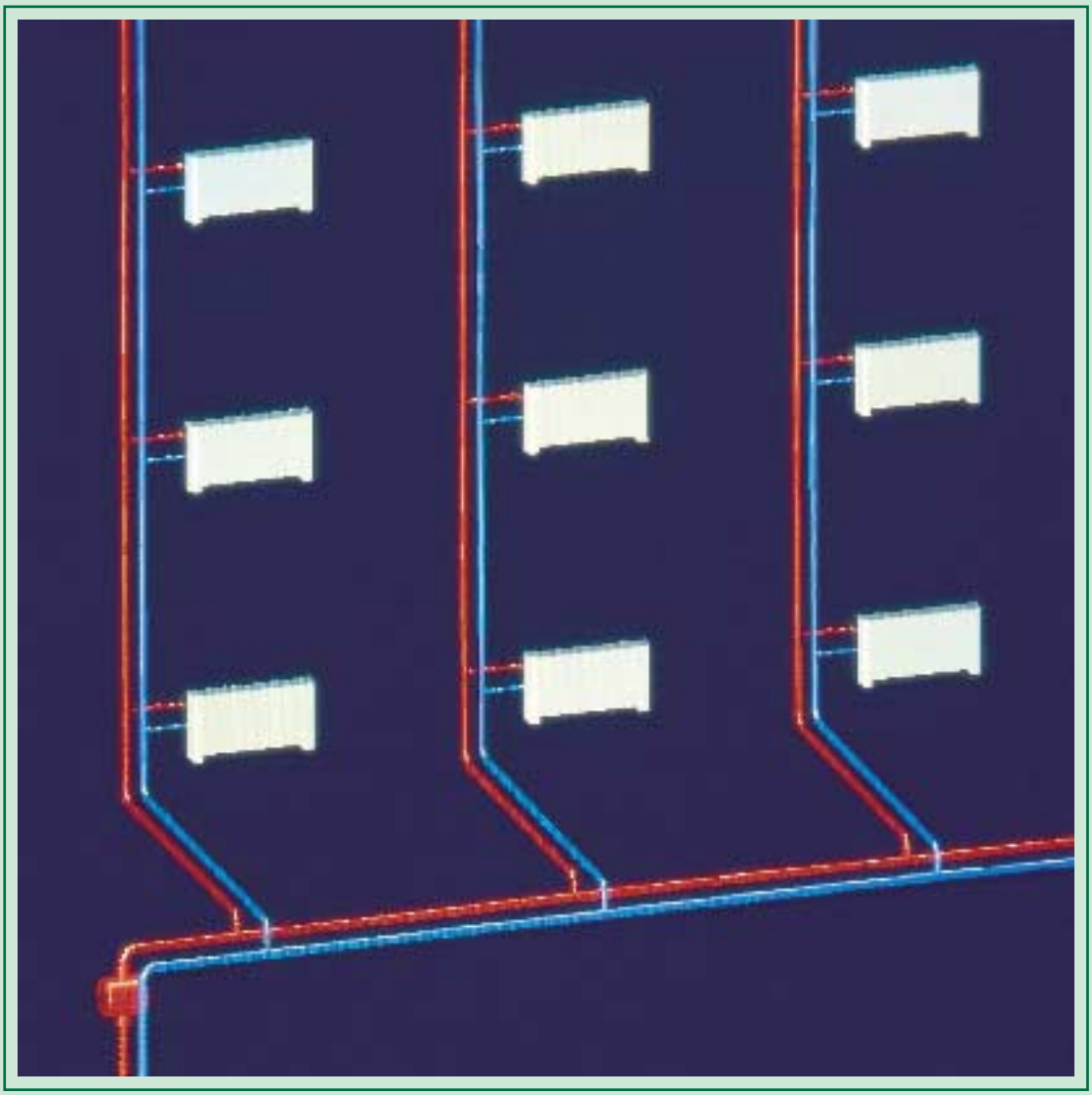
MARIO DONINELLI

I CIRCUITI E I TERMINALI DEGLI IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE



Quaderni Caleffi

MARIO DONINELLI

I CIRCUITI E I TERMINALI DEGLI IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE

Quaderni Caleffi

La presentazione di questo secondo Quaderno Caleffi mi offre l'opportunità di ringraziare tutti coloro che - dopo l'uscita del primo Quaderno - hanno voluto manifestare sostegno alla nostra nuova iniziativa editoriale con osservazioni, consigli e note di vivo incoraggiamento.

Confesso che la cosa mi ha fatto molto piacere, anche perché l'iniziativa intrapresa è tutt'altro che semplice da realizzare.
Infatti il nostro intento non è quello di pubblicare libri "qualsiasi", ma dar vita a pubblicazioni nuove, confezionate "su misura" per le specifiche esigenze di chi progetta e realizza impianti. Proprio per questa ragione intendiamo affidare la loro stesura solo a Professionisti con una vasta esperienza di lavoro.
Riteniamo infatti che il contatto diretto con la realtà di ogni giorno sia indispensabile per poter mettere a fuoco i veri problemi dei Termotecnici, per proporre soluzioni valide, per dare suggerimenti utili e concreti.

Intendiamo poi prestare molta cura anche alla facilità di lettura e alla qualità grafica dei nostri Quaderni.
Chi lavora non ha tempo da buttar via a scartabellare libri non chiari o poco pratici da consultare. E noi riteniamo nostro dovere far tutto il possibile per semplificare la sua attività di studio e di reperimento delle informazioni, cercando di approntare schemi riassuntivi chiari, disegni di immediata evidenza, tabelle agevoli da rintracciare e da consultare.
In altre parole, vogliamo procedere anche nei dettagli formali con la stessa cura - a volte quasi maniacale - con cui progettiamo e realizziamo i nostri prodotti: dove questo impegno e questa costante ricerca della qualità sono il nostro modo di lavorare insieme a chi ha riposto e ripone fiducia nella nostra Azienda.

Intendo infine porgere i miei ringraziamenti all'ingegner Mario Doninelli, autore anche di questo secondo Quaderno. Una lunga amicizia e la stessa dedizione al lavoro ci consentono di procedere facilmente in sintonia.

Naturalmente, sarò molto grato a chi vorrà inviarci giudizi o consigli su questa nuova pubblicazione. Tali riscontri, oltre a costituire per noi un'importante verifica, sono anche una significativa occasione per conoscere meglio coloro che in Caleffi consideriamo i nostri Collaboratori esterni.

Franco Caleffi
Presidente della CALEFFI S.p.A.

In questo secondo Quaderno ho messo in ordine e aggiornato le voci del mio schedario di lavoro relative ai circuiti e ai terminali di climatizzazione.

Nella parte riservata ai circuiti ho ritenuto opportuno privilegiare gli esempi numerici per derivare poi da questi note ed osservazioni di interesse generale. Ho preferito, cioè, evitare discorsi astratti ed appoggiarmi a situazioni reali, più idonee a cogliere gli aspetti tecnici essenziali inerenti la scelta e la progettazione dei circuiti.

Alcuni esempi li ho svolti per via teorica soprattutto per evidenziare come effettivamente i parametri in gioco interagiscono fra loro. Saper determinare il "peso" reale di questi fattori consente di maturare un'indispensabile attitudine critica nei confronti delle ipotesi semplificative e delle approssimazioni normalmente adottate.

Altri esempi, invece, sono stati svolti con i procedimenti pratici proposti e illustrati nell'ambito delle singole voci. Tali procedimenti consentono di ridurre notevolmente la laboriosità del calcolo teorico e comportano indeterminazioni ampiamente comprese nelle tolleranze che caratterizzano il calcolo degli impianti di climatizzazione.

Nella seconda parte del Quaderno ho ritenuto corretto impostare l'esame dei terminali analizzandone:

1. *caratteristiche costruttive e prestazionali,*
2. *potenza termica resa al variare delle condizioni di lavoro,*
3. *prescrizioni di messa in opera e di manutenzione.*

Analizzando, cioè, gli elementi principali che servono a scegliere, dimensionare, installare e mantenere in esercizio i terminali stessi.

Desidero ringraziare per il prezioso aiuto che mi hanno dato Paolo Barcellini della Caleffi e gli amici dello studio STC, Umberto Bianchini e Roger Brescianini.

Sento anche di dover esprimere gratitudine alla Caleffi che mi ha messo a disposizione tutto quanto necessario per completare e dare alla stampa questo lavoro.

Mario Doninelli

AVVERTENZE

STRUTTURA GENERALE

Definizioni, grafici, tabelle, formule, esempi e consigli sono di seguito raccolti in voci (o schede).
Nella prima parte del libro le voci sono poste in sequenza logica così come riportato nello schema riassuntivo di pagina 2. Nella seconda parte, invece, le voci sono disposte in ordine alfabetico.

Ogni voce, pur essendo legata al contesto generale, è in pratica autosufficiente. I collegamenti tra voce e voce sono indicati da appositi rinvii: ciascun rinvio è chiaramente evidenziato e compreso fra parentesi tonde.

Grafici, tabelle e formule hanno un numero d'ordine legato solo al contesto della voce in cui sono riportati. Le voci di maggiori dimensioni, spesso introdotte da un breve indice ad albero, sono suddivise in capitoli e sottocapitoli.

SCHEMI E DISEGNI

Le voci sono completate da schemi e disegni che illustrano essenzialmente l'aspetto funzionale degli impianti, delle apparecchiature e dei particolari descritti. Non sono allegati disegni tecnici esecutivi.

SEGNI, SIMBOLI E ABBREVIAZIONI

Segni e simboli (della matematica, della fisica, della chimica, ecc...) sono quelli di uso corrente. Si è cercato di evitare il più possibile il ricorso ad abbreviazioni: quelle di cui si è fatto uso sono specificate caso per caso.

UNITA' DI MISURA

Non si è applicato in modo rigoroso il Sistema Internazionale. Spesso sono state preferite le unità di misura del sistema tecnico in quanto:

1. sono più immediate e comprensibili sul piano pratico;
2. sono le effettive unità di misura cui si fa riferimento nel linguaggio operativo dei tecnici e degli installatori.

ALFABETO GRECO

Grandezze fisiche, coefficienti numerici e costanti sono sovente rappresentati con lettere dell'alfabeto greco. Si è ritenuto utile pertanto riportare di seguito tali lettere e la relativa pronuncia.

Lettere dell'alfabeto greco					
Maiuscole	Minuscole	Nome	Maiuscole	Minuscole	Nome
Α	α	alfa	Ν	ν	ni o nu
Β	β	beta	Ξ	ξ	xi
Γ	γ	gamma	Ο	ο	omicron
Δ	δ	delta	Π	π	pi
Ε	ε	epsilon	Ρ	ρ	rho
Ζ	ζ	zeta	Σ	σ	sigma
Η	η	eta	Τ	τ	tau
Θ	θ	theta	Υ	υ	upsilon
Ι	ι	iota	Φ	φ	fi
Κ	κ	cappa	Χ	χ	chi
Λ	λ	lambda	Ψ	ψ	psi
Μ	μ	mi o mu	Ω	ω	omega

NOTE

INDICE GENERALE

Parte prima
I CIRCUITI DEGLI IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE

NOTE INTRODUTTIVE pag. 3

CIRCUITI BILANCIATI pag. 5

VALVOLE DI TARATURA 6
AUTOFLOW 7
VALVOLE DI SOVRAPPRESSIONE 8
LIMITATORI DI PRESSIONE DIFFERENZIALE PER ELETTROPOMPE 9

CIRCUITI SEMPLICI pag. 10

CALCOLO TEORICO DEI CIRCUITI SEMPLICI 11
CALCOLO PRATICO DEI CIRCUITI SEMPLICI 18
• TAB. 1 - Fattori di bilanciamento della portata al variare della prevalenza 19
CARATTERISTICHE DEI CIRCUITI SEMPLICI 25
APPLICAZIONE DEI CIRCUITI SEMPLICI 26

CIRCUITI A RITORNO INVERSO pag. 30

CALCOLO DEI CIRCUITI A RITORNO INVERSO 31
CARATTERISTICHE DEI CIRCUITI A RITORNO INVERSO 35
APPLICAZIONI DEI CIRCUITI A RITORNO INVERSO 36

CIRCUITI CON VALVOLE DI TARATURA pag. 38

CALCOLO DEI CIRCUITI CON VALVOLE DI TARATURA 39
CARATTERISTICHE DEI CIRCUITI CON VALVOLE DI TARATURA 45
APPLICAZIONI DEI CIRCUITI CON VALVOLE DI TARATURA 46

CIRCUITI CON AUTOFLOW pag. 48

CALCOLO DEI CIRCUITI CON AUTOFLOW 49
CARATTERISTICHE DEI CIRCUITI CON AUTOFLOW 53
APPLICAZIONI DEI CIRCUITI CON AUTOFLOW 54

CIRCUITI CON VALVOLE DI REGOLAZIONE A TRE VIE pag. 56

DIMENSIONAMENTO DEI CIRCUITI CON VALVOLE DI REGOLAZIONE A TRE VIE 57

CIRCUITI CON VALVOLE DI REGOLAZIONE A DUE VIE pag. 66

DIMENSIONAMENTO DEI CIRCUITI CON VALVOLE DI REGOLAZIONE A DUE VIE 67

Parte seconda

I TERMINALI DEGLI IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE

AEROTERMI pag. 75

CLASSIFICAZIONE 76
- AEROTERMI A PROIEZIONE ORIZZONTALE 76
- AEROTERMI A PROIEZIONE VERTICALE 77
SCELTA DEGLI AEROTERMI 78
- TIPO E COLLOCAZIONE DEGLI AEROTERMI 78
- TEMPERATURA DELL'ARIA IN USCITA DAGLI AEROTERMI 82
- LIVELLO SONORO AMMISSIBILE 84
MANUTENZIONE DEGLI AEROTERMI 84
• TAB. 1 - Livelli accettabili di rumorosità ambientale 85
POTENZA TERMICA NOMINALE DI UN AEROTERMO 86
TEMPERATURA DI PROGETTO DEL FLUIDO SCALDANTE 86
POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UN AEROTERMO 87
- FATTORE CORRETTIVO PER LA DIVERSA TEMPERATURA DEI FLUIDI 88
• TAB. 2 - Fattore correttivo per la diversa temperatura dei fluidi 90
- FATTORE CORRETTIVO PER EFFETTO DELL'ALTITUDINE 91
• TAB. 3 - Fattore correttivo per effetto dell'altitudine 91
- FATTORE CORRETTIVO DIPENDENTE DALLA VELOCITÀ DEL FLUIDO SCALDANTE 92

RADIATORI pag. 93

CLASSIFICAZIONE 94
- RADIATORI IN GHISA 94
- RADIATORI IN ACCIAIO 95
- RADIATORI IN ALLUMINIO 98
INSTALLAZIONE DEI RADIATORI 99
POTENZA TERMICA NOMINALE DI UN RADIATORE 100
TEMPERATURA DI PROGETTO DEL FLUIDO SCALDANTE 100
POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UN RADIATORE 101
- FATTORE CORRETTIVO PER LA DIVERSA TEMPERATURA DEI FLUIDI 102
• TAB. 1 - Fattore correttivo per la diversa temperatura dei fluidi (t_m = 80°C, t_a = 20°C) 104
• TAB. 2 - Fattore correttivo per la diversa temperatura dei fluidi (t_m = 70°C, t_a = 20°C) 105
- FATTORE CORRETTIVO PER EFFETTO DELL'ALTITUDINE 106
• TAB. 3 - Fattore correttivo per effetto dell'altitudine 106
- FATTORE CORRETTIVO PER PROTEZIONE DEL RADIATORE 107
- FATTORE CORRETTIVO IN RELAZIONE AGLI ATTACCHI DEL RADIATORE 108
- FATTORE CORRETTIVO PER EFFETTO DELLA VERNICIATURA 109

TERMOCONVETTORI pag. 110

CLASSIFICAZIONE 112
- TERMOCONVETTORI AD ALETTE SEMPLICI 112
- TERMOCONVETTORI A CANALI ALETTATI 115
- TERMOCONVETTORI A MOBILETTO 116
- TERMOCONVETTORI A ZOCCOLO 117

POTENZA TERMICA NOMINALE DI UN TERMOCONVETTORE 118
TEMPERATURA DI PROGETTO DEL FLUIDO SCALDANTE 118
POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UN TERMOCONVETTORE 119
- FATTORE CORRETTIVO PER LA DIVERSA TEMPERATURA DEI FLUIDI 120
  • TAB. 1 - Fattore correttivo per la diversa temperatura dei fluidi (t_m = 80°C, t_a = 20°C) 122
  • TAB. 2 - Fattore correttivo per la diversa temperatura dei fluidi (t_m = 70°C, t_a = 20°C) 123
- FATTORE CORRETTIVO PER EFFETTO DELL'ALTITUDINE 124
  • TAB. 3 - Fattore correttivo per effetto dell'altitudine 124
- FATTORE CORRETTIVO PER EFFETTO DEL TIPO DI INSTALLAZIONE 125
- FATTORE CORRETTIVO DIPENDENTE DALLA VELOCITÀ DEL FLUIDO SCALDANTE 125

TERMOSTRISCE pag. 126

INSTALLAZIONE DELLE TERMOSTRISCE 128
  • TAB. 1 - Altezza minima di installazione delle termostrisce 128
POTENZA TERMICA NOMINALE DI UNA TERMOSTRISCIA 130
TEMPERATURA DI PROGETTO DEL FLUIDO SCALDANTE 130
POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UNA TERMOSTRISCIA 131
- FATTORE CORRETTIVO PER LA DIVERSA TEMPERATURA DEI FLUIDI 132
  • TAB. 2 - Fattore correttivo per la diversa temperatura dei fluidi 134
- FATTORE CORRETTIVO PER EFFETTO DELL'ALTEZZA DI INSTALLAZIONE 135
  • TAB. 3 - Fattore correttivo per effetto dell'altezza di installazione 135
- FATTORE CORRETTIVO DIPENDENTE DALLA VELOCITÀ DEL FLUIDO SCALDANTE 135

TUBI pag. 136

POTENZA TERMICA NOMINALE DI UN METRO DI TUBO 137
  • TAB. 1 - Potenza termica nominale dei tubi lisci in acciaio 137
POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UN METRO DI TUBO 138

TUBI ALETTATI pag. 139

POTENZA TERMICA NOMINALE DI UN METRO DI TUBO ALETTATO 140
  • TAB. 1 - Potenza termica nominale dei tubi alettati in acciaio 140
POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UN METRO DI TUBO ALETTATO 141

VENTILCONVETTORI pag. 142

CLASSIFICAZIONE 144
INSTALLAZIONE DEI VENTILCONVETTORI 147
SCELTA DEI VENTILCONVETTORI 147
- POTENZA TERMICA E PORTATA D'ARIA DEI VENTILCONVETTORI 147
- TEMPERATURA DELL'ARIA IN USCITA DAI VENTILCONVETTORI IN FASE DI RISCALDAMENTO 147
- LIVELLO SONORO AMMISSIBILE 149
MANUTENZIONE DEI VENTILCONVETTORI 149
POTENZA TERMICA NOMINALE DI UN VENTILCONVETTORE IN FASE DI RISCALDAMENTO 150
TEMPERATURA DI PROGETTO DEL FLUIDO SCALDANTE 150
POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UN VENTILCONVETTORE IN FASE DI RISCALDAMENTO 151
POTENZA TERMICA NOMINALE DI UN VENTILCONVETTORE IN FASE DI RAFFREDDAMENTO 152
TEMPERATURA DI PROGETTO DEL FLUIDO DI RAFFREDDAMENTO 152
POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UN VENTILCONVETTORE IN FASE DI RAFFREDDAMENTO 153

BIBLIOGRAFIA pag. 154

INDICE ANALITICO pag. 155

I CIRCUITI
DEGLI IMPIANTI
DI CLIMATIZZAZIONE

Schema riassuntivo

CIRCUITI BILANCIATI

CIRCUITI SEMPLICI

CIRCUITI A RITORNO INVERSO

CIRCUITI CON VALVOLE DI TARATURA

CIRCUITI CON AUTOFLOW

CIRCUITI CON VALVOLE DI REGOLAZIONE A TRE VIE

CIRCUITI CON VALVOLE DI REGOLAZIONE A DUE VIE

NOTE INTRODUTTIVE

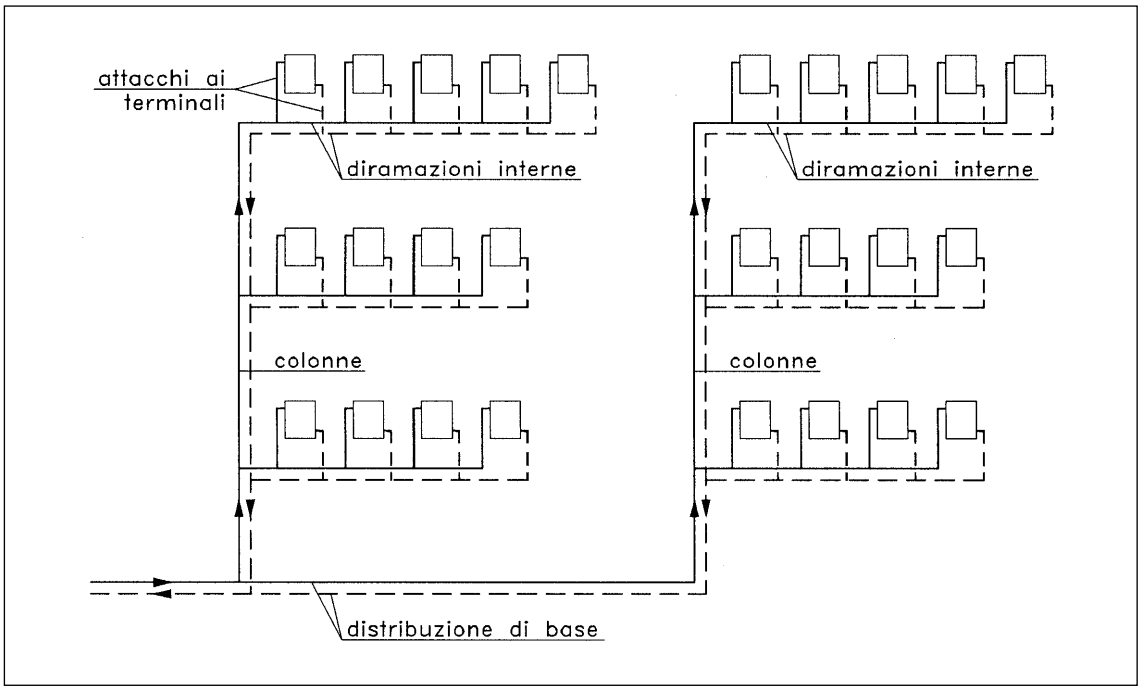
DEFINIZIONI

Circuito principale:
è il circuito di base, cioè quello che si sta esaminando o dimensionando.

Circuito secondario:
è una qualsiasi derivazione servita direttamente dal circuito principale.

Ad esempio, con riferimento allo schema distributivo sotto riportato, si possono avere i seguenti casi:

1. quando si dimensionano le diramazioni interne:
   circuiti principali sono le diramazione stesse, mentre
   circuiti secondari sono gli attacchi ai terminali.
2. quando si dimensionano le colonne:
   circuiti principali sono le colonne stesse, mentre
   circuiti secondari sono le diramazioni interne.
3. quando si dimensiona la distribuzione di base:
   circuito principale è la distribuzione di base stessa, mentre
   circuiti secondari sono le colonne.



Portata nominale di un terminale:

è la portata che passa attraverso il terminale nelle condizioni di prova che servono a determinare la sua potenza termica (potenza nominale).

Valvole di regolazione:

sono valvole in grado di variare automaticamente le loro sezioni di passaggio. Possono, quindi, regolare automaticamente la quantità di fluido che le attraversa.

CALCOLO DELLE TUBAZIONI

Il calcolo delle tubazioni è di seguito svolto col metodo delle perdite di carico lineari costanti.
Come valore guida si è assunto: r =10 mm c.a./m, che consente un buon compromesso fra due esigenze diverse:

- contenere i costi di realizzazione dell'impianto, e
- limitare il consumo energetico delle elettropompe.

TABELLE DI RIFERIMENTO

TAB. 1 - VALORI DEL COEFFICIENTE DI PERDITE LOCALIZZATE
(1° quaderno, voce PERDITE DI CARICO LOCALIZZATE)

TAB. 2 - VALORI DELLE PERDITE DI CARICO LOCALIZZATE
(1° quaderno, voce PERDITE DI CARICO LOCALIZZATE)

TAB. 5 - PERDITE DI CARICO CONTINUE NEI TUBI IN ACCIAIO
(1° quaderno, voce TUBI IN ACCIAIO)

CIRCUITI BILANCIATI

Si definiscono bilanciati (o equilibrati) i circuiti in grado di servire i loro terminali con la giusta portata di fluido: cioè con la portata di fluido necessaria a far sì che i terminali possano riscaldare, raffrescare e deumidificare secondo quanto richiesto.

Progettare e realizzare circuiti bilanciati serve essenzialmente a:

- garantire il corretto funzionamento dei terminali;
- evitare velocità del fluido troppo elevate, possibile causa di rumori e azioni abrasive;
- impedire che le elettropompe lavorino in condizioni di scarsa resa e surriscaldamento;
- limitare il valore delle pressioni differenziali che agiscono sulle valvole di regolazione, per impedire trafilamenti e irregolarità di funzionamento.

Negli impianti medio-piccoli a portata costante, un buon dimensionamento delle tubazioni è in genere sufficiente ad assicurare circuiti bilanciati.

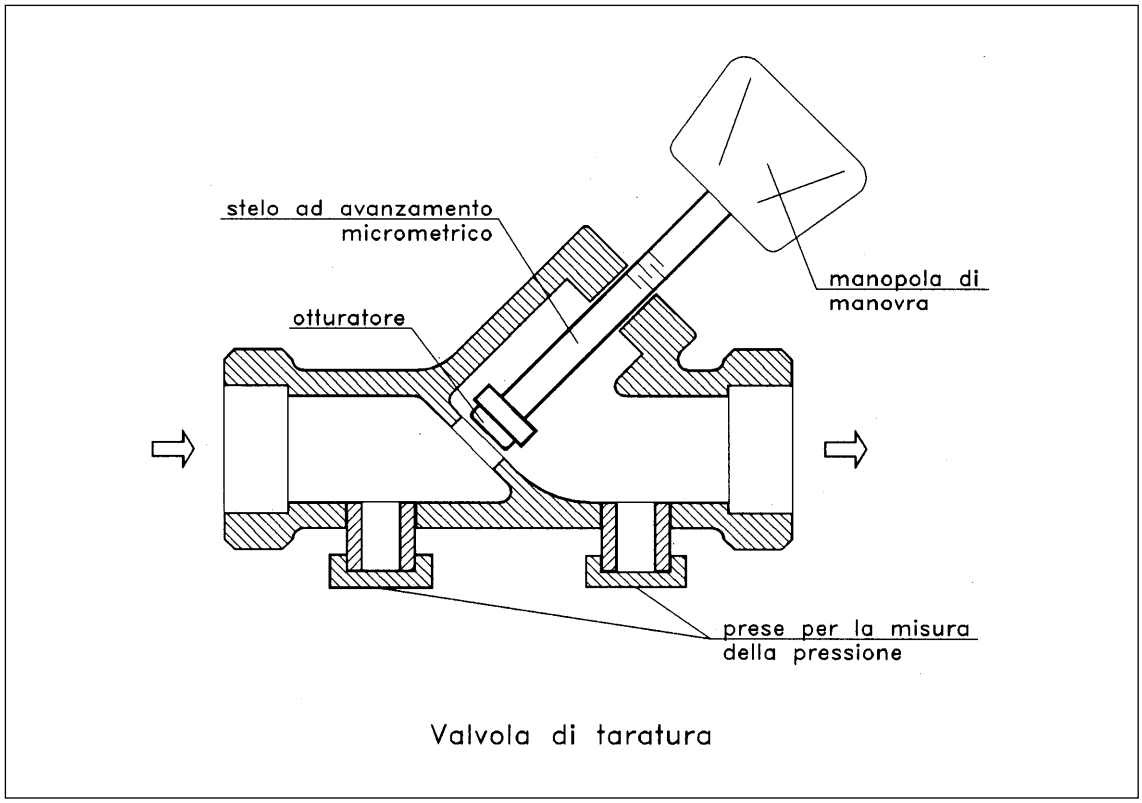
Al contrario, in impianti a reti estese o a portata variabile, per poter realizzare circuiti bilanciati è necessario prevedere appositi dispositivi atti a regolare il flusso del fluido. Di seguito si analizzano i tipi e le caratteristiche principali di tali dispositivi.

VALVOLE DI TARATURA

Sono valvole che consentono di opporre al passaggio del fluido perdite di carico predeterminate e quindi rendono possibile regolare la quantità di fluido che passa attraverso le derivazioni su cui sono poste.

Gli elementi che caratterizzano queste valvole sono: l'otturatore, lo stelo e le prese per la misura della pressione.

L'otturatore deve essere in grado di assicurare un flusso regolare e uniforme, al fine di evitare: vibrazioni, rumori, fenomeni di cavitazione, erosione della sede e usura delle guarnizioni.
Lo stelo deve avere un accoppiamento vite-madrevite di tipo micrometrico (cioè a passo fine) e riferimenti di lettura atti a consentire un preciso posizionamento e controllo dell'otturatore.
Le prese di pressione devono essere poste in zone a bassa turbolenza in modo da consentire significative misure "in loco" dell'effettiva resistenza opposta dalla valvola al passaggio del fluido.

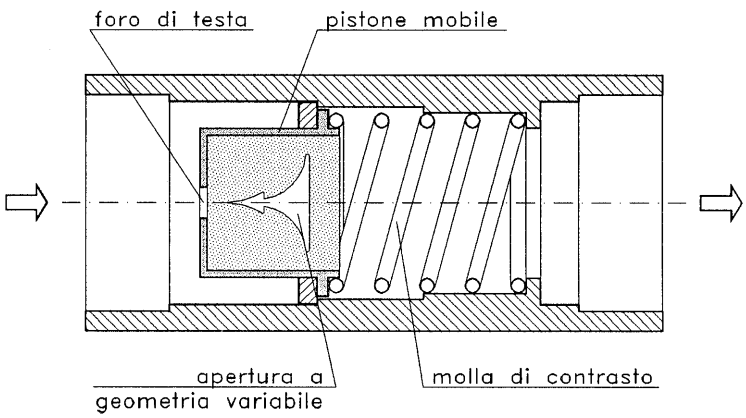


Valvola di taratura

AUTOFLOW

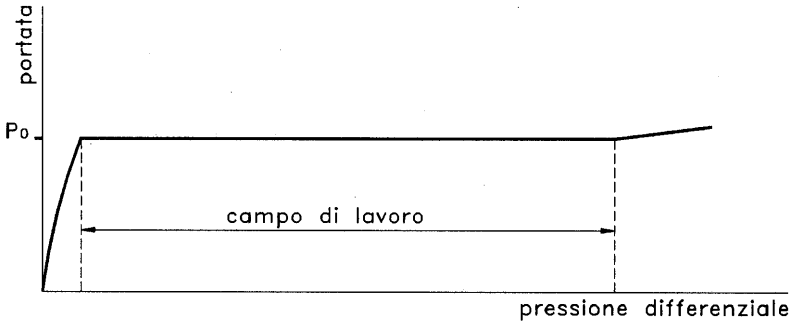
Sono dispositivi in grado di mantenere automaticamente costante la portata di fluido che passa attraverso le derivazioni su cui sono posti.

L'elemento regolatore di questi stabilizzatori di portata è un pistone mobile che ha, come sezioni di passaggio, un foro di testa e aperture laterali a geometria variabile.



Autoflow

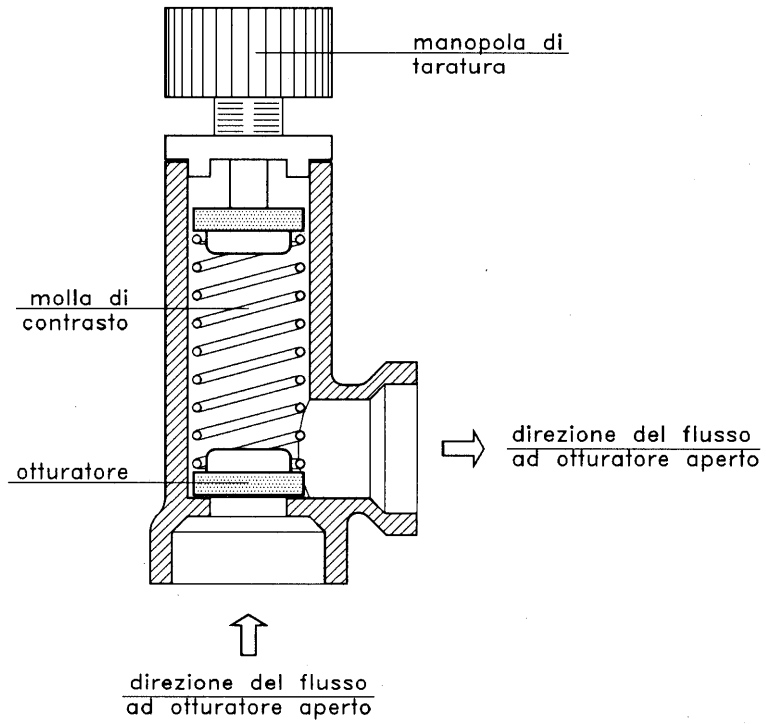
Tale regolatore - mosso dalla spinta del fluido e dalla controspinta di una molla a spirale - deve assicurare automaticamente portate pressoché costanti entro un ampio campo di pressioni differenziali, così come rappresentato dal seguente diagramma:



VALVOLE DI SOVRAPPRESSIONE

Sono valvole che consentono di realizzare by-pass limitatori di pressione differenziale: cioè by-pass atti ad impedire che la pressione differenziale fra due punti di un circuito superi un determinato valore.

L'elemento regolatore di queste valvole è un otturatore a disco normalmente chiuso sotto l'azione di una molla, che può essere tarata (in relazione alla pressione differenziale massima voluta) mediante un'apposita manopola.
Il regolatore apre e attiva il circuito di by-pass (scaricando in tal modo le sovrappressioni) solo quando è sottoposto ad una pressione differenziale che genera una spinta superiore a quella della molla di contrasto.



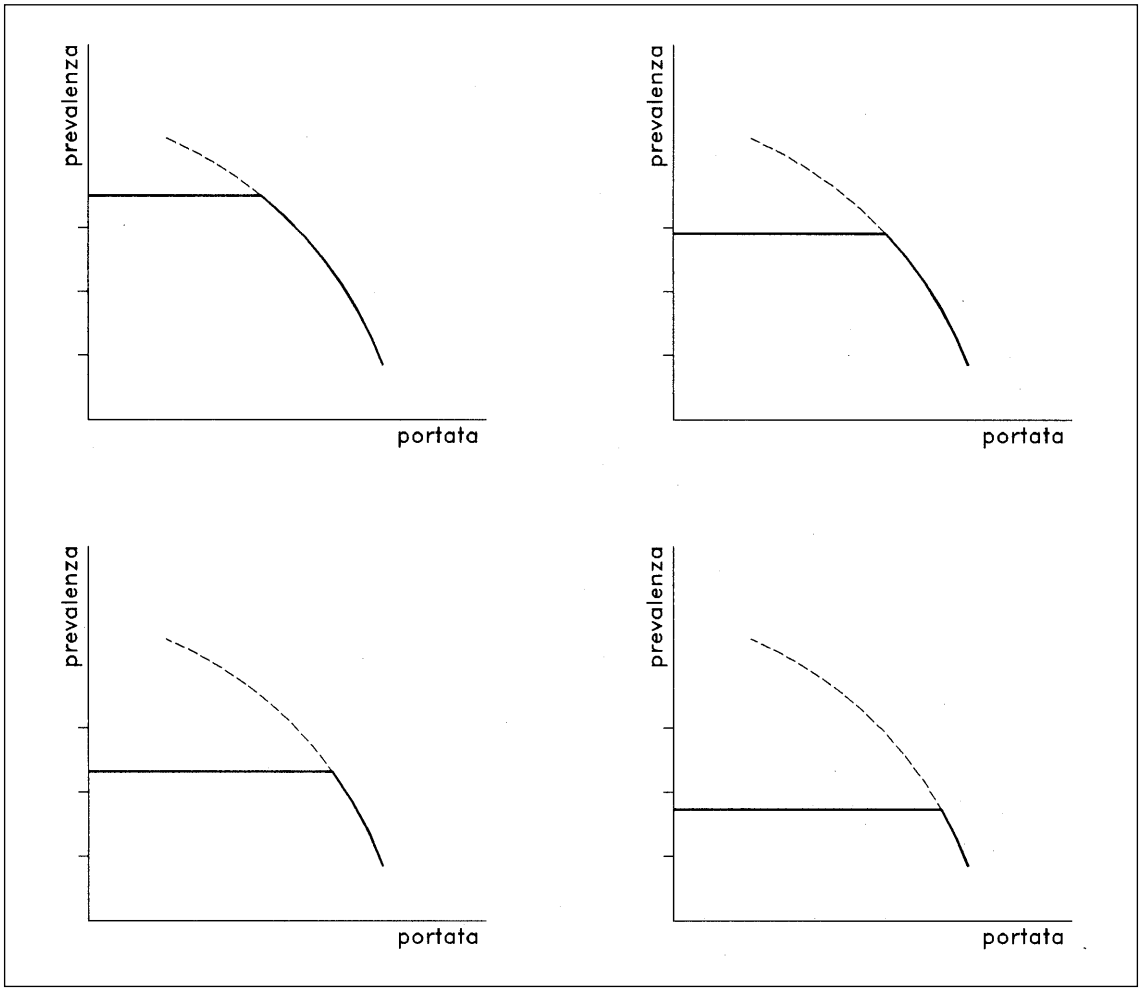
Valvola di sovrappressione

LIMITATORI DI PRESSIONE DIFFERENZIALE PER ELETTROPOMPE

Sono dispositivi in grado di limitare il numero di giri delle elettropompe e in tal modo far sì che la pressione differenziale (fra due punti di un circuito) non superi un certo valore.

