

Esercizio n° 1

Si consideri un ciclo frigorifero “*semplificato*” per il fluido refrigerante R410a, che attui condensazione ed evaporazione a 30bar e 8bar, rispettivamente.

Assumendo un sottoraffreddamento e un surriscaldamento pari a 5K, tracciare graficamente il ciclo termodinamico nel diagramma di stato e descriverne in forma *didascalica* le trasformazioni. Supposte condizioni isoentropiche al compressore, calcolare e riportare in tabella:

la massima temperatura raggiunta nel ciclo termodinamico	
il lavoro specifico compiuto dal compressore	
il calore specifico scambiato all'evaporatore	
il calore specifico scambiato al condensatore	
il COP frigorifero e quello in pompa di calore	

Esercizio n° 2

Per mantenere la temperatura media di 26°C in un edificio di 4.000m³, una unità di trattamento aria condiziona la miscela d'aria ottenuta da ricircolo e aria ambientale esterna, immettendola internamente a 23°C e UR 50%. Le condizioni ambientali esterne risultano 38°C e UR 60%, e determinano una potenza termica scambiata tra l'involucro dell'edificio e l'ambiente esterno pari a 21.0kW.

Per esigenze di salubrità e comfort, il ricambio orario emesso in atmosfera è prescritto pari a 0,5 volte il volume dell'ambiente.

Con l'ausilio del diagramma psicrometrico, calcolare e riportare in tabella:

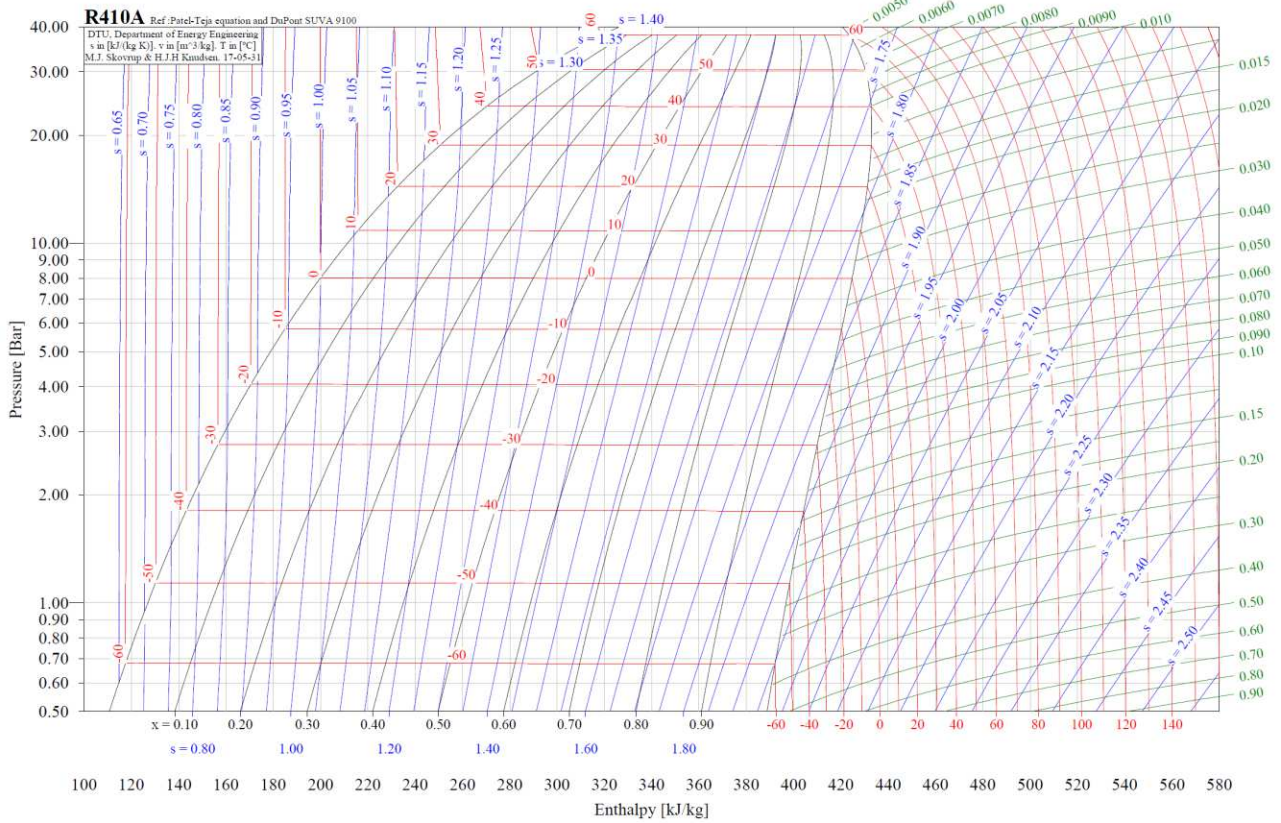
la portata massica di aria di rinnovo	
la portata massica di aria di ricircolo	
la potenza termica complessiva dell'impianto di raffrescamento	
la portata massica di refrigerante R410a, supponendo che la batteria fredda della UTA sia l'evaporatore del ciclo termodinamico di cui al precedente esercizio	

