

Climatizzazione

ELEMENTI DI CLIMATIZZAZIONE CONDIZIONAMENTO DELL'ARIA



ELEMENTI DI TERMOVENTILAZIONE E CONDIZIONAMENTO DELL'ARIA

1. Le proprietà dell'aria umida

IL CONDIZIONAMENTO DELL'ARIA

Il condizionamento dell'aria rappresenta l'insieme delle operazioni atte a mantenere in un determinato ambiente delle condizioni di temperatura, umidità, velocità di movimento dell'aria e purezza dell'aria indipendentemente dalle variazioni delle condizioni esterne.

Gli impianti di condizionamento vengono distinti in impianti di tipo industriale e di tipo civile.

Nei primo caso, si realizzano le condizioni interne determinanti per il processo di lavorazione o di conservazione di un prodotto. Questi impianti, ciascuno dei quali ha ovviamente caratteristiche del tutto particolari in funzione del prodotto trattato, non interessano direttamente il presente volume.

Gli impianti di condizionamento di tipo civile, invece, realizzano le condizioni più idonee per il soggiorno e lo sviluppo dell'attività umana, in relazione alle necessità fisiologiche dell'organismo.

A base di tutto stanno le considerazioni degli scambi di calore e di vapor acqueo che l'organismo attua con l'ambiente circostante. Si tratta di mantenere nell'ambiente quelle condizioni dell'aria per le quali l'organismo attua quegli scambi con la maggior sensazione di benessere.

I mezzi tecnici mediante i quali si realizzano quelle condizioni consistono nel trattare una determinata quantità di aria ricircolata dall'ambiente o presa dall'esterno, somministrando o togliendo ad essa calore e vapor acqueo. Come prima cosa pertanto sono da esaminare le caratteristiche dell'aria umida e le trasformazioni che essa può subire.

PROPRIETA' DELL'ARIA E GRANDEZZE TERMODINAMICHE

L'atmosfera terrestre è una miscela gassosa costituita da azoto, ossigeno, neon, vapor d'acqua, anidride carbonica, metano, anidride solforosa, idrogeno, ecc.; generalmente sono presenti anche tracce di particelle solide in sospensione. È intuitivo che la composizione dell'aria varia da luogo a luogo dipendendo non solo da particolari fattori inquinanti ma anche da ragioni fisiche quali, in primo luogo, l'altezza sul livello del mare.

In pratica, nella termodinamica, ci si riferisce ad un campione di aria secca avente la seguente composizione percentuale in volume: azoto 78,08%; ossigeno 20,94%; argon 0,93%; anidride carbonica 0,03%; il resto è costituito da tracce di altri gas.

Considerando una temperatura di 15°C e una pressione di 101,3 kPa (760 mmHg) le caratteristiche fisiche dell'aria campione sono:

- densità media=1,225 kg/m³ (ossia un metro cubo di aria ha massa di 1,225 kg)
- calore specifico a pressione costante=0,241 kcal/kg °C (ossia per innalzare di un grado centigrado un chilogrammo di aria mantenendo la pressione costante sono necessarie 0,241 kcal).

L'aria, ai fini che qui interessano, può essere considerata come un gas ideale che obbedisce alla equazione di stato $pV_{sp}=RT$

dove:

p = pressione (pa)

V_{sp} = volume specifico (m³/kg) (ossia il volume espresso in m³ occupato da un chilogrammo di aria)

R = costante caratteristica = 286,85 J/kgK (ogni gas ha un valore particolare di tale costante; per l'aria esso è appunto 286,85).

T = temperatura assoluta = K (0+273,15) (ossia la temperatura assoluta espressa in gradi Kelvin (K) è uguale alla temperatura misurata in gradi centigradi aumentata di 273,15; per inciso, si ricorda che la temperatura di -273,15 °C è la temperatura più bassa che in fisica si possa raggiungere).

Lo studio delle trasformazioni dell'aria umida si effettua mediante l'impiego del diagramma di Mollier.

Si parla di aria umida in quanto l'aria che si prende in considerazione nelle trasformazioni necessarie per attuare il condizionamento, contiene una certa quantità di vapor d'acqua.

Sebbene l'aria umida sia formata, come già accennato, da più gas e da vapor d'acqua, si considera che la stessa aria sia costituita da una miscela binaria i cui componenti sono aria secca, (incondensabile almeno entro i limiti delle trasformazioni che ci interessano) e vapor d'acqua che può passare allo stato di liquido.

Per la chiara comprensione del diagramma di Mollier occorre premettere alcune definizioni delle proprietà termodinamiche dell'aria umida.

Tutte le considerazioni che seguono faranno sempre riferimento ad una pressione dell'aria costante pari ad una atmosfera, ossia 101,3 kPa (=1,033 kgf/cm²=760 mmHg), in quanto si ritiene che tutte le trasformazioni sul diagramma di Mollier avvengano appunto a pressione costante. Questa pressione è la pressione totale, somma delle pressioni dell'aria secca e del vapor acqueo. Vale, infatti, la legge di Dalton la quale dice che «la pressione totale dell'aria è la somma delle pressioni parziali che i gas componenti eserciterebbero se ciascuno occupasse da solo l'intero volume della miscela alla stessa temperatura». È pertanto:

$$p = p_a + p_v$$

dove:

p = pressione atmosferica, pari a 101,3 kPa;

P_a = pressione parziale dell'aria secca;

P_v = pressione parziale del vapore.

Occorre notare che la pressione del vapore p_v , generalmente si riferisce al vapore surriscaldato, cioè senza la presenza di liquido. Se per una fissata temperatura si continua a somministrare vapor acqueo ad un ambiente, ad un determinato punto l'aria diventa satura di vapore e vi è presenza di acqua allo stato liquido. La pressione del vapore è allora la massima che può avere a quella temperatura e si dice pressione di saturazione P_{vs} .

Evidentemente la pressione di saturazione è tanto maggiore quanto più elevata è la temperatura. Nella tabella i è indicata la pressione di saturazione p_{vs} del vapor acqueo in kPa e in mmHg in funzione della temperatura fra -10 e 4200.

$$X = 0,621 \times \frac{P_v}{p - P_v} \text{ (Kg / Kg a.s.)}$$

Tabella 1. Pressione e temperatura del vapor acqueo saturo

Temperatura	°C	-10	-8	-6	-4	-2	0	2	4	6
Pressione	kPa	0,260	0,309	0,368	0,437	0,517	0,610	0,705	0,813	0,934
	mm Hg	1,95	2,32	2,76	3,28	3,88	4,58	5,29	6,10	7,01
Temperatura	°C	8	10	12	14	16	18	20	22	24
Pressione	kPa	1,07	1,22	1,40	1,60	1,82	2,06	2,34	2,64	2,98
	mm Hg	8,05	9,21	10,52	11,99	13,63	15,48	17,53	19,83	22,38
Temperatura	°C	26	28	30	32	34	36	38	40	42
Pressione	kPa	3,36	3,78	4,24	4,75	5,32	5,94	6,62	7,37	8,20
	mm Hg	25,21	28,35	31,82	35,66	39,90	44,56	49,69	55,32	61,50

È opportuno soffermarci un po' su questo concetto.

Sappiamo che l'acqua alla pressione atmosferica incomincia a bollire alla temperatura di 100°C. Perché l'acqua possa bollire alla temperatura di 80°C la pressione deve essere più bassa e cioè pari a 47,37 kPa; a 20°C detto valore si riduce a 2,34 kPa.

La pressione alla quale l'acqua, per ogni temperatura, bolle è chiamata pressione del vapore saturo; anche in questo caso infatti si ha presenza di liquido e vapore contemporaneamente. Pertanto, a 20°C una miscela di aria e di vapore potrà al massimo contenere un numero di grammi di vapore tale che la sua pressione parziale sia di 2,34 kPa pari alla pressione di vapore saturo (aria in condizioni di saturazione, ossia U.R.=100%).

Questo valore è di 14,7 g/kg di aria secca; se si potesse aggiungere altro vapore la sua pressione parziale sarebbe maggiore di quella di saturazione, ciò non è possibile perché per evaporare ancora, bisognerebbe che la temperatura fosse maggiore di 20°C.

La tabella 2 indica i valori di X_s e P_{vs} alle varie temperature. Il legame che esiste fra l'umidità specifica X e la pressione parziale del vapore p_v , è espresso dalla seguente relazione che si può ricavare dalla legge di Dalton considerando il vapore e l'aria secca come gas ideali:

In condizioni di saturazione la formula diventa:

$$X = 0,621 \times \frac{P_{vs}}{p - P_{vs}} \text{ (Kg / Kg a.s.)}$$

Con questa formula è possibile costruire la tabella 2.

Tabella 2.

t °C	Xs (g/Kg a.s)	Pvs (kPa)
0	3,77	0,61
5	5,40	0,87
10	7,63	1,22
15	10,60	1,70
20	14,70	2,34
25	20,10	3,17
30	27,20	4,24
35	36,60	5,62

Umidità specifica X

Per umidità specifica X si intende la quantità di vapore acqueo (in kg o, spesso, in g) presente in un kg di aria secca. Nei diagrammi dell'aria umida l'umidità specifica è indicata in grammi (g/kg). Per ogni temperatura, in accordo a quanto visto, vi è una umidità specifica massima o di saturazione Xs che corrisponde alla pressione di saturazione pvs.

Umidità relativa U.R.

L'umidità relativa U.R. è il rapporto percentuale tra il contenuto di vapore acqueo ad una certa temperatura e la quantità massima contenibile alla stessa temperatura.

$$U.R. = \frac{\text{Kg vapore esistente}}{\text{Kg valore aria satura}} \times 100$$

L'aria secca può assorbire vapore d'acqua fino al punto di saturazione; l'aggiunta di una ulteriore quantità di vapore alla miscela provoca la condensazione e la formazione di nebbia.

Per esempio: i kg di aria a 20 °C può assorbire fino a 14,7 g di vapore acqueo (valore di saturazione). L'umidità relativa può ritenersi anche pari al rapporto tra la pressione parziale del vapore contenuto nell'aria e la pressione di saturazione alla stessa temperatura. Infatti, considerando il vapore come un gas ideale si può scrivere, con riferimento a G chilogrammi di vapore che occupano un volume V:

$$p_v \times V = G \times R_v \times T \quad e \quad p_{vs} \times V = G_s \times R_v \times T$$

Essendo Rv la costante del vapore acqueo pari a 462 J/kg K, si può scrivere:

$$\frac{G}{G_s} = \frac{p_v}{p_{vs}} = U.R.$$

dove i pedici v e vs si riferiscono rispettivamente alle condizioni attuali e alle condizioni di saturazione.

Entalpia specifica h

L'entalpia, espressa in kJ/kg a.s. (sui diagrammi in kcal/ kg a.s.) rappresenta la quantità di calore per portare un kg di aria e gli X grammi di vapore in essa contenuti da una condizione iniziale ad una finale.

Va notato che nei calcoli relativi all'aria umida, si fa sempre riferimento alla massa della miscela costituita da un chilogrammo di aria secca e X grammi di vapore acqueo.

Viene fissato come livello zero di entalpia il valore relativo all'entalpia di una massa d'aria alla temperatura di 000 con umidità specifica nulla.

I valori di entalpia in condizioni diverse si possono ricavare analiticamente come somma dei calori necessari per portare l'aria e il vapore acqueo alle condizioni considerate.

Ad esempio, l'aria alla temperatura di 20°C con umidità specifica X=10 g/kg possiede una entalpia pari alla somma di:

1) una quantità di calore necessaria per riscaldare da 0 a

2000 la massa di i kg di aria secca (il calore specifico dell'aria secca è di 1,01 kJ/kgK); quindi:

$$1,01 \times 1 \times 20 = 20,2 \text{ kJ}$$

2) una quantità di calore necessaria per riscaldare l'0g=0,01 kg di acqua da 0 a 2000; ed essendo il calore specifico dell'acqua pari a 4,19 kJ/kg°C, si avrà:

$$0,01 \times 4,19 \times 20 = 0,838 \text{ Id}$$

3) una quantità di calore necessaria per vaporizzare

10 g=0,01 kg d'acqua alla temperatura di 2000; ed essendo il calore di vaporizzazione, a questa temperatura, pari a 2450 kJ/kg si ottiene:

$$2450 \times 0,01 = 24,5 \text{ Id.}$$

La somma delle tre quantità di calore così ricavate dà il valore dell'entalpia per un kg di aria secca con umidità specifica X alla temperatura di 20°C con umidità specifica pari 10 g/kg (U.R.=67%) che risulta quindi essere di:

$$20,2 + 0,838 + 24,5 = 45,538 \text{ kJ} = 10,88 \text{ kcal/kg a.s.}$$

Volume specifico Vsp

Questa grandezza è definita come rapporto tra il volume di un corpo in m³ e la sua massa in kg, per l'aria secca a 1500 e alla pressione atmosferica si ha:

Vsp= 0,773 m³/kg; alle stesse condizioni il vapore d'acqua ha volume specifico pari a:

Vsp=0,804 m³/kg

Calore specifico c

il calore specifico rappresenta la quantità di calore necessaria per riscaldare di 100 la massa di kg di materia. Viene misurato in kJ/kgK (kcal/kg°C per il diagramma dell'aria umida).

Il calore specifico varia, generalmente, con il variare della temperatura; per i calcoli relativi all'aria umida si fa riferimento al calore specifico valutato alla temperatura di 2000.1 valori utilizzati sono i seguenti:

aria secca c = 1,1 kJ/kgK

acqua c= 4,19kJ/kgK

vapore d'acqua c= 1,86 kJ/kgK

Pressione p

La pressione si ottiene come rapporto tra una forza e la superficie su cui questa forza viene esercitata. Per pressione atmosferica si intende la pressione esercitata dalla massa d'aria sovrastante sulla superficie terrestre.

Al livello del mare la pressione atmosferica si può ritenere di 1,013 bar= 760 mm Hg.

L'unità di misura di pressione è il Pa=1N/m²; nella pratica si usa comunemente il mm CA = 9,81 Pa.

DIAGRAMMA PSICROMETRICO

Le grandezze fin qui descritte possono essere riportate, per agevolare i calcoli, su tabelle o su diagrammi nei quali, note due grandezze caratteristiche della miscela, si possono ricavare tutte le altre. Il diagramma normalmente utilizzato è il diagramma di Mollier i cui assi formano tra loro un angolo di circa 140° ed ha come ordinate l'entalpia e l'umidità specifica. Per semplicità di lettura la scala delle entalpie è riportata obliquamente sopra la curva di saturazione (vedi fig. 1) e le rette a entalpia costante sono inclinate. Le grandezze generalmente rappresentate sono:

- t =temperatura in°C
- U.R. = umidità relativa in O/O
- X = umidità specifica in g/kg
- h = entalpia in kcal/kg a.s.
- Vsp = volume specifico in m³/kg a.s.

Descrizione

- Alla base del diagramma sono indicate le temperature a bulbo secco; le linee a temperatura costante (isoterme) sono quasi verticali (la pendenza aumenta all'aumentare della temperatura).
- Sulle ordinate è riportata l'umidità specifica; le linee a contenuto di vapore acqueo costante sono orizzontali e parallele.
- I punti a umidità relativa costante formano delle curve con andamento simile a quello della curva di saturazione e concavità che diminuisce al diminuire del valore di U.R..
- La curva di saturazione (U.R.=100%) divide il diagramma in due zone, «zona del vapore surriscaldato» e «zona della nebbia» rispettivamente sotto e sopra la curva di saturazione. Il vapore nella zona della nebbia è detto vapore saturo - umido.
- Le rette a entalpia costante sono inclinate e parallele tra di loro.

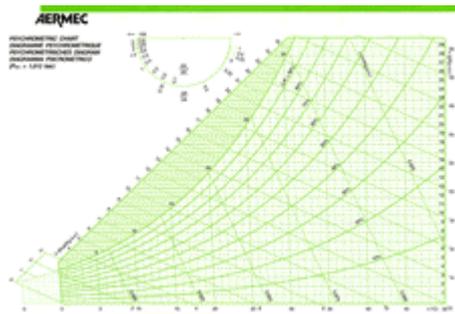


Fig 1 -Diagramma psicrometrico dell'aria umida.

- Le linee di uguale volume specifico sono parallele ed hanno inclinazione simile a quelle dell'entalpia ma molto meno pronunciate. Per il calcolo della massa d'aria corrispondente ad un determinato volume si usa la relazione:

$$m = V/v_{sp}$$

- La linea della pressione del vapore acqueo è tracciata verticalmente sul lato opposto alla linea dell'umidità assoluta. L'andamento delle linee isoterme (a t°C costante) è quasi verticale fino alla curva di saturazione.

Temperatura di rugiada

Considerando sul diagramma dell'aria umida il punto rappresentativo della condizione $t = 25^\circ\text{C}$ e $U.R. = 50\%$, un raffreddamento senza deumidificazione sarà rappresentato dalla retta a umidità specifica costante passante per il punto considerato. Un raffreddamento senza deumidificazione comporta, quindi, un abbassamento della temperatura ed un aumento dell'umidità relativa.

Quando l'aria raggiunge le condizioni di saturazione $t = t_r$, ogni successivo raffreddamento comporta la formazione di condensa; per questo motivo ogni superficie che si trovi a temperatura inferiore a t_r risulta bagnata e t_r viene detta temperatura di rugiada, che corrisponde alla temperatura del punto di intersezione della retta a umidità specifica costante passante per il punto rappresentativo delle condizioni considerate e la curva di saturazione. Nel caso nostro, $t_r = 14^\circ\text{C}$.

Temperatura a bulbo umido

Si definisce temperatura a bulbo umido quella misurata da un termometro il cui bulbo sia coperto da una garza mantenuta costantemente bagnata. La temperatura dell'acqua e quindi quella del bulbo si abbassano per effetto del calore sottratto per l'evaporazione e di conseguenza si ha uno scambio di calore tra l'aria ambiente e l'acqua della garza. Quando la quantità ceduta dall'aria eguaglia la quantità di calore assorbita per evaporazione dell'acqua il termometro raggiunge il punto di equilibrio e la temperatura così misurata viene appunto definita come temperatura a bulbo umido.

A parità di temperatura a bulbo secco, tanto più bassa è l'umidità contenuta nell'aria, tanto maggiore sarà l'evaporazione. Di conseguenza, visto che il calore di evaporazione inizialmente è sottratto anche al bulbo del termometro, tanto minore risulterà la temperatura a bulbo umido. La conoscenza delle due temperature, a bulbo secco (B.s.) e a bulbo umido (B.u.), è sufficiente per individuare sul diagramma psicrometrico le condizioni dell'aria considerata.

Il punto rappresentativo sarà infatti dato dalla intersezione dell'isoterma $t = t_{B.S.}$ (t_S) con l'isoentalpica passante per il punto sulla curva di saturazione con la temperatura $t = t_{B.U.}$ (t_A).

Individuato il punto rappresentativo, è possibile ricavare

tutte le altre grandezze caratteristiche; ad esempio, date le condizioni:

temperatura a bulbo secco: = 25°C B.S.

temperatura a bulbo umido: = 18°C B.U.

si ricava dal diagramma psicrometrico:

h	=	12,2	Kcal/Kg
X	=	10	g/Kg
U.R.	=	50%	
Vsp	=	0,855	m ³ /Kg

UTILIZZO DEL DIAGRAMMA PSICROMETRICO

I diagrammi ASHRAE sono generalmente riferiti ad una altitudine di 0 m s.l.m. e cioè ad una pressione di

101,3 kPa= 760 mm Hg.

Nelle applicazioni per installazioni di ventilazione e condizionamento si considerano le seguenti trasformazioni:

- miscela di due quantità di aria con condizioni di stato differenti
- riscaldamento dell'aria
- raffreddamento dell'aria
- umidificazione dell'aria
- deumidificazione dell'aria

Miscela di due quantità d'aria

Quando due quantità d'aria a due diverse condizioni di stato vengono miscelate, ne risulta una miscela le cui condizioni sono intermedie tra i due stati considerati in partenza. Se, per esempio, prendiamo in considerazione le due masse di aria A e B di caratteristiche:

$V_A=1.000 \text{ m}^3$ $t_s=10^\circ\text{C}$ U.R.=40% $X_A=3,1 \text{ g/kg}$ $h_A=4,3 \text{ kcal/kg}$

$V_B=1.500 \text{ m}^3$ $t_s=25^\circ\text{C}$ U.R.=60% $X_B=11,8 \text{ g/kg}$ $h_B=13,2 \text{ kcal/kg}$

per individuare le condizioni finali della miscela è necessario fare le seguenti considerazioni (fig. 2).

Detto M il punto rappresentativo delle condizioni finali, la massa della miscela sarà data dalla somma delle due masse e, analogamente, per il contenuto di entalpia.

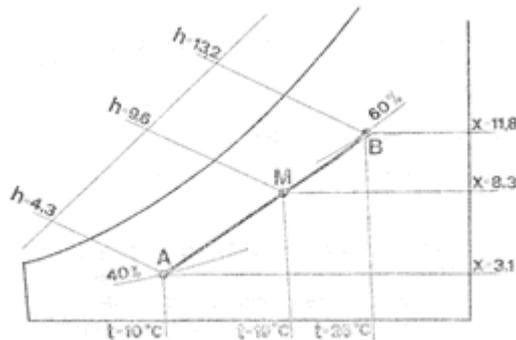


Fig. 2 - Miscela di due masse d'aria

Si potrà, quindi, scrivere:

$$G_M = G_A + G_B = \frac{1000}{0,805} + \frac{1500}{0,86} = 2941 \text{ Kg}$$

ove 0,805 e 0,86 sono i volumi specifici rispettivi espressi in m³/kg

$$G_A h_A + G_B h_B = G_M h_m$$

$$1242 \times 4,3 + 1744 \times 13,2 = 28360 h_m \times G_M$$

da cui si ricava:

$$h_m = \frac{28360}{2941} = 9,6 \text{ kcal / Kg}$$

La seconda grandezza che ci permette di individuare sul diagramma il punto rappresentativo delle condizioni di stato della miscela è l'umidità specifica X.

La quantità di vapore contenuto nella miscela è, infatti, uguale alla somma della quantità contenuta nelle masse d'aria iniziali; si avrà cioè:

$X_A G_A + X_B G_B = X_M G_M$ da cui:

$$X_M = \frac{X_A G_A + X_B G_B}{G_M} = \frac{3,1 \times 1176 + 11,8 \times 1765}{2941} = 8,3 \text{ g / Kg}$$

da questa relazione e dalla:

$$h_M = \frac{h_A G_A + h_B G_B}{G_M}$$

si può facilmente vedere che il punto M rappresentativo delle condizioni di stato finali della miscela è sulla retta che congiunge i punti rappresentativi dei due stati iniziali A e B e divide il segmento AB in due tratti MA e MB inversamente proporzionale alle due quantità di aria miscelata.

Il punto M si trova sempre più vicino alle condizioni di stato della massa d'aria maggiore.

Noti i punti A e B è ora possibile ricavare il punto M con un procedimento puramente geometrico.

Segnati i punti A e B sul diagramma psicrometrico e misurata la lunghezza del segmento AB sarà sufficiente ricavare la lunghezza del segmento MA data dalla relazione

$$MA = AB \frac{G_B}{G_A}$$

Generalmente il punto di miscela viene a trovarsi nella zona dell'aria non satura.

Può comunque succedere, in inverno, miscelando dell'aria esterna fredda con aria ambiente calda e umida che il punto di miscela si trovi nella zona di nebbia (installazioni in piscine).

La formazione di nebbia nella camera di miscela è generalmente trascurabile in quanto i successivi trattamenti di riscaldamento riportano l'aria nella zona non satura.

Per la determinazione della temperatura del punto di miscela va però tenuto conto che le linee di temperatura, al di sopra della curva di saturazione, diventano parallele e hanno inclinazione, in prima approssimazione, uguale alle linee isoentalpiche (isoterme della nebbia).

Riscaldamento senza umidificazione

Il riscaldamento dell'aria avviene generalmente facendo passare l'aria da trattare attraverso una batteria di riscaldamento ad acqua o a vapore.

Il riscaldamento di questo tipo avviene senza che venga variato il contenuto di umidità specifica dell'aria e quindi la trasformazione sarà individuata sul diagramma psicrometrico da un segmento orizzontale parallelo alle linee a umidità specifica costante (fig. 3).

La differenza di entalpia tra le condizioni iniziali (punto A) e finali (punto B) rappresenta la quantità di calore che bisogna fornire a ogni kg di aria per ottenere il riscaldamento da A a B.

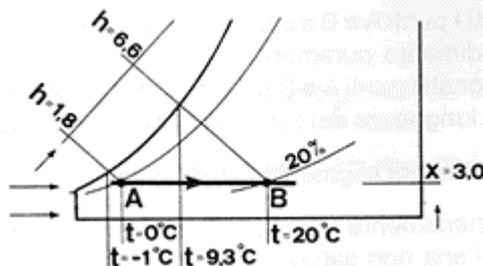


Fig. 3 - Riscaldamento senza umidificazione

Se la batteria è ad acqua, la potenza termica richiesta sarà fornita a spese di un raffreddamento dell'acqua ricavabile dalla:

$$\Delta t = \frac{\text{potenza termica richiesta}}{\text{portata acqua} \times \text{calore specifico}}$$

Se la batteria è a vapore, la potenza termica necessaria sarà fornita a temperatura costante dalla condensazione di una portata di vapore pari a:

$$G_V = \frac{\text{potenza termica richiesta}}{\text{calore di vaporizzazione}}$$

Poiché lungo la trasformazione l'umidità specifica X rimane costante, mentre all'aumentare della temperatura dell'aria aumentano la pressione di saturazione e, di conseguenza, l'umidità specifica massima X_s durante il riscaldamento l'aria diminuisce la sua umidità relativa.

Esempio 1 Consideriamo 1.000 m³ di aria alle seguenti condizioni:

$t_s = 0^\circ\text{C}$, U.R.=80%.

Si deve riscaldare questa quantità d'aria senza umidificare, sino ad una temperatura di 20°C.

Sia A il punto rappresentativo delle condizioni iniziali:

$t_s = 0^\circ\text{C}$ B.S. U.R. = 80%.

Individuato questo punto sul diagramma di Mollier si possono leggere anche, sempre in corrispondenza di esso gli altri valori:

$X_A=3,0$ g/kg; $h_A=1,8$ kcal/kg, $t=-1^\circ\text{C}$ B.U.

Con il riscaldamento, dal punto A si giungerà al punto B avente:

$t=20^\circ\text{C}$ B.S. e $X_B=3,0$ g/kg (fig. 3).

Individuato il punto, si leggerà inoltre:

U.R.=200% $h_B=6,6$ kcal/kg; $t=9,3^\circ\text{C}$ B.U.

Il calore da fornire alla massa d'aria sarà dato dal valore della portata in massa moltiplicata per la differenza di entalpia tra lo stato finale e lo stato iniziale.

$$Q=V \cdot 1,2 \cdot (h_B-h_A).$$

(Nei nostri calcoli assumeremo la densità dell'aria pari a 1,2 kg/m³).

Pertanto:

$$Q = 1.000 \times 1,2 \times (6,6 - 1,8) = 5.760 \text{ kcal}.$$

Possiamo ottenere conferma di ciò considerando che nel riscaldamento dell'aria si cederà alla stessa del calore che farà aumentare soltanto la temperatura (calore sensibile); pertanto, la quantità di calore sarà pari alla massa dell'aria moltiplicata per il suo calore specifico e per la differenza di temperatura tra lo stato iniziale e finale.

$$Q=V \cdot 1,2 \cdot c \cdot (t_B-t_A)=1.000 \times 1,2 \times 0,24 \times (20-0)=5.760 \text{ kcal}$$
 in cui c =Calore specifico dell'aria: kcal/kg°C.

In realtà durante il riscaldamento aumenterà anche la temperatura del vapore e se vogliamo tener conto di tale fattore la quantità di calore legata a ciò è:

$$Q_v = 1.000 \times 1,2 \times 0,003 \times 0,46 \times (20 - 0) = 33 \text{ kcal}.$$

Come si vede tale valore è del tutto trascurabile.

Raffreddamento senza deumidificazione

Si ottiene facendo passare l'aria attraverso una batteria la cui temperatura sia superiore alla temperatura di rugiada dell'aria trattata.

In questo caso non si ha formazione di condensa sulle alette della batteria e quindi l'aria non varia il suo contenuto di vapore acqueo.

La trasformazione sul diagramma psicrometrico è rappresentata da un segmento orizzontale parallelo alle linee di umidità specifica costante (fig. 4).

La temperatura dell'aria dopo il trattamento sarà comunque maggiore della temperatura della superficie della batteria perché solo una parte dell'aria da trattare viene a contatto diretto con le alette (fattore di by-pass).

La differenza di entalpia tra le condizioni iniziali e finali rappresenta la quantità di calore che è necessario sottrarre ad un kg di aria per ottenere la temperatura del punto B.

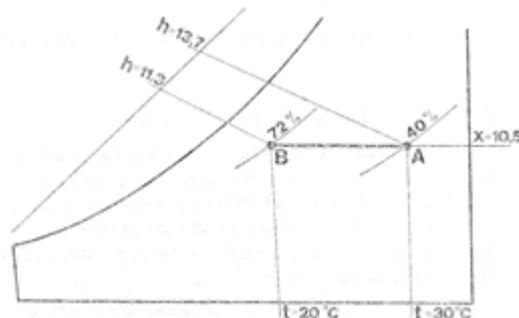


Fig 4 - Raffreddamento senza deumidificazione

La temperatura della superficie della batteria dipende da molti fattori. Per batterie in tubo di rame con alette di alluminio essa si può mediamente assumere abbastanza prossima alla temperatura media dell'acqua tra ingresso e uscita dalla batteria.

Esempio 2 Supponiamo di dover raffreddare 100 m³/h di aria dalla temperatura di 30°C con U.R.=40% a una temperatura di 20°C avendo a disposizione 50 l/h di acqua a 15°C.

La temperatura di rugiada dell'aria alle condizioni iniziali è di 1500 e, pertanto, inferiore alla temperatura superficiale della batteria.

Essendo il raffreddamento solo sensibile si potrà calcolare la potenza termica necessaria per la trasformazione con la:

$$Q = 100 \times 0,24 \times 1,2 \times (30-20) = 288 \text{ kcal/h.}$$

il salto termico sull'acqua sarà pertanto pari a:

$$t = \frac{288}{50 \times 1} = 5,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Le condizioni dell'aria in uscita sono quelle del punto B con $t_s = 2000$, $t_u = 1700$, U.R. = 72%.

Raffreddamento con deumidificazione

Si ottiene facendo passare l'aria attraverso una batteria la cui temperatura superficiale sia inferiore alla temperatura di rugiada dell'aria da trattare.

In queste condizioni, la portata dell'aria che entra in contatto con le alette della batteria viene raffreddata in maniera sufficiente a dar luogo alla condensa del vapore d'acqua in essa contenuto e la batteria risulta quindi bagnata (coperta da una pellicola di condensato).

Le condizioni dell'aria in uscita possono essere riguardate come quelle di una miscela di due quantità:

- la prima raffreddata e deumidificata fino alle condizioni di saturazione equivalenti alla temperatura media della superficie della batteria
- la seconda in condizioni iniziali

Sul diagramma psicrometrico questa trasformazione viene per semplicità indicata con una linea che congiunge il punto rappresentativo delle condizioni iniziali con il punto sulla curva di saturazione a temperatura uguale a quella della temperatura media della superficie della batteria (punto C fig. 5).

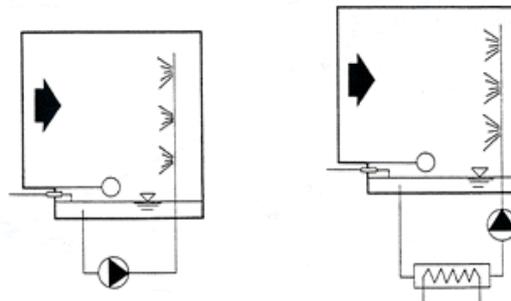


Fig 5

La temperatura dell'aria in uscita dipende dalle caratteristiche della batteria e le condizioni finali saranno rappresentate dal punto B sulla retta precedentemente indicata.

In considerazione che se tutta l'aria entrasse in contatto con la superficie della batteria, le condizioni in uscita sarebbero quelle del punto O, si può in prima approssimazione, considerare il punto B come una miscela di aria trattata e di aria alle condizioni iniziali (di «by-pass»).

Definendo fattore di by-pass il rapporto tra la massa di aria di by-pass e la massa d'aria totale si ha:

$$BPF = \frac{G_A}{G} = \frac{BC}{AC} \text{ dove}$$

G_A = massa dell'aria «non trattata» in condizioni A

G = massa di aria totale

AB e AC lunghezze dei relativi segmenti.

Nei calcoli relativi al raffreddamento con deumidificazione bisognerà comunque fare riferimento alle entalpie in quanto il calore sottratto all'aria è sia sensibile che latente.

Il vapore sottratto possiede infatti un calore di condensazione variabile con la temperatura e, nel campo che interessa il condizionamento, pari a 2.450 kJ/kg = 585 kcal/kg.

Esempio 3 Si consideri una portata di aria di 100 kg/h alle condizioni iniziali di 2500 con U.R. 50%. Per ottenere le condizioni finali di 1500 con U.R. 800/o sarà necessario disporre di una batteria della potenzialità di:

$$Q = M \times (h_A - h_B) = 100 \times (12 - 8,8) = 320 \text{ frig/h.}$$

Unendo il punto A con il punto B, il prolungamento del segmento AB incontra la curva di saturazione nel punto O avente

temperatura di 10,300 corrispondente alla temperatura superficiale della batteria ottenibile, generalmente, alimentando la batteria stessa con acqua a 700 in ingresso a salto termico di 500. In queste condizioni saranno necessari

$$\frac{320}{5} = 64 \text{ l/h di acqua a } 7^\circ\text{C e il fattore by-pass risulterà pari a } \frac{BC}{AC} = 0,18$$

UMIDIFICAZIONE

a) Con acqua (ugelli spruzzatori)

L'aria attraversa uno o più banchi di ugelli dai quali esce acqua polverizzata in minuscole goccioline.

Parte dell'acqua viene assorbita sotto forma di vapore mentre la maggior parte si raccoglie nel bacino sottostante e viene rimessa in circolo con una pompa (fig. 6). Il procedimento descritto può avvenire con acqua a temperatura costante o a temperatura variabile a seconda che l'acqua del bacino subisca o meno un trattamento termico (fig. 7).

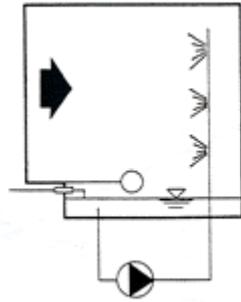


Fig. 6 - Umidificazione a temperatura costante

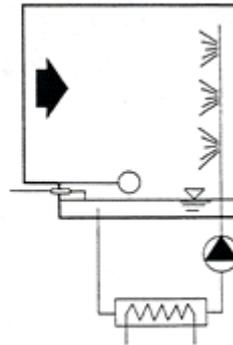


Fig. 7 - Umidificazione a temperatura variabile

b) Umidificazione adiabatica (con acqua a temperatura costante)

Se nelle condizioni iniziali l'acqua si trova a temperatura superiore a quella del bulbo umido dell'aria da trattare, il calore di evaporazione per l'umidificazione sottratto all'acqua dal processo di evaporazione la raffredderà progressivamente fino al raggiungimento di una temperatura di equilibrio in cui il calore sensibile scambiato sarà uguale a quello ceduto per l'evaporazione. Analogamente, se l'acqua si trova ad una temperatura inferiore a quella del bulbo umido dell'aria da trattare, il calore sensibile ceduto dall'aria all'acqua sarà maggiore del calore di vaporizzazione e l'acqua si riscalderà fino a raggiungere la temperatura di equilibrio uguale alla temperatura B.U. dell'aria entrante.

A condizioni di equilibrio, quindi, il calore ceduto all'acqua sarà eguale al calore assorbito dal vapore acqueo (calore latente necessario per l'evaporazione dell'acqua).

Trascurando l'apporto di energia dell'acqua di reintegro, il processo si può ritenere adiabatico; per questo motivo la temperatura a bulbo umido è detta anche temperatura di saturazione adiabatica. La trasformazione subita dall'aria avviene quindi con un contenuto di entalpia costante (processo isoentalpico) e può essere rappresentato da una linea retta parallela alle isoentalpiche e passante per il punto rappresentativo dello stato A.

Il punto finale dipenderà dell'efficienza del sistema di umidificazione (fig. 8).

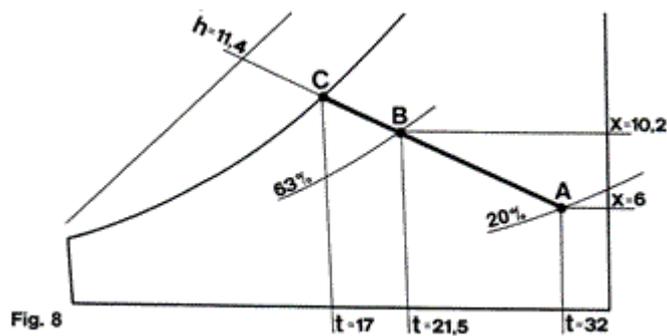


Fig 8

Il rendimento di umidificazione è definito dal rapporto tra la quantità di vapore assorbito nel processo e la massima quantità assorbibile rappresentata nel diagramma dall'intersezione della isoentalpica per A con la curva di saturazione, (punto C); si ha cioè:

$$\eta = \frac{X_B - X_A}{X_C - X_A}$$

il rendimento di umidificazione dipende, oltre che da criteri costruttivi, dalla velocità dell'aria, dal numero delle rampe, dalle direzioni dei due flussi di aria e acqua, dal rapporto tra la quantità di acqua e la quantità di aria trattate espresso in kg/kg.