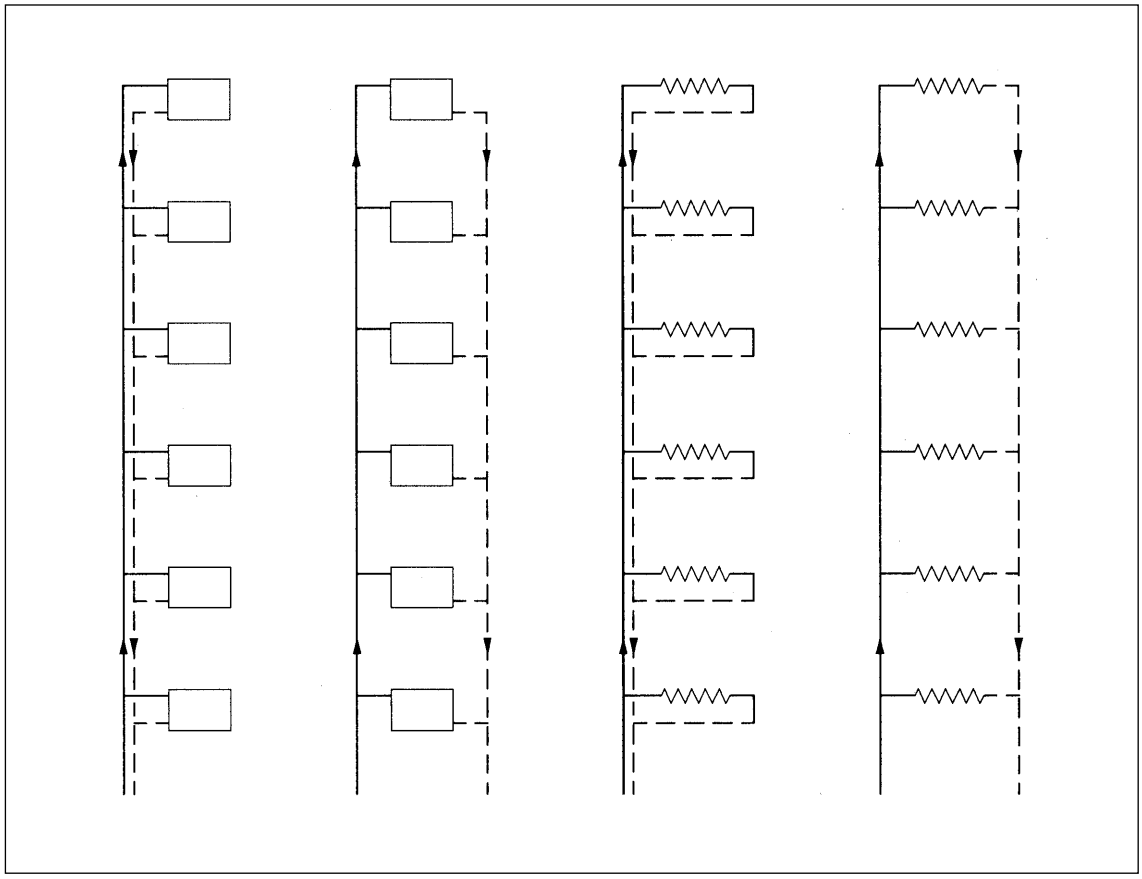
Gli elementi principali di questi dispositivi sono le prese di pressione (interne o esterne alla elettropompa) e il quadro generale di regolazione.

Di seguito sono riportate le curve caratteristiche di una elettropompa che lavora sotto il controllo di un limitatore di pressione differenziale tarato a diversi valori di pressione massima.



CIRCUITI SEMPLICI

- CALCOLO TEORICO DEI CIRCUITI SEMPLICI
- CALCOLO PRATICO DEI CIRCUITI SEMPLICI
- CARATTERISTICHE DEI CIRCUITI SEMPLICI
- APPLICAZIONI DEI CIRCUITI SEMPLICI



Sono circuiti a due tubi senza dispositivi di bilanciamento: cioè senza valvole di taratura o autoflow. Graficamente si possono rappresentare con gli schemi riportati nella pagina a lato.

CALCOLO TEORICO DEI CIRCUITI SEMPLICI

Il calcolo teorico di questi circuiti può essere sviluppato nel seguente modo:

1. Si dimensiona l'ultimo circuito secondario in base alla portata richiesta, determinandone:
   - diametro,
   - perdite di carico.

2. Si dimensionano gli ultimi tronchi del circuito principale (cioè quelli compresi fra l'ultimo e il penultimo circuito secondario) determinandone:
   - portata (è uguale a quella dell'ultimo circuito secondario),
   - diametro,
   - perdite di carico.

3. Si dimensiona il penultimo circuito secondario in base alla portata richiesta, determinandone:
   - diametro,
   - perdite di carico.

   Portata e perdite di carico, così determinate, si devono poi bilanciare alla effettiva prevalenza disponibile agli attacchi del circuito.

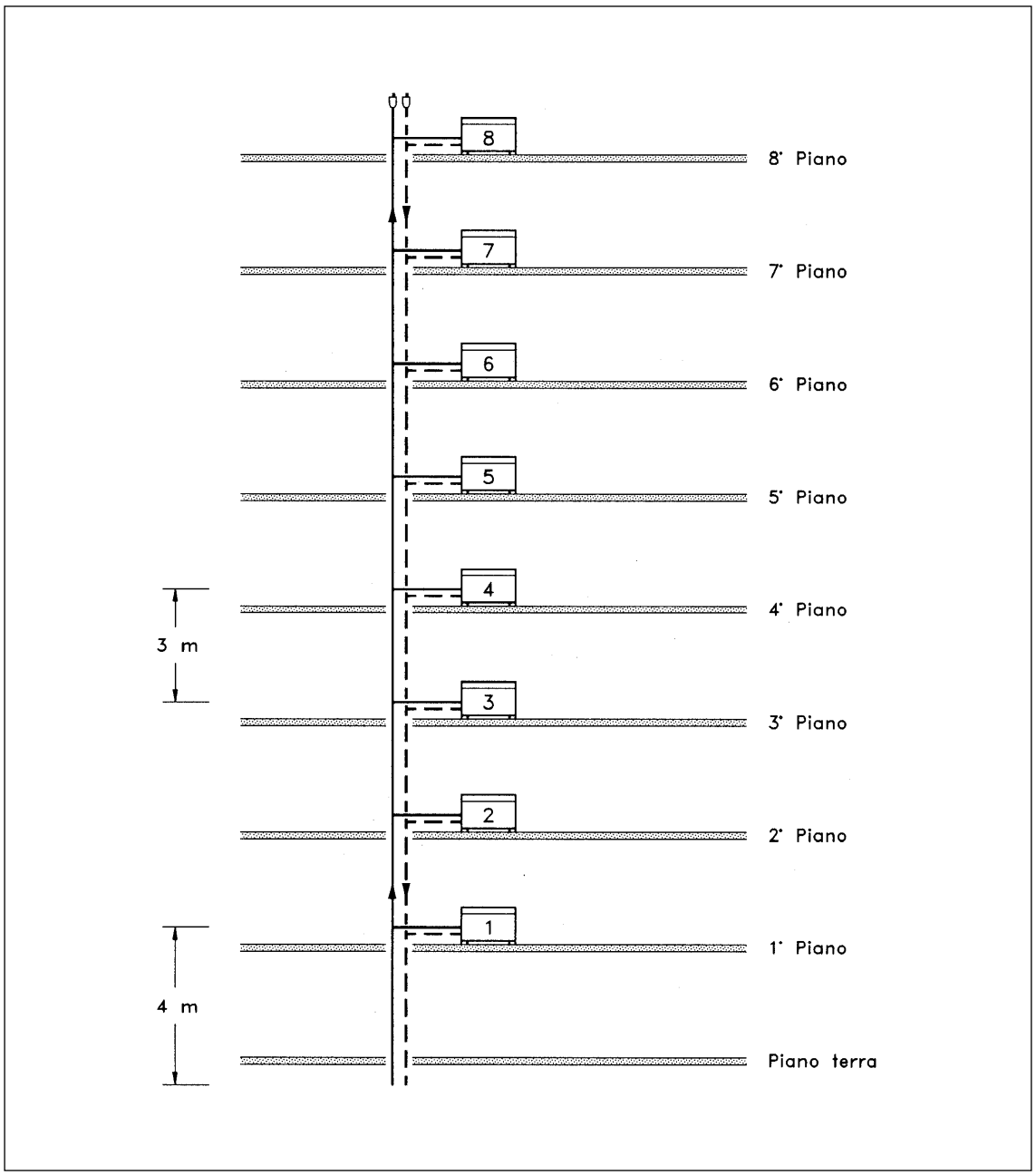
4. Si dimensionano i penultimi tronchi del circuito principale, determinandone:
   - portata (si ottiene sommando le portate dei circuiti secondari serviti dai tronchi in esame),
   - diametro,
   - perdite di carico.

5. Si dimensionano gli altri circuiti secondari e gli altri tronchi del circuito principale:
   – Per i circuiti secondari si procede come indicato al punto 3.
   – Per i tronchi del circuito principale si procede, invece, come indicato al punto 4.

Esempio 1 - Calcolo teorico di un circuito semplice

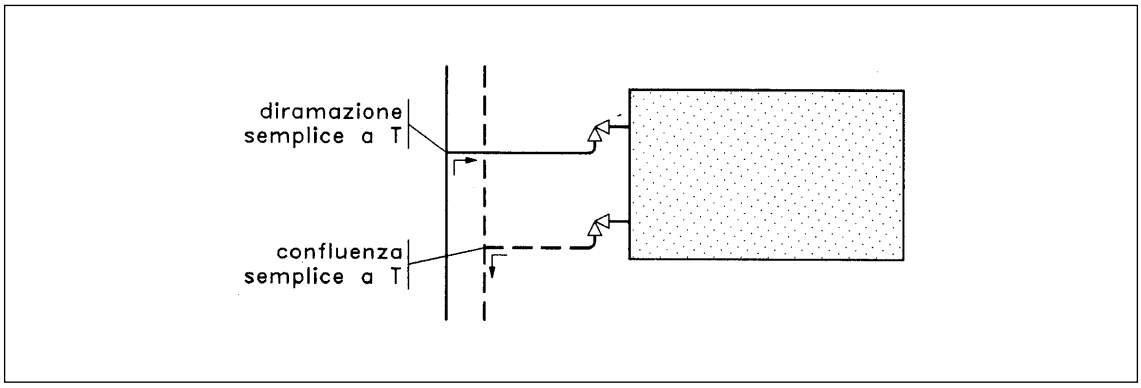
Dimensionare, col metodo di calcolo riportato alla pagina precedente, il circuito semplice sotto schematizzato. Si consideri:

- G = 330 l/h portata nominale di ogni ventilconvettore,
- ΔP = 150 mm c.a. perdite di carico corrispondenti alla portata nominale,
- l = 4 m lunghezza dei collegamenti colonne-ventilconvettore,
- n = 2 (a 90°) curve dei collegamenti colonne-ventilconvettore.



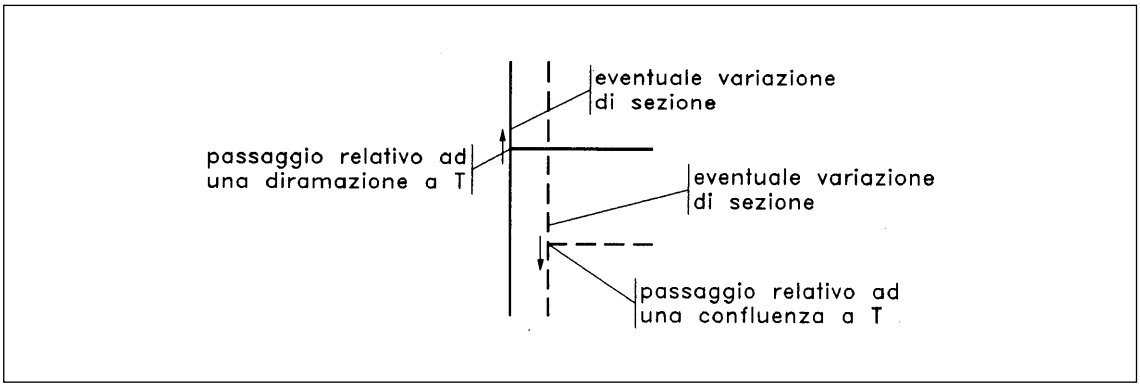
Soluzione:

— Determinazione degli ξ (coefficienti di perdita localizzata) relativi al collegamento colonne-ventilconvettore:



- 1 diramazione semplice a T	1,0	=	1,0		1,0		
- 1 confluenza semplice a T	1,0	=	1,0		1,0		
- 2 curve normali a 90°	2 · 1,5	=	3,0	(ø = 3/8“, 1/2”)	2 · 1,0	= 2,0	(ø = 3/4“, 1”)
- 1 valvola a squadra (valore medio)	4,0	=	4,0		4,0		
- 1 detentore (valore medio)	1,0	=	1,0		1,0		
Totale Σξ		=	10,0	(ø = 3/8“, 1/2”)	Totale Σξ	= 9,0	(ø = 3/4“, 1”)

— Determinazione degli ξ relativi ai tronchi di colonna compresi fra i piani:



- 1 passaggio relativo ad una diramazione semplice a T	1,0
- 1 passaggio relativo ad una confluenza semplice a T	1,0
Totale Σξ = 2,0 (somma degli ξ nel caso di ø costante)	
- 1 allargamento di sezione	1,0
- 1 restringimento di sezione	0,5
Totale Σξ = 3,5 (somma degli ξ nel caso di ø variabile)	

— Per il calcolo dei tronchi di colonna si assume come valore guida: r = 10 mm c.a./m (ved. NOTE INTRODUTTIVE).

— Tabelle di riferimento:

TAB. 5 - Perdite di carico continue per tubi in acciaio (ved. 1° quaderno, voce TUBI IN ACCIAIO)
TAB. 2 - Perdite di carico localizzate (ved. 1° quaderno, voce PERDITE DI CARICO LOCALIZZATE)

Circuito secondario del ventilconvettore 8

Al ventilconvettore 8 si vuole assicurare la sua portata nominale: G_8 = 330 l/h. Tale portata può essere garantita con attacchi da 1/2" che consentono una velocità del fluido (0,44 m/s) inferiore a 0,7 m/s, cioè al limite consigliato dalla TAB. 1 riportata alla voce VELOCITÀ (1° quaderno).

— Calcolo delle perdite di carico (H_8) del circuito secondario:

- Perdite di carico distribuite lungo le derivazioni. Si calcolano con la formula: $h = l \cdot r$.
  Essendo: l = 4 m (lunghezza derivazioni)
  r = 20,5 mm c.a./m (TAB. 5, per ø = 1/2" e G = 330 l/h)
  risulta: h = 82,0 mm c.a.

- Perdite di carico localizzate delle derivazioni. Si determinano con la TAB. 2.
  Essendo: $\Sigma\xi$ = 10,0
  v = 0,44 m/s (TAB. 5, per ø = 1/2" e G = 330 l/h)
  risulta z = 96 mm c.a. (TAB. 2)

- Perdite di carico del ventilconvettore:
  k = 150 mm c.a. essendo la portata effettiva del ventilconvettore uguale a quella nominale.

  Si ottiene pertanto: $H_8 = h + z + k = 82 + 96 + 150 = 328$ mm c.a.

Tronchi di colonna compresi fra i piani 8 e 7

— Portata dei tronchi: $G_{8\text{-}7} = G_8$ = 330 l/h

— ø scelto: = 3/4" (è il diametro commerciale che più si avvicina al valore guida: r = 10 mm c.a./m)

— Calcolo delle perdite di carico ($\Delta P_{8\text{-}7}$) dei tronchi:

- Perdite di carico continue. Si calcolano con la formula: $h = l \cdot r$.
  Essendo: l = 6 m (lunghezza dei tronchi di colonna)
  r = 5 mm c.a./m (TAB. 5, per ø = 3/4" e G = 330 l/h)
  risulta: h = 30 mm c.a.

- Perdite di carico localizzate. Si determinano con la TAB. 2.
  Essendo: $\Sigma\xi$ = 2,0
  v = 0,25 m/s (TAB. 5, per ø = 3/4" e G = 330 l/h)
  risulta z = 6 mm c.a. (TAB. 2)

  Si ottiene pertanto: $\Delta P_{8\text{-}7} = h + z = 30 + 6 = 36$ mm c.a.

Circuito secondario del ventilconvettore 7

A pari portata (quella nominale) e a pari diametro (il 3/8" comporterebbe velocità troppo elevate), questo circuito è uguale a quello del ventilconvettore 8. Pertanto l'effettiva portata del circuito in esame può essere determinata bilanciando G_8 e H_8 alla effettiva prevalenza (H_7) disponibile ai suoi attacchi (ved. I° quaderno, voce PORTATA DI BILANCIAMENTO).

— Prevalenza agli attacchi del circuito in esame: $H_7 = H_8 + \Delta P_{8\text{-}7} = 328 + 36 = 364$ mm c.a.

— Portata effettiva del circuito in esame:
$G_7 = G_8 \cdot (H_7 / H_8)^{0,525} = 330 \cdot (364 / 328)^{0,525} = 349$ l/h $v_7 = 0,47$ m/s

Tronchi di colonna compresi fra i piani 7 e 6

— Portata dei tronchi: $G_{7\text{-}6} = G_{8\text{-}7} + G_7 = 330 + 349 = 679$ l/h ø scelto = 3/4"
r = 18,5 mm c.a./m v = 0,51 m/s $\Sigma\xi$ = 2,0 (no variazioni ø)

— Perdite di carico: $\Delta P_{7\text{-}6} = 18,5 \cdot 6 + 26 = 137$ mm c.a.

Circuito secondario del ventilconvettore 6

— $H_6 = H_7 + \Delta P_{7\text{-}6*} = 364 + 137 = 501$ mm c.a.

— $G_6 = G_8 \cdot (H_6 / H_8)^{0,525} = 330 \cdot (501 / 328)^{0,525} = 412$ l/h; $v_6 = 0,55$ m/s

Tronchi di colonna compresi fra i piani 6 e 5

— Portata dei tronchi: $G_{6\text{-}5} = G_{7\text{-}6} + G_6 = 679 + 412 = 1.091$ l/h ø scelto = 1"
r = 14,0 mm c.a./m v = 0,52 m/s $\Sigma\xi$ = 3,5 (si variazioni ø)

— Perdite di carico: $\Delta P_{6\text{-}5} = 14,0 \cdot 6 + 47 = 131$ mm c.a.

Circuito secondario del ventilconvettore 5

— $H_5 = H_6 + \Delta P_{6\text{-}5} = 501 + 131 = 632$ mm c.a.

— $G_5 = G_8 \cdot (H_5 / H_8)^{0,525} = 330 \cdot (632 / 328)^{0,525} = 466$ l/h $v_5 = 0,63$ m/s

Tronchi di colonna compresi fra i piani 5 e 4

— Portata dei tronchi: $G_{5\text{-}4} = G_{6\text{-}5} + G_5 = 1.091 + 466 = 1.557$ l/h ø scelto = 1 1/4"
r = 7,0 mm c.a./m; v = 0,43 m/s $\Sigma\xi$ = 3,5 (si variazioni ø)

— Perdite di carico: $\Delta P_{5\text{-}4} = 7,0 \cdot 6 + 32 = 74$ mm c.a.

Circuito secondario del ventilconvettore 4

— $H_4 = H_5 + DP_{5\text{-}4} = 632 + 74 = 706$ mm c.a.

— $G_4 = G_8 \cdot (H_4 / H_8)^{0,525} = 330 \cdot (706 / 328)^{0,525} = 494$ l/h $v_4 = 0,66$ m/s

Tronchi di colonna compresi fra i piani 4 e 3

— Portata dei tronchi: $G_{4-3} = G_{5-4} + G_4 = 1.557 + 494 = 2.051$ l/h ø scelto = 1 1/4”
r = 11,5 mm c.a./m v = 0,56 m/s $\Sigma\xi$ = 2,0 (no variazioni ø)

— Perdite di carico: $\Delta P_{4-3} = 11,5 \cdot 6 + 31 = 100$ mm c.a.

Circuito secondario del ventilconvettore 3

— $H_3 = H_4 + \Delta P_{4-3} = 706 + 100 = 806$ mm c.a.

— $G_3 = G_8 \cdot (H_3 / H_8)^{0,525} = 330 \cdot (806 / 328)^{0,525} = 529$ l/h $v_3 = 0,71$ m/s

Tronchi di colonna compresi fra i piani 3 e 2

— Portata dei tronchi: $G_{3-2} = G_{4-3} + G_3 = 2.051 + 529 = 2.580$ l/h ø scelto = 1 1/2”
r = 8,5 mm c.a./m v = 0,52 m/s $\Sigma\xi$ = 3,5 (si variazioni ø)

— Perdite di carico: $\Delta P_{3-2} = 8,5 \cdot 6 + 47 = 98$ mm c.a.

Circuito secondario del ventilconvettore 2

— $H_2 = H_3 + DP_{3-2} = 806 + 98 = 904$ mm c.a.

— $G_2 = G_8 \cdot (H_2 / H_8)^{0,525} = 330 \cdot (904 / 328)^{0,525} = 562$ l/h $v_2 = 0,75$ m/s

Tronchi di colonna compresi fra i piani 2 e 1

— Portata dei tronchi: $G_{2-1} = G_{3-2} + G_2 = 2.580 + 562 = 3.142$ l/h ø scelto = 1 1/2”
r = 12,0 mm c.a./m v = 0,64 m/s $\Sigma\xi$ = 2,0 (no variazioni ø)

— Perdite di carico: $\Delta P_{2-1} = 12,0 \cdot 6 + 41 = 113$ mm c.a.

Circuito secondario del ventilconvettore 1

— $H_1 = H_2 + \Delta P_{2-1} = 904 + 113 = 1.017$ mm c.a.

— $G_1 = G_8 \cdot (H_1 / H_8)^{0,525} = 330 \cdot (1.017 / 328)^{0,525} = 598$ l/h $v_1 = 0,80$ m/s

Tronchi di colonna compresi fra il primo piano e gli attacchi delle colonne

— Portata dei tronchi: $G_{1-0} = G_{2-1} + G_1 = 3.142 + 598 = 3.740$ l/h ø scelto = 2”
r = 5,0 mm c.a./m v = 0,47 m/s $\Sigma\xi$ = 3,5 (si variazioni ø)

— Perdite di carico: $\Delta P_{1-0} = 5,0 \cdot 8 + 38 = 78$ mm c.a.

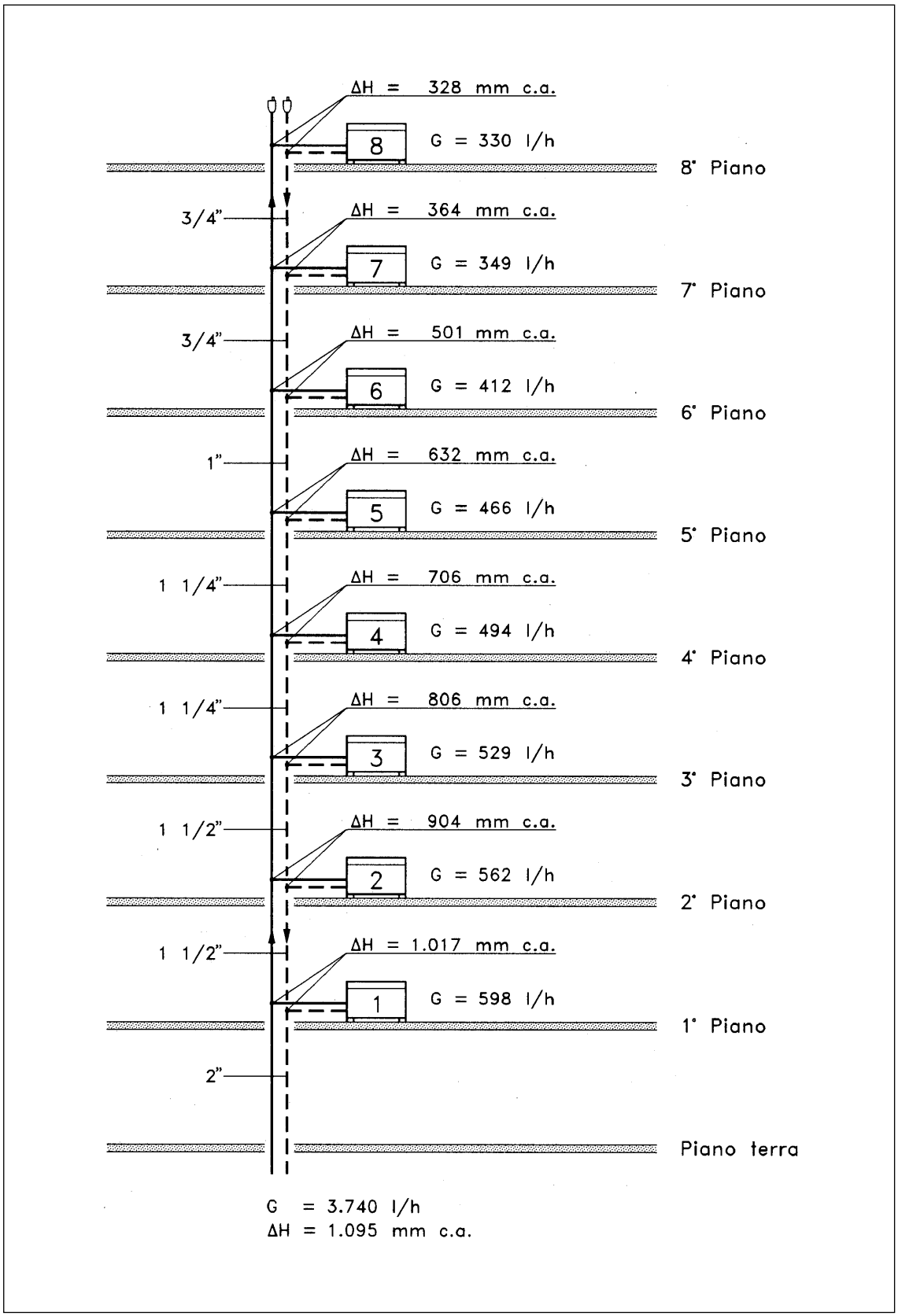
Portata e prevalenza agli attacchi delle colonne

— H = 1.017 + 78 = 1.095 mm c.a.

— G = 3.740 l/h

Osservazioni:

I terminali dei piani inferiori sono alimentati con portate e velocità del fluido troppo elevate. Si veda in merito quanto riportato al capitolo: CARATTERISTICHE DEI CIRCUITI SEMPLICI.


ΔH = 328 mm c.a.
8
G = 330 l/h
8° Piano
3/4"
ΔH = 364 mm c.a.
7
G = 349 l/h
7° Piano
3/4"
ΔH = 501 mm c.a.
6
G = 412 l/h
6° Piano
1"
ΔH = 632 mm c.a.
5
G = 466 l/h
5° Piano
1 1/4"
ΔH = 706 mm c.a.
4
G = 494 l/h
4° Piano
1 1/4"
ΔH = 806 mm c.a.
3
G = 529 l/h
3° Piano
1 1/2"
ΔH = 904 mm c.a.
2
G = 562 l/h
2° Piano
1 1/2"
ΔH = 1.017 mm c.a.
1
G = 598 l/h
1° Piano
2"
Piano terra
G = 3.740 l/h
ΔH = 1.095 mm c.a.

CALCOLO PRATICO DEI CIRCUITI SEMPLICI

Per il calcolo pratico dei circuiti semplici non esistono metodi generalizzabili di sicuro affidamento: troppe infatti sono le variabili da prendere in considerazione. Solo l'esperienza può suggerire semplificazioni e accorgimenti atti a ridurre la complessità del calcolo teorico.

Di seguito si propone un metodo di calcolo pratico per dimensionare colonne a circuito semplice in edifici con dislivelli di piano compresi fra 2,7 e 3,3 metri. Le principali fasi di tale calcolo sono le seguenti:

1. Si dimensiona l'ultimo circuito secondario in base alla portata richiesta, determinandone:
   - diametro,
   - perdite di carico.

2. Si stabiliscono convenzionalmente le prevalenze agli estremi degli altri circuiti secondari, in base a questi criteri:
   – per il penultimo circuito secondario si assume come valore di prevalenza quello che si ottiene:
     - incrementando di 100 mm c.a. la prevalenza dell'ultimo circuito, e
     - arrotondando tale valore al multiplo di 100 più vicino.
   – per gli altri circuiti secondari si assume come valore di prevalenza quello che si ottiene incrementando di 100 mm c.a. la prevalenza del circuito secondario del piano superiore.

3. Si dimensionano gli altri circuiti secondari in base alla portata richiesta, determinandone:
   - diametro,
   - perdite di carico.

   Portata e perdite di carico, così determinate, si devono poi bilanciare alla relativa prevalenza convenzionale determinata al punto 2.

4. Si dimensionano i tronchi di colonna del circuito principale in base:
   - alla loro portata (si ottiene sommando le portate dei circuiti secondari serviti dai tronchi in esame), e
   - considerando perdite di carico continue uguali a 10 mm c.a./m.

Nota:
Se i circuiti secondari e i terminali sono fra loro uguali, la portata di un generico circuito può essere derivata da quella del piano superiore mediante il relativo fattore di bilanciamento riportato a TAB. 1.

TAB. 1 - FATTORI DI BILANCIAMENTO DELLA PORTATA AL VARIARE DELLA PREVALENZA

H_1	H_2	F	H_1	H_2	F	H_1	H_2	F
100	200	1,44	1.100	1.200	1,05	2.100	2.200	1,02
200	300	1,24	1.200	1.300	1,04	2.200	2.300	1,02
300	400	1,16	1.300	1.400	1,04	2.300	2.400	1,02
400	500	1,12	1.400	1.500	1,04	2.400	2.500	1,02
500	600	1,10	1.500	1.600	1,03	2.500	2.600	1,02
600	700	1,08	1.600	1.700	1,03	2.600	2.700	1,02
700	800	1,07	1.700	1.800	1,03	2.700	2.800	1,02
800	900	1,06	1.800	1.900	1,03	2.800	2.900	1,02
900	1.000	1,06	1.900	2.000	1,03	2.900	3.000	1,02
1.000	1.100	1,05	2.000	2.100	1,03	3.000	3.100	1,02

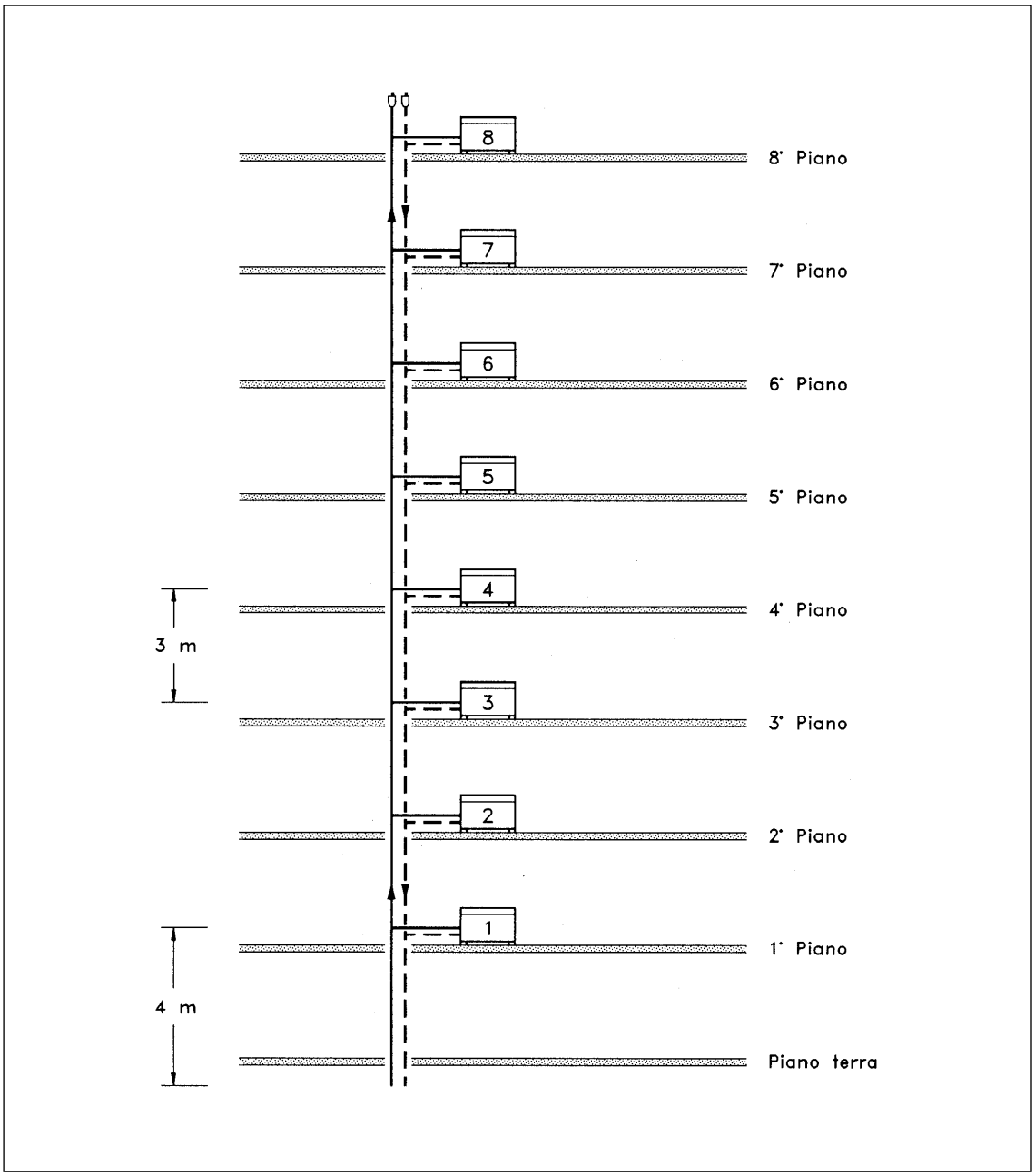
F è il fattore che serve a stabilire la nuova portata di un circuito che passa dalla prevalenza H_1 (mm c.a.) alla prevalenza H_2 (mm c.a.).

I valori della TAB. 1 sono derivati dalle formule riportate alla voce: PORTATA DI BILANCIAMENTO (1° quaderno).

Esempio 2 - Calcolo pratico di un circuito semplice

Dimensionare, col metodo di calcolo riportato alla pagina precedente, il circuito semplice sotto schematizzato. Si consideri:

- G = 330 l/h portata nominale di ogni ventilconvettore,
- ΔP = 150 mm c.a. perdite di carico corrispondenti alla portata nominale,
- l = 4 m lunghezza dei collegamenti colonne-ventilconvettore,
- n = 2 (a 90°) curve dei collegamenti colonne-ventilconvettore.



Soluzione:

— Tabelle di riferimento:
TAB. 5 - Perdite di carico continue per tubi in acciaio (ved. 1° quaderno, voce TUBI IN ACCIAIO)
TAB. 2 - Perdite di carico localizzate (ved. 1° quaderno, voce PERDITE DI CARICO LOCALIZZATE)

1 - Circuito secondario del ventilconvettore 8

Questo circuito si può dimensionare come il corrispondente circuito dell'esempio 1.

Si ha pertanto: $ø_8$ = 1/2"
G_8 = 330 l/h
H_8 = 328 mm c.a.

2 - Prevalenze convenzionali agli estremi dei circuiti secondari

— Penultimo circuito: in base alle convenzioni adottate la prevalenza di questo circuito si ottiene:
- incrementando di 100 mm c.a. la prevalenza dell'ultimo circuito: H = 328 + 100 = 428 mm c.a.
- e arrotondando tale valore al multiplo di 100 più vicino.
Risulta quindi: H_7 = 400 mm c.a.

— Altri circuiti: sempre in base alle convenzioni adottate, la prevalenza di questi circuiti si ottiene incrementando di 100 mm c.a. quella del piano superiore.
Risulta quindi: H_6 = 500 mm c.a.
H_5 = 600 mm c.a.
H_4 = 700 mm c.a.
H_3 = 800 mm c.a.
H_2 = 900 mm c.a.
H_1 = 1.000 mm c.a.

3 - Circuito secondario del ventilconvettore 7

A pari portata (quella nominale) e a pari diametro (il 3/8" comporterebbe velocità troppo elevate), questo circuito è uguale a quello del ventilconvettore 8.
Pertanto la portata del circuito in esame può essere determinata bilanciando G_8 e H_8 alla prevalenza H_7 che si ipotizza disponibile ai suoi attacchi (ved. 1° quaderno, voce PORTATA DI BILANCIAMENTO).

