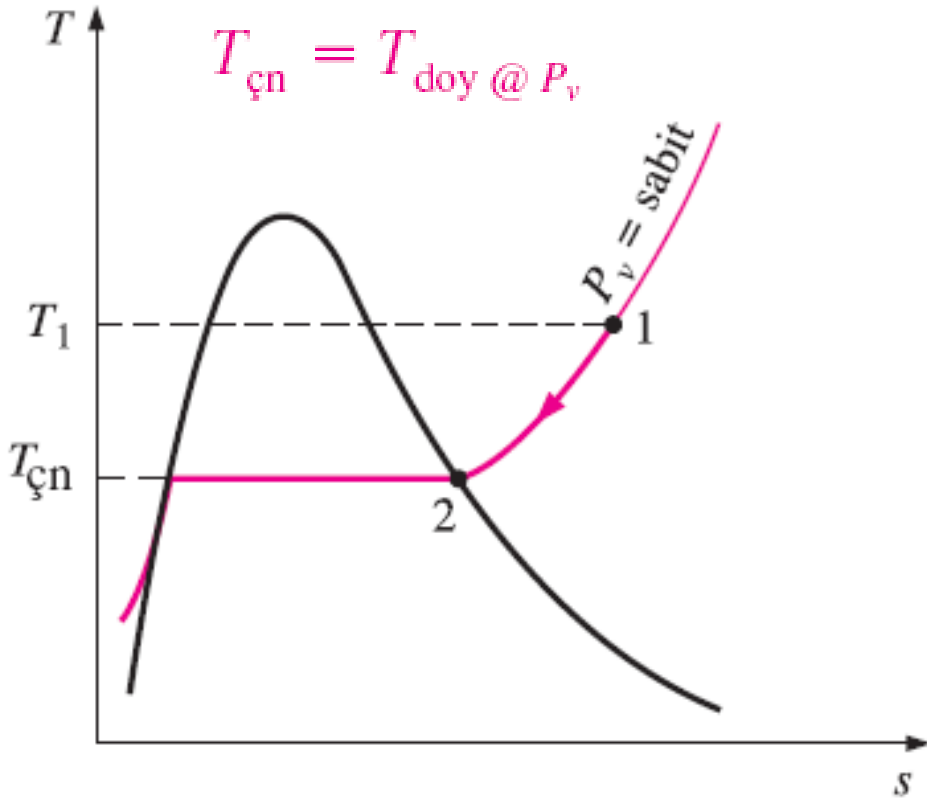
$$m_v = \frac{P_v V_v}{R_v T} = \frac{(2.38 \text{ kPa})(75 \text{ m}^3)}{(0.4615 \text{ kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K})(298 \text{ K})} = \mathbf{1.30 \text{ kg}}$$

The mass of the water vapor in the air could also be determined from Eq. 14–6:

$$m_v = \omega m_a = (0.0152)(85.61 \text{ kg}) = 1.30 \text{ kg}$$

ÇİY NOKTASI SICAKLIĞI

Çiy-noktası sıcaklığı T_{dp} : Çiy noktası sıcaklığı $T_{\text{çn}}$, hava sabit basınçta soğutulduğuda yoğuşmanın başladığı sıcaklık diye tanımlanır.



Çiy noktası sıcaklığı şekil de gösterilmiştir. Hava sabit basınçta soğurken, buhar basıncı P_v de sabit kalır. Böylelikle havadaki buhar (1 hali), doymuş buhar hattına (2 hali) gelinceye kadar sabit basınçta soğuma işleminden geçer.

Bu noktada ki (2 hali) sıcaklık **çiy noktası (dew point)** sıcaklığıdır ve sıcaklığın daha da düşmesi

durumunda, buharın bir bölümü yoğuşarak karışımdan ayrılır.

Bunun sonucu olarak havadaki su buharı ve dolayısı ile P_v de azalır.

Yoğuşma işlemi sırasında hava doymuş halde kalır ve bağıl nemin yüzde yüz olduğu doymuş buhar eğrisini izler.

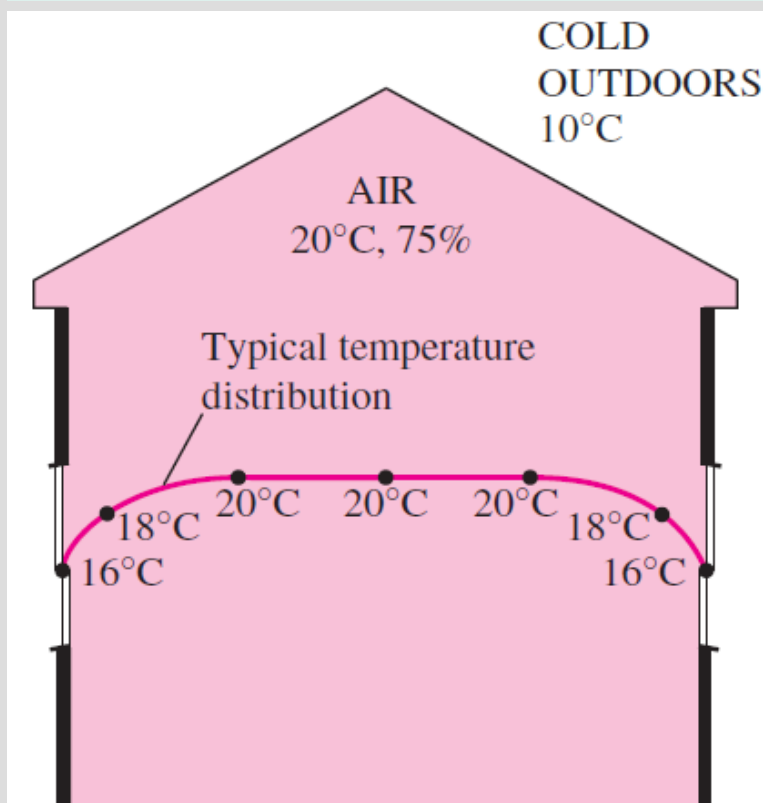
Doymuş havanın **çiy noktası sıcaklığı ile kuru termometre sıcaklığı** aynıdır.



Nemli ve sıcak bir yaz gününde, buzdolabından soğuk bir kutu soda çıkarıldığı zaman dış yüzeyinin buğulandığı görülür. Kutu yüzeyinde buğulanma olması, soda sıcaklığının çevre havasının çiy noktası sıcaklığının altında olduğunu gösterir.

AN EXAMPLE

In cold weather, condensation frequently occurs on the inner surfaces of the windows due to the lower air temperatures near the window surface. Consider a house, shown in Fig. 14–10, that contains air at 20°C and 75 percent relative humidity. At what window temperature will the moisture in the air start condensing on the inner surfaces of the windows?



Properties The saturation pressure of water at 20°C is $P_{\text{sat}} = 2.3392$ kPa (Table A-4).

Analysis The temperature distribution in a house, in general, is not uniform. When the outdoor temperature drops in winter, so does the indoor temperature near the walls and the windows. Therefore, the air near the walls and the windows remains at a lower temperature than at the inner parts of a house even though the total pressure and the vapor pressure remain constant throughout the house. As a result, the air near the walls and the windows undergoes a $P_v = \text{constant}$ cooling process until the moisture in the air starts condensing. This happens when the air reaches its dew-point temperature T_{dp} , which is determined from Eq. 14-13 to be

$$T_{\text{dp}} = T_{\text{sat @ } P_v}$$

where

$$P_v = \phi P_{g @ 20^\circ\text{C}} = (0.75)(2.3392 \text{ kPa}) = 1.754 \text{ kPa}$$

Thus,

$$T_{\text{dp}} = T_{\text{sat @ } 1.754 \text{ kPa}} = \mathbf{15.4^\circ\text{C}}$$

ADYABATİK DOYMA VE YAŞ TERMOMETRE SICAKLIKLARI

- Bağıl nem ve özgül nem terimleri mühendislikte ve atmosfer bilimlerinde sık olarak kullanılır ve sıcaklık ve basınç gibi kolayca ölçülebilen özelliklerle ilişkilerinin kurulması gerekir.
- Bağıl nemi belirlemenin bir yolu, yukarıda açıklandığı biçimde havanın çiy noktası sıcaklığını bulmaktır.
- Çiy noktası sıcaklığı bilindiğinde, buhar basıncı P_v ve buna bağlı olarak bağıl nem hesaplanabilir.
- Bu yaklaşım basit olmasına rağmen uygulamada pratik değildir.

Kütle dengesi:

$$\dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_a \quad (\text{Kuru havanın debisi sabittir})$$

$$\dot{m}_{w_1} + \dot{m}_f = \dot{m}_{w_2} \quad (\text{Havadaki su buharının debisi, buharlaşan tamamlama suyunun (sıvı) debisi } \dot{m}_f \text{ ile artar.})$$

veya

$$\dot{m}_a \omega_1 + \dot{m}_f = \dot{m}_a \omega_2$$

Böylece,

$$\dot{m}_f = \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1)$$

Enerji dengesi:

$$\dot{E}_g = \dot{E}_ç \quad (\dot{Q} = 0 \text{ ve } \dot{W} = 0)$$

$$\dot{m}_a h_1 + \dot{m}_f h_{f_2} = \dot{m}_a h_2$$

veya

$$\dot{m}_a h_1 + \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1)h_{f_2} = \dot{m}_a h_2$$

Her iki taraf \dot{m}_a ile bölünürse

$$h_1 + (\omega_2 - \omega_1)h_{f_2} = h_2$$

veya

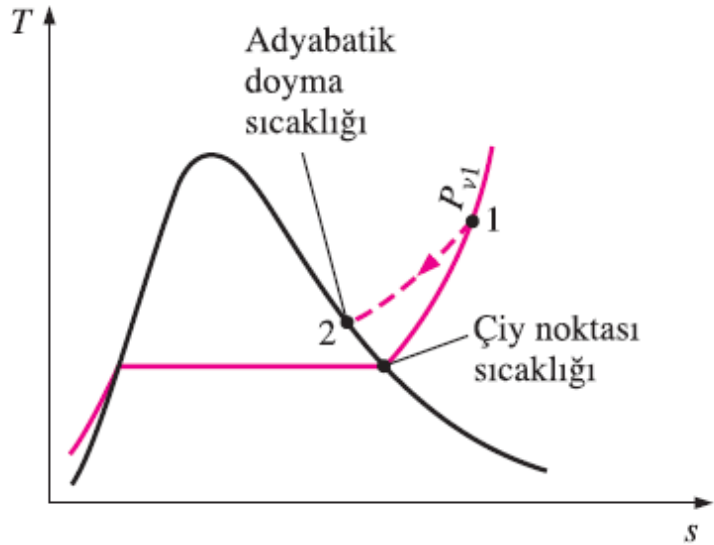
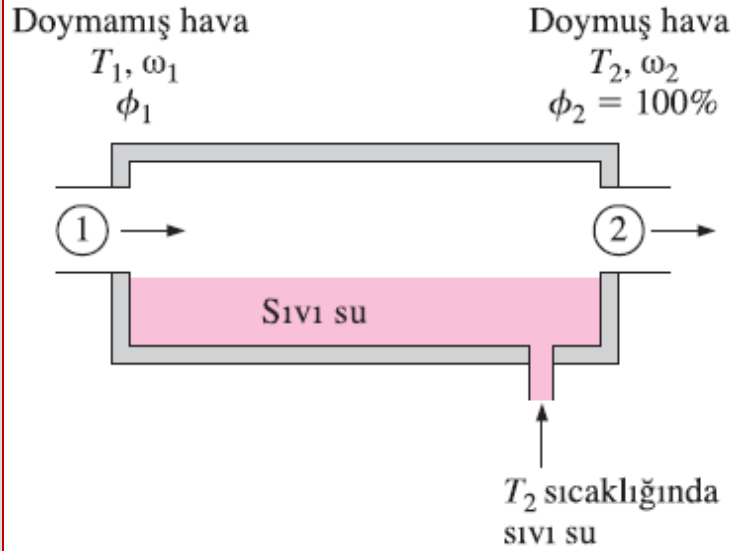
$$(c_p T_1 + \omega_1 h_{g_1}) + (\omega_2 - \omega_1)h_{f_2} = (c_p T_2 + \omega_2 h_{g_2})$$

bulunur. Denklem düzenlenir ve gerekli sadeleştirmeler yapılırsa

$$\omega_1 = \frac{c_p(T_2 - T_1) + \omega_2 h_{fg_2}}{h_{g_1} - h_{f_2}} \quad (14-14)$$

elde edilir. Bu denklemdeki ω_2 değeri, ϕ_2 'nin %100 olması nedeniyle 14-11b numaralı denklemden hesaplanabilir:

$$\omega_2 = \frac{0.622P_{g_2}}{P_2 - P_{g_2}} \quad (14-15)$$



Mutlak veya bağıl nemi belirlemenin bir başka yöntemi de şekilde şematik olarak ve T - s diyagramında gösterilen **adyabatik doyma** işlemidir. Sistem içinde su bulunan yalıtılmış uzun bir kanaldan oluşmaktadır.