Con umidificatori in contro-corrente e rapporti di quantità di valore 0,6~0,8 g/kg si hanno generalmente rendimenti pari al 70~90%.

Esempio 4

Si debba umidificare una portata di aria pari a 100 kg/h alle condizioni iniziali di 32°C, U.R. 20% con un umidificatore di rendimento pari al 70%. Le condizioni finali dell'aria si ricavano tracciando l'isoentalpica per A: $t_A = 32^\circ\text{C}$, U.R. A=20% $X_A = 6 \text{ g/kg}$.

Per il punto C sulla curva di saturazione risulta:

$t_c = 17^\circ\text{C}$, $h_c = 11,45 \text{ kcal/kg} = h_A$ $X_c = 12 \text{ g/kg}$ dalla

$$\eta = \frac{X_B - X_A}{X_C - X_A}$$

ricaviamo: $X_B - X_A = 0,7 \cdot (X_C - X_A) = 4,2$ da cui $X_B = 10,2 \text{ g/kg}$.

Le condizioni finali sono quindi rappresentate dal punto B, intersezione della isoentalpica per A e della retta a umidità costante $X_B = 10,2 \text{ g/kg}$ con $t_B = 21,5^\circ\text{C}$ e U.R.=63% sarà necessaria una quantità di acqua di reintegro pari a:

$$\Delta X \times Ma = 4,2 \times 100 = 420 \text{ g/h}$$

c) Con acqua a temperatura variabile

Con questo sistema la temperatura dell'acqua è controllata da uno scambiatore (fig. 7) e quindi, a regime, può essere diversa dalla temperatura a bulbo umido dell'aria in ingresso.

Le quantità d'acqua variano intorno a 1,5 volte le quantità di aria in massa e le curve rappresentative della trasformazione ne sono approssimativamente delle rette inclinate in direzione del punto di temperatura uguale a quella finale dell'acqua sulla curva di saturazione.

Possono rappresentarsi le seguenti condizioni: (fig. 9):

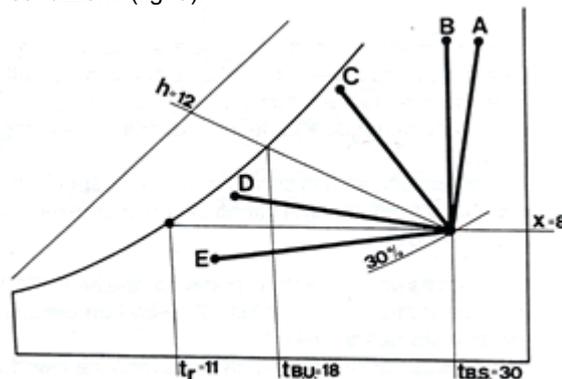


Fig 9 - Umidificazione a temperatura variabile

- temperatura finale dell'acqua superiore alla temperatura B.S. dell'aria. L'aria aumenta di temperatura e di umidità fino al punto A;
- temperatura finale dell'acqua uguale a quella a B.S. dell'aria. Non c'è scambio di calore sensibile, l'aria aumenta il contenuto di vapore fino al punto B;
- temperatura finale dell'acqua compresa tra le temperature B.S. e B.U. dell'aria. L'aria viene raffreddata e aumenta il contenuto di umidità fino al punto O;
- temperatura finale dell'acqua uguale alla temperatura B.U. dell'aria. In questo caso si ha l'umidificazione a entalpia costante; i rendimenti raggiungono il 90-e-95%;
- temperatura finale dell'acqua compresa tra la temperatura B.U. dell'aria e la temperatura di rugiada. L'evaporazione dell'acqua avviene a spese del calore sensibile dell'aria, il contenuto d'acqua aumenta di poco mentre diminuisce notevolmente la temperatura; l'aria esce alle condizioni del punto D;
- temperatura finale dell'acqua inferiore alla temperatura di rugiada. Non si ha più evaporazione; per contro, parte del vapore acqueo contenuto nell'aria, condensa sulla superficie delle goccioline d'acqua. L'aria esce raffreddata e deumidificata con un minore contenuto d'acqua nel punto E.

d) Umidificazione a vapore

Il vapore saturo viene soffiato direttamente nell'aria, aumentando sia il contenuto di umidità che la temperatura.

IL calore di vaporizzazione e l'entalpia del vapore sono molto elevati. Nel vapore a 10000 l'entalpia è pari a 2.676 KJ/kg = 639 kcal/kg.

L'entalpia apportata all'aria sarà circa pari a 0,64 kcal per ogni grammo di vapore aggiunto.

Aggiungendo una quantità di vapore $\Delta X \text{ g/kg}$, le condizioni finali per l'aria saranno:

$$X_B = X_A + \Delta X \text{ e}$$

$$h_B = h_A + \Delta h \text{ dove } \Delta h = 0,64 \Delta X$$

Sul diagramma psicrometrico la trasformazione è rappresentata da una retta che unisce i punti A e B (fig. 10).

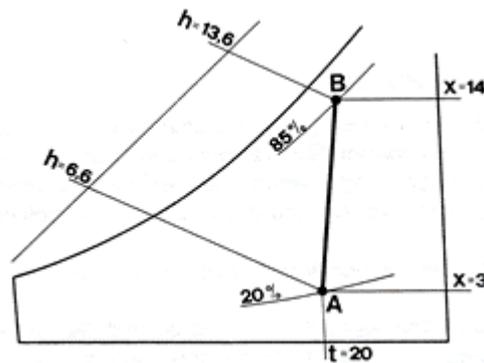


Fig 10 - Umidificazione a vapore

La pendenza di tale retta si può ricavare dalla scala (arco di circonferenza) rappresentata sulla parte superiore sinistra del diagramma. Tale scala riporta il valore $\Delta h/\Delta X$ e permette di stabilire la direzione della trasformazione.

Infatti, nota l'entalpia del vapore h_v si ha

$$\Delta h = h_v \times \Delta X \text{ cioè } \frac{\Delta h}{\Delta X} = h_v$$

Per stabilire la direzione della trasformazione si opera nel seguente modo:

1. si traccia sul diagramma semicircolare una retta passante per il centro e per il valore corrispondente all'entalpia del vapore aggiunto;
2. si traccia una retta parallela alla precedente e passante per il punto rappresentativo dello stato iniziale A;
3. si traccia la retta a umidità specifica costante di valore .
Il punto di intersezione delle rette 2) e 3) è il punto rappresentativo finale.

L'umidificazione a vapore presenta una vasta possibilità di regolazione e consente di mantenere condizioni molto precise e igieniche; per questo motivo è particolarmente indicata per ospedali.

DEUMIDIFICAZIONE

Si intende per deumidificazione il processo atto alla riduzione del contenuto di vapore acqueo dell'aria. La deumidificazione comporta quindi una riduzione dell'umidità specifica X e, a parità di temperatura, una riduzione dell'umidità relativa.

La deumidificazione si può ottenere con tre metodi diversi:

- raffreddamento dell'aria al di sotto della temperatura di rugiada ed eliminazione del contenuto d'acqua per condensazione del vapore acqueo sulla batteria raffreddante;
- assorbimento del vapore acqueo a mezzo di materiali igroassorbenti quali il cloruro di litio e il silicio;
- miscela di due masse d'aria a diverse condizioni.

a) Deumidificazione per raffreddamento

Quando l'aria entra a contatto con una superficie a temperatura inferiore alla temperatura di rugiada, una parte del vapore d'acqua in essa contenuto condensa sulla superficie e viene successivamente eliminata. Deumidificatori di questo tipo sono generalmente usati per garantire condizioni ambiente con umidità relative non inferiori a U.R. = 30%. Sul diagramma di stato questa trasformazione si rappresenta con una linea che unisce il punto rappresentativo dello stato iniziale A con il punto, sulla linea di saturazione, a temperatura uguale alla temperatura media della superficie di raffreddamento. Come per il raffreddamento con deumidificazione, le condizioni finali possono essere determinate una volta nota la potenza di raffreddamento. Generalmente, se questo processo è eseguito per soli scopi di deumidificazione, questa trasformazione è eseguita da un riscaldamento a umidità specifica costante che riporta l'aria alla temperatura iniziale (fig. 11).

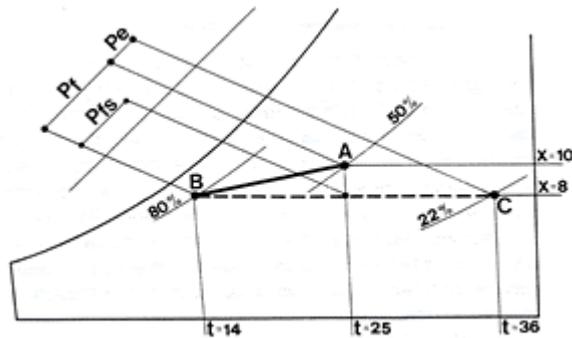


Fig 11 - Deumidificazione con raffreddamento

Utilizzando una macchina frigorifera, il processo così descritto può essere ottenuto facendo passare l'aria successivamente attraverso l'evaporatore (raffreddamento con deumidificazione) e il condensatore (riscaldamento). Alla fine del processo l'aria uscirà meno umida a una temperatura più elevata (punto C).

La potenza termica da smaltire dal condensatore sarà infatti data dalla somma della potenza elettrica assorbita P_e e dalla potenza frigorifera P_f ; d'altro canto, una parte della potenza P_f serve per la deumidificazione e, quindi, il raffreddamento sensibile sarà dovuto ad una potenza $P_{fs} < P_f$.

Nota la potenza spesa per il solo raffreddamento sensibile P_{fs} , la temperatura di uscita dell'aria può essere calcolata con la formula

$$t_C = t_A + \frac{P_f + P_e - P_{fs}}{\rho v c}$$

t_A = temperatura iniziale dell'aria

t_C = temperatura finale dell'aria

V = portata d'aria in m³/h

c = calore specifico.

b) Deumidificazione per assorbimento

L'aria viene portata a contatto con materiali che hanno potere igroscopico. Se l'aria e il materiale igroscopico sono alla stessa temperatura, la trasformazione sul diagramma psicrometrico è rappresentata da una isoentalpica passante per il punto rappresentativo delle condizioni iniziali (fig. 12). Il vapore acqueo contenuto nell'aria condensa sulla superficie del materiale igroscopico liberando il suo calore di vaporizzazione; la temperatura dell'aria aumenta ma, in assenza di scambi termici con l'esterno, il suo contenuto di entalpia rimane costante. I materiali igroscopici generalmente utilizzati sono il cloruro di litio o il silicio.

Nel primo tipo di impianto il cloruro di litio viene spruzzato sull'aria da trattare e ne assorbe il vapore acqueo, il calore latente di vaporizzazione viene assorbito in misura quasi totale dall'aria trattata mentre il cloruro di litio viene diluito dalla condensa assorbita.

La rigenerazione del cloruro di litio avviene per eliminazione del condensato tramite il riscaldamento della miscela diluita ad una temperatura superiore a 120°C.

Il processo avviene in maniera analoga anche per gli assorbitori al silicio; quando questo è saturo, può venire rigenerato riscaldandolo fino ad una temperatura di 150÷200°C.

$t=20$ $t=26$

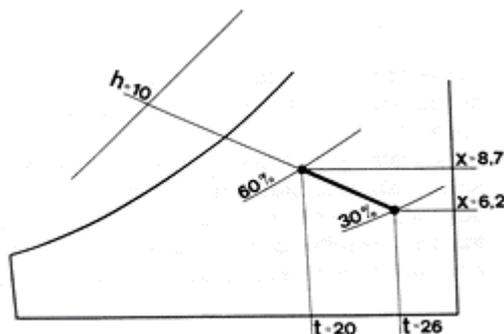


Fig. 12 - Deumidificazione per assorbimento.

c) Deumidificazione per miscelazione

Una massa di aria calda e umida può essere miscelata con aria a temperatura e umidità assoluta inferiori. La miscela delle due masse avrà una temperatura e una umidità intermedie tra quelle di partenza (vedi miscela di due quantità d'aria).

Se la miscela viene successivamente riscaldata alla temperatura della massa d'aria inizialmente più calda, la sua umidità risulterà ridotta. Questo processo è quanto normalmente avviene nelle centrali di trattamento dell'aria durante il riscaldamento invernale quando si ha miscelazione di aria di ricircolo con aria di rinnovo.

INFLUENZA DELLA ALTITUDINE

Quanto detto finora è valido per l'aria alle condizioni di riferimento ed in particolare ad una pressione pari alla pressione atmosferica. I diagrammi ASHRAE riportano generalmente la pressione barometrica considerata. Per pressioni diverse, sarà necessario correggere il diagramma psicrometrico in base ai valori di calcolo. La variazione di pressione in funzione dell'altitudine è riportata nella seguente tabella:

Quota s.l.m.	(m)	0	333	666	1000	1333	1666	2000
Pressione	KPa	101,3	98,0	94,4	90,9	87,6	84,2	81,2
	mmHg	760	735	708	682	657	632	609

Per la costruzione del diagramma psicrometrico a pressioni diverse si utilizza il nomogramma di fig. 13.1 il cui utilizzo è il seguente:

- 1) individuata l'altezza barometrica di riferimento, la si segna sulla scala delle pressioni a sinistra;
- 2) dal punto così determinato, sulla scala delle pressioni si tracciano le rette passanti (sulla scala delle temperature) per i valori -5; 0; +5; ad intervalli di 5°C (fig. 13.1).

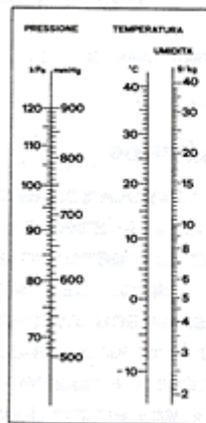


Fig.13

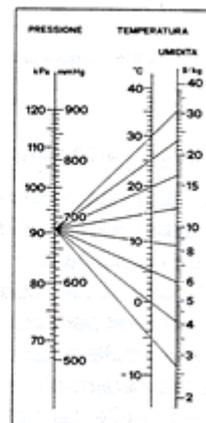
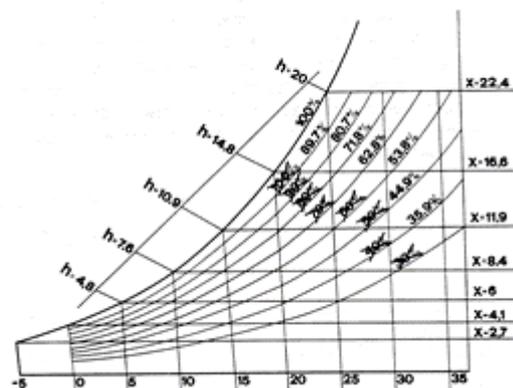


Fig.13.1

- 3) sulla scala delle umidità specifiche si leggono i valori dell'umidità specifica della curva di saturazione alle varie temperature.
- 4) sul diagramma psicrometrico si prolungano le isoterme relative alle temperature di -5; 0; +5; °C oltre la curva di saturazione.
- 5) si riportano su detti prolungamenti i valori di umidità assoluta letti sul diagramma (fig. 14)
- 6) si interpolano i punti così ottenuti con la nuova curva di saturazione.



Per le curve di umidità relativa si utilizzerà la relazione
 $U.R._2 = U.R._1 K$

dove:

$U.R._2$ = umidità relativa da calcolare

$U.R._1$ = umidità relativa nota (valore sul diagramma psicrometrico)

K = coefficiente di correzione per il rapporto tra la pressione di calcolo e quella di riferimento.

Ad esempio, se la pressione da considerare nel calcolo è di 90,9 kPa corrispondente ad una quota di 1000 m s.l.m si avrà:

$$K = \frac{P'}{P} = \frac{90,0}{101,3} = 0,897$$

e, di conseguenza, la curva di umidità relativa per il 50% diventerà la nuova curva di umidità relativa $U.R._2 = K \cdot U.R._1 = 0,897 \times 50 = 44,9\%$. Con questo sistema si potranno costruire i diagrammi psicrometrici per tutte le altitudini.

Gliva ricordare inoltre che le variazioni di pressione o di temperatura comportano una variazione di densità dell'aria. Di questo bisognerà tener conto per il dimensionamento di eventuali ventilatori.

La densità dipende dalla pressione a temperatura costante secondo la nota formula

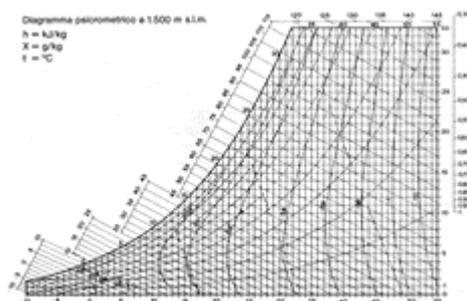
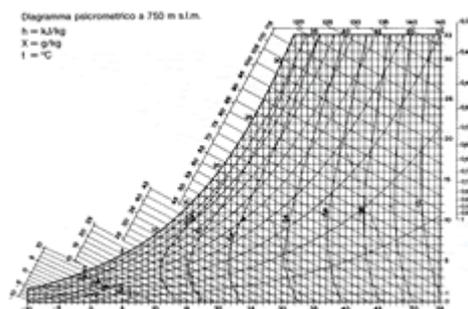
$$P_1 = \varphi \times \frac{P}{P_1}$$

con ovvio significato dei simboli.

Detta V la portata volumetrica, H la prevalenza e N la potenza del ventilatore sarà quindi: $V_1 = V$;

$$H_1 = H \frac{P}{P_1} ; N_1 = N \frac{P}{P_1}$$

dove l'indice indica i valori corretti da utilizzare nel calcolo. Nelle pagine seguenti sono riportati i diagrammi psicrometrici relativi alle quote di 750 e 1500 m s.l.m. (figg. 15-16).



2. Calcolo delle dispersioni termiche nel periodo invernale

PREMESSE

Il calcolo delle dispersioni termiche viene di norma eseguito considerando condizioni di regime, cioè con temperature costanti sia degli ambienti da riscaldare sia dell'aria esterna. Tale ipotesi è giustificata dal fatto che l'escursione termica giornaliera (differenza tra le temperature massima e minima) è, nel periodo considerato, molto contenuta. Inoltre, il dimensionamento degli impianti, viene fatto in corrispondenza al massimo fabbisogno prevedibile, cioè per condizioni di temperatura esterna minima.

Agli effetti del calcolo, si trascurano quindi sbagli apporti di calore dovuti all'irraggiamento solare, sia il ritardo con cui il flusso termico si propaga attraverso le strutture. Inoltre, vengono di norma ignorate anche eventuali sorgenti di calore di carattere saltuario o non determinanti (illuminazione, presenza di persone, ecc.).

Le approssimazioni viste vanno comunque a beneficio della sicurezza necessaria in considerazione del fatto che la temperatura minima di progetto, da adottarsi nel calcolo, è una media statistica delle temperature minime verificatesi nella zona in esame e che quindi la temperatura esterna potrà, in casi particolari, essere inferiore alla temperatura minima di progetto assunta.

CONDIZIONI DI PROGETTO

Per il calcolo del carico termico invernale dovranno essere presi in considerazione tutti gli elementi che concorrono alla dispersione del calore per convezione, conduzione o ventilazione. Si dovranno quindi considerare i seguenti parametri:

- 1) Ubicazione dell'edificio
- 2) Orientamento
- 3) Dimensioni dei locali
- 4) Materiali impiegati per la realizzazione di tutte le superfici opache disperdenti
- 5) Numero e tipo di porte e di finestre
- 6) Capacità termica della struttura
- 7) Tipo di funzionamento dell'impianto di riscaldamento (se continuo o intermittente)
- 8) Quantità di aria di rinnovo necessaria) Quantità di umidità da aggiungere o eccezionalmente togliere.

Per quanto concerne le temperature interne da assumere alla base del calcolo, esse dipendono essenzialmente dal tipo di locale considerato e da tutte le altre eventuali esigenze particolari di climatizzazione. Va comunque rilevato che la temperatura interna massima è fissata a 2000 per:

- Edifici adibiti a residenza ed assimilabili
- Edifici adibiti ad uffici ed assimilabili
- Edifici adibiti ad attività ricreative, associative o di culto ed assimilabili
- Edifici adibiti ad attività commerciali ed assimilabili
- Edifici adibiti ad attività scolastiche a tutti i livelli ed assimilabili.

Nelle tabelle 3 e 4 sono riportati i valori della temperatura minima di progetto e le temperature interne consigliate per il calcolo.

La temperatura esterna letta in tabella 3 sarà inoltre modificata in base ai parametri seguenti:

1) per tenere conto di altitudini diverse da quelle della località considerata:

- temperatura invariata sino a 200 m di differenza di quota
- diminuzione (o aumento) di 1°C per ogni 200 m di differenza di quota in più (o in meno), oltre i primi 200 m

2) per tenere conto della diversa situazione dell'ambiente esterno:

- temperatura + in un complesso urbano
- diminuzione di 0,5÷1°C in piccoli agglomerati
- diminuzione di 1÷2°C in edifici isolati

3) per tenere conto dell'altezza degli edifici limitatamente ai piani di altezza maggiore di quella degli edifici vicini — diminuzione di 1÷2°C (inclusa la diminuzione di cui al punto 2).

Tabella 3.

TEMPERATURA DELL'ARIA ESTERNA DI PROGETTO					
Torino	-8	Vicenza	-5	Rieti	-3
Alessandria	-8	Vicenza (zona altopiani)	-10	Viterbo	-2
Asti	-8	Trieste	-5	Napoli	2
Cuneo	-10	Gorizia	-5	Avellino	-2
Alta valle cuneese	-15	Pordenone	-5	Benevento	-2
Novara	-5	Udine	-5	caserta	0
Vercelli	-7	Bassa carnia	-7	Salerno	2
Aosta	-10	Alta Carnia	-10	L'Aquila	-5
Valle d'Aosta	-15	Tarvisio	-15	chieti	0
Alta Valle D'Aosta	-20	Bologna	-5	Pescara	2
Genova	0	Ferrara	-5	Teramo	0
Imperia	0	Forli	-5	campobasso	-4
La Spezia	0	Modena	-5	Bari	0
Savona	0	Parma	-5	Brindisi	0
Milano	-5	Piacenza	-5	Foggia	0
Bergamo	-5	Provincia di Piacenza	-7	Lecce	0
Brescia	-7	Ravenna	-5	Taranto	0
Como	-5	Reggio Emilia	-5	Potenza	-3
Provincia di Como	-7	Ancona	-2	Matera	-2
Cremona	-5	Ascoli Piceno	-2	Reggio Calabria	3
Mantova	-5	Macerata	-2	Catanzaro	-2
Pavia	-5	Pesaro	-2	Cosenza	-3
Sondrio	-10	Firenze	0	Palermo	5
Alta Valtellina	-15	Arezzo	0	Agrigento	3
Varese	-5	Grosseto	0	Caltanissetta	0
Trento	-12	Livorno	0	Catania	5
Bolzano	-15	Lucca	0	Enna	-3
Venezia	-5	Massa Carrara	0	Messina	5
Belluno	-10	Pisa	0	Ragusa	0
Padova	-5	Siena	-2	Siracusa	5
Rovigo	-5	Perugia	-2	Trapani	5
Treviso	-5	Temì	-2	Cagliari	3
Verona	-5	Roma	0	Nuoro	0
Verona (zona lago)	-3	Frosinone	0	Sassari	2

Verona	-10	Latina	2		
--------	-----	--------	---	--	--

Tabella 4. Temperatura interna dei locali

Abitazioni e uffici	20°C
Cucine industriali	15÷16°C
Corridoi e gabbie scale	12÷15°C
Scuole	18÷20°C
Palestre	14÷18°C
Sale di riunione e spettacolo	16÷18°C
Sale di musei ed esposizioni	14÷16°C
Piscine coperte	27÷30°C
Sale di degenza, ospedali	22÷24°C
Chiese	10÷14°C
Negozi, magazzini di vendita	15÷18°C
Capannoni industriali, fabbriche	16÷18°C
Alberghi, ristoranti	20°C
Sale d'attesa	12÷16°C

Tali temperature si intendono rilevate nella parte centrale dell'ambiente ad un'altezza di m 1,50 dal pavimento in modo che l'elemento sensibile sia schermato dall'influenza di ogni notevole effetto radiante.

Come abbiamo già detto, il carico termico invernale viene valutato supponendo che l'ambiente sia alla temperatura desiderata e con temperatura costante e pari alla minima di progetto.

Per la valutazione del carico termico si farà quindi riferimento alla quantità di calore dispersa in regime stazionario dalle pareti delimitanti l'edificio o i locali in esame ed alla quantità di calore necessaria per il riscaldamento dell'aria esterna immessa nell'ambiente per fenomeni di ventilazione naturale o forzata.

Il fabbisogno termico Q_T risulta quindi dalla somma di due termini: il calore trasmesso per conduzione e convezione dalle pareti disperdenti opache e trasparenti Q_d ed il calore necessario per il riscaldamento dell'aria esterna di ventilazione Q_v , risulta quindi:

$$Q_T = Q_d + Q_v$$

La trasmissione termica attraverso le strutture

La formula che regola lo scambio termico per trasmissione in regime stazionario attraverso una parete è:

$$Q_d = K \times S \times (t_i - t_e)$$

in cui:

K =coefficiente globale di trasmissione o trasmittanza unitaria della parete (W/m²00)

S =superficie della parete (m²)

t_i =temperatura interna (00)

t_e =temperatura esterna (00)

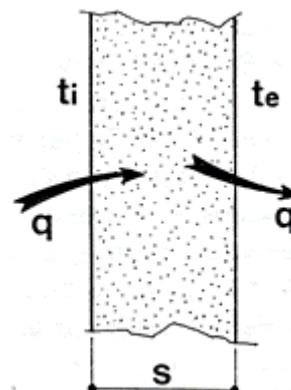


Fig.17.-Trasmissione termica per superficie continua

La formula è valida quando la struttura è omogenea e le facce delimitanti la parete sono piane e parallele. Il coefficiente K dipende dalla natura della parete, dal suo spessore, dalle condizioni delle due superfici che delimitano la parete e dalla velocità dell'aria che lambisce le stesse.

L'inverso del coefficiente K si chiama resistenza unitaria della parete.

Si può indicare per una parete omogenea monostrato:

$$R = \frac{1}{K} = \frac{1}{a_i} + \frac{S}{\lambda} + \frac{1}{a_e}$$

a_i = coefficiente di adduzione o addutanza unitaria, relativo mallo scambio termico tra la superficie interna e l'aria che la lambisce ($W/m^2\text{°C}$)

a_e = coefficiente di adduzione o addutanza unitaria, relativo allo scambio tra la superficie esterna e l'aria che la lambisce ($W/m^2\text{°C}$)

s = spessore della parete (m)

λ = conduttività termica del materiale costituente la parete (W/mK)

I termini a_i e a_e che conglobano i coefficienti di convezione e di irraggiamento, pur dipendendo dalla temperatura superficiale della parete e dalla temperatura dell'aria, senza commettere errori di entità rilevante, saranno da noi considerati costanti.

Per essi si assumeranno quindi i seguenti valori:

$a_i=8$ ($W/m^2\text{OC}$) per superfici interne verticali

$a_i=6$ ($W/m^2\text{OC}$) per superfici interne orizzontali con flusso termico verso il basso

$a_i=9$ ($W/m^2\text{OC}$) per superfici interne orizzontali con flusso termico verso l'alto

il valore di a_e è più strettamente dipendente dalla velocità dell'aria esterna e si assume generalmente pari a 23 ($W/m^2\text{OC}$) per velocità del vento non superiore a 1.5 m/s.

Per velocità più elevate vale la tabella 5.

Tabella 5.

Velocità dell'aria m/s	2	2,5	3	4	6
a_e	26	30	35	42	

Nel caso di pareti composte da più strati, la resistenza totale della parete sarà uguale alla somma delle resistenze dei vari strati, e cioè:

$R_T = R_1 + R_2 + \dots + R_n$ cioè

$$K = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{R_1 + \dots + R_N} = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \frac{S_1}{\lambda_1} + \dots + \frac{S_N}{\lambda_N} + \frac{1}{a_e}}$$

Se uno degli strati è costituito da una intercapedine d'aria, bisogna considerare che attraverso di essa il calore è trasmesso per adduzione e che, quindi, la resistenza dello strato sarà pari a:

$$R_a = \frac{2}{a}$$

dove a è il coefficiente di adduzione relativo al moto dell'aria all'interno dell'intercapedine.

I valori di comune impiego sono riportati nella tabella 6 ed espressi in $m^2\text{°C/W}$.

Tabella 6.

Posizione dell'intercapedine	Direzione del flusso termico	INVERNO	ESTATE
orizzontale	verso l'alto	0,15	0,15
	verso il basso	0,21	0,16
verticale	orizzontale	0,17	0,15

Il coefficiente di trasmissione globale risulterà pertanto:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{S_1}{\lambda_1} + R_2 + \dots + \frac{S_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_e}}$$

Il calcolo del coefficiente K può essere eseguito per ogni tipo di struttura di cui si conoscano i valori Ra, materiali componenti, spessore dei singoli strati e conduttività termica dei materiali componenti.

La conduttività termica definisce l'attitudine di un materiale a trasmettere calore quando lo scambio avviene solo per conduzione. Nei materiali cellulari, granulari, fibrosi, a causa della coesistenza di scambi per radiazione e convezione, i valori della conduttività aumentano con l'aumentare dello spessore. Le prove di laboratorio per le misurazioni della conduttività richiedono che l'umidità percentuale in peso, al termine della prova, su materiali inorganici, debba essere inferiore al 20%. Per questo motivo e per tener conto della variazione dovuta a difetti di produzione e condizioni di posa in opera si introduce generalmente un coefficiente di maggiorazione m. Detta maggiorazione tiene conto, in condizioni medie di esercizio, del contenuto percentuale di umidità e dell'invecchiamento.

Nella tabella 7 sono riportate quattro colonne di dati:

- la densità γ del materiale secco;
- la conduttività indicativa di riferimento λ_m ;
- la maggiorazione percentuale m;
- la conduttività da assumere nel calcolo λ .

È consentita l'interpolazione dei dati, mai l'estrapolazione. Se la densità del materiale non è nota, assumere per i calcoli il valore di conduttività più elevato tra quelli indicati.

TABELLA 7

Esempio 5

Calcolare il coefficiente globale di trasmissione di una parete verticale in mattoni pieni dello spessore di 25 cm, delimitante un locale con l'esterno:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_e}$$

Assumiamo:

$$\alpha_i = 8 \text{ W/m}^2\text{C}$$

$$\alpha_e = 23 \text{ W/m}^2\text{C}$$

$$\lambda = 0,5 \text{ W/m}^2\text{C}$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,25}{0,5} + \frac{1}{23}} = 1,5 \text{ W/m}^2\text{C} \quad (1,29 \text{ kcal/hm}^2\text{C})$$

Esempio 6

Calcolare il coefficiente globale di trasmissione di una parete verticale costituita da un primo strato di mattoni pieni dello spessore di cm 25 e da un secondo strato di mattoni forati dello spessore di cm 12:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_e}$$

$$\alpha_i = 8 \text{ W/m}^2\text{C}$$

$$\alpha_e = 23 \text{ W/m}^2\text{C}$$

$$s_1 = (\text{spessore dello strato di mattoni pieni}) = 0,25 \text{ m}$$

$$\lambda_1 = (\text{coefficiente di conduttività dello strato di mattoni pieni}) = 0,5 \text{ W/m}^2\text{C}$$

$$s_2 = (\text{spessore dello strato di mattoni forati}) = 0,12 \text{ m}$$

$$\lambda_2 = (\text{coefficiente di conduttività dello strato di mattoni forati}) = 0,4 \text{ W/m}^2\text{C};$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,25}{0,5} + \frac{0,12}{0,4} + \frac{1}{23}} = 1,03 \text{ W/m}^2\text{C} \quad (0,888 \text{ kcal/h m}^2\text{C})$$

Esempio 7

Calcolare il coefficiente globale di trasmissione per una parete verticale formata da uno strato di mattoni pieni da 25 cm, da una camera d'aria e da uno strato di mattoni forati da 12 cm:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,25}{0,5} + 0,17 + \frac{0,12}{0,4} + \frac{1}{23}} = 0,88 \text{ W/m}^2\text{C} \quad (0,76 \text{ kcal/h m}^2\text{C})$$

Esempio 8

Calcolare il coefficiente di trasmissione globale per una parete verticale formata da:

- intonaco esterno da 2 cm
- mattoni UNI 25
- poliuretano espanso 3 cm
- forati da 12 cm
- intonaco interno 1,5 cm

Assumendo per la conducibilità termica

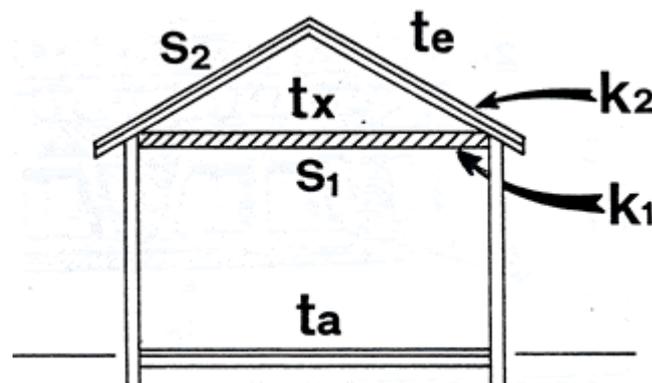
a intonaco esterno=0,9 W/mK - 2 intonaco interno=0,7 W/mK - 2 isolante=0,035 W/mK

$$K = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,02}{0,90} + \frac{0,25}{0,50} + \frac{0,03}{0,035} + \frac{0,12}{0,40} + \frac{0,015}{0,70} + \frac{1}{23}} = 0,53 \text{ W/m}^2\text{C} \quad (0,46 \text{ kcal/h m}^2\text{C})$$

I valori dei coefficienti di trasmissione globale per le strutture più comuni sono riportati nelle pagine seguenti. Essi sono espressi per semplicità di calcolo in kcal/m²h°C.

Negli ultimi anni, per effetto anche della normativa sul contenimento del consumo energetico per usi termici negli edifici (Legge N. 373 del 30.4.76), le strutture per costruzioni di tipo residenziale e commerciale presentano un grado di isolamento sempre più elevato. Tale isolamento è di norma ottenuto interponendo uno strato di materiale a bassissima conducibilità tra gli strati che costituiscono la normale struttura. Va notato che, agli effetti della trasmissione del calore, l'influenza dell'isolante ha un peso determinante rispetto a quello delle strutture tradizionali. Uno strato di 3,5 cm di poliuretano espanso, ad esempio, ha una conduttanza pari a 1 W/m²C molto minore di quanto compete ad uno strato di 10 cm di mattoni forati con una conduttanza pari a 4 W/m²C. I vari tipi di isolanti attualmente in uso, le diverse tipologie di utilizzazione e la scarsa influenza che lo spessore delle strutture tradizionali riveste per la determinazione dei coefficienti globali di trasmissione, impediscono la stesura di tabelle analoghe a quelle fin qui viste per le strutture tradizionali. Il calcolo dei K delle pareti isolate andrà pertanto eseguito di volta in volta per i vari tipi di strutture e di isolanti.

Consideriamo il soffitto di un locale mantenuto a 20°C comunicante con un sottotetto chiuso non ventilato. Sia -5°C la temperatura esterna, (Rg. 18).



Le dispersioni di calore tra il soffitto e il sottotetto sono legate alla differenza di temperatura tra l'ambiente considerato e quella incognita del sottotetto.

Per determinare questa temperatura incognita consideriamo sempre il fenomeno a regime stazionario. Pertanto tutto il calore che attraversa il soffitto passerà nel sottotetto; da questo, attraverso il tetto, sarà disperso verso l'esterno.

Il calore che dall'ambiente passa al sottotetto è:

$$Q_1 = K_1 \times S_1 \times (t_a - t_x)$$

dove K₁ (coefficiente globale di trasmissione della soletta) = 2,6 W/m²C

S₁ =superficie del soffitto=10 m²

t_a =temperatura ambiente=20C

t_x =temperatura incognita del sottotetto.

Il calore che dal sottotetto si trasmette all'esterno è:

$$Q_2 = K_2 \cdot S_2 \cdot (t_x - t_e) \text{ dove}$$

K_2 (coefficiente globale di trasmissione del tetto) $-3,6 \text{ W/m}^2\text{C}$

S_2 = superficie del tetto = 14 m^2
 t_x = temperatura incognita del sottotetto
 t_e = temperatura esterna = -5°C .