Si ottiene pertanto: $G_7 = G_8 \cdot (H_7 / H_8)^{0,525} = 330 \cdot (400 / 328)^{0,525} = 366$ l/h

4 - Dimensionamento degli altri circuiti secondari

Dato che questi circuiti e i relativi terminali sono fra loro uguali, la portata del circuito secondario di ogni piano può essere calcolata utilizzando i fattori di bilanciamento riportati nella TAB. 1.

Si ottiene pertanto:

- circuito secondario 6: H_6 = 500 mm c.a. $G_6 = G_7 \cdot F = 366 \cdot 1{,}12 = 410$ l/h
- circuito secondario 5: H_5 = 600 mm c.a. $G_5 = G_6 \cdot F = 410 \cdot 1{,}10 = 451$ l/h
- circuito secondario 4: H_4 = 700 mm c.a. $G_4 = G_5 \cdot F = 451 \cdot 1{,}08 = 487$ l/h
- circuito secondario 3: H_3 = 800 mm c.a. $G_3 = G_4 \cdot F = 487 \cdot 1{,}07 = 521$ l/h
- circuito secondario 2: H_2 = 900 mm c.a. $G_2 = G_3 \cdot F = 521 \cdot 1{,}06 = 552$ l/h
- circuito secondario 1: H_1 = 1.000 mm c.a. $G_1 = G_2 \cdot F = 552 \cdot 1{,}06 = 585$ l/h

5 - Dimensionamento delle colonne

In base alle convenzioni di calcolo adottate, le colonne si dimensionano col valore guida: r = 10 mm c.a./m.

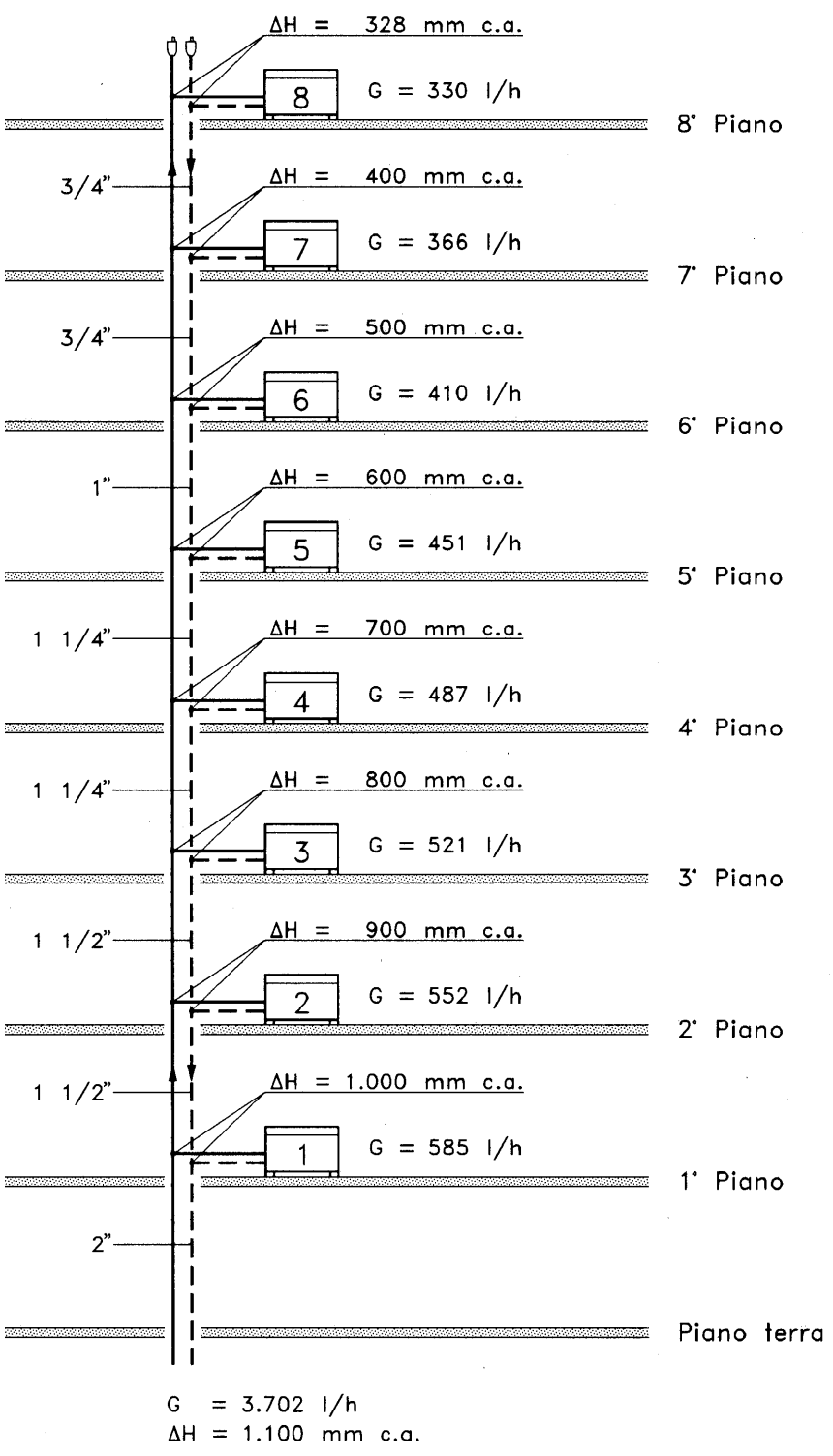
Si ottiene pertanto:

- tronco colonna 8-7: $G_{8\text{-}7} = 330$ l/h ø= 3/4”
- tronco colonna 7-6: $G_{7\text{-}6} = G_{8\text{-}7} + G_7 = 330 + 366 = 696$ l/h ø = 3/4”
- tronco colonna 6-5: $G_{6\text{-}5} = G_{7\text{-}6} + G_6 = 696 + 410 = 1.106$ l/h ø = 1”
- tronco colonna 5-4: $G_{5\text{-}4} = G_{6\text{-}5} + G_5 = 1.106 + 451 = 1.557$ l/h ø = 1 1/4”
- tronco colonna 4-3: $G_{4\text{-}3} = G_{5\text{-}4} + G_4 = 1.557 + 487 = 2.044$ l/h ø = 1 1/4”
- tronco colonna 3-2: $G_{3\text{-}2} = G_{4\text{-}3} + G_3 = 2.044 + 521 = 2.565$ l/h ø = 1 1/2”
- tronco colonna 2-1: $G_{2\text{-}1} = G_{3\text{-}2} + G_2 = 2.565 + 552 = 3.117$ l/h ø = 1 1/2”
- tronco colonna 1-0: $G_{1\text{-}0} = G_{2\text{-}1} + G_1 = 3.117 + 585 = 3.702$ l/h ø = 2”

6 - Portata e prevalenza agli attacchi delle colonne

— H = 1.000 + 100 = 1.100 mm c.a.

— G = 3.702 l/h


ΔH = 328 mm c.a.
8
G = 330 l/h
8° Piano
3/4"
ΔH = 400 mm c.a.
7
G = 366 l/h
7° Piano
3/4"
ΔH = 500 mm c.a.
6
G = 410 l/h
6° Piano
1"
ΔH = 600 mm c.a.
5
G = 451 l/h
5° Piano
1 1/4"
ΔH = 700 mm c.a.
4
G = 487 l/h
4° Piano
1 1/4"
ΔH = 800 mm c.a.
3
G = 521 l/h
3° Piano
1 1/2"
ΔH = 900 mm c.a.
2
G = 552 l/h
2° Piano
1 1/2"
ΔH = 1.000 mm c.a.
1
G = 585 l/h
1° Piano
2"
Piano terra
G = 3.702 l/h
ΔH = 1.100 mm c.a.

Osservazioni:

Il seguente quadro riassuntivo consente un facile confronto tra i dati calcolati col metodo teorico e quelli determinati col metodo pratico.

circuito secondario	G calcolo teorico	G calcolo pratico	ΔG	ΔG in %
8	330 l/h	330 l/h	0 l/h	0,0 %
7	349 l/h	366 l/h	+ 17 l/h	+ 4,9 %
6	412 l/h	410 l/h	- 2 l/h	- 0,5 %
5	466 l/h	451 l/h	- 15 l/h	- 3,2 %
4	494 l/h	487 l/h	- 7 l/h	- 1,4 %
3	529 l/h	521 l/h	- 8 l/h	- 1,5 %
2	562 l/h	552 l/h	- 10 l/h	- 1,8 %
1	598 l/h	585 l/h	- 13 l/h	- 2,2 %

Prevalenza richiesta agli attacchi delle colonne: H (calcolo teorico) = 1.095 mm c.a.
H (calcolo pratico) = 1.100 mm c.a.

Da tale confronto è possibile rilevare che le differenze tra i dati calcolati col metodo teorico e quelli determinati col metodo pratico proposto rientrano facilmente nelle indeterminazioni che caratterizzano il calcolo degli impianti di climatizzazione (ved. 1° quaderno, voce PERDITE DI CARICO TOTALI).

CARATTERISTICHE DEI CIRCUITI SEMPLICI

Come è facile dedurre anche dall'esercizio svolto, questi circuiti non sono in grado di garantire un buon controllo delle pressioni differenziali. Tali pressioni, infatti, continuano ad incrementarsi man mano che ci si allontana dall'ultima derivazione servita.

Ad esempio, nel caso preso in esame, per poter garantire la portata nominale al ventilconvettore dell'ottavo piano si è costretti a dare portate molto più elevate del necessario ai ventilconvettori dei piani sottostanti. In particolare al ventilconvettore del primo piano si deve dare una portata che supera dell'80% quella richiesta.

Come già in precedenza e più ampiamente esposto alla voce BILANCIAMENTO DEI CIRCUITI, portate diverse da quelle richieste possono causare:

- rese termiche non conformi a quelle di progetto,
- inadeguata azione deumidificante dei terminali,
- rumori,
- fenomeni di erosione,
- eccessivo consumo e surriscaldamento delle elettropompe.

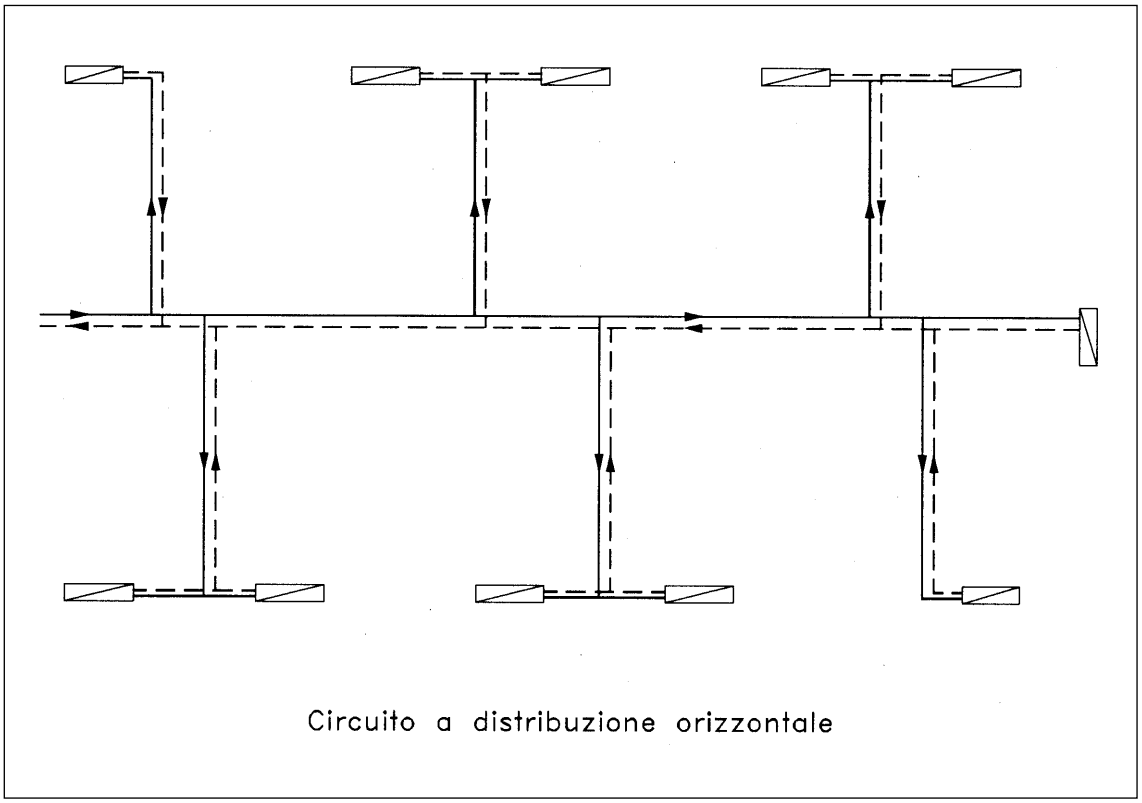
In questi circuiti il grado di squilibrio delle portate dipende essenzialmente dal numero delle derivazioni servite:

- se il numero delle derivazioni è limitato, le differenze fra le portate richieste e quelle ottenibili possono generalmente rientrare in margini accettabili;
- al contrario, se il numero delle derivazioni è elevato, gli squilibri delle portate possono essere alquanto rilevanti. In questi casi conviene adottare circuiti a ritorno inverso, oppure circuiti con valvole di taratura o autoflow.

APPLICAZIONI DEI CIRCUITI SEMPLICI

Negli impianti di climatizzazione i circuiti semplici sono utilizzati soprattutto per realizzare impianti di piccole e medie dimensioni.

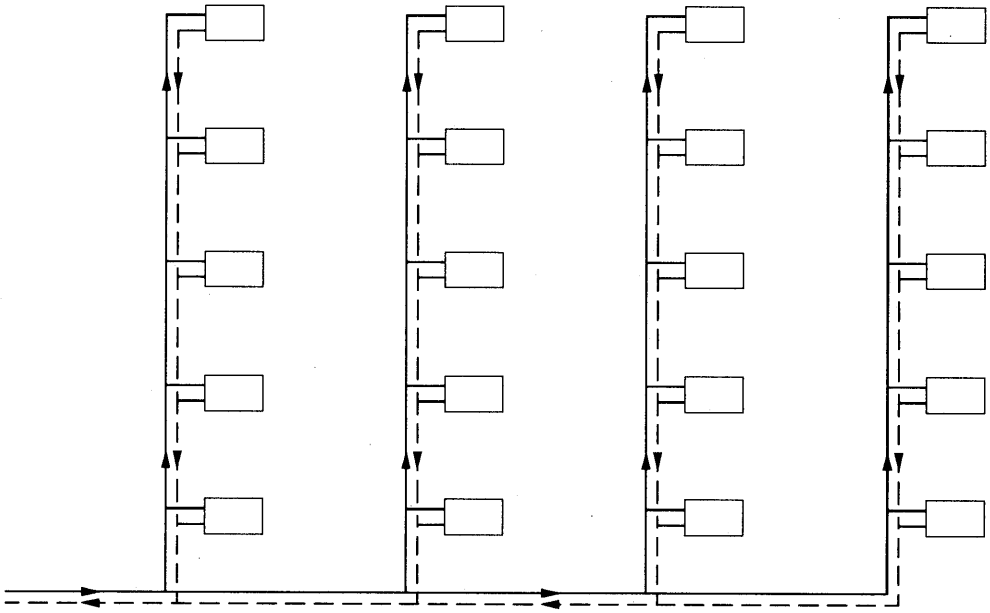
Circuiti a distribuzione orizzontale



Circuito a distribuzione orizzontale

Servono a collegare un limitato numero di terminali posti sullo stesso piano. Per distribuzioni a sciluppo esteso (ad esempio in scuole, ospedali o in edifici industriali) è consigliabile adottare circuiti a ritorno inverso, oppure circuiti con valvole di taratura o autoflow.

Circuiti a distribuzione verticale

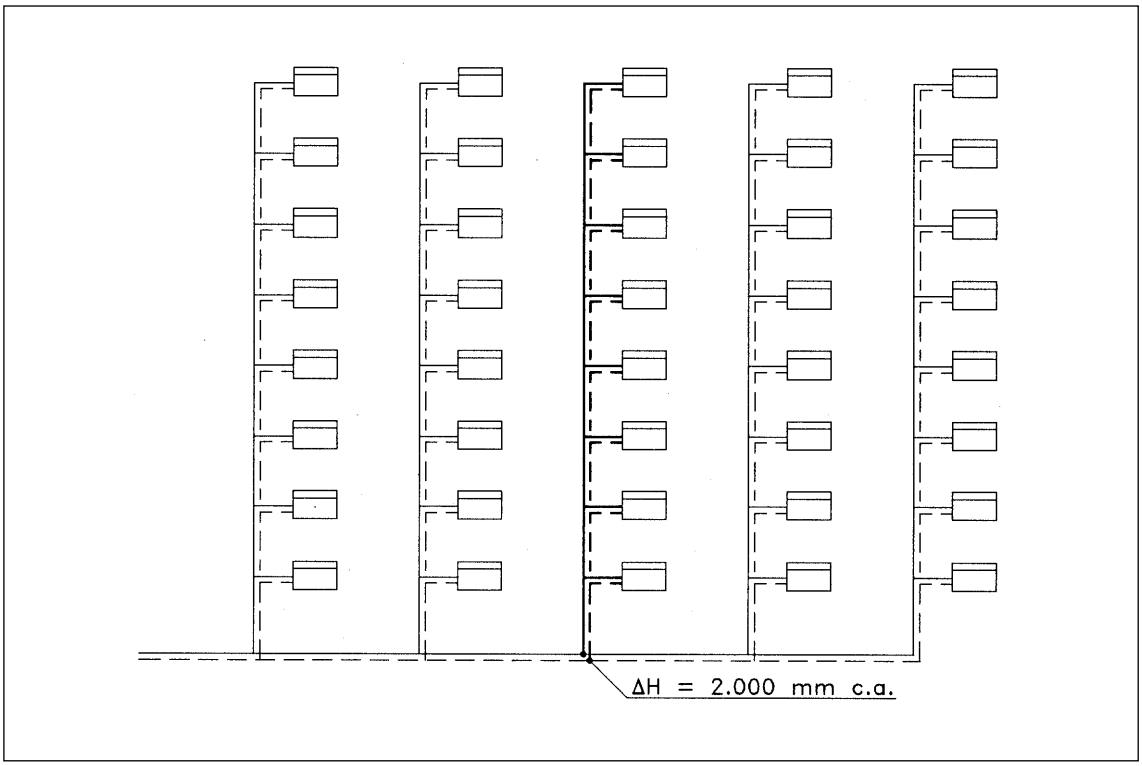


Circuito a distribuzione verticale

Servono a collegare un limitato numero di terminali posti su piani diversi. In impianti a reti estese, questo tipo di distribuzione può causare forti squilibri di portata, perché le pressioni differenziali dei circuiti derivati crescono non solo lungo le colonne, ma anche lungo la distribuzione di base.
In merito può essere significativo calcolare le nuove portate distribuite dalle colonne calcolate nell'esempio 1, quando cresce la loro pressione differenziale di base.

Esempio 3

Calcolare le nuove portate distribuite ai ventilconvettori dalle colonne dell'esempio 1, considerando alla loro base una pressione differenziale pari a 2.000 mm c.a..



Soluzione:

Le colonne dimensionate nell'esempio 1 (con una pressione differenziale di base uguale a 1.095 mm c.a.) distribuiscono ai ventilconvettori le seguenti portate:

- portata del ventilconvettore 8: G_8 = 330 l/h
- portata del ventilconvettore 7: G_7 = 349 l/h
- portata del ventilconvettore 6: G_6 = 412 l/h
- portata del ventilconvettore 5: G_5 = 466 l/h
- portata del ventilconvettore 4: G_4 = 494 l/h
- portata del ventilconvettore 3: G_3 = 529 l/h
- portata del ventilconvettore 2: G_2 = 562 l/h
- portata del ventilconvettore 1: G_1 = 598 l/h

- portata totale delle colonne: G = 3.740 l/h

Le nuove portate (cioè quelle che corrispondono alla nuova pressione differenziale) possono essere determinate moltiplicando quelle vecchie per il fattore di bilanciamento F (ved. voce PORTATA DI BILANCIAMENTO, 1° quaderno).

Tale fattore è calcolabile mediante la seguente uguaglianza:

$$F = (H_1 / H)^{0,525}$$

dove: H_1 = 2.000 mm c.a. nuova prevalenza ai piedi di colonna
H = 1.095 mm c.a. vecchia prevalenza ai piedi di colonna

risulta pertanto:

$$F = (2.000 / 1.095)^{0,525} = 1,37$$

Noto il valore di F, le nuove portate distribuite dalle colonne si possono così calcolare:

- nuova portata del ventilconvettore 8: $G_8 = 330 \cdot 1,37 =$ 452 l/h
- nuova portata del ventilconvettore 7: $G_7 = 349 \cdot 1,37 =$ 478 l/h
- nuova portata del ventilconvettore 6: $G_6 = 412 \cdot 1,37 =$ 564 l/h
- nuova portata del ventilconvettore 5: $G_5 = 466 \cdot 1,37 =$ 638 l/h
- nuova portata del ventilconvettore 4: $G_4 = 494 \cdot 1,37 =$ 677 l/h
- nuova portata del ventilconvettore 3: $G_3 = 529 \cdot 1,37 =$ 725 l/h
- nuova portata del ventilconvettore 2: $G_2 = 562 \cdot 1,37 =$ 770 l/h
- nuova portata del ventilconvettore 1: $G_1 = 598 \cdot 1,37 =$ 819 l/h

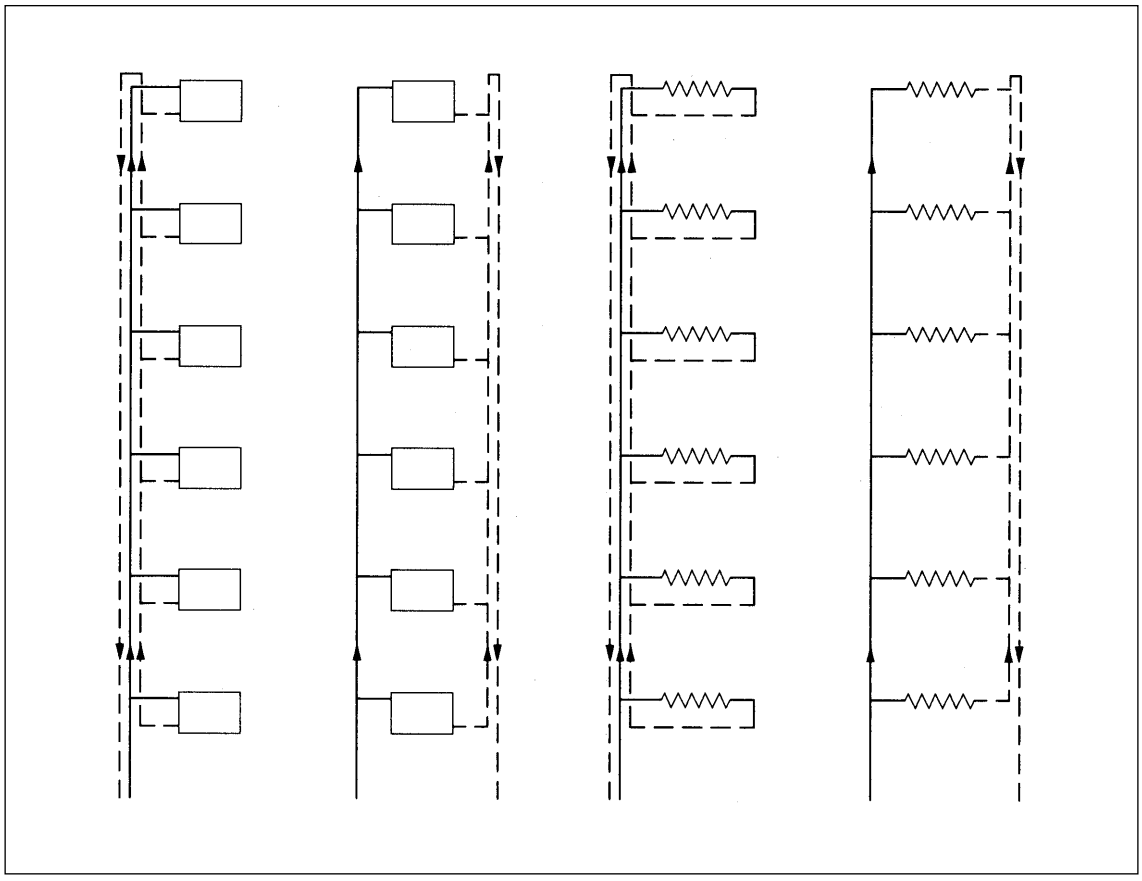
- nuova portata totale delle colonne: $G = 3.740 \cdot 1,37 =$ 5.123 l/h

Osservazioni:

L'esempio svolto evidenzia che la nuova pressione differenziale, ipotizzata alla base delle colonne, comporta un sensibile incremento delle portate che attraversano i ventilconvettori. Di conseguenza aumenta ancor di più il divario tra le portate nominali richieste e quelle effettivamente fornibili.

CIRCUITI A RITORNO INVERSO

- CALCOLO TEORICO DEI CIRCUITI A RITORNO INVERSO
- CARATTERISTICHE DEI CIRCUITI A RITORNO INVERSO
- APPLICAZIONI DEI CIRCUITI A RITORNO INVERSO



Sono circuiti il cui sviluppo consente di collegare determinate derivazioni (colonne, zone o terminali) con la stessa lunghezza di tubi. Graficamente si possono rappresentare con gli schemi riportati nella pagina a lato.

CALCOLO DEI CIRCUITI A RITORNO INVERSO

Compatibilmente ai diametri commerciali disponibili, i tubi di questi circuiti si dimensionano a perdite di carico lineari costanti. E' così possibile assicurare pressioni differenziali pressochè uguali alle derivazioni servite con la stessa lunghezza di tubi: alle derivazioni, cioè, collegate "a circuito inverso".
Simile caratteristica consente di calcolare questi circuiti con metodi pratici relativamente semplici ed affidabili. Ad esempio si può procedere nel seguente modo:

1. Si individua un circuito secondario di riferimento (in genere l'ultimo dell'andata o quello che richiede la prevalenza più elevata) e lo si dimensiona in base alla portata richiesta, determinandone:
   - diametro,
   - perdite di carico.

2. Si dimensionano gli altri circuiti secondari in base alla portata richiesta, determinandone:
   - diametro,
   - perdite di carico.

   Portata e perdite di carico, così determinate, si devono poi bilanciare alla prevalenza disponibile agli attacchi del circuito secondario di riferimento.

3. Si dimensionano i tronchi di andata del circuito principale in base:
   - alla loro portata (si ottiene sommando le portate dei circuiti secondari serviti dai tronchi in esame), e
   - con perdite di carico lineari costanti (ad esempio: r = 10 mm c.a./m).

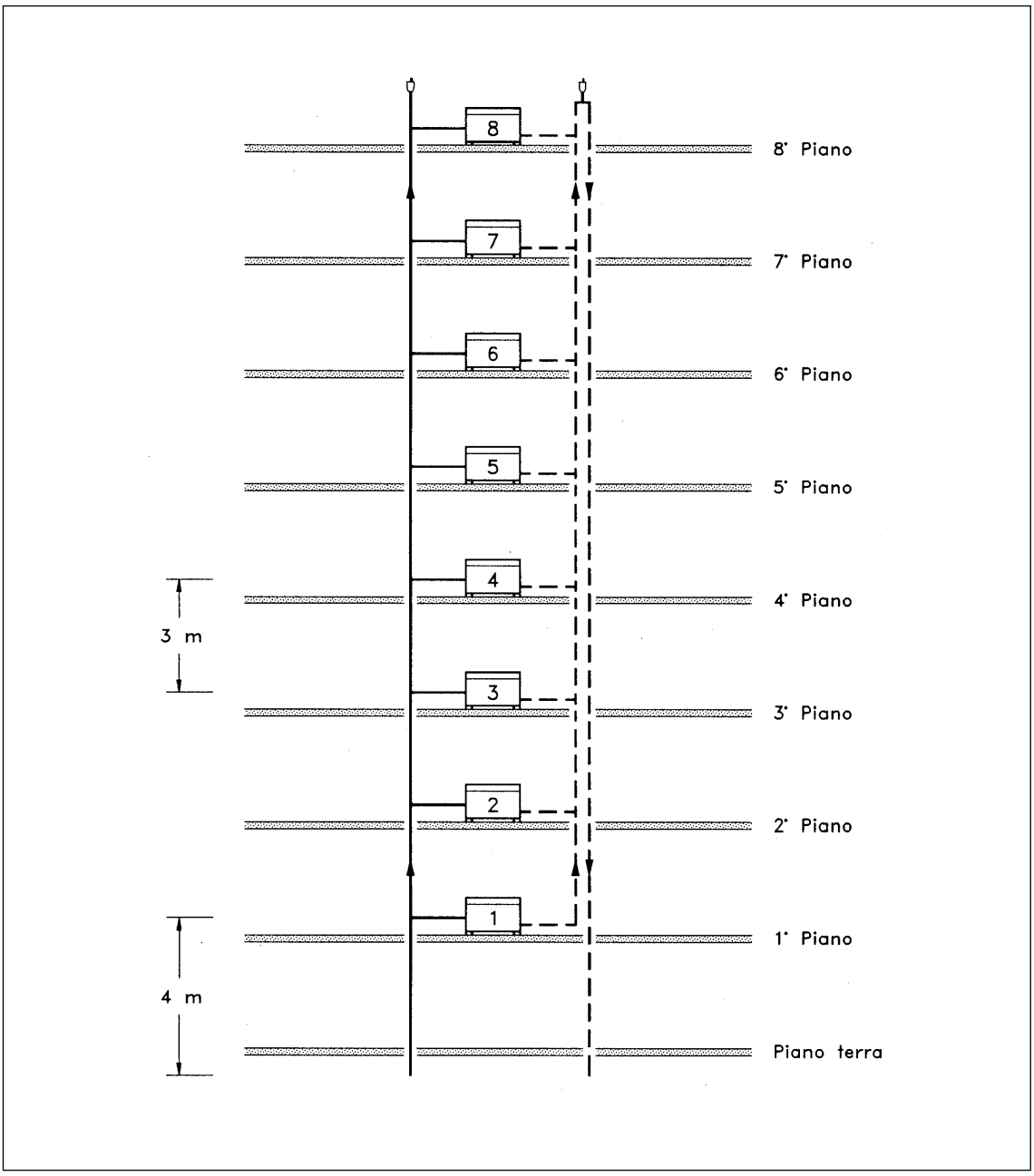
4. Si dimensionano i tronchi di ritorno del circuito principale con gli stessi criteri illustrati al punto 3.

5. Si determinano le perdite di carico totali del circuito sommando fra loro:
   a) le perdite di carico del circuito secondario di riferimento;
   b) le perdite di carico continue (h) del circuito principale calcolate convenzionalmente moltiplicando fra loro le seguenti grandezze:
      r = valore assunto per le perdite di carico lineari (ved. al punto 3)
      l = lunghezza dei tubi che servono il circuito di riferimento;
   c) le perdite di carico localizzate (z) del circuito principale considerate convenzionalmente uguali ad una percentuale delle perdite di carico continue (h).
      Normalmente si considera:
      $z = 0{,}6 \cdot h$ per percorsi con poche curve,
      $z = 0{,}7 \cdot h$ per percorsi con molte curve.

Esempio 1 - Calcolo pratico di un circuito a ritorno inverso

Dimensionare, col metodo di calcolo riportato alla pagina precedente, il circuito a ritorno inverso sotto schematizzato. Si consideri:

- G = 330 l/h portata nominale di ogni ventilconvettore,
- ΔP = 150 mm c.a. perdite di carico corrispondenti alla portata nominale,
- l = 4 m lunghezza dei collegamenti colonne-ventilconvettore,
- n = 2 (a 90°) curve dei collegamenti colonne-ventilconvettore.



Soluzione:

1 - Determinazione del circuito secondario di riferimento

Si considera come circuito secondario di riferimento quello del ventilconvettore 8, che può essere dimensionato come il corrispondente circuito dell'esempio 1 riportato alla voce CIRCUITI SEMPLICI.

Si ha pertanto: $ø_8$ = 1/2", G_8 = 330 l/h, H_8 = 328 mm c.a.

2 - Dimensionamento degli altri circuiti secondari

A pari portata (quella nominale) e a pari diametro, tutti i circuiti secondari dei piani intermedi sono uguali al circuito di riferimento, e quindi presentano anche le stesse perdite di carico. Non sono pertanto richieste operazioni di bilanciamento (ved. al punto 2 del metodo di calcolo).

3 - Dimensionamento dei tronchi di andata del circuito principale

Dimensionando questi tronchi in base al valore guida: r = 10 mm c.a./m , si ottiene:

- tronco di andata 8-7: G_{8-7} = 330 l/h ø = 3/4"
- tronco di andata 7-6: $G_{7-6} = G_{8-7} + G_7$ = 330 + 330 = 660 l/h ø = 3/4"
- tronco di andata 6-5: $G_{6-5} = G_{7-6} + G_6$ = 660 + 330 = 990 l/h ø = 1"
- tronco di andata 5-4: $G_{5-4} = G_{6-5} + G_5$ = 990 + 330 = 1.320 l/h ø = 1 1/4"
- tronco di andata 4-3: $G_{4-3} = G_{5-4} + G_4$ = 1.320 + 330 = 1.650 l/h ø = 1 1/4"
- tronco di andata 3-2: $G_{3-2} = G_{4-3} + G_3$ = 1.650 + 330 = 1.980 l/h ø = 1 1/4"
- tronco di andata 2-1: $G_{2-1} = G_{3-2} + G_2$ = 1.980 + 330 = 2.310 l/h ø = 1 1/4"
- tronco di andata 1-0: $G_{1-0} = G_{2-1} + G_1$ = 2.310 + 330 = 2.640 l/h ø = 1 1/2"

4 - Dimensionamento dei tronchi di ritorno del circuito principale

Essendo le portate dei circuiti secondari uguali fra loro, questi tronchi sono simmetricamente uguali a quelli dell'andata, e cioè:

- tronco di ritorno 1-2: G_{1-2} (ritorno) = G_{8-7} (andata) = 330 l/h ø = 3/4"
- tronco di ritorno 2-3: G_{2-3} (ritorno) = G_{7-6} (andata) = 660 l/h ø = 3/4"
- .....
- tronco di ritorno 8-0: G_{8-0} (ritorno) = G_{1-0} (andata) = 2.640 l/h ø = 1 1/2"

5 - Perdite di carico totali del circuito

Le perdite di carico totali del circuito si calcolano sommando fra loro:

a) le perdite di carico totali del circuito secondario di riferimento: H_8 = 328 mm c.a.

b) le perdite di carico continue del circuito principale (ved. convenzioni di calcolo)

Essendo: r = 10 mm c.a/m

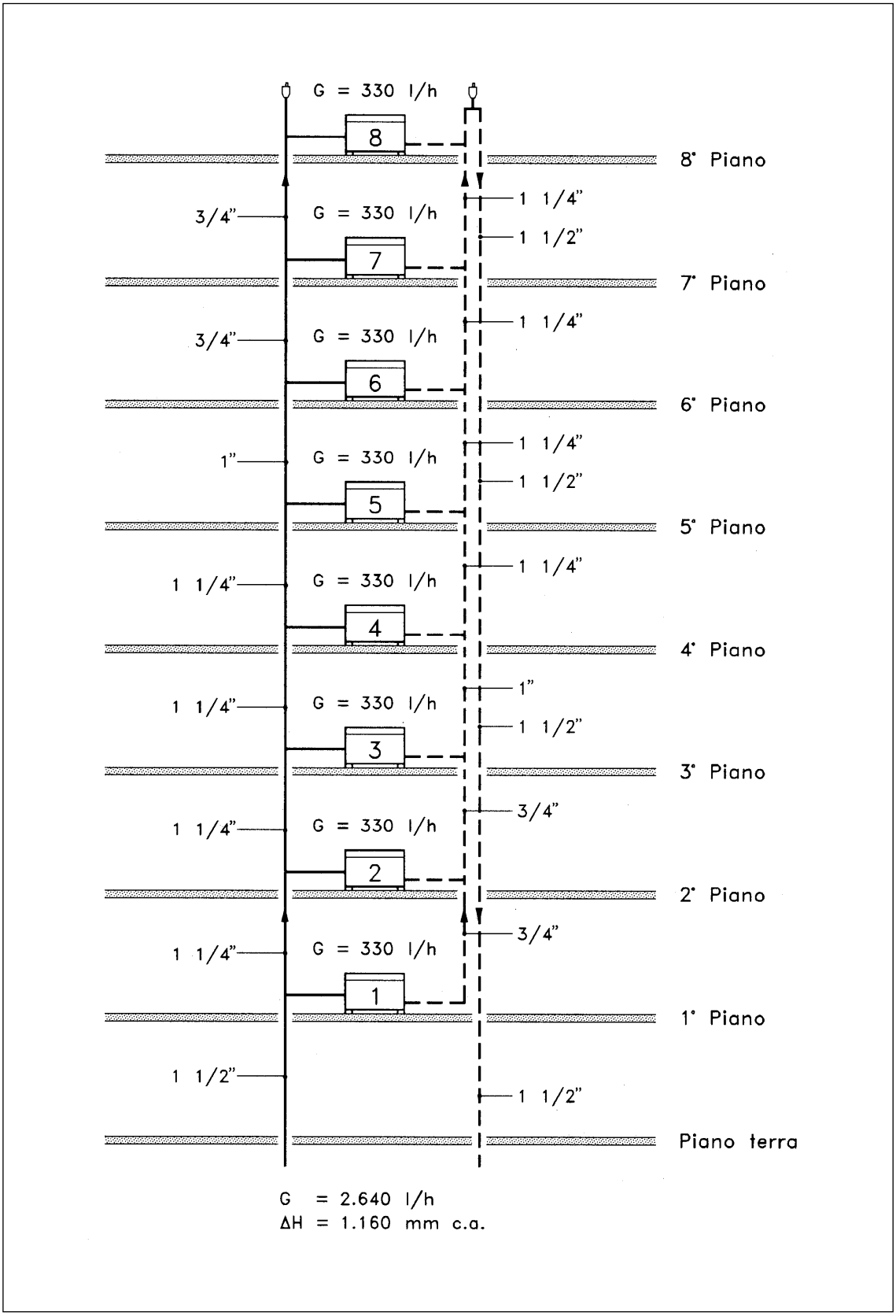
l = (7 · 3 + 4) · 2 + 2 = 52 m (si considera lungo 2 m il tratto di inversione del ritorno)

risulta: h = r · l = 10 · 52 = 520 mm c.a.

c) le perdite di carico localizzate del circuito principale (ved. convenzioni di calcolo)

z = 0,6 · 520 = 312 mm c.a. (il circuito ha poche curve)

Risulta pertanto: H = H_8 + h + z = 328 + 520 + 312 = 1.160 mm c.a.


