

# DIMENSIONAMENTO UTA E TRASFORMAZIONI PSICROMETRICHE

**CONDIZIONI DI IMMISSIONE**  
 Sia nel caso invernale che in quello estivo l'aria viene introdotta ad umidità specifica inferiore rispetto alle condizioni di progetto in modo da bilanciare i carichi latenti interni, ed ottenere le condizioni igrometriche ottimali.  
 In inverno l'aria viene immessa ad una temperatura pari a quella interna, mentre in estate ad una temperatura inferiore a quella di progetto in modo da bilanciare i carichi sensibili interni, ed ottenere le condizioni termiche ottimali.

<b>ARIA ESTERNA</b> CONDIZIONI INVERNALI T = 0°C, U.R. = 60%, x = 2,3 gv/Kgas CONDIZIONI ESTIVE T = 34°C, U.R. = 65%, x = 18,5 gv/Kgas	<b>ARIA IMMESA</b> CONDIZIONI INVERNALI T = 20°C, U.R. = 7%, Xa = 7 gv/Kgas CONDIZIONI ESTIVE T = 16°C, U.R. = 7%, Xa = 7 gv/Kgas	<b>ARIA INTERNA</b> CONDIZIONI INVERNALI T = 20°C, U.R. = 50%, Xa = 7,2 gv/Kgas CONDIZIONI ESTIVE T = 26°C, U.R. = 50%, Xa = 10,5 gv/Kgas
--	---	---

**CALORE LATENTE TOTALE  $Q_{lat}$**

$$Q_{lat p} = N_p \cdot Q_{lat p}$$

- $N_p$ : numero di persone considerando la contemporaneità → 120
- $Q_{lat p}$ : calore latente prodotto da una persona in attività sedentaria → 45 W INVERNO → 70 W ESTATE

<b>INVERNO</b> $Q_{lat p} = (120 \cdot 45)/1000 = 5,4 \text{ kW}$	<b>ESTATE</b> $Q_{lat p} = (120 \cdot 70)/1000 = 8,4 \text{ kW}$
<b>PORTATA DI VAPORE <math>G_v</math></b>	
$Q_{lat p} = G_{ae} \cdot r \cdot \Delta x$	

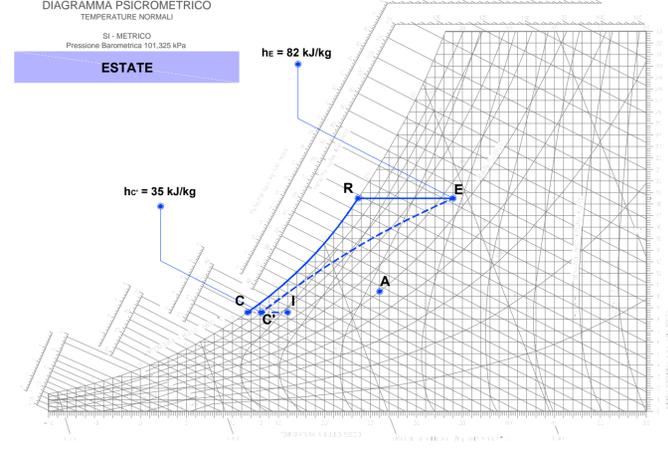
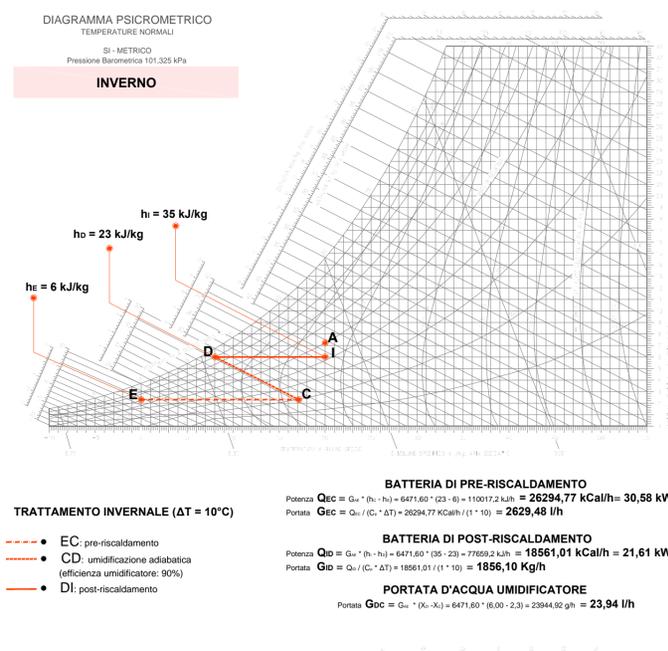
<b>INVERNO</b> $\Delta x = \frac{5,4}{1,80 \cdot 2501} = 1,20 \text{ gv/Kg as}$	<b>ESTATE</b> $\Delta x = \frac{8,40}{1,80 \cdot 2501} = 1,87 \text{ gv/s}$
--	--