Poiché in regime stazionario Q_1 deve essere eguale a Q_2 , possiamo scrivere:

$$K_1 \cdot S_1 \cdot (t_a - t_x) = K_2 \cdot S_2 \cdot (t_x - t_e)$$

$$2,6 \times 10 \times (20 - t_x) = 3,6 \times 14 \times [t_x - (-5)]$$

$$520 - 26 \times t_x = 50,4 \times t_x + 252$$

$$268 = 76,4 \times t_x$$

$$t_x = \frac{268}{76,4} = 3,5^\circ\text{C}$$

Conoscendo pertanto t_x , si può calcolare il flusso termico disperso attraverso il soffitto.

$$Q_1 = K_1 \times S_1 \times (t_a - t_x) = 2,6 \times 10 \times (20 - 3,5) = 429 \text{ W}$$

Si nota che più elevato è il coefficiente K_2 rispetto a K_1 tanto più la temperatura del sottotetto si approssima a quella esterna.

Il calcolo, in questo caso semplice, può divenire oltremodo complesso in casi particolari (ad esempio un pavimento delimitante uno scantinato con più pareti esterne).

Per semplificare i calcoli viene riportata la tabella 9 che assegna i valori da assumere per locali non riscaldati contigui all'ambiente considerato.

Detta tabella deve essere usata con occulatezza in quanto i valori riportati sono stati dedotti considerando strutture con caratteristiche medie. I valori indicati sono riferiti ad una temperatura interna di 20°C ed una temperatura esterna di -5°C . Sono inoltre indicate le correzioni da apportare nei casi in cui le temperature, prese a base di calcolo, siano diverse da quelle indicate.

TEMPERATURA APPROSSIMATIVA DEI LOCALI NON RISCALDATI °C

Descrizione dei locali	Temperatura	Correzioni da portare	
		Se t_i è diversa da 20°C	se t_e è diversa da -5°C
Cantine con serramenti aperti	-2°C	$(t_i - 20) 0,1$	$(t_e + 5)_{0,9}$
idem chiusi	5°C	$(t_i - 20) 0,4$	$(t_e + 5)_{0,6}$
Sottotetti non plafonati con tegole non sigillate temperatura esterna		temperatura esterna	
idem ben sigillate	-2°C	$(t_i - 20) 0,1$	$(t_e + 5)_{0,9}$
Sottotetti plafonati	0°C	$(t_i - 20) 0,2$	$(t_e + 5)_{0,8}$
Locali con 3 pareti esterne provviste di finestre	0°C	$(t_i - 20) 0,2$	$(t_e + 5)_{0,8}$
Locali con 3 pareti esterne di cui 1 con finestra o con 2 pareti esterne entrambe con finestre	5°C	$(t_i - 20) 0,4$	$(t_e + 5)_{0,6}$
Locali con 3 pareti esterne senza finestre	10°C	$(t_i - 20) 0,5$	$(t_e + 5)_{0,5}$
Locali con 2 pareti esterne senza finestre 1200	12°C	$(t_i - 20) 0,6$	$(t_e + 5)_{0,4}$
Locali con 1 parete esterna provvista di finestre	13°C	$(t_i - 20) 0,6$	$(t_e + 5)_{0,4}$
Locali con 1 parete esterna senza finestre	15°C	$(t_i - 20) 0,7$	$(t_e + 5)_{0,3}$
Appartamenti vicini non riscaldati:			
sottotetto	2°C	$(t_i - 20) 0,3$	$(t_e + 5)_{0,7}$
ai piani intermedi	7°C	$(t_i - 20) 0,5$	$(t_e + 5)_{0,5}$
al piano più basso	5°C	$(t_i - 20) 0,4$	$(t_e + 5)_{0,6}$
Gabbie scala con parete esterna e finestre ad ogni piano-porta d'ingresso al piano terra chiusa:			
al piano terra	2°C	$(t_i - 20) 0,3$	$(t_e + 5)_{0,7}$
ai piani sovrastanti	7°C	$(t_i - 20) 0,5$	$(t_e + 5)_{0,5}$
idem con porta aperta			
al piano terra	-2°C	$(t_i - 20) 0,5$	$(t_e + 5)_{0,9}$
ai piani sovrastanti	2°C	$(t_i - 20) 0,3$	$(t_e + 5)_{0,7}$

Esempio 10

Calcolare il calore di dispersione attraverso il pavimento in laterizio armato con piastrelle, sovrastante una cantina non riscaldata con serramenti chiusi. La temperatura esterna sia -10°C, quella interna di 18°C.

$K \times S \times (t_i - t_e)$

Supposti:

$K = 1,4 \text{ W/m}^2\text{°C}$

$S = 10 \text{ m}^2$

$t_i = 18\text{°C}$

t_e = temperatura della cantina.

Il valore di t_e rilevato nella tab. 9(5°C) dovrà essere opportunamente corretto. Correzione perché la temperatura interna è

diversa da 20°C:

$$(18 - 20) \times 0,4 = -0,8^\circ\text{C}.$$

Correzione perché la temperatura esterna è diversa da -5°C:

$$(-10 + 5) \times 0,6 = -3^\circ\text{C}$$

La temperatura della cantina sarà:

$$5 - 0,8 - 3 = 1,200.$$

Pertanto:

$$Q = K \times S \times (t_i - t_e) = 1,4 \times 10 \times (18 - 1,2) = 235 \text{ W (202 kcal/h)}.$$

TRASMISSIONI VERSO IL TERRENO

Caso a: parete verticale interrata

Il calore trasmesso può essere valutato con la seguente formula:

$$Q_d = K_1 \times S \times (t_i - t_e) = (W), \text{ dove:}$$

Q_d = superficie in m² della parete interrata

t_i = temperatura interna, °C

t_e = temperatura esterna, °C

K_1 = coefficiente globale fittizio di trasmissione W/m²°C la cui espressione è:

$$\frac{1}{K_1} = \frac{1}{K} + \frac{h}{\lambda} \text{ in cui}$$

K = coefficiente globale della parete, W/m²°C

h = profondità in m della parete interrata

λ = coefficiente di conduttività del terreno umido— 2,9 W/m°C

Caso b: pavimenti appoggiati sul suolo

Le dispersioni totali di calore devono intendersi come somma di una parte relativa al calore disperso lungo il perimetro verso l'esterno e di una parte di calore disperso attraverso il pavimento verso il suolo.

$$Q_t = Q_1 + Q_2$$

$$Q_1 = P \times (2-h) \times K_1 \times (t_i - t_e)$$

Q_1 = calore disperso tra pavimento ed ambiente esterno (kcal/h)

P = lunghezza perimetrale del pavimento (m)

h = profondità del pavimento rispetto al terreno circostante in metri. (Se il pavimento è al livello del suolo $h = 0$; se h è maggiore di 2 il valore di Q_1 deve considerarsi nullo in quanto non si hanno dispersioni dal pavimento verso l'esterno).

t_i = temperatura interna del locale, °C

t_e = temperatura esterna, °C

K_1 = coefficiente globale fittizio di trasmissione la cui espressione è:

$$\frac{1}{K_1} = \frac{1}{K} + \frac{2}{\lambda}$$

K = coefficiente globale di trasmissione del pavimento, W/m²°C

λ = coefficiente di conduttività del terreno umido=2,9 W/m°C.

Le dispersioni di calore attraverso il terreno Q_2 invece dipendono dalla temperatura dell'acqua delle falde superficiali, temperatura che si può considerare compresa tra 10÷15°C.

$$Q_2 = K_2 \times S \times (t_i - t_a)$$

Q_2 = calore disperso tra il pavimento e il suolo

S = superficie del pavimento (m²)

t_i = temperatura interna del locale, °C

t_a = temperatura dell'acqua delle falde superficiali, °C

K_2 = coefficiente globale fittizio di trasmissione la cui espressione è:

$$\frac{1}{K_2} = \frac{1}{K} + \frac{2}{\lambda}$$

K = coefficiente globale di trasmissione del pavimento, W/m²°C

O = conduttanza del terreno che si assume pari a 1,1÷2,2 W/m²°C

Esempio 11

Calcolare il flusso termico trasmesso attraverso una parete in cemento armato dello spessore di 40 cm, completamente interrata.

Sia 3 m l'altezza della parete e 8 m la sua lunghezza. L'ambiente interno sia a 20°C, quello esterno a -5°C.

$$Q_d = K_1 \times S \times (t_i - t_e)$$

$$\frac{1}{K_1} = \frac{1}{K} + \frac{h}{\lambda_1} = \frac{1}{2} + \frac{3}{2,9} = 1,53 \text{ m}^2\text{C/W}$$

$$K_1 = 0,65 \text{ W/m}^2\text{C}$$

$$Q_d = 0,65 \times 24 \times (20+5) = 390 \text{ W}$$

Calcolare le dispersioni di calore attraverso un pavimento appoggiato sul suolo, dalle dimensioni di 20 x 10 m, costituito da una gettata di cemento.

L'ambiente interno sia a 16°C, quello esterno a -5°C.

$$Q_t = Q_1 + Q_2 = P \times (2 - h) \times K_1 \times (t_i - t_e) + K_2 \times S \times (t_j - t_a)$$

$$P = (20+10) \times 2 = 60 \text{ m}$$

$$h = 0 \text{ m}$$

$$\frac{1}{K_1} = \frac{1}{K} + \frac{2}{\lambda_1} = \frac{1}{2,3} + \frac{2}{2,9} = 1,12 \text{ m}^2\text{C/W}$$

$$K_1 = 0,89 \text{ W/m}^2\text{C}$$

$$t_i = 16^\circ\text{C}$$

$$t_e = -5^\circ\text{C}$$

$$\frac{1}{K_2} = \frac{1}{K} + \frac{1}{C} = \frac{1}{2,3} + \frac{1}{1,5} = 1,09 \text{ m}^2\text{C/W}$$

$$K_2 = 0,92 \text{ W/m}^2$$

$$t_a = 12^\circ\text{C}$$

$$Q_t = 60 \times 2 \times 0,89 \times (16+5) + 0,92 \times 200 \times (16-12) = 2979$$

PONTI TERMICI

Vengono generalmente chiamati «ponti termici» le giunzioni fra elementi strutturali dell'edificio le quali costituiscono zone di concentrazione del flusso termico con conseguente raffreddamento delle zone più prossime al giunto. Tale raffreddamento è tanto più rilevante quanto più il locale è isolato, essendo più sensibile l'incidenza percentuale delle fughe di calore attraverso i ponti termici, fig. 19.

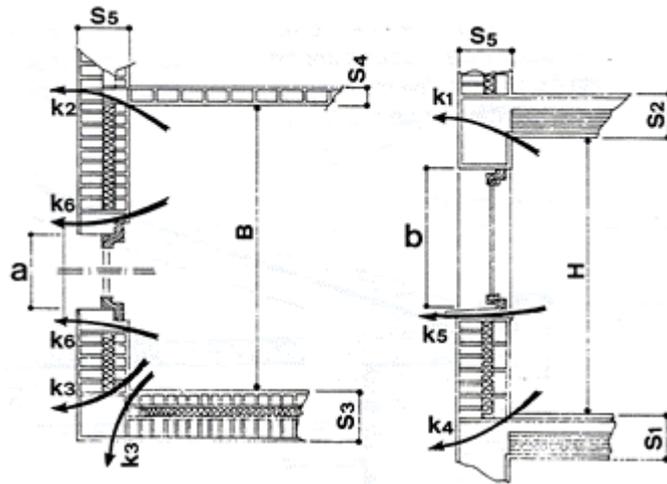
In generale si può dire di avere un «ponte termico» quando vi è un nodo fra elementi aventi coefficienti di trasmissione diversi, e più in particolare:

- nelle zone d'angolo fra due pareti esterne
- fra muro e terrazzo
- fra muro e pavimento su cantina, box e affini
- fra muro esterno e pavimento
- nelle zone intorno ai serramenti
- quando entro una struttura sono inseriti altri elementi strutturali ad elevata conduttanza.

Mediante il calcolo come riferito in precedenza e come suggerito dalle norme UNI si tiene conto unicamente del flusso di calore attraverso una parete quando questa è omogenea; in corrispondenza invece di un ponte termico le linee isoterme hanno un andamento curvilineo che si accentua in prossimità del ponte termico.

Per misurare l'intensità del flusso di calore si ricorre ad un coefficiente lineare k il quale è legato alla lunghezza del nodo strutturale che innesca il ponte. Pertanto k dipende dallo spessore s degli elementi che individuano il nodo ed il coefficiente k dei medesimi. Il coefficiente k lineare va poi moltiplicato per la lunghezza L del giunto interessato. Il coefficiente di trasmissione termica globale di una parete diventa

$$K_g = \frac{\sum k_x A + \sum k_x L}{A}$$



Si abbia una parete lunga 3,5 m (B) alta 2,8 m (H) entro la quale si trova una finestra da 1,5 x 1,5 m. Sia 0,30 m lo spessore della soletta superiore e di quella inferiore mentre la parete di confine interno sia di 0,1 m. Si ha allora:

k_1 per ponte termico giunto orizzontale - soffitto - muro di tamponamento esterno (di spessore 20 cm) 0,41 W/mK

k_2 per ponte termico tra giunto verticale muro di tamponamento esterno - tramezzo interno 0,14 W/mK

k_3 per ponte termico al giunto verticale dei due muri di tamponamento esterno con pilastro d'angolo 0,11 W/mK

k_4 per ponte termico al giunto orizzontale pavimento - muro di tamponamento esterno 0,41 W/mK

k_5 per ponte termico al davanzale della finestra 0,30 W/mK k_6 per ponte termico alle mazzette verticali della finestra 0,22 W/mK.

Il valore dei ponti termici relativi alla parete considerata è:

$$\sum k_i \cdot L_i = 0,41 \times 3,5 \times 2,8 + 0,11 \times 2,8 + 0,41 \times 3,5 + 0,20 \times 1,5 + 0,22 \times 1,5 = 4,2 \text{ W/K}$$

Come si può facilmente verificare, l'incidenza di $\sum k_i L_i$ nel calcolo di K_g è di scarsa importanza in assenza di isolamento ma il suo peso diventa notevole nelle condizioni di pareti isolate e pertanto non più trascurabile.

DISPERSIONI PER VENTILAZIONE

La potenza termica necessaria per il riscaldamento dell'aria di rinnovo deve essere conteggiata e sommata alla potenza termica di dispersione.

La somma risultante corrisponde alla potenza termica necessaria per il riscaldamento dell'edificio in esame.

L'immissione di aria di rinnovo può essere naturale o forzata.

a) Ventilazione naturale

Considerando un ambiente con pareti impermeabili, un aumento di temperatura provocherà un aumento di pressione dell'aria che tenderà quindi ad uscire. Se con un foro in una parete si mette in comunicazione l'ambiente con l'esterno, all'altezza del foro si stabilisce una zona - detta zona neutra - in cui le pressioni interna ed esterna saranno in equilibrio. A causa della differente densità tra l'atmosfera interna e quella esterna, le pressioni saranno positive al di sopra della zona neutra e negative al di sotto. Per la zona alta si avrà infatti:

$$p_e = p_o - \gamma_e \cdot h \quad e \quad p_i = p_o - \gamma_i \cdot h$$

dove: p_o = pressione nella zona neutra

P_e e P_i = pressioni esterna ed interna

γ_e e γ_i = densità dell'aria esterna ed interna

h = quota rispetto alla zona neutra (positiva al di sopra della zona neutra).

E chiaro che essendo nell'ipotesi di $t_i > t_e$, $\gamma_e > \gamma_i$, risulterà dalle relazioni sopra descritte $p_i > p_e$ per tutti i punti al di sopra della zona neutra. Analogamente, per i punti al di sotto della zona neutra si avrà $p_i < p_e$.

Per questo motivo si instaurerà una circolazione di aria attraverso i muri, i soffitti, i pavimenti, le fessure, le connessioni di porte e finestre, ecc.

Si avrà quindi dell'aria fredda che entrerà dalla parte più bassa ed aria interna riscaldata che uscirà dalla parte superiore del locale.

La quantità di aria di rinnovo dipende essenzialmente dalla porosità delle pareti, dalle temperature esterne, dalla velocità del vento, dal tipo di serramenti e dalla temperatura interna dei locali.

Calcoli sperimentali hanno dimostrato che questa quantità è variabile per ogni ora tra l'1 ed 5% del volume dell'ambiente

per ogni 00 di differenza di temperatura con l'esterno.

Una valutazione precisa di questo fenomeno è possibile solo mediante calcoli molto complessi ed una analisi approfondita delle strutture utilizzate.

Per un calcolo approssimato si possono comunque assumere i seguenti valori relativi a un ΔT di 2500:

- per le strutture tradizionali non coibentate con barriera a vapore in foglio catramato e serramenti semplici in legno o metallo: ricambio naturale > 0,6 volte il volume dell'ambiente per ogni ora.
- per le strutture coibentate con materiale espanso a celle chiuse e serramenti semplici particolarmente curati (o doppi): ricambio naturale < 0,4 vol/h.
- per le strutture con caratteristiche intermedie si assumerà quindi un valore compreso tra 0,4 e 0,6 vol/h.

Va notato che, agli effetti della legge N. 373 sul risparmio energetico, il massimo valore ammesso per il calcolo del fabbisogno termico di ventilazione viene fatto per un ricambio naturale di 0,5 vol/h nella maggior parte degli edifici civili. Questi dati si riferiscono ai valori medi. Le correzioni da apportare in relazione al numero di pareti con serramenti, al volume ed al tipo di ambiente, al tipo di edificio, ecc., sono riportate nella tabella 10. Per tener conto della apertura di porte, si useranno invece i coefficienti di tabella 11.

Tabella 10.
CORREZIONI RICAMBI NATURALI

	Correzione
In base al numero delle pareti dotate di serramenti:	
--aperture su due pareti adiacenti	aumento del 20%
--aperture su due pareti opposte	aumento del 25%
--aperture su tre pareti	aumento del 30%
--aperture su quattro pareti	aumento del 40%
Nei locali sprovvisti di aperture (preclusi al soggiorno di persone non destinati a gabinetti o cucine)	diminuzione del 50%
In base al volume del locale:	
--inferiore a 40 m ³	aumento del 40%
In base all'impiego:	
--corridoio o disimpegno	diminuzione del 50%
--cucine di abitazione	aumento del 150%
--gabinetto di abitazione	aumento del 300%
--ingresso	aumento del 100%
In base alla differenza di temperatura:	
--per ogni grado oltre i 25°C	aumento del 4%
--per ogni grado in meno rispetto a 25°C	aumento del 3%
In base alla situazione dell'edificio:	
--per stabili isolati	aumento del 50%
--per stabili di minori agglomerati urbani	aumento del 25%
In base all'altezza dell'edificio:	
--per i piani che sorpassano la quota media degli edifici vicini	aumento del 50%

Tabella 11.

INFILTRAZIONI PER APERTURA DEI SERRAMENTI

Caratteristica delle porte	m³/h per m² di superficie	
	poco usate	molto usate
Porte di vetro	75	200
Porte in legno di costruzione normale	22	65
Porte di capannoni industriali	16	33
Porte di magazzini	23	70

b) Ventilazione forzata

Negli ambienti abitati, avendosi produzione di anidride carbonica, odori, fumi, ecc. è opportuno prevedere un certo rinnovo dell'aria al fine di mantenere l'ambiente igienicamente sano. La tabella 12 assegna il valore del ricambio d'aria in m³/h per persona in funzione del tipo di ambiente.

Tabella 12.

RICAMBI D'ARIA IN m³/h PER PERSONA

Descrizione dei locali	valore ottimo m³/h	valore minimo m³/h
Appartamenti	35	17
Stanze da bagno	2 Vol. amb/h	1 Vol. amb/h
Cucine e gabinetti	3÷5 Vol. amb./h	1 Vol. amb/h
Banche	18	12
Istituti di bellezza	17	13
Laboratori	34	25
Magazzini di deposito	13	8
Farmacia	20	15
Magazzini di vendita al dettaglio	17	13
Negozi da barbiere	25	20
Sale operatorie	100% aria esterna	
Sale degenza	50	40
Ospedali	Infermerie per malattie contagiose	-
	Infermiere per partorienti	-
	Corsie	17
Ristoranti - Caffè	30	20
Ristorante - sale da pranzo	30	20
Sale da cocktail	68	42
Sale da riunione	60	30
Stanze d'albergo	40	30
Teatri	30	20
Uffici generali	25	15
Uffici privati	30	20
Stabilimenti e bagni idroterapici	2 Volumi ambiente/h	

Il flusso termico che si deve fornire ad un ambiente per sopperire alle infiltrazioni di aria esterna (sia naturali che artificiali) si può esprimere con la:

$Q_v = P \times 0,33 (t_i - t_e)$ [W] dove:

P= portata dell'aria di infiltrazione (naturale o artificiale in m³/h)

0,33= calore specifico dell'aria in Wh/m³°C (supponendo la densità dell'aria= 1,2 kg/m³)

t_i= temperatura interna in °C

t_e= temperatura esterna in °C.

Notiamo che il fabbisogno termico di un ambiente legato alle infiltrazioni non comprende contemporaneamente i due valori connessi con le infiltrazioni naturali ed artificiali.

Dei due valori è sufficiente prendere in considerazione il valore maggiore. Infatti, se per il ricambio artificiale in un ambiente si introduce una quantità d'aria maggiore di quella dovuta all'infiltrazione naturale, il locale posto in sovrappressione impedirà le infiltrazioni di aria esterna.

Pertanto per realizzare il ricambio artificiale o per sopperire alle infiltrazioni naturali, si preferisce prendere dall'esterno la quantità d'aria determinata con l'impiego delle tabelle 10-11-12, trattare quest'aria in centrale ed introdurla negli ambienti da servire.

Gli ambienti saranno posti in sovrappressione in quanto l'aria ripresa dagli stessi sarà minore di quella immessa. La maggior quantità d'aria immessa rispetto a quella ripresa dai singoli ambienti, si disperderà naturalmente all'esterno a

causa della leggera sovrappressione esistente.

L'aria potrà essere espulsa naturalmente attraverso gli infissi, le porte ecc., finché il suo valore non supera mediamente 2 volte il volume ambiente/h, altrimenti si dovrà prevedere un'estrazione forzata. Anche in questo caso si preferisce mantenere gli ambienti in leggera sovrappressione, ossia si estrarrà una quantità d'aria pari a quella introdotta in eccesso, diminuita del valore legato alle infiltrazioni naturali, I servizi (W.C. e i bagni) ed anche le cucine è, invece, conveniente mantenerli, attraverso la ventilazione forzata, in depressione rispetto agli ambienti vicini.

Esempio 13

Determinare il carico termico dovuto alla ventilazione per un locale adibito a sala di riunione e determinare l'eventuale quantità di aria da estrarre.

Il locale sia di 300 m³; presenza di 20 persone; temperatura interna 20°C, temperatura esterna -5°C.

Infiltrazioni naturali: 300 x 0,5=150 m³/h.

L'aria di ricambio necessaria per la presenza di persone è:

20x50=1.000 m³/h.

Dei due valori si assumerà il maggiore.

Il carico termico dovuto all'aria di ricambio sarà:

$Q_v = P \times 0,33 (t_i - t_e) = 1.000 \times 0,33 \times (20+5) = 8250 \text{ W}$.

Poiché l'aria introdotta è pari a 1000/300=3,3 volumi ambiente/h, è preferibile prevedere l'espulsione forzata.

L'aria da espellere sarà pari all'aria esterna introdotta per il ricambio diminuita del valore relativo alle infiltrazioni naturali: 1.000—150=850 m³/h.

INCREMENTO PER ALTEZZA DEI LOCALI

Già in occasione della determinazione del carico per ventilazione si è accennato al fenomeno della stratificazione dell'aria. In relazione a detto fenomeno è intuitivo che le dispersioni attraverso il soffitto dei locali saranno maggiori in quanto la temperatura dell'aria a contatto con lo stesso è più elevata. Inoltre più alto è il locale e più sensibile diviene la stratificazione dell'aria stessa.

In pratica, nella determinazione del fabbisogno termico, si tiene conto del fenomeno della stratificazione dell'aria incrementando di una percentuale il fabbisogno del locale in relazione all'altezza del locale stesso.

Si tratta ovviamente di una semplificazione in quanto l'aumento di potenza termica — che in realtà è connessa soltanto con la superficie del soffitto — viene invece riferita alle dispersioni di tutte le pareti del locale. Tenendo conto però, che di tutte le superfici disperdenti in ambienti di caratteristiche medie, il soffitto assomma ad una buona percentuale, la semplificazione fatta, non porta ad imprecisioni di entità sensibili.

Pertanto si dà un incremento del 5% al fabbisogno termico dell'ambiente per ogni metro di altezza eccedente i 4 m.

RISCALDAMENTO INTERMITTENTE

La valutazione delle dispersioni termiche è stata svolta considerando il regime stazionario, ossia si è supposto che l'ambiente interno sia già nelle condizioni volute e che il riscaldamento sia continuo.

In realtà, nella maggior parte dei casi, si attua un riscaldamento intermittente; è quindi necessario maggiorare la potenzialità dell'impianto al fine di consentire all'inizio del riscaldamento un rapido raggiungimento delle condizioni di temperatura volute.

La tabella 13 riporta i valori di incremento da assegnare agli impianti in relazione alla durata giornaliera del tempo di riscaldamento.

Tabella 13

Funzionamento	Aumento	
	Impianti ad aria calda	Impianti con corpi scaldanti ad acqua calda
Continuo con attenuazione notturna	12%	8%
Con utilizzo di 16 ÷ 18 ore giornaliere	15%	10%
Con utilizzo di 12 ÷ 16 ore giornaliere	20%	12%
Con utilizzo di 8 ÷ 12 ore giornaliere	25%	15%
Con utilizzo di 6 ÷ 8 ore giornaliere	30%	20%
Con utilizzo di 4 ÷ 6 ore giornaliere	35%	25%

I suddetti valori si riferiscono a condizioni medie e sono eminentemente pratici.

Le caratteristiche costruttive infatti, concorrono non poco alla determinazione del coefficiente di intermittenza. Hanno importanza fondamentale a questo scopo, il grado di isolamento ed il peso delle strutture dell'edificio.

Considerando infatti le condizioni iniziali con temperatura pari a t_0 , il calore necessario durante la messa a regime di un edificio, sarà dato dalla somma di tre termini:

Q_v =calore necessario al riscaldamento dell'aria ambiente (Wh).

Q_d =calore disperso durante la messa a regime. Tale calore è imputabile essenzialmente alle strutture con bassa inerzia termica, quali i vetri o i tamponamenti a basso peso specifico (Wh).

Q_i = calore necessario per riscaldare la struttura pesante dalla temperatura iniziale t_i , alla temperatura finale t_f di messa a regime (Wh).

Il calore totale per la messa a regime è quindi dipendente dal grado di isolamento e dalla densità della struttura. La potenza necessaria si ottiene dividendo il calore totale per il tempo di messa a regime richiesto T , in ore.

$$P = \frac{Q_v + Q_d + Q_i}{T} = \text{Watt}$$

N.B. - Poiché per legge la potenza termica massima installabile in un fabbricato è fissata in base alle caratteristiche geometriche, per poter applicare le maggiorazioni necessarie atte a compensare le dispersioni dovute ai carichi di ventilazione e messa a regime, sarà necessario ricorrere ad un isolamento termico tale che la potenza totale (intesa come somma di quella necessaria e degli incrementi suddetti), risulti inferiore alla massima installabile.

CALORE PER MESSA A REGIME

La valutazione dei termini che concorrono alla determinazione della potenza necessaria per la messa a regime, può essere fatta analizzando separatamente le quantità di calore Q_v , Q_d , Q_i , sopra descritte.

Il calore di ventilazione si ricava dalla $Q_v = \gamma \cdot V \cdot (t_f - t_i) \times c$, dove V è il volume dell'aria da riscaldare dato dalla somma del volume ambiente e del volume dell'aria di rinnovo immessa durante la messa a regime; t_i e t_f : temperatura iniziale e finale del periodo di messa a regime.

il calore di dispersione si ricava da:

$$Q_D = \sum K_i \cdot S_i \cdot \frac{(t_i + t_f)}{2} - t_e$$

Infatti, considerando di tipo lineare la variazione della temperatura interna durante la messa a regime, la temperatura da utilizzare nel calcolo sarà la temperatura media interna

$$t_m = \frac{t_i + t_f}{2}$$

Va notato che le dispersioni dovranno essere calcolate solo per le strutture leggere in quanto, per le strutture pesanti, si dovrà tener conto che il calore disperso è, in questa fase, proporzionale alla temperatura della parete stessa.

Una valutazione analitica del terzo termine Q_i può essere fatta considerando che in ogni momento il calore disperso dall'ambiente interno, sarà dato dalla somma del calore immagazzinato dalla struttura e del calore disperso verso l'esterno. Il valore del termine Q_i è direttamente proporzionale alle temperature iniziali e finali della parete ed al suo peso specifico (i calori specifici per i materiali da costruzione sono molto simili potendo variare in genere tra 0,2 e 0,23 Wh/kg°C).

Il calcolo di Q_i risulta molto facile nel caso di strutture isolate. In questa ipotesi, il calore si può considerare completamente immagazzinato dalla struttura pesante che precede l'isolante (il calore disperso durante la messa a regime risulta trascurabile).

Consideriamo una struttura isolata come in fig. 34. L'andamento delle temperature all'interno della struttura potrà essere ricavato con un diagramma, riportando in ordinata le temperature e in ascissa le resistenze termiche dei vari strati, sia per le condizioni iniziali che per le condizioni finali.

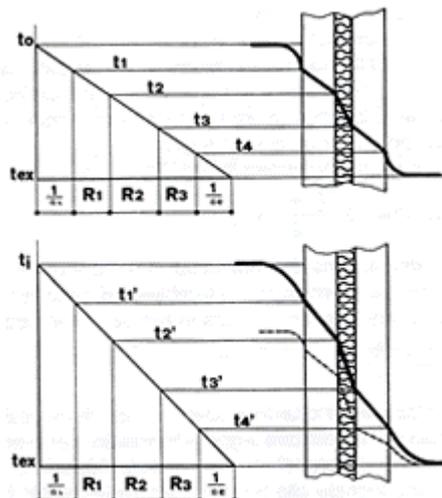


Fig. 34

Il calore assorbito dalla struttura può ritenersi proporzionale alla differenza di temperatura Δt tra la curva tratteggiata e quella continua, al calore specifico dei materiali dei vari strati c ed alla loro densità superficiale γ in kg/m^2 , e cioè:

$$Q_i = S \gamma c \Delta t.$$

Per muri isolati si può ritenere che il calore di messa a regime sia dato da:

$Q_i = S \gamma c \times (t_f - t_i)$ con riferimento al solo strato interno all'isolante; si trascura quindi il calore assorbito dall'isolante (bassa densità) e dalla struttura esterna (basso salto termico).

Per le strutture pesanti, il calcolo analitico risulta molto laborioso. È preferibile fare riferimento alla trasmittanza fittizia

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{a_i} + \frac{1}{b}} \text{ e } Q_i = K_1 S (t_f - t_i)$$

il valore del termine b è determinato dalla durata del preriscaldamento T , dallo spessore della parete s , dalla densità γ delle pareti (m kg/m^2), dal loro calore specifico c e dalla loro conduttività termica λ , e risulta uguale a:

$$b = \sqrt{\frac{\gamma \cdot c \cdot \lambda}{T \cdot s}}$$

Bisogna inoltre ricordare che le superfici da considerare nel calcolo, non sono solo quelle delle pareti esterne pesanti, ma anche quelle delle pareti interne di notevole spessore (pilastri, muri portanti, ecc.).

RISCALDAMENTO CON TOTALE RINNOVO DELL'ARIA

In impianti di tipo industriale, nel cui ciclo di lavorazione si ha produzione sensibile di gas tossici o comunque nocivi, è necessario talora effettuare il riscaldamento con totale rinnovo di aria, senza ricircolo.

Questo tipo di impianto rientra nel campo specifico di applicazione del generatore d'aria calda ed è obbligatorio in tutti quei casi in cui sia vietato il ricircolo totale o parziale dell'aria ambiente (auto officine, depositi di combustibile ecc.). A tale apparecchio si fa esplicito riferimento per risolvere il problema proposto.

Considerando pertanto l'ambiente da riscaldare, si determinano inizialmente le dispersioni di calore per trasmissione assumendo le consuete condizioni interne ed esterne a base del calcolo.

Si dovrà quindi tener conto della quantità di calore connessa con l'aria esterna di ventilazione.

Il carico per ventilazione sarà, date le caratteristiche dell'impianto, strettamente legato alla portata dell'aria del generatore, di cui in questa fase del calcolo non si conosce la potenzialità.

Tuttavia, ogni serie di generatori d'aria calda ha una caratteristica costante, ossia l'incremento di temperatura che l'aria subisce nel passaggio attraverso l'apparecchio (ΔT_g).

Agli effetti del riscaldamento dell'ambiente, solo una parte del ΔT_g viene utilizzato, la rimanente serve soltanto per portare l'aria dalle condizioni esterne a quelle interne (ΔT_a) (che ovviamente coincidono con quelle di espulsione).

La potenzialità del generatore d'aria calda si otterrà semplicemente moltiplicando le calorie di trasmissione per il rapporto tra il ΔT_g e la differenza tra il ΔT_g e il ΔT_a .

Esempio 14

Determinare la potenzialità termica del generatore d'aria calda che debba provvedere al riscaldamento di un ambiente da mantenere a 18°C con temperatura esterna di -5°C , trattando tutta aria esterna.

Si siano calcolate 50.000W per trasmissione attraverso le pareti delimitanti il locale e si debba impiegare un generatore di aria calda che per caratteristica costruttiva abbia un $\Delta T_g = 40^\circ\text{C}$. Quest'ultimo valore è facilmente determinabile conoscendo i Watt erogati e la portata dell'aria nominale del generatore:

$$\Delta T_g = \frac{Q}{0,33 \cdot P} \text{ dove}$$

Q = potenzialità termica resa (W)

P = portata dell'aria (m³/h)

0,33= calore specifico dell'aria (Wh/m³°C o 0,29 kcal/m³°C)

Questo calcolo può essere effettuato per qualsiasi modello di una serie di generatori, in quanto i costruttori mantengono, per i singoli modelli, costante il ΔT_g .

La potenzialità dell'apparecchio sarà:

$$Q = \frac{50000 \times \Delta T_g}{(\Delta T_g - \Delta T_a)} = (W)$$

$$Q = \frac{50000 \times 40}{(40 - 23)} = 117647 W$$

In una serie di generatori d'aria calda si dovrà pertanto scegliere il modello la cui potenzialità sia superiore o eguale al valore trovato. È intuitivo che quanto maggiore è il ΔT_g del generatore, tanto più bassa è la potenzialità termica da impiegare. Inoltre, vi è un limite alla differenza di temperatura tra esterno ed interno. Infatti se $\Delta T_a = \Delta T_g$ la potenzialità termica diventa infinita.

UMIDIFICAZIONE

Per mantenere all'interno degli ambienti condizioni di benessere durante il riscaldamento, è opportuno umidificare l'aria. Ciò in quanto, in inverno, l'aria esterna contiene una quantità di vapore minore di quella necessaria all'interno per raggiungere il valore ottimale di umidità relativa.

L'aria esterna infatti entra o naturalmente o forzosamente all'interno degli ambienti, che necessitano perciò di un maggiore contenuto di umidità.

D'inverno, oltre a somministrare calore all'aria, occorre somministrare vapor acqueo, a meno che nell'interno del locale stesso non ci sia produzione di vapore in misura sufficiente.

Ad esempio, in un ambiente o per infiltrazioni naturali o per ventilazione forzata, si abbia un rinnovo di 500 m³/h.

Le condizioni dell'aria esterna siano: 0°C; U.R.=80%.

Sul diagramma di Mollier si legge che ogni chilogrammo di aria esterna ha un contenuto di vapore di 3 g.

L'ambiente da riscaldare deve essere mantenuto a 20°C con U.R.=50%, a cui corrisponde un contenuto di vapore di 7,3 g/kg.

Si dovrà somministrare all'ambiente una certa quantità di vapore pari al prodotto della differenza di umidità per m³ di aria e del volume di aria esterna introdotta.

In questo caso si avrà quindi:

$$\Delta X = 1,2 \times (7,3 - 3) = 5,16 \text{ g/m}^3$$

$$G_v = 500 \times 5,16 = 2.580 \text{ g/h vapore; } h = 2,58 \text{ kg/h vapore.}$$

3. Calcolo dei carichi termici nel periodo estivo

CONDIZIONI ESTERNE

Durante il periodo estivo, al fine di mantenere internamente agli ambienti condizionati i valori di temperatura ed umidità relativa voluti, si dovrà sottrarre il calore sensibile e il calore latente che per trasmissione, infiltrazione ed irraggiamento si trasmettono all'interno dei locali ed il calore sensibile e il calore latente che si producono all'interno dei locali stessi. Come per il riscaldamento invernale, anche per il condizionamento estivo l'impianto verrà dimensionato facendo riferimento a ben precise condizioni per l'aria esterna. La tabella 14 assegna, per le più importanti città italiane, i valori di progetto di temperatura a bulbo secco nonché a bulbo umido riferiti alle ore 15.

La tabella 15 indica la variazione della temperatura esterna in relazione alle varie ore del giorno e dell'escursione termica giornaliera del luogo.

Dati i limiti preposti nella presente trattazione, l'analisi dei problemi del condizionamento viene da noi limitata all'esame delle condizioni di temperatura ed umidità relativa al mese di luglio, che per le nostre latitudini, si dimostra essere il più interessante.