Esercizio n° 3

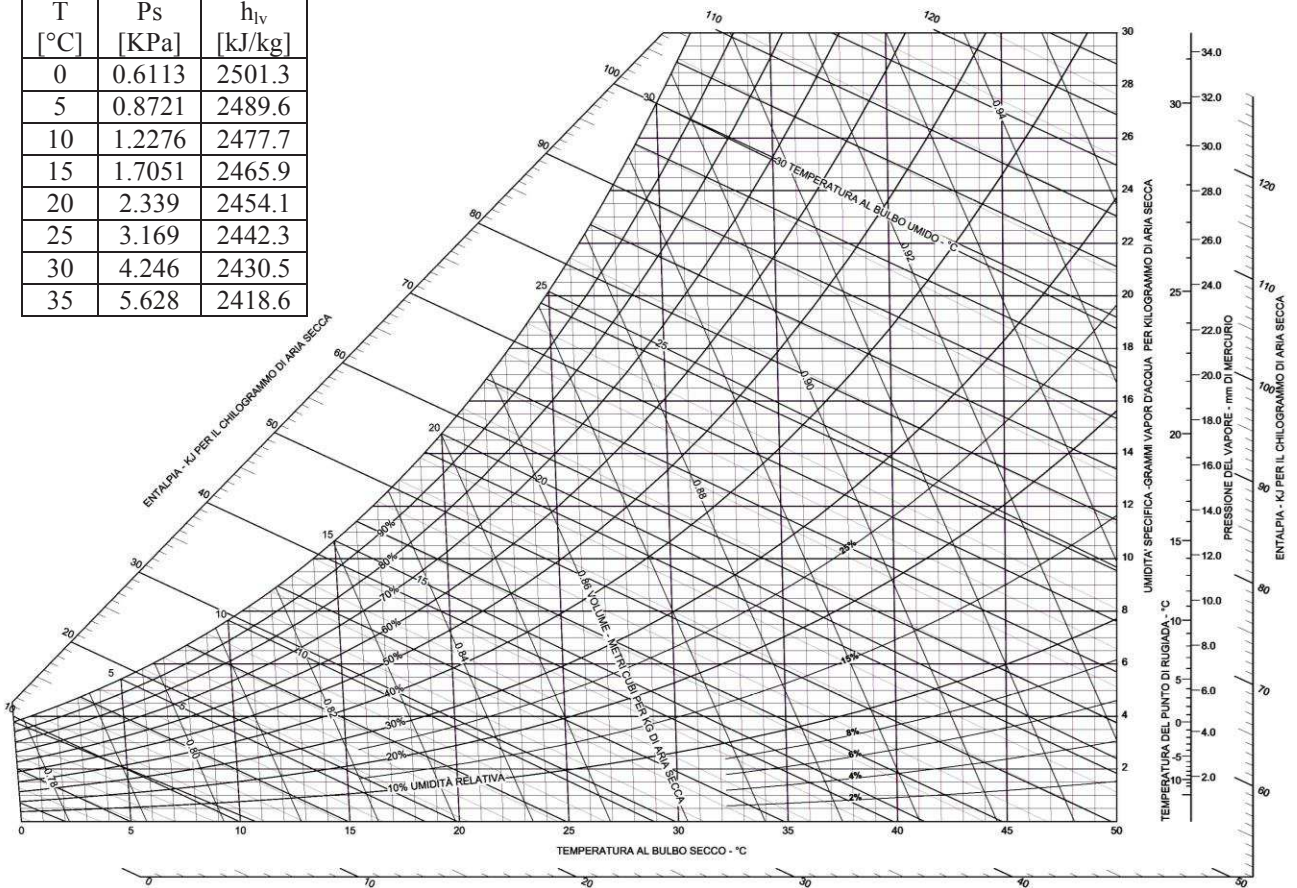
Il progetto di un piccolo agriturismo posto a quota +120m.slm prevede la valorizzazione di una riserva idrica per uso irriguo, distante 450m ed a quota +97m.slm. L'impianto proposto prevede la posa di un DN50 PN8 in HDPE con spessore 3mm e scabrezza equivalente pari a 80µm, nonché una pompa centrifuga in grado di soddisfare una portata non inferiore a 2,5 l/s.