**UMIDITÀ SPECIFICA DI IMMISSIONE  $X_i$**

$$X_i = X_{ai} - \frac{G_v}{G_{ae}}$$

<b>INVERNO</b> $X_i = 7,2 - 1,20 = 6,00 \text{ gv/kgas}$	<b>ESTATE</b> $X_i = 10,5 - 1,87 = 8,63 \text{ gv/kgas}$
---	---

<b>CONDIZIONI DI IMMISSIONE</b>	<b>CONDIZIONI DI IMMISSIONE</b>
<b>INVERNO</b> T <sub>i</sub> = 20°C X <sub>i</sub> = 6,00 gv/kgas	<b>ESTATE</b> T <sub>i</sub> = 16°C X <sub>i</sub> = 8,63 gv/kgas



**TRATTAMENTO INVERNALE (ΔT = 10°C)**

--- EC: pre-riscaldamento  
 --- CD: umidificazione adiabatica (efficienza umidificatore: 90%)  
 --- DI: post-riscaldamento

**BATTERIA DI PRE-RISCALDAMENTO**  
 Potenza  $Q_{EC} = G_{ai} \cdot (h_i - h_e) = 6471,60 \cdot (23 - 6) = 11017,2 \text{ kJ/h} = 2629,77 \text{ kCal/h} = 30,58 \text{ kW}$   
 Portata  $G_{EC} = Q_{ec} / (C_p \cdot \Delta T) = 2629,77 \text{ kCal/h} / (1 \cdot 10) = 2629,77 \text{ l/h}$

**BATTERIA DI POST-RISCALDAMENTO**  
 Potenza  $Q_{DI} = G_{ai} \cdot (h_i - h_c) = 6471,60 \cdot (35 - 23) = 7765,92 \text{ kJ/h} = 18561,01 \text{ kCal/h} = 21,61 \text{ kW}$   
 Portata  $G_{DI} = Q_{di} / (C_p \cdot \Delta T) = 18561,01 \text{ kCal/h} / (1 \cdot 10) = 1856,10 \text{ l/h}$