Mentre nel caso del riscaldamento non abbiamo considerato variazioni di temperatura esterna in funzione delle varie ore del giorno, nel caso del condizionamento estivo è opportuno tener conto di queste variazioni.

Tabella 14. Temperature esterne estive nelle varie città italiane - ore 15

Città	Temperatura bulbo asciutto (°C)	Temperatura bulbo umido (°C)	Escursione termica giornaliera (°C)	Latitudine Nord
Bari	35	24,4	10	41° 06'
Bologna	33,8	22,4	11	44° 30'
Palermo	34	27,2	9	38° 07'
Firenze	35	21,2	11	43° 47'
Genova	30	24,4	5	44° 24'
Milano	33,8	22,8	11	45° 27'
Napoli	32,4	23,8	9	40° 51'
Padova	34	23	11	45° 24'
Cagliari	32	25,5	9	39° 15'
Roma	33,5	22,8	10	41° 45'
Torino	33,5	23,8	8	45° 04'
Trieste	33	26	7	45° 40'
Venezia	32,4	24,4	9	45° 26'
Verona	34	23,0	11	45° 25'

Tabella 15. Correzioni in °C da apportarsi alle temperature esterne (estate) previste nei calcoli in relazione alle varie ore del giorno.

Escursione termica giornaliera (°C)	Temperatura esterna considerata nei calcoli (°C)	ora solare										
		8	10	12	14	15	16	18	20	22	24	
5,0	bulbo asciut.	-4,5	-3,5	-2,5	-0,5	0	-0,5	-1,0	-2,5	-4,0	-4,5	
	bulbo umido	-1,0	-1,0	-0,5	0	0	0	-0,5	-0,5	-1,0	-1,0	
7,5	bulbo asciut.	-6,5	-5,0	-3,0	-0,5	0	-0,5	-1,0	-3,5	-5,0	-7,0	
	bulbo umido	-1,5	-1,0	-0,5	0	0	0	-0,5	-0,5	-1,5	-2,0	
10,0	bulbo asciut.	-7,5	-5,5	-3,0	-0,5	0	-0,5	-1,5	-3,5	-6,0	-8,5	
	bulbo umido	-2,0	-1,5	-0,5	0	0	0	-0,5	-1,0	-1,5	-2,0	
12,5	bulbo asciut.	-8,5	-5,5	-3,0	-0,5	0	-0,5	-1,5	-4,0	-6,5	-9,0	
	bulbo umido	-2,0	-1,5	-0,5	0	0	0	-0,5	-1,0	-2,0	-2,5	
15,0	bulbo asciut.	-9,5	-6,5	-3,0	-0,5	0	-0,5	-2,0	-5,0	-8,0	-10,5	
	bulbo umido	-2,5	-1,5	-0,5	0	0	0	-0,5	-1,5	-2,0	-3,0	
17,5	bulbo asciut.	-10,5	-7,0	-3,5	-0,5	0	-0,5	-2,5	-6,0	-9,0	-12,0	
	bulbo umido	-3,0	-2,0	-1,0	0	0	0	-0,5	-2,0	-2,5	-3,5	
20,0	bulbo asciut.	-12,0	-8,0	-4,0	-0,5	0	-0,5	-3,5	-7,5	-10,0	-14,0	
	bulbo umido	-3,5	-2,5	-1,0	0	0	0	-1,0	-2,0	-3,0	-4,0	

I valori di temperatura per l'aria esterna indicati nella tabella 14 rappresentano un valore medio convenzionale che ovviamente non coincide con la temperatura media estiva, ma rappresenta il valore ritenuto più opportuno per il dimensionamento degli impianti.

Come per il riscaldamento anche per il condizionamento estivo l'inerzia termica degli edifici contribuisce a mantenere all'interno dei locali valori di temperatura accettabili, anche quando la temperatura esterna raggiunge valori superiori a quelli indicati, fenomeno tuttavia transitorio e di durata limitata.

Le condizioni interne che si vogliono garantire, salvo casi eccezionali, sono $26\pm 27^{\circ}\text{C}$, con U.R. del $50\%\pm 5$.

DETERMINAZIONE DEL CARICO TERMICO ESTIVO

Abbiamo già accennato che nel dimensionamento degli impianti di condizionamento si considerano le condizioni esterne di temperatura variabili in funzione dell'ora del giorno. Pertanto, nella determinazione del carico termico si dovranno considerare le quantità di calore che si trasmettono all'interno degli ambienti ora per ora, e l'impianto sarà dimensionato per far fronte alle condizioni più gravose che si verificano durante il giorno.

Per la determinazione del carico termico si dovranno computare gli apporti di calore dall'esterno (suddivisi in sensibile e latente), e gli eventuali carichi termici dovuti alla produzione di calore interni agli ambienti.

$Q = Q_1 + Q_t + Q_v + Q_c$ dove:

Q = carico termico totale dell'ambiente (sensibile e latente)

Q_1 = carico termico per irraggiamento (sensibile)

Q_t = carico termico per trasmissione (sensibile)

Q_v = carico termico per ventilazione (sensibile + latente)

Q_c = carico termico interno (sensibile + latente).

Analizziamo pertanto le singole voci.

IRRAGGIAMENTO

La valutazione del calore trasmesso all'ambiente per irraggiamento è decisamente complessa e richiede uno studio dettagliato e laborioso. La radiazione solare, incidente su una superficie, ossia l'energia termica trasmessa direttamente dal sole, varia con l'inclinazione della superficie rispetto ai raggi del sole, e di conseguenza anche con l'ora del giorno e la latitudine del luogo.

Nella valutazione dell'apporto di calore per irraggiamento è opportuno effettuare una netta distinzione tra superfici trasparenti (vetro) e superfici opache (muratura).

Le superfici trasparenti trasmettono all'interno dei locali la maggior parte dell'energia solare su di esse incidente. La formula che esprime l'entità del carico per irraggiamento (calore sensibile) trasmesso attraverso le superfici vetrate è:

$$Q_i = S_v \cdot I \cdot C \cdot F$$

S_v = Area (in m²) della superficie vetrata

I = Potenza massima incidente (kcal/h m²) sull'unità di superficie, dipendente dall'esposizione e dal giorno

O = Fattore di correzione.

F = Fattore di accumulo.

La tabella 16 riporta i valori della radiazione solare massima in kcal/m²h in funzione delle singole esposizioni limitatamente alle latitudini di 40° e 45° (mese di Luglio).

(Il valore della latitudine per le più importanti città italiane è indicato nella tabella 14).

MESE DI LUGLIO O MAGGIO	ESPOSIZIONE								
	N	NE	E	SE	S	SO	O	NO	oriz.
40°	40	344	444	339	187	339	444	344	631
45°	39	330	443	363	237	363	443	330	601

il fattore di correzione C è dovuto alla natura del vetro e da eventuali protezioni del vetro stesso. La tabella 17 riporta i valori di C , di uso più comune.

Occorre tuttavia fare una precisazione: i raggi solari che passano attraverso i vetri vanno a colpire il pavimento, le pareti, i mobili dell'ambiente interno.

FATTORE DI CORREZIONE C DELLA RADIAZIONE SOLARE ATTRAVERSO IL VETRO									
Tipo di vetro	Senza schermi	Tenda esterna		Tenda interna		Veneziana esterna		Veneziana interna	
		chiara	scura	chiara	scura	chiara	scura	chiara	scura
Vetro ordinario	0,95	0,25	0,30	0,50	0,60	0,15	0,20	0,60	0,70
Vetro doppio ordinario	0,90	0,20	0,25	0,45	0,55	0,12	0,16	0,55	0,65
Vetro triplo ordinario	0,80	0,15	0,20	0,40	0,50	0,10	0,13	0,50	0,60
Vetro verniciato									
- colore chiaro	0,30								
- colore medio	0,40								
- colore scuro	0,50								

La temperatura di questi elementi si eleva in maniera più o meno rapida a seconda della loro capacità termica; successivamente il calore viene ceduto all'aria ambiente per convezione e per irraggiamento.

Esiste un ritardo e uno smorzamento delle punte del carico termico dovuto all'insolazione diretta attraverso le finestre. Ciò sta a significare che se la determinazione della potenza frigorifera in un impianto di condizionamento estivo è stata fatta tenendo conto dei valori massimi dell'irraggiamento solare dedotti dalla tabella 16, certamente l'impianto risulta sovradimensionato.

Per questo motivo sono stati introdotti i fattori di accumulo. Detti fattori sono dei coefficienti riduttivi da applicarsi alla radiazione massima incidente per tener conto della quantità di calore di irraggiamento assorbito dalle strutture, del ritardo con cui questo calore viene ceduto all'ambiente interno, del tipo di struttura e dell'orientamento della superficie vetrata.

La tabella 18 riporta i valori dei fattori di accumulo per le varie ore del giorno relativamente a un periodo di funzionamento dell'impianto di 12 ore. Il peso/m² del pavimento è calcolato in base alla formula:

$$\gamma = \frac{P_e + \frac{1}{2} P_t}{S_p} = \text{Kg/m}^2 \text{ dove}$$

P_e = peso pareti esterne

P_t = peso soffitto + pavimento + pareti interne

S_p = superficie del pavimento.

I fattori di accumulo riportati sono stati ricavati in base ad esperienze americane e sono da ritenersi validi per strutture e materiali da costruzione tradizionali. Sono inoltre disponibili, in letteratura, analoghe tabelle relative a periodi di funzionamento diversi da 12 ore.

Tabella 18. Fattori di accumulo per radiazione solare attraverso il vetro. 12 ore di funzionamento. Temperatura ambiente costante.

Esposizione latitudine NORD	Peso per m ² di pavimento (kg/m ²)	Ora solare											
		Schermo interno (°)											
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Nord-Est	730 e oltre	0,59	0,67	0,62	0,49	0,33	0,27	0,25	0,24	0,22	0,21	0,20	0,17
	490	0,59	0,68	0,64	0,52	0,35	0,29	0,24	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15
	150	0,62	0,80	0,75	0,60	0,37	0,25	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11
Est	730 e oltre	0,51	0,66	0,71	0,67	0,57	0,40	0,29	0,26	0,25	0,23	0,21	0,19
	490	0,52	0,67	0,73	0,70	0,58	0,40	0,29	0,26	0,24	0,21	0,19	0,16
	150	0,53	0,74	0,82	0,81	0,65	0,43	0,25	0,19	0,16	0,14	0,11	0,09
Sud-Est	730 e oltre	0,20	0,42	0,59	0,70	0,74	0,71	0,61	0,48	0,33	0,30	0,26	0,24
	490	0,18	0,40	0,57	0,70	0,75	0,72	0,63	0,49	0,34	0,28	0,25	0,21
	150	0,09	0,35	0,61	0,78	0,86	0,82	0,69	0,50	0,30	0,20	0,17	0,13
Sud	730 e oltre	0,28	0,25	0,40	0,53	0,64	0,72	0,77	0,77	0,73	0,67	0,49	0,31
	490	0,26	0,22	0,38	0,51	0,64	0,73	0,79	0,79	0,77	0,65	0,51	0,31
	150	0,21	0,29	0,48	0,67	0,79	0,88	0,89	0,83	0,56	0,50	0,24	0,16
Sud-Ovest	730 e oltre	0,31	0,27	0,27	0,26	0,25	0,27	0,50	0,63	0,72	0,74	0,69	0,54
	490	0,33	0,28	0,25	0,23	0,23	0,35	0,50	0,64	0,74	0,77	0,70	0,55
	150	0,29	0,21	0,18	0,15	0,14	0,27	0,50	0,69	0,82	0,87	0,79	0,60
Ovest	730 e oltre	0,63	0,31	0,28	0,27	0,25	0,24	0,22	0,29	0,46	0,61	0,71	0,72
	490	0,67	0,33	0,28	0,26	0,24	0,22	0,20	0,28	0,44	0,61	0,72	0,73
	150	0,77	0,34	0,25	0,20	0,17	0,14	0,13	0,22	0,44	0,67	0,82	0,85
Nord-Ovest	730 e oltre	0,68	0,28	0,27	0,25	0,23	0,22	0,20	0,19	0,24	0,41	0,56	0,67
	490	0,71	0,31	0,27	0,24	0,22	0,21	0,19	0,18	0,23	0,40	0,58	0,70
	150	0,82	0,33	0,25	0,20	0,18	0,15	0,14	0,13	0,19	0,41	0,64	0,80
Nord o in ombra	730 e oltre	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96
	490	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98
	150	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

- (1) per tapparelle o schermo interno s'intende qualunque tipi di schermo situato sulla parte interna del vetro.
- (2) Per vetro non schermato si intende ogni finestra che non ha alcuno schermo di riduzione della radiazione solare. Le finestre aventi tapparelle esterne o ombreggiate da proiezioni esterne vengono considerate come vetro non schermato.

Esposizione latitudine NORD	Peso per m ² di pavimento (kg/m ²)	Ora solare											
		Vetro non schermato o con schermo esterno (2)											
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Nord-Est	730 e oltre	0,34	0,42	0,47	0,45	0,42	0,39	0,36	0,33	0,30	0,29	0,26	0,25
	490	0,35	0,45	0,50	0,49	0,45	0,42	0,34	0,30	0,27	0,26	0,23	0,20
	150	0,40	0,62	0,69	0,64	0,48	0,34	0,27	0,22	0,18	0,16	0,14	0,12
Est	730 e oltre	0,36	0,44	0,50	0,53	0,53	0,50	0,44	0,39	0,36	0,34	0,30	0,28
	490	0,34	0,44	0,54	0,58	0,57	0,51	0,44	0,39	0,34	0,31	0,28	0,24
	150	0,36	0,56	0,71	0,76	0,70	0,54	0,39	0,28	0,33	0,18	0,15	0,12
Sud-Est	730 e oltre	0,34	0,37	0,43	0,50	0,54	0,58	0,57	0,55	0,50	0,45	0,41	0,37
	490	0,29	0,33	0,41	0,51	0,58	0,61	0,61	0,56	0,49	0,44	0,37	0,33
	150	0,14	0,27	0,47	0,64	0,75	0,79	0,73	0,61	0,45	0,32	0,23	0,18
Sud	730 e oltre	0,47	0,43	0,42	0,46	0,51	0,56	0,61	0,65	0,66	0,65	0,61	0,54
	490	0,44	0,37	0,39	0,43	0,50	0,57	0,64	0,68	0,70	0,68	0,63	0,53
	150	0,28	0,19	0,25	0,38	0,54	0,68	0,78	0,84	0,82	0,76	0,61	0,42
Sud-Ovest	730 e oltre	0,51	0,44	0,40	0,37	0,34	0,36	0,41	0,47	0,54	0,57	0,60	0,58
	490	0,53	0,44	0,37	0,35	0,31	0,33	0,39	0,46	0,55	0,62	0,64	0,60
	150	0,48	0,32	0,25	0,20	0,17	0,19	0,39	0,56	0,70	0,80	0,79	0,69
Ovest	730 e oltre	0,56	0,49	0,44	0,39	0,36	0,33	0,31	0,31	0,35	0,42	0,49	0,54
	490	0,60	0,52	0,44	0,39	0,34	0,31	0,29	0,28	0,33	0,43	0,51	0,57
	150	0,77	0,56	0,38	0,28	0,22	0,18	0,16	0,19	0,33	0,52	0,69	0,77
Nord-Ovest	730 e oltre	0,49	0,44	0,39	0,36	0,33	0,30	0,28	0,26	0,26	0,30	0,37	0,44
	490	0,54	0,49	0,41	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23	0,24	0,30	0,39	0,48
	150	0,75	0,53	0,36	0,28	0,24	0,19	0,17	0,15	0,17	0,30	0,50	0,66
Nord o in ombra	730 e oltre	0,96	0,75	0,79	0,83	0,84	0,86	0,88	0,88	0,91	0,92	0,93	0,93
	490	0,81	0,84	0,86	0,89	0,91	0,93	0,93	0,94	0,94	0,95	0,95	0,95
	150	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

Trasmissione

Il calore di trasmissione tiene conto del flusso termico attraverso le pareti. Tale flusso dipende quindi dalla differenza di temperatura tra le superfici interna ed esterna della parete.

Nel periodo estivo, le escursioni della temperatura esterna sono tali da far ritenere che in alcuni casi essa possa essere inferiore alla temperatura ambiente stessa. Per questo motivo non ha nessun senso pensare ad una temperatura esterna media di riferimento. Inoltre, a seconda del tipo di struttura, il flusso termico verrà trasmesso con un ritardo più o meno grande e subirà una attenuazione dovuta al calore assorbito dalla parete stessa.

Il flusso termico di trasmissione attraverso una parete opaca è indotto, ovviamente, non solo dall'andamento della differenza di temperatura tra aria esterna ed aria interna, ma anche dall'irraggiamento solare sulla faccia esterna della struttura. Si può tener conto contemporaneamente di questi due fattori facendo riferimento ad una temperatura dell'aria esterna «fittizia», detta «temperatura sol-air», definita come il valore di temperatura che dovrebbe avere l'aria esterna per indurre in scambio termico per sola assunzione superficiale, lo stesso valore di flusso termico entrante sulla superficie esterna della parete quale in realtà risulta dall'effettivo scambio per adduzione e dalla presenza della radiazione solare.

Risulta allora:

$$\alpha_e (t_x - t_{se}) = \alpha_e (t_e - t_{se}) + I a$$

ove i simboli hanno il seguente significato:

t_x : temperatura fittizia «sol-air»;

t_e : temperatura effettiva dell'aria esterna;

t_{se} : temperatura superficiale esterna;

α_e : coefficiente liminare esterno (di adduzione);

I : intensità dell'irradiazione solare (diretta + diffusa);

a : coefficiente di assorbimento della faccia esterna della parete. La temperatura fittizia «sol-air» ha dunque l'espressione:

$$t_x = t_e + I a$$

e quindi dipende ovviamente anche dall'orientamento della parete considerata e

dal valore del suo coefficiente di assorbimento alla irradiazione solare; tale coefficiente è sempre minore di 1, e si può assumere tra 0,4 (per colori molto chiari) e

0,8 (per colori molto scuri).

La determinazione del flusso termico scambiato con l'aria ambiente (carico termico di trasmissione) può quindi essere risolta come scambio termico per trasmissione globale tra l'aria esterna, la cui temperatura varia «fittiziamente» nel

tempo con l'andamento della temperatura «sol-air» t_x , e l'aria dell'ambiente climatizzato, a temperatura costante t_i . L'andamento fortemente variabile nel tempo della temperatura «sol-air» non permette, nemmeno in prima approssimazione, di applicare direttamente le espressioni del flusso termico trasmesso relative a regime stazionario, se non quando la struttura opaca ha capacità termica assolutamente trascurabile (ad esempio come le lamiere metalliche semplici); in questo caso molto particolare risulta ad ogni istante:

$$Q = K S (t_x - t_i)$$

Nel caso generale di capacità termica della struttura non trascurabile bisogna tener conto del fatto che il flusso termico trasmesso all'aria ambiente ha andamento variabile nel tempo e, rispetto al flusso termico che attraversa la faccia esterna della struttura, risulta attenuato e sfasato («in ritardo») in dipendenza della resistenza e capacità termica della struttura stessa.

È usuale esprimere i risultati delle calcolazioni che tengono conto del regime non stazionario del fenomeno, con un'espressione formalmente identica a quella relativa alla trasmissione del calore in regime stazionario:

$$Q = K S \Delta t_e$$

Tabella 19 - Radiazione solare (kcal/hm²) in funzione dell'esposizione e dell'ora solare.

40° Latitudine NORD

Mese e giorno	Esposizione	ora solare												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
23 Luglio	N.	65	38	32	35	38	38	38	38	38	35	32	38	65
	N.E.	287	344	284	179	70	38	38	38	38	35	32	27	13
	E.	320	436	444	390	265	116	38	38	38	35	32	27	13
	S.E.	146	260	322	339	298	222	113	40	38	35	32	27	13
	S.	13	27	35	70	119	170	187	170	119	70	35	27	13
	S.O.	13	27	32	35	38	40	113	222	298	339	322	260	146
	O.	13	27	32	35	38	38	38	116	265	390	444	436	320
	N.O.	13	27	32	35	38	38	38	38	70	179	284	344	287
	Orizz/le	65	198	341	463	550	610	631	610	550	463	341	198	65

45° Latitudine NORD

Mese e giorno	Esposizione	ora solare												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
23 Luglio	N.	61	33	32	35	38	38	38	38	38	35	32	33	61
	N.E.	298	330	259	149	55	38	38	38	38	35	32	27	14
	E.	337	436	443	386	262	116	38	38	38	35	32	27	14
	S.E.	161	275	342	363	333	258	151	55	38	35	32	27	14
	S.	14	27	46	102	168	218	237	218	168	102	46	27	14
	S.O.	14	27	32	35	38	55	151	258	333	363	344	275	161
	O.	14	27	32	35	38	38	38	116	262	386	443	436	337
	N.O.	14	27	32	35	38	38	38	38	55	149	260	330	298
	Orizz/le	77	200	331	447	530	582	601	582	530	447	331	200	77

ove la differenza di temperatura di riferimento Δt_e , detta differenza di temperatura equivalente, è riportata in opportune tabulazioni, in funzione dei seguenti parametri:

- latitudine della località considerata;
- ora solare del particolare giorno considerato;
- massa per unità di superficie della struttura considerata;
- orientamento della struttura;
- colore della superficie esterna della struttura;
- temperature di progetto esterna ed interna, ed escursione termica giornaliera dell'aria esterna.

Nella relazione considerata K è ovviamente la trasmittanza della struttura, ed S l'area della superficie di scambio termico. Il valore del Δt_e dipende pertanto dal colore, dall'esposizione e dalla natura della parete, dall'ora del giorno e dalle condizioni di progetto dell'impianto.

Le tabelle 20-21-22 assegnano i valori della differenza equivalente per pareti di colore chiaro (bianco, crema, ecc.), medio (verde chiaro, celeste, grigio chiaro, ecc.) e scuro (marrone, rosso scuro, bleu, nero, ecc.).

Nelle tabelle I Δt_e sono indicati per le varie esposizioni e per le varie ore del giorno, in dipendenza del peso del muro per

m² di superficie.

I valori negativi dei Δt_e vengono generalmente considerati nulli per motivi di sicurezza.

Analogo criterio vale per i tetti: la tabella 23 assegna i valori di Δt_e in dipendenza del colore della struttura.

Nel caso in cui il sottotetto sia ventilato e il soffitto isolato, il valore di Δt_e deve essere moltiplicato per un fattore correttivo di 0,75.

I valori di Δt_e si riferiscono a condizioni di progetto che prevedono una differenza di temperatura tra interno ed esterno (ore 15) di 8°C ed una escursione termica giornaliera di 11°C. Qualora tali condizioni non fossero verificate, la tabella 24 assegna il valore della correzione da apportare ai valori di Δt_e letti nella tabella precedente.

Le tabelle di cui sopra tengono già conto del fatto che la temperatura esterna è variabile con l'ora del giorno.

Per il calcolo delle trasmissioni di calore tra un ambiente condizionato e un ambiente da condizionare, sarebbe buona norma ricavare la temperatura t_0 del locale non condizionato in base ad un bilancio di flussi termici. Con buona approssimazione si può comunque assumere t_0 pari alla temperatura esterna diminuita di 3°C.

TABELLA 20

Pagine muro h	Passeggi del muro m ²	ora solare																							
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
NORD	100	0,5	1,6	5,5	6,7	6,8	5,7	4,9	5,7	5,9	6,7	7,4	7,2	6,9	5,9	4,8	3,7	2,5	1,4	0,3	-0,1	-1,4	2	1,4	1,6
	200	-1,9	-1,6	-1,9	-2,5	-4,1	-6,3	-8,5	-10,7	-12,9	-15,1	-17,3	-19,5	-21,7	-23,9	-26,1	-28,3	-30,5	-32,7	-34,9	-37,1	-39,3	-41,5	-43,7	-45,9
	300	1,1	0,8	0,9	0,9	0,8	0,7	0,5	0,5	0,4	0,1	0,1	0,3	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4	2,7	3,0	3,3	3,6	3,9
EST	100	0,5	2	1,5	-1,5	-1,5	1,5	3,9	4,8	4,4	3,1	3,8	4,3	4,6	4,6	4,4	4,3	3,7	3,3	2,8	2,2	1,7	1,1	1,5	
	200	-1,9	-1,6	-1,9	-2,5	-4,1	-6,3	-8,5	-10,7	-12,9	-15,1	-17,3	-19,5	-21,7	-23,9	-26,1	-28,3	-30,5	-32,7	-34,9	-37,1	-39,3	-41,5	-43,7	
	300	1,1	0,8	0,9	0,9	0,8	0,7	0,5	0,5	0,4	0,1	0,1	0,3	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4	2,7	3,0	3,3	3,6	
SUD	100	-3,7	4,2	8	9,3	10,2	10,8	10,4	7,8	5,9	4,7	7,4	7,2	6,9	5,9	4,8	3,7	2,5	1,4	0,3	-0,1	-1,4	2	1,4	
	200	-1,9	-1,6	-1,9	-2,5	-4,1	-6,3	-8,5	-10,7	-12,9	-15,1	-17,3	-19,5	-21,7	-23,9	-26,1	-28,3	-30,5	-32,7	-34,9	-37,1	-39,3	-41,5	-43,7	
	300	1,1	0,8	0,9	0,9	0,8	0,7	0,5	0,5	0,4	0,1	0,1	0,3	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4	2,7	3,0	3,3	3,6	
SUD-OVEST	100	2,1	2,1	1,5	1,5	1,5	3	4,6	5,1	5,7	6,2	6,7	5,8	5,2	4,9	5,4	6,4	7,4	8,4	9,4	10,4	11,4	12,4	13,4	
	200	-1,9	-1,6	-1,9	-2,5	-4,1	-6,3	-8,5	-10,7	-12,9	-15,1	-17,3	-19,5	-21,7	-23,9	-26,1	-28,3	-30,5	-32,7	-34,9	-37,1	-39,3	-41,5	-43,7	
	300	1,1	0,8	0,9	0,9	0,8	0,7	0,5	0,5	0,4	0,1	0,1	0,3	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4	2,7	3,0	3,3	3,6	

TABELLA 21

Pagine muro h	Passeggi del muro m ²	ora solare																							
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
NORD	100	0,5	1,6	5,5	6,7	6,8	5,7	4,9	5,7	5,9	6,7	7,4	7,2	6,9	5,9	4,8	3,7	2,5	1,4	0,3	-0,1	-1,4	2	1,4	
	200	-1,9	-1,6	-1,9	-2,5	-4,1	-6,3	-8,5	-10,7	-12,9	-15,1	-17,3	-19,5	-21,7	-23,9	-26,1	-28,3	-30,5	-32,7	-34,9	-37,1	-39,3	-41,5	-43,7	
	300	1,1	0,8	0,9	0,9	0,8	0,7	0,5	0,5	0,4	0,1	0,1	0,3	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4	2,7	3,0	3,3	3,6	
EST	100	0,5	2	1,5	-1,5	-1,5	1,5	3,9	4,8	4,4	3,1	3,8	4,3	4,6	4,6	4,4	4,3	3,7	3,3	2,8	2,2	1,7	1,1	1,5	
	200	-1,9	-1,6	-1,9	-2,5	-4,1	-6,3	-8,5	-10,7	-12,9	-15,1	-17,3	-19,5	-21,7	-23,9	-26,1	-28,3	-30,5	-32,7	-34,9	-37,1	-39,3	-41,5	-43,7	
	300	1,1	0,8	0,9	0,9	0,8	0,7	0,5	0,5	0,4	0,1	0,1	0,3	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4	2,7	3,0	3,3	3,6	
SUD	100	-3,7	4,2	8	9,3	10,2	10,8	10,4	7,8	5,9	4,7	7,4	7,2	6,9	5,9	4,8	3,7	2,5	1,4	0,3	-0,1	-1,4	2	1,4	
	200	-1,9	-1,6	-1,9	-2,5	-4,1	-6,3	-8,5	-10,7	-12,9	-15,1	-17,3	-19,5	-21,7	-23,9	-26,1	-28,3	-30,5	-32,7	-34,9	-37,1	-39,3	-41,5	-43,7	
	300	1,1	0,8	0,9	0,9	0,8	0,7	0,5	0,5	0,4	0,1	0,1	0,3	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4	2,7	3,0	3,3	3,6	
SUD-OVEST	100	2,1	2,1	1,5	1,5	1,5	3	4,6	5,1	5,7	6,2	6,7	5,8	5,2	4,9	5,4	6,4	7,4	8,4	9,4	10,4	11,4	12,4	13,4	
	200	-1,9	-1,6	-1,9	-2,5	-4,1	-6,3	-8,5	-10,7	-12,9	-15,1	-17,3	-19,5	-21,7	-23,9	-26,1	-28,3	-30,5	-32,7	-34,9	-37,1	-39,3	-41,5	-43,7	
	300	1,1	0,8	0,9	0,9	0,8	0,7	0,5	0,5	0,4	0,1	0,1	0,3	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4	2,7	3,0	3,3	3,6	

TABELLA 22

Pagine muro h	Passeggi del muro m ²	ora solare																							
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
NORD	100	2,5	8,1	11,9	12,5	11,1	10,7	7,4	6,9	6,4	6,9	7,4	7,4	6,9	6,4	5,9	5,4	4,9	4,4	3,9	3,4	2,9	2,4	1,9	
	200	-0,9	-1,4	-1,4	-2,5	-4,1	-6,3	-8,5	-10,7	-12,9	-15,1	-17,3	-19,5	-21,7	-23,9	-26,1	-28,3	-30,5	-32,7	-34,9	-37,1	-39,3	-41,5	-43,7	
	300	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	
EST	100	2,5	8,1	11,9	12,5	11,1	10,7	7,4	6,9	6,4	6,9	7,4	7,4	6,9	6,4	5,9	5,4	4,9	4,4	3,9	3,4	2,9	2,4	1,9	
	200	-0,9	-1,4	-1,4	-2,5	-4,1	-6,3	-8,5	-10,7	-12,9	-15,1	-17,3	-19,5	-21,7	-23,9	-26,1	-28,3	-30,5	-32,7	-34,9	-37,1	-39,3	-41,5	-43,7	
	300	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	
SUD	100	-3,7	4,2	8	9,3	10,2	10,8	10,4	7,8	5,9	4,7	7,4	7,2	6,9	5,9	4,8	3,7	2,5	1,4	0,3	-0,1	-1,4	2	1,4	
	200	-1,9	-1,6	-1,9	-2,5	-4,1	-6,3	-8,5	-10,7	-12,9	-15,1	-17,3	-19,5	-21,7	-23,9	-26,1	-28,3	-30,5	-32,7	-34,9	-37,1	-39,3	-41,5	-43,7	
	300	1,1	0,8	0,9	0,9	0,8	0,7	0,5	0,5	0,4	0,1	0,1	0,3	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4	2,7	3,0	3,3	3,6	
SUD-OVEST	100	2,1	2,1	1,5	1,5	1,5	3	4,6	5,1	5,7	6,2	6,7	5,8	5,2	4,9	5,4	6,4	7,4	8,4	9,4	10,4	11,4	12,4	13,4	
	200	-1,9	-1,6	-1,9	-2,5	-4,1	-6,3	-8,5	-10,7	-12,9	-15,1	-17,3	-19,5	-21,7	-23,9	-26,1	-28,3	-30,5	-32,7	-34,9	-37,1	-39,3	-41,5	-43,7	
	300	1,1	0,8	0,9	0,9	0,8	0,7	0,5	0,5	0,4	0,1	0,1	0,3	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4	2,7	3,0	3,3	3,6	

TABELLA 23

Tabella 23

DIFFERENZE DI TEMPERATURA EQUIVALENTI Δt_e (°C)

* Per altre condizioni riferirsi alle correzioni di cui alla tab. 24
 ** I posti dei vari tipi di muratura sono riportati nella tab. 7

* Valida per: Temperatura esterna a tutto ambiente 34°C - Temperatura ambiente 26°C - Escursione termica giornaliera 17°C - Mese di Luglio.

		mea estate																								
		4	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5	
Esposizione al sole	100	-0,3	-0,8	-1,4	-0,8	0,8	4,7	8,5	10,5	10,4	19,7	22,5	22,6	23,6	21,9	19,2	10,4	13,0	10,8	8,1	6,4	4,2	3	1,9	0,8	
	200	1,9	1,3	0,8	1,3	3	5,3	8,3	12,3	13,2	18,1	20,8	21,9	22,5	21,3	19,3	12,5	15,2	13,5	10,8	9,2	6,9	5,8	4,7	3	
	300	4,7	4,2	3	3,8	4,2	5,8	8,5	11,9	14,7	18,9	19,2	20,8	21,3	20,8	19,7	18,6	16,9	15,2	13,6	11,9	9,7	8,5	6,9	5,8	
TETTO DI COLORE MEDIO																										
Esposizione al sole	100	-0,9	-1,2	-1,6	-0,9	0,5	3,8	7,3	10,8	14,2	18,8	19,1	19,9	19,8	18,2	15,8	13,3	10,7	8,7	6,2	4,8	2,8	1,8	0,8	-0,1	
	200	0,8	0,3	0,1	0,8	2	4	6,8	10,3	12,7	15,3	17,6	18,5	18,9	17,8	16,1	14,5	12,5	10,6	8,6	7,1	5,2	4,1	3,1	1,6	
	300	3,2	2,8	2	2,5	2,9	4,3	6,5	9,4	11,8	13,8	15,8	17,2	17,7	17,2	16,5	15,5	14,1	12,5	11	9,4	7,6	6,5	5,3	4,2	
TETTO DI COLORE CHIARO																										
Esposizione al sole	100	-1,5	-1,8	-1,9	-1,1	0,3	3	6	9	11,8	14	15,8	16,2	15,9	14,5	12,5	10,3	7,9	6,1	4,4	3,6	2,5	1,5	0,5	-0,3	-0,4
	200	-0,3	-0,6	-0,8	-1,1	1,1	2,8	5,1	8	10,3	12,4	14,4	15,2	15,3	14,4	13	11,6	9,8	8,1	6,3	5	3,5	2,4	1,5	-0,9	
	300	1,8	1,5	1,1	1,3	1,7	2,9	4,8	7	9	10,7	12,5	13,6	14,3	13,9	13,3	12,4	11,2	9,8	8,4	7	5,7	4,4	3,5	2,5	
In ombra	100	-3,1	-3,1	-2,5	-1,4	-0,3	0,8	3	4,7	6,4	6,9	7,4	6,9	6,4	5,7	4,2	2,5	0,8	0,2	-0,3	-0,8	-1,9	-2,5	-3,1	-3,1	
	200	-3,1	-3,1	-2,5	-1,3	-0,4	-0,3	0,8	2,5	4,3	5,3	6,4	6,9	6,4	5,8	4,2	3	1,5	0,8	-0,3	-0,8	-1,9	-2,5	-3,1		
	300	-1,9	-1,9	-1,4	-1,4	-1,4	-0,8	-0,3	0,8	1,8	3	4,2	4,7	5,3	5,3	4,7	4,2	3	1,8	0,8	0,2	-0,3	-0,8	-1,4		

TABELLA 24

Tabella 24

CORREZIONI ALLE DIFFERENZE DI TEMPERATURA EQUIVALENTI

Temper. esterna ore 15 mano temp. ambiente (°C)	Escursione termica giornaliera (°C)																
	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
3	-1,5	-2	-2,5	-3	-3,5	-4	-4,5	-5	-5,5	-6	-6,5	-7	-7,5	-8	-8,5	-9	-9,5
4	-0,5	-1	-1,5	-2	-2,5	-3	-3,5	-4	-4,5	-5	-5,5	-6	-6,5	-7	-7,5	-8	-8,5
5	0,5	0	-0,5	-1	-1,5	-2	-2,5	-3	-3,5	-4	-4,5	-5	-5,5	-6	-6,5	-7	-7,5
6	1,5	1	0,5	0	-0,5	-1	-1,5	-2	-2,5	-3	-3,5	-4	-4,5	-5	-5,5	-6	-6,5
7	2,5	2	1,5	1	0,5	0	-0,5	-1	-1,5	-2	-2,5	-3	-3,5	-4	-4,5	-5	-5,5
8	3,5	3	2,5	2	1,5	1	0,5	0	-0,5	-1	-1,5	-2	-2,5	-3	-3,5	-4	-4,5
9	4,5	4	3,5	3	2,5	2	1,5	1	0,5	0	-0,5	-1	-1,5	-2	-2,5	-3	-3,5
10	5,5	5	4,5	4	3,5	3	2,5	2	1,5	1	0,5	0	-0,5	-1	-1,5	-2	-2,5
11	6,5	6	5,5	5	4,5	4	3,5	3	2,5	2	1,5	1	0,5	0	-0,5	-1	-1,5
12	7,5	7	6,5	6	5,5	5	4,5	4	3,5	3	2,5	2	1,5	1	0,5	0	-0,5
13	8,5	8	7,5	7	6,5	6	5,5	5	4,5	4	3,5	3	2,5	2	1,5	1	0,5
14	9,5	9	8,5	8	7,5	7	6,5	6	5,5	5	4,5	4	3,5	3	2,5	2	1,5
15	10,5	10	9,5	9	8,5	8	7,5	7	6,5	6	5,5	5	4,5	4	3,5	3	2,5
16	11,5	11	10,5	10	9,5	9	8,5	8	7,5	7	6,5	6	5,5	5	4,5	4	3,5
17	12,5	12	11,5	11	10,5	10	9,5	9	8,5	8	7,5	7	6,5	6	5,5	5	4,5
18	13,5	13	12,5	12	11,5	11	10,5	10	9,5	9	8,5	8	7,5	7	6,5	6	5,5

INFILTRAZIONI DI ARIA ESTERNA

Anche nel condizionamento estivo, infiltrazioni di aria esterna, naturali o artificiali concorrono alla determinazione del carico ambiente di un locale.