Considerando perdite di carico concentrate per 12 altezze cinetiche e l'esigenza di una pressione relativa residua all'utenza pari a 2 bar, calcolare e riportare in tabella:

la prevalenza idraulica minima della pompa per soddisfare l'utenza	
verificare che la massima pressione in condotta non superi la pressione nominale del tubo proposto (PN8 = 8 bar)	



T [°C]	Ps [KPa]	h _{IV} [kJ/kg]
0	0.6113	2501.3
5	0.8721	2489.6
10	1.2276	2477.7
15	1.7051	2465.9
20	2.339	2454.1
25	3.169	2442.3
30	4.246	2430.5
35	5.628	2418.6



Es. n.1

Dal diagramma termodinamico:

$P_{condens.} = 30 \text{ bar} \sim 50^\circ\text{C}$

$P_{evaporaz.} = 5 \text{ bar} \sim 0^\circ\text{C}$

$T, ^\circ\text{C}$	1	2	3	4
P, bar	5	30	30	5
$h, \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	428	467	282	282

- 12: compressione isentropica
- 23: condensazione isobara
- 34: laminazione isenthalpica
- 41: evaporazione isobara

$T_{max} = T_2 = 78^\circ\text{C}$

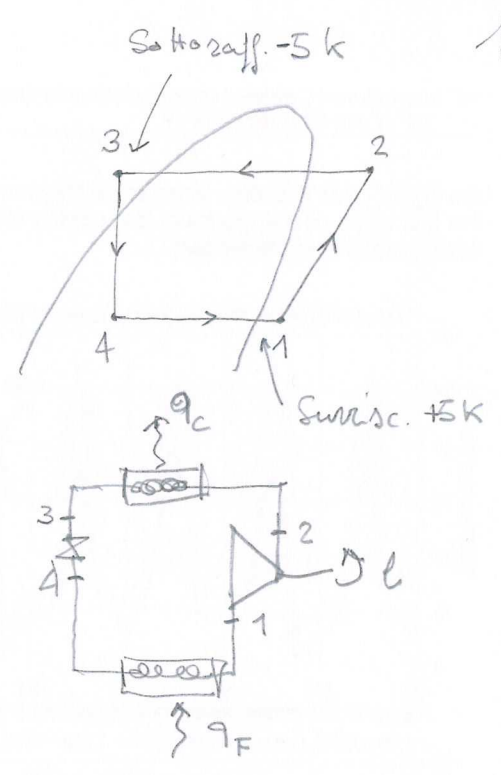
$|e| = h_2 - h_1 = 39 \text{ kJ/kg}$

$|q_F| = h_1 - h_4 = 146 \text{ kJ/kg}$

$|q_c| = h_2 - h_3 = 185 \text{ kJ/kg}$

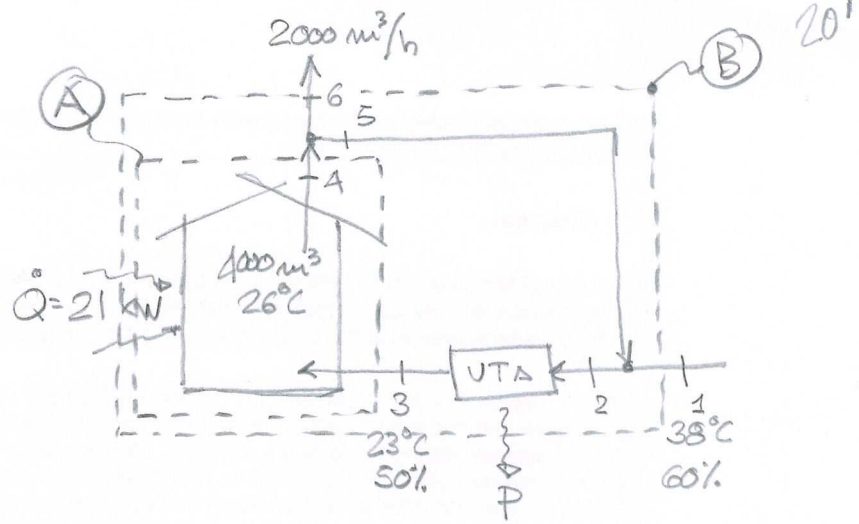
$COP_F = \frac{|q_F|}{|e|} = 3,74$

$COP_{PAC} = \frac{|q_c|}{|e|} = 4,74$



Es. n. 2

$$p_s^A = 3,3844 \text{ kPa}$$



	1	2	3	4	5	6
$T, ^\circ\text{C}$	38		23	26	26	26
$UR, \%$	60		50	42	42	42
$Y, \frac{\text{gr}}{\text{kgas}}$	25,6		8,7	8,7	8,7	8,7
$v_{as}, \frac{\text{m}^3}{\text{kgas}}$				0,858	0,858	0,858
$J, \frac{\text{kJ}}{\text{kgas}}$	104,1		45,2	48,1	48,1	48,1

da 3 a 4 è a ribelle costante