G = 330 l/h
8
8° Piano
3/4"
G = 330 l/h
7
7° Piano
3/4"
G = 330 l/h
6
6° Piano
1"
G = 330 l/h
5
5° Piano
1 1/4"
G = 330 l/h
4
4° Piano
1 1/4"
G = 330 l/h
3
3° Piano
1 1/4"
G = 330 l/h
2
2° Piano
1 1/4"
G = 330 l/h
1
1° Piano
1 1/2"
Piano terra
1 1/4"
1 1/2"
1 1/4"
1 1/4"
1 1/2"
1 1/4"
1"
1 1/2"
3/4"
3/4"
1 1/2"
G = 2.640 l/h
ΔH = 1.160 mm c.a.

CARATTERISTICHE DEI CIRCUITI A RITORNO INVERSO

Come già messo in evidenza, se dimensionati a perdite di carico lineari costanti, questi circuiti sono in grado di assicurare pressioni differenziali pressoché uguali agli attacchi delle loro derivazioni.
Essi consentono, pertanto, di realizzare distribuzioni bilanciate con circuiti derivati omogenei: cioè con circuiti derivati che richiedono (come nell'esempio svolto) pressioni differenziali uguali, o comunque non molto diverse fra loro.

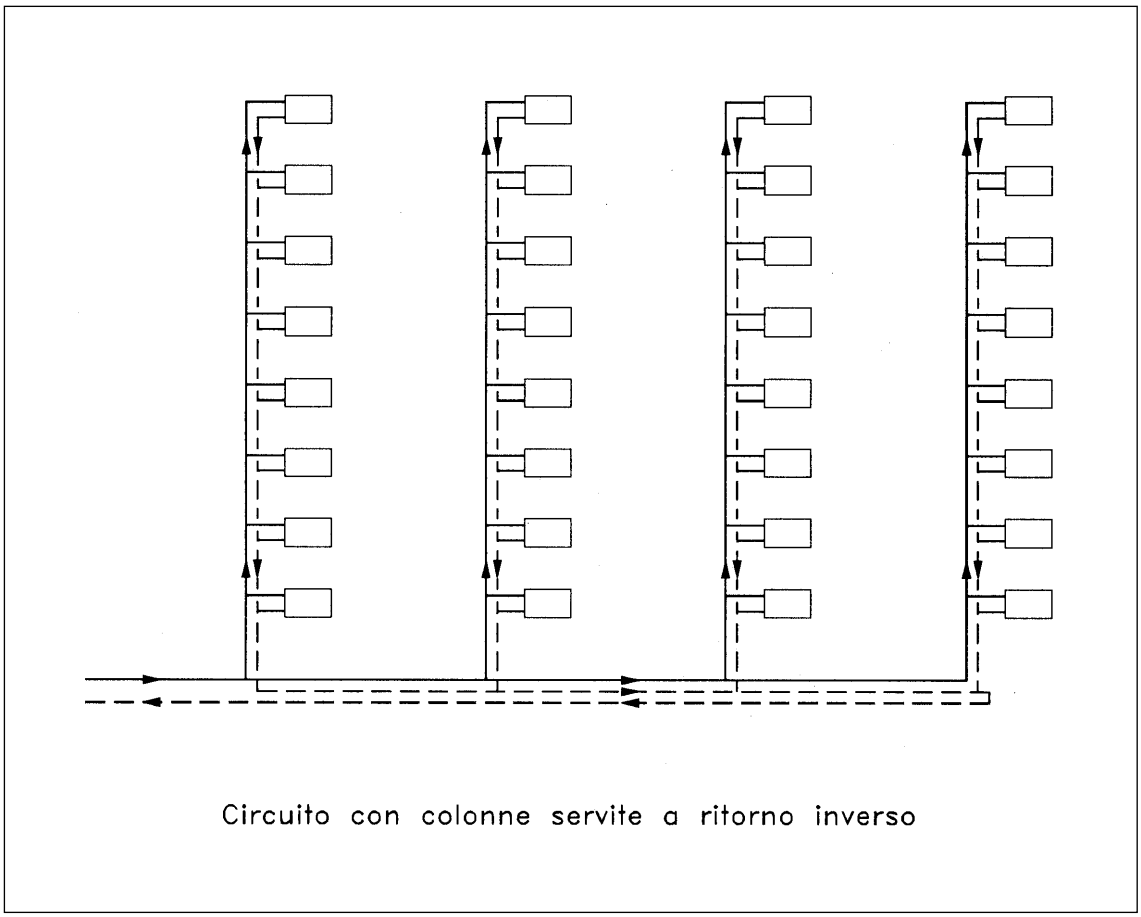
Al contrario, questi circuiti non consentono di realizzare distribuzioni bilanciate nel caso di circuiti derivati fra loro non omogenei. Ad esempio, non è possibile ottenere una distribuzione bilanciata quando lo stesso circuito inverso deve servire contemporaneamente ventilconvettori e macchine di trattamento aria: cioè terminali che richiedono pressioni differenziali sensibilmente diverse fra loro.
Improprio è quindi il termine "bilanciato" con cui talvolta vengono individuati questi circuiti.

E' da tener presente, inoltre, che i circuiti a ritorno inverso sono molto più pesanti e ingombranti di quelli a due tubi.

APPLICAZIONI DEI CIRCUITI A RITORNO INVERSO

Negli impianti di climatizzazione i circuiti a ritorno inverso sono utilizzati soprattutto per garantire la stessa pressione differenziale agli attacchi delle colonne, alle derivazioni di zona o ai terminali.

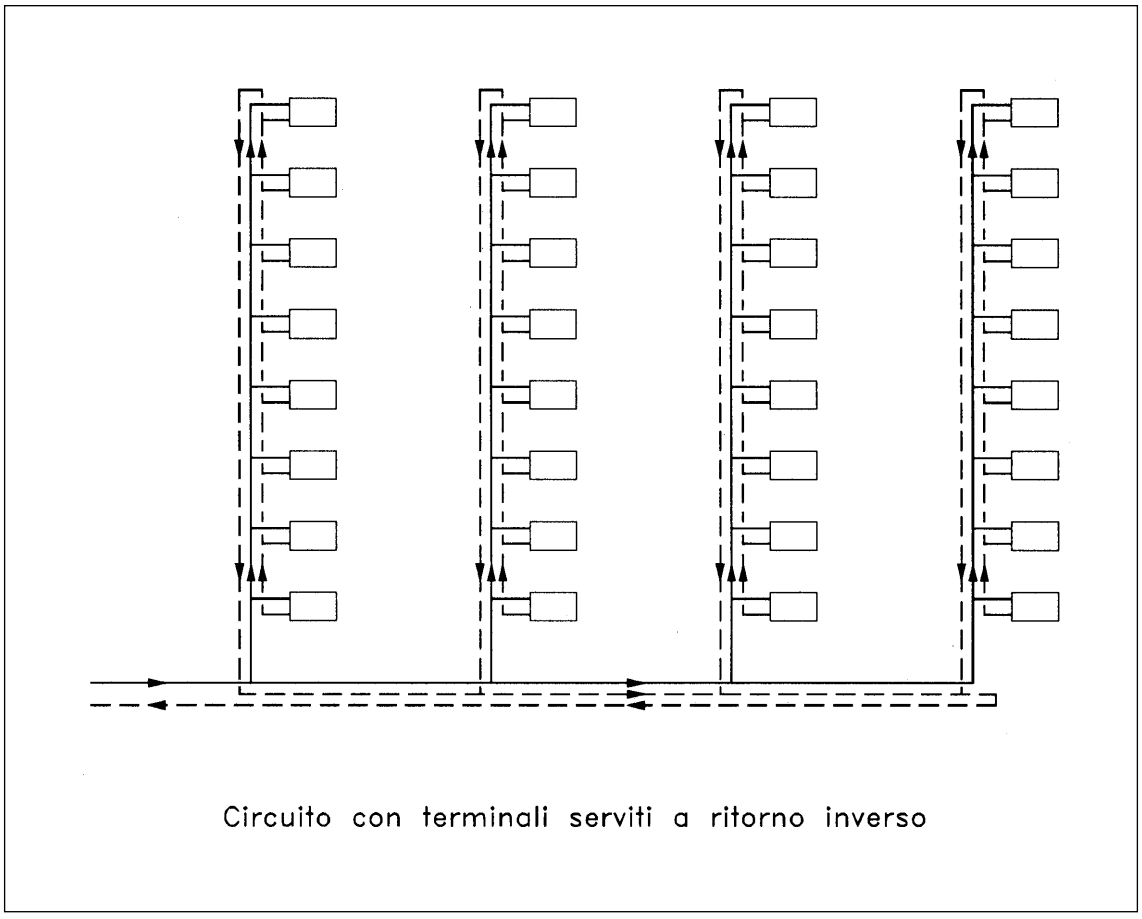
Circuiti con colonne servite a ritorno inverso



Circuito con colonne servite a ritorno inverso

Servono ad assicurare pressioni differenziali uguali agli attacchi delle colonne. Squilibri nella ripartizione delle portate possono, comunque, determinarsi lungo le colonne, per i motivi evidenziati nell'esame dei circuiti semplici. Per tale ragione, questi circuiti sono normalmente utilizzati in edifici che non superano i 5 o 6 piani.

Circuiti con terminali serviti a ritorno inverso

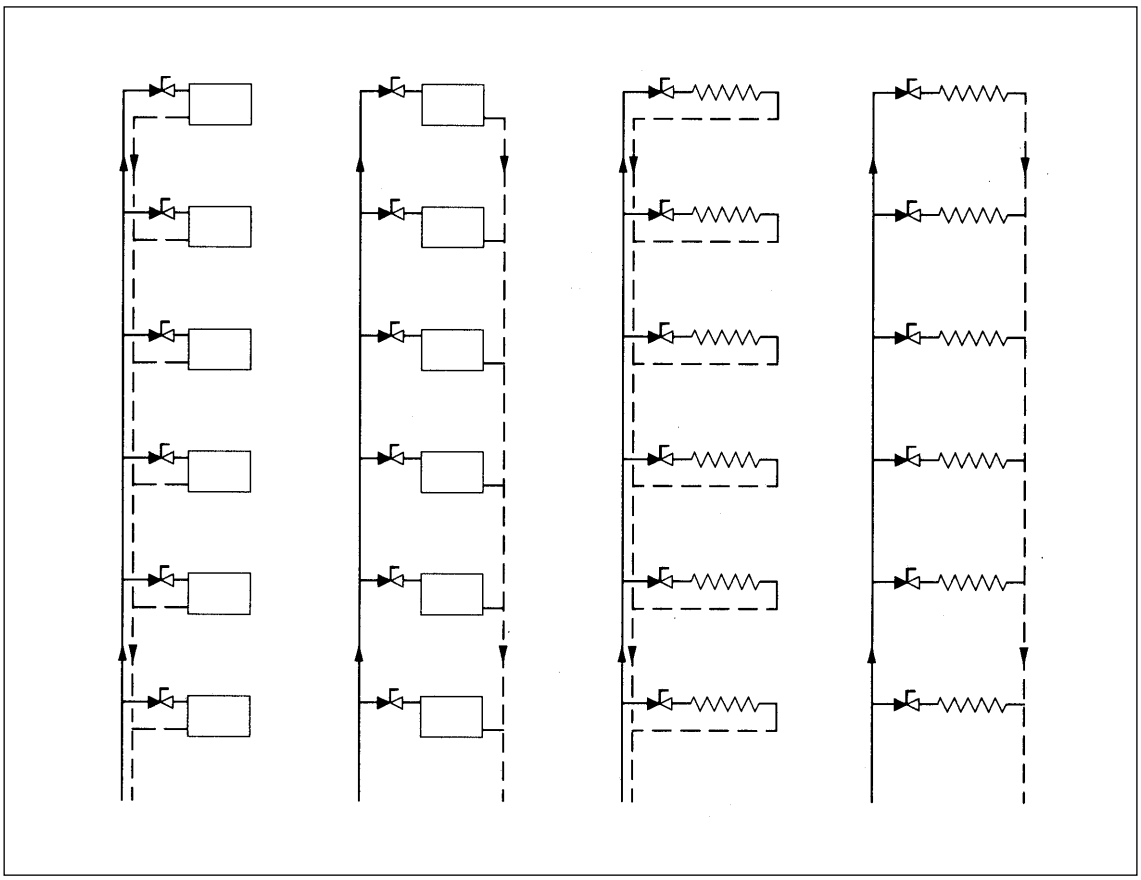


Circuito con terminali serviti a ritorno inverso

Sono in grado di assicurare pressioni differenziali uguali ad ogni terminale del circuito.

CIRCUITI CON VALVOLE DI TARATURA

- CALCOLO TEORICO DEI CIRCUITI CON VALVOLE DI TARATURA
- CARATTERISTICHE DEI CIRCUITI CON VALVOLE DI TARATURA
- APPLICAZIONI DEI CIRCUITI CON VALVOLE DI TARATURA



Sono circuiti con derivazioni (colonne, zone o terminali) dotate di valvole di taratura: cioè di valvole che consentono di opporre al passaggio del fluido le perdite di carico volute. Graficamente si possono rappresentare con gli schemi riportati nella pagina a lato:

CALCOLO DEI CIRCUITI CON VALVOLE DI TARATURA

Di norma questi circuiti si dimensionano con il calcolo teorico, il solo che consente di definire la corretta taratura delle valvole. Le fasi principali di tale calcolo possono essere così riassunte:

1. Si dimensiona l'ultimo circuito secondario in base alla portata richiesta, determinandone:
   - diametro,
   - perdite di carico.

2. Si dimensionano gli ultimi tronchi del circuito principale (cioè quelli compresi fra l'ultimo e il penultimo circuito secondario) determinandone:
   - portata (è uguale a quella dell'ultimo circuito secondario),
   - diametro,
   - perdite di carico.

3. Si dimensiona il penultimo circuito secondario in base alla portata richiesta, determinandone:
   - diametro,
   - perdite di carico (o prevalenza richiesta).

   Se la prevalenza richiesta è inferiore alla prevalenza disponibile (cioè a quella calcolata agli attacchi del circuito), si compensa tale differenza con la la relativa valvola di taratura.
   Se, invece, la prevalenza richiesta supera la prevalenza disponibile, si compensa tale differenza con la pretaratura dell'ultimo circuito secondario e si calcola poi la nuova distribuzione delle pressioni.

4. Si dimensionano i penultimi tronchi del circuito principale, determinandone:
   - portata (si ottiene sommando le portate dei circuiti secondari serviti dai tronchi in esame),
   - diametro,
   - perdite di carico.

5. Si dimensionano gli altri circuiti secondari e gli altri tronchi del circuito principale:

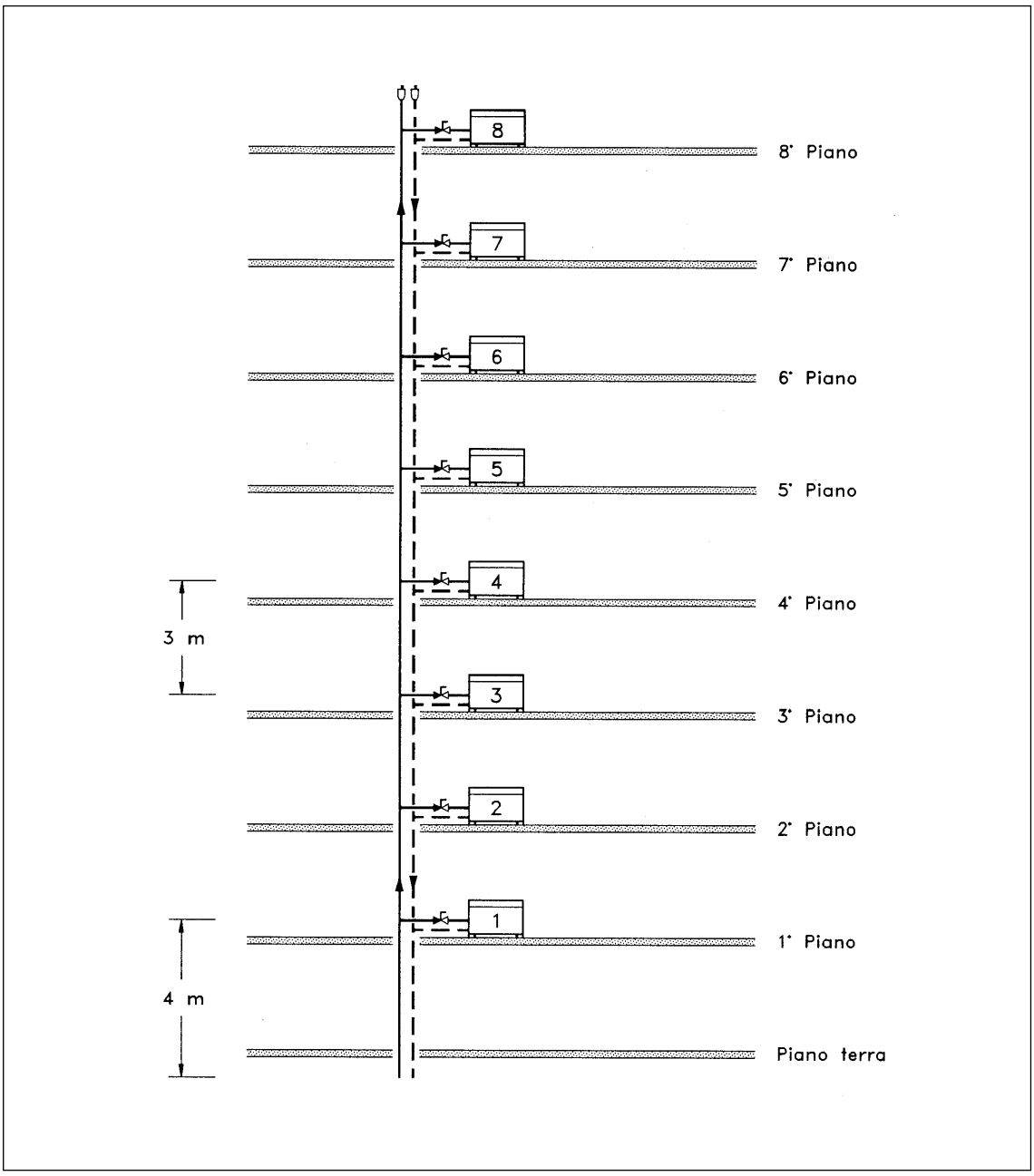
   – Per i circuiti secondari si procede come indicato al punto 3.

   – Per i tronchi del circuito principale si procede, invece, come indicato al punto 4.

Esempio 1 - Calcolo pratico di un circuito a ritorno inverso

Dimensionare, col metodo di calcolo riportato alla pagina precedente, il circuito con valvole di taratura sotto schematizzato. Si consideri:

- G = 330 l/h portata nominale di ogni ventilconvettore,
- ΔP = 150 mm c.a. perdite di carico corrispondenti alla portata nominale,
- l = 4 m lunghezza dei collegamenti colonne-ventilconvettore,
- n = 2 (a 90°) curve dei collegamenti colonne-ventilconvettore.



Soluzione:

— Determinazione degli ξ (coefficienti di perdita localizzata) relativi al collegamento colonne-ventilconvettore (ved. esempio 1, voce CIRCUITI SEMPLICI):
Σξ = 10,0 (ø = 3/8", 1/2").

— Determinazione degli ξ (coefficienti di perdita localizzata) relativi ai tronchi di colonna compresi fra i piani (ved. esempio 1, voce CIRCUITI SEMPLICI):
Σξ = 2,0 (no variazioni ø),
Σξ = 3,5 (si variazioni ø).

— Per il calcolo dei tronchi di colonna si assume come valore guida: r = 10 mm c.a./m (ved. NOTE INTRODUTTIVE).

— Tabelle di riferimento:
TAB. 5 - Perdite di carico continue per tubi in acciaio (ved. 1° quaderno, voce TUBI IN ACCIAIO)
TAB. 2 - Perdite di carico localizzate (ved. 1° quaderno, voce PERDITE DI CARICO LOCALIZZATE)

Circuito secondario del ventilconvettore 8

Questo circuito si può dimensionare come il corrispondente circuito dell'esempio 1 riportato alla voce CIRCUITI SEMPLICI. Si ottiene pertanto:

— $ø_8$ = 1/2", G_8 = 330 l/h,

— H_8 = (328 + Zv) mm c.a., dove Zv rappresenta le perdite di carico della valvola di taratura "aperta".

Ipotizzando (per una portata di 330 l/h) Zv = 150 mm c.a. risulta:

— H_8 = (328 + 150) = 478 mm c.a..

Tronchi di colonna compresi fra i piani 8 e 7

— Portata dei tronchi: $G_{8\text{-}7} = G_8$ = 330 l/h

— ø scelto = 3/4" (è il diametro commerciale che più si avvicina al valore guida: r = 10 mm c.a./m)

— Calcolo delle perdite di carico ($\Delta P_{8\text{-}7}$) dei tronchi di colonna:

• Perdite di carico distribuite. Si calcolano con la formula: $h = l \cdot r$.

Essendo: l = 6 m (lunghezza dei tronchi di colonna)
r = 5 mm c.a./m (TAB. 5, per ø = 3/4" e G = 330 l/h)
risulta: h = 30 mm c.a.

• Perdite di carico localizzate. Si determinano con la TAB. 2.

Essendo: Σξ = 2,0
v = 0,25 m/s (TAB. 5, per ø = 3/4" e G = 330 l/h)
risulta z = 6 mm c.a. (TAB. 2)

Si ottiene pertanto: $\Delta P_{8\text{-}7} = h + z = 30 + 6 = 36$ mm c.a.

Circuito secondario del ventilconvettore 7

Assumendo $ø_7$ = 1/2", il circuito secondario 7 è uguale al circuito 8 e quindi richiede la stessa pressione differenziale netta (H = 328 mm c.a.), cioè la stessa pressione al netto delle perdite di carico indotte dalla valvola di taratura. Si può pertanto scrivere:

— Prevalenza agli attacchi del circuito secondario: $H_7 = H_8 + \Delta P_{8-7} = 478 + 36 = 514$ mm c.a.

— Perdite di carico da compensare con taratura della valvola: $\Delta H_7 = 514 - 328 = 186$ mm c.a.

Tronchi di colonna compresi fra i piani 7 e 6

— Portata dei tronchi: $G_{7-6} = G_{8-7} + G_7 = 330 + 330 = 660$ l/h ø scelto = 3/4"
r = 18,0 mm c.a./m v = 0,50 m/s $\Sigma\xi$ = 2,0 (no variazioni ø)

— Perdite di carico: $\Delta P_{7-6} = 18{,}0 \cdot 6 + 25 = 133$ mm c.a.

Circuito secondario del ventilconvettore 6

— Prevalenza agli attacchi del circuito secondario: $H_6 = H_7 + \Delta P_{7-6} = 514 + 133 = 647$ mm c.a.

— Perdite di carico da compensare con taratura della valvola: $\Delta H_6 = 647 - 328 = 319$ mm c.a.

Tronchi di colonna compresi fra i piani 6 e 5

— Portata dei tronchi: $G_{6-5} = G_{7-6} + G_6 = 660 + 330 = 990$ l/h ø scelto = 1"
r = 12,0 mm c.a./m v = 0,47 m/s $\Sigma\xi$ = 3,5 (si variazioni ø)

— Perdite di carico: $\Delta P_{6-5} = 12{,}0 \cdot 6 + 38 = 110$ mm c.a.

Circuito secondario del ventilconvettore 5

— Prevalenza agli attacchi del circuito secondario: $H_5 = H_6 + \Delta P_{6-5} = 647 + 110 = 757$ mm c.a.

— Perdite di carico da compensare con taratura della valvola: $\Delta H_5 = 757 - 328 = 429$ mm c.a.

Tronchi di colonna compresi fra i piani 5 e 4

— Portata dei tronchi: $G_{5-4} = G_{6-5} + G_5 = 990 + 330 = 1.320$ l/h ø scelto = 1 1/4"
r = 5,0 mm c.a./m; v = 0,36 m/s $\Sigma\xi$ = 3,5 (si variazioni ø)

— Perdite di carico: $\Delta P_{5-4} = 5{,}0 \cdot 6 + 22 = 52$ mm c.a.

Circuito secondario del ventilconvettore 4

— Prevalenza agli attacchi del circuito secondario: $H_4 = H_5 + \Delta P_{5-4} = 757 + 52 = 809$ mm c.a.

— Perdite di carico da compensare con taratura della valvola: $\Delta H_4 = 809 - 328 = 481$ mm c.a.

Tronchi di colonna compresi fra i piani 4 e 3

— Portata dei tronchi: $G_{4-3} = G_{5-4} + G_4 = 1.320 + 330 = 1.650$ l/h ø scelto = 1 1/4"
r = 7,5 mm c.a./m v = 0,45 m/s $\Sigma\xi$ = 2,0 (no variazioni ø)

— Perdite di carico: $\Delta P_{4-3} = 7{,}5 \cdot 6 + 20 = 65$ mm c.a.

Circuito secondario del ventilconvettore 3

— Prevalenza agli attacchi del circuito secondario: $H_3 = H_4 + \Delta P_{4-3} = 809 + 65 = 874$ mm c.a.

— Perdite di carico da compensare con taratura della valvola: $\Delta H_3 = 874 - 328 = 546$ mm c.a.

Tronchi di colonna compresi fra i piani 3 e 2

— Portata dei tronchi: $G_{3-2} = G_{4-3} + G_3 = 1.650 + 330 = 1.980$ l/h ø scelto = 1 1/4”

r = 11,0 mm c.a./m v = 0,54 m/s $\Sigma\xi = 2,0$ (no variazioni ø)

— Perdite di carico: $\Delta P_{3-2} = 11,0 \cdot 6 + 29 = 95$ mm c.a.

Circuito secondario del ventilconvettore 2

— Prevalenza agli attacchi del circuito secondario: $H_2 = H_3 + \Delta P_{3-2} = 874 + 95 = 969$ mm c.a.

— Perdite di carico da compensare con taratura della valvola: $\Delta H_2 = 969 - 328 = 641$ mm c.a.

Tronchi di colonna compresi fra i piani 2 e 1

— Portata dei tronchi: $G_{2-1} = G_{3-2} + G_2 = 1.980 + 330 = 2.310$ l/h ø scelto = 1 1/4”

r = 14,5 mm c.a./m v = 0,63 m/s $\Sigma\xi = 2,0$ (no variazioni ø)

— Perdite di carico: $\Delta P_{2-1} = 14,5 \cdot 6 + 39 = 126$ mm c.a.

Circuito secondario del ventilconvettore 1

— Prevalenza agli attacchi del circuito secondario: $H_1 = H_2 + DP_{2-1} = 969 + 126 = 1.095$ mm c.a.

— Perdite di carico da compensare con taratura della valvola: $DH_1 = 1.095 - 328 = 767$ mm c.a.

Tronchi di colonna compresi fra il primo piano e gli attacchi delle colonne

— Portata dei tronchi: $G_{1-0} = G_{2-1} + G_1 = 2.310 + 330 = 2.640$ l/h ø scelto = 1 1/2”

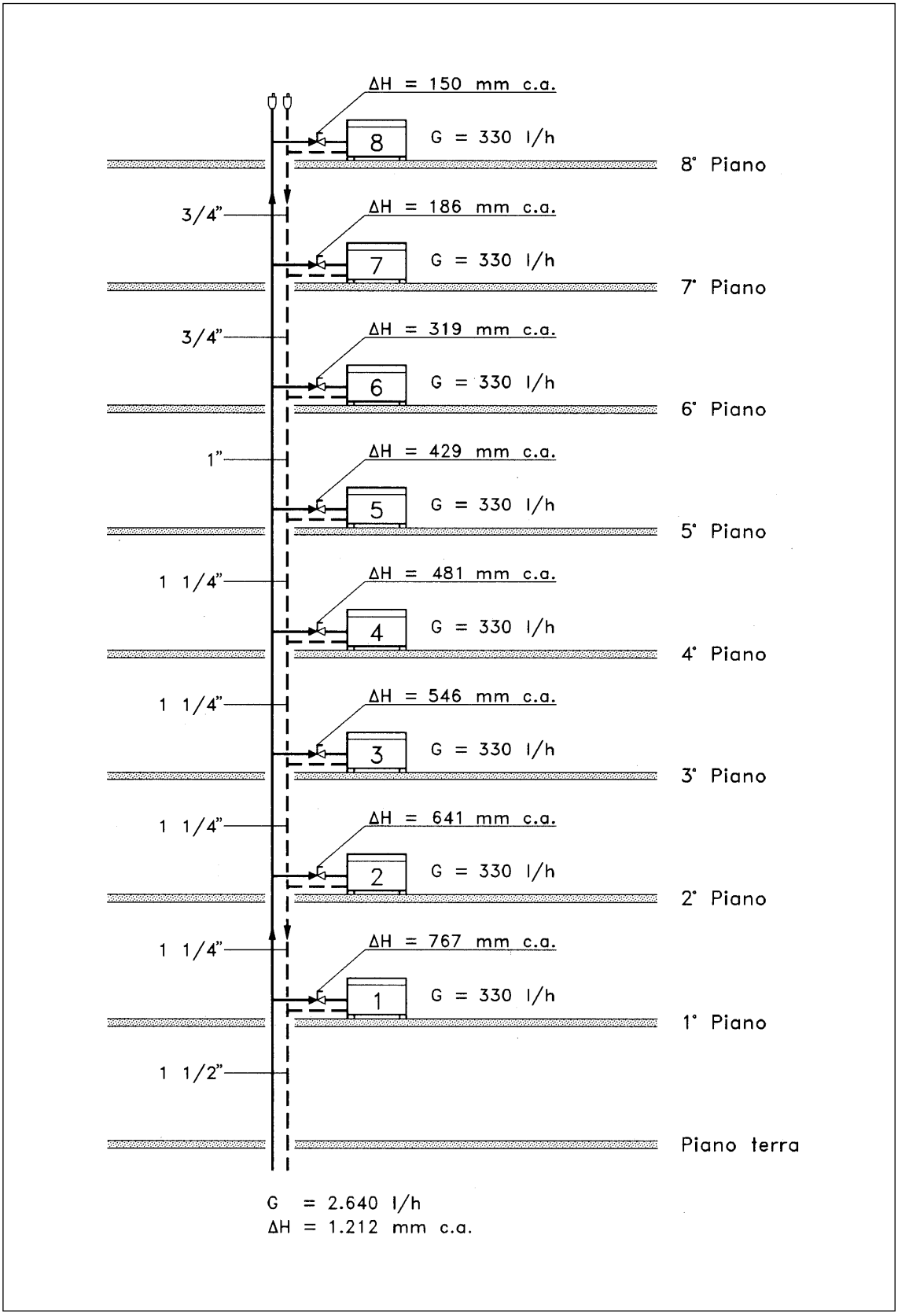
r = 8,5 mm c.a./m v = 0,53 m/s $\Sigma\xi = 3,5$ (si variazioni ø)

— Perdite di carico: $\Delta P_{1-0} = 8,5 \cdot 8 + 49 = 117$ mm c.a.

Portata e prevalenza agli attacchi delle colonne

— H = 1.095 + 117 = 1.212 mm c.a.

— G = 2.640 l/h


ΔH = 150 mm c.a.
8
G = 330 l/h
8° Piano
3/4"
ΔH = 186 mm c.a.
7
G = 330 l/h
7° Piano
3/4"
ΔH = 319 mm c.a.
6
G = 330 l/h
6° Piano
1"
ΔH = 429 mm c.a.
5
G = 330 l/h
5° Piano
1 1/4"
ΔH = 481 mm c.a.
4
G = 330 l/h
4° Piano
1 1/4"
ΔH = 546 mm c.a.
3
G = 330 l/h
3° Piano
1 1/4"
ΔH = 641 mm c.a.
2
G = 330 l/h
2° Piano
1 1/4"
ΔH = 767 mm c.a.
1
G = 330 l/h
1° Piano
1 1/2"
Piano terra
G = 2.640 l/h
ΔH = 1.212 mm c.a.

CARATTERISTICHE DEI CIRCUITI CON VALVOLE DI TARATURA

Sono circuiti che, mediante l'azione delle valvole di taratura, consentono di regolare la portata che passa attraverso le loro derivazioni. Sono, quindi, circuiti che possono assicurare distribuzioni bilanciate anche nel caso di impianti a sviluppo complesso e a reti estese.

Va comunque considerato che per il corretto funzionamento di questi circuiti si richiede:

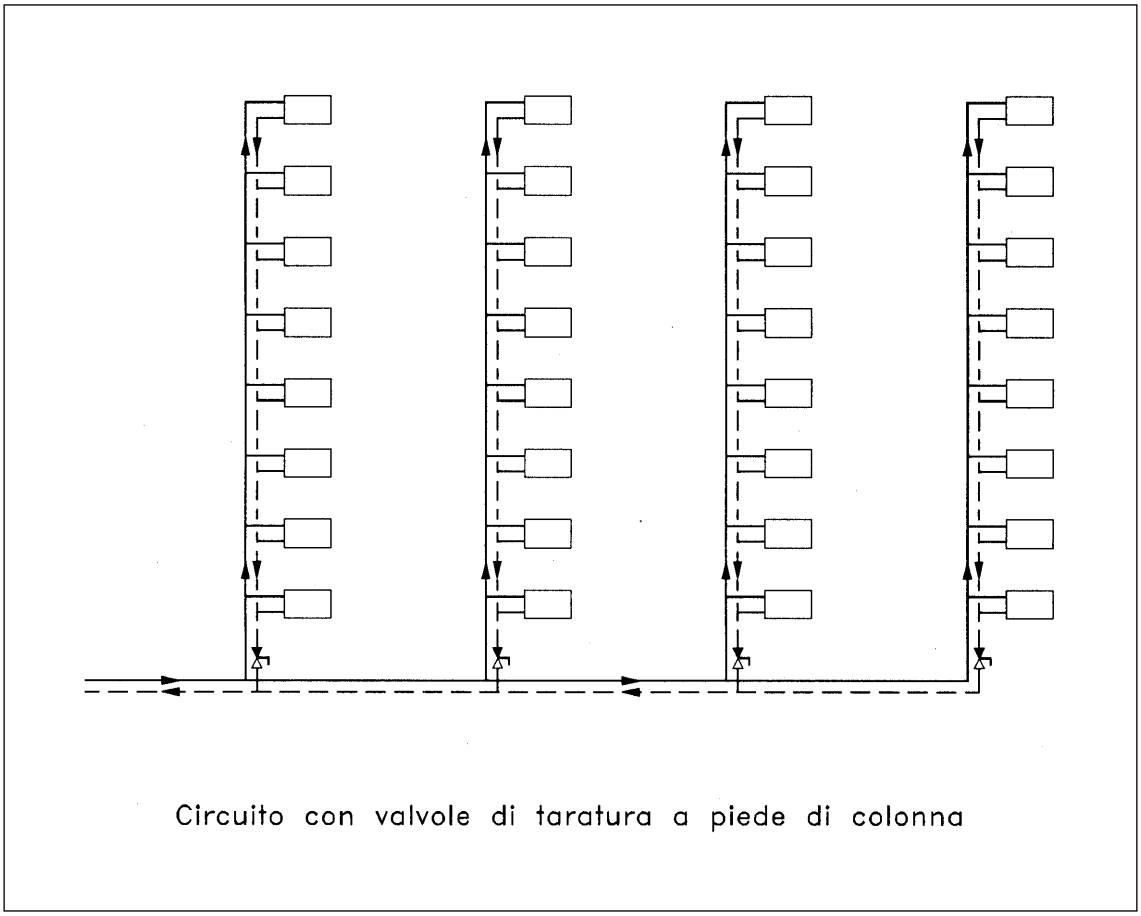
- un impegnativo lavoro di progettazione, dovuto al fatto che si deve calcolare la corretta posizione dell'otturatore di ogni valvola;
- un'accurata e spesso molto laboriosa esecuzione delle opere di taratura;
- un buon servizio di manutenzione, in grado di effettuare verifiche e di provvedere a nuove operazioni di taratura.
  Questi circuiti, infatti, possono essere starati sia da operazioni poco accorte, sia da interventi interessati ad alterare la resa dei terminali, specie dove l'energia termica è misurata in modo indiretto.