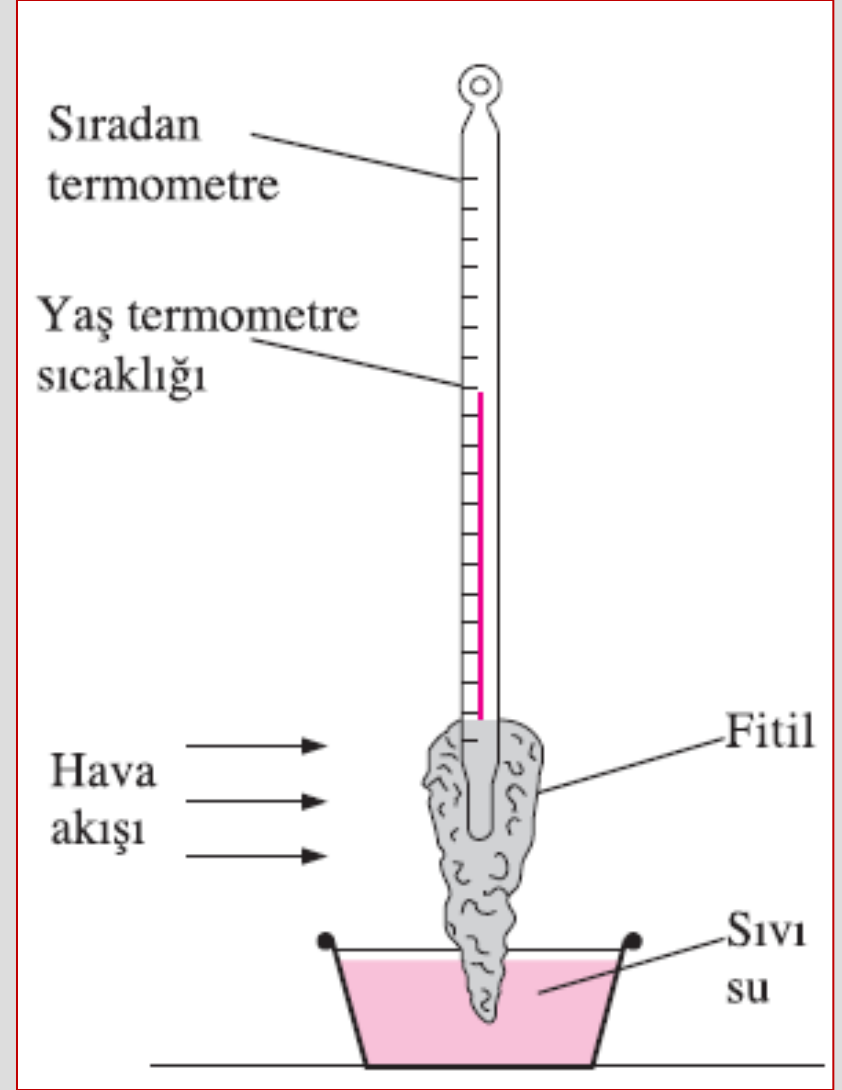
Doymamış hava akımı, kanala ω_1 özgül nemi ile T_1 sıcaklığında girer ve kararlı bir akışla suyun üzerinden geçer. Bu akış sırasında bir miktar su buharlaşarak havaya karışır.

Söz konusu işlemle havanın nem oranı artar, buharlaşan suyun buharlaşma gizli ısısının bir bölümü havadan sağlandığı için sıcaklığı düşer.

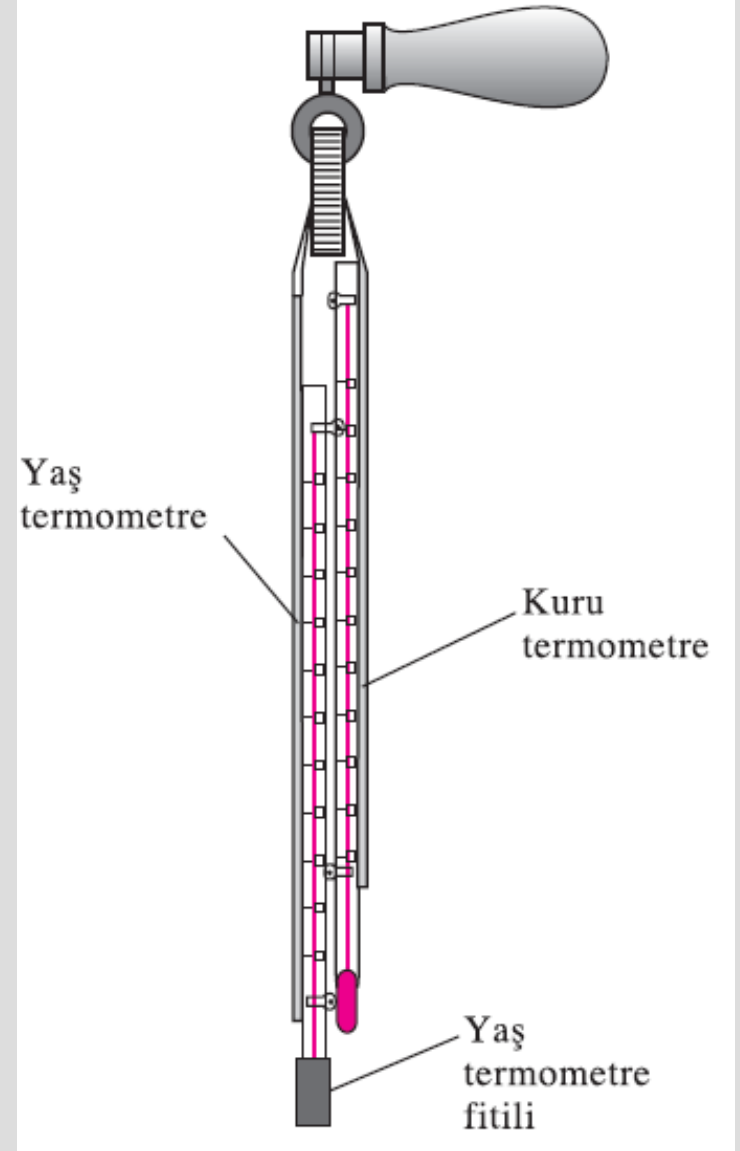
Eğer kanal yeterince uzunsa, hava kanaldan doymuş olarak ($\phi = \%100$) ve **adyabatik doyma sıcaklığı** adı verilen T_2 sıcaklığında çıkar.

- Yukarıda açıklanan adyabatik doyma işlemi, havanın mutlak veya bağıl nemini hesaplamak için bir yol sağlar.
- Diğer taraftan çıkışta doymuş hava elde edilebilmesi için kanalın çok uzun olmasını ya da iyi bir püskürtme düzeninin kurulmasını gerekli kılar.
- Uygulama açısından daha elverişli bir yöntem, Şekil'de gösterildiği gibi ucuna ıslak pamuklu fitil sarılmış bir termometrenin üzerinden hava akışının sağlanması olmaktadır. Bu şekilde ölçülen sıcaklık *yaş termometre sıcaklığı T_{yt}* diye bilinir ve iklimlendirme uygulamalarında sıkça kullanılır.
- Bu yöntemin dayandığı temel ilke de adyabatik doymaya benzerdir. Doymamış hava ıslak fitilin üzerinden geçerken, fitildeki nemin bir miktarı buharlaşır. Bunun sonucu olarak suyun (fitilin) sıcaklığı düşer ve havadan suya ısı geçişine neden olan bir sıcaklık farkını oluşturur. Bir süre sonra, sudan buharlaşma nedeniyle olan ısı kaybı, sıcaklık farkından dolayı havadan suya olan ısı geçişine eşitlenir ve su bir denge sıcaklığında sabitlenir.

Bu noktada termometreden okunan sıcaklık **yaş termometre sıcaklığı**dır. Yaş termometre sıcaklığı aynı zamanda ıslak fitilli termometrenin sabitlendiği bir sistemin kendi etrafında döndürülmesi ile de ölçülebilir. Bu durumda hava yerine termometre hareket ettirilir. Şekilde gösterilen, sallanan **psikrometre** yaş termometre sıcaklığını bu yolla ölçen bir cihazdır. Genelde cihaz üzerine yerleştirilmiş bir ikinci termometreyle **kuru termometre** sıcaklığı da eş zamanlı ölçülür.

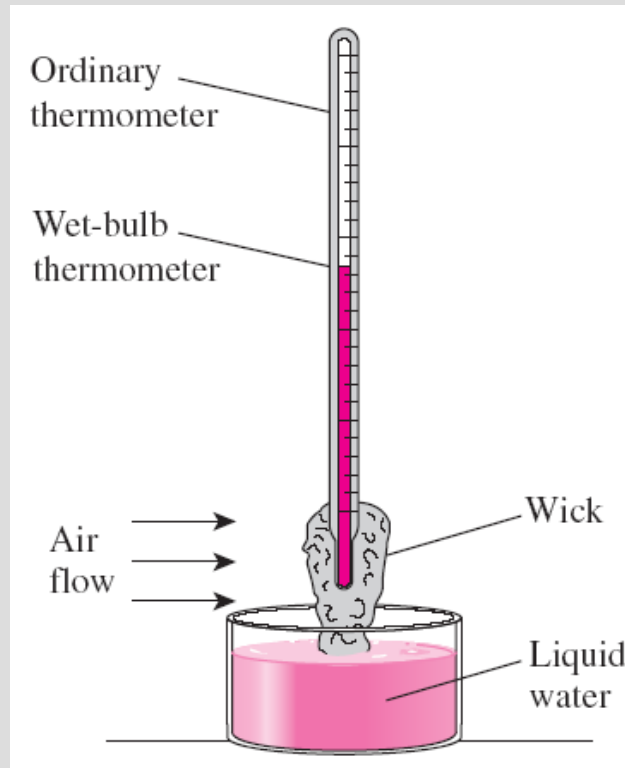


- Elektronikteki gelişmeler nemin hassas ve hızlı bir biçimde doğrudan ölçülmesine olanak sağlamıştır.
- Sallanan psikrometreler ve ıslak fitilli termometreler artık yavaş yavaş geçmişte kalmaktadır.
- Bugün absorbladığı su buharı miktarına göre kapasitesi değişen ince bir polimer tabakasını kullanarak, bağıl nemi %1 hassaslıkla, bir iki saniye içinde ölçebilen, elle taşınır elektronik psikrometreler vardır.

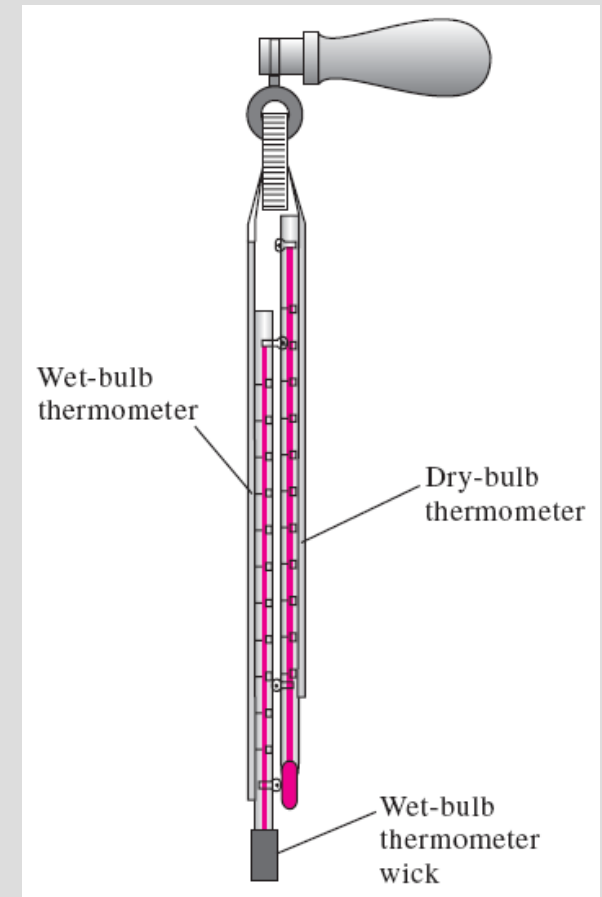


The adiabatic saturation process is not practical. To determine the absolute and relative humidity of air, a more practical approach is to use a thermometer whose bulb is covered with a cotton wick saturated with water and to blow air over the wick.

The temperature measured is the **wet-bulb temperature T_{wb}** and it is commonly used in A-C applications.



A simple arrangement to measure the wet-bulb temperature.



Sling psychrometer

For air–water vapor mixtures at atmospheric pressure, T_{wb} is approximately equal to the adiabatic saturation temperature.

AN EXAMPLE

The dry- and the wet-bulb temperatures of atmospheric air at 1 atm (101.325 kPa) pressure are measured with a sling psychrometer and determined to be 25 and 15°C, respectively. Determine (a) the specific humidity, (b) the relative humidity, and (c) the enthalpy of the air.