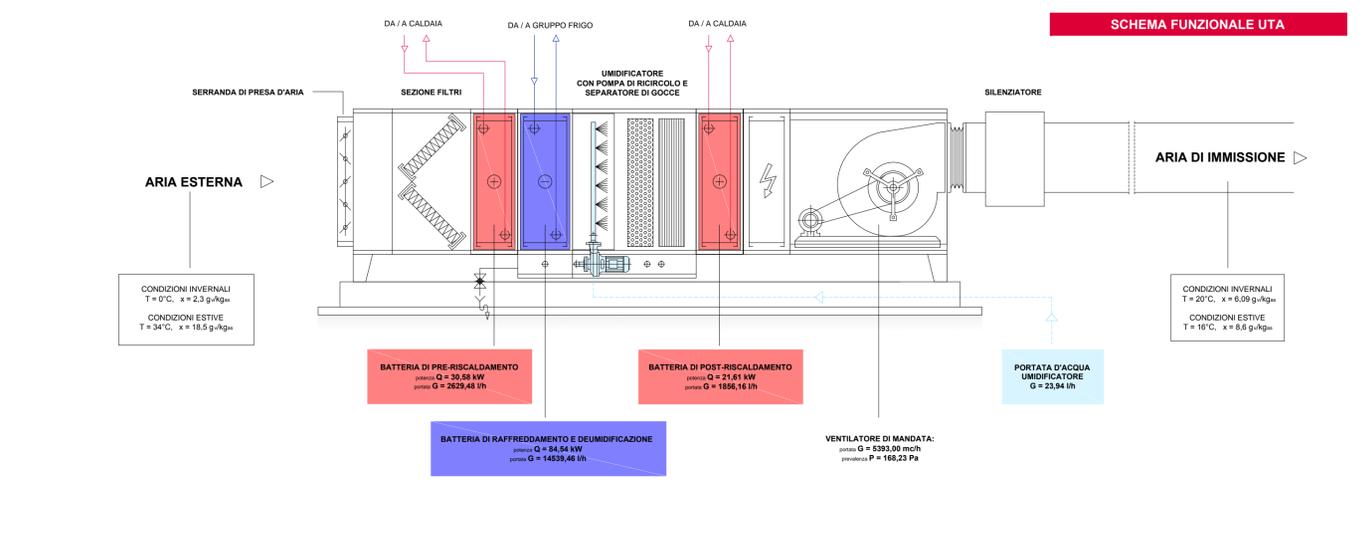
**PORTATA D'ACQUA UMIDIFICATORE**  
 Portata  $G_{DC} = G_{ai} \cdot (X_i - X_e) = 6471,60 \cdot (6,00 - 2,3) = 23944,92 \text{ g/h} = 23,94 \text{ l/h}$

**TRATTAMENTO ESTIVO (ΔT = 5°C)**

--- ER: raffreddamento  
 --- RC: condensazione  
 --- CI: post-riscaldamento

**BATTERIA DI RAFFREDDAMENTO E DEUMIDIFICAZIONE**  
 Potenza  $Q_{EC} = G_{ai} \cdot (h_e - h_c) = 6471,60 \cdot (82 - 35) = 304165,20 \text{ kJ/h} = 72697,31 \text{ kCal/h} = 84,54 \text{ kW}$   
 Portata  $G_{EC} = Q_{ec} / (C_p \cdot \Delta T) = 72697,31 \text{ kCal/h} / (1 \cdot 5) = 14539,46 \text{ l/h}$

La batteria di post-riscaldamento non viene messa in funzione per un risparmio energetico. La temperatura dell'aria alla fine del trattamento UTA è di 13°C, e subirà un ulteriore innalzamento nel passaggio attraverso le canalizzazioni di mandata, fino a raggiungere i 16°C di immissione.



# DIMENSIONAMENTO CENTRALE TECNOLOGICA

**POTENZIALITA' POMPA DI CALORE**

Potenzialità circuito fan coil: 58,3 Kw  
 Potenzialità batteria di raffreddamento: 84,5 Kw  
 Potenzialità utile gruppo frigo: 142,8 Kw

$\eta = 0,8$  coefficiente di rendimento

$W_{eff} = 142,8 / 0,8 = 178,5 \text{ Kw} \rightarrow 200 \text{ Kw}$

**POTENZA CALDAIA  $W_{eff}$**

Potenzialità circuito fan coil: 57,6 Kw  
 Potenzialità batteria di preriscaldamento: 30,6 Kw  
 Potenzialità batteria di post riscaldamento: 21,6 Kw  
 Potenzialità utile caldaia: 109,8 Kw

$\eta = 0,8$  coefficiente di rendimento

$W_{eff} = 109,8 / 0,8 = 137,25 \text{ Kw} \rightarrow 140 \text{ Kw}$

caldaia a condensazione TBX 140

Potenza utile 70 °C (Kw)	128
Potenza utile a 50/30 °C (Kw)	140
Rendimento caldaia a carico parziale 30%	98,8/108,5
Perdite di carico del lato fluido (mbar)	38
Contenuto d'acqua della caldaia (l)	130

**CAPACITA' SERBATOIO INERZIALE  $V_s$**

Volume serbatoio = volume ottimale - volume reale

$V_s = V_o - V_r$   
 $V_o = 10 \text{ l/Kw} = 10 \times W_{PdC} = 10 \times 200 = 2000 \text{ litri}$   
 $V_r = V_{fancoil} + V_{PdC} + V_{tubazioni}$