Per quantificare il valore di aria dovuto all'infiltrazione esterna, possiamo ritenere valido quanto già detto nel capitolo riguardante il riscaldamento. Osserviamo soltanto che nel caso del condizionamento estivo le infiltrazioni naturali sono ridotte in quanto la differenza di temperatura tra interno ed esterno è più bassa.

L'aria esterna apporterà all'ambiente sia calore sensibile (in quanto la temperatura esterna è più elevata di quella interna) sia calore latente (in quanto l'aria esterna ha un contenuto di umidità specifica più elevato di quello interna).

Esempio 15

Consideriamo, ad esempio, un ambiente nel quale si vogliono mantenere le seguenti condizioni:

$t_s=27^{\circ}\text{C}$; U.R.=50%

mentre all'esterno si abbia ad una certa ora:

$t_s= 32^{\circ}\text{C}$; U.R. = 60%.

Indichiamo con A e B i punti rappresentativi rispettivamente delle condizioni interne ed esterne, (vedi fig. 35).

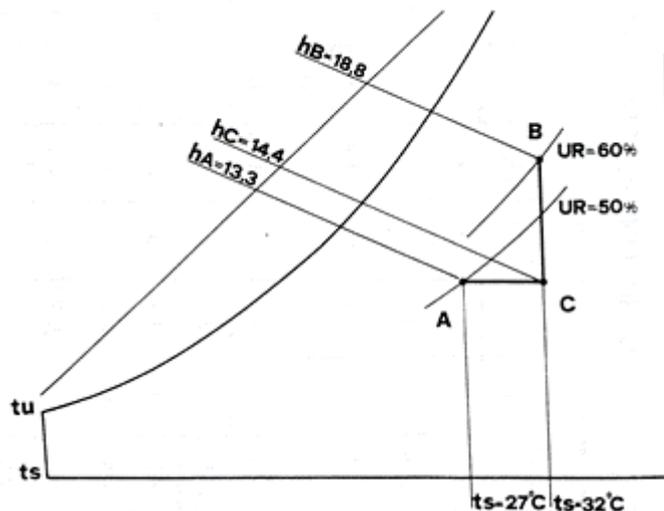


Fig. 35

Nell'ambiente considerato si hanno 600 m³/h di infiltrazioni; si voglia determinare il carico relativo all'aria esterna.

L'apporto di calore totale dovuto ai 600 m³/h di aria esterna è pari alla portata in massa moltiplicata per la differenza di entalpia tra i punti B ed A:

$$Q_t = P \cdot 1,2 \cdot (h_B - h_A) = 600 \times 1,2 \times (18,8 - 13,3) = 3.960 \text{ kcal/h (4605 W)}$$

(considerando sempre $\gamma = 1,2 \text{ kg/m}^3$ la densità dell'aria).

Poiché interessa suddividere il calore nella parte di sensibile e di latente, dal punto B si traccia una retta a temperatura costante verso il basso e dal punto A una retta orizzontale ad umidità specifica costante.

L'intersezione determina il punto O ($t_s = 32^\circ\text{C}$; $h_c = 14,4 \text{ kcal/kg}$). Si consideri il segmento BO; esso rappresenta una trasformazione a temperatura costante e ad umidità specifica variabile, per cui la differenza di entalpia tra i punti B e O è relativa alla variazione di calore latente.

Il segmento CA rappresenta invece una trasformazione a temperatura variabile, ma ad umidità specifica costante per cui la differenza di entalpia tra i punti O e A è relativa alla variazione di calore sensibile. Per quanto detto il prodotto della portata dell'aria esterna (in massa) moltiplicata per la differenza di entalpia tra i punti B e O rappresenta il calore latente per infiltrazione, mentre la portata d'aria esterna (in massa) moltiplicata per la differenza di entalpia tra i punti O ed A rappresenta il calore sensibile per infiltrazione; ossia:

$$Q_l = P \cdot 1,2 \cdot (h_b - h_c) = 600 \times 1,2 \times 4,4 = 3168 \text{ kcal/h (3684 W)}$$

$$Q_s = P \cdot 1,2 \cdot (h_c - h_a) = 600 \times 1,2 \times 1,1 = 792 \text{ kcal/h (921 W)}$$

CARICHI INTERNI

a) Affollamento

L'organismo umano, per svolgere le proprie funzioni vitali, è sede di complesse trasformazioni chimiche mediante le quali l'energia degli alimenti viene trasformata ed utilizzata.

L'organismo sviluppa così internamente una quantità di calore che cede all'ambiente esterno; l'effetto di tutto ciò è che la temperatura del corpo umano si mantiene, regolata da opportuni centri nervosi, sul valore di 37°C.

Il calore ceduto dall'organismo è in parte scambiato per convezione e irraggiamento (calore sensibile) e in parte dovuto alla cessione di vapor acqueo mediante la respirazione o per evaporazione superficiale (calore latente).

La tabella 25 indica i valori delle quantità di calore emesso dalle persone.

È da sottolineare che, all'aumentare del lavoro muscolare di una persona, cresce molto la quantità di calore che l'organismo deve cedere. Più la temperatura ambiente è elevata e più grande è la frazione di calore che è ceduta sotto forma di calore latente. Si comprende come le condizioni di benessere in estate siano affidate al mantenimento di un valore dell'umidità relativa non superiore a certi limiti e come il controllo dell'umidità (di solito mediante processi di deumidificazione dell'aria) sia molto più importante d'estate che d'inverno.

Tabella 25
CALORE EMESSO DALLE PERSONE

Grado di attività	Applicazioni tipiche	Calore totale medio	Temperatura ambiente (a bulbo secco)									
			28 °C		27 °C		26 °C		24 °C		21 °C	
			kcal/h	sensib.	latente	sensib.	latente	sensib.	latente	sensib.	latente	sensib.
Sedute a riposo	Teatro	90	45	45	50	40	55	35	60	30	65	25
Sedute lavoro molto leggero	Scuole superiore	100	45	55	50	50	55	45	60	40	70	30
Inseggiato di ufficio in attività moderata	Uffici - alberghi appartamenti	115	45	70	50	65	55	60	60	50	70	40
Persona in piedi o che passeggia lentamente	Grandi empori - negozi di vendita al dettaglio											
Persona sedute o che passeggia	Farmacie	125	45	80	50	75	55	70	65	60	75	55
Persona in piedi o che passeggia lentamente	Banche											
Lavoro sedentario	Ristorante	140	55	90	55	85	60	80	70	70	80	60
Lavoro legg. al banco	Fabbrica lavoro legg.	190	50	140	55	135	60	130	75	115	90	100
Persona che cammina a 5 km/h	Fabbrica, lavoro abbastanza pesante	250	70	185	75	175	85	170	95	155	115	135
Ballo moderato	Sala da ballo	215	55	160	60	155	70	145	85	130	100	115
Lavoro pesante	Campo di Bowling, fabbrica	380	115	250	120	250	125	245	130	230	155	210

b) Altre fonti

L'impiego, negli ambienti condizionati, di motori elettrici, lampade per illuminazione ecc., determina un apporto di calore che deve essere quantificato al fine di determinare il carico termico ambiente.

c) Riscaldamenti a resistenza elettrica

Un riscaldatore a resistenza elettrica (ferro da stiro, casco da parrucchiera ecc.), sviluppa una quantità di calore pari a 860 kcal/h, per ogni kW di potenza assorbita.

d) Illuminazione

È opportuno distinguere l'illuminazione realizzata mediante lampade ad incandescenza e lampade a fluorescenza.

Le lampade ad incandescenza si comportano in modo analogo alle resistenze elettriche, ossia sviluppano 860 kcal/h per ogni kW di potenza.

Le lampade a fluorescenza per il loro funzionamento abbisognano di un reattore che sviluppa una quantità di calore pari a circa 1/4 di quella sviluppata dalla lampada stessa.

Pertanto le lampade a fluorescenza sviluppano una quantità di calore pari a circa 860 x 1,25 kcal/h per ogni kW di potenza nominale della sola lampada.

Ovviamente nei casi particolari in cui il reattore è installato in un ambiente diverso e non condizionato non si deve tener conto del fattore moltiplicativo 1,25.

e) Motori elettrici

Di solito la potenza dei motori elettrici è espressa in HP (1HP = 735W). Tale potenza si riferisce a quella resa all'asse del motore. Pertanto la potenza assorbita da un motore elettrico è

$$\frac{HP}{\eta}$$

essendo η il rendimento del motore elettrico che, con valutazione di larga massima, possiamo considerare compreso tra 0,8÷0,9.

Nel caso in cui l'utilizzatore e il motore elettrico siano posti nell'ambiente da condizionare la quantità di calore è

$$\frac{735}{\eta} \times 0,86 \text{ Kcal/h per ogni HP di potenza.}$$

Nei casi invece in cui il solo utilizzatore è interno all'ambiente da condizionare, la quantità di calore prodotta è:

735 x 0,86 kcal/h per ogni HP di potenza.

Infine, se il motore è interno al locale condizionato e l'utilizzatore è esterno, la quantità di calore da computare è:

$$735 \left(\frac{1-\eta}{\eta} \right) 0,86 \text{ kcal/h per ogni HP di potenza}$$

Nelle industrie, risultano talvolta installati più motori elettrici che, però, non funzionano mai tutti contemporaneamente; è opportuno, in tal caso, tener conto non della totale potenza installata, ma soltanto di quella impiegata.

Ricordiamo (caso interessante per i ristoranti o sale da pranzo) che, contrariamente a quanto ritenuto, le vivande servite a tavola producono una quantità di calore molte volte del tutto trascurabile (20 calorie per persona; 10 di calore sensibile e 10 di calore latente) e che è necessario, in modo particolare nelle industrie, computare la quantità di calore emesso da fonti particolari (ad es. stiratrici a vapore, forni elettrici, forni a legna, cucine per cottura vivande, ecc.).

Tali casi devono essere esaminati singolarmente e, solo la sensibilità personale e l'esperienza possono guidare nella quantificazione del calore prodotto.

Sottolineiamo inoltre, che in prossimità di fonti concentrate di calore, si attua in prevalenza un sistema di estrazione mediante cappe a tiraggio forzato.

L'efficacia di dette cappe è sensibile se la velocità dell'aria in prossimità della fonte di calore è di circa 0,30÷0,40 m/s. In

tale caso, si espelle all'esterno una buona parte del calore prodotto; tuttavia, poiché avviene un'estrazione, si dovrà reintegrare nell'ambiente da condizionare una pari quantità d'aria che entrerà nel bilancio termico come aria di ventilazione.

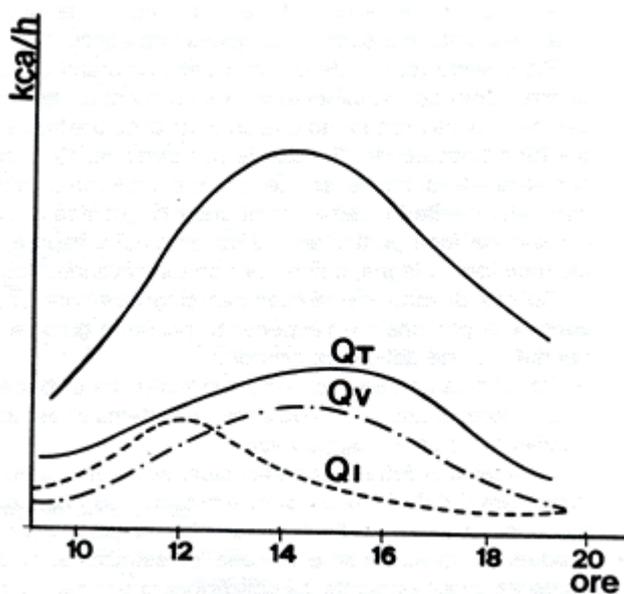
Concludendo per determinare il carico termico di un ambiente è necessario valutare le entrate di calore per le singole ore del giorno e il condizionatore da installare dovrà soddisfare il carico massimo così ottenuto.

Indubbiamente, un'analisi così dettagliata implica una ingente mole di calcolazioni. Tuttavia l'esperienza fa intuire, già da un esame preliminare dei fattori che concorrono alla determinazione del carico termico, quale sarà l'ora di massimo carico.

VALUTAZIONE DEL MASSIMO CARICO TERMICO

Consideriamo un edificio esposto prevalentemente a sud.

In questa ipotesi, trascurando le sorgenti interne di calore, l'andamento dei carichi di trasmissione Q_t , di ventilazione Q_v e di irraggiamento, è quello della figura 36.



Il carico di conduzione ha un massimo in corrispondenza al ΔT_e massimo (circa 4 ore dopo mezzogiorno).

Il carico di ventilazione ha un massimo in corrispondenza alla massima temperatura esterna (ore 15).

Il carico di irraggiamento è massimo (per l'esposizione sud) alle ore 12.

Di conseguenza, il carico termico globale risulterà massimo nell'intervallo compreso tra le ore 12 e le 16. Per questo motivo la determinazione del fabbisogno massimo di un edificio e dei vari ambienti che lo compongono, va fatta, in funzione dell'esposizione e del tipo di struttura, per orari diversi in funzione delle considerazioni sopra esposte.

4. Gli impianti di condizionamento ed il trattamento dell'aria

CLASSIFICAZIONE DEGLI IMPIANTI

Si è soliti classificare i vari tipi di impianti di condizionamento che vengono realizzati, in base al fluido o ai fluidi impiegati per annullare il carico termico sensibile e latente.

In base a tale classificazione si suole distinguere:

1. Impianti a sola aria.
2. Impianti a sola acqua.
3. Impianti misti aria-acqua.

IMPIANTI A SOLA ARIA

In questo caso il compito di trasferire il caldo o il freddo prodotto in apposita centrale è affidato all'aria che viene immessa nei singoli locali mediante apposita rete di distribuzione.

In relazione alla velocità dell'aria nella rete di distribuzione, è in uso fare una distinzione tra impianti con canali a bassa velocità ed impianti con canali ad alta velocità.

Si suole assumere il limite di separazione tra le due categorie pari a 15 m/s intendendo tale velocità sul canale in partenza dalla centrale.

L'adozione di impianti con canali ad alta velocità, implica l'impiego di tecniche costruttive più raffinate nonché particolari accorgimenti nell'isolamento acustico della rete di distribuzione.

Di entità non trascurabile sono inoltre le perdite di portata di aria a causa della non perfetta tenuta dei canali nelle giunzioni.

Inoltre, al fine di evitare fastidiosi fruscii, l'aria prima di essere immessa nei locali, dovrà perdere parte della sua energia cinetica e pertanto, in corrispondenza delle bocche di immissione dovranno essere realizzate cassette di espansione.

Tuttavia, la tecnica della distribuzione dell'aria con canali ad alta velocità, è sollecitata in modo particolare negli impianti di notevole estensione, dove, per il passaggio della rete di distribuzione con canali a bassa velocità, sarebbero richiesti spazi che gli architetti ed i costruttori non sono propensi a mettere a disposizione del tecnico progettista dell'impianto di condizionamento.

CONDIZIONAMENTO DI UN AMBIENTE

Nota il carico termico di un ambiente, è possibile valutare anche la quantità totale G_v (in g/h) di umidità da asportare o aggiungere per garantire le condizioni desiderate. La quantità di vapore da aggiungere o togliere è dovuta nel caso invernale, all'immissione dell'aria esterna non trattata con contenuto di umidità specifica generalmente minore di quella ambiente e, nel caso estivo, all'umidità prodotta dalle persone od eventuali altre sorgenti di vapore interne, oltre che all'immissione dell'aria esterna non trattata con contenuto di umidità generalmente maggiore di quello ambiente.

La portata d'aria P da trattare, dovrà quindi soddisfare le condizioni seguenti:

$$P \cdot \gamma \cdot (h_i - h_a) = Q_t \text{ e } P \cdot \gamma \cdot (X_i - X_a) = G_v$$

dove: h_i e h_a , e X_i e X_a indicano l'entalpia e l'umidità assoluta dell'aria trattata e dell'aria ambiente.

Facendo il rapporto delle due equazioni sopra scritte, si ottiene:

$$\frac{h_i - h_a}{X_i - X_a} = \frac{\Delta h}{\Delta X} = \frac{Q_t}{G_v}$$

Il significato di quest'ultima equazione è che l'entalpia e l'umidità assoluta del punto di immissione sono determinate per ogni portata d'aria dal rapporto

$$\frac{Q_t}{G_v}$$

In particolare, note le condizioni di canoa di un ambiente, cioè il carico termico totale Q_t e la quantità di vapore da aggiungere o togliere G_v , si può osservare che, diminuendo (aumentando) la portata d'aria da trattare, aumentano (diminuiscono) sia il salto entalpico Δh che la variazione di umidità ΔX ma che il loro rapporto resta costante e pari a

$$\frac{Q_t}{G_v}$$

Sul diagramma $h - X$ quindi, i punti di possibile immissione si trovano tutti su di una retta passante per il punto A, rappresentativo delle condizioni ambiente, e con inclinazione data

dal rapporto sopra definito.

Sul diagramma di Mollier, detto rapporto, o anche più spesso l'analogo Q_s/Q_T , è riportato al margine del diagramma e permette di stabilire l'inclinazione della retta di immissione denominata retta ambiente.

Ad ogni punto di questa retta, si può far corrispondere una certa portata d'aria secondo la relazione

$$P = \frac{Q_t}{(h_i - h_a) \cdot \gamma}$$

dove

Q_t rappresenta il carico totale dell'ambiente.

Generalmente, la portata d'aria da trattare è costituita da una miscela di aria riciclata e di aria esterna. In questo caso, note le condizioni del punto di miscela M, l'aria dovrà subire un trattamento tale da poter essere comunque immessa nella condizione il cui punto rappresentativo si trovi sulla retta ambiente e, di conseguenza, la potenzialità del condizionatore sarà data da:

$$P \times y \times (h_m - h_i)$$

valore maggiore del carico massimo Q_{\sim} (come si può vedere in fig. 37) che rappresenta il caso di condizionamento estivo in cui il trattamento subito dall'aria è rappresentato dalla linea ingrossata.

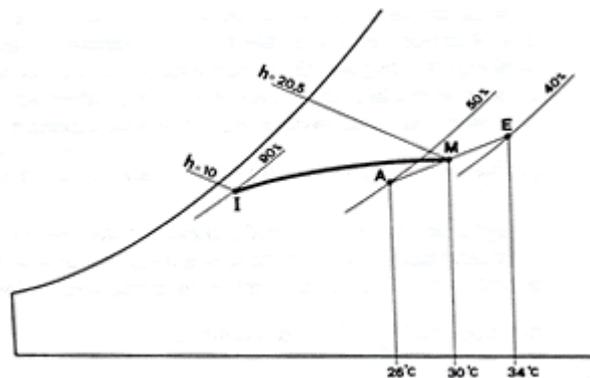


Fig. 37

Negli impianti a sola aria, il compito di immettere l'aria di rinnovo negli ambienti da condizionare è generalmente affidato ad una centrale di condizionamento. In questo caso, il carico termico sensibile e latente dovuto all'aria di rinnovo, non va considerato nella determinazione della retta ambiente; e questo perché l'aria esterna immessa in ambiente dopo essere stata trattata rappresenta un carico solo per l'apparecchio di condizionamento. Ditalo carico si tiene conto considerando come condizioni di ingresso dell'aria nel condizionatore non quelle del punto A, rappresentativo delle condizioni ambiente, ma quelle del punto M di miscela con l'aria esterna E (fig. 37).

Per la determinazione della portata d'aria da trattare, si fanno generalmente queste considerazioni:

- in inverno la temperatura di immissione in ambiente dovrà essere compresa tra i 35 e i 50°C. Questo per evitare sensazioni di freddo per effetto della ventilazione o eccessiva stratificazione per gradienti di temperatura troppo elevati.
- in estate la temperatura di immissione dovrà essere compresa tra i 15 e i 20°C per analoghi motivi e per non sovraccaricare il condizionatore con temperature di evaporazione troppo basse.

Scelte le temperature di mandata estive ed invernali, si potranno determinare le portate d'aria dalla conoscenza dei carichi sensibili Q_s , con la:

$$P = \frac{Q_s}{\gamma \cdot c \cdot (t_i - t_a)}$$

sia per l'estate che per l'inverno.

Delle due portate così determinate, si sceglie la maggiore e la si adotta per entrambe le condizioni estiva ed invernale. Determinata la portata d'aria necessaria, si ricalcolano le temperature di immissione e, tracciate le rette ambiente estiva ed invernale, si potranno così stabilire le condizioni dell'aria da immettere nell'ambiente. Al variare del carico, varia anche la pendenza della retta ambiente e, se non si modificano le condizioni dell'aria immessa, varieranno anche le condizioni

dell'ambiente stesso. Sarà quindi necessario dotare l'impianto di opportuni organi di termoregolazione per il controllo della temperatura e dell'umidità.

IMPIANTI AD UN CANALE - PER UNA SOLA ZONA

Lo schema del condizionatore centrale è quello di fig. 38. La termoregolazione è generalmente posta sulla ripresa dell'aria o in ambiente al fine di evitare eccessive intermittenze di funzionamento.

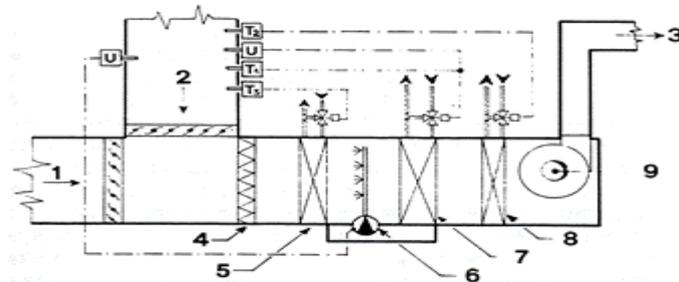


Fig. 38

a) Funzionamento estivo

Se l'aria in ambiente si trova a temperatura o ad umidità superiore a quella desiderata, il termostato T1 o l'umidostato U1 aprono la valvola di alimentazione della batteria di raffreddamento. In queste condizioni, la batteria risulta alimentata per la deumidificazione anche quando la temperatura ambiente scende sotto i valori desiderati.

Per ovviare a questo inconveniente, un termostato T2, generalmente posto in ambiente, provvede ad aprire la valvola di alimentazione della batteria di post-riscaldamento ristabilendo le condizioni di temperatura desiderate.

Con questo sistema si riesce a controllare efficacemente la temperatura ambiente e si impedisce all'umidità di aumentare oltre un certo valore prefissato: non è infatti prevista una regolazione in caso di umidità inferiore al valore desiderato.

b) Funzionamento invernale

Un termostato T3 da canale ed un umidostato U da canale, agiscono rispettivamente sul servocomando della batteria di riscaldamento e sul dispositivo di umidificazione. Pertanto, durante la stagione invernale, sarà impedito in ambiente alla temperatura e all'umidità di scendere al di sotto dei valori prefissati.

Nella sua forma più esemplificata, questo tipo di impianto può essere realizzato con unità monoblocco, semicentrale prefabbricata, quale ad esempio un condizionatore ad armadio in cui la batteria di raffreddamento è costituita dall'evaporatore ad espansione diretta di un gruppo frigorifero autonomo, mentre la batteria di riscaldamento, funzionante ad acqua calda, dovrà essere allacciata ad apposita caldaia.

Talora la batteria di riscaldamento può essere sostituita da batteria elettrica. In altri casi, pur installando la batteria di riscaldamento funzionante ad acqua calda che dovrà svolgere la sua funzione durante l'inverno, viene installata un'ulteriore batteria elettrica che dovrà svolgere solo la funzione di post-riscaldamento nella stagione estiva, in particolare in quei casi in cui in estate non è possibile avere a disposizione una fonte di acqua calda.

Questo tipo di impianto presuppone però che il condizionatore serva un unico locale, oppure che i carichi termici dei singoli locali abbiano un'uguale retta ambiente e ciò in quanto non è possibile inviare contemporaneamente l'aria, trattata in centrale, in condizioni termoigrometriche diverse tra i singoli locali come sarebbe necessario se la retta ambiente, sia in estate che in inverno, non fosse la stessa per tutti gli ambienti.

IMPIANTI MULTIZONE

L'impianto multizone trova la sua realizzazione in tutti quei casi in cui esistono parti dell'edificio da condizionare aventi carichi interni molto diversi tra di loro. L'impianto multizone al limite consente di raffreddare una zona e di riscaldarne un'altra contemporaneamente.

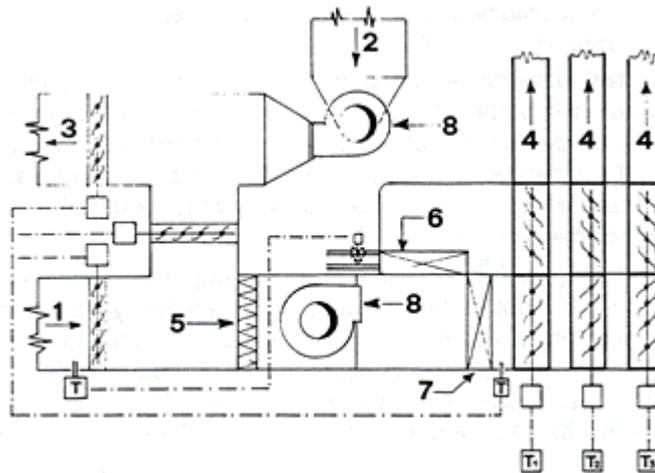


Fig. 39

Nella versione più semplificata, consiste di un gruppo di ventilazione posto sulla ripresa dell'aria ambiente sulla cui mandata sono installati due condotti provvisti di serrande motorizzate contrastanti (fig. 39). Un condotto servirà per l'espulsione dell'aria ambiente di ricircolo all'esterno, mentre il secondo canale convoglierà parte dell'aria di ricircolo nel condizionatore centrale in un plenum di ripresa dove l'aria stessa si miscelerà con l'aria presa dall'esterno. Nel condizionatore centrale l'aria passerà dapprima attraverso una sezione filtrante e quindi verrà aspirata da un ventilatore che la convoglierà su due batterie poste in parallelo: una batteria calda ed una batteria fredda. Ciascuna batteria comunicherà con un plenum chiamato rispettivamente plenum caldo e plenum freddo. Da questi plenum si dipartono i singoli canali che devono servire ciascuna zona dell'impianto: ogni canale quindi convoglierà nelle singole zone aria proveniente contemporaneamente dal plenum caldo e dal plenum freddo in proporzione a quanto richiesto da un termostato di zona che comanderà mediante servocomando modulante due serrande contrapposte installate sui plenum.

Nella versione completa il condizionatore prevede un sistema di umidificazione, nella maggior parte dei casi ad ugelli spruzzatori.

Nel funzionamento estivo, al variare della portata che attraversa la batteria fredda, la cui resa normalmente non è regolata da alcun automatismo, varieranno le condizioni dell'aria del plenum freddo. Ciò sta ad indicare che non si potrà avere nelle singole zone un controllo esatto del grado igrometrico.

Nel funzionamento invernale, la temperatura del plenum freddo è regolata da un termostato che modula le tre serrande dell'aria di espulsione, di ricircolo ed esterna. La temperatura del plenum freddo sarà vincolata dalle condizioni di quella zona avente carico minore o positivo e che pertanto necessita della temperatura più bassa dell'aria di immissione.

La temperatura del plenum caldo sarà controllata da un termostato posto sulla ripresa dell'aria esterna. Naturalmente nel periodo invernale la batteria fredda non sarà alimentata da acqua refrigerata, in quanto la presa di aria esterna è di per se stessa sufficiente ad ottenere nel plenum freddo le condizioni volute.

IMPIANTI A DOPPIO CANALE

Gli impianti a doppio canale sono concettualmente simili agli impianti multizone. Nella sua versione più usuale, almeno negli impieghi di condizionamento civile, l'impianto a doppio canale può essere schematizzato come indicato in fig. 40. Sul canale di ricircolo dell'aria è posto un ventilatore che espelle parte dell'aria, mentre convoglia la restante sul plenum di ripresa dove l'aria stessa si miscela con l'aria esterna proveniente da due canali su uno dei quali è installata una batteria di preriscaldamento invernale.

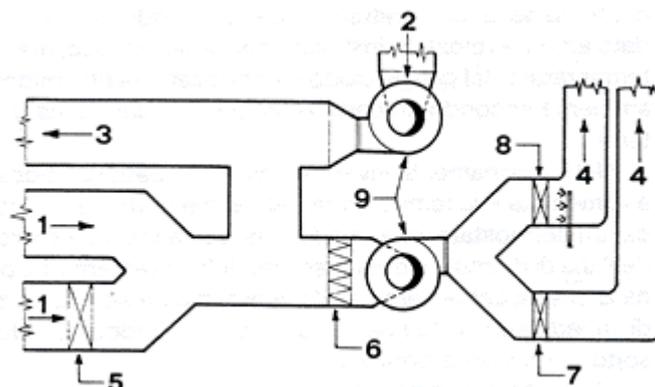


Fig. 40

L'aria passa dapprima attraverso una sezione filtrante e quindi viene aspirata da un ventilatore che la convoglierà in due condotti per la distribuzione dell'aria: il condotto caldo, su cui è installata la batteria di riscaldamento con dispositivo di umidificazione e un condotto freddo con una batteria alimentata ad acqua refrigerata. I due canali, di norma ad alta velocità, corrono paralleli ed in corrispondenza di ciascuna utenza fanno capo ad una cassetta di miscelazione nella quale immettono aria nelle proporzioni richieste da un termostato ambiente di zona. Come per l'impianto multizone, anche con l'impianto a doppio condotto la regolazione del grado igrometrico non può essere molto precisa. Infatti, essendo costante la quantità d'aria da inviare in ambiente, può essere effettuato il solo controllo della temperatura. Per il dimensionamento dei canali si farà riferimento al massimo carico termico invernale per la portata di aria calda P_c e al massimo carico estivo per la portata di aria fredda P_f .

In ogni caso comunque, $P_f + P_c = \text{costante}$.

Nei casi in cui viene imposto un controllo dell'umidità più accurato, la batteria fredda dovrà essere installata a monte del ventilatore e pertanto il canale caldo post- riscalderà l'aria precedentemente deumidificata dalla batteria fredda. È chiaro che il costo di esercizio dell'impianto a doppio canale, secondo quest'ultima variante, è decisamente più oneroso. Il controllo della temperatura nel canale freddo in estate è affidato ad un termostato installato nel canale stesso, mentre la temperatura del canale caldo è controllata da un umidostato ambiente secondo un certo programma legato ai carichi interni.

Nel funzionamento invernale invece, la batteria fredda non è alimentata e la temperatura nel canale freddo è controllata da un termostato che modula le serrande di espulsione dell'aria di ricircolo e di immissione dell'aria esterna. La batteria di pre-riscaldamento sull'aria esterna ha solo la funzione di impedire che la temperatura sul canale freddo scenda al di sotto di un valore prefissato.

L'umidità in inverno è controllata da un umidostato sulla ripresa agente sulla rete di ugelli del canale caldo.

IMPIANTI AD ACQUA

Questa categoria di impianti impiega come vettore, sia del freddo che del caldo, l'acqua che viene opportunamente riscaldata o raffreddata in centrale e quindi distribuita mediante pompe di circolazione nei vari ambienti. Gli elementi nei singoli ambienti possono essere ventilconvettori (fan-coils) o mobiletti ad induzione.

IMPIANTI A VENTILCONVETTORI A DUE TUBI

Un ventilconvettore è rappresentato schematicamente in fig. 41.

L'aria aspirata dalla parte bassa del mobiletto da un ventilatore centrifugo investe la batteria nella quale scorre acqua calda d'inverno e acqua fredda d'estate.

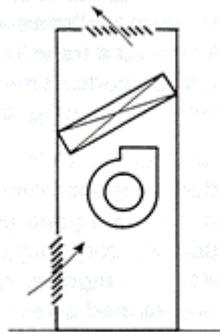


Fig. 41

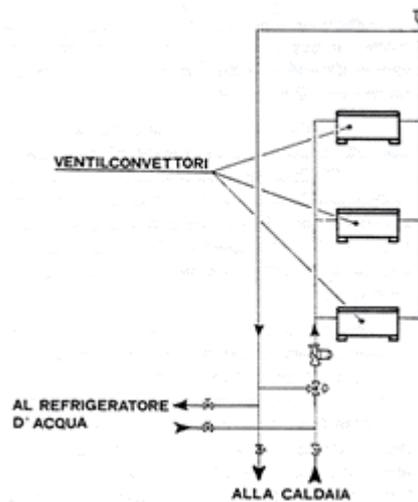


Fig. 42

Il complesso è munito di un raccogliatore di condensa necessario nel caso in cui l'aria sia raffreddata e deumidificata. Il ventilatore è spesso a tre velocità, regolabile manualmente. L'impianto, con un certo numero di ventilconvettori in parallelo, si presenta come in fig. 42.

Durante la stagione fredda è escluso il refrigeratore ed i ventilconvettori vengono alimentati dall'acqua proveniente dalla caldaia. Nella stagione estiva è esclusa la caldaia e i ventilconvettori vengono alimentati dall'acqua proveniente dal refrigeratore. La regolazione dei singoli ventilconvettori può essere attuata mediante termostato ambiente (con commutatore estate-inverno) che inserisce o disinserisce il ventilatore. In altra versione il termostato ambiente agisce su di una valvola a due vie che intercetta il fluido a monte della batteria del ventilconvettore.

Quest'ultimo tipo di regolazione presenta l'inconveniente di rendere variabile la portata dell'acqua nell'intero circuito. A ciò si può ovviare installando in luogo della valvola a due vie, valvole a tre vie deviatrici che by-passano il fluido sulla batteria del ventilconvettore.

Per quanto concerne il rinnovo dell'aria sui singoli ventilconvettori, possono essere installate prese di aria esterna (circa il 20-25% della portata dell'aria trattata). È chiaro che, mancando il controllo del grado igrometrico, in particolare durante il periodo invernale, non si potranno ottenere le migliori condizioni ambientali. Tuttavia, questo tipo di impianto è largamente diffuso grazie al suo basso costo di installazione e di esercizio.

In estate l'acqua viene inviata alle singole utenze a $5\div 7^{\circ}\text{C}$, variando eventualmente manualmente la velocità del ventilatore del ventilconvettore si possono variare le condizioni ambiente (con una minore velocità, dell'aria diminuisce la potenzialità frigorifera, mentre la capacità di deumidificazione resta quasi costante). In inverno l'acqua calda viene inviata alle singole utenze a temperatura variabile in relazione alla temperatura esterna. Questo tipo di impianto non consente però di attuare in un intero edificio contemporaneamente il riscaldamento in una zona ed il raffreddamento in un'altra, esigenza profondamente sentita in certe costruzioni leggere e con ampie superfici vetrate, verso cui la tecnica edilizia era orientata nel recente passato.

IMPIANTI A VENTILCONVETTORI A 3 TUBI

Con l'impiego di un circuito a 3 tubi in un impianto a ventilconvettori, si può ottenere contemporaneamente il riscaldamento in una zona ed il raffreddamento in un'altra (fig. 43).

Per evitare temperature di ritorno in caldaia troppo fredde e la conseguente formazione di pericolosa condensa, il fluido riscaldante proviene da uno scambiatore di calore e non direttamente dal gruppo termico. Le valvole a 3 vie su ciascuna utenza consentono l'alimentazione della batteria o con acqua calda o con acqua refrigerata in relazione alla richiesta del termostato ambiente. L'inconveniente di questo tipo di impianto è che sul ritorno si ha miscelazione tra acqua fredda ed acqua calda con evidenti conseguenze negative dal punto di vista del costo di esercizio. Inoltre, poiché le portate di acqua attraverso lo scambiatore di calore ed attraverso il refrigeratore sono variabili e dipendenti dalla richiesta delle singole utenze, si richiede un sistema di regolazione piuttosto complesso sulle pompe di circolazione ed in particolare si deve creare una zona di by-pass sul refrigeratore d'acqua al fine di impedire che la portata scenda al di sotto di un certo limite che potrebbe determinare la formazione di ghiaccio.

A causa degli elevati costi di gestione, questo tipo di impianto non è più utilizzato.