Properties The saturation pressure of water is 1.7057 kPa at 15°C, and 3.1698 kPa at 25°C (Table A-4). The constant-pressure specific heat of air at room temperature is $c_p = 1.005$ kJ/kg·K (Table A-2a).

Analysis (a) The specific humidity ω_1 is determined from Eq. 14–14,

$$\omega_1 = \frac{c_p(T_2 - T_1) + \omega_2 h_{fg2}}{h_{g1} - h_{f2}}$$

where T_2 is the wet-bulb temperature and ω_2 is

$$\begin{aligned}\omega_2 &= \frac{0.622P_{g2}}{P_2 - P_{g2}} = \frac{(0.622)(1.7057 \text{ kPa})}{(101.325 - 1.7057) \text{ kPa}} \\ &= 0.01065 \text{ kg H}_2\text{O/kg dry air}\end{aligned}$$

Thus,

$$\begin{aligned}\omega_1 &= \frac{(1.005 \text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C})(15 - 25)^\circ\text{C} + (0.01065)(2465.4 \text{ kJ/kg})}{(2546.5 - 62.982) \text{ kJ/kg}} \\ &= \mathbf{0.00653 \text{ kg H}_2\text{O/kg dry air}}\end{aligned}$$

(b) The relative humidity ϕ_1 is determined from Eq. 14–11a to be

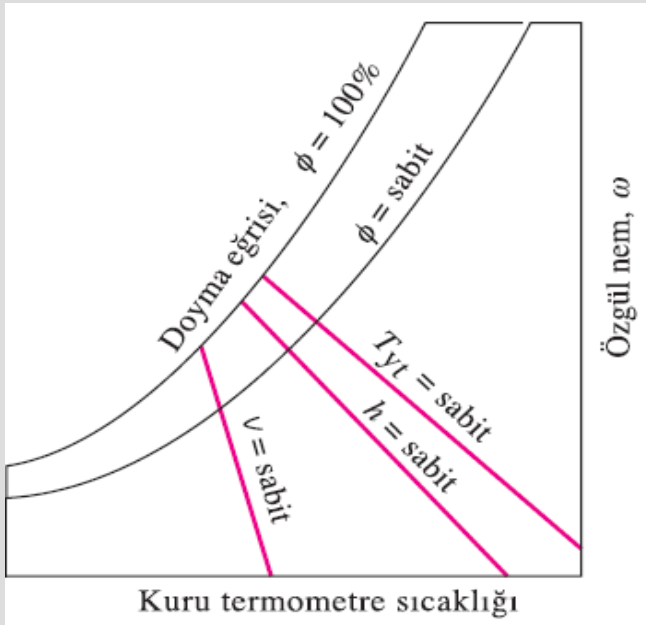
$$\phi_1 = \frac{\omega_1 P_2}{(0.622 + \omega_1) P_{g1}} = \frac{(0.00653)(101.325 \text{ kPa})}{(0.622 + 0.00653)(3.1698 \text{ kPa})} = \mathbf{0.332 \text{ or } 33.2\%}$$

(c) The enthalpy of air per unit mass of dry air is determined from Eq. 14–12:

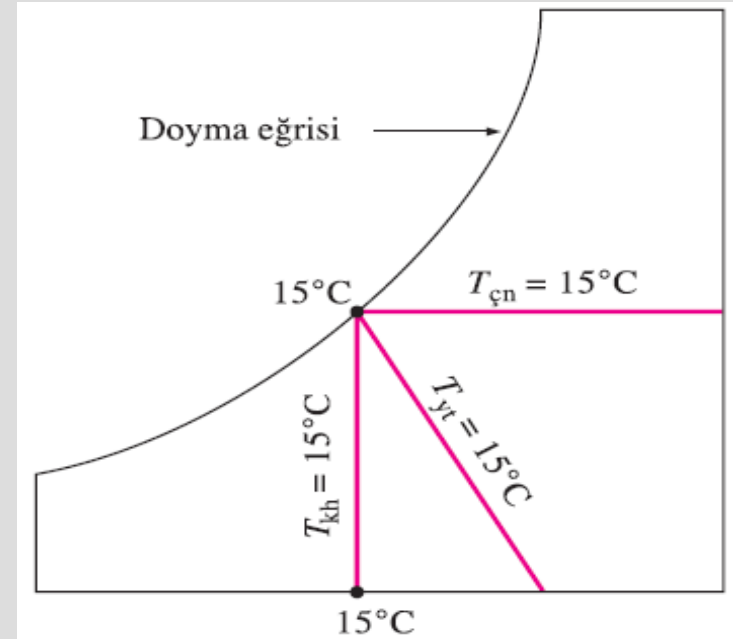
$$\begin{aligned}h_1 &= h_{a1} + \omega_1 h_{v1} \cong c_p T_1 + \omega_1 h_{g1} \\ &= (1.005 \text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C})(25^\circ\text{C}) + (0.00653)(2546.5 \text{ kJ/kg}) \\ &= \mathbf{41.8 \text{ kJ/kg dry air}}\end{aligned}$$

PSİKROMETRİK DİYAGRAM

Psikrometrik diyagram: Verilen bir basınçtaki atmosferik havanın hali, iki bağımsız yeğin özellik tarafından kesin olarak belirlenebilir. Geri kalan özellikler yukarıda verilen bağıntılardan kolaylıkla hesaplanabilir. Bir iklimlendirme sisteminin tasarımı sırasında bu hesaplar çok sayıda farklı hal için tekrarlandığından, en sabırlı mühendislerin bile bunalmasına neden olabilirler. Bu nedenle bilgisayarda yapılmış hesaplamalar ya da bu hesaplamaları bir kez yapıp sonuçları kolay okunabilecek diyagramlarla ifade etmenin faydaları vardır. Bu diyagramlara **psikrometrik diyagramlar** adı verilir.



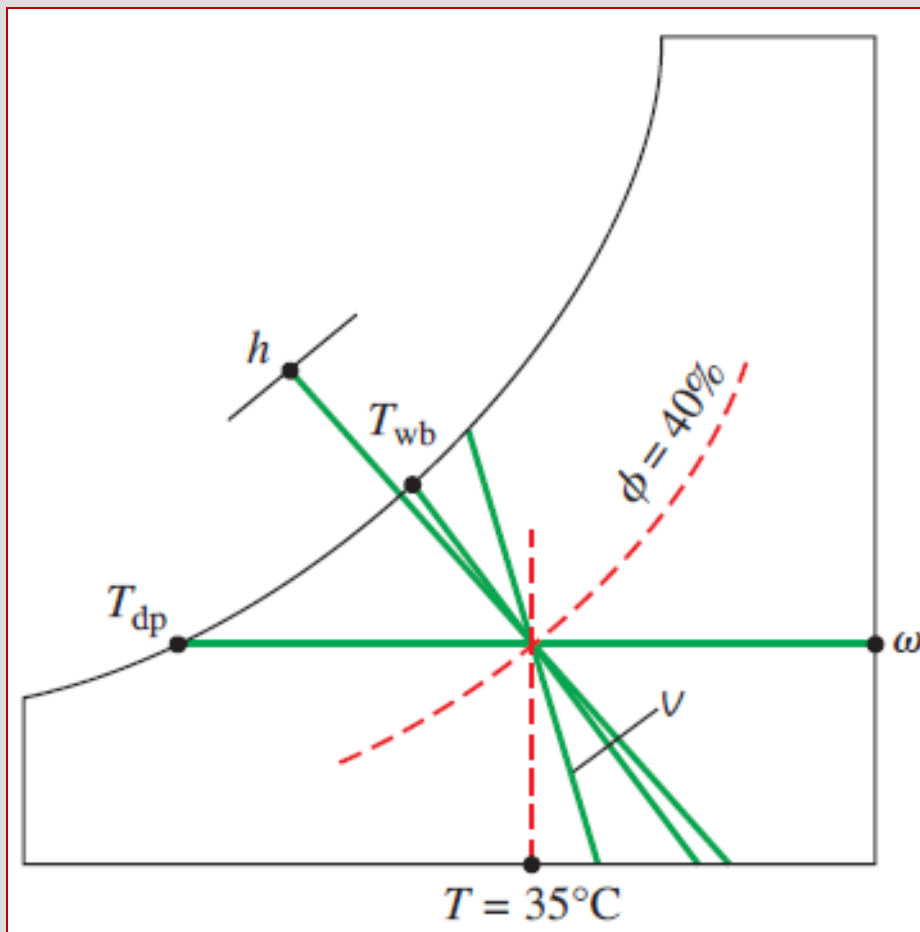
Şematik bir psikometrik diyagram.



Doymuş hava için kuru hava, yaş hava ve çığ noktası sıcaklıkları aynıdır.

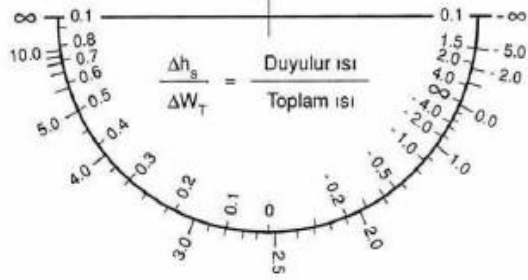
AN EXAMPLE

Consider a room that contains air at 1 atm, 35°C, and 40 percent relative humidity. Using the psychrometric chart, determine (a) the specific humidity, (b) the enthalpy, (c) the wet-bulb temperature, (d) the dew-point temperature, and (e) the specific volume of the air.



Normal sıcaklık Deniz seviyesi
Barometrik basınç = 101.325 kPa

$$\omega = 0.0142 \text{ kg H}_2\text{O/kg dry air}$$



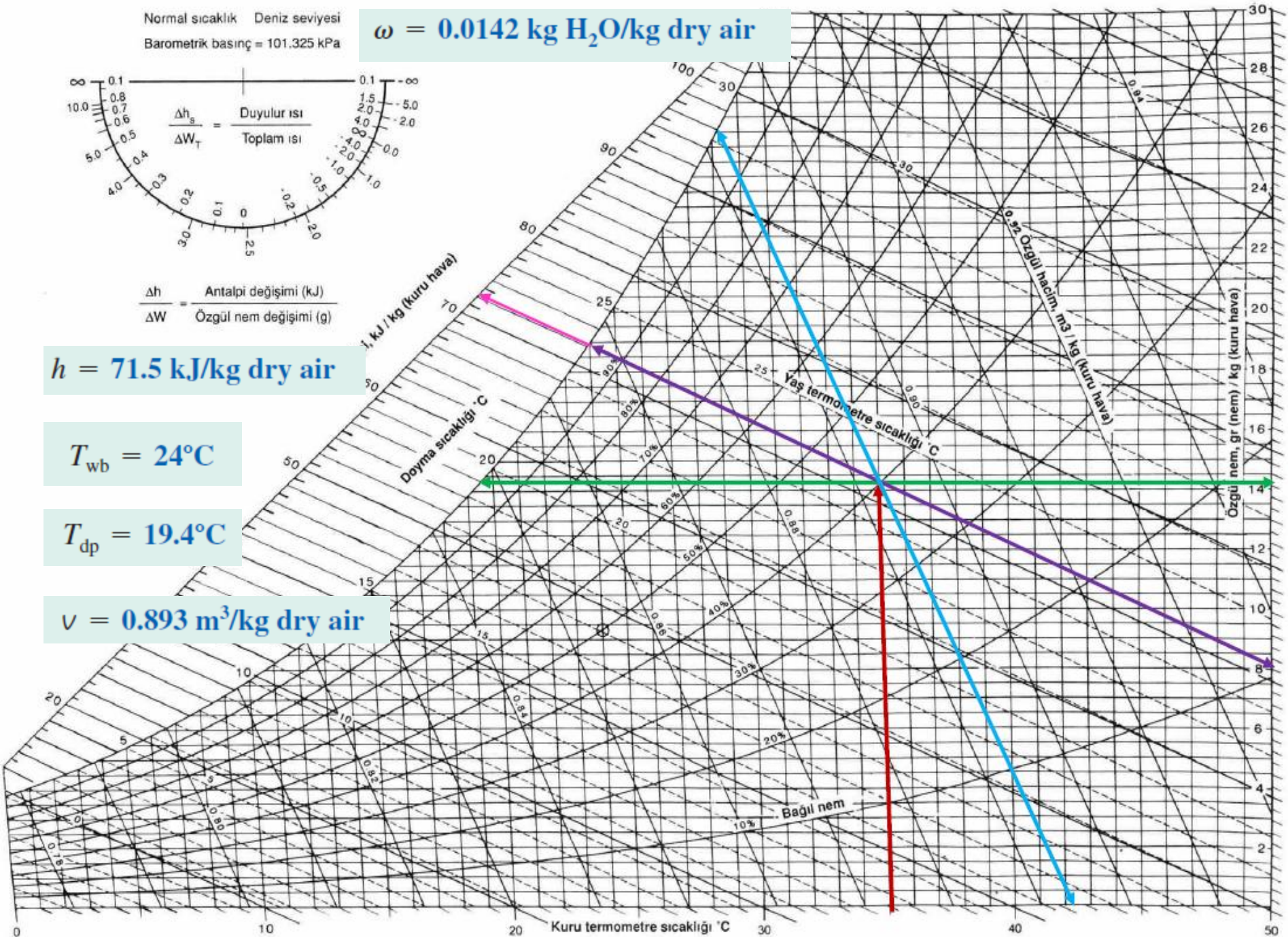
$$\frac{\Delta h}{\Delta \omega} = \frac{\text{Antalpi değişimi (kJ)}}{\text{Özgül nem değişimi (g)}}$$

$$h = 71.5 \text{ kJ/kg dry air}$$

$$T_{wb} = 24^\circ\text{C}$$

$$T_{dp} = 19.4^\circ\text{C}$$

$$v = 0.893 \text{ m}^3/\text{kg dry air}$$



İNSAN KONFORU-İKLİMLENDİRME

İnsanların doğasından gelen zayıf bir yanları vardır: kendilerini rahatta hissetmek isterler.