**V fancoil**

modello	n° modelli	contenuto (l)	litri tot.
1	42	0,8500	35,7000
3	8	1,2800	10,2400
4	8	1,2800	10,2400
Sk 2	16	0,8000	12,8000
			<b>68,9800</b>

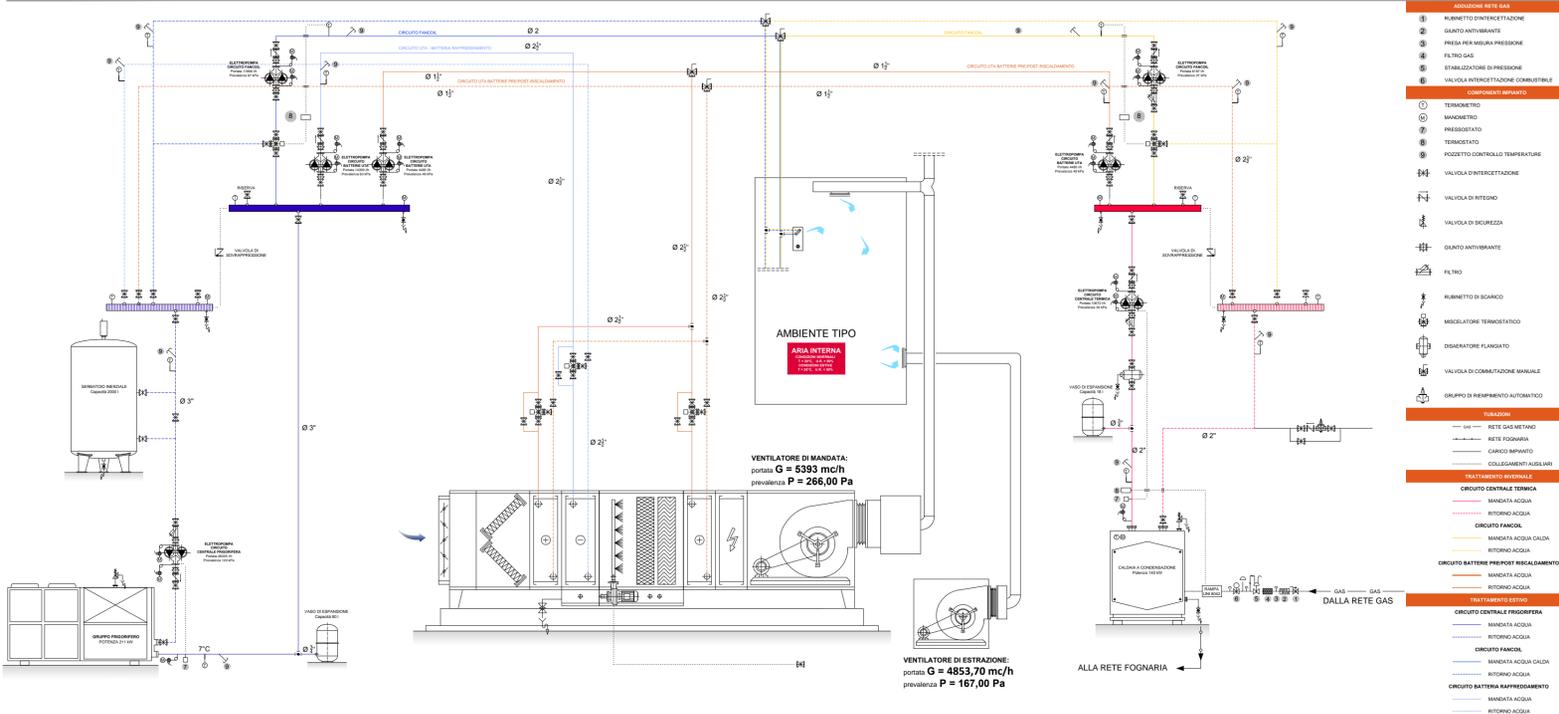
$V_{PdC} = 27 \text{ l}$   
**V tubazioni = sezione x lunghezza**  
 area sezione tubi = (diametro medio tubi/2)<sup>2</sup> x 3,14 = (18,6 mm (3/4")/2)<sup>2</sup> x 3,14 = 2,7 x 0,0001 m<sup>2</sup>  
 V tubazioni = 2,7 x 0,0001 m<sup>2</sup> x 345, 6 metri = 0,09 m<sup>3</sup>

