

Considerazioni sulle tipologie impiantistiche.

In un dato istante un terminale impiantistico dovrà fornire ad un ambiente climatizzato un flusso termico \dot{Q}_{nd} tale da compensare il disequilibrio tra guadagni, dispersioni e variazioni dell'accumulo nelle masse, disequilibrio che lo porterebbe ad una temperatura interna diversa da quella desiderata:

$$\dot{Q}_{nd} = \dot{Q}_{tr} + \dot{Q}_{ve} + \dot{Q}_{sol} + \dot{Q}_{int} + C \cdot \frac{dt}{d\tau} \quad [W]$$

Nel caso di un radiatore da termosifone tale flusso sarà il flusso scambiato tra il fluido interno al radiatore e l'ambiente confinato circostante:

$$\dot{Q}_{nd} = U_r \cdot A_r \cdot (t_f - t_A) \quad [W]$$

Dove:

- U_r : trasmittanza della parete del radiatore,
- A_r : superficie del radiatore,
- t_f : temperatura media del fluido nel radiatore,
- t_A : temperatura operante dell'ambiente climatizzato.

Ma il flusso termico che il terminale scambia con l'ambiente sarà anche uguale alla variazione di entalpia del fluido termovettore tra ingresso ed uscita dal radiatore:

$$\dot{Q}_{nd} = \dot{m}_f \cdot (h_{fe} - h_{fi}) = \dot{m}_f \cdot c_{pf} \cdot (t_{fe} - t_{fi}) \quad [W]$$

Dove:

- \dot{m}_f : portata massica di fluido termovettore [kg/s],
- c_{pf} : calore specifico del fluido [J/(kg·K)],
- t_{fe} : temperatura del fluido all'uscita dal radiatore [K],
- t_{fi} : temperatura del fluido all'ingresso nel radiatore [K].

Pertanto, eguagliando le due espressioni di \dot{Q}_{nd} , si potrà scrivere:

$$U_r \cdot A_r \cdot (t_f - t_A) = \dot{m}_f \cdot c_{pf} \cdot (t_{fe} - t_{fi}) \quad [W]$$

È evidente che se la superficie di scambio A aumenta (caso di un pannello radiante a pavimento anziché uno o più radiatori), si può ridurre la differenza tra la temperatura media del fluido termovettore nel terminale impiantistico e la temperatura desiderata nell'ambiente climatizzato.

La cosa si traduce in una maggiore temperatura media radiante (t_{mr}) che consente eventualmente di ridurre la temperatura dell'aria (t_a), dunque le dispersioni per trasmissione e ventilazione. Con vantaggi anche in termini di comfort e di igiene.

$$\dot{Q}_{tr} = U \cdot A \cdot (t_A - t_E)$$

Dove:

- U : trasmittanza media dell'involucro edilizio,
- A : superficie disperdente dell'ambiente climatizzato,
- t_E : temperatura ambiente esterno,
- t_A : temperatura operante dell'ambiente climatizzato.

Il carico da ventilazione sarà:

$$\dot{Q}_V = \dot{m}_{av} \cdot (h_A - h_E)$$

Dove:

- \dot{m}_f : portata massica aria di ventilazione [kg/s],
- c_{pf} : calore specifico dell'aria [J/(kg·K)],
- T_E : temperatura ambiente esterno,
- t_A : temperatura operante dell'ambiente climatizzato

Nel caso di un impianto ad aria sarà la differenza di entalpia tra l'aria immessa nell'ambiente e l'aria estratta da esso a dover compensare lo squilibrio tra guadagni e dispersioni, ovvero il carico termico del locale.

Esempio numerico.

Consideriamo una stanza delle seguenti dimensioni: 5 m di lunghezza, 3 m di larghezza e 3 m di altezza, con la parete più lunga confinante con l'esterno ed una finestra di 2 m² sulla stessa parete. La stanza è occupata da 2 persone.

Ipotizziamo che la trasmittanza della parete opaca sia di 0,5 W/(m²·K) e quella della finestra sia di 1 W/(m²·K). In condizioni di progetto invernali a Venezia assumiamo una temperatura esterna di -5 °C.

In tale situazione, considerando i soli guadagni interni sensibili dovuti ai due occupanti (60 W ciascuno) ed ignorando i guadagni solari, si avrà:

$$\dot{Q}_{tr} = \sum_{i=1}^n U_i \cdot A_i \cdot (t_A - t_E) = (0,5 \cdot 13 + 1 \cdot 2) \cdot 25 = 212,5 \quad [W]$$

Assumendo una portata di ventilazione spontanea di 0.4 ricambi/ora del volume d'aria interno, si avrà una portata volumica di:

$$\dot{V} = 60 m^3 \cdot 0,4 / 3600 = 0,00666 \quad [m^3/s]$$

Pertanto:

$$\dot{Q}_{ve} = \dot{m}_{av} \cdot (h_A - h_E) = \dot{V} \cdot \rho_a \cdot c_{pa} \cdot (t_A - t_E) = 0,00666 \cdot 1,2 \cdot 1005 \cdot 25 = 200,8 \quad [W]$$

Il carico termico totale sarà:

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{Q}_{tr} + \dot{Q}_{ve} - \dot{Q}_{int} = 212,5 + 200,8 - 2 \cdot 60 = 293,3 \quad [W]$$

Nel caso il terminale impiantistico sia il radiatore di un termosifone si può assumere come trascurabile la trasmittanza del suo involucro ed assumere la sua temperatura superficiale pari alla temperatura media del fluido interno, che è di circa 65 °C.