Ne çok sıcak ne de çok soğuk, ne çok nemli ne de çok kuru olmayan bir ortamda yaşamayı arzu ederler.

Ancak insan vücudunun rahat edebileceği koşullarla, iklim koşulları genellikle birbiriyle uyuşmadığından konfor koşullarını sağlamak kolay değildir.

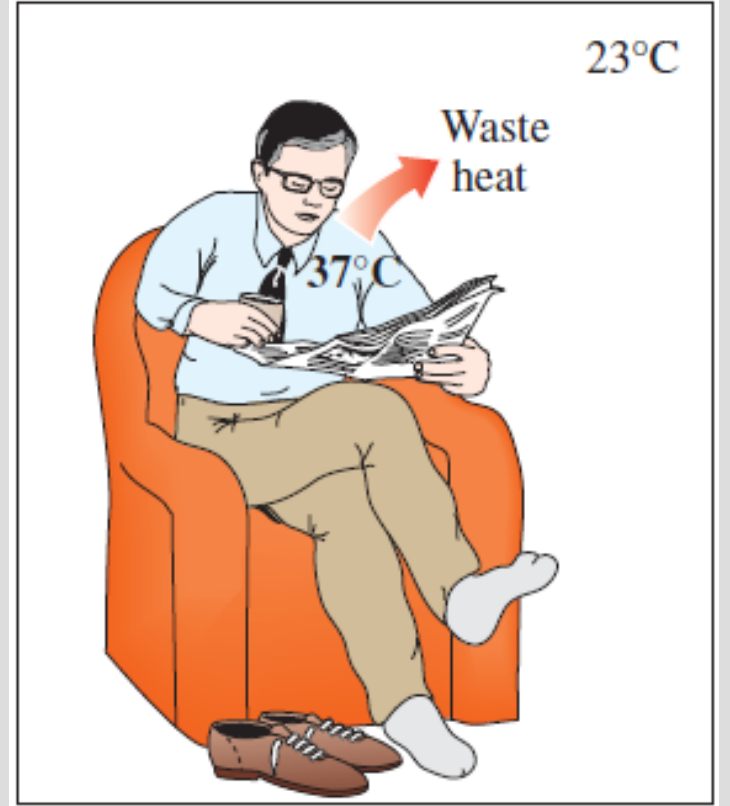
İnsan vücudunun rahat edebileceği koşulların, kısaca konforun sağlanması için yüksek yada düşük sıcaklık veya nem gibi konfordan uzaklaşmaya neden olan etkenleri sürekli denetim altında tutmayı gerektirir.

Mühendisler olarak görevimiz insanların kendilerini rahat hissetmelerini sağlamaktır.

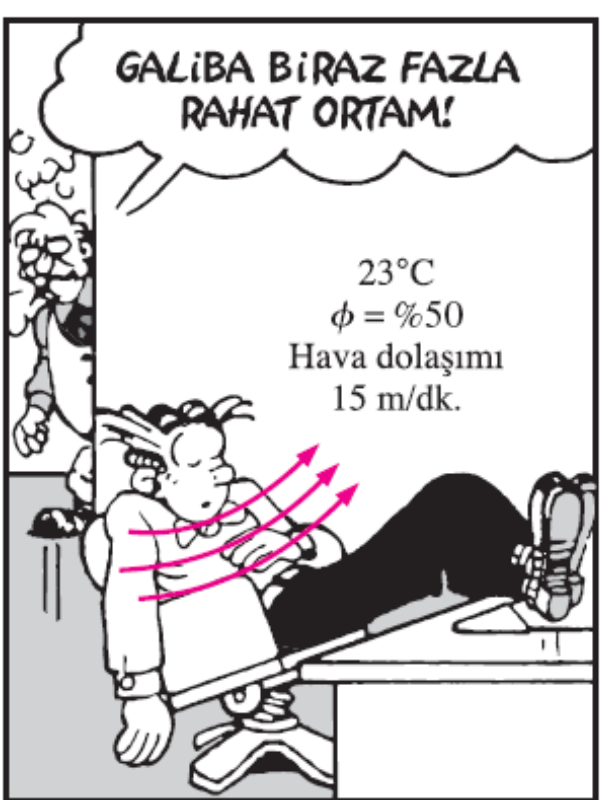


Hava durumu değiştiremeyiz, fakat kapalı bir alanda klima ile iklim değişikliği yapabiliriz.

İnsan vücudu yakıtı yenilen besinler olan bir ısı makinesi olarak ele alınabilir. Herhangi bir ısı makinesinin yaptığı gibi, insan vücudu sürekli bir şekilde çalışabilmek için ürettiği atık ısıyı çevreye atmak zorundadır. Isı üretimi miktarı o sırada yaptığı işe göre değişir. Yetişkin bir erkek için ortalama değerler uyurken 87 W, dinlenirken veya masa başında çalışırken 115 W, bowling oynarken 230 W, ağır bedensel iş yaparken ise 440 W'tır.



Vücut kendindeki fazla ısıyı serbest yaydığı sürece daha konforlu hisseder.

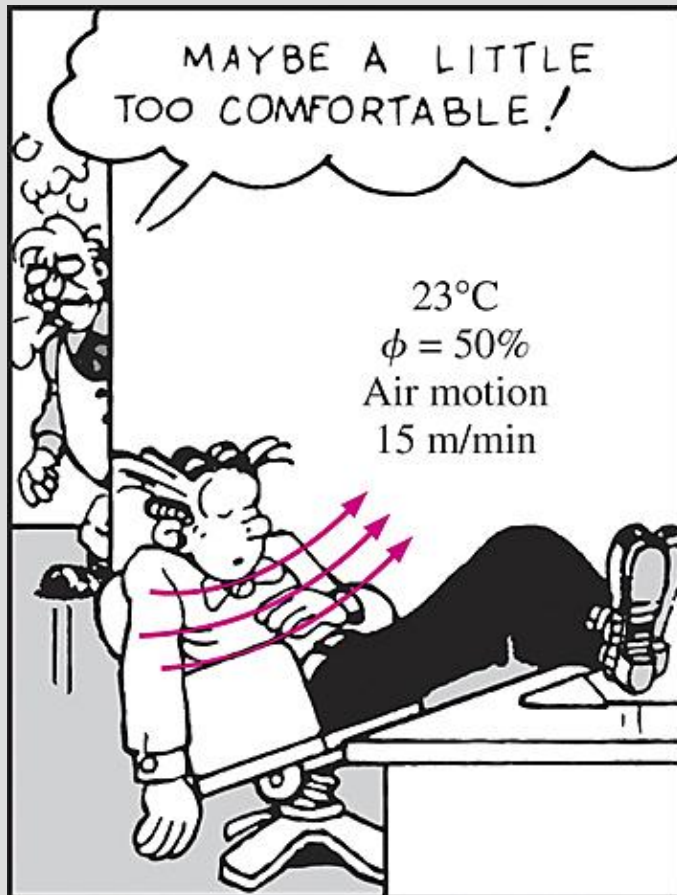


İnsanın vücut rahatlığını etkileyen bir başka önemli etken de, vücutla duvar ve pencereler gibi çevre yüzeyler arasında ışınlama ile ısı geçişidir. Güneş ışığı uzayda ışınlama ile yayılır. Ateşle aranızdaki hava soğuk olmasına karşın bir ateşin karşısında ısınırsınız. Benzer şekilde duvarları veya tavanı daha düşük sıcaklıkta olan ılık bir odada üşürsünüz. Çünkü vücuttan çevre yüzeylere ısı geçişi ışınlama ile olur.

Yetişkin bir kadın için söz konusu değerler %15 daha azdır. Aradaki fark vücut sıcaklığından değil vücut ölçülerinden gelmektedir. Sağlıklı bir insan vücudunun iç bölgelerinin sıcaklığı 37°C dolaylarında sabittir. İnsan vücudu atık ısını çevreye kolaylıkla verebildiği ortamlarda kendini rahat hisseder.

Oto servis istasyonları gibi zor ısıtılabilen yerlerde bu nedenle ışınlama ısıtıcıları kullanılır. İnsanın vücut rahatlığı veya konforu temel olarak üç etkene bağlıdır. **Bunlar (kuru termometre) sıcaklık, bağıl nem ve hava devinimidir.** Vücudun buharlaşma yoluyla atabileceği ısıyı belirlediğinden, bağıl nemin de konfor üzerinde önemli ölçüde etkisi bulunur. Bağıl nem havanın ne kadar nemi daha alabileceğinin bir ölçüsüdür. Terleme yoluyla ısı geçişini yüksek bağıl nem yavaşlatırken, düşük bağıl nem ise hızlandırır. İnsanların çoğu %40 ile %60 arasında bir bağıl nemi tercih ederler.

In an environment at 10°C with 48 km/h winds feels as cold as an environment at -7°C with 3 km/h winds as a result of the body-chilling effect of the air motion (the **wind-chill factor**).



A comfortable environment.

The comfort of the human body depends primarily on three factors: **the (dry-bulb) temperature, relative humidity, and air motion.**

The relative humidity affects the amount of heat a body can dissipate through evaporation. Most people prefer a relative humidity of 40 to 60%.

Air motion removes the warm, moist air that builds up around the body and replaces it with fresh air. Air motion should be strong enough to remove heat and moisture from the vicinity of the body, but gentle enough to be unnoticed.

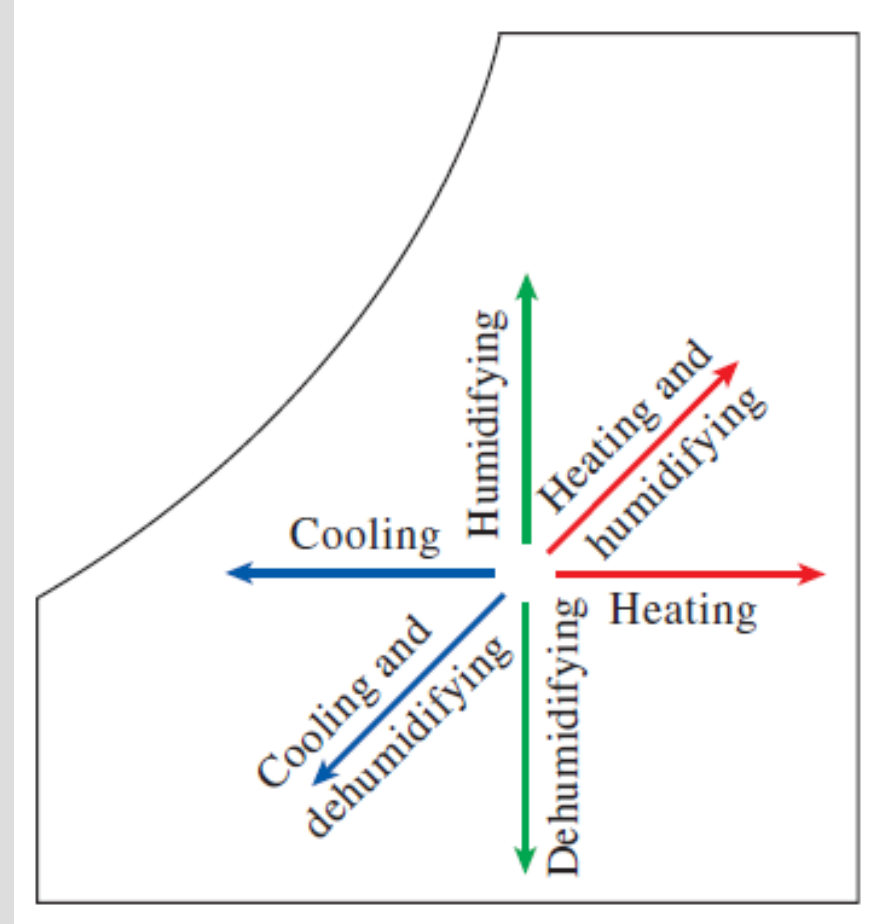
An important factor that affects human comfort is heat transfer by radiation between the body and the surrounding surfaces such as walls and windows.