Si deve, inoltre, tener presente che in caso di varianti, questi circuiti devono essere di nuovo calcolati e tarati. Infatti le valvole di taratura consentono solo una regolazione di tipo statico: cioè a pistone fisso. E simile regolazione non è in grado di adeguarsi automaticamente a nuove condizioni di lavoro.

APPLICAZIONI DEI CIRCUITI CON VALVOLE DI TARATURA

Negli impianti di climatizzazione i circuiti con valvole di taratura sono utilizzati soprattutto per assicurare le pressioni differenziali volute agli attacchi delle colonne, alle derivazioni di zona o ai terminali.

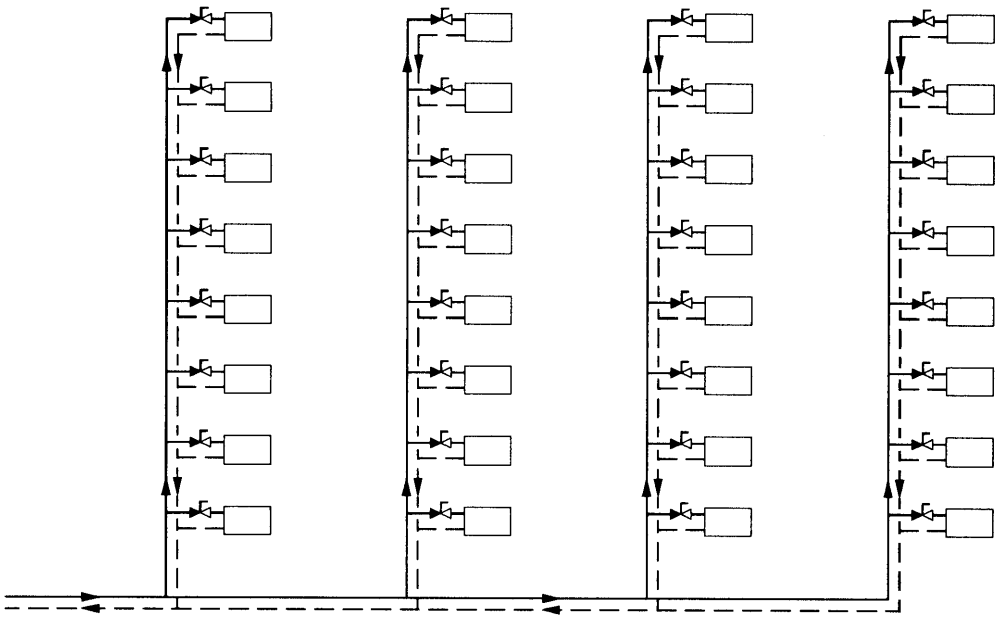
Circuiti con valvole di taratura a piede di colonna



Circuito con valvole di taratura a piede di colonna

Servono ad assicurare le pressioni differenziali volute agli attacchi delle colonne. Squilibri nella ripartizione delle portate possono, comunque, determinarsi lungo le colonne per i motivi evidenziati nell'esame dei circuiti semplici. Per tale ragione, questi circuiti sono normalmente utilizzati in edifici che non superano i 5 o 6 piani.

Circuiti con valvole di taratura ad ogni terminale

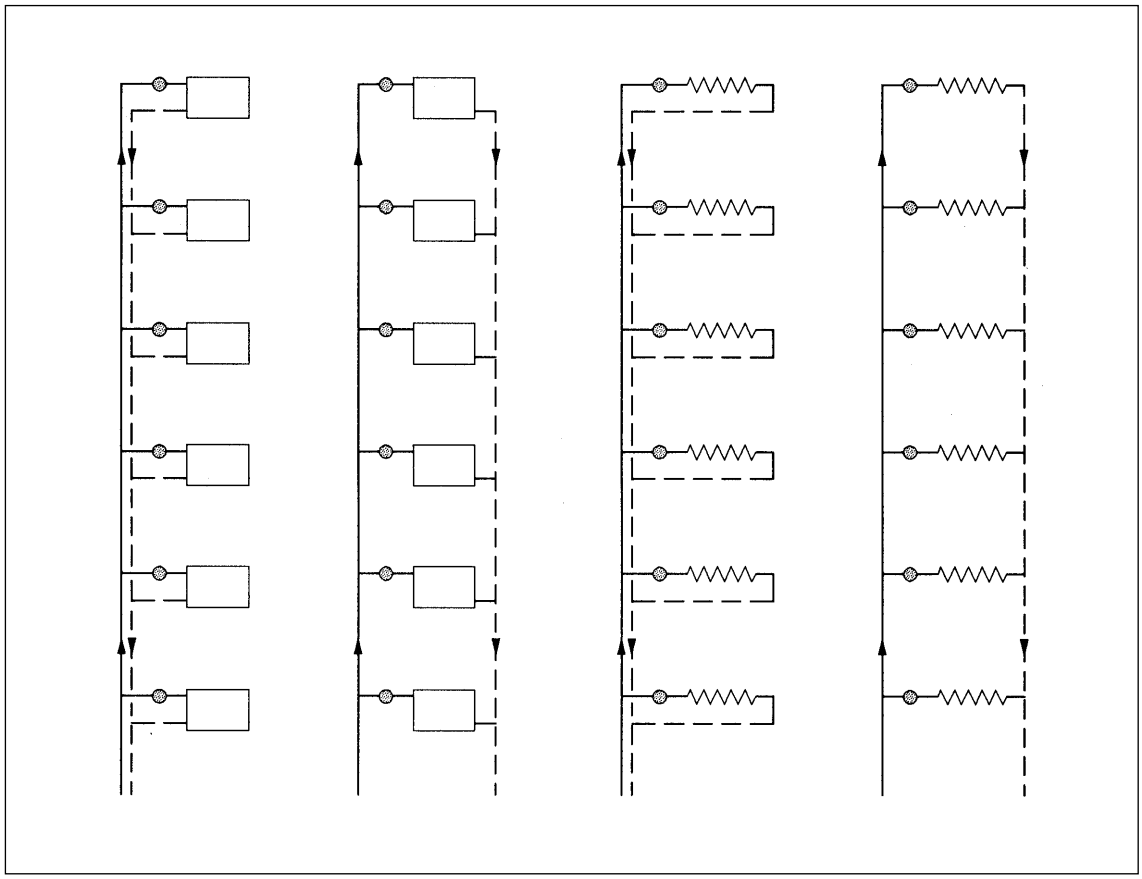


Circuito con valvole di taratura ad ogni terminale

Sono in grado di assicurare le pressioni differenziali volute ad ogni terminale del circuito.

CIRCUITI CON AUTOFLOW

- CALCOLO DEI CIRCUITI CON AUTOFLOW
- CARATTERISTICHE DEI CIRCUITI CON AUTOFLOW
- APPLICAZIONI DEI CIRCUITI CON AUTOFLOW



Sono circuiti con derivazioni (colonne, zone o terminali) dotate di autoflow: cioè di dispositivi che consentono di mantenere costante la portata che li attraversa. Graficamente si possono rappresentare con gli schemi riportati nella pagina a lato.

CALCOLO DEI CIRCUITI CON AUTOFLOW

Il fatto che questi circuiti siano dotati di dispositivi in grado di regolare automaticamente le portate richieste, consente di adottare metodi di calcolo pratico particolarmente semplici e affidabili. Ad esempio si può procedere nel seguente modo:

1. Si scelgono gli autoflow di ogni circuito secondario in relazione alla portata richiesta.

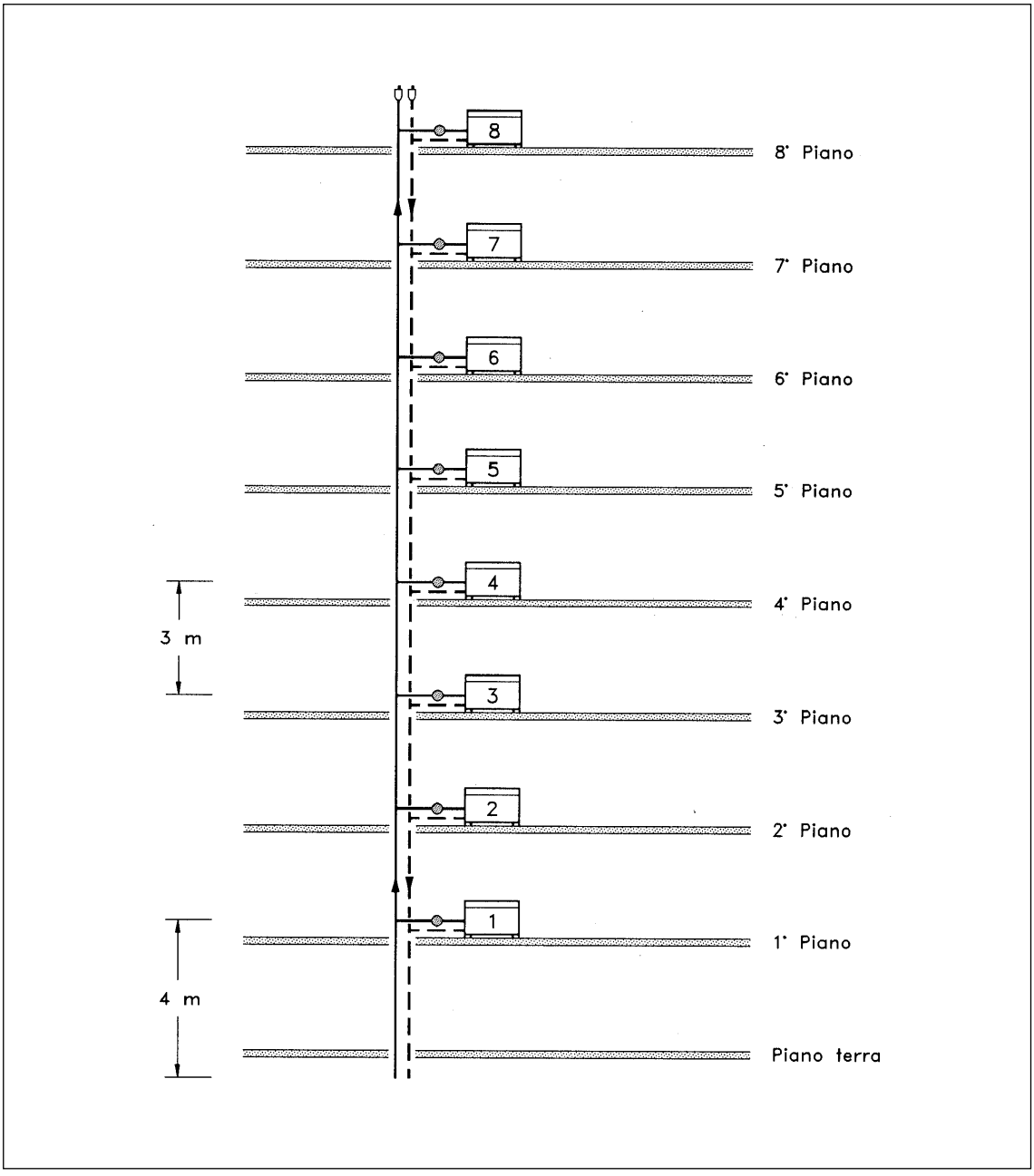
2. Si dimensionano i tubi dei circuiti secondari e del circuito primario in base alla loro portata e con perdite di carico lineari costanti (ad esempio: r = 10 mm c.a./m).

3. Si determinano le perdite di carico totali del circuito sommando fra loro:
   a) le perdite di carico dell'ultimo terminale servito;
   b) la pressione differenziale minima degli autoflow;
   c) le perdite di carico continue (h) del circuito calcolate convenzionalmente moltiplicando fra loro le seguenti grandezze:
      r = valore assunto per le perdite di carico lineari (ved. al punto 2),
      l = lunghezza dei tubi (del circuito principale e del circuito secondario) che servono l'ultimo terminale;
   d) le perdite di carico localizzate (z) del circuito considerate convenzionalmente uguali ad una percentuale delle perdite di carico continue (h).
      Normalmente si considera:
      $z = 0{,}6 \cdot h$ per percorsi con poche curve,
      $z = 0{,}7 \cdot h$ per percorsi con molte curve.

Esempio 1 - Calcolo di un circuito con autoflow

Dimensionare, col metodo di calcolo riportato alla pagina precedente, il circuito con autoflow sotto schematizzato. Si consideri:

- G = 330 l/h portata nominale di ogni ventilconvettore,
- ΔP = 150 mm c.a. perdite di carico corrispondenti alla portata nominale,
- ΔK = 1.250 mm c.a. valore ipotizzato quale pressione differenziale minima degli autoflow,
- l = 4 m lunghezza dei collegamenti colonne-ventilconvettore,
- n = 2 (a 90°) curve dei collegamenti colonne-ventilconvettore.



Soluzione:

1 - Determinazione delle portate e scelta degli autoflow

Ogni terminale richiede una portata: G = 330 l/h.
Si ipotizza che commercialmente siano disponibili autoflow in grado di assicurare tale portata.

2 - Dimensionamento dei tubi

Per il calcolo dei tubi si assume come valore guida: r = 10 mm c.a./m (ved. NOTE INTRODUTTIVE)

— Circuiti secondari:

in base alla portata richiesta dai terminali (330 l/h) e al valore guida assunto, il loro diametro risulta uguale a 1/2".

— Tronchi del circuito principale:

in base alla loro portata e al valore guida sopra definito, il diametro di questi tronchi risulta:

- tronchi di colonna 8-7: $G_{8-7} = 330$ l/h — ø = 3/4"
- tronchi di colonna 7-6: $G_{7-6} = G_{8-7} + G_7 = 330 + 330 = 660$ l/h — ø = 3/4"
- tronchi di colonna 6-5: $G_{6-5} = G_{7-6} + G_6 = 660 + 330 = 990$ l/h — ø = 1"
- tronchi di colonna 5-4: $G_{5-4} = G_{6-5} + G_5 = 990 + 330 = 1.320$ l/h — ø = 1 1/4"
- tronchi di colonna 4-3: $G_{4-3} = G_{5-4} + G_4 = 1.320 + 330 = 1.650$ l/h — ø = 1 1/4"
- tronchi di colonna 3-2: $G_{3-2} = G_{4-3} + G_3 = 1.650 + 330 = 1.980$ l/h — ø = 1 1/4"
- tronchi di colonna 2-1: $G_{2-1} = G_{3-2} + G_2 = 1.980 + 330 = 2.310$ l/h — ø = 1 1/4"
- tronchi di colonna 1-0: $G_{1-0} = G_{2-1} + G_1 = 2.310 + 330 = 2.640$ l/h — ø = 1 1/2"

3 - Perdite di carico totali del circuito

Le perdite di carico totali del circuito si calcolano sommando fra loro:

a) le perdite di carico dell'ultimo terminale: $\Delta P = 150$ mm c.a.

b) la pressione differenziale minima degli autoflow: $\Delta K = 1.250$ mm c.a.

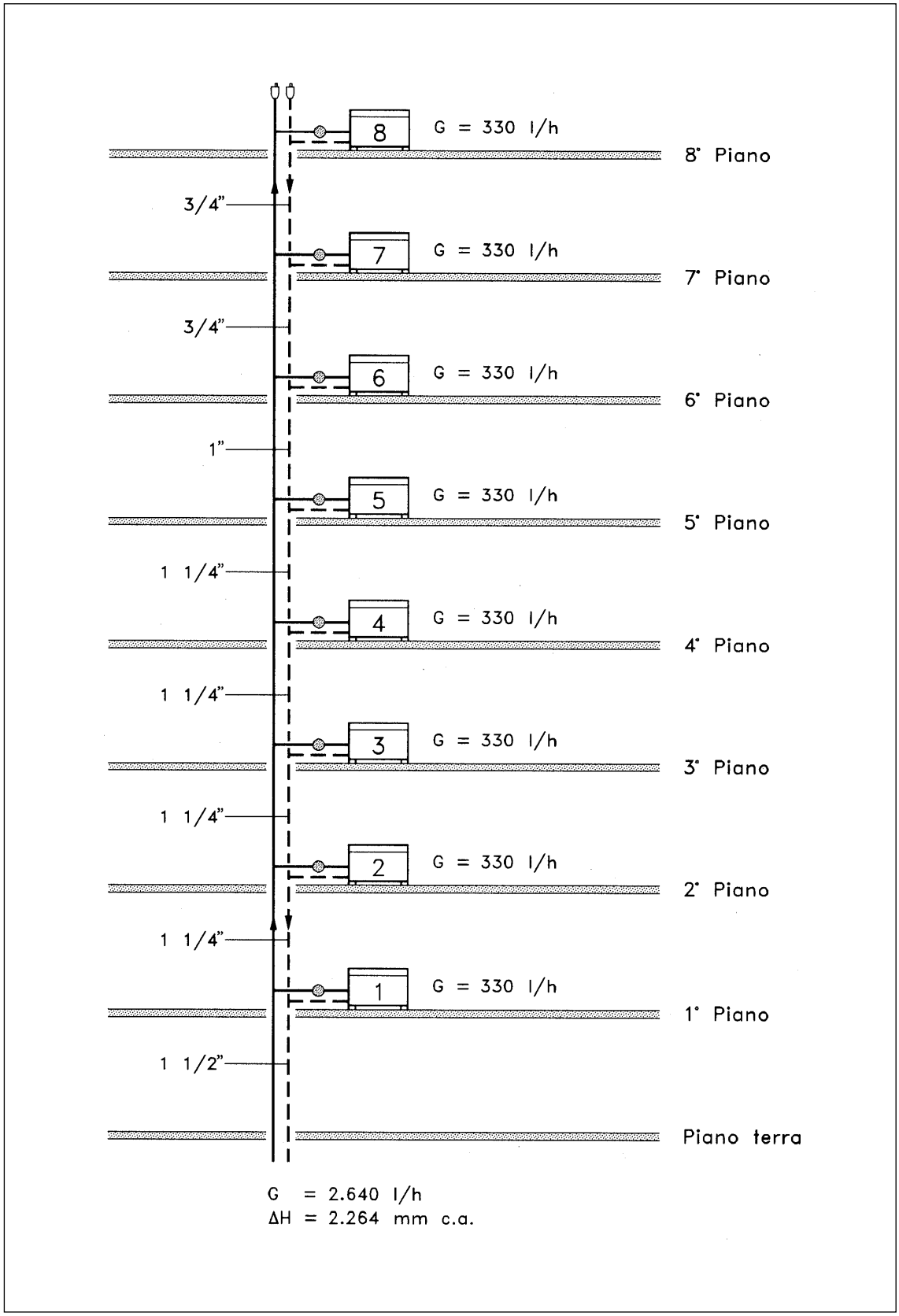
c) le perdite di carico continue del circuito (ved. convenzioni di calcolo)
Essendo: r = 10 mm c.a/m
l = (7 · 3 + 4) · 2 + 4 = 54 m
risulta: h = 10 · 54 = 540 mm c.a.

d) le perdite di carico localizzate del circuito (ved. convenzioni di calcolo)
z = 0,6 · 540 = 324 mm c.a. (il circuito ha poche curve)

Risulta pertanto: $H = \Delta P + \Delta K + h + z = 150 + 1.250 + 540 + 324 = 2.264$ mm c.a.

Osservazioni:

La pressione minima richiesta dagli autoflow causa un sensibile incremento della prevalenza richiesta alla base delle colonne. Va rilevato però che tale incremento è percentualmente molto più contenuto se valutato nel contesto generale dell'impianto.


8
G = 330 l/h
8° Piano
3/4"
7
G = 330 l/h
7° Piano
3/4"
6
G = 330 l/h
6° Piano
1"
5
G = 330 l/h
5° Piano
1 1/4"
4
G = 330 l/h
4° Piano
1 1/4"
3
G = 330 l/h
3° Piano
1 1/4"
2
G = 330 l/h
2° Piano
1 1/4"
1
G = 330 l/h
1° Piano
1 1/2"
Piano terra
G = 2.640 l/h
ΔH = 2.264 mm c.a.

CARATTERISTICHE DEI CIRCUITI CON AUTOFLOW

Sono circuiti che, mediante l'azione di appositi dispositivi, consentono di regolare automaticamente la portata che passa attraverso le loro derivazioni. Sono, quindi, circuiti che possono assicurare distribuzioni bilanciate anche nel caso di impianti a sviluppo complesso e a reti estese.

A differenza di quelli con valvole di taratura, i circuiti con autoflow:

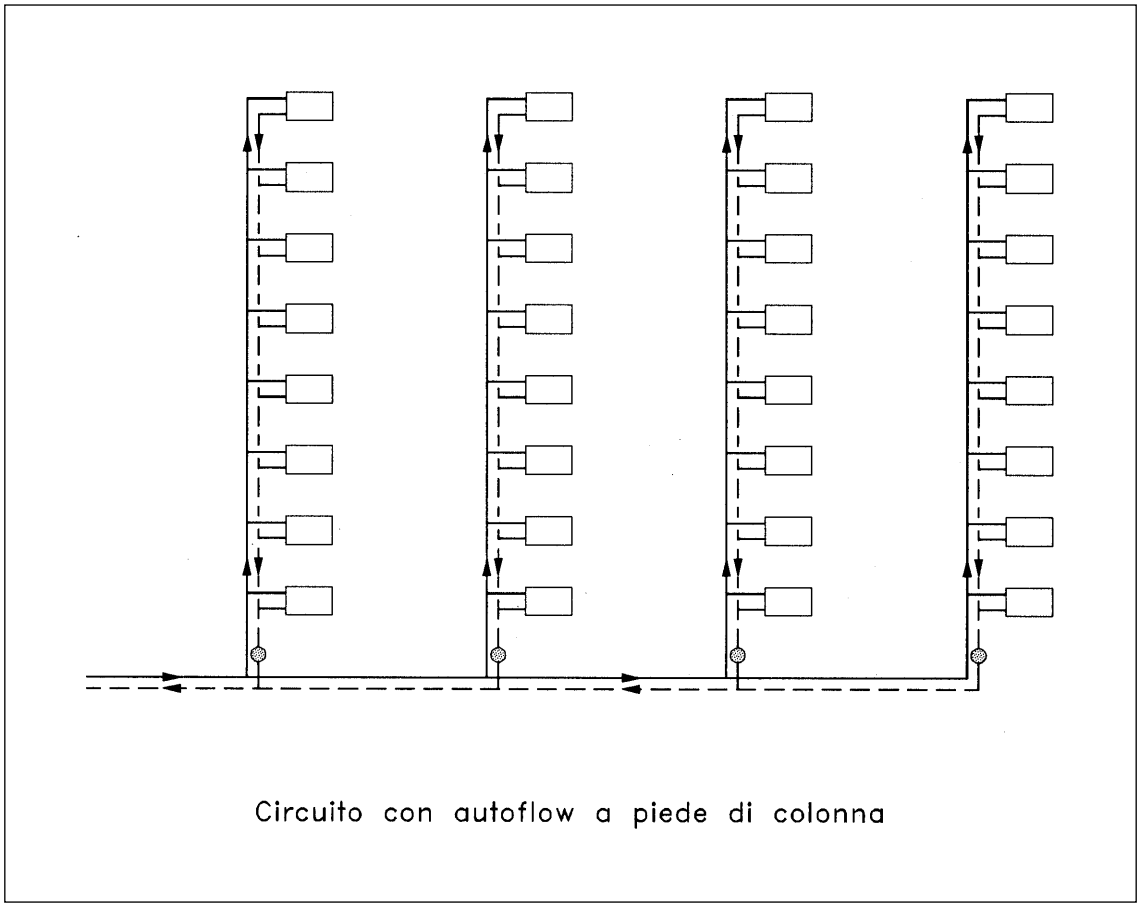
- sono semplici da calcolare;
- non richiedono operazioni di taratura;
- non temono interventi di staratura.

Si deve, inoltre, considerare che in caso di varianti questi circuiti possono facilmente adeguarsi alle nuove condizioni di lavoro. Infatti gli autoflow - con una regolazione di tipo dinamico: cioè a pistone mobile - sono in grado di mantenere costanti le portate dei terminali entro un ampio campo di pressioni differenziali.

APPLICAZIONI DEI CIRCUITI CON AUTOFLOW

Negli impianti di climatizzazione i circuiti con autoflow sono utilizzati soprattutto per assicurare le portate richieste alle colonne, alle derivazioni di zona o ai terminali.

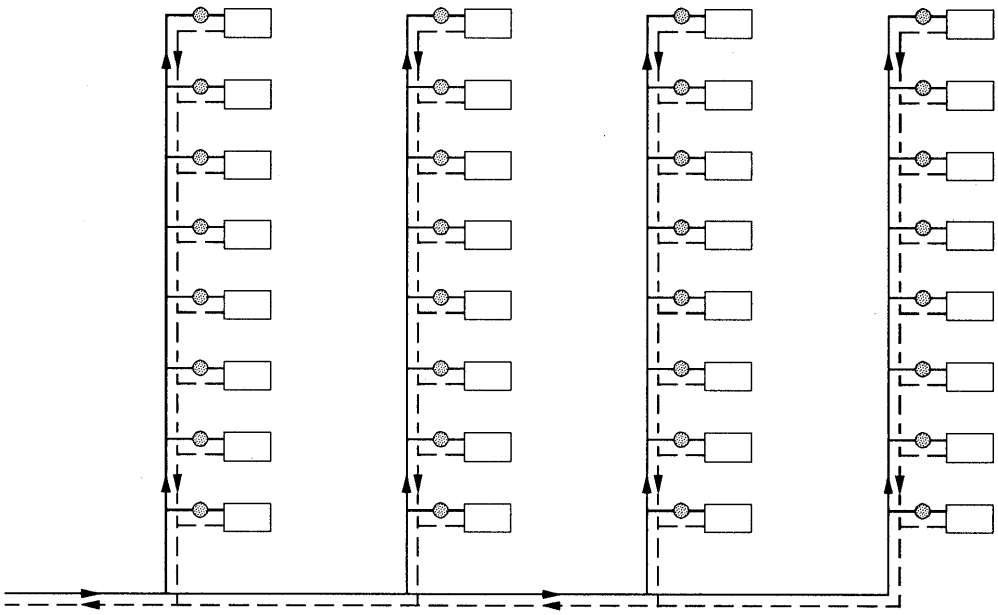
Circuiti con autoflow a piede di colonna



Circuito con autoflow a piede di colonna

Servono a far fluire, attraverso le colonne, le quantità di fluido richieste. Squilibri nella ripartizione delle portate possono, comunque, determinarsi lungo le colonne per i motivi evidenziati nell'esame dei circuiti semplici. Per tale ragione, questi circuiti sono normalmente utilizzati in edifici che non superano i 5 o 6 piani.

Circuiti con autoflow ad ogni terminale

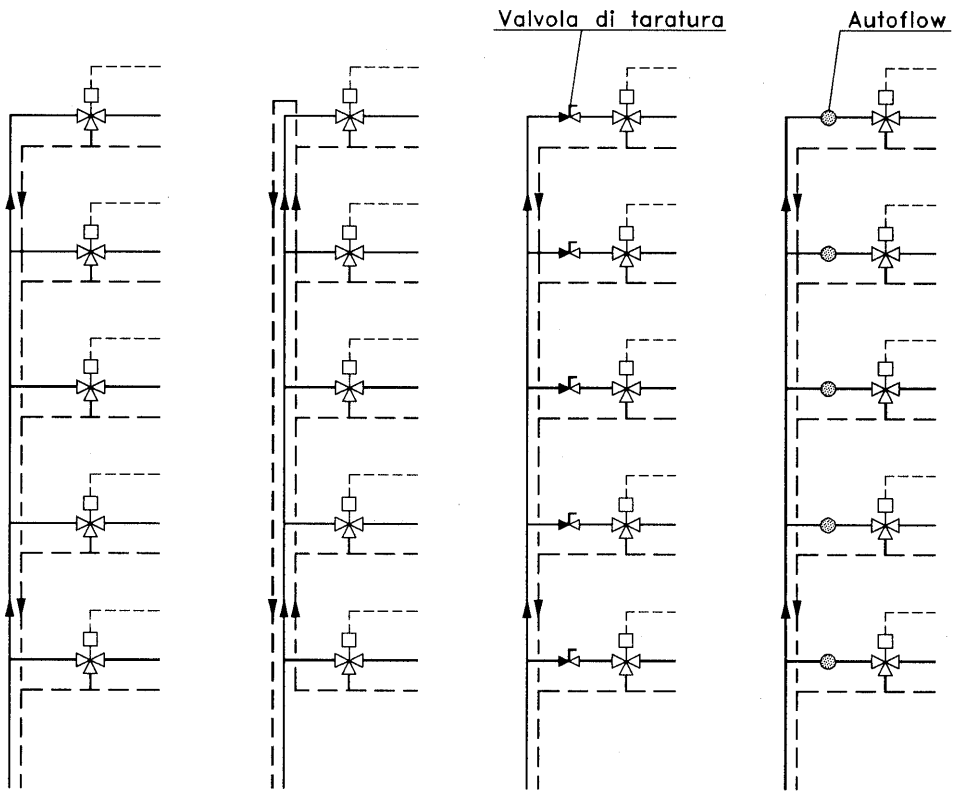


Circuito con autoflow ad ogni terminale

Sono in grado di far fluire, attraverso ogni terminale, le quantità di fluido richieste.

CIRCUITI CON VALVOLE DI REGOLAZIONE A TRE VIE

Sono circuiti che, mediante l'azione di valvole automatiche a tre vie, consentono di variare la quantità o la temperatura del fluido che passa attraverso i terminali. Possono essere realizzati con distribuzioni a sviluppo semplice, a ritorno compensato, con valvole di taratura o con autoflow.



Schemi tipo di circuiti con valvole di regolazione a tre vie

DIMENSIONAMENTO DEI CIRCUITI CON VALVOLE DI REGOLAZIONE A TRE VIE

Questi circuiti si dimensionano a valvole aperte, con gli stessi criteri adottati per dimensionare i circuiti senza valvole di regolazione (ved. voci: CIRCUITI SEMPLICI, CIRCUITI A RITORNO INVERSO, CIRCUITI CON VALVOLE DI TARATURA, CIRCUITI CON AUTOFLOW).
Si devono poi analizzare gli squilibri connessi alla chiusura delle valvole (cioè all'apertura delle loro vie di by-pass) e, se necessario, definire le soluzioni atte a tener sotto controllo tali squilibri.

Dal punto di vista pratico si può procedere considerando i seguenti casi:

1. gli impianti a zone,
2. gli impianti a ventilconvettori con modulazione della portata,
3. i circuiti di regolazione climatica e delle batterie.

Negli impianti a zone, è sempre necessario bilanciare (con dischi a foro calibrato, valvole di taratura o autoflow) i by-pass delle valvole. Senza tale bilanciamento, infatti, anche un limitato numero di valvole chiuse può attivare - attraverso le vie di by-pass - percorsi "facilitati" in grado di "rubare acqua" ai terminali con valvole aperte e quindi di rendere insufficiente la loro resa termica.

Al contrario, negli impianti a ventilconvettori con valvole modulanti, non è in genere necessario bilanciare i by-pass. Infatti, tali valvole presentano (sulle vie di by-pass) strozzature in grado di opporre al fluido perdite di carico assimilabili a quelle mediamente opposte dalle batterie dei ventilconvettori. E' comunque consigliabile verificare questa corrispondenza di valori attraverso i dati forniti dai costruttori.

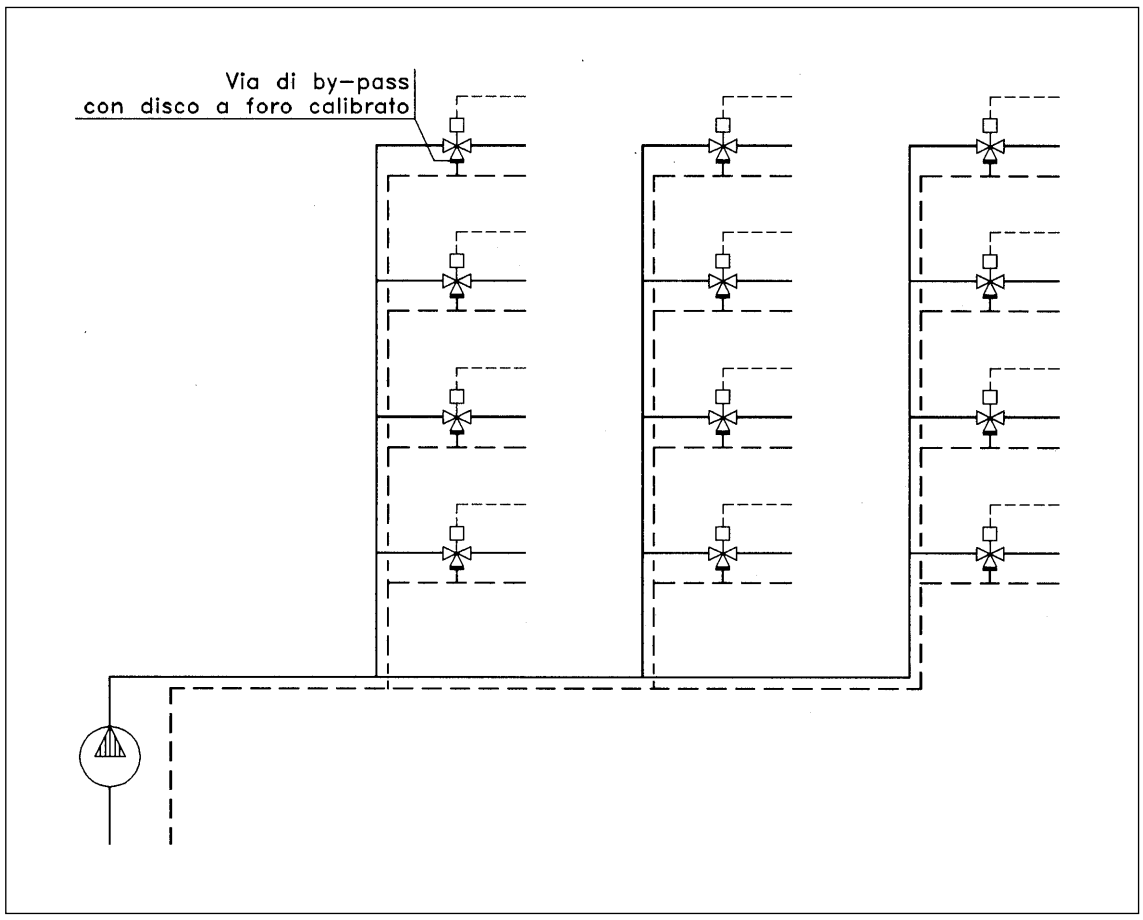
Con i circuiti di regolazione climatica o delle batterie, infine, la necessità o meno di bilanciare le vie di by-pass dipende essenzialmente dal tipo di circuito, dalle valvole utilizzate e dai terminali serviti. Senza bilanciamento delle vie di by-pass, si deve quindi verificare, di volta in volta, che la chiusura delle valvole non faccia insorgere in questi circuiti:
– velocità troppo elevate (tali da causare rumori e abrasioni), o
– circolazioni privilegiate a scapito del regolare funzionamento dei terminali.

Di seguito si riportano gli schemi funzionali che illustrano i casi e i relativi sistemi di bilanciamento sopra richiamati.

Nota:
Le valvole a tre vie asservite ad una regolazione on-off possono lavorare indifferentemente:
- sia come deviatrici (1 entrata e 2 uscite),
- sia come miscelatrici (2 entrate e 1 uscita).

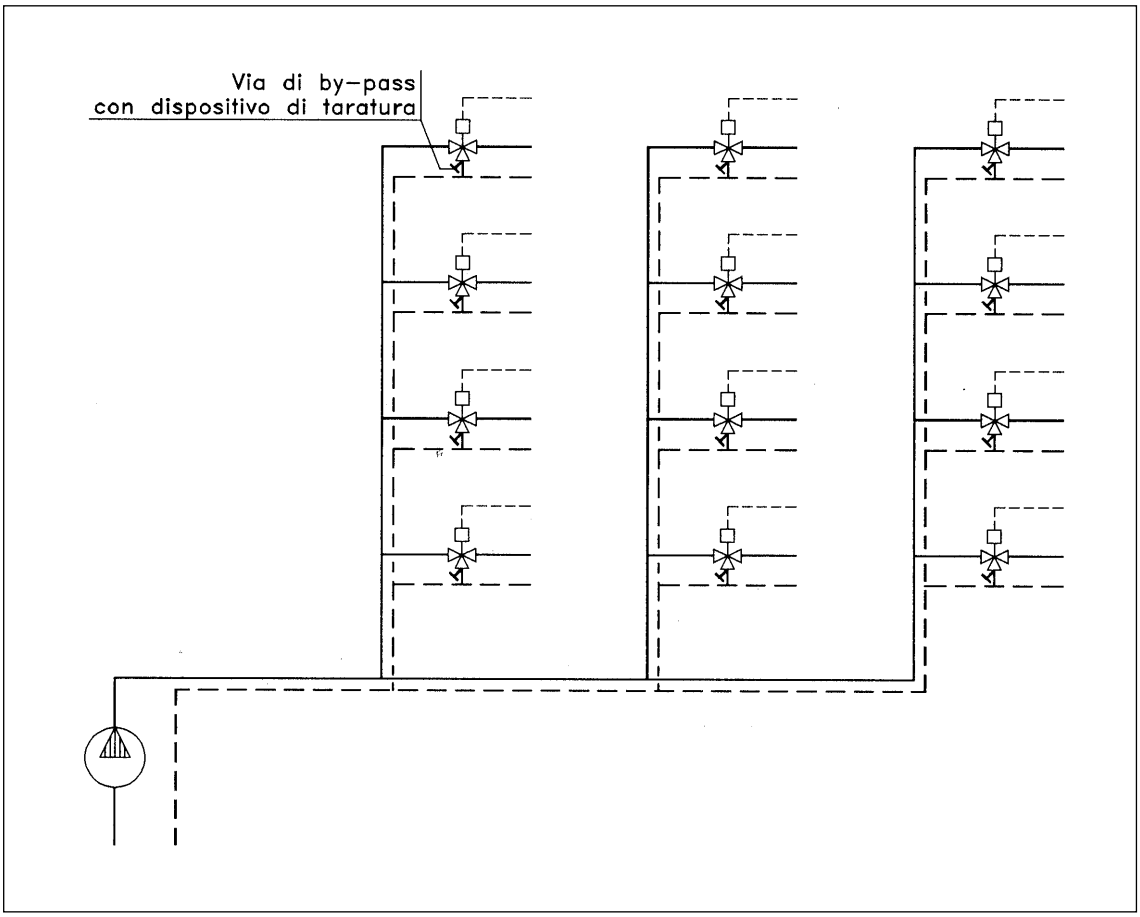
Al contrario, le valvole a tre vie asservite ad una regolazione modulante lavorano meglio come miscelatrici.