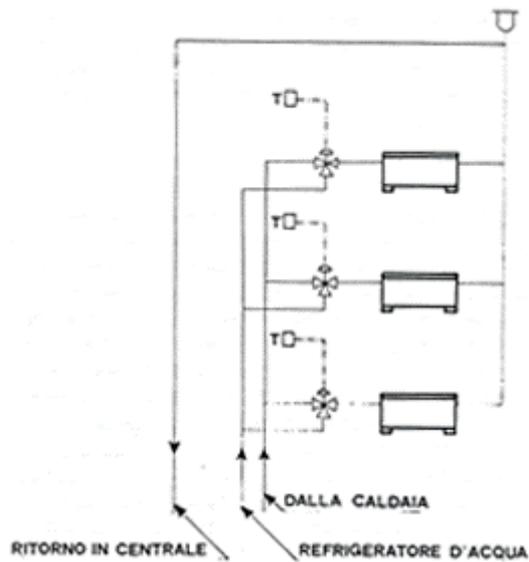


Fig. 43

IMPIANTI A VENTILCONVETTORI A 4 TUBI

Con questo tipo di impianto si evita la miscelazione dell'acqua calda e dell'acqua fredda sul ritorno. Su ciascun ventilconvettore sono installate due valvole a 3 vie rispettivamente sulla mandata e sul ritorno (fig. 44). Il termostato ambiente agirà contemporaneamente sulle due valvole consentendo di alimentare le singole utenze o con acqua calda o con acqua refrigerata. Questo tipo di impianto rispetto al precedente prevede un minor costo di esercizio ma un maggior costo di installazione.

Anche in questo caso notevoli sono i problemi concernenti la regolazione della portata dell'acqua attraverso lo scambiatore e il refrigeratore. Al fine di mantenere costante la portata dell'acqua calda nei singoli ventilconvettori, sulla pompa del circuito caldo è installato un by-pass con valvola modulante che viene comandata da un pressostato per mantenere costante la differenza di pressione a monte e a valle della pompa stessa. Sul refrigeratore invece viene installato un by-pass avente la funzione di mantenere entro i limiti del possibile, costante, la portata dell'acqua nell'evaporatore stesso.

Anche con questo tipo di impianto è possibile ottenere contemporaneamente il riscaldamento ed il raffreddamento in zone diverse in relazione ai carichi dei singoli ambienti.

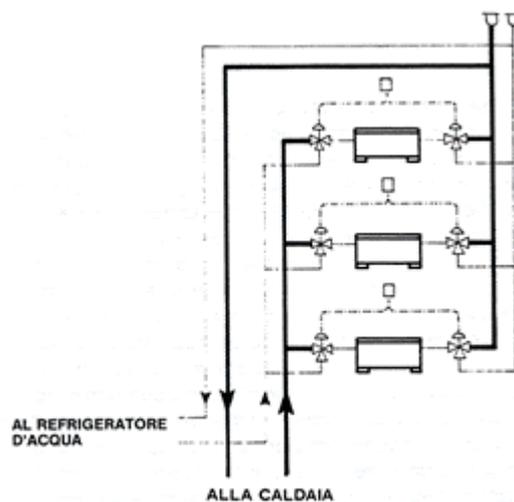


Fig. 44

IMPIANTI DI VENTILCONVETTORI A DOPPIA BATTERIA

In questo tipo di impianto il ventilconvettore è dotato di due batterie di scambio o di una doppia batteria solitamente a 4 ranghi, dei quali 3 sono alimentati dal circuito dell'acqua refrigerata e 1 dal circuito dell'acqua riscaldata (batteria 3R+1). È possibile, alimentando uno o l'altro dei due circuiti, ottenere sia il raffreddamento che il riscaldamento. Utilizzando per il riscaldamento acqua a 70°C e per il raffreddamento acqua a 7°C, si può facilmente intuire come, grazie ai diversi valori di differenza di temperatura tra acqua e aria, la potenzialità termica risulti comunque superiore di quella frigorifera. Questo tipo di apparecchio si presta anche al controllo di massima dell'umidità in estate. È infatti possibile, utilizzando valvole a 3 vie motorizzate per l'alimentazione delle batterie calda e fredda, adottare un sistema di termoregolazione estivo già illustrato per gli impianti ad un canale per una sola zona.

IMPIANTI MISTI ARIA - ACQUA

Si è già indicato che con gli impianti a sola acqua non è possibile ottenere un controllo dell'umidità. In particolare in inverno, l'umidità tende a mantenersi su valori piuttosto bassi, mentre in estate sarà strettamente legata ai carichi interni e una variazione sulla temperatura dell'acqua inviata ai singoli utilizzatori può dare risultati solo parziali.

Per evitare tutto ciò è necessario realizzare il tipo di impianto misto aria-acqua. In centrale termica viene installato un condizionatore di trattamento dell'aria primaria avente la funzione di prelevare dall'esterno un quantitativo di aria e di trattarla opportunamente in relazione alle condizioni interne desiderate. Con ciò all'aria viene affidato il compito di mantenere costante il grado igrometrico desiderato. Nei singoli ambienti invece, vengono installati degli apparecchi alimentati con acqua calda o fredda aventi lo scopo di controllare la temperatura desiderata. In particolare in estate nei singoli utilizzatori viene inviata acqua ad una temperatura tale da impedire la formazione di condensa, ossia con lo scopo di sottrarre soltanto calore sensibile dall'ambiente.

L'aria trattata dal condizionatore centrale non viene ripresa ma sarà espulsa all'esterno o per sovrappressione attraverso le inevitabili aperture degli infissi o mediante un opportuno sistema di estrazione in particolare in quei casi in cui la portata dell'aria è di entità rilevante. La temperatura dell'aria trattata dal condizionatore centrale ed inviata ai singoli ambienti di solito è variabile e dipende dalle condizioni esterne, e comunque non superiore a 30°C in inverno e non inferiore a 10°C in estate.

Nel caso in cui l'aria primaria venga ulteriormente trattata dalle unità terminali (induttori), le temperature da utilizzare sono quelle del grafico di fig. 45.

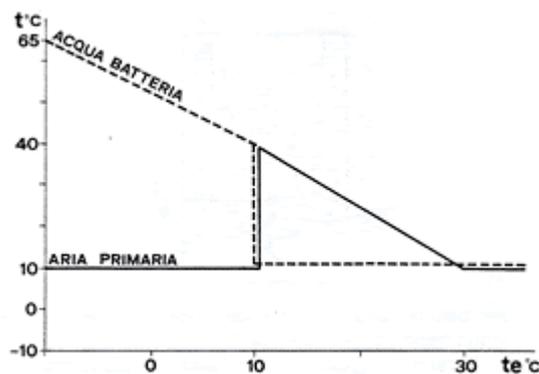


Fig. 45

Si può notare che, in questo caso, durante la stagione invernale l'aria primaria ha una temperatura piuttosto bassa (ma un contenuto di vapore piuttosto elevato, in grado cioè di mantenere il grado igrometrico interno desiderato). Ciò consente di poter eventualmente raffreddare quei locali che per particolari esposizioni all'irraggiamento solare o a causa di carichi interni rilevanti avessero necessità di essere raffreddati. Negli utilizzatori viene inviata acqua calda.

Nelle mezze stagioni, la temperatura dell'aria primaria sarà variabile e piuttosto elevata mentre nei singoli utilizzatori sarà inviata acqua fredda.

Nella stagione estiva, si preferisce inviare aria a temperatura piuttosto bassa tale da partecipare alla sottrazione del calore sensibile dell'ambiente. Negli utilizzatori viene inviata acqua fredda.

IMPIANTI AD INDUZIONE

Gli impianti misti aria-acqua vengono realizzati o con ventilconvettori oppure con i mobiletti detti induttori. Un induttore (fig. 46) è costituito essenzialmente da:

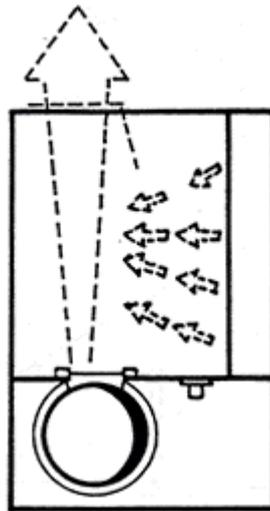


Fig. 46

1. Una batteria alettata di scambio termico alimentata o da acqua fredda o da acqua calda;
2. Un plenum in cui viene introdotta ad alta pressione l'aria primaria prodotta dal condizionatore centrale;
3. Un sistema di distribuzione dell'aria primaria ad ugelli. L'aria primaria, la cui portata è regolata da apposita serranda, uscendo ad alta velocità dagli ugelli, trascina per induzione una quantità di aria ambiente che viene costretta ad attraversare la batteria di scambio termico. La regolazione del grado igrometrico viene affidata all'aria primaria, mentre il controllo della temperatura si ottiene variando la quantità di acqua calda o fredda inviata nella batteria di scambio termico.

ESEMPI DI APPLICAZIONE

Si riportano alcuni esempi di piccoli impianti centralizzati iniziando dapprima con l'impiego delle unità ad armadio costituenti gruppi completamente autonomi per il trattamento dell'aria. Nelle figure che seguono sono indicati i due tipi di questi gruppi della serie AERMEC.

1. condizionatore semicentrale con condensatore raffreddato ad acqua (fig. 47).

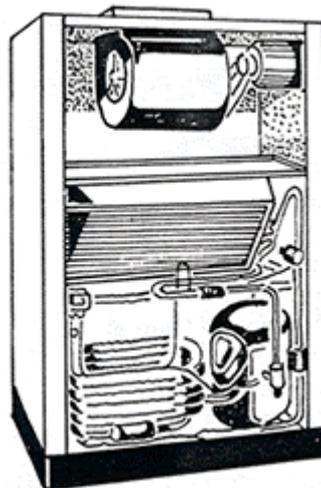


Fig. 47.

2. condizionatore semicentrale a due sezioni con unità motocondensante a distanza raffreddata ad aria (fig. 48).

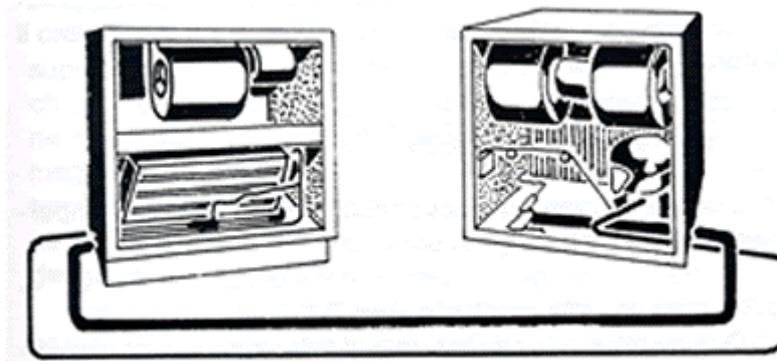


Fig. 48.

a) Condizionatore semicentrale con condensatore ad acqua. Impianto con tutta aria ricircolata.

Consideriamo un impianto in cui non vi sia una presa di aria esterna e pertanto le infiltrazioni naturali determinano il carico per ventilazione.

Si vogliono mantenere internamente all'ambiente le seguenti condizioni: $t_s=27^\circ\text{C}$, U.R.=50%.

All'ora di massimo carico, le condizioni esterne siano:

$t_s=32^\circ\text{C}$, U.R.=50%.

Dai calcoli delle rientrate di calore sono risultati i seguenti valori:

Calorie per trasmissione:

$Q_T = 5.400 \text{ kcal/h}$ (calore sensibile);

Calorie per irraggiamento:

$Q_I = 5.800 \text{ kcal/h}$ (calore sensibile);

Calorie per carichi interni:

$Q_S = 2.400 \text{ kcal/h}$ (calore sensibile);

$Q_L = 2.600 \text{ kcal/h}$ (calore latente);

Calorie per infiltrazione:

$Q_S = 1.500 \text{ kcal/h}$ (calore sensibile);

$Q_L = 2.900 \text{ kcal/h}$ (calore latente);

e pertanto:

$Q_{ST} = 15.100 \text{ kcal/h}$ (calore sensibile totale);

$Q_{LT} = 5.500 \text{ kcal/h}$ (calore latente totale).

Precisiamo che in questo caso l'aria esterna di infiltrazione contribuirà a determinare la retta ambiente. Calcoliamo il fattore R (retta ambiente):

$$R = \frac{\text{calore sensibile}}{\text{calore totale}} = \frac{15100}{20600} = 0,73$$

il fattore R, come già accennato, è della massima importanza nello studio degli impianti di condizionamento.

Si tracci ora per il punto considerato A ($t_s=27^\circ\text{C}$, U.R.=50%) la retta ambiente $R=0,73$.

Questa retta incontra la curva di saturazione in corrispondenza di una temperatura di 12°C .

Tutti i punti del segmento AC rappresentativi di condizioni particolari dell'aria, godono dell'importante proprietà di soddisfare alle esigenze dell'ambiente considerato. Ossia, immettendo nell'ambiente da condizionare aria in una delle infinite condizioni, rappresentate dai punti del segmento AC si soddisfa esattamente il fabbisogno termico dell'ambiente, in quanto detta aria determinerà l'annullamento del carico ambiente nel rapporto esatto tra calore sensibile e latente, richiesto dalle condizioni interne volute.

Si presenta a questo punto la scelta del gruppo condizionatore fra i vari modelli disponibili della serie Aermec. E chiaro che ogni modello, per determinate condizioni dell'aria all'ingresso offre una potenza frigorifera e realizza un rapporto $R=Q_S/Q_T$ variabili (entro certi limiti) a seconda della portata dell'aria all'evaporatore e a seconda della temperatura di condensazione.

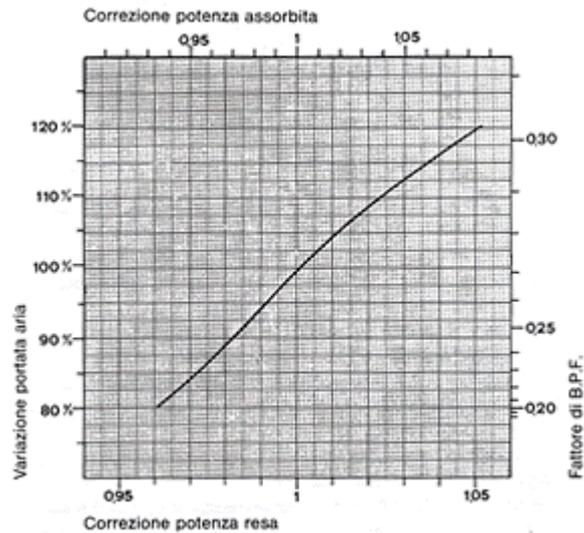
Scelto l'apparecchio, si tratta quindi di determinare queste condizioni di funzionamento dell'apparecchio stesso in modo da realizzare il rapporto R voluto.

Nel caso in questione infatti, l'aria entrerà nelle condizioni in cui si trova in ambiente e di conseguenza, perché il punto di immissione si trovi sulla retta ambiente è sufficiente che la retta di lavoro (rapporto Q_S/Q_T relativo all'apparecchio) coincida con quella ambiente.

La potenza frigorifera dovrà in ogni caso essere uguale o maggiore di quella richiesta.

Supponendo infatti che la potenzialità della macchina sia superiore di una determinata percentuale rispetto a quella richiesta, data l'uguaglianza dei valori R ambiente e R lavoro, ne consegue che anche la capacità di deumidificare sarà

maggiore di quella richiesta secondo la stessa percentuale. Il termostato ambiente provvederà a far funzionare la macchina con una intermittenza tale da ridurre sia la potenzialità che la deumidificazione ai valori richiesti. Nel caso in esame, la potenza del condizionatore dovrà essere maggiore o uguale a 20.600 frig/h. Siamo quindi nel campo di applicazione del modello MEC 75 W. La determinazione della portata d'aria può essere fatta se si conosce il fattore di by-pass della batteria evaporante. Tale fattore varia in funzione delle caratteristiche geometriche e, per le batterie evaporanti dei condizionatori d'ambiente, può essere assunto in base al grafico di fig. 49, dove è riportato, in funzione della variazione percentuale della portata d'aria nominale, il fattore di by-pass B.P.F.



Il fattore di by-pass è già stato definito come rapporto tra la quantità di aria non trattata (quindi nelle condizioni di ingresso), e la quantità totale di aria che passa attraverso la batteria. Con riferimento alla fig. 50, si può quindi scrivere:

$$B.P.S. = \frac{BC}{AC} = \frac{h_c - h_B}{h_a - h_B} = \frac{t_c - t_B}{t_a - t_B}$$

Nelle ipotesi fatte, la portata totale da adottare è la somma della portata d'aria non trattata nelle condizioni ambiente e quella trattata nelle condizioni di saturazione rappresentate dal punto B di fig. 50.

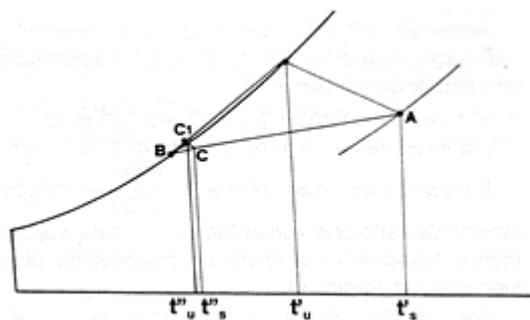


Fig. 50

La portata d'aria trattata può essere calcolata nota la retta di lavoro e la potenzialità del condizionatore. Infatti, nota la retta di lavoro (o retta ambiente), è possibile determinare il punto B (nel nostro caso $t = 12,500$) e ricavare la portata d'aria trattata P_t dalla:

$$P_t = \frac{Q_s}{0,29 \times (t_A - t_B)}$$

essendo Q_s la potenza termica sensibile e ottenibile dalla relazione $Q_s=RQ_t$.
 Per il condizionatore in questione, assumendo una temperatura di condensazione di 4000, si ha:
 $Q_t=21800$ frig/h, $Q_s=0,73 \times 21800=15914$ frig/h

$$P_t = \frac{15914}{0,29 \times (27 - 12,5)} = 3785 \text{ m}^3/\text{h}$$

Si tratta ora di determinare la portata d'aria effettiva P_e , somma della portata d'aria trattata e di quella non trattata, che indicheremo con P_{nt} .

$$P_e = P_t + P_{nt}$$

Si può scrivere quindi:

$$B.P.F. = \frac{P_{nt}}{P_e}$$

da cui:

$$P_e \times (1 - B.P.F.) = P_t$$

In quest'ultima relazione, P_e e B.P.F. sono incognite e bisognerà quindi procedere per tentativi.

Assumendo $P_e = 5.100$ m³/h (portata nominale) otteniamo (dal diagramma di fig. 49) B.P.F. = 0.27. La portata d'aria trattata risulta quindi pari a:

$$P_e \times (1 - B.P.F.) = 5100 \times (1 - 0,27) = 3723 \text{ m}^3/\text{h}$$

valore inferiore a quello desiderato di 3.785 m³/h.

Il rapporto tra i due valori è di 3.785/3723=1,017. In considerazione del fatto che, aumentando la portata d'aria il B.P.F. aumenta, bisognerà assumere un coefficiente di correzione leggermente maggiore.

Assumendo quindi un aumento di portata pari al 2,5% > 1,7%, si ottiene:

$$P_e = 5.100 \times 1,025 = 5230 \text{ m}^3/\text{h}$$

e, dal diagramma di fig. 49, B.P.F.=0,275, quindi:

$$P_t = 5.230 \times (1 - 0,275) = 3.790 = 3.785.$$

Si può quindi ricavare la temperatura di immissione dell'aria:

$$t_i = 27 - \frac{15914}{3785 \times 0,29} = 16,5^\circ\text{C}$$

Come si può notare in fig. 50, confondendo il punto C ($t_s'' = 16,50^\circ\text{C}$) con il punto C', il fattore di by-pass può essere definito anche come:

$$B.P.F. = \frac{t_s' - t_u''}{t_s' - t_u'}$$

con t_s' e t_s'' = temperature a bulbo secco in ingresso e in uscita

t_u' e t_u'' = temperature a bulbo umido in ingresso e in uscita.

Note le condizioni dell'aria in ingresso e la potenzialità della batteria, e quindi t_u'' , si può valutare approssimativamente la temperatura a bulbo secco dell'aria in uscita con:

$$t_s'' = t_u' + B.P.F. \times (t_s' - t_u')$$

Per il calcolo della portata d'acqua necessaria per la condensazione, si fa riferimento al fattore di carico del condensatore. Detto fattore di carico è definito come rapporto tra il flusso di calore da smaltire Q e la differenza tra la temperatura di condensazione t_c e la temperatura di ingresso dell'acqua nel condensatore t' .

Per gli scambiatori, la quantità di calore scambiato è infatti proporzionale al prodotto $Q=KS \Delta t_{ml}$ dove Δt_{ml} è una media logaritmica delle temperature dei fluidi definita in questo caso come:

$$\Delta t_{ml} = \frac{(t_c - t') - (t_c - t'')}{\ln \frac{t_c - t'}{t_c - t''}}$$

con t'' = temperatura acqua in uscita

Considerando che la portata d'acqua P_w (espressa in m³/h) necessaria per la condensazione è:
 si può scrivere:

$$P_w = \frac{Q}{t'' - t'}$$

$$Q = \frac{KS \cdot (t'' - t')}{\ln \frac{t_c - t'}{t_c - t''}} = P_w \cdot (t'' - t') \text{ e cioè}$$

$$\frac{P_w}{KS} = \ln \frac{t_c - t' + \frac{Q}{P_w}}{t_c - t'} \text{ e dalla } t'' = t' + \frac{Q}{P_w}$$

$$\frac{P_w}{KS} = \frac{\ln \cdot t_c - t' + \frac{Q}{P_w}}{(t_c - t')} = \ln 1 + \frac{Q}{P_w \cdot (t_c - t')}$$

risolvendo l'equazione esponenziale si ottiene quindi:

$$e^{\frac{P_w}{KS}} = 1 + \frac{Q}{P_w \cdot (t_c - t')} \text{ e quindi :}$$

$$\frac{Q}{(t_c - t')} = P_w \cdot e^{\frac{P_w}{KS}} - P_w$$

Come si vede, la portata P_w dipende solo dalla caratteristica KS dello scambiatore e dal rapporto

$$\frac{Q}{t_c - t'} = FC \text{ (definito come fattore di carico)}$$

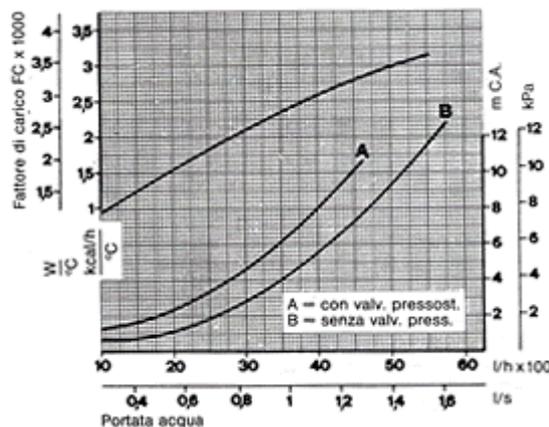


Fig.51

Per i condizionatori AERMEC, tale rapporto è tabulato in grafici del tipo di quelli di fig. 51 in cui, nota la temperatura dell'acqua in ingresso e la temperatura di condensazione richiesta, si può facilmente determinare la portata d'acqua necessaria. Nel nostro caso, con acqua di torre a 2900, il fattore di carico può essere calcolato considerando i seguenti dati:

Potenza resa $Q_r = 22350 \text{ kcal/h}$ (portata aria $5.600 \text{ m}^3/\text{h}$)

Potenza assorbita $Q_a = 7,34 \times 0,04 \times 860 = 6565 \text{ kcal/h}$

Potenza da smaltire $Q = 22.350 + 6.565 = 28915 \text{ kcal/h}$

$$FC = \frac{Q}{t_c - t'} = \frac{28915}{40 - 29} = 2630 \frac{\text{kcal/h}}{^\circ\text{C}}$$

la portata d'acqua necessaria è quindi di 4.050 l/h (vedi fig. 51). La temperatura di uscita dell'acqua risulta di:

$$29 + (28915/4050) = 36,1^\circ\text{C}$$

Sarà quindi necessario dimensionare una torre di raffreddamento con potenzialità di 28.915 kcal/h con 4.050 l/h di acqua da $36,1^\circ\text{C}$ a 29°C e aria esterna con temperatura a bulbo umido di 24°C .

Nota

Bisogna osservare che non sempre si riesce a soddisfare completamente alle condizioni richieste come nel caso dell'esempio esposto.

Se si fosse trovato, fermo restando il carico totale $Q_t = 20600$ frig/h, un carico sensibile pari a $Q_s = 12500$ frig/h con un fattore $R = 12500/20600 = 0,61$, la portata d'aria teorica avrebbe dovuto essere di 2370 m³/h corrispondente ad una portata effettiva di circa 3000 m³/h, valore non realizzabile sulla macchina di serie in cui la variazione della portata d'aria può essere al massimo del $\pm 20\%$ rispetto alla nominale.

In questo caso è necessario quindi adottare una soluzione diversa: si sceglie la macchina in base alle esigenze di deumidificazione e, la maggior potenza frigorifera richiesta viene compensata con un post-riscaldamento dell'aria.

b) Impianto con presa di aria esterna

Sia da condizionare un ambiente in cui si vogliono mantenere le condizioni seguenti: $t_s = 27^\circ\text{C}$, U.R. = 50%, punto A (fig. 52). I carichi termici e le rientrate di calore siano i seguenti:

2600 kcal/h (calore sensibile) per irraggiamento

1080 kcal/h (calore sensibile) per trasmissione

1420 kcal/h (calore latente) per carichi interni

2000 kcal/h (calore sensibile) per carichi interni

Dall'esterno vengono inoltre presi e miscelati attraverso il condizionatore 500 m³/h di aria alle condizioni esterne di 32°C con U.R. 60%, punto B (fig. 52).

$$Q_t = P_a \cdot 1,2 \cdot (h_A - h_B) \text{ e cioè}$$

$$2040 \times 1,2 \times (13,4 - h_B) = 7100$$

$$h_B = 13,4 - \frac{7100}{2040 \times 1,2} = 10,5 \text{ kcal / kg}$$

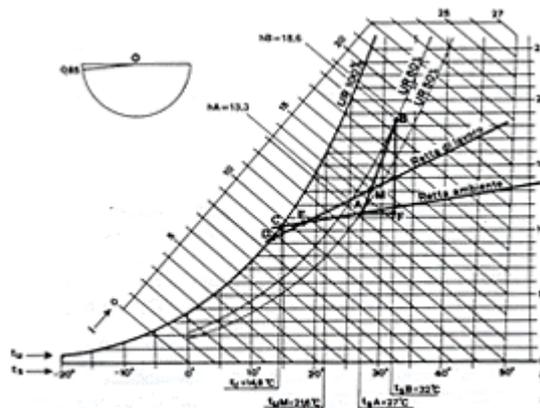


Fig.52

il carico totale da prelevare dall'ambiente è di 10000 kcal/h: siamo quindi nel campo di applicazione del condizionatore monoblocco da 3 HP tipo MEC 30 W.

La portata d'aria nominale di questo condizionatore è di 2040 m³/h, l'aria trattata dal condizionatore sarà quindi una miscela costituita da 1540 m³/h di aria alle condizioni ambiente e 500 m³/h di aria alle condizioni esterne. Il punto M rappresentativo della miscela, si trova sul segmento AB (fig.52) alla temperatura:

$$t_M = \frac{500 \times 32 + 1540 \times 27}{2040} = 27$$

con entalpia $h_M = 14,58$ kcal/kg

$$R = \frac{5680}{7100} = 0,8$$

La retta ambiente vale in questo caso:

La retta di lavoro della macchina dovrà passare per il punto M ed intersecare la retta ambiente nel punto E rappresentativo delle condizioni di immissione dell'aria. Detta P_a la portata d'aria si ha:

La potenzialità della macchina dovrà essere quindi di:

$$2.040 \times 1,2 \times (14,58-10,5) = 9.990 \text{ frig/h.}$$

Bisognerà quindi adottare una temperatura di condensazione tale da ottenere 9.990 frig/h con temperatura a bulbo umido dell'aria in ingresso corrispondente a quella del punto M e pari a 21°C.

Per il condizionatore mod. MEC 30W sarà quindi necessario adottare una temperatura di condensazione di 35°C (vedi fig. 53) con un assorbimento di 3,61 kW e un fattore di carico, con acqua in ingresso a 16°C, pari a:

$$F_c = \frac{10000 + 860 \times 3,61}{35 - 16} = 690 \frac{\text{kcal/h}}{^\circ\text{C}}$$

è un consumo d'acqua pari a 900 l/h come si può vedere sulle curve relative al modello di condizionatore adottato (fig. 54).

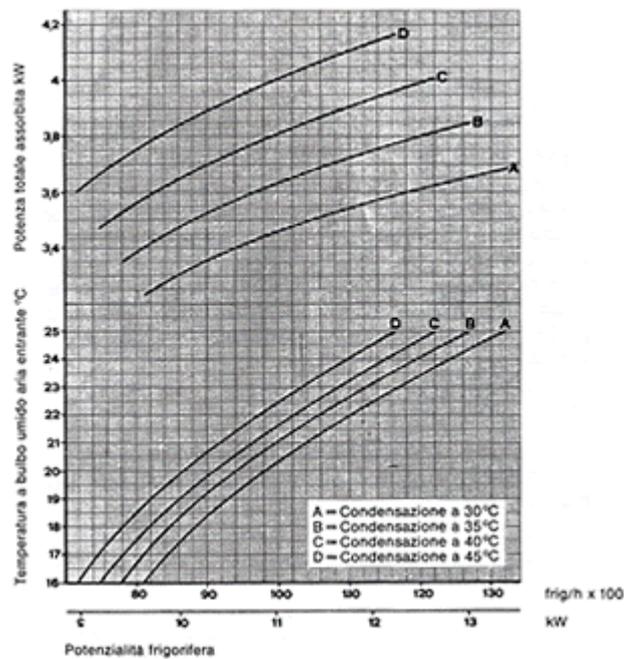


Fig.53

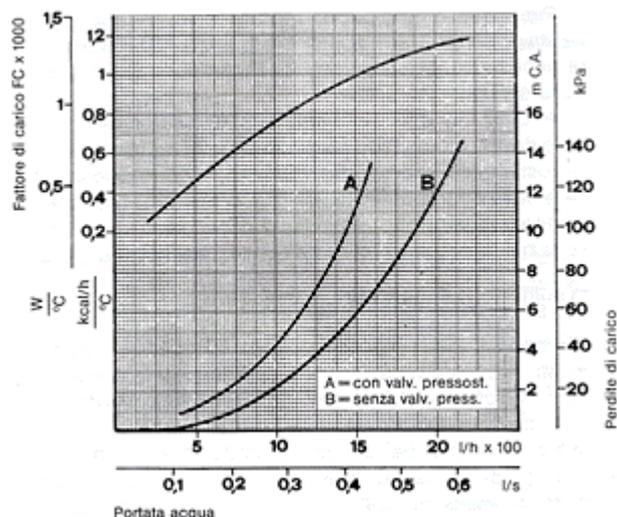


Fig.54

c) Impianto con post-riscaldamento

Gli apparecchi che realizzano il solo raffreddamento dell'aria non sono di solito indicati per mantenere nell'ambiente condizioni di umidità costanti.

Anche ammettendo infatti di riuscire ad ottenere che il punto rappresentativo delle condizioni dell'aria in uscita si trovi sulla retta ambiente per le condizioni di progetto (massimo carico totale), le condizioni ambiente resteranno immutate al variare delle condizioni di carico solo se resta costante il rapporto tra il carico sensibile e quello latente R.

Infatti, se il punto di immissione è fisso, una diminuzione del carico latente, a parità di carico sensibile, sposta il punto ambiente sulla isoterma per A verso le umidità relative minori, mentre una diminuzione del carico sensibile, a parità di carico latente, sposta il punto ambiente sulla retta ad umidità costante per A verso punti a temperatura minore.

Per questo motivo, non essendo possibile variare di continuo la portata dell'aria o la temperatura di condensazione, sarà necessario, per poter regolare l'umidità relativa, adottare delle soluzioni alternative.

Al diminuire della temperatura esterna, la pressione parziale del vapore nell'aria esterna, si può generalmente ritenere costante così come i carichi interni; di conseguenza, al variare delle condizioni esterne, il carico latente si può ritenere costante mentre invece diminuirà il carico sensibile (il carico sensibile di progetto è di solito quello massimo) e quindi

$$\frac{Q_s}{Q_r} = R$$

diminuirà anche il rapporto

Per far sì che la macchina possa adeguarsi in ogni momento a questa variazione, è necessario poter variare il Q_s della macchina e cioè la pendenza della retta di lavoro. Ciò è ottenibile ponendo in serie alla batteria di raffreddamento, una batteria di riscaldamento ad acqua o elettrica.

Il tipo di regolazione che si può ottenere in questo caso è detto di «massima sull'umidità». Non è infatti possibile aumentare il rapporto tra il calore sensibile e il calore totale asportati al di sopra del valore massimo che si ha quando funziona la sola batteria di raffreddamento.

$$\frac{Q_s}{Q_r}$$

Nelle ipotesi fatte comunque (carico latente interno e di ventilazione pressoché costanti) il rapporto $\frac{Q_s}{Q_r}$ può solo diminuire.

Il tipo di termoregolazione da adottare è simile a quello già visto per il condizionatore ad un solo canale per una sola zona: un termostato e un umidostato di massima con sonde in aspirazione comandano la partenza del compressore, un termostato ambiente comanda una valvola a tre vie sull'alimentazione della batteria di post-riscaldamento.

Va notato che il post-riscaldamento è comunque necessario in tutti quei casi in cui la retta ambiente non interseca la curva di saturazione.

Sia da condizionare un ambiente in cui si vogliono mantenere le seguenti condizioni: $t_s=26^\circ\text{C}$, U.R.=50%.

Dalla valutazione del fabbisogno termico dell'ambiente sono risultati i seguenti carichi, comprendenti anche l'aria esterna di infiltrazione:

- 5.400 kcal/h di calore sensibile
- 3.600 kcal/h di calore latente

La retta ambiente risulta:

$$R = \frac{5400}{9000} = 0,6$$

Tracciata tale retta sul diagramma di Mollièr si nota che la stessa non incontra la curva di saturazione (vedi diagramma fig. 55). Ciò sta a significare che tutti i punti della retta AB rappresentano aria in condizioni che l'apparecchio non può realizzare.

D'altra parte, per soddisfare le esigenze dell'ambiente, si dovrà immettere una giusta quantità di aria le cui condizioni siano rappresentate da uno degli infiniti punti della retta AB.

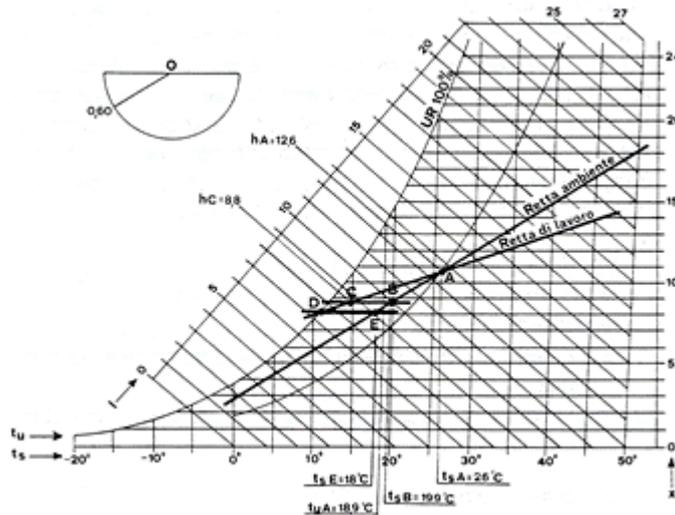


Fig.55

Ciò si potrà ottenere se l'aria ambiente sarà in un primo tempo raffreddata in maniera diversa da come rappresentato dalla retta $R=0,60$ e quindi post-riscaldata ad umidità specifica costante sino ad incontrare la retta ambiente. Questo ci fa intuire che la potenzialità termica del condizionatore dovrà essere superiore alle 9000 frig/h richieste dall'ambiente. Il condizionatore dovrà fornire in più una quantità di frig/h pari alle calorie impiegate nella fase di post-riscaldamento.

Questo modo di procedere si giustifica considerando che nei casi in cui si ha una ingente produzione di calorie latente per condensare tutto il vapore si è costretti a raffreddare l'aria più di quanto sarebbe necessario, e riscaldarla successivamente.

Questo è il motivo per cui si attua il post-riscaldamento. Per quanto precedentemente detto si dovrà impiegare un condizionatore di potenzialità maggiore di 9000 frig/h. Si è pertanto nel campo di impiego del condizionatore da 5 HP la cui portata nominale è di 3400 m³/h. Poiché interessa operare un'energica deumidificazione, supponiamo in un primo tempo di trattare con il condizionatore la portata di aria minima pari a 3050 m³/h. Questa pertanto sarà la portata d'aria immessa in ambiente. Con questa precisazione si possono determinare le condizioni di immissione dell'aria in ambiente (sempre sulla retta ambiente), condizioni che, ricordiamo, si potranno ottenere con il post-riscaldamento.

Poiché $Q_s = 0,29 P_a \Delta T$ in cui:

Q_s = carico termico sensibile dell'ambiente

P_a = portata dell'aria

ΔT = differenza di temperatura tra l'aria ambiente e l'aria immessa

0,29 = calore specifico a pressione costante in kcal/m³°C relativo all'aria;

Nel nostro caso:

$$\Delta T = \frac{Q_s}{0,29 \cdot P_a} = \frac{5400}{0,29 \times 3050} = 6,1^\circ C$$

Per cui la temperatura di immissione in ambiente è:

$$26 - 6,1 = 19,9^\circ C.$$

Si può pertanto determinare il punto B, a cui si giungerà effettuando il post-riscaldamento.