Other factors that affect comfort are air cleanliness, odor, and noise.

İKLİMLENDİRME İŞLEMLERİ

Yaşanılan bir ortamı ya da endüstriyel bir tesisi istenilen sıcaklık ve nemde tutabilmek için **iklimlendirme** adı verilen işlemlere gerek duyulur. Bu işlemler **duyulur ısıtma** (sıcaklığın yükseltilmesi), **duyulur soğutma** (sıcaklığın düşürülmesi), **nemlendirme** (su buharının eklenmesi) ve **nem almadır** (su buharının havadan ayrılması). Havayı istenilen sıcaklık ve nem düzeyine getirmek için bazen bu işlemlerden birkaçının bir arada uygulanmasını gerektirir.

Değişik iklimlendirme işlemleri Şekil 'de sunulan psikrometrik diyagram üzerinde gösterilmiştir. Duyulur ısıtma ve duyulur soğutma işlemleri sırasında havadaki nem miktarı sabit (**$w = \text{sabit}$**) olduğundan diyagramda bu işlemler yatay birer doğru olarak görülürler. Hava kış aylarında ısıtılır ve nemlendirilirken, yaz aylarında soğutulur ve nemi alınır. Bu işlemlerin psikrometrik diyagramda nasıl gösterilebileceğinin incelenmesinde fayda bulunmaktadır.



Various air-conditioning processes.

İklimlendirme işlemleri genellikle kararlı akışlı açık sistemlerde gerçekleşir. Bu nedenlesistemler için kütleinin korunumu $m_g = m_ç$ bağıntısı hem *kuru hava* hem de *su* için ifade edilmelidir:

Kütle dengesi

$$\dot{m}_{giren} = \dot{m}_{çıkan}$$

Kuru hava kütleli dengesi: $\sum_g \dot{m}_a = \sum_ç \dot{m}_a$ (kg/s)

Su kütleli dengesi: $\sum_g \dot{m}_w = \sum_ç \dot{m}_w$ ve $\sum_g \dot{m}_a \omega = \sum_ç \dot{m}_a \omega$

Enerji dengesi

$$\dot{E}_{giren} = \dot{E}_{çıkan}$$

$$\dot{Q}_g + \dot{W}_g + \sum_g \dot{m}h = \dot{Q}_ç + \dot{W}_ç + \sum_ç \dot{m}h$$

Enerji denkleminde kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edildiğinde, kararlı akışta enerji dengesi bağıntısı $E_g = E_ç$ bu durumda, olarak ifade edilebilir. İş terimi genellikle sadece *fan işi* girdisinden oluşur ve enerjidengesi bağıntısının diğer terimleriyle karşılaştırıldığı zaman küçük olduğu görülür. Aşağıda iklimlendirmede sıkça karşılaşılan işlemler ayrı ayrı ele alınacaktır.

Duyulur Isıtma ve Soğutma ($\omega = \text{sabit}$)

Evlerin bir çoğunda soba, radyatör, ısı pompası veya elektrikli ısıtma sistemleri vardır. Bu sistemlerde ki hava, bir kanal içine yerleştirilmiş sıcak bir akışkanın dolaştığı boruların veya direnç tellerinin üzerinden dolaştırılması ile ısıtılır.

Bu işlem sırasında havanın nemlendirilmesi ya da havadan nem alınması söz konusu olmadığından havadaki nem miktarı sabit kalır. Başka bir deyişle, nemlendirme veya nem almanın söz konusu olmadığı bir ısıtma (veya soğutma) işleminde, havanın özgül nemi sabit kalır ($\omega = \text{sabit}$).

Bu tür bir ısıtma işlemi, psikrometrik diyagramda yatay bir doğru olarak görünen sabit özgül nem doğrusunu izleyerek, artan kuru termometre sıcaklığı yönünde gelişir.

Kuru hava kütle dengesi

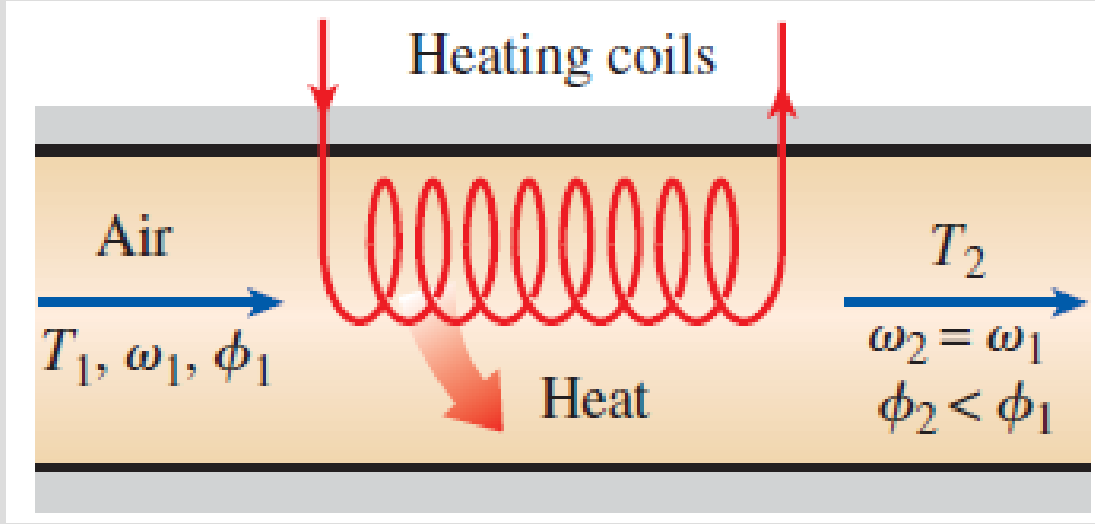
$$\dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_a$$

Suyun Kütle dengesi

$$\omega_1 = \omega_2$$

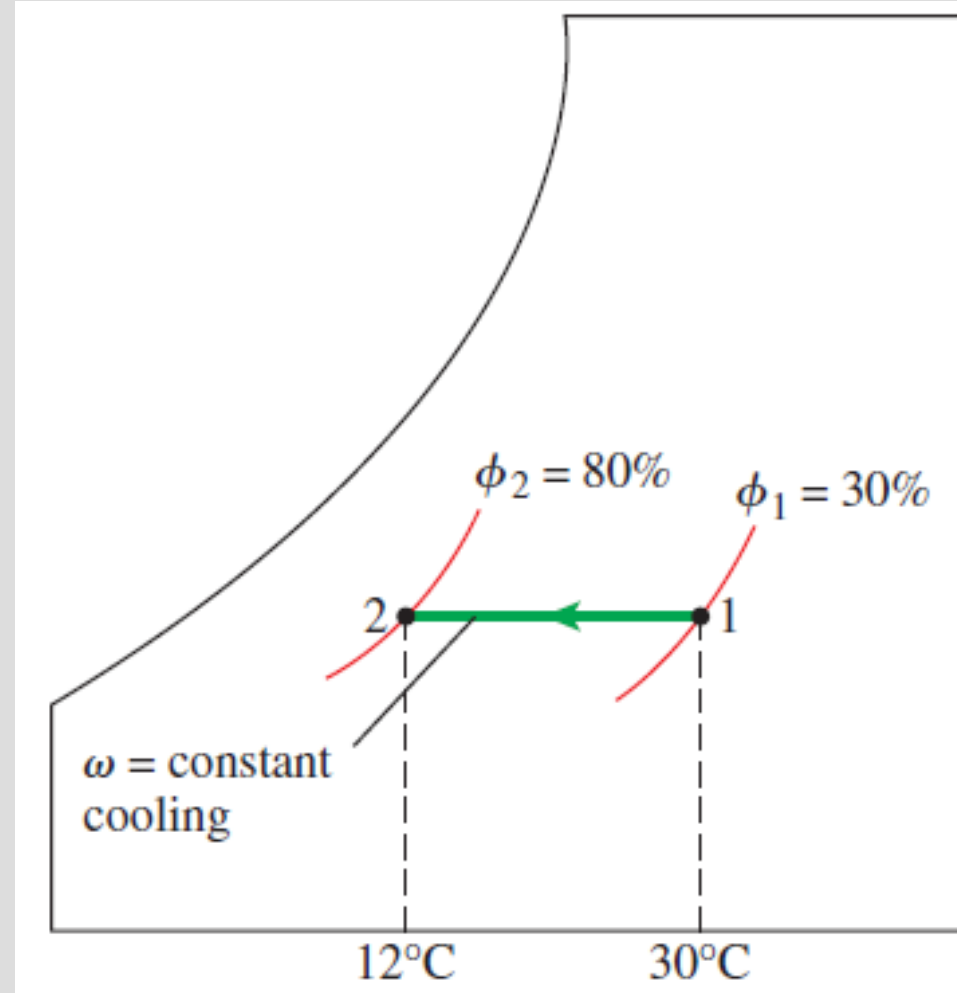
Enerji dengesi

$$\dot{Q} = \dot{m}_a(h_2 - h_1) \quad \text{or} \quad q = h_2 - h_1$$



Dikkat edilirse bir ısıtma işlemi sırasında *özgül nem ω sabit kalsa bile havanın bağıl nemi azalır*. Bu durum havadaki nem miktarının, havada aynı sıcaklıkta bulunabilecek en fazla nem miktarına oranının bağıl nem olarak tanımlanması ve bulunabilecek nem miktarının da sıcaklıkla artmasından kaynaklanır. Bundan dolayı, havanın ısıtılması ile bağıl nem konfor koşullarının çok altına inebilir ve sonucunda deri kuruması, solunum zorluğu ve statik elektriğin artması ortaya çıkabilir.

Nemlendirme veya nem almanın olmadığı ısıtma ya da soğutma işlemlerinde kütle korunumu denklemi, kuru hava için $m_{a1} = m_{a2} = m_a$ ve su için $\omega_1 = \omega_2$ bağıntılarına dönüşür. Fan işi olsa bile ihmal edildiğinde, enerjinin korunumu denklemi aşağıdaki şekilde ifade edilebilir: **Q veya q burada h_1 ve h_2 sırasıyla, havanın ısıtma ya da soğutma bölümüne giriş ve çıkışında, birim kuru hava kütlesi için entalpileridir.**



Nemlendirme ile Isıtma

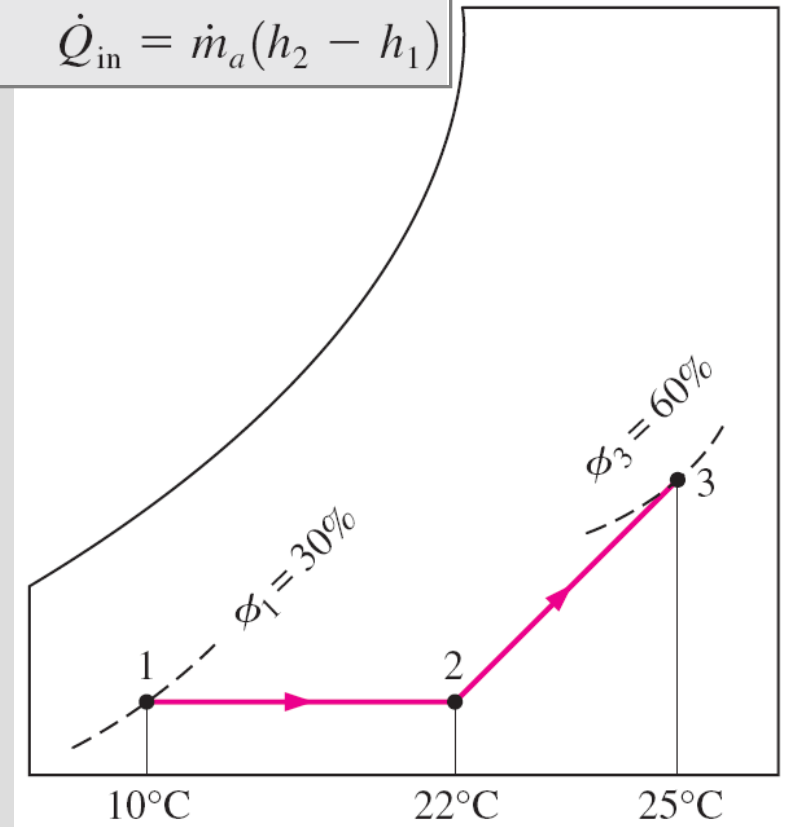
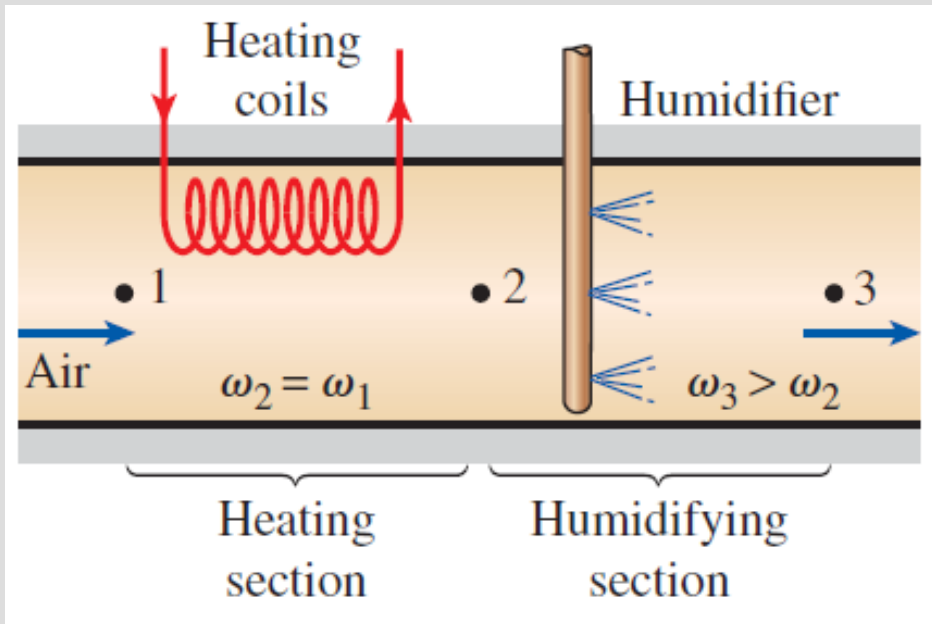
Duyulur ısıtmada ortaya çıkan düşük bağıl nem ile ilgili sorunlar, ısıtılan havanın nemlendirilmesiyle yok edilebilir. Bu işlem, Şekil’de görüldüğü gibi havanın önce bir ısıtma bölümünden (1–2 hal değişimi) ve daha sonra bir nemlendirme bölümünden (2–3 hal değişimi) geçirilmesi ile sağlanır.