Impianti a zone: bilanciamento con dischi a foro calibrato



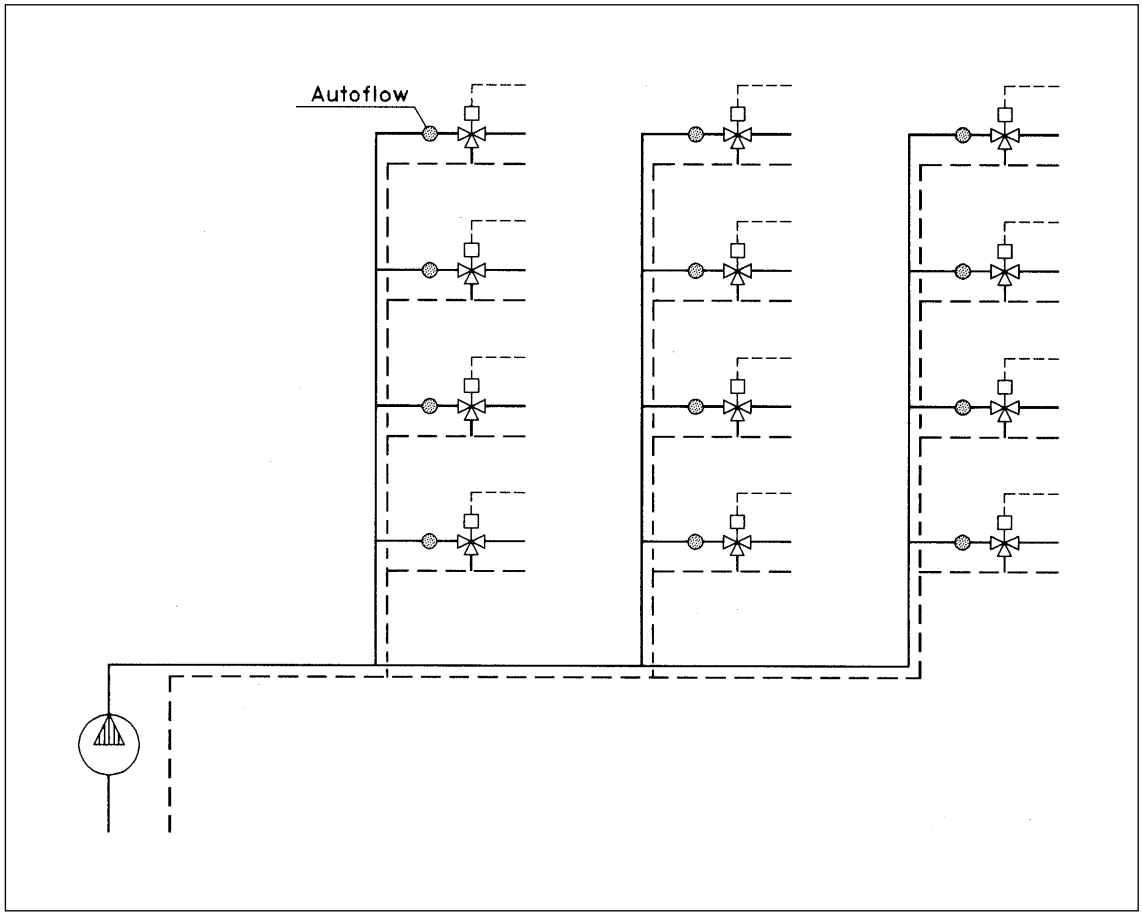
I dischi a foro calibrato (posti sulle vie di by-pass) devono essere scelti in modo da opporre al fluido perdite di carico corrispondenti a quelle del relativo circuito di zona.
Un simile bilanciamento, pur presentando qualche approssimazione (dovuta al limitato numero di dischi disponibili), è sufficientemente affidabile, non richiede interventi di taratura e non è starabile.

Impianti a zone: bilanciamento con valvole di taratura



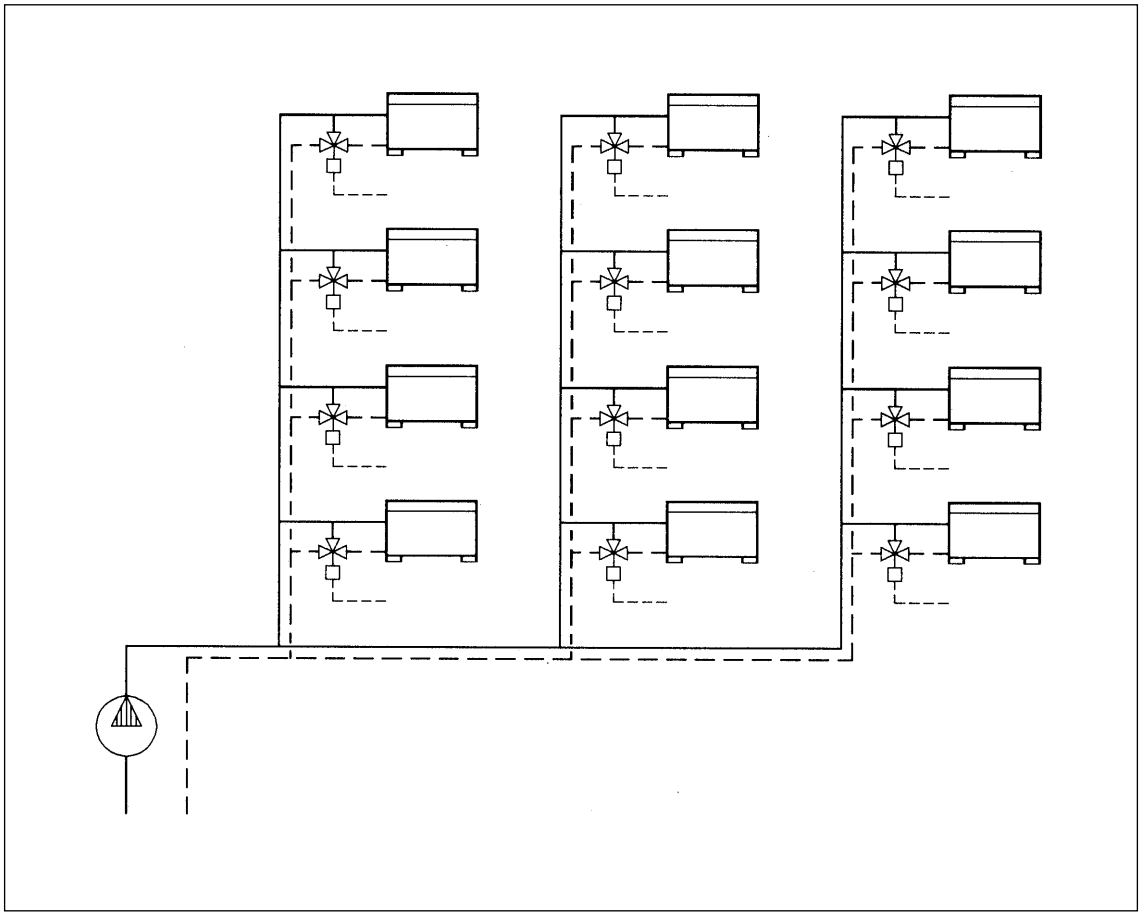
Le valvole di taratura (poste sulle vie di by-pass) devono essere regolate in modo da opporre al fluido perdite di carico uguali a quelle del relativo circuito di zona.

Impianti a zone: bilanciamento con autoflow



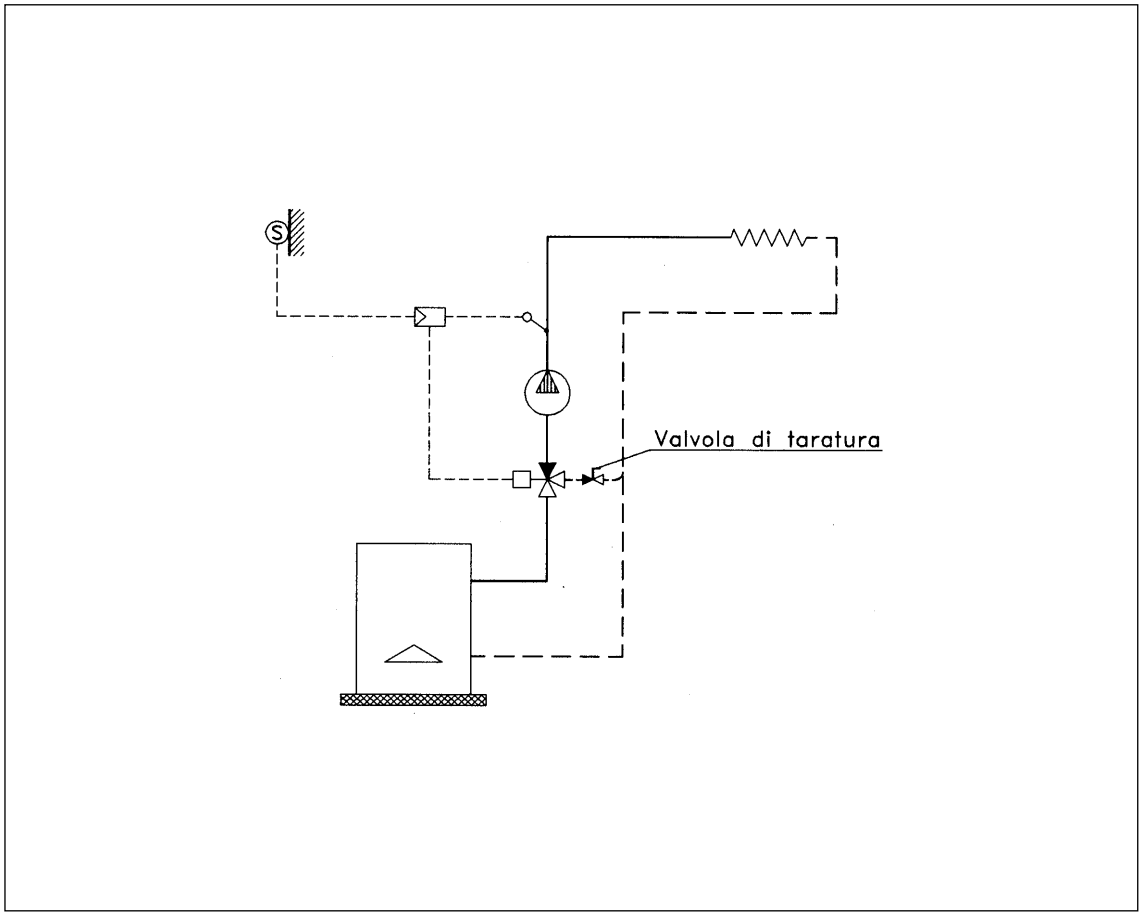
Gli autoflow (posti sull'andata o sul ritorno delle derivazioni di zona) consentono di mantenere costante la portata di ogni derivazione sia a valvole aperte, sia a valvole chiuse.

Impianti a ventilconvettori con regolazione modulante



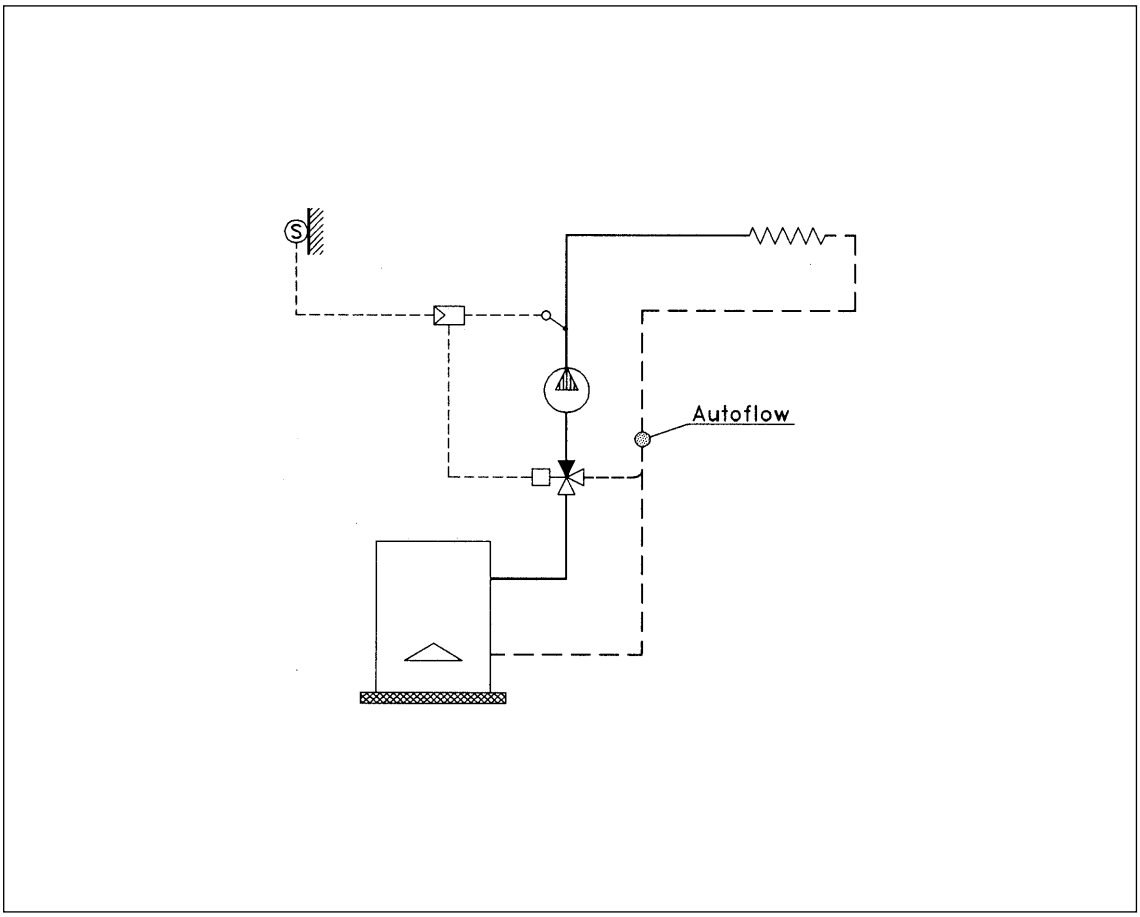
In genere, non è necessario bilanciare i by-pass delle valvole di regolazione. Infatti, tali valvole presentano (sulle vie di by-pass) strozzature in grado di opporre al fluido perdite di carico assimilabili a quelle mediamente opposte dalle batterie dei ventilconvettori. E' comunque consigliabile verificare questa corrispondenza di valori attraverso i dati forniti dai costruttori.

Regolazione climatica: bilanciamento con valvola di taratura



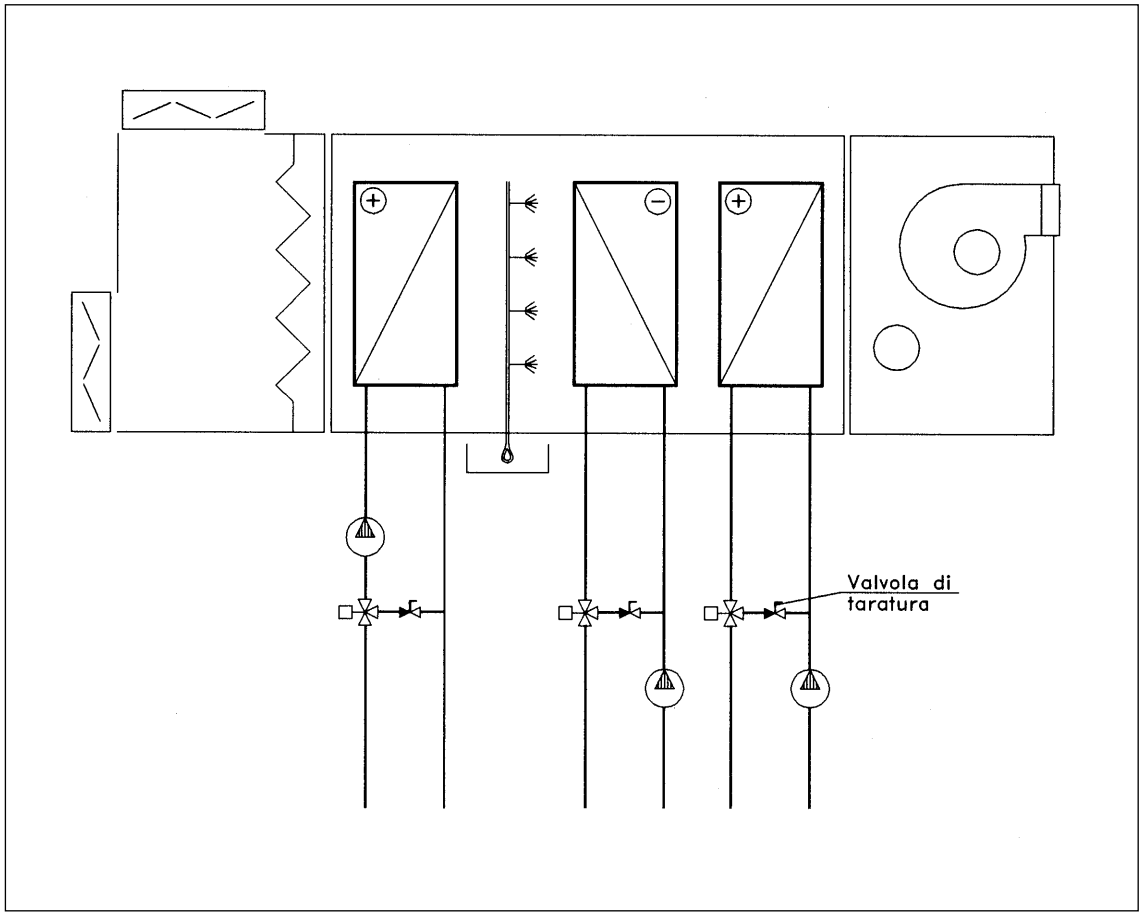
La valvola di taratura (posta sulla via di by-pass) deve essere regolata in modo da opporre al fluido perdite di carico uguali a quelle opposte dal circuito disattivato dalla chiusura della valvola di regolazione: cioè, nel caso sopra schematizzato, dal circuito del generatore di calore.

Regolazione climatica: bilanciamento con autoflow



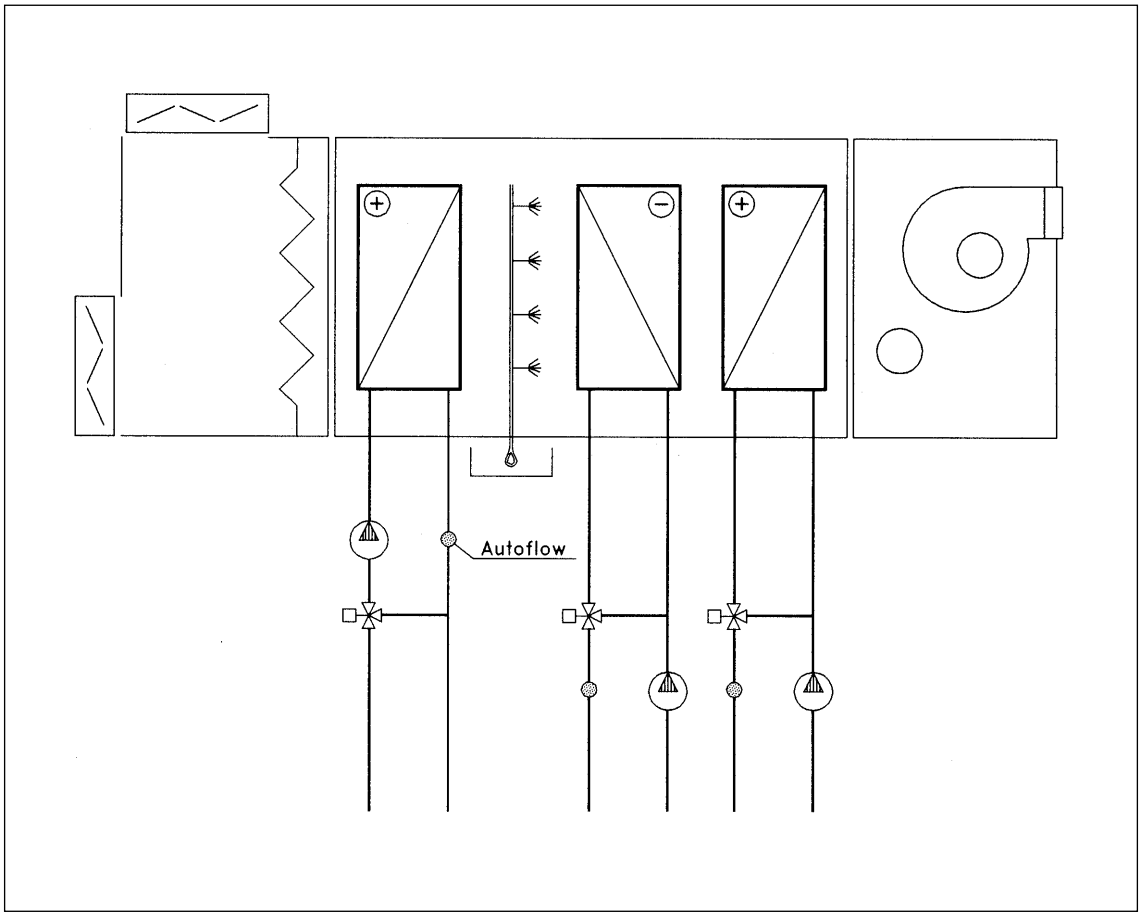
L’autoflow consente di mantenere costante la portata del circuito utilizzatore sia a valvola aperta, sia a valvola chiusa.

Regolazione delle batterie: bilanciamento con valvole di taratura



Le valvole di taratura (poste sulle vie di by-pass) devono essere regolate in modo da opporre al fluido perdite di carico uguali a quelle opposte dai circuiti disattivati dalla chiusura delle valvole di regolazione.

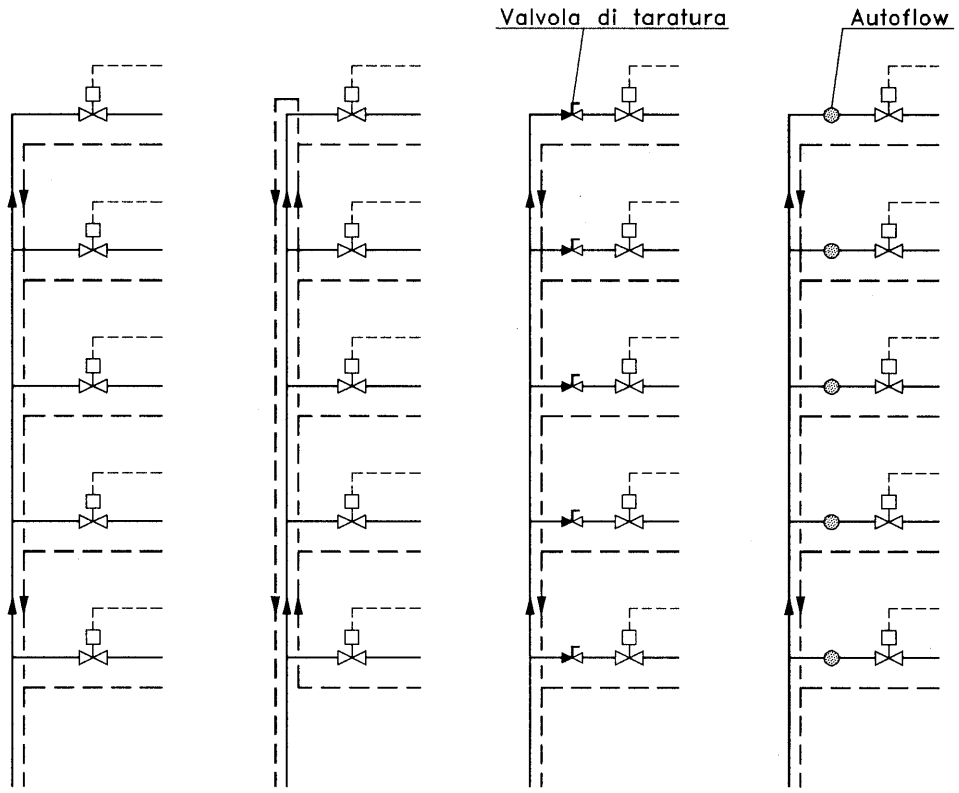
Regolazione delle batterie: bilanciamento con autoflow



Gli autoflow consentono di mantenere costante le portate dei circuiti di distribuzione sia a valvole aperte, sia a valvole chiuse.

CIRCUITI CON VALVOLE DI REGOLAZIONE A DUE VIE

Sono circuiti che, mediante l'azione di valvole automatiche a due vie, consentono di variare la portata di fluido che passa attraverso i terminali. Possono essere realizzati con distribuzioni a sviluppo semplice, a ritorno compensato, con valvole di taratura o con autoflow.



Schemi tipo di circuiti con valvole di regolazione a due vie

DIMENSIONAMENTO DEI CIRCUITI CON VALVOLE DI REGOLAZIONE A DUE VIE

Questi circuiti si dimensionano a valvole aperte con gli stessi criteri adottati per dimensionare i circuiti senza valvole di regolazione (ved. voci: CIRCUITI SEMPLICI, CIRCUITI A RITORNO INVERSO, CIRCUITI CON VALVOLE DI TARATURA, CIRCUITI CON AUTOFLOW).
Si devono poi analizzare gli squilibri connessi al chiudersi delle valvole e definire le soluzioni atte ad evitare che tale chiusura provochi, lungo il circuito, pressioni differenziali troppo elevate e di conseguenza:
– rumori,
– fenomeni di erosione,
– incompleta chiusura delle valvole termostatiche,
– funzionamento fuori curva delle elettropompe.

Dal punto di vista pratico (pur con qualche incertezza connessa al tipo di classificazione) si può procedere considerando due casi: gli impianti piccoli (ad esempio quelli per singoli alloggi) e gli impianti medio-grandi.

Negli impianti piccoli, l'incremento delle pressioni differenziali può essere tenuto sotto controllo semplicemente con un limitatore di pressione posto alla base del circuito.

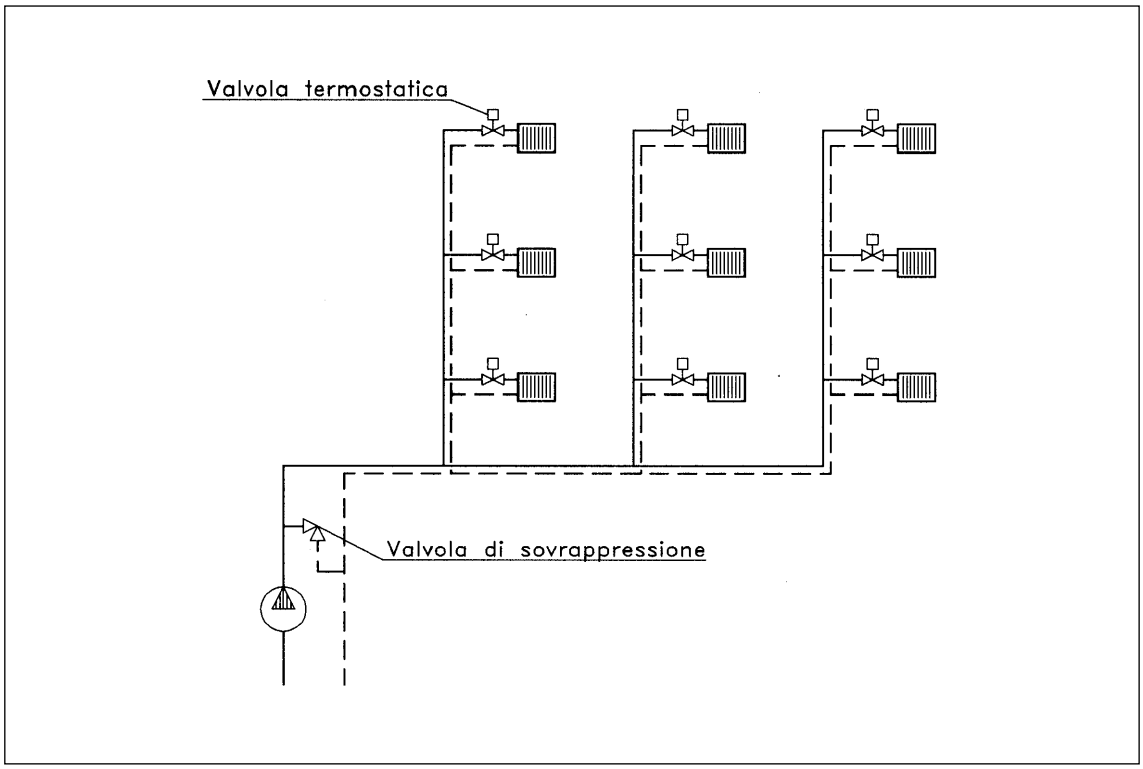
Negli impianti medio-grandi, invece, l'incremento delle pressioni differenziali deve essere tenuto sotto controllo non solo alla base, ma anche lungo lo sviluppo del circuito. Sono possibili soluzioni a controllo parziale (ad esempio con limitatori di pressione posti alla base delle colonne) oppure soluzioni a controllo totale (ad esempio con limitatori di pressione posti su ogni derivazione del circuito).

Nel caso di impianti a reti molto estese è consigliabile, inoltre, condurre un'attenta analisi delle soluzioni possibili, considerando:
– il variare delle pressioni differenziali al chiudersi delle valvole,
– le caratteristiche dei terminali,
– il grado di affidabilità del servizio di manutenzione,
– il costo delle soluzioni adottabili,
– le spese per il funzionamento delle elettropompe.

Per lo sviluppo di tale analisi - troppo specialistica e complessa per poter essere svolta nell'ambito di questa pubblicazione - si rinvia ai testi di P. Fridmann e dell'ASHRAE citati nelle note bibliografiche.

Di seguito si riportano gli schemi funzionali che illustrano le soluzioni sopra richiamate.

Valvola di sovrappressione posta alla base del circuito

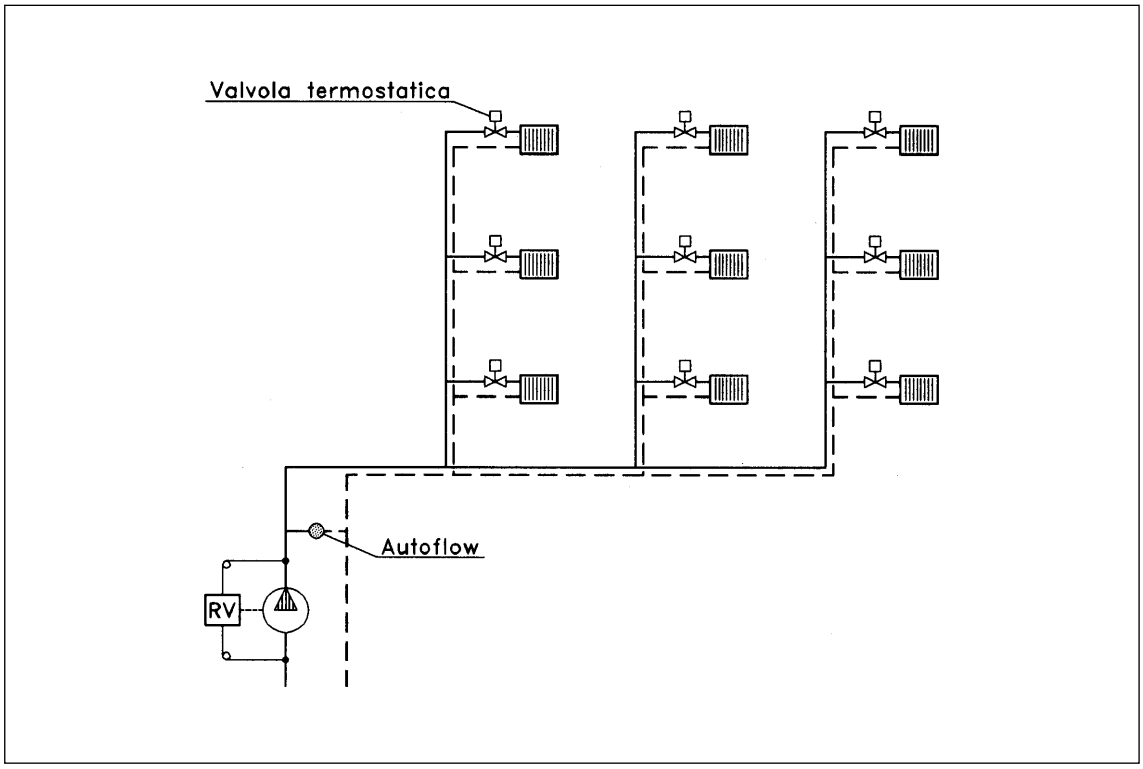


E' una soluzione utilizzata soprattutto in piccoli impianti a radiatori con valvole termostatiche.

- Portata di scarico della valvola di sovrappressione (Gv):
  il suo valore dipende dalla portata totale dell'impianto a valvole aperte (G) e dal tipo di regolazione adottato. Normalmente si assume:
  $Gv = 0{,}6 \cdot G$ in impianti con regolazione climatica;
  $Gv = G$ in impianti senza regolazione climatica.

- Pressione di taratura della valvola di sovrappressione:
  è consigliabile che questo valore superi di circa il 10% la pressione differenziale richiesta (a valvole aperte) tra i due punti del circuito collegati dal by-pass.

Limitatore di pressione differenziale posto alla base del circuito



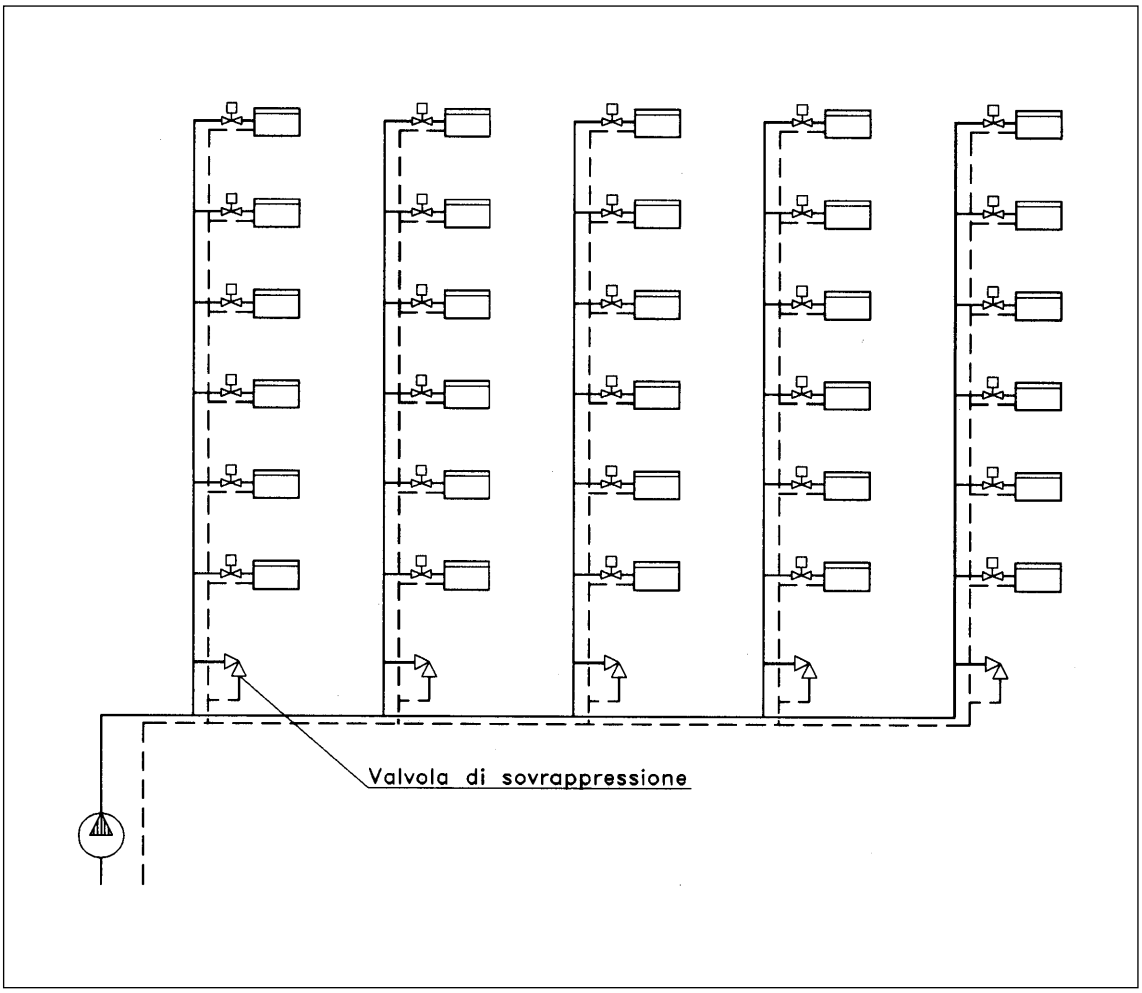
E' una soluzione utilizzata (come quella della pagina a lato) prevalentemente in piccoli impianti a radiatori con valvole termostatiche.