Pertanto l'aria in uscita dal condizionatore dovrà trovarsi in un punto della retta orizzontale passante per B.

Si supponga di conoscere tale punto, che congiunto con A, determina la retta di lavoro del condizionatore. Per la definizione del fattore by-pass deve essere:

$$\frac{t_C - t_D}{t_A - t_D} = 0,24$$

ricordando appunto che si è supposta una portata d'aria del condizionatore di 3050 m³/h, a cui corrisponde un fattore by-pass pari a 0,24. Se poi da D si conduce l'orizzontale fino ad incontrare la retta ambiente, si determina il punto E, dai due triangoli simili ABC e ADE si ottiene:

$$\frac{t_C - t_D}{t_A - t_D} = \frac{t_B - t_E}{t_A - t_E} = 0,24$$

Quest'ultima espressione indica quale deve essere il procedimento da seguire, ossia:

$$\frac{t_B - t_E}{t_A - t_E} = 0,24; \frac{19,9 - t_E}{26 - t_E} = 0,24$$

$$t_E = \frac{13,66}{0,76} = 17,97 = 18^\circ\text{C}$$

Determinato il punto E, tracciando l'orizzonte si individua il punto D.

La retta AD rappresenta la retta di lavoro del condizionatore e il punto O le condizioni dell'aria in uscita dalla batteria evaporante (14,5°C). La potenzialità termica della batteria di post-riscaldamento deve essere tale da elevare la temperatura dell'aria da 14,5 a 19,9°C, ossia:

$$Q_B = P \cdot 0,29 (t_B - t_C) = 3050 \times 0,29 (19,9 - 14,5) = 4780 \text{ kcal/h}$$

La potenzialità resa dal modello da 5 HP sarà:

$$9000 + 4780 = 13780 \text{ frig/h.}$$

Possiamo avere conferma di ciò considerando che l'aria entra nel condizionatore alle condizioni del punto A ($h_A = 12,6$ kcal/h) ed esce alle condizioni C ($h_C = 8,8$ kcal/h).

La potenza resa è pertanto:

$$Q_t = P \cdot 1,2 (h_A - h_B) = 3.050 \times 1,2 \times (12,6 - 8,8) = 13.900 \text{ frig/h, valore che possiamo considerare coincidente con quello precedentemente trovato. (Tali piccole differenze sono ovviamente legate ad inevitabili errori di lettura).}$$

Dai diagrammi si ricava la temperatura di condensazione (43°C) e in corrispondenza la portata dell'acqua relativamente alla temperatura cui questa è disponibile.

d) Condizionatori semicentrali con condensatore raffreddato ad aria.

In questi impianti dove l'unità motocondensante è staccata dall'evaporante e posta all'esterno dell'ambiente da condizionare, la temperatura di condensazione non può essere evidentemente fissata a piacere, ma dipende dalla temperatura esterna. La flessibilità di questi impianti è quindi minore.

In pratica, se la temperatura esterna è troppo elevata, la macchina frigorifera non riesce a mantenere all'interno le condizioni volute soprattutto se si esigono bassi valori R.

Supponiamo che il carico massimo di un ambiente si verifichi alle ore 16 e sia di 7.500 frig/h, sarà necessario scegliere il condizionatore in base alla potenza resa con una temperatura dell'aria pari a quella che si ha all'ora considerata.

Consideriamo quindi le seguenti condizioni:

temperatura ambiente 27°C B.S., 18,5°C B.U.

temperatura esterna 31°C B.S.

carico termico totale 7.500 frig/h.

Come si vede, il condizionatore AS 30 è in grado di soddisfare le condizioni richieste con una portata d'aria pari a quella nominale di 2040 m³/h.

La portata teorica risulta quindi (1 - B.P.F.) $P_w = P_t$

$$\Delta h = \frac{Q_t}{P_t \times 1,2} = \frac{7500}{1490 \times 1,2}$$

(1 - 0,27) x 2040 = 1490 m³/h cui corrisponde una variazione di entalpia dell'aria pari a una temperatura di uscita teorica di 13,6°C B.U.

Il calore sensibile asportato dalla macchina si può quindi ottenere dalla:

$$Q_s = 0,29 \times P_t \times \Delta t = 1490 \times (27 - 13,6) \times 0,29 = 5790 \text{ frig/h}$$

La retta di lavoro della macchina risulta essere pari a:

$$R_I = \frac{Q_s}{Q_T} = \frac{5790}{7500} = 0,77$$

Al diminuire della temperatura esterna la potenzialità frigorifera dell'apparecchio aumenta e di conseguenza, a parità delle altre condizioni, diminuisce anche la temperatura teorica di uscita e quindi, in conformità a quanto succede per la retta ambiente, diminuisce anche l'inclinazione della retta di lavoro.

Questo perché la potenzialità frigorifera diminuisce all'aumentare della temperatura di condensazione e quindi all'aumentare della temperatura esterna si avrà una temperatura di immissione dell'aria più elevata.

Le rette di lavoro di questi apparecchi variano quindi non solo in funzione delle condizioni interne ma anche della temperatura esterna. Anche in questo caso quindi, o ci si limita alla sola regolazione della temperatura ambiente scegliendo la macchina in funzione del carico massimo e della temperatura esterna relativa, o si attua un sistema di regolazione più sofisticato adottando un sistema di post-riscaldamento e una termoregolazione come già visto per gli armadi con condensazione ad acqua.

IMPIEGO DEI VENTILCONVETTORI

I ventilconvettori di cui si è già detto, offrono una diversa potenza frigorifera e un diverso rapporto calore sensibile/calore totale, a seconda della temperatura dell'acqua all'ingresso della batteria al variare della portata dell'aria e delle temperature del bulbo umido e del bulbo secco dell'aria entrante.

Si comprende per quanto detto fino a questo punto, in quale modo questi quattro parametri possano influire.

Qui di seguito sono riportati, ad ogni modo, alcuni dati di tabella indicativa di un ventilconvettore, fra le tante fornite dalle case costruttrici, (tab. 26). L'esame di come variano le prestazioni dell'apparecchio può essere istruttivo ed offre al progettista ampio campo di scelta.

Naturalmente la scelta del ventilconvettore va fatta in funzione del massimo carico dell'ambiente in cui verrà installato, per condizioni generalmente diverse quindi da quelle in cui si verifica il carico massimo dell'edificio.

TABELLA 26

Portata aria m ³ /h	Temperatura acqua entrante °C	Temperatura B.U. aria entrante °C	Calore totale kca/h	Calore sensibile	
				Temperatura B.S. aria entrante	
				26	28
280	5	19	1570	1070	1210
		20	1710	1030	1170
		21	1865	980	1130
	7,5	19	1320	960	1105
		20	1450	920	1065
		21	1600	880	1025
340	5	19	1670	1260	1373
		20	1820	1140	1320
		21	1965	1035	1260
	7,5	19	1390	1090	1265
		20	1530	1035	1210
		21	1680	980	1155

Si può puntualizzare una volta di più:

a) l'aumento della portata dell'aria, oltre ad aumentare il calore totale, aumenta nettamente il rapporto

$$R = \frac{\text{calore sensibile}}{\text{calore totale}}$$

b) l'aumento della temperatura dell'acqua entrante diminuisce il calore totale, ma aumenta il rapporto R.

REFRIGERATORI D'ACQUA

L'alimentazione dei ventilconvettori e dei mobiletti ad induzione è realizzata con acqua refrigerata (fino alla temperatura di 5°C o poco più) con appositi impianti frigoriferi.

L'impiego dell'acqua come fluido vettore del freddo semplifica molto le cose e consente l'adozione di impianti frigoriferi compatti.

Questi refrigeratori d'acqua sono costituiti da un compressore frigorifero alternativo, spesso di tipo ermetico, da uno scambiatore di calore ove il fluido evaporante raffredda l'acqua e da un condensatore.

Lo scambiatore di calore per gli impianti di piccola potenza può essere in controcorrente. Più generalmente, si hanno scambiatori a fascio tubiero di tipo a «espansione diretta» o «secca» nei quali il fluido frigorifero scorre internamente ai tubi. Per impianti più grandi (oltre 500.000 frig/h) si può impiegare il tipo «allagato» con l'acqua scorrente entro i tubi e

con il fluido frigorifero che riempie, allo stato liquido, una buona parte del corpo cilindrico, mantenuto a livello costante da un galleggiante e una valvola di alimentazione.

Per questi impianti di grandi dimensioni, il compressore può essere di tipo centrifuga, oppure a vite.

Da aggiungere ancora che il condensatore di questi impianti frigoriferi per la refrigerazione dell'acqua può essere, per potenze limitate, del tipo ad aria.

Di solito le case costruttrici danno le curve delle rese frigorifere dei refrigeratori d'acqua in funzione della temperatura di uscita dell'acqua dall'evaporatore con un salto termico tra ingresso e uscita pari a 5°C e a seconda delle condizioni alle quali funziona il condensatore, dipendenti dalla temperatura dell'aria se il condensatore è raffreddato ad aria, dalla temperatura e portata dell'acqua se il raffreddamento è ad acqua.

La scelta del refrigeratore va quindi fatta per il carico massimo dell'edificio in corrispondenza alle più gravose condizioni di condensazione prevedibili. Nelle figg. 56 e 57 si riportano le curve di resa di un refrigeratore da 5 HP raffreddato ad acqua e ad aria rispettivamente.

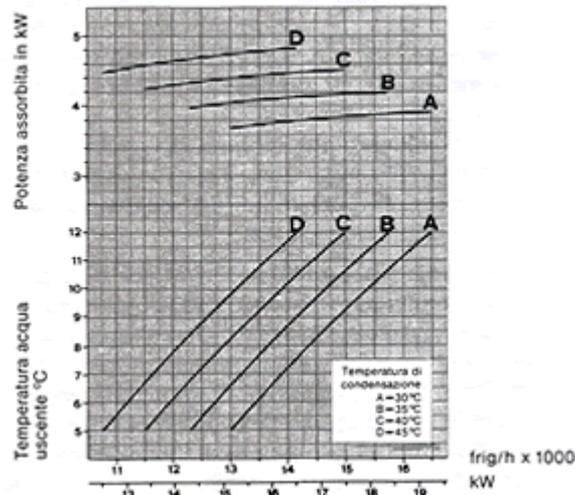


Fig.56

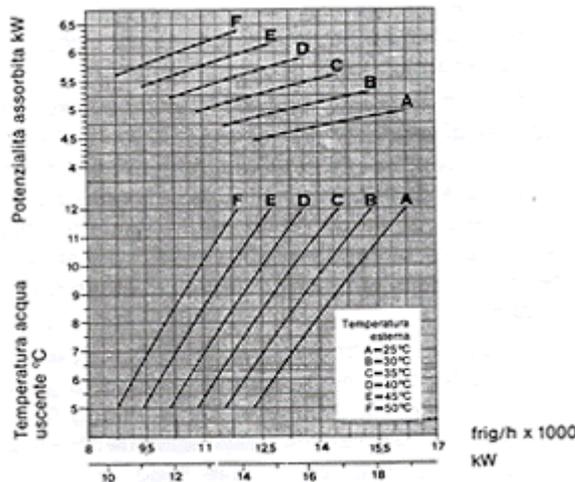


Fig.5

TORRI DI RAFFREDDAMENTO

Il raffreddamento dei condensatori dei gruppi frigoriferi raffreddati ad acqua richiede grandi quantità d'acqua. Se questa è disponibile in misura limitata si è indotti a ridurre la portata adottando una differenza di temperatura elevata tra l'uscita e l'entrata. Ciò costringe la macchina frigorifera a lavorare con temperature di condensazione più alte con conseguente riduzione della potenza frigorifera.

Si impone allora spesso il ricorso alle torri di raffreddamento o torri evaporative atte a raffreddare l'acqua del condensatore in modo da permetterne la riutilizzazione.

Una rappresentazione schematica di una torre evaporativa è data nella fig. 58.

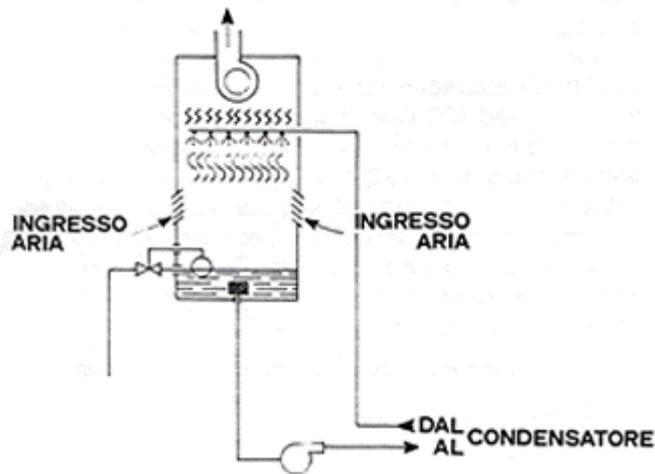


Fig.58

Si tratta di solito di una struttura in lamiera di acciaio zincato con materiale di riempimento in resina sintetica rigida, resistente alla corrosione. L'acqua spruzzata dagli ugelli in minute goccioline in controcorrente con l'aria spinta o aspirata dal ventilatore, vaporizza parzialmente asportando calore dalle gocce stesse che cadono nel fondo. Tenuto conto che il calore di vaporizzazione dell'acqua, alle temperature considerate, è poco inferiore alle 600 kcal/kg, si comprende quanto sia il risparmio dell'acqua nel processo. Il limite teorico del raffreddamento che l'acqua subisce è dato dalla temperatura del bulbo umido dell'aria esterna. Si ha quindi un funzionamento ottimo con climi secchi. Dette T_1 e T_2 le temperature dell'acqua all'ingresso e all'uscita della torre, e t_u la temperatura al bulbo umido dell'aria, l'efficienza della torre è definita dal rapporto:

$$\eta = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_u}$$

il cui valore cresce al crescere della superficie di scambio aria-acqua. Si ritengono assai soddisfacenti valori di questo rapporto pari a 0,6. In questi impianti impieganti una torre evaporativa, la portata dell'acqua in circolazione è notevole. Si fa subire ad essa una differenza di temperatura, fra uscita ed entrata nel condensatore e in senso inverso, generalmente dell'ordine di 5°C. Orientativamente si può dire che per una torre della potenzialità intorno a 50.000 kcal/h e quindi una portata d'acqua di 10.000 l/h, si può avere una portata dell'aria fino a 5.000 m³/h (0,6 kg di aria per ogni kg di acqua) con una potenza installata, per il ventilatore, di 0,25 HP.

Con temperature al bulbo umido rispettivamente di 26,24, 22°C, si può avere un raffreddamento dell'acqua da 35 a 30, da 34 a 29, da 33 a 28.

I tre casi corrispondono a rendimenti rispettivamente:

$$\eta = \frac{35 - 30}{35 - 26} = 0,55$$

$$\eta = \frac{34 - 29}{34 - 24} = 0,5$$

$$\eta = \frac{33 - 28}{33 - 22} = 0,45$$

La velocità dell'aria (intesa come rapporto tra portata volumetrica e sezione della torre, a prescindere dal materiale di riempimento) si aggira intorno a 2,5 m/s ed è quindi necessario inserire un separatore di gocce sulla bocca di espulsione dell'aria al fine di evitare il trascinamento delle gocce da parte dell'aria di raffreddamento.

La scelta della torre viene generalmente fatta in base a diagrammi di correzione del carico termico del tipo di quelli di fig. 59. Tali diagrammi consentono di correggere il carico da smaltire con la torre, in funzione delle condizioni di lavoro adottate, e sono quindi indipendenti dalle caratteristiche costruttive della torre stessa, dove:

t_e = temperatura entrata acqua

t_u = temperatura uscita acqua

b.u. = temperatura a bulbo umido dell'aria esterna.

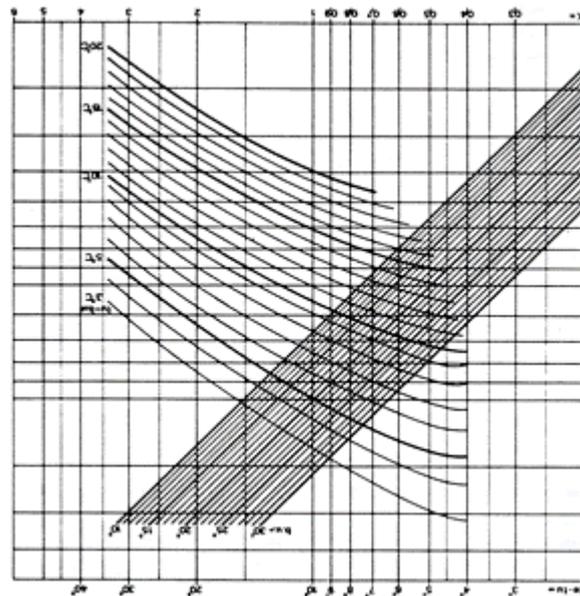


Fig.59

Ad esempio in funzione di:

$t_{B.U.}$ = temperatura a bulbo umido dell'aria esterna 25°C

$t_i - t_u$ = salto termico sull'acqua ($^{\circ}\text{C}$ ingresso - $^{\circ}\text{C}$ uscita) = 6°C

$t_u - t_{B.U.}$ = temperatura uscita acqua - temperatura B.U. aria esterna = 5°C

si legge sul diagramma un fattore di correzione di 0,92. Significa che, alle condizioni considerate, il carico da adottare per la scelta della torre è il 92% del carico reale.

5. La distribuzione dell'aria negli impianti canalizzati

GENERALITA'

L'aria trattata in centrale dovrà essere opportunamente distribuita ai vari locali da condizionare.

Come primo elemento si dovrà valutare la portata d'aria da immettere in ogni singolo locale. Conoscendo la portata d'aria totale trattata dal condizionatore si suddividerà la stessa proporzionalmente al fabbisogno termico di ogni ambiente.

$$P_i = \frac{Q_i}{Q_T} \cdot P_T$$

P_i = portata d'aria da immettere nell'ambiente

Q_i = fabbisogno termico dell'ambiente

P_T = portata totale trattata dall'apparecchio

Q_T = potenzialità totale.

La diffusione dell'aria ambiente dovrà essere la più uniforme possibile per eliminare zone di aria stagnante e favorire la circolazione dell'aria, in modo tale che la variazione di temperatura nella zona occupata dalle persone non superi il valore di 1°C .

È inoltre consigliato, al fine di non avvertire sensibili diversità, che tra i singoli locali la variazione di temperatura non superi il valore di $1,5 \pm 2^{\circ}\text{C}$.

L'aria viene immessa all'interno dei locali mediante bacchette che dovranno essere scelte in funzione della portata dell'aria e del lancio della vena fluida. Per il lancio, si intende la distanza dalla bocchetta alla quale la velocità dell'aria sia ridotta a $0,15 \pm 0,25$ m/s e dipende per ogni bacchetta dalla portata dell'aria in uscita. Nei locali è opportuno che il lancio giunga sino $3/4$ della lunghezza ambiente, al fine di ottenere un movimento uniforme dell'aria senza creare zone non influenzate.

Per i diffusori invece, si ritiene che l'immissione dell'aria avvenga lungo una superficie semisferica avente il centro in corrispondenza del diffusore stesso.

Poiché di norma i diffusori vengono installati a soffitto, il lancio deve essere limitato in altezza sino alla zona occupata dalle persone. L'aria proveniente dalle bocchette o dai diffusori trascina per induzione l'aria dell'ambiente con cui si miscela; quanto più è elevata questa azione di trascinamento, tanto più breve risulta il lancio. Avere elevato potere di

induzione, con lancio relativamente breve, è una caratteristica propria dei diffusori che consentono inoltre di ottenere una buona miscelazione dell'aria immessa con quella del locale stesso. Interessa inoltre, relativamente alle bocchette, conoscere l'angolo di divergenza della vena fluida, sempre al fine di evitare zone non influenzate dal movimento dell'aria. La divergenza della vena fluida può essere variata dando una opportuna inclinazione alle alette della bocchetta. E superfluo accennare che a parità di velocità di uscita, il lancio della vena è condizionato dall'inclinazione delle alette. Al fine di poter controllare esattamente la portata dell'aria in corrispondenza di ogni bocca di immissione, i costruttori assegnano il valore della pressione statica necessaria.

PRESSIONE STATICA E PRESSIONE DINAMICA

L'aria trattata in centrale, deve essere distribuita nei singoli ambienti da condizionare, mediante opportune canalizzazioni realizzate di norma in lamiera zincata.

L'aria viene spinta dai ventilatori che forniscono la pressione necessaria per mantenerne il movimento.

In un tronco di canale l'aria si muove per la differenza di pressione esistente tra due punti.

La pressione totale posseduta dall'aria in una sezione del condotto si può considerare come somma della pressione statica e della pressione dinamica.

$$P_t = P_s + P_d$$

La pressione statica rappresenta l'azione esercitata dall'aria sulle superfici laterali del condotto stesso. La pressione dinamica invece è legata alla velocità dell'aria e può essere espressa da:

$$P_D = \gamma \frac{V^2}{2g} \cong \frac{V^2}{16} \text{ mm C.A.}$$

in cui:

γ = peso specifico dell'aria (1,2 kgf/m³)

V = velocità dell'aria (m/s)

g = accelerazione di gravità (9,8 m/s²).

Il moto dell'aria all'interno di un condotto avviene con perdita di energia dovuta a fenomeni di attrito e di turbolenza. Tali perdite dovranno essere compensate dal ventilatore stesso.

Pertanto, la pressione totale sviluppata dal ventilatore, deve essere eguale alle perdite di carico dell'intero sistema di distribuzione. Alcuni esempi serviranno a chiarire i concetti.

Consideriamo un ventilatore con collegata sulla bocca premente una canalizzazione (fig. 60).

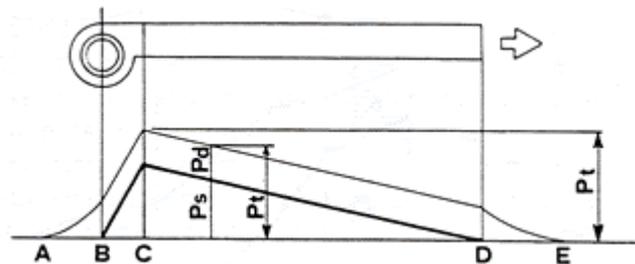


Fig.60

Le pressioni sono considerate rispetto alla linea di riferimento della pressione atmosferica.

Nel tratto AB l'aria acquista velocità (pressione dinamica). Nel tratto BO l'aria acquista pressione statica eventualmente anche a spese della pressione dinamica a seconda delle caratteristiche del ventilatore.

Nel tratto CD la velocità rimane costante e pertanto anche la pressione dinamica, mentre la pressione statica decresce per le perdite di carico sino ad annullarsi in D.

Nel tratto DE si disperde anche la rimanente pressione dinamica della vena.

Nel circuito di fig. 61 si nota che nel tratto DE la pressione dinamica diminuisce in quanto decresce la velocità.

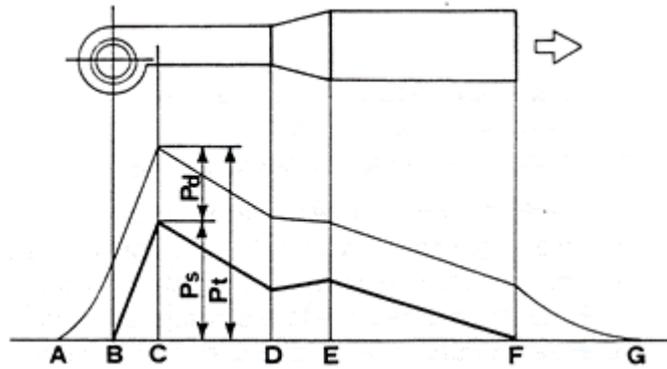


Fig. 61

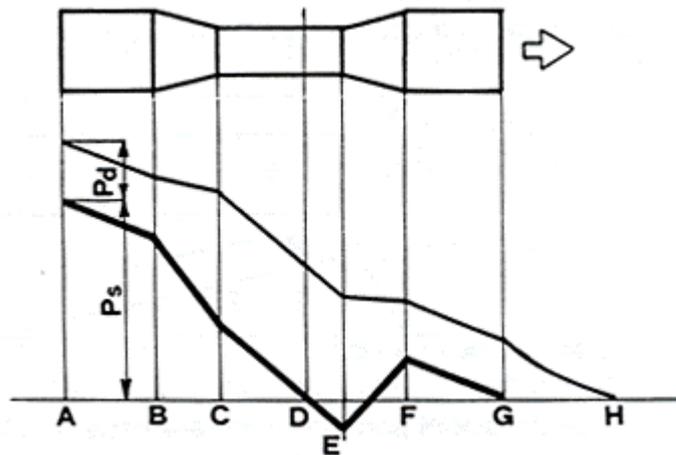


Fig. 62

Si ha cioè parziale trasformazione di pressione dinamica in pressione statica. Tuttavia queste trasformazioni sono soggette a perdite di carico che saranno in seguito valutate. Caratteristico l'esempio di fig. 62 in quanto dimostra con evidenza che nel tratto DE, la pressione statica è negativa, ossia praticando un'apertura nel canale in detta zona si avrebbe aspirazione di aria.

PERDITE DI CARICO PER ATTRITO

Le perdite di carico legate al passaggio dell'aria attraverso una condotta dipendono essenzialmente dalla pressione dinamica e pertanto dal quadrato della velocità.

$$\Delta P = f x \frac{l}{d} \cdot \gamma \cdot \frac{V^2}{2g} \text{ in cui :}$$

f = coefficiente di attrito dipendente dalla velocità, dal diametro e dalla rugosità del canale

l = lunghezza del canale

d = diametro del canale circolare.

In pratica, per il calcolo delle perdite di carico per unità di lunghezza di un condotto circolare si usa il diagramma di fig. 63, che riproduce la formula di cui abbiamo accennato, avendo preso per il coefficiente f valori fra 0,01 e 0,025 (valori più grandi per velocità e diametri piccoli).

Nella pratica tuttavia, la realizzazione di canali circolari per la distribuzione dell'aria non è molto frequente. La tabella 27 permette di calcolare il diametro equivalente di una canale rettangolare note le sue dimensioni. Per diametro equivalente di un canale rettangolare si intende il diametro circolare che percorso dalla stessa portata d'aria causa la stessa caduta di pressione. Pertanto, non solo in relazione alle perdite di carico, ma anche per ragioni economiche, è preferibile costruire canali quadrati o nei quali il rapporto tra le due dimensioni non si discosti molto dall'unità. Infatti, sia il costo dei canali che le perdite di carico dipendono dallo sviluppo del perimetro che, a parità di sezione, per condotti rettangolari è minimo quando le sue dimensioni dei lati sono eguali.

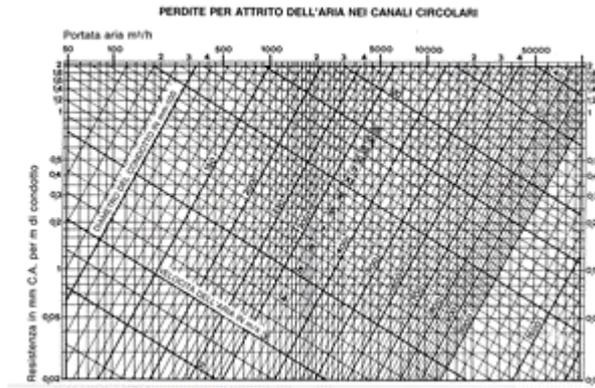


Tabella 27

PERDITE DI CARICO LOCALIZZATE

Tali perdite di carico si verificano lungo un condotto ogni qualvolta vi sia una variazione di direzione o di velocità; in tali casi infatti, nascono dei moti vorticosi che determinano delle perdite di carico localizzate.

Le perdite di carico localizzate dipendono dalla pressione dinamica posseduta dalla vena fluida per cui si possono esprimere con la:

$$\Delta p = C \times \gamma \times \frac{V^2}{2g} : mm \text{ C.A.}$$

La tabella 28 assegna i valori C per le perdite di carico relative ai cambiamenti di direzione e di sezione. Il coefficiente C_1 indica che tali perdite devono essere riferite alla velocità di ingresso, C_2 a quella di uscita.

Tabella 28

Tabella 28

TIPO	FIGURA	CARATTERISTICHE						
		R/D	C	L/D				
CURVA A 90° SEZIONE ROTONDA		0.5	1.25	25				
		1.0	0.80	—				
		1.5	0.48	22				
		2.0	0.33	17				
		2.5	0.24	12				
		3.0	0.19	10				
CURVA A 90° SEZIONE RETTANGOLARE		0.25	GOMITO	1.25	25			
			0.5	1.25	25			
			0.75	0.80	12			
		0.5	GOMITO	1.47	49			
			0.5	1.10	40			
			0.75	0.50	16			
		1.0	GOMITO	1.50	75			
			0.5	1.00	50			
			0.75	0.41	21			
		4.0	GOMITO	1.0	22			
			1.5	0.09	4.5			
			GOMITO	1.38	110			
			0.5	0.96	95			
			0.75	0.37	43			
			1.0	0.19	17			
		CURVA A 90° SEZIONE RETTANGOLARE CON DEPLETTORI		R/A	R/B	R/C	C	L/A
				0.5	0.4	—	—	28
				0.5	0.4	—	0.70	19
0.75	0.6			—	—	12		
1.0	1.0			—	0.13	7.2		
1.5	—			—	0.12	—		
GOMITO	0.5			0.3	—	22		
0.5	0.2			0.4	0.45	16		
0.75	0.6			0.7	0.12	—		
1.0	0.7			1.0	0.10	—		
1.5	1.3			1.8	0.15	—		
CURVA A N°				RETTANGOLARE O ROTONDA - CON O SENZA ALETTE	N° x PERDITA DI UNA CURVA UGUALE A 90°			

segue Tabella 28

segue Tabella 28

TIPO	FIGURA	CARATTERISTICHE		
GOMITO CON ALETTE		C = 0.10 - 0.20 SECONDO LA COSTRUZIONE		
GOMITO A T CON ALETTE		- CONSIDERARLO UGUALE AD UNA CURVA ANALOGA. - PERDITA BASATA SULLA VELOCITÀ IN ENTRATA		
T CURVILINEO				
TIPO	FIGURA	CARATTERISTICHE	COEFFICIENTE	
ESPANSIONE BRUSCA		A1/A2	C1	C2
		0.1	0.87	81.00
		0.2	0.68	16.00
		0.3	0.49	5.00
		0.4	0.38	2.25
		0.5	0.25	1.00
		0.6	0.18	0.45
		0.7	0.09	0.18
		0.8	0.04	0.06
		0.9	0.01	0.01
CONTRAZIONE BRUSCA SPIGOLI VIVI		A1/A2	C1	
		—	0.54	
		0.2	0.57	
		0.4	0.25	
		0.6	0.16	
CONTRAZIONE GRADUALE		N°	C1	
		30°	0.52	
		45°	0.24	
		60°	0.07	

DIMENSIONAMENTO DEI CANALI

a) Con il metodo a riduzione di velocità

Secondo tale metodo, si fissa la velocità nel canale principale e si assegna arbitrariamente una velocità decrescente in tutti i successivi tratti di canale nonché nelle diramazioni. La tabella 29 assegna i valori di velocità consigliate per le canalizzazioni in relazione al tipo di impianto.

Tabella 29

VELOCITÀ DELL'ARIA (CONSIGLIATE E MASSIME)			
Elemento	Velocità consigliate m/s		
	Edifici residenziali	Edifici pubblici scuole-teatri	Edifici industriali
Condotte principali	3,5+4,5	5+6,5	6+9
Condotte secondarie	2,5+3	3+4,5	4+5
Filtri	1,25	1,5	1,75
Batterie	2,25	2,5	3
Elemento	Velocità massime m/s		
Condotte principali	4+6	5,5+8	6,5+11
Condotte secondarie	3,5+5	4+6,5	5+9
Filtri	1,5	1,75	1,75
Batterie	2,5	3	3,5

La sezione del canale viene pertanto determinata in funzione della portata dell'aria:

$$S = \frac{P}{V} \text{ in cui}$$

S = sezione espressa in m²

P = portata espressa in m³/s

V = velocità espressa in m/s

Poichè si preferisce indicare la sezione in cm² e la portata in m³/h nonchè la velocità in m/s, l'espressione diviene:

$$S \text{ (cm}^2\text{)} = \frac{10000}{3600} \cdot \frac{P \text{ (m}^3\text{/h)}}{V \text{ (m/s)}} = 2,78 \frac{P}{V}$$

Con questo sistema si computano, dell'intera canalizzazione per il solo tratto che presenta maggiori perdite di carico, la somma totale delle cadute di pressione statica compresa quella richiesta sull'ultima bocchetta o diffusore. In questo calcolo si deve tener conto anche delle perdite di carico lungo il canale di ripresa nonchè sulle relative griglie di aspirazione.

In realtà, in ogni cambiamento di sezione con riduzione della velocità, vi è una parziale trasformazione di pressione dinamica in pressione statica.

Tale valore, che si può ritenere pari a:

$\Delta P = 0,75 \times (P_{d1} - P_{d2})$, deve essere sommato, in ogni tronco di canale dopo una diminuzione di velocità, alla pressione statica residua.

Si verificherà quindi che la prevalenza a disposizione del gruppo di ventilazione sia sufficiente a compensare la somma totale delle cadute di pressione.

Questo metodo di calcolo che permette di dimensionare molto rapidamente le canalizzazioni di un impianto, richiede tuttavia da parte dell'operatore una lunga esperienza.

Le bacchette di mandata saranno poste lungo la canalizzazione; si sarà pertanto già determinata la portata d'aria che dovrà uscire da ogni singola bocchetta.

I costruttori delle stesse indicano i valori di pressione statica necessaria per ottenere la portata voluta.

Pertanto, in corrispondenza di ogni bocca di immissione si dovrà verificare che in quel tratto di canale esista la pressione statica desiderata.

Talora la pressione statica potrà essere superiore al valore richiesto. A tale proposito si preferisce installare sulle bocche di mandata opportune serrande per poter eventualmente creare delle perdite di carico aggiuntive in modo da avere esattamente la portata voluta. Tuttavia, è opportuno che le perdite di carico create dalla serranda non superino il valore di 2+3 mm C.A. al fine di evitare vibrazioni o fruscii.

b) Con il metodo a perdite di carico costante

Nel caso di impiego di condizionatori autonomi di cui è conosciuta la pressione statica disponibile all'uscita del ventilatore, è preferibile impiegare per il dimensionamento dei canali il metodo a perdita di carico costante: ossia si suppone che le perdite di carico per unità di lunghezza lungo il percorso più sfavorito siano sempre costanti. Impiegando tale criterio, le perdite di carico localizzate vengono riferite ad una lunghezza equivalente di tronco di canale rettilineo, ossia le perdite di carico che si manifestano in corrispondenza di una variazione di direzione di velocità, si computano come fossero dovute ad un tratto equivalente di canalizzazione rettilinea.

La tabella 28 assegna le lunghezze equivalenti per le perdite di carico localizzate dovute ad un cambiamento di direzione. Per valutare invece la lunghezza equivalente relativa ad una variazione di velocità si impiega la relazione:

$$L = \frac{C \times P_d}{P_v} \text{ in cui :}$$

C = coefficiente della tabella 28

P_d = pressione dinamica (si dovrà assumere la P_d dell'aria prima della perdita di carico localizzata se si usa C₁, si dovrà usare la P_d dell'aria dopo la perdita di carico localizzata se si usa C₂).

P_v = caduta di pressione unitaria per metro di lunghezza.

Tuttavia, non conoscendo ancora in questa fase del calcolo la velocità dell'aria nei singoli tratti, non si è in grado di calcolare le lunghezze equivalenti relative alle perdite di carico localizzate. Pertanto in prima approssimazione, misurata la lunghezza dei canali sia di mandata che di ripresa lungo il percorso più sfavorito, si suppone che le perdite di carico

localizzate diano una lunghezza equivalente di circa il 40÷60% dell'intera lunghezza. Suddivisa la pressione statica a disposizione del ventilatore (diminuita della pressione statica dell'ultima bocchetta e dell'ultima griglia di aspirazione), per la lunghezza fittizia dell'intera canalizzazione si ricava la perdita di carico unitaria per metro di canale.

In base a tale valore sempre con l'impiego del diagramma di figura 63, si dimensionano le canalizzazioni e quindi si verifica, tenendo conto sia dei recuperi di pressione che delle effettive lunghezze equivalenti, che la pressione statica disponibile del ventilatore eguagli le perdite di carico totali.

Se la pressione statica del ventilatore risulta insufficiente, bisognerà ridimensionare l'intero sistema di distribuzione ammettendo perdite di carico per unità di lunghezza inferiori.

È opportuno quindi dimensionare anche i tratti secondari di canalizzazione con lo stesso criterio delle perdite di carico costanti, riferendosi però alla pressione statica utile disponibile in corrispondenza di ogni derivazione.

Sarà comunque opportuno verificare che le velocità impiegate non superino i massimi riportati in tabella 29 e questo al fine di evitare trasmissione di vibrazioni.