Dry air mass balance: $\dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_a$

Water mass balance: $\dot{m}_{a_1}\omega_1 = \dot{m}_{a_2}\omega_2 \rightarrow \omega_1 = \omega_2$

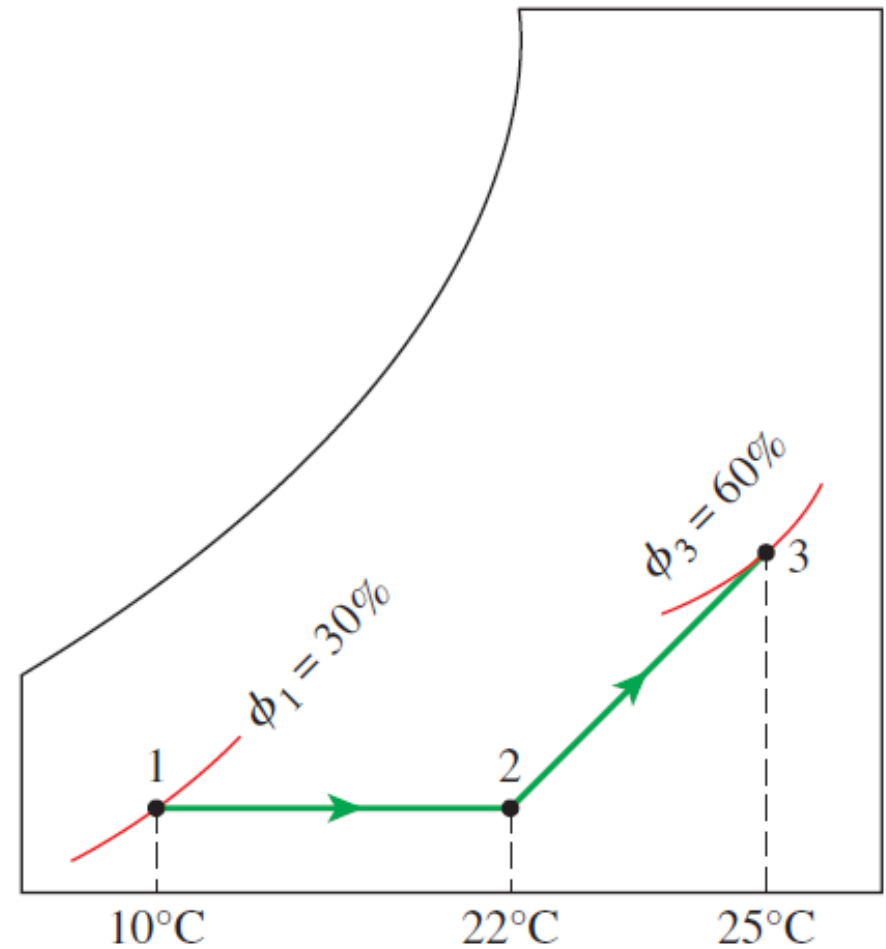
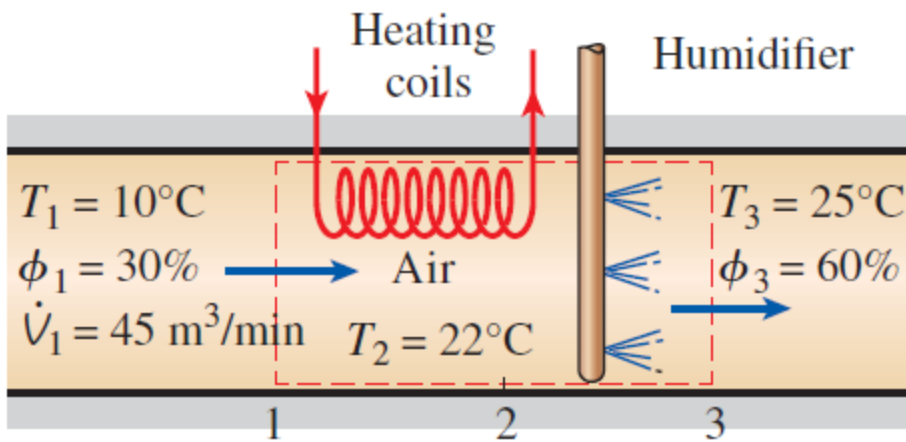
Energy balance: $\dot{Q}_{in} + \dot{m}_a h_1 = \dot{m}_a h_2 \rightarrow \dot{Q}_{in} = \dot{m}_a (h_2 - h_1)$

$\dot{m}_{a_2}\omega_2 + \dot{m}_w = \dot{m}_{a_3}\omega_3 \rightarrow \dot{m}_w = \dot{m}_a(\omega_3 - \omega_2)$



An air-conditioning system is to take in outdoor air at 10°C and 30 percent relative humidity at a steady rate of $45\text{ m}^3/\text{min}$ and to condition it to 25°C and 60 percent relative humidity. The outdoor air is first heated to 22°C in the heating section and then humidified by the injection of hot steam in the humidifying section. Assuming the entire process takes place at a pressure of 100 kPa, determine (a) the rate of heat supply in the heating section and (b) the mass flow rate of the steam required in the humidifying section.

AN EXAMPLE



Assumptions **1** This is a steady-flow process and thus the mass flow rate of dry air remains constant during the entire process. **2** Dry air and water vapor are ideal gases. **3** The kinetic and potential energy changes are negligible.

Properties The constant-pressure specific heat of air at room temperature is $c_p = 1.005 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$, and its gas constant is $R_a = 0.287 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$ (Table A–2a). The saturation pressure of water is 1.2281 kPa at 10°C, and 3.1698 kPa at 25°C. The enthalpy of saturated water vapor is 2519.2 kJ/kg at 10°C, and 2541.0 kJ/kg at 22°C (Table A–4).

(a) Applying the mass and energy balances on the heating section gives

Dry air mass balance:
$$\dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_a$$

Water mass balance:
$$\dot{m}_{a_1}\omega_1 = \dot{m}_{a_2}\omega_2 \rightarrow \omega_1 = \omega_2$$

Energy balance:
$$\dot{Q}_{\text{in}} + \dot{m}_a h_1 = \dot{m}_a h_2 \rightarrow \dot{Q}_{\text{in}} = \dot{m}_a (h_2 - h_1)$$

$$P_{v_1} = \phi_1 P_{g_1} = \phi P_{\text{sat @ } 10^\circ\text{C}} = (0.3)(1.2281 \text{ kPa}) = 0.368 \text{ kPa}$$

$$P_{a_1} = P_1 - P_{v_1} = (100 - 0.368) \text{ kPa} = 99.632 \text{ kPa}$$

$$v_1 = \frac{R_a T_1}{P_a} = \frac{(0.287 \text{ kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K})(283 \text{ K})}{99.632 \text{ kPa}} = 0.815 \text{ m}^3/\text{kg dry air}$$

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{45 \text{ m}^3/\text{min}}{0.815 \text{ m}^3/\text{kg}} = 55.2 \text{ kg/min}$$

$$\omega_1 = \frac{0.622 P_{v_1}}{P_1 - P_{v_1}} = \frac{0.622(0.368 \text{ kPa})}{(100 - 0.368) \text{ kPa}} = 0.0023 \text{ kg H}_2\text{O/kg dry air}$$

$$\begin{aligned} h_1 &= c_p T_1 + \omega_1 h_{g_1} = (1.005 \text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C})(10^\circ\text{C}) + (0.0023)(2519.2 \text{ kJ/kg}) \\ &= 15.8 \text{ kJ/kg dry air} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_2 &= c_p T_2 + \omega_2 h_{g_2} = (1.005 \text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C})(22^\circ\text{C}) + (0.0023)(2541.0 \text{ kJ/kg}) \\ &= 28.0 \text{ kJ/kg dry air} \end{aligned}$$

since $\omega_2 = \omega_1$. Then, the rate of heat transfer to air in the heating section becomes

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{in}} &= \dot{m}_a(h_2 - h_1) = (55.2 \text{ kg/min})[(28.0 - 15.8) \text{ kJ/kg}] \\ &= \mathbf{673 \text{ kJ/min}}\end{aligned}$$

(b) The mass balance for water in the humidifying section can be expressed as

$$\dot{m}_{a_2}\omega_2 + \dot{m}_w = \dot{m}_{a_3}\omega_3$$

or

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a(\omega_3 - \omega_2)$$

where

$$\begin{aligned}\omega_3 &= \frac{0.622\phi_3 P_{g_3}}{P_3 - \phi_3 P_{g_3}} = \frac{0.622(0.60)(3.1698 \text{ kPa})}{[100 - (0.60)(3.1698)] \text{ kPa}} \\ &= 0.01206 \text{ kg H}_2\text{O/kg dry air}\end{aligned}$$

Thus,

$$\begin{aligned}\dot{m}_w &= (55.2 \text{ kg/min})(0.01206 - 0.0023) \\ &= \mathbf{0.539 \text{ kg/min}}\end{aligned}$$

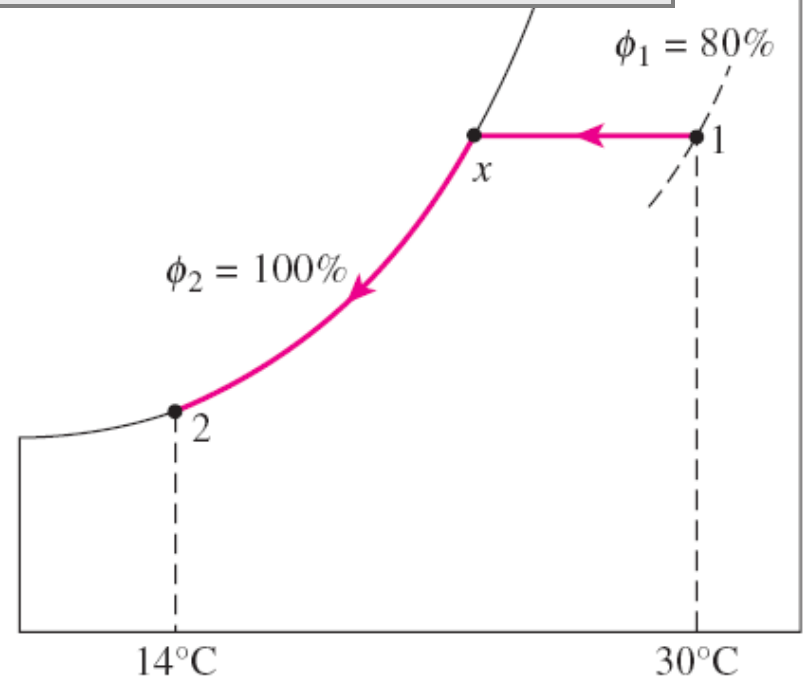
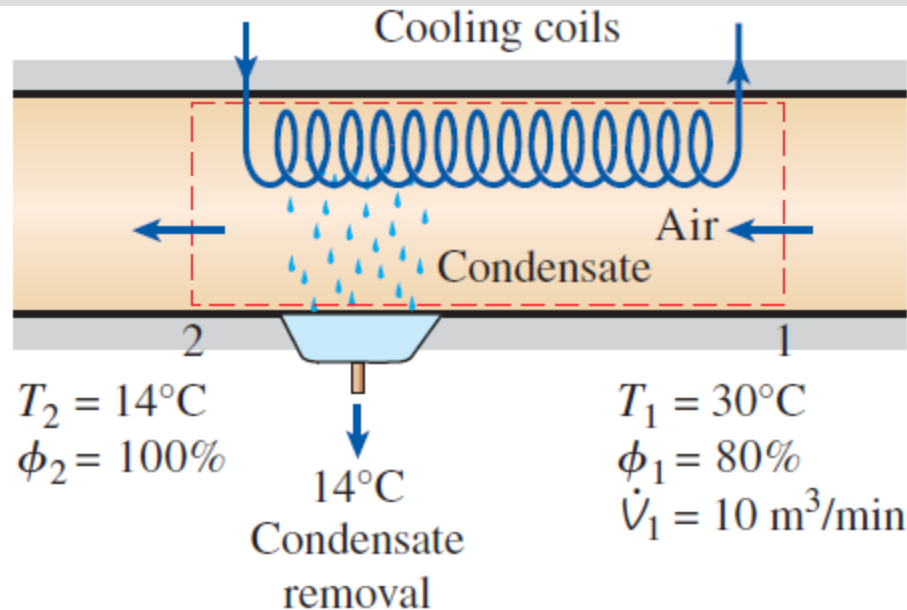
Soğutma ile Nem Alma

Duyulur soğutma sırasında havanın özgül nemi sabit kalır, fakat bağıl nemi artar. Eğer bağıl nem arzu edilmeyen değerlere ulaşırsa, havadan bir miktar su buharını uzaklaştırmak, başka bir deyişle nem almak gerekebilir. Bunu gerçekleştirmek için havanın çiy noktası sıcaklığından daha düşük bir sıcaklığa soğutulması gerekir.

