

Svolgimento dell'esercitazione N. 11 - Cagliari, Mercoledì 6 – Giovedì 7 Giugno 2012

Esercizio N. 11A

Dati:

$p=1 \text{ Atm}$

$t=25 \text{ °C}$

$\varphi=60\%$

La pressione parziale del vapore in condizioni di saturazione si può ricavare dalla relazione semplificata:

$$p_{vs}(t)=611,85 \cdot e^{\left(\frac{17,502 \cdot t}{240,9+t}\right)} \quad (1)$$

sostituendo i dati si ottiene: $p_{vs}(t)=3171,72 \text{ Pa}$.

La pressione parziale del vapore nelle condizioni attuali vale:

$$p_v(t)=\varphi \cdot p_{vs}(t) \quad (2)$$

sostituendo i dati si ottiene: $p_v(t)=1903,03 \text{ Pa}$.

La pressione parziale della miscela dei gas che costituiscono l'aria secca vale:

$$p_{as}=p-p_v=99421,96 \text{ Pa} \quad (3)$$

L'umidità specifica (o grado igrometrico attuale) si calcola con la relazione seguente:

$$x = R_a / R_v \cdot \frac{p_v}{p - p_v} \quad (4)$$

essendo:

R_a = Costante dell'aria secca = 287 J/(kg·K)

R_v = Costante del vapore d'acqua = 461,5 J/(kg·K)

Sostituendo si ottiene: $x = 0,0119 \text{ kg}_v/\text{kg}_{a.s.} \approx 12 \text{ g}_v/\text{kg}_{a.s.}$

L'entalpia della miscela composta da 1 kg di aria secca e $x \text{ kg}_v/\text{kg}_{a.s.}$ si ricava dalla relazione:

$$h_{1+x} = C_{p_{a.s.}} \cdot t + x \cdot (r + C_{p_v} \cdot t) \quad (5)$$

In cui:

$C_{p_{a.s.}}$ - Calore specifico a pressione costante dell'aria secca in kJ/(kg_{a.s.}·K) nel SI o in kcal/(kg_{a.s.}·K) nel STI

r - Calore di vaporizzazione dell'acqua a $T_0 = 273,15 \text{ K}$ in kJ/kg_v nel SI o in kcal/kg_v nel STI

C_{p_v} - Calore specifico a pressione costante del vapore d'acqua surriscaldato in kJ/(kg_v·K) nel SI o in kcal/(kg_v·K) nel STI

Possiamo scrivere la (5) numericamente con riferimento rispettivamente al SI e al sistema pratico di unità di misura:

$$h_{1+x} = 1,006 \cdot t + x \cdot (2501 + 1,875 \cdot t) \quad (\text{SI}) \quad (6)$$

$$h_{1+x} = 0,24 \cdot t + x \cdot (597,5 + 0,448 \cdot t) \quad (\text{STI}) \quad (6')$$

Sostituendo i dati si ottiene nei due sistemi di unità di misura:

$$(h_{1+x})_1 = 55,48 \text{ kJ/kg}_{a.s.}$$

$$(h_{1+x})_1 = 13,25 \text{ kcal/kg}_{a.s.}$$

La temperature di rugiada si ottiene considerando che per definizione si trova sulla linea di saturazione ($\phi = 1$) alla stessa pressione totale e alla stessa umidità specifica attuale:

$$x_r = x$$

Sostituendo:

$$R_a/R_v \cdot \frac{\varphi \cdot p_{vs}}{p - \varphi \cdot p_{vs}} = R_a/R_v \cdot \frac{p_{vr}}{p - p_{vr}}$$

Quindi si ricava:

$$p_{vr} = \varphi \cdot p_{vs}$$

sostituendo i dati si ottiene: $p_{vr}=1903,03$ Pa.

La temperatura di rugiada t_r si ricava dall'equazione 1, ossia:

$$p_{vr}(t_r) = 611,85 \cdot e^{\left(\frac{17,502 \cdot t_r}{240,9 + t_r}\right)}$$

$$t_r = \frac{240,9 \cdot \ln \frac{p_{vr}}{611,85}}{17,502 - \ln \frac{p_{vr}}{611,85}} \quad (7)$$

sostituendo i dati si ottiene: $t_r=16,70$ °C.

Calcoliamo con la 6 l'entalpia dell'aria nello stato finale della trasformazione:

$$h_{1+x} = 1,006 \cdot 16,70 + 0,0119 \cdot (2501 + 1,875 \cdot 16,70) =$$

Sostituendo i dati si ottiene nel SI:

$$(h_{1+x})_2 = 46,94 \text{ kJ/kg}_{a.s.}$$

Esercizio N. 11B

Dati:

Portata massica d'aria:

$$m = 3000 \text{ kg/h}$$

Stato iniziale della trasformazione: $t_1=25 \text{ °C}$ - $\phi_1=60\%$

Svolgimento:

consideriamo l'espressione generalizzata del primo principio della termodinamica per fluosistemi (con i termini espressi in unità di misura di potenza):

$$\sum_{i=1}^n \dot{Q}_i + \sum_{j=1}^m \dot{\phi}_j - \sum_{z=1}^q \dot{L}_z = \dot{m} \cdot \Delta \left(h + \frac{w^2}{2} + g \cdot z \right)_{in}^{out}$$

Le grandezze in parentesi del secondo membro dell'equazione sono calcolate tra la sezione d'ingresso e di uscita del fluosistema.

Il fluosistema è rappresentato da un tratto di canale dell'aria di un impianto di climatizzazione in cui è inserito uno scambiatore di calore per il raffreddamento della portata dell'aria.

Il canale dell'aria è a sezione costante:

$$z_1 = z_2$$

$$w_1 = w_2$$

Nel fluosistema in esame è presente solo il flusso di calore \dot{Q}_1 (estratto dalla batteria di raffreddamento):

$$\sum_{j=1}^m \dot{\phi}_j = 0$$

$$\sum_{z=1}^q \dot{L}_z = 0$$

Ing. Ubaldo Carlini

$$\sum_{i=1}^n \dot{Q}_i = \dot{m} \cdot \Delta(h)_{in}^{out}$$

In definitiva, poiché il fluido in esame è una miscela d'aria umida, si ottiene:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m} \cdot \Delta[C_{p_{a.s.}} \cdot t + x \cdot (r + C_{p_v} \cdot t)]_{in}^{out}$$

Sostituendo i valori (già calcolati nell'esercizio precedente) si ottiene:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m} \cdot \Delta[h]_1^2 = \frac{3000}{3600} \cdot (46,94 - 55,48) = -7,11 \text{ kW}$$