Pertanto, qualora le velocità risultassero eccessive, sarà opportuno ridimensionare l'intero impianto di distribuzione.

I canali del sistema di distribuzione sono percorsi da aria a temperatura diversa da quella dell'ambiente: pertanto vi saranno degli scambi di calore per trasmissione. Nel caso in cui le canalizzazioni corrono all'interno dei locali da servire, il fenomeno di cui abbiamo accennato non comporta perdita di potenza, ma tuttavia lungo il percorso l'aria avrà tendenza a riscaldarsi (estate) o a raffreddarsi (inverno). Ciò implica che le portate dell'aria in corrispondenza delle bocche di immissione dovranno essere modificate in relazione alla diversa temperatura dell'aria. Per un canale in lamiera zincata si può ritenere, come valutazione di larga massima, che la variazione di temperatura dell'aria all'interno del canale stesso sia di $0,05\pm 0,07^{\circ}\text{C}$ per ogni 10 metri di condotto e per ogni grado di differenza di temperatura tra l'ambiente e l'aria del canale stesso.

ACCORGIMENTI PRATICI

Detta variazione viene ridotta a circa 1/5 del suo valore quando si impiegano materassini di rivestimento di lana di vetro. Nel caso del condizionamento tuttavia, in modo particolare quando i canali corrono all'esterno di locali condizionati, il rivestimento termico risulta necessario al fine di evitare la formazione di condensa sul canale stesso.

Inoltre il rivestimento ha una influenza sensibile anche per ciò che riguarda i problemi connessi con la rumorosità dell'impianto. È opportuno che i canali di mandata e di ripresa dell'aria siano collegati agli apparecchi mediante raccordi elastici costituiti ad esempio da giunti di tela olona, aventi la funzione di non trasmettere le vibrazioni degli apparecchi ai canali stessi.

Al fine di mantenere il movimento dell'aria all'interno dei condotti di distribuzione il più uniforme possibile, sia per ridurre le perdite di carico sia per mantenere estremamente basso il livello sonoro, in corrispondenza di ogni variazione di velocità o di direzione è opportuno impiegare appositi dispositivi.

In particolar modo, in corrispondenza di ogni diramazione è consigliabile installare delle prese dinamiche e favorire la ripartizione della portata dell'aria mediante opportune serrande di taratura. Poiché dopo ogni variazione di sezione o di direzione l'aria ha tendenza ad assumere un moto vorticoso, è sconsigliabile installare bocchette o diffusori in prossimità dei tratti in cui si hanno perdite di carico localizzate. Se ciò fosse indispensabile, bisogna prevedere all'interno dei canali opportune alette deflettrici aventi la funzione di regolarizzare il movimento dell'aria.

In particolare, in corrispondenza di una curva per un tratto lungo circa 8 volte la larghezza del canale, il movimento dell'aria non è uniforme. Tale lunghezza può essere ridotta della metà installando opportune alette direzionali in lamiera distanziate di circa 1 ± 2 cm o meglio ancora alette a profilo alare distanziate di circa 10 cm. Qualora una bocchetta sia posta su di un tronco di canale rettilineo, è necessario l'impiego di captatori ad alette multiple per ottenere il flusso dell'aria perpendicolare alla superficie della bocchetta stessa.

Un captatore ad alette curve determina una distribuzione praticamente uniforme su tutta la superficie di immissione, tuttavia la sua posizione poiché influenza in modo sensibile anche la portata dell'aria, deve essere determinata con molta precisione. Un captatore con alette a 90° pur migliorando l'uniformità della diffusione ha tendenza a far aumentare la portata della bocchetta sul lato a valle rispetto alla presa.

I diffusori invece sono di norma installati a soffitto al di sotto del canale; l'aria subisce pertanto una deviazione di 90° prima di giungere al diffusore stesso. Tanto più corto è il tronchetto di connessione tra canale e diffusore, tanto più è necessario l'impiego di un captatore. Buoni risultati si ottengono con captatori ad alette verticali. Si va estendendo inoltre il criterio di realizzare la distribuzione, in particolare modo nelle abitazioni civili, mediante l'impiego di controsoffitti.

Con questo sistema di distribuzione, indubbiamente economico e di facile realizzazione, è indispensabile curare con attenzione il problema della perdita di calore per trasmissione. È sempre indispensabile isolare termicamente la parte superiore del controsoffitto, in particolar modo nei casi in cui esso è a contatto con un sottotetto.

È necessario isolare anche la parte inferiore del contro-soffitto quando la lunghezza di quest'ultimo supera i 10 m e in ogni caso se si opera un condizionamento.

Nei locali che necessitano di ingenti portate d'aria, e specificatamente nei casi in cui l'altezza dei locali stessi è limitata, talora si ritiene opportuno effettuare l'immissione mediante un soffitto forato. Si fa dipendere la velocità di immissione, sempre in funzione di una distribuzione ottimale, dall'altezza del locale.

Empiricamente si usa la formula:

$V = (H - 1)$ in cui:

V = velocità di immissione (m/s)

H = altezza del locale (m).

Conoscendo pertanto la portata dell'aria da immettere e la relativa velocità, si determina la sezione complessiva dei fori. Poiché i fori stessi hanno di norma un diametro di 4,5 mm, se ne ricava il loro numero. I soffitti forati sono costruiti di solito con pannelli e si nota una migliore distribuzione dell'aria alternando pannelli forati con pannelli non forati, preferibilmente nel rapporto 1:1.

6. La circolazione dell'acqua negli impianti

DIMENSIONAMENTO DELLE TUBAZIONI

Tratteremo brevemente delle nozioni più elementari relative agli impianti di riscaldamento a circolazione forzata. Un impianto di riscaldamento è costituito essenzialmente da: corpi scaldanti, caldaia, tubazioni, pompa di circolazione, vaso di espansione, organi di regolazione e di intercettazione, organi di misura, di controllo e di sicurezza. Analizzeremo brevemente le singole voci, indicando inoltre i criteri di scelta.

I corpi scaldanti vengono installati in funzione delle necessità termiche dei singoli locali. Le calorie da essi fornite sono in funzione della temperatura media dell'acqua circolante negli stessi: temperatura che è necessario pertanto prefissare. La caldaia verrà scelta in funzione della potenza termica richiesta dall'insieme degli ambienti serviti. Si preferisce di norma installare una caldaia avente una potenzialità termica maggiorata del 20% circa, sia per favorire la messa a regime dell'impianto, sia per avere una potenza termica di riserva per far fronte ad eventuali eccezionali punte di freddo.

Le tubazioni vengono scelte in funzione della portata d'acqua. Nel dimensionamento di un impianto si prefissa il salto termico tra la temperatura di mandata e di ritorno dell'acqua.

Negli impianti a circolazione forzata, ossia negli impianti in cui si impiega una pompa di circolazione, il salto termico è di consueto considerato di 10°C. Conoscendo la potenza termica da fornire all'intero impianto, la portata d'acqua risulta:

$$P = \frac{Q}{c\Delta T}$$

in cui:

P = portata d'acqua (kg/h o anche l/h)

Q = potenzialità termica dell'impianto (kcal/h)

ΔT = salto termico dell'acqua (°C)

c = calore specifico dell'acqua = 1 kcal/kg°C.

Tabella 30

Tabella 30

Resistenze concentrate: valori di ζ per impianti ad acqua calda						
RESISTENZE CONCENTRATE	DIAMETRO NOMINALE					
	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	2" e oltre
Curva a 90°	1,5	1,5	1,0	1,0	0,5	0,5
Gomitto a 90°	2,0	2,0	1,5	1,5	1,0	0,8
Valvola a saracinesca	1,0	1,0	0,8	0,5	0,5	0,3
Valvola di chiusura dritta	16,0	14,0	12,0	10,0	9,0	7,0
Valvola di chiusura inclinata	3,0	3,0	3,0	3,0	2,5	2,0
Valvola dritta per radiatori	8,5	8,5	6,0	6,0	5,0	-
Valvola ad angolo per radiatori	5,0	5,0	3,0	2,0	2,0	-
RESISTENZE CONCENTRATE	FIGURA					
Caldaia	-----		2,5			
Radiatore o piastra	-----		3,0			
Curva a U larga			1,0			
Curva a U stretta			2,0			
Raccordo a T o a passaggio diretto			1,0			
Raccordo a T o a diramazione			1,5			
Raccordo a T: deviazione o unione di correnti			3,0			
Deviazione			0,5			
Piega			0,5			
Allargamento brusco			1,0			
Restrizione brusca			0,5			

segue Tabella 30

segue tabella 30

PERDITE DI CARICO Z IN mm PER Σ

Velocità Anqua m/s	Somma														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
0,20	2,0	4,0	6,0	8,0	9,0	11,0	13,0	15,0	17,0	20,0	22,0	24,0	26,0	28,0	30,0
0,22	2,4	4,8	7,2	9,5	11,0	14,0	16,0	19,0	21,0	24,0	26,0	29,0	31,0	34,0	36,0
0,24	2,8	5,7	8,5	11,4	14,3	17,2	20,0	23,0	26,0	29,0	31,0	34,0	37,0	40,0	43,0
0,26	3,4	6,7	10,0	13,4	16,7	20,0	23,0	26,0	29,0	31,0	34,0	37,0	40,0	44,0	47,0
0,28	3,9	7,8	11,8	15,8	19,8	23,8	27,8	31,8	35,8	39,8	43,8	47,8	51,8	55,8	59,8
0,30	4,5	9,0	13,5	18,0	22,5	27,0	31,5	36,0	40,5	45,0	49,5	54,0	58,5	63,0	67,5
0,32	5,1	10,2	15,3	20,4	25,5	30,6	35,7	40,8	45,9	51,0	56,1	61,2	66,3	71,4	76,5
0,34	5,8	11,6	17,4	23,0	29,0	34,5	40,0	45,5	51,0	56,5	62,0	67,5	73,0	78,5	84,0
0,36	6,5	13,0	19,5	26,0	32,5	39,0	45,5	52,0	58,5	65,0	71,5	78,0	84,5	91,0	97,5
0,38	7,2	14,4	21,6	28,8	36,0	43,2	50,4	57,6	64,8	72,0	79,2	86,4	93,6	100,8	108,0
0,40	8,0	16,0	24,0	32,0	40,0	48,0	56,0	64,0	72,0	80,0	88,0	96,0	104,0	112,0	120,0
0,42	8,7	17,4	26,1	34,8	43,6	52,4	61,2	70,0	78,8	87,6	96,4	105,2	114,0	122,8	131,6
0,44	9,5	19,0	28,5	38,0	47,0	56,0	65,0	74,0	83,0	92,0	101,0	110,0	119,0	128,0	137,0
0,46	10,4	20,8	31,2	41,6	51,2	60,8	70,4	80,0	89,6	99,2	108,8	118,4	128,0	137,6	147,2
0,48	11,4	22,8	34,2	45,6	55,2	64,8	74,4	84,0	93,6	103,2	112,8	122,4	132,0	141,6	151,2
0,50	12,4	24,8	37,2	49,6	59,2	68,8	78,4	88,0	97,6	107,2	116,8	126,4	136,0	145,6	155,2
0,55	15,0	30,0	45,0	60,0	70,0	80,0	90,0	100,0	110,0	120,0	130,0	140,0	150,0	160,0	170,0
0,60	17,8	35,6	53,4	71,2	81,6	91,2	100,8	110,4	120,0	129,6	139,2	148,8	158,4	168,0	177,6
0,65	20,9	41,8	62,7	83,6	95,2	106,8	118,4	130,0	141,6	153,2	164,8	176,4	188,0	199,6	211,2
0,70	24,5	49,0	73,5	97,4	110,8	124,2	137,6	151,0	164,4	177,8	191,2	204,6	218,0	231,4	244,8
0,75	28,6	57,2	85,8	113,6	129,6	145,2	160,8	176,4	192,0	207,6	223,2	238,8	254,4	270,0	285,6
0,80	33,2	66,4	99,6	132,8	150,4	168,0	185,6	203,2	220,8	238,4	256,0	273,6	291,2	308,8	326,4
0,85	38,4	76,8	115,2	153,6	172,8	192,0	211,2	230,4	249,6	268,8	288,0	307,2	326,4	345,6	364,8
0,90	44,2	88,4	132,6	177,6	200,0	220,0	240,0	260,0	280,0	300,0	320,0	340,0	360,0	380,0	400,0
0,95	50,6	101,2	151,8	203,6	225,6	247,2	268,8	290,4	312,0	333,6	355,2	376,8	398,4	420,0	441,6
1,00	57,6	115,2	172,8	230,4	254,4	278,4	302,4	326,4	350,4	374,4	398,4	422,4	446,4	470,4	494,4
1,10	65,2	130,4	195,6	260,8	286,4	312,0	337,6	363,2	388,8	414,4	440,0	465,6	491,2	516,8	542,4
1,20	73,4	146,8	220,2	292,8	320,0	348,0	376,0	404,0	432,0	460,0	488,0	516,0	544,0	572,0	600,0
1,30	82,2	164,4	247,2	326,4	356,0	386,0	416,0	446,0	476,0	506,0	536,0	566,0	596,0	626,0	656,0
1,40	91,6	183,2	276,0	364,8	396,0	428,0	460,0	492,0	524,0	556,0	588,0	620,0	652,0	684,0	716,0
1,50	101,6	203,2	306,0	406,4	440,0	474,0	508,0	542,0	576,0	610,0	644,0	678,0	712,0	746,0	780,0
1,60	112,2	224,4	338,4	448,0	484,0	520,0	556,0	592,0	628,0	664,0	700,0	736,0	772,0	808,0	844,0
1,70	123,4	247,2	373,2	496,0	536,0	576,0	616,0	656,0	696,0	736,0	776,0	816,0	856,0	896,0	936,0
1,80	135,2	271,6	410,4	548,0	592,0	636,0	680,0	724,0	768,0	812,0	856,0	900,0	944,0	988,0	1032,0
1,90	147,6	297,6	449,2	604,0	652,0	700,0	748,0	796,0	844,0	892,0	940,0	988,0	1036,0	1084,0	1132,0
2,00	160,6	325,2	490,4	664,0	716,0	768,0	820,0	872,0	924,0	976,0	1028,0	1080,0	1132,0	1184,0	1236,0
2,20	187,2	374,4	561,6	752,0	812,0	872,0	932,0	992,0	1052,0	1112,0	1172,0	1232,0	1292,0	1352,0	1412,0
2,40	216,4	432,8	645,6	856,0	920,0	984,0	1048,0	1112,0	1176,0	1240,0	1304,0	1368,0	1432,0	1496,0	1560,0
2,60	248,2	496,4	744,0	976,0	1048,0	1120,0	1192,0	1264,0	1336,0	1408,0	1480,0	1552,0	1624,0	1696,0	1768,0
2,80	282,6	565,2	848,0	1112,0	1192,0	1272,0	1352,0	1432,0	1512,0	1592,0	1672,0	1752,0	1832,0	1912,0	1992,0
3,00	319,6	640,0	960,0	1280,0	1376,0	1472,0	1568,0	1664,0	1760,0	1856,0	1952,0	2048,0	2144,0	2240,0	2336,0
3,20	359,2	721,6	1072,0	1408,0	1512,0	1616,0	1720,0	1824,0	1928,0	2032,0	2136,0	2240,0	2344,0	2448,0	2552,0
3,40	401,4	810,4	1196,0	1552,0	1664,0	1776,0	1888,0	1992,0	2104,0	2216,0	2328,0	2440,0	2552,0	2664,0	2776,0
3,60	446,2	907,2	1332,0	1712,0	1832,0	1952,0	2072,0	2192,0	2312,0	2432,0	2552,0	2672,0	2792,0	2912,0	3032,0
3,80	493,6	1012,0	1480,0	1888,0	2016,0	2144,0	2272,0	2400,0	2528,0	2656,0	2784,0	2912,0	3040,0	3168,0	3296,0
4,00	543,6	1125,2	1640,0	2080,0	2224,0	2368,0	2512,0	2656,0	2800,0	2944,0	3088,0	3232,0	3376,0	3520,0	3664,0
4,20	596,2	1247,2	1812,0	2296,0	2456,0	2608,0	2760,0	2912,0	3064,0	3216,0	3368,0	3520,0	3672,0	3824,0	3976,0
4,40	651,4	1378,4	2000,0	2528,0	2696,0	2864,0	3032,0	3200,0	3368,0	3536,0	3704,0	3872,0	4040,0	4208,0	4376,0
4,60	709,2	1519,2	2204,0	2784,0	2960,0	3136,0	3312,0	3488,0	3664,0	3840,0	4016,0	4192,0	4368,0	4544,0	4720,0
4,80	769,6	1670,4	2416,0	3056,0	3240,0	3424,0	3608,0	3792,0	3976,0	4160,0	4344,0	4528,0	4712,0	4896,0	5080,0
5,00	832,6	1832,0	2640,0	3360,0	3536,0	3728,0	3920,0	4112,0	4304,0	4496,0	4688,0	4880,0	5072,0	5264,0	5456,0
5,20	898,2	2005,2	2888,0	3704,0	3912,0	4112,0	4312,0	4512,0	4712,0	4912,0	5112,0	5312,0	5512,0	5712,0	5912,0
5,40	966,4	2190,4	3152,0	4080,0	4304,0	4528,0	4752,0	4976,0	5200,0	5424,0	5648,0	5872,0	6096,0	6320,0	6544,0
5,60	1037,2	2387,2	3440,0	4480,0	4720,0	4960,0	5200,0	5440,0	5680,0	5920,0	6160,0	6400,0	6640,0	6880,0	7120,0
5,80	1110,6	2596,0	3752,0	4912,0	5168,0	5424,0	5680,0	5936,0	6192,0	6448,0	6704,0	6960,0	7216,0	7472,0	7728,0
6,00	1186,6	2817,2	4088,0	5392,0	5664,0	5936,0	6208,0	6480,0	6752,0	7024,0	7296,0	7568,0	7840,0	8112,0	8384,0
6,20	1265,2	3051,2	4448,0	5920,0	6208,0	6496,0	6784,0	7072,0	7360,0	7648,0	7936,0	8224,0	8512,0	8800,0	9088,0
6,40	1346,4	3298,4	4832,0	6504,0	6808,0	7112,0	7416,0	7720,0	8024,0	8328,0	8632,0	8936,0	9240,0	9544,0	9848,0
6,60	1429,2	3558,8	5240,0	7152,0	7472,0	7792,0	8112,0	8432,0	8752,0	9072,0	9392,0	9712,0	10032,0	10352,0	10672,0
6,80	1513,6	3832,0	5672,0	7872,0	8208,0	8544,0	8880,0	9216,0	9552,0	9888,0	10224,0	10560,0	10896,0	11232,0	11568,0
7,00	1600,6	4118,2	6128,0	8672,0	9024,0	9376,0	9728,0	10080,0	10432,0	10784,0	11136,0	11488,0	11840,0	12192,0	12544,0
7,20	1690,2	4417,2	6608,0	9552,0	9920,0	10288,0	10656,0	11024,0	11392,0	11760,0	12128,0	12496,0	12864,0	13232,0	13600,0
7,40	1782,4	4729,2	7112,0	10512,0	10896,0	11280,0	11664,0	12048,0	12432,0	12816,0	13200,0	13584,0	13968,0	14352,0	14736,0
7,60	1877,2	5054,4	7640,0	11552,0	12048,0	12544,0	13040,0	13536,0	14032,0	14528,0	15024,0	15520,0	16016,0	16512,0	17008,0
7,80	1974,6	5393,2	8192,0	12672,0	13184,0	13696,0	14208,0	14720,0	15232,0	15744,0	16256,0	16768,0	17280,0	17792,0	18304,0
8,00	2074,6	5845,2	8768,0	13888,0	14416,0	14944,0	15472,0	16000,0	16528,0	17056,0	17584,0	18112,0	18640,0	19168,0	19696,0

PERDITE DI CARICO NELLE TUBAZIONI

I principi che regolano il movimento dell'acqua all'interno dei tubi sono simili a quelli relativi al moto dell'aria nelle tubazioni di lamiera zincata. Pertanto, anche in questo caso si dovranno considerare le perdite di carico distribuite e le perdite di carico localizzate. Negli impianti a circolazione forzata pertanto, si prefissano le perdite di carico distribuite (mediamente la perdita è compresa tra 10 mm/m e 30 mm/m). A perdite di carico più elevate corrispondono diametri più piccoli delle tubazioni, ma impiego di pompe di circolazione con prevalenza più elevata e pertanto di potenza maggiore con spese di esercizio più elevate.

Le figg. 64-65-66 assegnano i valori delle perdite di carico espresse in mm C.A. per metro lineare di tubazione in funzione della portata dell'acqua e del diametro del tubo.

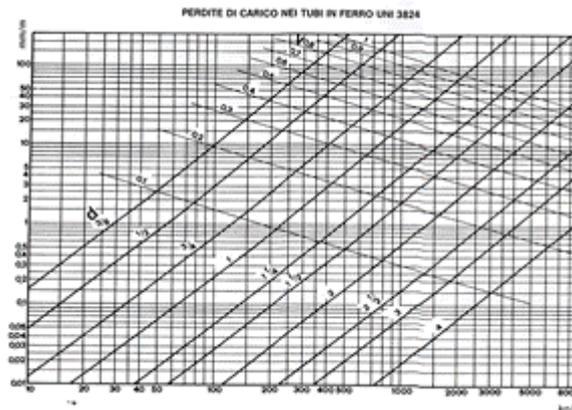
Conoscendo pertanto la portata dell'acqua in ciascun tronco di tubazione e prefissate le perdite di carico per unità di lunghezza, si determinano le sezioni delle tubazioni stesse. Per la scelta della pompa di circolazione si dovranno considerare le perdite di carico nel circuito più sfavorito.

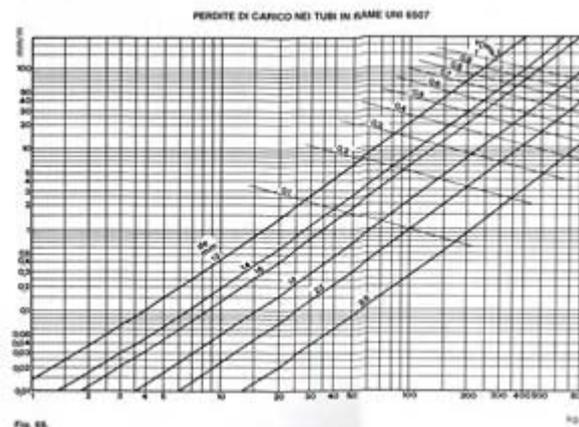
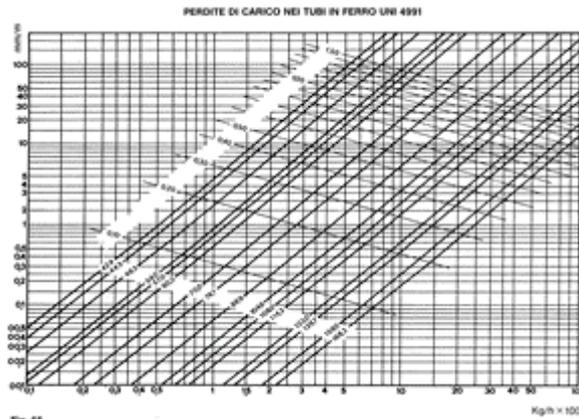
Oltre alle perdite di carico distribuite, bisogna considerare le perdite di carico localizzate che dipendono direttamente dalla velocità del fluido. La tabella 30 assegna dei valori in relazione a ciascun tipo di perdita localizzata dipendente dal diametro della tubazione. Il calcolo delle perdite di carico localizzate deve essere ripetuto per ogni tronco di tubazione a portata costante. Pertanto dette perdite di carico si ricavano in funzione della velocità dell'acqua nel tratto considerato (deducibile dalle figg. 64-65-66) e del valore assunto dalla somma di .

Le perdite di carico così calcolate sono riferite ad una temperatura media dell'acqua di 15,5 °C. Per ottenere le perdite di carico a temperature diverse, è necessario utilizzare i coefficienti di Tab. 31.

Tabella 31.

Temperatura media acqua °C	100	80	70	60	50	40	30	20	10
Fattore di correzione	-	0,70	0,74	0,77	0,80	0,82	0,84	0,90	0,96 1,10





Per le caldaie e i radiatori il valore delle perdite di carico sono indipendenti dal diametro della tubazione di adduzione e dipendono soltanto dalla velocità di ingresso dell'acqua. Anche per le altre perdite di carico localizzate indipendenti dalla sezione della tubazione, i valori della velocità devono essere riferiti alla velocità a valle dell'ostacolo. Pertanto stabilito il tracciato delle tubazioni di un impianto di riscaldamento, si scelgono i singoli diametri in funzione della portata d'acqua e di una prefissata perdita di carico distribuita unitaria (es.: 15 mm/m).

Valutate le perdite di carico nel circuito idraulico più sfavorito, considerando ovviamente sia l'andata che il ritorno, la pompa di circolazione da installare dovrà avere, con la portata precedentemente stabilita, una prevalenza tale da compensare le perdite di carico totali. Nei circuiti in parallelo con il circuito più sfavorito considerato, bisognerà prevedere delle perdite di carico per unità di lunghezza maggiori di quelle previste per il tronco principale, questo al fine di rendere l'impianto più equilibrato possibile.

Si deve comunque evitare l'impiego di sezioni eccessivamente piccole che potrebbero, a causa della velocità elevata dell'acqua, dare origine a fastidiosi rumori. Ogni impianto di riscaldamento necessita di un apposito vaso di espansione avente la funzione di consentire all'acqua di aumentare il proprio volume a causa dell'aumento di temperatura. Il vaso di espansione del tipo aperto viene inserito nella parte più alta dell'impianto. Ad esso faranno capo una tubazione per l'alimentazione controllata da un galleggiante, un troppo pieno di scarico installato ad un livello superiore a quello raggiunto dall'acqua calda, l'eventuale rete di sfiati, una tubazione di sicurezza in diretto collegamento con la mandata della caldaia, ed una tubazione di carico collegata nell'aspirazione della pompa di circolazione. Per valutare la grandezza e quindi la capacità del vaso di espansione aperto, bisogna tener conto dell'incremento di volume che subisce l'acqua nel passaggio dalla temperatura di 4 °C (valore corrispondente alla massima densità dell'acqua), sino alla temperatura di esercizio. In pratica, il vaso di espansione deve avere una capacità maggiore ed è ormai invalso l'uso di assegnarla pari al 10% del contenuto totale di acqua dell'impianto (caldaia + tubazioni ed utilizzatori).

Per i vasi chiusi il calcolo viene fatto in base alle formule

$$C = \frac{E}{\frac{P_a - P_a}{P_i - P_g}} \pm 10\% \text{ per i vasi chiusi senza diaframma}$$

$$C = \frac{E}{1 - \frac{P_i}{P_g}} \pm 10\% \text{ per i vasi chiusi con diaframma}$$

C = capacità del vaso in litri

E = volume di espansione in litri

P_a = pressione atmosferica assoluta in bar

P_i = pressione iniziale nel punto in cui viene installato il vaso (precarica) in bar

P_g = Pressione massima di esercizio nel punto in cui viene installato il vaso in bar.

La tabella 32 assegna i valori del contenuto di acqua per metro lineare di tubazione in funzione del diametro. I costruttori delle caldaie e dei corpi scaldanti assegnano i relativi contenuti.

Per i vasi di espansione aperti, la tabella 33 assegna i valori minimi delle tubazioni di sicurezza in funzione della potenzialità della caldaia. L'impiego del vaso di espansione aperto richiede la realizzazione di una rete di sfiato, facente capo al vaso stesso avente la funzione di permettere lo spurgo di tutta l'aria contenuta nell'impianto che si libererà dall'acqua durante il suo riscaldamento.

L'acqua degli impianti di riscaldamento, realizzati con vaso di espansione chiuso, non ha alcun contatto diretto con l'atmosfera e lavora pertanto sotto pressione. Il caricamento dell'impianto può essere effettuato automaticamente, mediante apposito dispositivo detto gruppo di caricamento; bisogna inoltre prevedere una o più valvole di sfiato automatiche a galleggiante. L'impianto realizzato con vaso di espansione chiuso non necessita di una rete di sfiato, tuttavia alla sommità di ogni colonna montante e in corrispondenza di ogni utenza è necessario installare apposite valvole (automatiche o manuali) che consentono lo spurgo dell'aria, operazione che effettuata alla messa in funzione sarà poi necessario ripetere ad ogni inizio di stagione.

Tabella 32.

TIPO	DIMENSIONI			DATI RELATIVI AD 1 METRO LINEARE DI TUBO	
	DIAMETRO NOMINALE	DIAMETRO INTERNO mm	DIAMETRO ESTERNO mm	CONTENUTO IN Litri	PESO IN Kg
TUBI GAS	3/8"	12,75	16,75	0,13	0,75
	1/2"	16,55	21,25	0,22	1,11
	3/4"	22,05	26,75	0,38	1,42
	1"	27,70	33,50	0,60	2,23
	1 1/4"	36,45	42,25	1,04	2,87
	1 1/2"	42,45	48,25	1,42	3,30
	2"	51,5	60,00	2,08	5,10
TUBI BOLLITORI LISCI	2 1/2"	57	63	2,55	4,44
	2 3/4"	64	70	3,22	4,96
	3"	70	76	3,85	5,40
	3 1/2"	82,5	89	5,34	6,87
	3 3/4"	88	95	6,08	7,90
	4 1/4"	100,5	108	7,93	9,64
	4 3/4"	113	121	10,00	11,54
	5 1/4"	125	133	12,30	12,73
	6 1/4"	150	159	17,70	17,15
	7 1/2"	180	191	25,50	25,16
	8 1/2"	203	216	32,40	33,57
	9 1/2"	228	241	40,80	37,60
	10 1/2"	253	267	50,30	44,90

Tabella 33. Diametro interno minimo \varnothing_i del tubo di sicurezza espresso in mm, in funzione della potenza nominale P del generatore di calore espressa in kW (migliaia di kcal/h) e della lunghezza virtuale l del tubo espressa in m.

\varnothing_i in mm	l in mm								
	20	30	40	50	60	80	100	150	200
	P in kW (migliaia di kcal/h)								
18	50 (45)	45 (40)	40 (35)						
20	70 (60)	60 (50)	50 (45)						
25	115 (100)	95 (80)	80 (70)	75 (65)	70 (60)				
32	230 (200)	200 (170)	175 (150)	150 (130)	140 (120)	115 (100)			
40	370 (320)	315 (270)	280 (240)	245 (210)	220 (190)	200 (170)	175 (150)		
50	685 (590)	615 (530)	545 (470)	500 (430)	455 (390)	395 (340)	350 (300)	290 (250)	
70	1280 (1100)	1160 (1000)	1100 (950)	965 (830)	930 (800)	815 (700)	760 (650)	580 (500)	525 (450)
80	1980 (1700)	1740 (1500)	1630 (1400)	1510 (1300)	1400 (1200)	1280 (1100)	1160 (1000)	930 (800)	815 (700)
100	3260 (2800)	2910 (2500)	2790 (2400)	2670 (2300)	2440 (2100)	2210 (1900)	1090 (1800)	1740 (1500)	1510 (1300)
125	5230 (4500)	4880 (4200)	4650 (4000)	4300 (3700)	4190 (3600)	3840 (3300)	3610 (3100)	3260 (2800)	2670 (2300)
150	7790 (6700)	7330 (6300)	6980 (6000)	6630 (5700)	6400 (5500)	5930 (5100)	5580 (4800)	4880 (4200)	4300 (3700)
200	14400 (12400)	13700 (11800)	13300 (11400)	12700 (10900)	12300 (10600)	11500 (9900)	10900 (9400)	9880 (8500)	8950 (7700)
250	23600 (20300)	22600 (19400)	21600 (18600)	21000 (18100)	20300 (17500)	19500 (16800)	18400 (15800)	16500 (14200)	15300 (13200)
300	34700 (29800)	33500 (28800)	32200 (27700)	31400 (27000)	30800 (26500)	29100 (25000)	27900 (24000)	25100 (21600)	23300 (20000)
400	60700 (52200)	60200 (51800)	59300 (51000)	58100 (50000)	57000 (49000)	55200 (47500)	52900 (45500)	48800 (42000)	45300 (39000)

ESEMPIO DI APPLICAZIONE

Si voglia installare un condizionatore semicentrale con condensatore raffreddato ad acqua sotto torre evaporativa. Si deve determinare la torre adatta, la sezione delle tubazioni e la prevalenza della pompa. Il condizionatore semicentrale sia un 10 HP. La torre evaporativa deve essere in grado di smaltire una potenza termica pari alla potenza frigorifera prodotta dal condizionatore aumentata dell'equivalente termico della potenza elettrica assorbita dall'apparecchio stesso. Nel nostro caso, la potenza termica totale da smaltire sia 36.000 kcal/h. Si fissa inoltre la temperatura dell'acqua all'ingresso del condizionatore (quindi in uscita dalla torre) in 29°C (valori più elevati impongono temperature di condensazione eccessivamente elevate, valori più bassi determinano un sovradimensionamento della torre). Il funzionamento della torre evaporativa è condizionato dalla temperatura a bulbo umido dell'aria esterna, valore che deve essere fissato in relazione alla zona in cui viene installato l'impianto. Nel nostro caso la massima temperatura a bulbo umido dell'aria esterna sia di 24°C.

Fissata la temperatura di condensazione e ricavato il fattore di carico, la portata dell'acqua P risulta (per il Mod. MEC 100):

$P=4.500$ l/h da cui si ricava:

$$t_i - t_u = \frac{36000}{4500} = 8^\circ\text{C}$$

Si ha inoltre:

$t_u - t_{BU}=5^\circ\text{C}$ da cui si ricava un fattore di correzione pari a 0,9.

Si dovrà pertanto scegliere una torre evaporativa in grado di smaltire $36000 \times 0,9 = 32.400$ kcal/h.

Si dovrà quindi determinare la sezione delle tubazioni nonché il tipo di pompe da impiegare. La sezione delle tubazioni si assume pari a 2", e pertanto con portata di 4500 l/h si avranno perdite di carico di 21 mm/m con velocità dell'acqua di 1 m/s.

Ci riferiamo quindi alla fig. 67 dove è riportato lo schema dell'impianto idraulico. La lunghezza totale delle tubazioni è di 18,5 m, le perdite di carico relative saranno:

$18,5 \times 21 = 388$ mm C.A..

Si dovranno aggiungere le perdite di carico relative ai 6 gomiti a 90° ed alle 6 valvole a saracinesca. Dalla tabella 30 $6 \times 0,8 + 6 \times 0,3 = 4,8 + 1,8 = 6,6$

a cui corrisponde una perdita di carico di 330 mm C.A..

La torre evaporativa ha bisogno di una pressione minima agli ugelli spruzzatori alfine di ottenere la polverizzazione dell'acqua. I costruttori delle torri indicano tale valore. Nel nostro caso sia di 0,6 m C.A..

Inoltre nel nostro caso tra l'ingresso dell'acqua nella torre e l'uscita vi è un dislivello di 0,8 m che la pompa deve superare. Le perdite di carico nel condensatore, in funzione alla portata dell'acqua, sono indicate dal costruttore del condizionatore. Si ricorda che nel caso di installazione di un condizionatore semicentrale con condensatore raffreddato ad acqua allacciato sotto torre evaporativa, si sconsiglia l'impiego della valvola pressostatica, regolatrice dell'acqua, in quanto la stessa creerebbe soltanto delle perdite di carico, senza svolgere alcuna azione utile di regolazione. Nel nostro caso, le perdite di carico nel condensatore con portata di acqua di 4500 l/h (senza valvola pressostatica) risulterà di 3,8 m C.A.

Pertanto la pompa di circolazione dell'acqua dovrà essere in grado di trattare 4500 l/h con una prevalenza di:

$0,388 + 0,330 + 0,6 + 0,8 + 3,8 = 5,918$ m C.A.

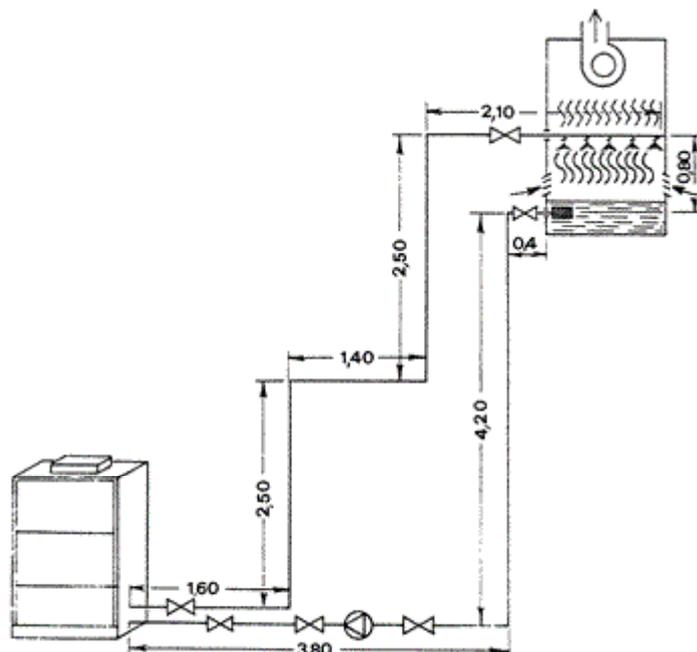


Fig.67