Dry air mass balance: $\dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_a$

Water mass balance: $\dot{m}_{a_1}\omega_1 = \dot{m}_{a_2}\omega_2 + \dot{m}_w \rightarrow \dot{m}_w = \dot{m}_a(\omega_1 - \omega_2)$

Energy balance: $\sum_{in} \dot{m}h = \dot{Q}_{out} + \sum_{out} \dot{m}h \rightarrow \dot{Q}_{out} = \dot{m}(h_1 - h_2) - \dot{m}_w h_w$



AN EXAMPLE

Air enters a window air conditioner at 1 atm, 30°C, and 80 percent relative humidity at a rate of 10 m³/min, and it leaves as saturated air at 14°C. Part of the moisture in the air that condenses during the process is also removed at 14°C. Determine the rates of heat and moisture removal from the air.

$$h_1 = 85.4 \text{ kJ/kg dry air}$$

$$h_2 = 39.3 \text{ kJ/kg dry air}$$

$$\omega_1 = 0.0216 \text{ kg H}_2\text{O/kg dry air} \quad \text{and} \quad \omega_2 = 0.0100 \text{ kg H}_2\text{O/kg dry air}$$

$$v_1 = 0.889 \text{ m}^3/\text{kg dry air}$$

$$\text{Dry air mass balance:} \quad \dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_a$$

$$\text{Water mass balance:} \quad \dot{m}_{a_1}\omega_1 = \dot{m}_{a_2}\omega_2 + \dot{m}_w \rightarrow \dot{m}_w = \dot{m}_a(\omega_1 - \omega_2)$$

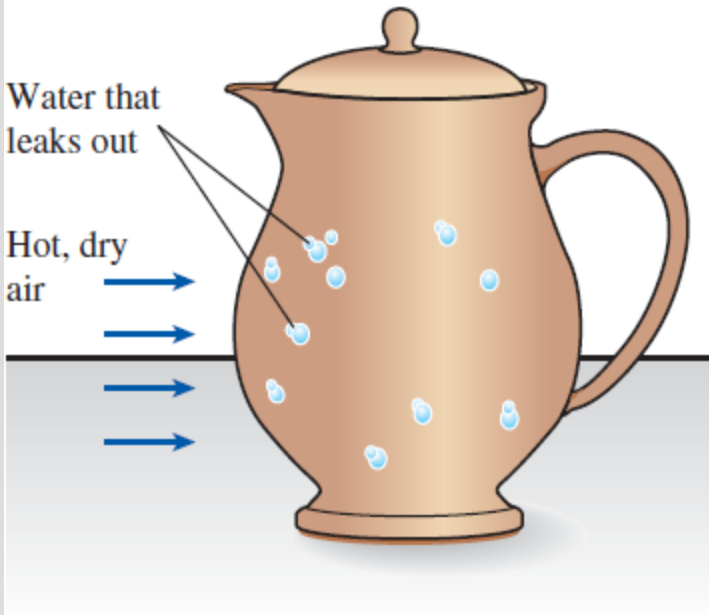
$$\text{Energy balance:} \quad \sum_{\text{in}} \dot{m}h = \dot{Q}_{\text{out}} + \sum_{\text{out}} \dot{m}h \rightarrow \dot{Q}_{\text{out}} = \dot{m}(h_1 - h_2) - \dot{m}_w h_w$$

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{10 \text{ m}^3/\text{min}}{0.889 \text{ m}^3/\text{kg dry air}} = 11.25 \text{ kg/min}$$

$$\dot{m}_w = (11.25 \text{ kg/min})(0.0216 - 0.0100) = \mathbf{0.131 \text{ kg/min}}$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{out}} &= (11.25 \text{ kg/min})[(85.4 - 39.3) \text{ kJ/kg}] - (0.131 \text{ kg/min})(58.8 \text{ kJ/kg}) \\ &= \mathbf{511 \text{ kJ/min}} \end{aligned}$$

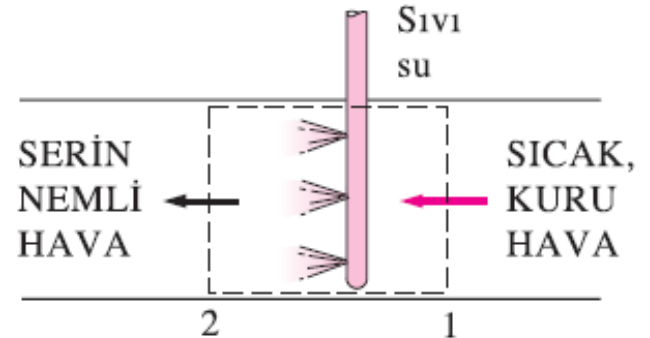
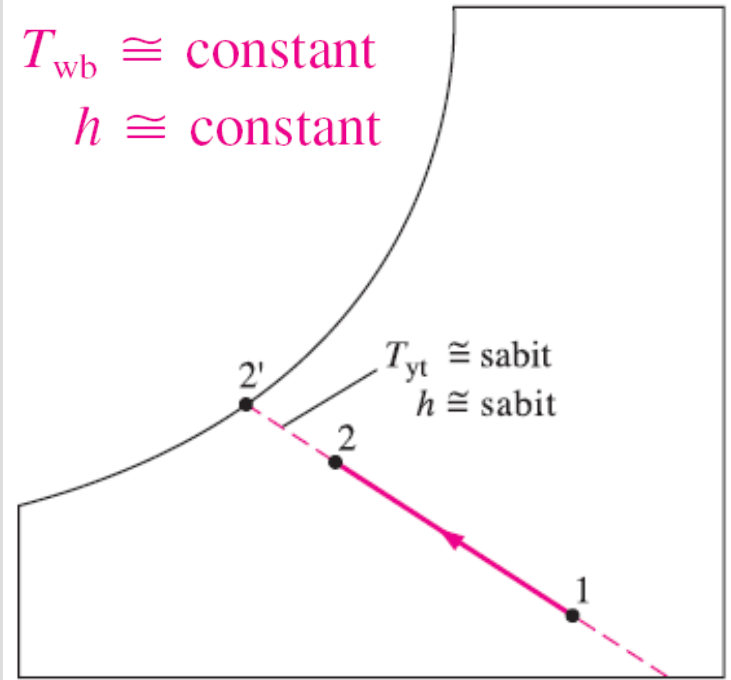
Buharlaşmalı soğutma basit bir ilkeye dayanır: Su buharlaşırken, buharlaşma gizli ısısı suyun kendisinden ve onu çevreleyen havadan sağlanır. Bunun sonucu olarak işlem sırasında hem su hem de hava soğur. Bu yöntem binlerce yıldan beri içme suyunu soğutmak için kullanılmıştır. Suyla dolu gözenekli bir kap veya testi, açık fakat gölgede bir yere bırakılır. Gözeneklerden dışarı az miktarda su sızar ve testi “terler”.Kuru bir ortamda bu su buharlaşır ve testide geri kalan suyu soğutur.



l gibi çok sıcak ve kuru yörelerde iklimlendirmenin yksekmaliyetinden buharlaşmalı soğutucular kullanarak sakınılabılır.

Buharlaşmalı soğutma

Bu proses aslında adyabatik doygunluk prosesini ile aynıdır.



Hava Akımlarının Adyabatik Karıştırılması

İklimlendirme uygulamalarının birçoğunda iki hava akımının karıştırılması gerekir. Bu durum özellikle büyük binalar, fabrika ile imalathaneler ve hastanelerin bir çoğunda söz konusudur. Bu gibi yerlerde şartlandırılan havanın, temiz dış havayla belirli oranda karıştırıldıktan sonra yaşam hacimlerine yönlendirilmesi gerekir.

Karıştırma işlemi sırasında çevreye olan ısı geçişi genellikle azdır ve bu nedenle işlem adyabatik olarak kabul edilebilir. Ayrıca bu sırada iş etkileşimi olmayıp; kinetik ve potansiyel enerji değişimleri olsa bile ihmal edilebilecek büyüklükte dirler. Bu kabullerle, iki hava akımının adyabatik olarak karıştırılması sırasında kütle ve enerjinin korunumu denklemleri aşağıdaki gibi basitleştirilebilirler:

Kuru hava kütlesi:

$$\dot{m}_{a_1} + \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_{a_3}$$

Su buharı kütlesi:

$$\omega_1 \dot{m}_{a_1} + \omega_2 \dot{m}_{a_2} = \omega_3 \dot{m}_{a_3}$$

Enerji:

$$\dot{m}_{a_1} h_1 + \dot{m}_{a_2} h_2 = \dot{m}_{a_3} h_3$$

$$\frac{\dot{m}_{a_1}}{\dot{m}_{a_2}} = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_3 - \omega_1} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1}$$

Karıştırma işlemi Şekil’de gösterildiği gibi iki hava akımının birleştirilmesi ile yerine getirilir.

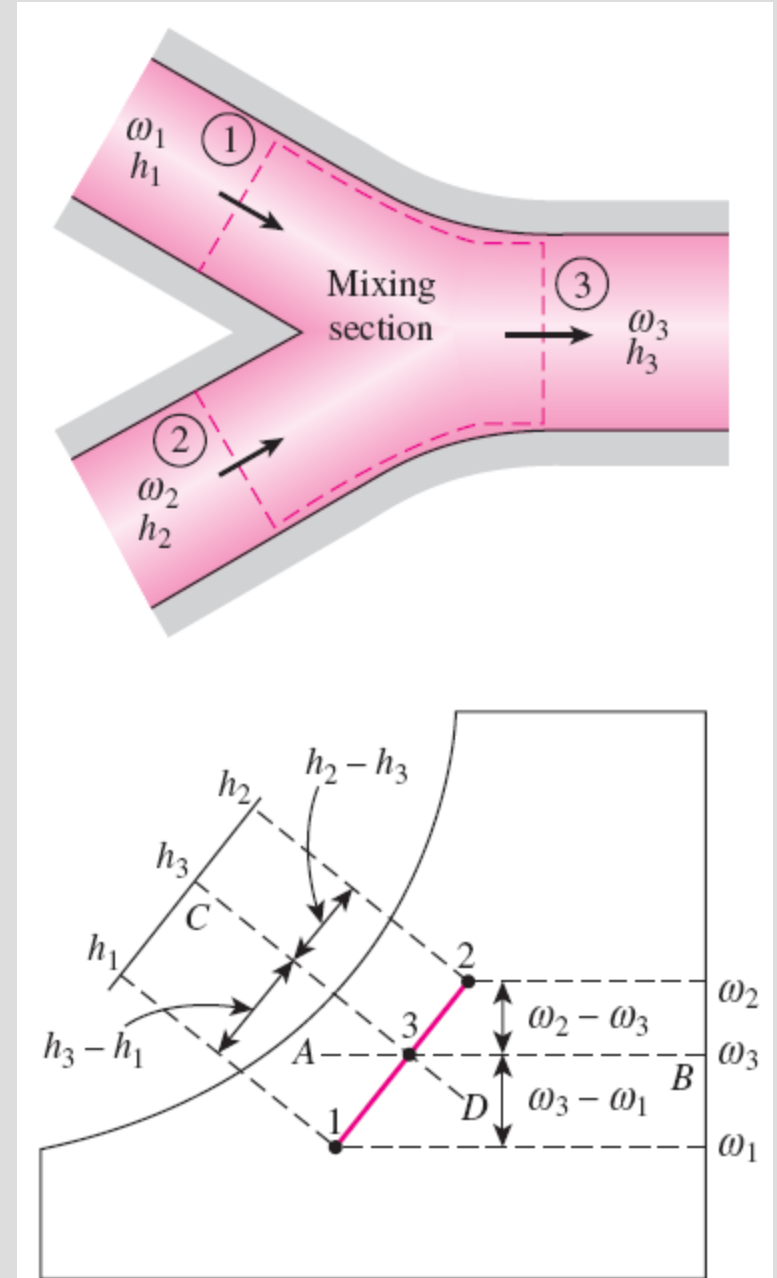
Bu denklemin psikrometrik diyagram üzerinde bilgi verici geometrik bir yorumu bulunur.

