

Progettazione dei condensatori a superficie

Il calore P_Q che il vapore cede nell'unità di tempo all'acqua di raffreddamento attraverso la superficie di scambio avente area S_{tot} è esprimibile con la relazione:

$$P_Q = C \cdot S_{\text{tot}} \cdot \Delta T_m \left[\frac{\text{J}}{\text{s}}; \text{W} \right] \quad (1)$$

dove: $\Delta T_m = T_{\text{vap}} - T_{m \text{ acqua}}$;

$T_{m \text{ acqua}}$ è la temperatura media dell'acqua refrigerante e vale:

$$T_{m \text{ acqua}} = \frac{T_i + T_u}{2}$$

con: T_i, T_u = temperature dell'acqua refrigerante rilevate rispettivamente all'ingresso e all'uscita del condensatore.

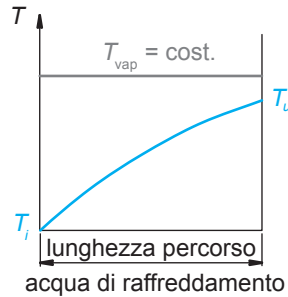
In base alla precedente relazione, l'espressione di ΔT_m diviene:

$$\Delta T_m = T_{\text{vap}} - \frac{T_i + T_u}{2} \text{ [K]} \quad (2)$$

Mentre la temperatura del vapore T_{vap} si mantiene costante fino al termine della condensazione, quella del fluido refrigerante aumenta man mano che esso percorre il fascio tubiero (Figura 1).

Figura 1

Rappresentazione degli andamenti delle temperature di vapore condensante e acqua di raffreddamento in funzione del percorso dell'acqua di raffreddamento.



C è il coefficiente globale di scambio termico $\left(\text{in } \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right)$: è influenzato soprattutto dalla velocità con cui l'acqua di raffreddamento percorre i tubi, ma dipende anche dal tipo di materiale di cui essi sono costituiti, dal loro spessore e dalle eventuali incrostazioni presenti sulle pareti dei tubi stessi.

L'acqua di refrigerazione percorre il fascio tubiero con velocità in genere comprese tra 0,2 e 3 m/s. Per tubi non incrostati e velocità dell'acqua refrigerante prossime a 1,5 m/s, il coefficiente globale di scambio termico C può ritenersi circa uguale a $3000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$; per velocità prossime a 3 m/s si può adottare per C un valore pari a $3400 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$.

Per tubi non incrostati e velocità dell'acqua refrigerante prossime a 1,5 m/s, il coefficiente globale di scambio termico C può ritenersi circa uguale a $3000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$; per velocità prossime a 3 m/s si può adottare per C un valore pari a $3400 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$.

L'area complessiva S_{tot} della superficie di scambio è data dal prodotto della superficie laterale di ciascun tubo $S_{1 \text{ tubo}}$ per il numero di tubi z_{tubi} , ovvero:

$$S_{\text{tot}} = S_{1 \text{ tubo}} \cdot z_{\text{tubi}} \text{ [m}^2\text{]} \quad (3)$$

dove:

$$S_{1 \text{ tubo}} = (\pi \cdot D_{\text{est}}) \cdot L \text{ [m}^2\text{]} \quad (4)$$

con:

D_{est} = diametro esterno dei tubi (in metri);

L = lunghezza di ciascun tubo del fascio (in metri).

Nota bene

L'espressione (4) è valida per condensatori a superficie come quello rappresentato in Figura 3.29 del testo a stampa, nei quali cioè sia il vapore sia l'acqua di raffreddamento percorrono il condensatore stesso una sola volta. Sono peraltro utilizzati anche condensatori che adottano soluzioni diverse.

Il calore P_Q che il vapore cede nell'unità di tempo all'acqua di raffreddamento, oltre che con la relazione (1) può essere ricavato anche tramite l'espressione:

$$P_Q = Q_{M \text{ acqua}} \cdot c_{p \text{ acqua}} \cdot (T_u - T_i) \left[\frac{\text{J}}{\text{s}}; \text{W} \right] \quad (5)$$

dove:

$Q_{M \text{ acqua}}$ = portata in massa dell'acqua di raffreddamento $\left(\text{in } \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$;

$c_{p \text{ acqua}}$ = capacità termica massica a pressione costante dell'acqua refrigerante $\left(\text{in } \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right)$;

T_i, T_u = temperature dell'acqua condensatrice rilevate rispettivamente all'ingresso e all'uscita del condensatore.

A 20 °C la capacità termica massica dell'acqua $c_{p \text{ acqua}}$ vale:

– $c_{p \text{ acqua}} = 4182 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$ per l'acqua dolce (ad esempio l'acqua di fiume);

– $c_{p \text{ acqua}} = 3980 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$ per l'acqua di mare.

Il flusso termico P_Q , chiamato anche *potenza termica* del condensatore, può inoltre essere calcolato in funzione del salto entalpico ($h_4 - h_1$) tramite l'espressione:

$$P_Q = Q_{M \text{ vap}} \cdot (h_4 - h_1) \left[\frac{\text{J}}{\text{s}}; \text{W} \right] \quad (6)$$

dove:

$Q_{M \text{ vap}}$ = portata in massa del vapore entrante nel condensatore $\left(\text{in } \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$;

h_4 = entalpia massica del vapore all'uscita della turbina $\left(\text{in } \frac{\text{J}}{\text{kg}} \right)$;

h_1 = entalpia massica del condensato a fine condensazione $\left(\text{in } \frac{\text{J}}{\text{kg}} \right)$.

Considerazioni sui condensatori a superficie

I tubi percorsi dall'acqua refrigerante sono prevalentemente realizzati in leghe di rame; sono notevolmente lunghi: il fascio tubiero può raggiungere i 10 metri di lunghezza; hanno diametri variabili generalmente da 14 a 26 mm e spessori compresi tra 1 e 1,5 mm.

I condensatori richiedono per ogni chilogrammo di vapore condensato notevoli portate di acqua refrigerante. Per questo motivo le centrali termoelettriche che sviluppano potenze elevate e quindi necessitano di grandi portate di acqua di raffreddamento sono generalmente costruite in prossimità di fiumi o vicino al mare. Queste centrali utilizzano condensatori a superficie, dato che, in questo tipo di condensatori, a differenza di quanto accade nei condensatori a miscela, l'acqua di refrigerazione non si mescola al vapore e quindi è possibile usare come fluido refrigerante anche l'acqua più o meno salata di un fiume o del mare.

Un vantaggio offerto dai condensatori a superficie rispetto a quelli a miscela è quindi la possibilità di riutilizzare di continuo, in quanto pura, l'acqua derivante dalla condensazione del vapore.

Il consumo di acqua di refrigerazione è, come s'è visto, molto elevato; per ridurlo, specie nel caso in cui non si dispone di grandi quantità di acqua, si ricorre al recupero dell'acqua di raffreddamento mediante l'utilizzo di alte *torri di refrigerazione* (*evaporative, a secco o miste*). Nelle torri di refrigerazione la stessa acqua di refrigerazione proveniente dal condensatore cede all'aria circostante il calore che ha a sua volta ricevuto dal vapore; l'acqua refrigerante può così ritornare più fredda nel condensatore e realizzare una nuova fase di condensazione del vapore ivi affluito.

La differenza $T_u - T_i$, che compare nell'espressione (5), tra i valori della temperatura dell'acqua di raffreddamento rispettivamente all'uscita e all'ingresso del condensatore, è in genere compresa tra 10 e 20 °C.

La velocità con cui il vapore entra nel condensatore è dell'ordine di $180 \div 190$ m/s.