$V_r = 68,98 + 27 + 90 = 185,98 \text{ l}$   
 $V_s = 2000 - 185,98 = 1814,02 \text{ l}$

**SERBATOIO INERZIALE OMB AR 2000**

Capacità nominale (l)	2000
Capacità effettiva (l)	1980
Massima pressione d'esercizio (bar)	6
Pressione di collaudo (bar)	9
Temperatura di esercizio (°C)	55

# CENTRALE TECNOLOGICA



**VASI DI ESPANSIONE**

**GRUPPO FRIGO**

La seguente formula ci permette di ricavare il volume del vaso di espansione:

$$V_{ve} = \frac{e \cdot C}{1 - \beta}$$

Coefficiente di espansione dell'acqua:  $e = 0,0161 (AT - 50 - 5 - 45 \cdot C)$   
 Volume di acqua refrigerata (l) dato dalla somma di:  
 - Contenuto di acqua stimato nell'impianto (l): C = 186 litri  
 - Capacità serbatoio inerziale (l): C = 1980 litri  
 Pressione di precarico vaso (bar):  $P_i = P_{atm} + P_{relativa} = 1 + 0,5 = 1,5 \text{ bar}$   
 Pressione finale (bar):  $P_f = P_{atm} + P_{max} \text{ esercizio} = 1 + 3 = 4 \text{ bar}$

$$V_{ve} = \frac{0,0161 \cdot 2166}{1 - \frac{1,5}{4}} = 55,8 \text{ litri}$$

Fluido d'impiego	acqua
Massima pressione di esercizio (bar)	6
Pressione di precarica (bar)	1,5
Capacità (l)	80
Temperatura massima di esercizio (°C)	120

**CALDAIA**

$$V_{ve} = \frac{e \cdot C}{1 - \beta}$$

Coefficiente di espansione dell'acqua:  $e = 0,035 (AT - 90 - 15 - 85 \cdot C)$   
 Contenuto d'acqua dell'impianto C:  
 - Caldaia: 130 litri  
 - Fan coil: 68 litri  
 - Tubazioni: 90 litri  
 - TOTALE C: 288 litri  
 Pressione di precarico vaso (bar):  $P_i = 1,5 \text{ bar}$   
 Pressione finale (bar):  $P_f = 4 \text{ bar}$

$$V_{ve} = \frac{0,035 \cdot 290}{1 - \frac{1,5}{4}} = 16,2 \text{ litri}$$

Fluido d'impiego	acqua
Massima pressione di esercizio (bar)	6
Pressione di precarica (bar)	1,5
Capacità (l)	50
Temperatura massima di esercizio (°C)	120

**POMPE DI CIRCOLAZIONE**

**CIRCUITO SECONDARIO BATTERIA DI SCAMBIO TERMICO UTA**

**PORTATA G**

Le portate di acqua passanti nel circuito sono:  
 - batteria di pre-riscaldamento (INVERNO): G = 2629 l/h  
 - batteria di post-riscaldamento (INVERNO): G = 1856 l/h  
 - batteria di raffreddamento (ESTATE): G = 14539 l/h  
 La portata più gravosa la si ha nel periodo estivo:  
**Gestate = 14539 l/h**

**PERDITE DI CARICO DISTRIBUITE**

Il circuito è composto da:  
 - il tratto di tubazione che collega i collettori in centrale termica con la colonna montante, di lunghezza stimata attorno ai 4,00 m  
 - la colonna montante di altezza h = 6 m  
 - il tratto di tubazione che collega l'unità di trattamento aria in copertura con la colonna montante, di lunghezza stimata attorno agli 8,00 m