Denklem $\omega_2 - \omega_3$ ile $\omega_3 - \omega_1$ oranının a_1 m& ile a_2 m& oranına eşit olduğunu göstermektedir.

Bu koşulu sağlayan haller AB kesikli doğruyla belirtilmiştir.

$h_2 - h_3$ ile $h_3 - h_1$ oranı da yine a_1 m& ile a_2 m& oranına eşittir. Bu koşulu sağlayan haller ise CD kesikli doğruyla gösterilmiştir.

Her iki koşulu sağlayan tek hal bu iki kesikli doğrunun kesim noktası olup, 1 ve 2 hallerini birleştiren doğru üzerindedir ve yoğuşması kaçınılmaz olacaktır.



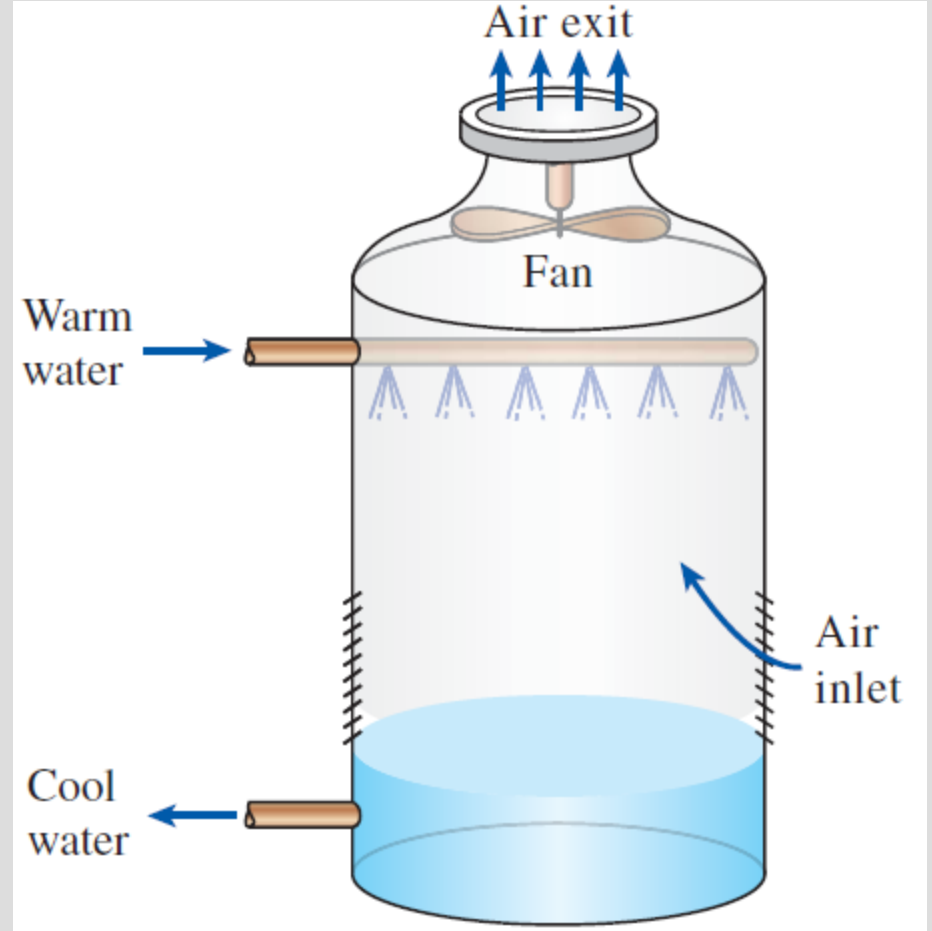
- **Böylelikle şu sonuca varılabilir:** Farklı hallerdeki iki hava akımı (1 ve 2 halleri) adyabatik olarak karıştırıldığı zaman, karışımın hali (3 hali), psikrometrik diyagramda 1 ve 2 hallerini birleştiren doğru üzerinde olur; ayrıca 2-3 uzunluğunun 3-1 uzunluğuna oranı, kütle debilerinin oranına m_1 'in m_2 'ye oranına eşittir.
- Doyma eğrisinin iç bükey oluşu ve yukarıdaki sonuç ilginç bir olasılığı ortaya çıkarmaktadır. 1 ve 2 hallerinin doyma eğrisinin yakınında olması durumunda, bu iki hali birleştiren doğru doyma eğrisini kesecek ve 3 hali doyma eğrisinin solunda kalabilecektir.
- Bu durumda bir miktar su buharının yoğunlaşması kaçınılmaz olacaktır

Islak Soğutma Kuleleri

Güç santralleri, büyük iklimlendirme sistemleri ve bazı endüstriler büyük miktarlarda atık ısı üretirler. Bu ısı genellikle yakınlardaki bir göl veya akarsudan çekilen soğutma suyuna verilir. Ancak bazı durumlarda ya soğutma suyu temini sınırlıdır ya da ısıl kirlenme önemli bir kistas olarak göz önüne alınmak zorundadır.

Bu gibi koşullarda, atık ısının atmosfere verilmesi gerekir. Sistemde dolaştırılan soğutma suyu burada kaynak ile çukur(atmosfer) arasında ısı aktarımı için aracı akışkan görevini yerine getirir. Bunu gerçekleştirmenin yollarından biri ıslak soğutma kulelerini kullanmaktır.

Islak soğutma kulesi aslında yarı kapalı bir buharlaşmalı soğutucudur. Zorlanmış, ters akışlı bir ıslak soğutma kulesi Şekil'de gösterilmiştir.



Zorlanmış ters akışlı bir soğutma kulesi

Bir başka tür soğutma kulesi **doğal akışlı soğutma** kulesidir. Bu tür bir kule şekil olarak bacaya benzer ve bir baca gibi de çalışır. Kule içindeki havanın su buharı miktarı fazla olduğundan kule dışındaki havaya oranla daha hafiftir. Bunun sonucu olarak kule içindeki hava yukarı doğru yükselir, dışarıdaki daha ağır hava aşağıdan kuleye girer. Böylece aşağıdan yukarıya doğru bir hava akımı oluşur. Hava akışının debisini atmosferik havanın koşulları belirler. Doğal akışlı soğutma kulelerinde hava akışını sağlamak için dışarıdan bir güce gerek yoktur. Fakat bu tür kulelerin yapım giderleri zorlanmış akışlılara göre çok daha yüksektir. Doğal akışlı soğutma kulelerinin kesiti, Şekil'de görüldüğü gibi hiperbolik olup, yüksekliği bazen 100 m'yi aşar. Kesitin hiperbolik olması herhangi bir termodinamik nedenden çokyapısal dayanıklılıkla ilgilidir.



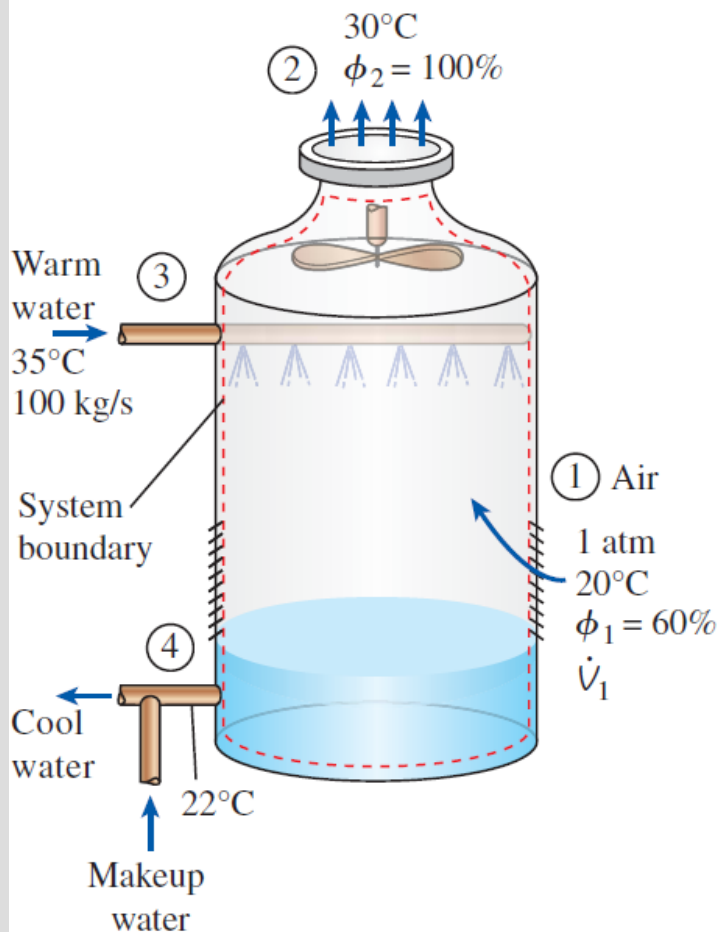
Doğal Akışlı soğutma kulesi.



Püskürtme havuzu.

AN EXAMPLE

Cooling water leaves the condenser of a power plant and enters a wet cooling tower at 35°C at a rate of 100 kg/s. Water is cooled to 22°C in the cooling tower by air that enters the tower at 1 atm, 20°C, and 60 percent relative humidity and leaves saturated at 30°C. Neglecting the power input to the fan, determine (a) the volume flow rate of air into the cooling tower and (b) the mass flow rate of the required makeup water.



Properties The enthalpy of saturated liquid water is 92.28 kJ/kg at 22°C and 146.64 kJ/kg at 35°C (Table A-4). From the psychrometric chart,

$$h_1 = 42.2 \text{ kJ/kg dry air}$$

$$h_2 = 100.0 \text{ kJ/kg dry air}$$

$$\omega_1 = 0.0087 \text{ kg H}_2\text{O/kg dry air}$$

$$\omega_2 = 0.0273 \text{ kg H}_2\text{O/kg dry air}$$

$$v_1 = 0.842 \text{ m}^3/\text{kg dry air}$$

(a) Applying the mass and energy balances on the cooling tower gives

Dry air mass balance: $\dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_a$

Water mass balance: $\dot{m}_3 + \dot{m}_{a_1}\omega_1 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{a_2}\omega_2$

or

$$\dot{m}_3 - \dot{m}_4 = \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1) = \dot{m}_{\text{makeup}}$$

Energy balance: $\sum_{\text{in}} \dot{m}h = \sum_{\text{out}} \dot{m}h \rightarrow \dot{m}_{a_1}h_1 + \dot{m}_3h_3 = \dot{m}_{a_2}h_2 + \dot{m}_4h_4$

or

$$\dot{m}_3h_3 = \dot{m}_a(h_2 - h_1) + (\dot{m}_3 - \dot{m}_{\text{makeup}})h_4$$

Solving for \dot{m}_a gives

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_3(h_3 - h_4)}{(h_2 - h_1) - (\omega_2 - \omega_1)h_4}$$

Substituting,

$$\dot{m}_a = \frac{(100 \text{ kg/s})[(146.64 - 92.28) \text{ kJ/kg}]}{[(100.0 - 42.2) \text{ kJ/kg}] - [(0.0273 - 0.0087)(92.28) \text{ kJ/kg}]} = 96.9 \text{ kg/s}$$

Then the volume flow rate of air into the cooling tower becomes

$$\dot{V}_1 = \dot{m}_a v_1 = (96.9 \text{ kg/s})(0.842 \text{ m}^3/\text{kg}) = \mathbf{81.6 \text{ m}^3/\text{s}}$$

(b) The mass flow rate of the required makeup water is determined from

$$\dot{m}_{\text{makeup}} = \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1) = (96.9 \text{ kg/s})(0.0273 - 0.0087) = \mathbf{1.80 \text{ kg/s}}$$

Özet

- Kuru ve atmosferik hava
- Havanın özgül ve bağıl nemi
- Çiy noktası sıcaklığı
- Adyabatik doyma ve yaş termometre sıcaklıkları
- Psikrometrik diyagram
- İnsan konforu ve iklimlendirme
- İklimlendirme prosesleri
 - ✓ Basit ısıtma ve soğutma
 - ✓ Nemlendirme ile ısıtma
 - ✓ Nem alma ile soğutma
 - ✓ Evaporativ soğutma
 - ✓ Hava Akımlarının Adyabatik Karıştırılması
 - ✓ Islak soğutma kuleleri