- Pressione di taratura del limitatore di pressione:
  è consigliabile che questo valore superi di circa il 10% la pressione differenziale richiesta (a valvole aperte) tra i due punti del circuito in cui sono installate le prese di controllo del limitatore.

Nota:

Il by-pass con autoflow serve a garantire una portata minima anche a valvole chiuse. Tale portata è necessaria per evitare che l'inerzia termica del generatore provochi surriscaldamenti localizzati del fluido e il conseguente intervento dei termostati di blocco o dei dispositivi di sicurezza, quali le valvole di intercettazione del combustibile o di scarico termico.

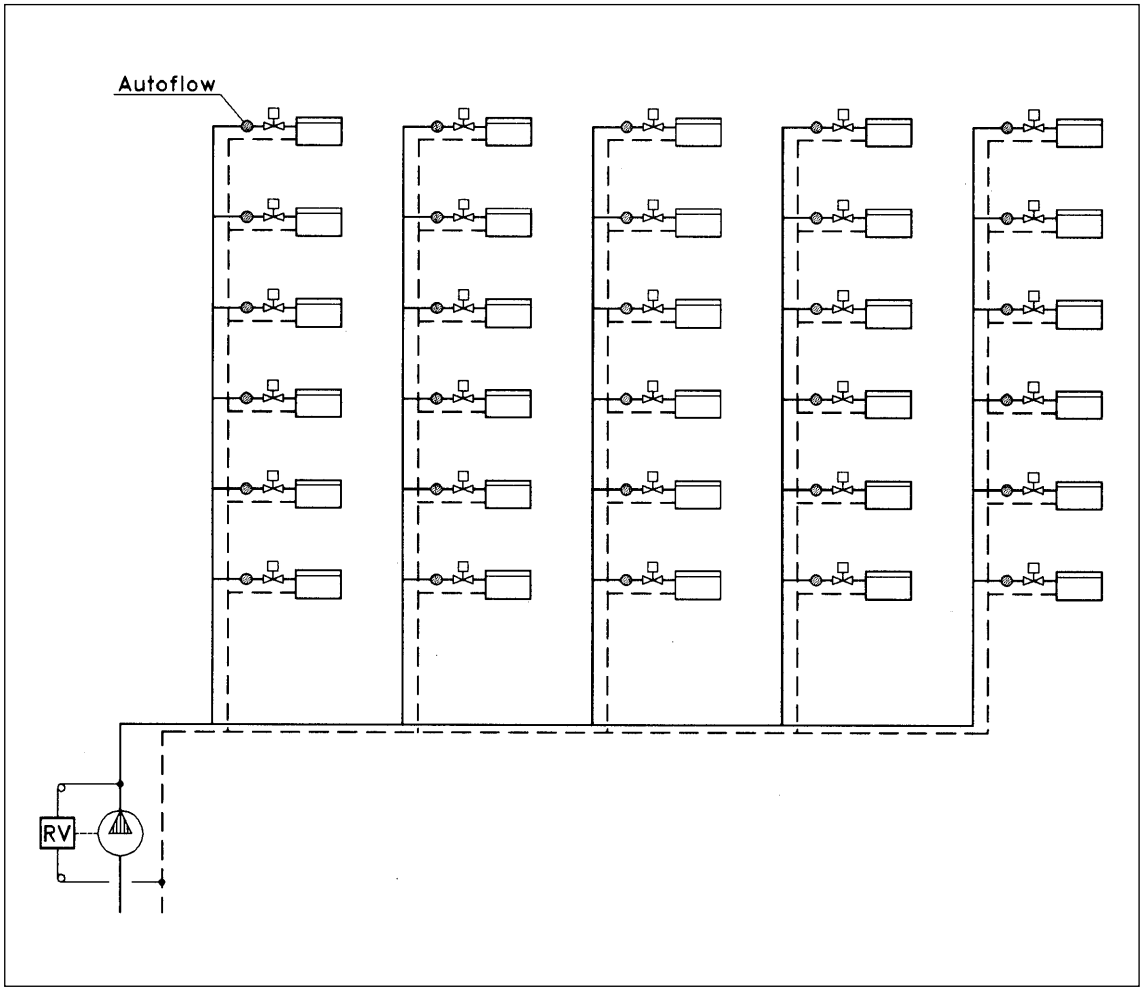
Valvole di sovrappressione poste alla base delle colonne



E' una soluzione normalmente utilizzata in impianti a radiatori con valvole termostatiche. Non è consigliabile in edifici che superano i 6 o 7 piani.

- Portate di scarico delle valvole di sovrappressione:
  si assumono le stesse portate richieste (a valvole aperte) per le colonne by-passate;
- Pressioni di taratura della valvole di sovrappressione:
  è consigliabile che questi valori superino di circa il 10% le pressioni differenziali richieste (a valvole aperte) tra i punti del circuito collegati dai by-pass.

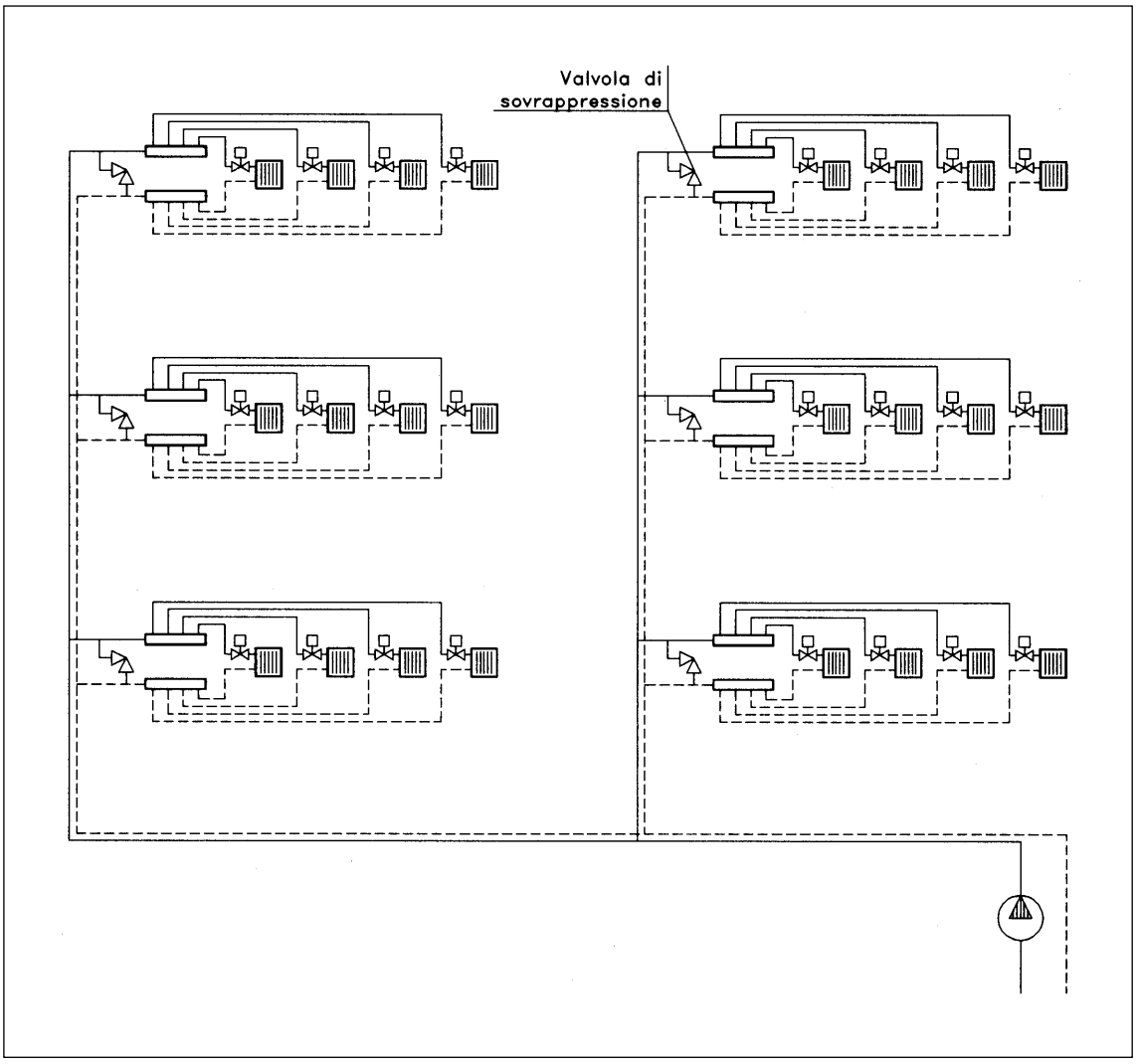
Limitatore di pressione differenziale posto alla base del circuito e terminali con autoflow



Questa soluzione è utilizzata soprattutto in impianti con ventilconvettori e valvole di regolazione modulanti.
Gli autoflow servono a stabilizzare la quantità di fluido che passa attraverso i terminali.

- Pressione di taratura del limitatore di pressione:
  è consigliabile che questo valore superi di circa il 10% la pressione differenziale richiesta (a valvole aperte) tra i due punti del circuito in cui sono installate le prese di controllo del limitatore.

Valvole di sovrappressione poste su ogni derivazione di zona



E' una soluzione normalmente utilizzata in impianti a zone con valvole termostatiche.
Le valvole di sovrappressione consentono di tener sotto controllo gli incrementi di pressione differenziale in corrispondenza di ogni derivazione di zona.

- Portate di scarico delle valvole di sovrappressione:
  si assumono le stesse portate richieste (a valvole aperte) per le derivazioni di zona by-passate;

- Pressioni di taratura delle valvole di sovrappressione:
  è consigliabile che questi valori superino di circa il 10% le pressioni differenziali richieste (a valvole aperte) tra i punti del circuito collegati dai by-pass.

I TERMINALI DEGLI IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE

Schema riassuntivo

AEROTERMI

RADIATORI

TERMOCONVETTORI

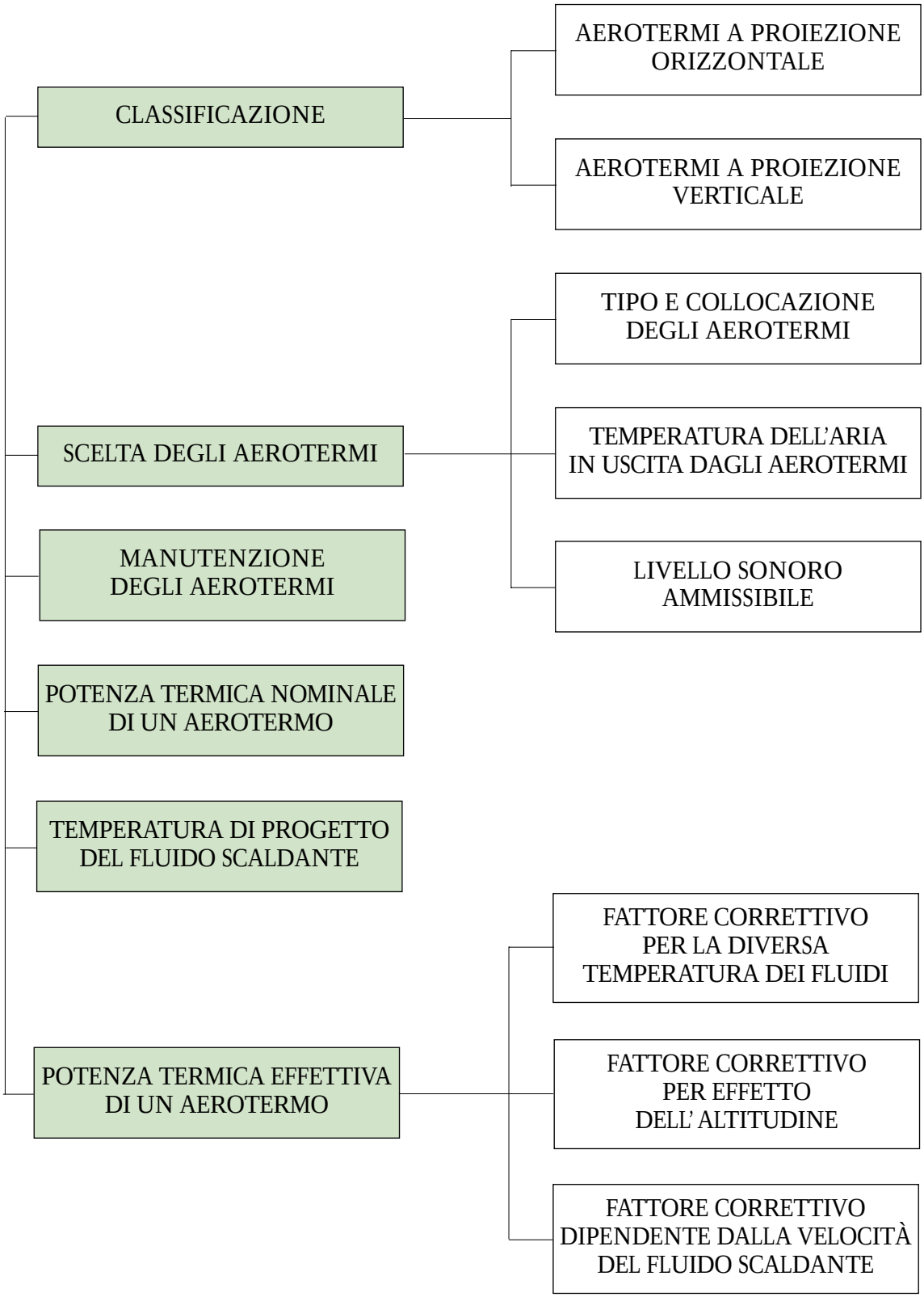
TERMOSTRISCE

TUBI

TUBI ALETTATI

VENTILCONVETTORI

AEROTERMI


CLASSIFICAZIONE
AEROTERMI A PROIEZIONE ORIZZONTALE
AEROTERMI A PROIEZIONE VERTICALE
SCELTA DEGLI AEROTERMI
TIPO E COLLOCAZIONE DEGLI AEROTERMI
TEMPERATURA DELL'ARIA IN USCITA DAGLI AEROTERMI
LIVELLO SONORO AMMISSIBILE
MANUTENZIONE DEGLI AEROTERMI
POTENZA TERMICA NOMINALE DI UN AEROTERMO
TEMPERATURA DI PROGETTO DEL FLUIDO SCALDANTE
POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UN AEROTERMO
FATTORE CORRETTIVO PER LA DIVERSA TEMPERATURA DEI FLUIDI
FATTORE CORRETTIVO PER EFFETTO DELL' ALTITUDINE
FATTORE CORRETTIVO DIPENDENTE DALLA VELOCITÀ DEL FLUIDO SCALDANTE

Gli aerotermi sono corpi scaldanti che cedono calore per convezione forzata. Sono costituiti essenzialmente da:
– una batteria alettata di scambio termico,
– un ventilatore elicoidale,
– un involucro di contenimento.

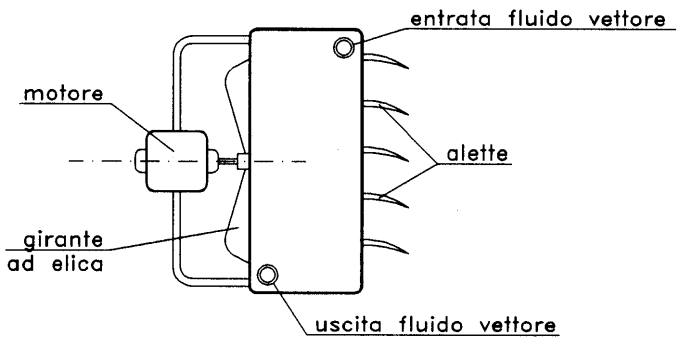
Si utilizzano per riscaldare palestre, piscine, supermercati, autorimesse, laboratori, officine, ecc....

CLASSIFICAZIONE

In base alla direzione dei loro getti d'aria, gli aerotermi possono essere suddivisi in due categorie: a proiezione orizzontale e a proiezione verticale.

AEROTERMI A PROIEZIONE ORIZZONTALE

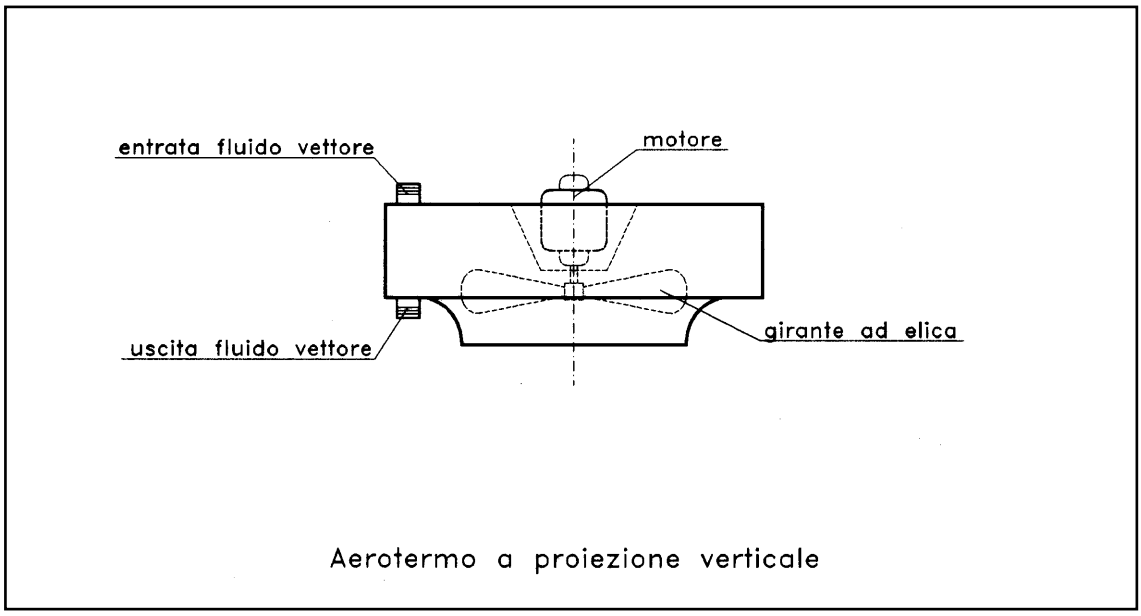
Sono chiamati anche aerotermi "a parete" e servono a riscaldare locali non molto alti.
Per la regolazione del flusso d'aria, sono dotati di alette mobili orizzontali o verticali.



Aerotermo a proiezione orizzontale

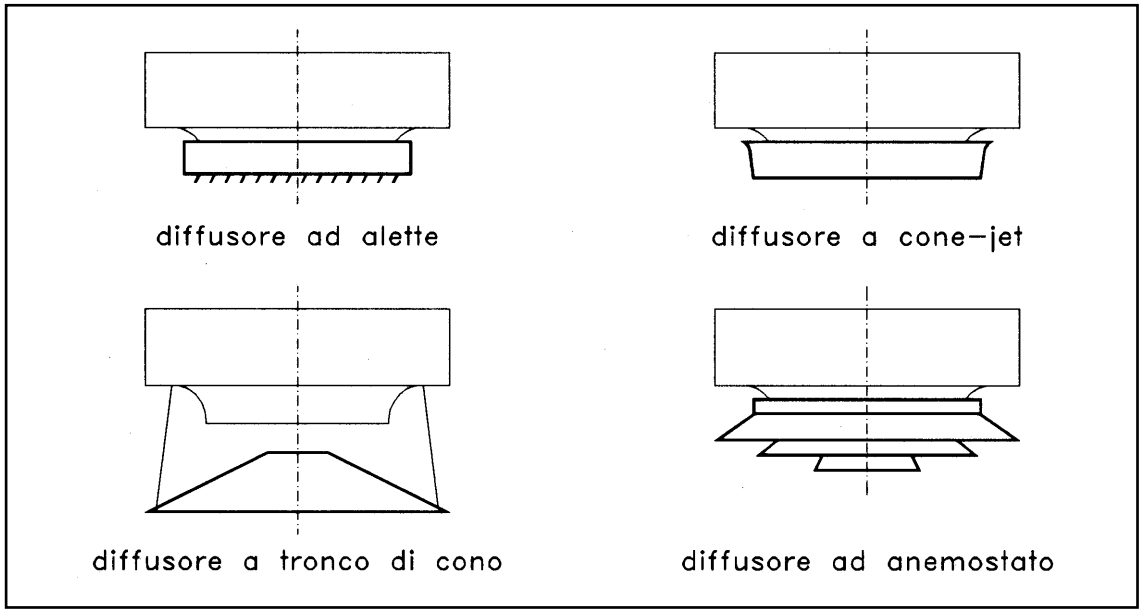
AEROTERMI A PROIEZIONE VERTICALE

Sono chiamati anche aerotermi “pensili”. Servono a riscaldare locali alti fino a circa 20÷25 metri.



Aerotermo a proiezione verticale

Il flusso d’aria di questi aerotermi può essere regolato con diffusori ad alette, a cono-jet, a tronco di cono o ad anemostato.



SCELTA DEGLI AEROTERMI

Una corretta scelta di questi corpi scaldanti richiede l'esame dei seguenti fattori:
– tipo e collocazione degli aerotermi,
– temperatura di uscita dell'aria,
– livello sonoro.

TIPO E COLLOCAZIONE DEGLI AEROTERMI

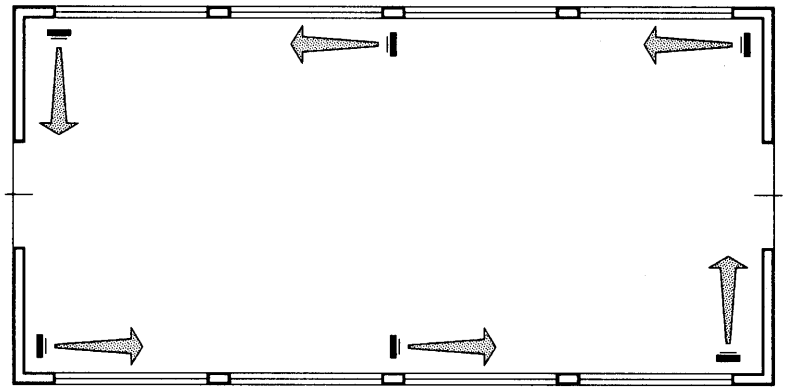
Sia il tipo che la collocazione di questi terminali devono essere scelti in modo da evitare il formarsi di zone troppo fredde o troppo calde. A tal fine conviene seguire le seguenti indicazioni di ordine generale:

- installare non meno di due aerotermi in ogni locale;
- verificare che la somma delle portate orarie dei ventilatori non sia inferiore a 3,5 volte il volume dell'ambiente da riscaldare;
- disporre gli aerotermi a proiezione orizzontale con getti d'aria diretti verso le pareti esterne. Le soluzioni migliori sono quelle con getti fra loro concatenati e diretti tangenzialmente alle pareti (ved. esempio 1);
- disporre gli aerotermi a proiezione verticale con getti d'aria che si compenetrano fra loro;
- dirigere i getti d'aria calda contro ampie zone vetrate o contro grandi porte;
- evitare l'interferenza dei getti d'aria con colonne, macchine o altri ostacoli.

Di seguito sono riportati alcuni esempi che rappresentano soluzioni corrette per quanto riguarda la scelta del tipo di aerotermi e la loro collocazione.

Esempio 1

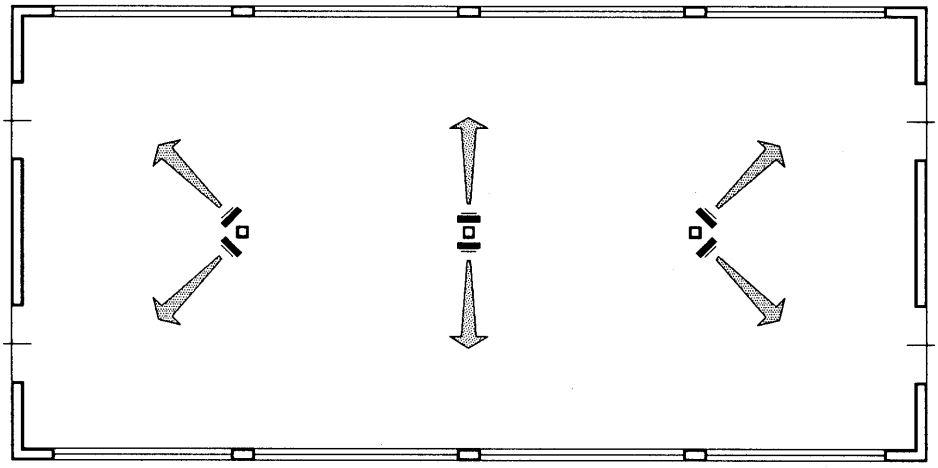
Gli aerotermi orizzontali sono disposti in modo da determinare un movimento concatenato dei flussi d'aria lungo le pareti esterne. E' una soluzione utilizzabile in locali poco sviluppati sia in altezza che in larghezza.



Esempio 1

Esempio 2

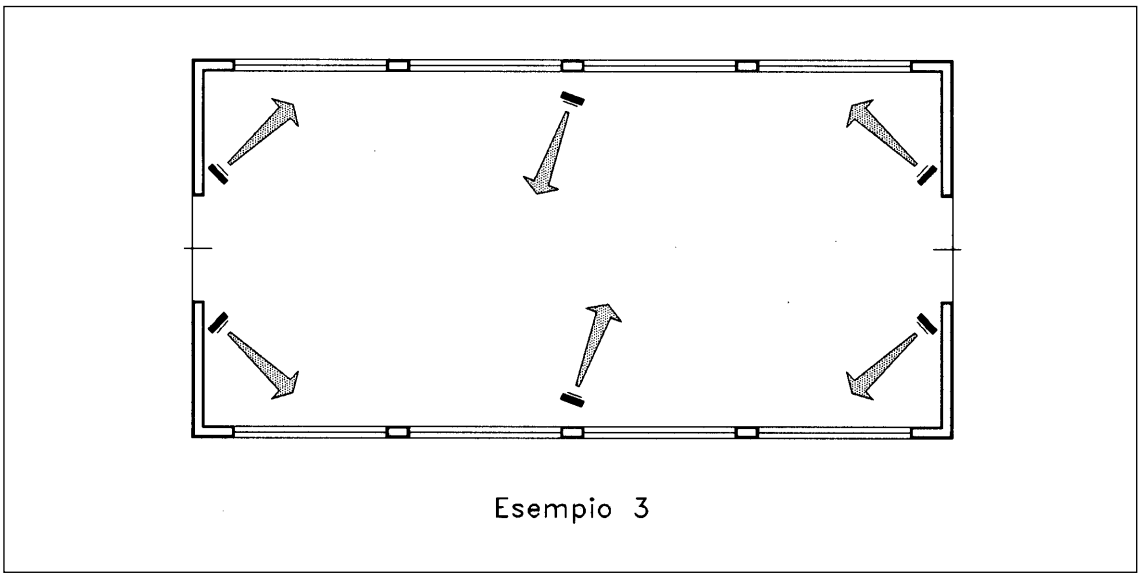
Gli aerotermi orizzontali sono installati lungo l'asse di simmetria principale del locale e i loro getti d'aria sono diretti verso le pareti esterne. E' una soluzione che può essere adottata in locali di notevole larghezza.



Esempio 2

Esempio 3

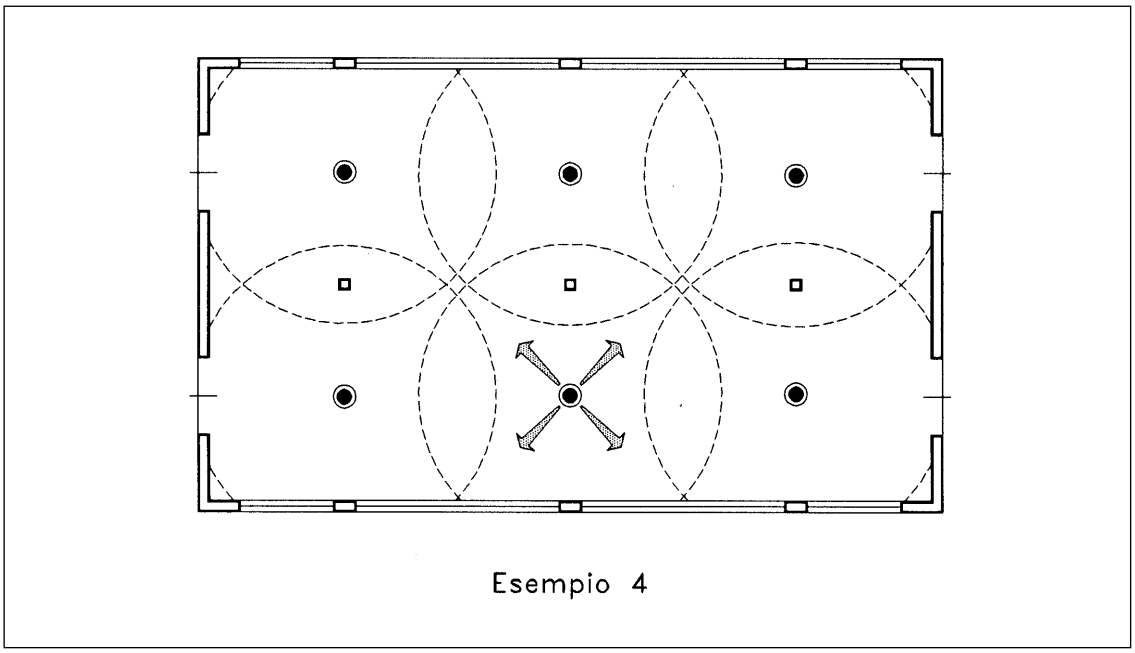
Gli aerotermi orizzontali sono installati sulle pareti esterne e i loro getti d'aria sono diretti verso le pareti adiacenti o opposte. Si tratta di una soluzione utilizzabile in locali poco sviluppati in larghezza.



Esempio 3

Esempio 4

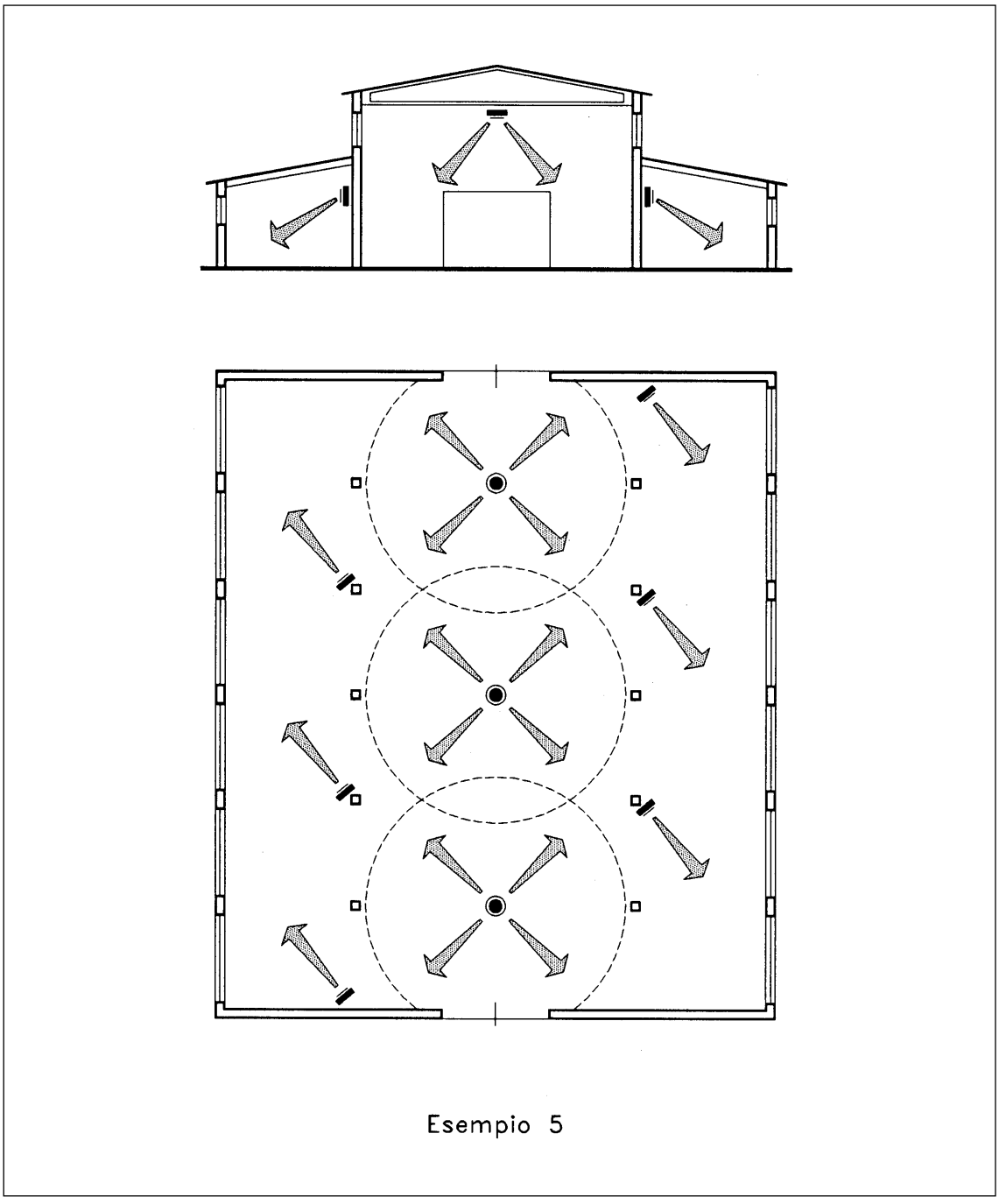
Gli aerotermi verticali sono disposti con getti d'aria che si compenetrano fra loro. E' una soluzione utilizzabile in locali con altezza superiore a 4÷5 m.



Esempio 4

Esempio 5

Gli aerotermi verticali sono installati nella zona centrale al di sopra del carro ponte, mentre gli aerotermi orizzontali sono disposti nelle zone laterali a soffitto basso. E' una soluzione che può essere adottata in edifici con locali ad altezza variabile.



Esempio 5

TEMPERATURA DELL'ARIA IN USCITA DAGLI AEROTERMI

E' bene che la temperatura dell'aria in uscita dagli aerotermi sia compresa:
- tra 40 e 45°C per aerotermi a proiezione orizzontale,
- tra 30 e 45°C per aerotermi a proiezione verticale.

Tali valori consentono di raggiungere un buon compromesso fra due esigenze diverse:

- evitare che le correnti d'aria, generate dagli aerotermi stessi, possano provocare sensazioni di freddo,
- impedire il formarsi di una forte stratificazione dell'aria.

Solitamente la temperatura dell'aria in uscita dagli aerotermi è riportata sulle specifiche tecniche del costruttore. In caso contrario può essere calcolata con le formule:

$$t_{au} = t_{ae} + \frac{(273 + t_{ae}) \cdot Q}{84{,}6 \cdot G} \qquad (1)$$

$$t_{au} = t_{ae} + \frac{(273 + t_{ae}) \cdot Q}{84{,}6 \cdot G - Q} \qquad (2)$$

dove: t_{au} = temperatura dell'aria in uscita dall'aerotermo, °C
t_{ae} = temperatura dell'aria in entrata nell'aerotermo, °C
Q = potenza termica resa nelle condizioni considerate, kcal/h
G = portata d'aria del ventilatore riferita a 15°C, m^3/h

La formula (1) vale per aerotermi a proiezione orizzontale, cioè per aerotermi il cui ventilatore invia aria fredda alla batteria.

La formula (2) vale, invece, per aerotermi a proiezione verticale, cioè per aerotermi il cui ventilatore aspira aria calda dalla batteria.

La temperatura dell'aria in entrata nell'aerotermo (t_{ae}) si considera:

– uguale alla temperatura ambiente, quando si ha un ricircolo totale dell'aria interna;

– uguale alla temperatura esterna, quando tutta l'aria che passa attraverso l'aerotermo è derivata dall'esterno;

– uguale alla temperatura dell'aria di miscela, quando l'aria che passa attraverso l'aerotermo è in parte presa dall'interno e in parte dall'esterno.
La temperatura dell'aria miscelata può essere determinata con la formula:

$$t_{am} = \frac{G_{est} \cdot t_{est} + G_{int} \cdot t_{int}}{G_{est} + G_{int}} \qquad (3)$$

dove: t_{am} = temperatura dell'aria di miscela, °C
t_{est} = temperatura dell'aria esterna, °C
t_{int} = temperatura dell'aria interna, °C
G_{est} = portata d'aria esterna, m^3/h
G_{int} = portata d'aria interna, m^3/h

LIVELLO SONORO AMMISSIBILE

Il rumore prodotto dagli aerotermi - di norma riportato sulle relative specifiche tecniche - non deve superare il livello sonoro ammissibile nell'ambiente. Tale valore dipende essenzialmente dalla destinazione d'uso dei locali e può essere stabilito in base ai valori consigliati dalla letteratura tecnica.