In tal caso il coefficiente di scambio termico tra superficie del radiatore ed ambiente interno sarà quello di adduzione superficiale α_i che, nel caso di superfici verticali in interni, possiamo assumere pari a 8 W/(m²·K):

$$\dot{Q}_{rd} = \alpha_i \cdot A_r \cdot (t_f - t_A) = 8 \cdot A_r \cdot (65 - 20) = 293,3 \quad [W]$$

Possiamo quindi ricavare la superficie di scambio del radiatore:

$$A = \frac{\dot{Q}_{nd}}{\alpha_i \cdot (t_f - t_A)} = \frac{293.3}{8 \cdot (65 - 20)} = 0.81 \quad [m^2]$$

Ed, assumendo una differenza di temperatura di 10 °C tra le sezioni di ingresso ed uscita del radiatore, possiamo ricavare la portata di fluido termovettore (acqua):

$$\dot{Q}_{nd} = 293.3 = \dot{m}_f \cdot c_{pf} \cdot (t_{fe} - t_{fi}) = \dot{m}_f \cdot 4186 \cdot 10 \quad [W]$$

$$\dot{m}_f = \frac{293.3}{4186 \cdot 10} = 0.007 \quad [kg/s]$$

Vediamo ora quale sarebbe la superficie necessaria per un pannello radiante a pavimento (A_p), assumendo che la temperatura superficiale del pavimento non debba superare i 29 °C.

In tal caso il coefficiente di scambio termico tra pavimento ed ambiente interno sarà quello di adduzione superficiale α_i , che, nel caso di superfici orizzontali in interni con flusso ascendente, possiamo assumere pari a 10 W/(m²·K):

$$\dot{Q}_{nd} = \alpha_i \cdot A_p \cdot (t_{pav} - t_A) \quad [W]$$

$$293.3 = 10 \cdot A_p \cdot (29 - 20) \quad [W]$$

$$A = \frac{293.3}{10 \cdot (29 - 20)} = 3.25 \quad [m^2]$$

Lo spazio disponibile nella stanza è senz'altro sufficiente.

Assumendo anche in questo caso una differenza di temperatura di 10 °C tra le sezioni di ingresso ed uscita del pannello, otteniamo la stessa portata di fluido termovettore.

Il flusso termico che il terminale impiantistico deve fornire all'ambiente è lo stesso in entrambi i casi, ed è la stessa anche la variazione di entalpia del fluido termovettore, pertanto sembra non esservi alcun vantaggio energetico nella scelta del pannello radiante, ma l'economia di energia si realizza nella fase di riscaldamento del fluido vettore. Dovendo portare il fluido vettore ad una temperatura più bassa, meno diversa da quella di partenza, il flusso termico da somministrargli è minore.

Vediamo ora quale sarebbe la portata d'aria trattata di un impianto ad aria. In tal caso consideriamo i soli carichi sensibili del locale dovuti alla trasmissione ed ai guadagni interni, trascuriamo i carichi di ventilazione a coprire i quali provvede la MTA, e per semplicità trascuriamo anche le operazioni di deumidificazione, che avvengono sempre nella MTA.

Il flusso termico sensibile fornito al locale sarà dato dalla differenza di entalpia tra l'aria immessa nell'ambiente e l'aria estratta da esso. Considerando il limite invernale di 12 °C di differenza tra la temperatura dell'aria immessa e quella del locale:

$$\dot{Q}_{nd} = \dot{m}_a \cdot (h_{ae} - h_{ai}) = \dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot (t_{ae} - t_{ai}) = \dot{m}_a \cdot 1005 \cdot 12 = 92.5 \quad [W]$$

Ricaviamo la portata massica d'aria:

$$\dot{m}_a = \frac{92.5}{1005 \cdot 12} = 0.007 \quad [kg/s] \rightarrow 27.61 \quad [kg/h]$$

E quella volumica:

$$\dot{V}_a = \frac{\dot{m}_a}{1.2} = \frac{0.007}{1.2} = 0.006 \text{ [m}^3\text{/s]} \rightarrow 21 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

Si tratta di una portata leggermente inferiore a quella richiesta per la ventilazione (0.4 volumi/ora=24 m³), pertanto bisognerà aumentarla fino ad eguagliare quest'ultima.

Vediamo ora di dimensionare le bocchette di ventilazione. Se esse sono collocate in prossimità degli occupanti la velocità dell'aria ω_a in inverno non dovrà superare i 0.15 m/s, pertanto:

$$\dot{V}_a = A \cdot \omega_a \rightarrow A = \frac{\dot{V}_a}{\omega_a} = \frac{0.006}{0.15} = 0.04 \text{ [m}^2\text{]}$$

Il che potrebbe tradursi in una bocchetta di 20 cm per 20, o anche meno se posizionata in alto, ad una certa distanza dagli occupanti, in tal caso la velocità dell'aria immessa può aumentare e la sezione della bocchetta ridursi.

Invece nella condotta la velocità dell'aria può essere di 3.5 m/s, pertanto la sua sezione potrà essere:

$$\dot{V}_a = A \cdot \omega_a \rightarrow A = \frac{\dot{V}_a}{\omega_a} = \frac{0.006}{3.5} = 0.0017 \text{ [m}^2\text{]} (= 17 \text{ cm}^2)$$