$$+ \dot{m}_{as}^6 = \dot{V} / v_{as}^6 = 2000 / 0,858 = 2331,1 \text{ kg/h} \quad (\text{ricambio})$$

$$+ \text{Bilancio energetico confine (A): } |\dot{Q}| = \dot{m}_{as}^3 \cdot (J_4 - J_3)$$

$$\Rightarrow \dot{m}_{as}^3 = \frac{21,0}{48,1 - 45,2} = 7,24 \frac{\text{kgas}}{\text{s}} = 26069,0 \frac{\text{kgas}}{\text{h}}$$

$$\dot{m}_{as}^3 = \dot{m}_{as}^4 = \dot{m}_{as}^2$$

$$\Rightarrow \dot{m}_{as}^5 = \dot{m}_{as}^4 - \dot{m}_{as}^6 = 23737,9 \text{ kg/h} \quad (\text{ricambio})$$

$$+ \text{Bilancio energetico confine (B): } \dot{Q} - P + \dot{m}_{as}^1 J_1 - \dot{m}_{as}^6 J_6 = 0$$

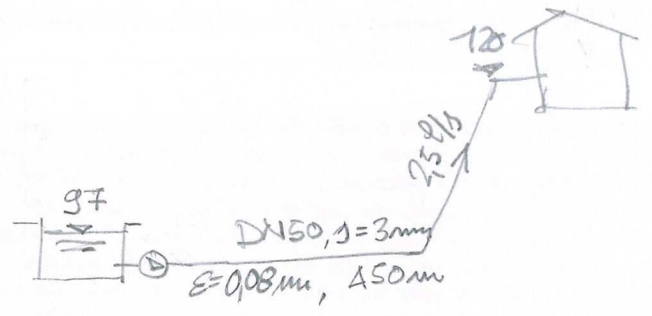
$$\Rightarrow P = \dot{Q} + \dot{m}_{as}^1 (J_1 - J_6) = 57,3 \text{ kW}$$

$$+ |q_F| = 185 \frac{\text{kJ}}{\text{kg R410a}}$$

$$\Rightarrow P = \dot{m}_{R410a} \cdot |q_F| \Leftrightarrow \dot{m}_{R410a} = \frac{P}{|q_F|} = 0,31 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Es. n. 3

D = DN - 2 \cdot s = 44 mm



1/\lambda = -2 \rho g \left(\frac{\epsilon/D}{3.71} \right)

ipoten di molto assolutamente turbolento

\Rightarrow \lambda = 0,02282

v = \frac{Q}{\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{0,0025}{\frac{\pi \cdot 44^2}{4}} = 1,645 m/s

\Delta H_{distribuite} = \frac{\lambda}{D} \frac{v^2}{2g} \cdot L = 32,2 m

\Delta H_{concentrate} = \beta \frac{v^2}{2g} = 1,7 m

+ H_{pompa} = \Delta H_{dist} + \Delta H_{conc.} + \frac{P}{\rho g}
= 32,2 + 1,7 + 20,4
= 54,3 m

+ Nella sezione subito a valle della pompa: P^{max} = \rho \cdot g \cdot H_{pompa} = 5,33 bar

P^{max} < PNB verificato