Si ottiene, considerando sia il tratto di mandata che quello di ritorno una lunghezza del circuito pari a circa 36,00 m. Il calcolo delle perdite di carico distribuite e il dimensionamento del diametro delle tubazioni Viene eseguito nel caso estivo, più gravoso. Considerando una perdita di carico costante pari a 30 mm c.a./m, ed una temperatura dell'acqua di mandata di 7°C si ricava che:  
 $\Delta P_{distr} = 36 \text{ m} \times 25 \text{ mm c.a./m} = 1260 \text{ mm c.a.} = 9,0 \text{ kPa}$   
**PERDITE DI CARICO CONCENTRATE**  
 Velocità fluido: V = 1,2 m/s  
 Densità fluido:  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$   
 4° curva normale a 90°:  $\beta = 1,6$   
 4° valvole d'intercettazione:  $\beta = 24$   
 1° valvola a 3 vie:  $\beta = 8$   
 $\Delta P_{Pnc} = \beta \cdot \rho \cdot v \cdot U^2 / 2 = 0,5 \times 33,6^2 \cdot (1,2^2 \times 1000) = 24,2 \text{ kPa}$

**CIRCUITO PRIMARIO CALDAIA**

La portata di acqua passante nel circuito fancoil è:  
**G = 6187 l/h**

La portata di acqua passante nel circuito in centrale termica è data dalla somma di quelle passanti, nel periodo invernale, nel circuito fan coil e nelle batterie di riscaldamento.

$G = 6187 + 4485 = 10672 \text{ l/h}$

Considerando una perdita di carico costante pari a 30 mm c.a./m, ed una temperatura dell'acqua di mandata di 80°C il diametro della tubazione è pari a 2"

lunghezza stimata circuito primario (andata e ritorno): L = 6 m  
 $\Delta P_{distr} = 6 \cdot 35 = 180 \text{ mm c.a.} = 2,1 \text{ kPa}$

Velocità fluido: V = 1,0 m/s  
 Densità fluido:  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$   
 4° curva normale a 90°:  $\beta = 2$   
 5° valvole d'intercettazione:  $\beta = 15$   
 $\Delta P_{Pnc} = \beta \cdot \rho \cdot v \cdot U^2 / 2 = 0,5 \times 17^2 \cdot (1,0^2 \times 1000) = 17,0 \text{ kPa}$

Perdita di carico passaggio acqua in caldaia: 1,00 kPa  
 Valvola di sovrappressione  $\Delta P = 15 \text{ kPa}$   
 $\Delta P_{tot} = 2,1 + 17,0 + 1,00 + 15,00 = 35,1 \text{ kPa} \rightarrow P = 35 \text{ kPa}$

**CIRCUITO PRIMARIO GRUPPO FRIGO**

La portata di acqua passante nel circuito in centrale termica è data dalla somma di quelle passanti, nel periodo estivo, nel circuito fancoil e nelle batterie di raffreddamento.

**G = 11666 + 14539 = 26025 l/h**

Il circuito è composto da:  
 - il tratto di tubazione che collega i collettori in centrale termica con la colonna montante, di lunghezza stimata attorno ai 4,00 m  
 - la colonna montante di altezza h = 6 m  
 - il tratto di tubazione che collega il gruppo frigo in copertura con la colonna montante, di lunghezza stimata attorno ai 6,00 m.

Si ottiene, considerando sia il tratto di mandata che quello di ritorno una lunghezza del circuito pari a circa 32,00 m. Considerando una perdita di carico costante pari a 30 mm c.a./m, ed una temperatura dell'acqua di mandata di 7°C si ricava che:  
 $\Delta P_{distr} = 32 \cdot 35 = 1120 \text{ mm c.a.} = 11,2 \text{ kPa}$

Velocità fluido: V = 1,6 m/s  
 Densità fluido:  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$   
 4° curva normale a 90°:  $\beta = 1,6$   
 7° valvole d'intercettazione:  $\beta = 21$   
 $\Delta P_{Pnc} = \beta \cdot \rho \cdot v \cdot U^2 / 2 = 0,5 \times 22,6^2 \cdot (1,6^2 \times 1000) = 28,9 \text{ kPa}$

Perdita di carico passaggio acqua nel condensatore: 38,70 kPa  
 Perdita di carico passaggio acqua nell'evaporatore: 27,00 kPa  
 Valvola di sovrappressione  $\Delta P = 15 \text{ kPa}$   
 $\Delta P_{tot} = 11,2 + 28,9 + 27,00 + 38,70 + 15,00 = 120,8 \text{ kPa} \rightarrow P = 120 \text{ kPa}$