Nella tabella 1 si riportano i livelli sonori normalmente accettabili in ambienti ad uso civile e industriale (fonte: guide ASHRAE e UNI 8199).

Misure atte a determinare la rumorosità in opera degli aerotermi possono essere condotte secondo le prescrizioni della norma:
UNI 8199 – misura in opera e valutazione del rumore prodotto negli ambienti dagli impianti di riscaldamento, condizionamento e ventilazione.

MANUTENZIONE DEGLI AEROTERMI

Una corretta manutenzione degli aerotermi richiede le seguenti operazioni e verifiche:

- pulire la batteria di scambio termico con una spazzola o con getti d'aria compressa. In alcuni casi, soprattutto in presenza di depositi grassi, si deve procedere al lavaggio delle alette con acqua e sapone, avendo cura di non bagnare le apparecchiature elettriche.
  La frequenza di queste operazioni dipende dal grado di pulizia dell'ambiente e dal tipo di batteria;
- controllare il serraggio dei dadi che fissano il motore e la cassa almeno una volta all'anno, oppure quando si avvertono rumori e vibrazioni irregolari durante il funzionamento;
- verificare gli assorbimenti di corrente elettrica in caso di frequente intervento del salvamotore.

TAB. 1 - LIVELLI ACCETTABILI DI RUMOROSITÀ AMBIENTALE

Sale di lettura Sale da concerto Teatri	25 ÷ 30 dB(A)
Appartamenti Aule scolastiche Uffici Sale di riunione Camere d'albergo Cinematografi Librerie Chiese	35 ÷ 42 dB(A)
Atri e corridoi di alberghi Atri e corridoi di ospedali Laboratori scolastici Laboratori di ospedali Sale di uffici pubblici Centri meccanografici Negozi Ristoranti	40 ÷ 45 dB(A)
Palestre Cucine Lavanderie Atri e corridoi di scuole Sale di ricreazione Mense aziendali Biglietterie Allevamenti Autorimesse Grandi magazzini di vendita Piscine coperte	45 ÷ 50 dB(A)
Falegnamerie Officine di meccanica leggera Stabilimenti manifatturieri	50 ÷ 55 dB(A)
Officine di meccanica medio-leggera Stamperie	55 ÷ 60 dB(A)
Officine di meccanica pesante Sale di prova motori Officine di riparazioni automobili Stabilimenti tessili Locali di stampaggio	oltre 60 dB(A)

POTENZA TERMICA NOMINALE DI UN AEROTERMO

E' la potenza termica scambiata da un aerotermo con l'ambiente esterno nelle condizioni di prova.
Tali condizioni - con riferimento alla norma UNI 6552 (Aerotermi - metodi di prova) - possono essere così riassunte:

- apparecchiature e strumentazione di misura: come richiesto dalla norma sopra richiamata;
- temperature dei fluidi:
  – t_e = 80°C, temperatura di entrata del fluido scaldante,
  – t_u = 70°C, temperatura di uscita del fluido scaldante,
  – t_{ae} = 15°C, temperatura dell'aria in entrata nell'aerotermo;
- velocità di rotazione del ventilatore: massima prevista;
- differenza di pressione statica tra l'entrata e l'uscita dell'aria dall'aerotermo: nulla;
- pressione atmosferica di prova: uguale alla pressione atmosferica esistente a livello del mare (101,3 kPa).

TEMPERATURA DI PROGETTO DEL FLUIDO SCALDANTE

Negli impianti ad uso civile, è bene che questa temperatura sia compresa fra 60 a 90°C. Valori più elevati (anche fino a 150, 160°C) possono, invece, essere adottati in impianti ad uso industriale.

In ogni caso - per evitare correnti fredde ed una forte stratificazione dell'aria - la temperatura di progetto del fluido scaldante deve essere tale da consentire il rispetto dei limiti definiti al capitolo TEMPERATURA DELL'ARIA IN USCITA DAGLI AEROTERMI.

POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UN AEROTERMO

E' la potenza termica scambiata da un aerotermo con l'ambiente esterno nelle effettive condizioni di utilizzo. Il suo valore può essere calcolato con la formula:

$$Q_{eff} = Q_{nom} \cdot F \qquad (4)$$

dove: Q_{eff} = potenza termica effettiva, W o kcal/h
Q_{nom} = potenza termica nominale, W o kcal/h
F = fattore correttivo globale, adimensionale

Il fattore correttivo globale F è determinabile con la relazione:

$$F = F_t \cdot F_{al} \cdot F_v \qquad (5)$$

dove: F_t = fattore correttivo per la diversa temperatura dei fluidi
F_{al} = fattore correttivo per effetto dell'altitudine
F_v = fattore correttivo dipendente dalla velocità del fluido scaldante

Tali fattori correttivi sono di seguito determinati in base alle condizioni di prova sopra definite. Inoltre, per la determinazione del fattore F_t, si considera valida la formula:

$$Q' = B \cdot (t_m - t_{ae}) \qquad (6)$$

dove: Q' = potenza termica dell'aerotermo, W o kcal/h
B = costante caratteristica dell'aerotermo W/°C o kcal/(h·°C)
t_m = temperatura media del fluido scaldante, °C
t_{ae} = temperatura dell'aria in entrata nell'aerotermo, °C

Nota:
La formula (6) è da ritenersi valida (con buona approssimazione) per temperature medie del fluido scaldante variabili da 60 a 100°C.

FATTORE CORRETTIVO PER LA DIVERSA TEMPERATURA DEI FLUIDI

E' il fattore che serve a determinare la potenza termica di un aerotermo quando la temperatura dell'aria in entrata (t_{ae}) e la temperatura media del fluido scaldante (t_m) sono diverse da quelle di prova. Per definizione il suo valore è dato dal rapporto:

$$F_t = \frac{Q'_{eff}}{Q'_{nom}} \qquad (7)$$

Mediante la formula (6) Q'_{eff} e Q'_{nom} possono essere così espressi:

$$Q'_{eff} = B \cdot (t_m - t_{ae}) \qquad (8)$$

$$Q'_{nom} = B \cdot (t_m - t_{ae}) = B \cdot (75 - 15) \qquad (9)$$

Si ottiene pertanto:

$$F_t = \frac{Q'_{eff}}{Q'_{nom}} = \frac{B \cdot (t_m - t_{ae})}{B \cdot (75 - 15)} \qquad (10)$$

Semplificando opportunamente i termini di tale uguaglianza risulta:

$$\boxed{F_t = \frac{t_m - t_{ae}}{60}} \qquad (11)$$

I valori del fattore F_t - ricavati dalla formula (11) - sono riportati nella tabella 2.

Può essere utile esprimere F_t anche nei casi in cui varia solo la temperatura media (t_m) del fluido scaldante, oppure solo la temperatura dell'aria (t_{ae}) in entrata nell'aerotermo.
A tal fine, sostituendo nella (11) prima t_{ae} e poi t_m con i relativi valori di prova, è possibile ottenere le formule:
– (11.1) valida per t_m variabile e t_{ae} = 15°C (temperatura di prova)
– (11.2) valida per t_{ae} variabile e t_m = 75°C (temperatura di prova).

$$F_t\ (t_{ae} = 15°C) = \frac{t_m - 15}{60} \qquad (11.1)$$

$$F_t\ (t_m = 75°C) = \frac{75 - t_{ae}}{60} \qquad (11.2)$$

TAB. 2 - FATTORE CORRETTIVO F_t PER AEROTERMI

condizioni di misura della potenza termica nominale
t_m = 75°C e t_{ae} = 15°C

temperatura media del fluido scaldante	temperatura dell'aria								
	0°C	3°C	6°C	9°C	12°C	15°C	18°C	21°C	24°C
60°C	1,00	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70	0,65	0,60
62°C	1,03	0,98	0,93	0,88	0,83	0,78	0,73	0,68	0,63
64°C	1,07	1,02	0,97	0,92	0,87	0,82	0,77	0,72	0,67
66°C	1,10	1,05	1,00	0,85	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70
68°C	1,13	1,08	1,03	0,98	0,93	0,88	0,83	0,78	0,73
70°C	1,17	1,12	1,07	1,02	0,97	0,92	0,87	0,82	0,77
72°C	1,20	1,15	1,10	1,05	1,00	0,95	0,90	0,85	0,80
74°C	1,23	1,18	1,13	1,08	1,03	0,98	0,93	0,88	0,83
75°C	1,25	1,20	1,15	1,10	1,05	1,00	0,95	0,90	0,85
76°C	1,27	1,22	1,17	1,12	1,07	1,02	0,97	0,92	0,87
78°C	1,30	1,25	1,20	1,15	1,10	1,05	1,00	0,95	0,90
80°C	1,33	1,28	1,23	1,18	1,13	1,08	1,03	0,98	0,93
82°C	1,37	1,32	1,27	1,22	1,17	1,12	1,07	1,02	0,97
84°C	1,40	1,35	1,30	1,25	1,20	1,15	1,10	1,05	1,00
86°C	1,43	1,38	1,33	1,28	1,23	1,18	1,13	1,08	1,03
88°C	1,47	1,42	1,37	1,32	1,27	1,22	1,17	1,12	1,07
90°C	1,50	1,45	1,40	1,35	1,30	1,25	1,20	1,15	1,10
92°C	1,53	1,48	1,43	1,35	1,33	1,28	1,23	1,18	1,13
94°C	1,57	1,52	1,47	1,42	1,37	1,32	1,27	1,22	1,17
96°C	1,60	1,55	1,50	1,45	1,40	1,35	1,30	1,25	1,20
98°C	1,63	1,58	1,53	1,48	1,43	1,38	1,33	1,28	1,23
100°C	1,67	1,62	1,57	1,52	1,47	1,42	1,37	1,32	1,27

FATTORE CORRETTIVO PER EFFETTO DELL'ALTITUDINE

E' il fattore che serve a determinare la potenza termica di un aerotermo quando la sua installazione non avviene a livello del mare. Tien conto del fatto che la densità dell'aria, e quindi la sua capacità di trasportare calore, diminuisce man mano che cresce l'altitudine. Tale fattore può essere calcolato con la seguente formula:

$$F_{al} = \frac{P_o}{1{,}5 \cdot P_o - 0{,}5 \cdot P} \qquad (12)$$

dove: P_o = pressione atmosferica a livello del mare, kPa
P = pressione atmosferica del luogo di installazione, kPa

Il valore di P_o è uguale a 101,3 kPa, mentre il valore di P può essere calcolato con la relazione:

$$P = 101{,}3 - 0{,}0113 \cdot H \qquad (13)$$

dove: H = altezza sul livello del mare, m

I valori del fattore F_{al} - ricavati dalla formula (12) - sono riportati nella tabella 3.

TAB. 3 - FATTORE CORRETTIVO F_{al} PER AEROTERMI

altitudine	pressione atmosferica	F_{al}
750 m	92,8 kPa	0,96
1.000 m	90,0 kPa	0,95
1.250 m	87,2 kPa	0,93
1.500 m	84,4 kPa	0,92
1.750 m	81,5 kPa	0,91

FATTORE CORRETTIVO DIPENDENTE DALLA VELOCITA' DEL FLUIDO SCALDANTE

E' il fattore che serve a determinare la potenza termica di un aerotermo quando la velocità del fluido scaldante è diversa da quella di prova. Il suo valore dipende dalle caratteristiche costruttive dell'aerotermo ed è, in pratica, determinabile solo per via sperimentale.

Normalmente i costruttori si limitano ad indicare la velocità (o la portata) minima necessaria per poter considerare nullo l'effetto correttivo di questo fattore.

Esempio:

Determinare la potenza termica nominale di un aerotermo che deve cedere 8.000 kcal/h all'ambiente circostante. Si consideri:
- t_{ae} = 18°C, temperatura dell'aria in entrata nell'aerotermo,
- G_{eff} = 1.000 l/h, portata effettiva dell'aerotermo,
- t_e = 70°C, temperatura di progetto del fluido scaldante,
- H = 1.000 m, altezza di installazione rispetto al livello del mare,
- F_v = 1, fattore correttivo dipendente dalla velocità del fluido.

Soluzione:

In base alle formule (4) e (5), la potenza termica richiesta si può così calcolare: $Q_{nom} = \dfrac{Q_{eff}}{F_t \cdot F_{al} \cdot F_v}$

— Determinazione di F_t (fattore correttivo per la diversa temperatura dei fluidi).
Il suo valore può essere determinato con la formula (11) o con la tabella 2 e dipende dalle grandezze:
– t_m (temperatura media del fluido scaldante),
– t_{ae} (temperatura dell'aria in entrata nell'aerotermo).
Per determinare t_m, si può dapprima calcolare t_u (temperatura di uscita del fluido scaldante) e poi fare la media tra tale temperatura e t_e (temperatura di entrata del fluido scaldante).

$$t_u = t_e - \frac{Q_{eff}}{G_{eff}} = 70 - \frac{8.000}{1.000} = 62°C \qquad t_m = \frac{t_e + t_u}{2} = \frac{70 + 62}{2} = 66°C$$

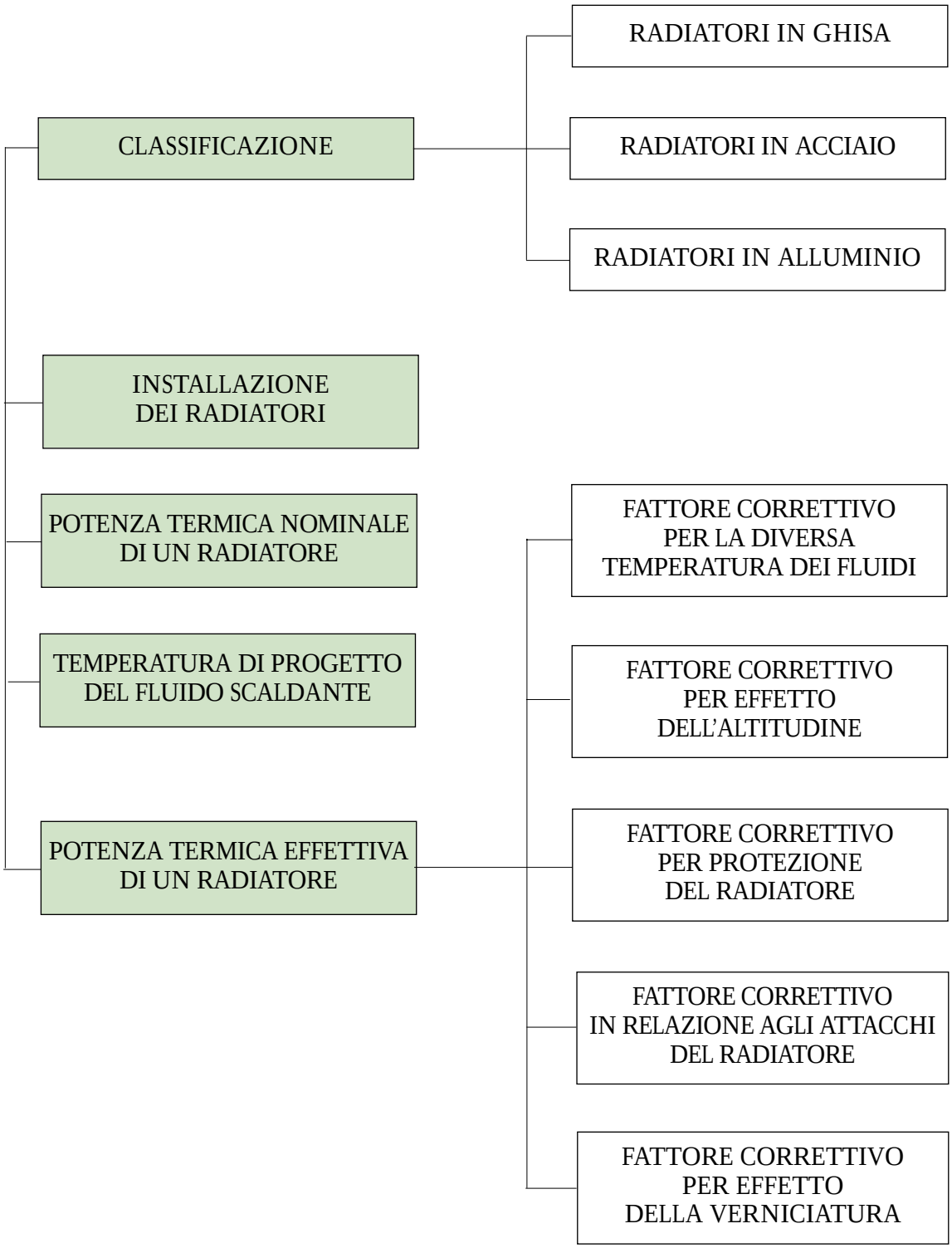
Note le temperature t_m e t_{ae}, in base alla formula o alla tabella sopra richiamate risulta: $F_t = 0{,}80$.

— Determinazione di F_{al} (fattore correttivo per effetto dell'altitudine)
Il suo valore può essere determinato con la formula (12) o con la tabella 3 e dipende dall'altezza di installazione (H) sul livello del mare. Nel caso in esame (dove H = 1.000 m) risulta: $F_{al} = 0{,}95$.

Determinati i valori di F_t e F_{al}, la potenza nominale richiesta (Q_{nom}) può essere pertanto così calcolata:

$$Q_{nom} = \frac{Q_{eff}}{F_t \cdot F_{al} \cdot F_v} = \frac{8.000}{0{,}80 \cdot 0{,}95 \cdot 1{,}00} = 10.526 \text{ kcal/h.}$$

R A D I A T O R I


CLASSIFICAZIONE
RADIATORI IN GHISA
RADIATORI IN ACCIAIO
RADIATORI IN ALLUMINIO
INSTALLAZIONE DEI RADIATORI
POTENZA TERMICA NOMINALE DI UN RADIATORE
TEMPERATURA DI PROGETTO DEL FLUIDO SCALDANTE
POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UN RADIATORE
FATTORE CORRETTIVO PER LA DIVERSA TEMPERATURA DEI FLUIDI
FATTORE CORRETTIVO PER EFFETTO DELL'ALTITUDINE
FATTORE CORRETTIVO PER PROTEZIONE DEL RADIATORE
FATTORE CORRETTIVO IN RELAZIONE AGLI ATTACCHI DEL RADIATORE
FATTORE CORRETTIVO PER EFFETTO DELLA VERNICIATURA

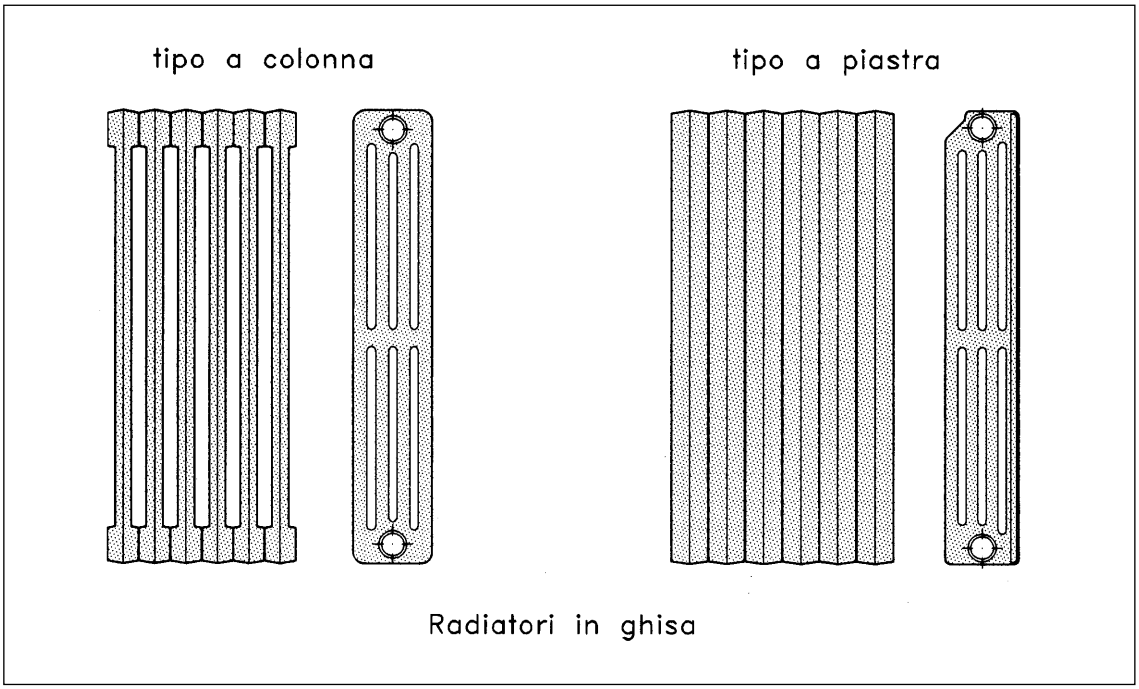
I radiatori sono corpi scaldanti (ad elementi, a piastra, a tubi o a lamelle) che cedono calore per convezione naturale ed irraggiamento.

CLASSIFICAZIONE

In base al materiale con cui sono costruiti, i radiatori possono essere suddivisi nei tipi: in ghisa, in acciaio e in alluminio (puro o in lega).

RADIATORI IN GHISA

Sono costituiti da elementi realizzati per fusione e assemblati con nipples. Al tradizionale modello a colonne si è aggiunto, negli anni Settanta, il modello a piastre che presenta anteriormente un'ampia superficie radiante e posteriormente una sezione atta a limitare lo scambio termico passivo con le pareti.



Radiatori in ghisa

Aspetti positivi dei radiatori in ghisa:

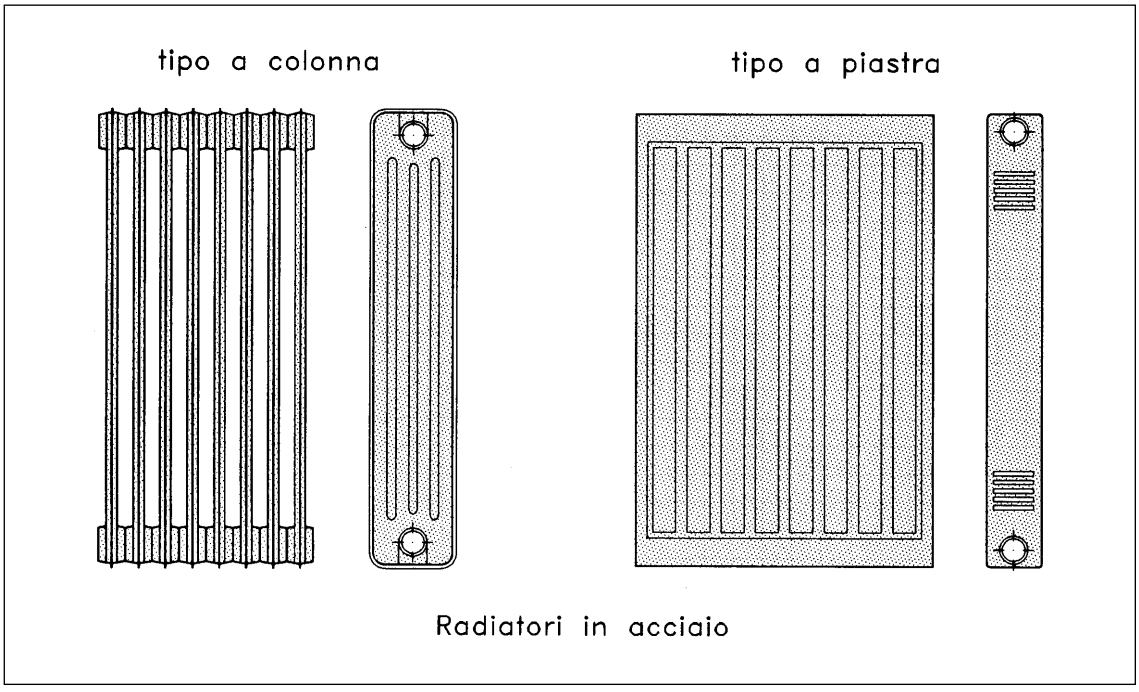
- non temono fenomeni corrosivi;
- dilatandosi non causano rumori;
- sono sempre componibili.

Aspetti negativi:

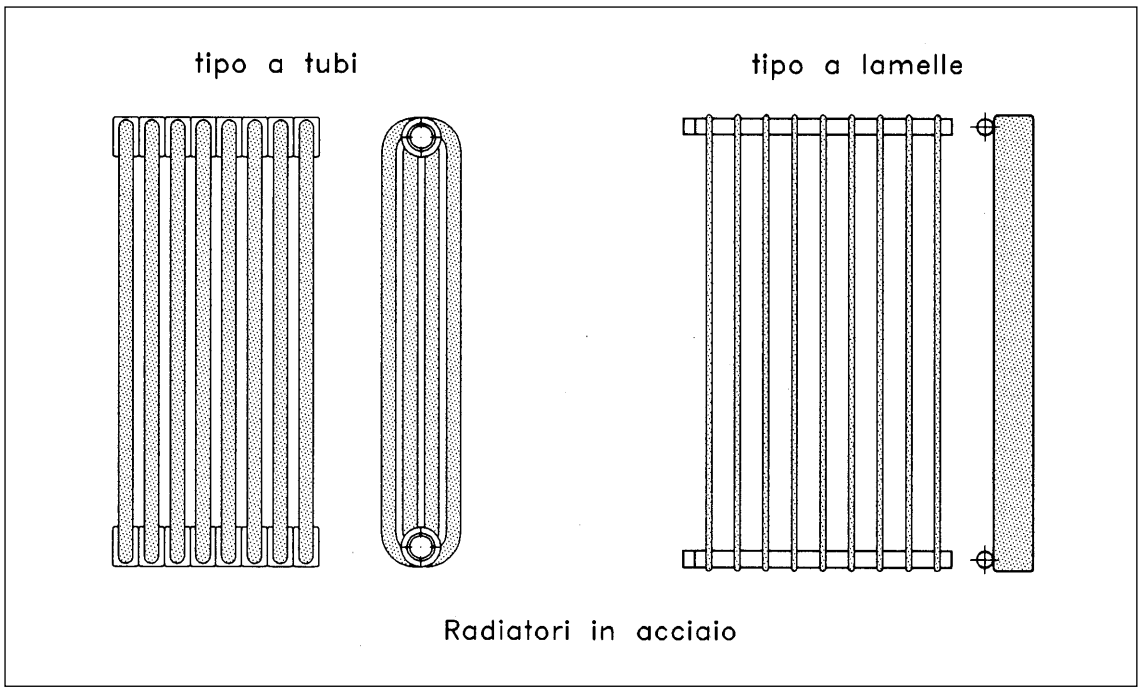
- maggior costo, soprattutto rispetto ai radiatori in acciaio a piastra e a colonne;
- elevato peso che rende meno agevole il montaggio del corpo scaldante;
- fragilità che può esser causa di rotture in fase di montaggio;
- elevata inerzia termica che può rendere meno efficienti i sistemi di regolazione della temperatura ambiente.

RADIATORI IN ACCIAIO

Sono realizzati mediante saldatura di lamiere stampate o di tubi. Possono essere a piastra, a colonne, a tubi o a lamelle.



Radiatori in acciaio



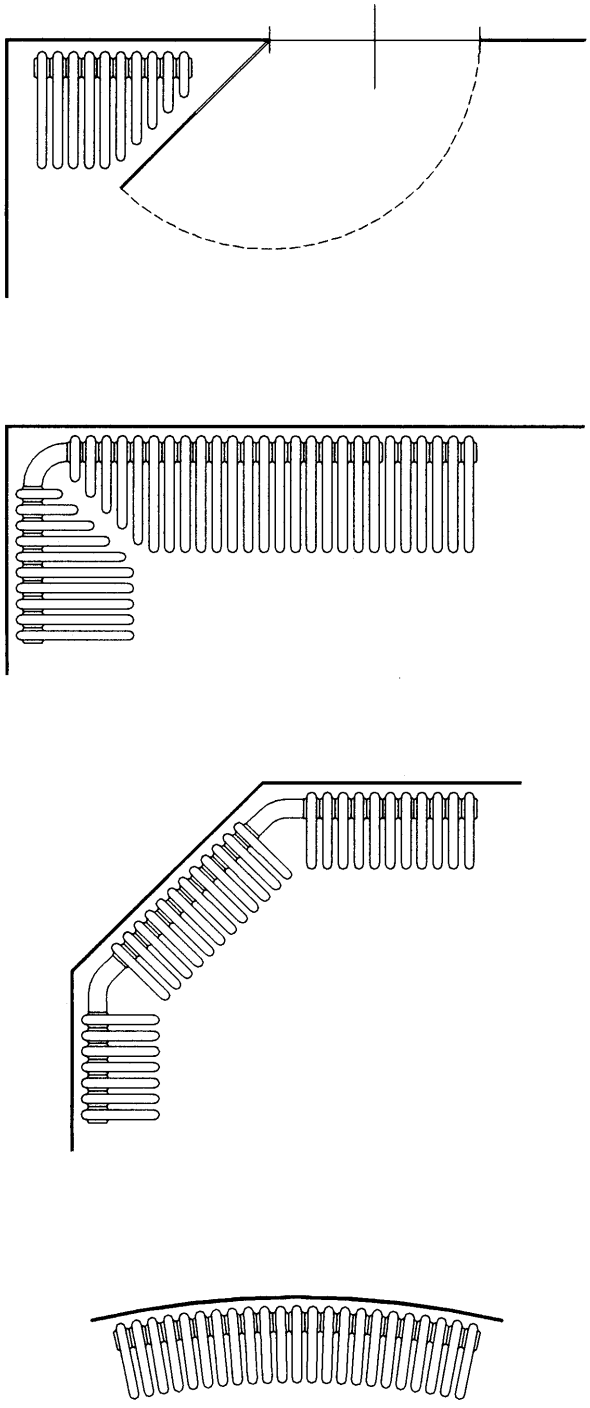
Radiatori in acciaio

Aspetti positivi dei radiatori in acciaio:

- costo contenuto. Nei tipi a piastra e a colonne sono i radiatori più economici;
- limitato peso. A parità di resa termica pesano circa il 65ˆ70% in meno dei radiatori in ghisa;
- facile inserimento ambientale. La vasta gamma di tipi e di forme geometriche disponibili consente soluzioni estetiche facilmente integrabili nell'ambiente;
- bassa inerzia termica nei tipi a piastra.

Aspetti negativi:

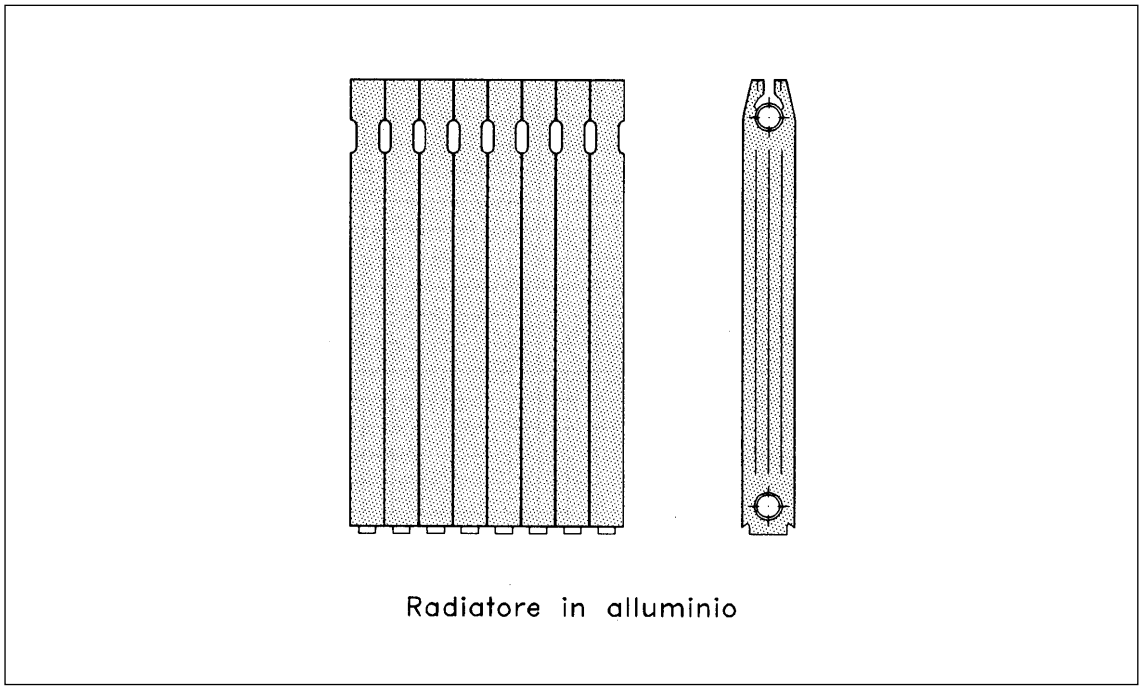
- elevata inerzia termica nei tipi a colonne e a tubi (cioè nei tipi che contengono molta acqua). Tale caratteristica può rendere meno efficienti i sistemi di regolazione della temperatura ambiente;
- non sono componibili nei tipi a piastra, a lamelle e a colonne con elementi saldati;
- possibili fenomeni di corrosione. Senza adeguati rivestimenti superficiali questi radiatori sono facilmente esposti a corrosione esterna.



Soluzioni possibili con radiatori a tubi

RADIATORI IN ALLUMINIO

Sono costituiti da elementi realizzati per estrusione o pressofusione e assemblati con nipples.



Radiatore in alluminio

Aspetti positivi dei radiatori in alluminio:

- costo relativamente contenuto. Costano sensibilmente meno dei radiatori in ghisa;
- leggerezza. A parità di resa termica pesano circa il 70 ÷ 75% in meno dei radiatori in ghisa;
- sono sempre componibili;
- limitata inerzia termica.

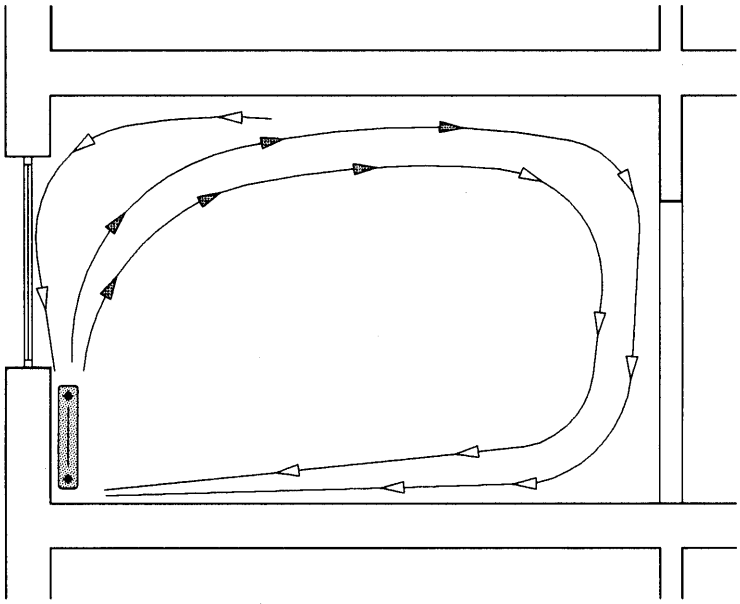
Aspetti negativi:

- possibili fenomeni di corrosione interna. La presenza di alcali forti nell'acqua favorisce fenomeni di corrosione dell'alluminio. Per questo è opportuno evitare addolcimenti troppo spinti ed eventualmente ricorrere ad inibitori chimici.

INSTALLAZIONE DEI RADIATORI

E' consigliabile installare i radiatori sotto finestra o lungo le pareti esterne perché in tal modo:

- si possono contrastare meglio le correnti d'aria fredda che si formano in corrispondenza di tali superfici;
- si migliorano le condizioni di benessere fisiologico limitando l'irraggiamento del corpo umano verso le zone fredde;
- si evita o si riduce, nell'intorno del corpo scaldante, l'eventuale formazione di condensa superficiale interna.



Esempio di moti convettivi determinati da un radiatore

Per la corretta installazione dei radiatori si devono assicurare le seguenti distanze:

- distanza dal pavimento = 10 ÷ 12 cm;
- distanza dalla parete = 4 ÷ 5 cm;
- per sporgenze al di sopra o a fianco del radiatore (mensole, nicchie, ripiani, ecc..) è consigliabile garantire "distanze di rispetto" non inferiori a 10 cm.

POTENZA TERMICA NOMINALE DI UN RADIATORE

E' la potenza termica scambiata da un radiatore (o da un suo elemento) con l'ambiente esterno nelle condizioni di prova.
Tali condizioni - con riferimento alla norma UNI 6514 (Corpi scaldanti alimentati ad acqua e vapore - prova termica) - possono essere così riassunte:

- apparecchiature e strumentazione di misura: come richiesto dalla norma sopra richiamata;
- temperature dei fluidi:
  – t_e = 85°C, temperatura di entrata del fluido scaldante,
  – t_u = 75°C, temperatura di uscita del fluido scaldante,
  – t_a = 20°C, temperatura dell'aria;
- installazione del corpo scaldante:
  – distanza dalla parete = 5 cm,
  – distanza dal pavimento = 10 ÷ 12 cm;
- alimentazione del corpo scaldante: entrata in alto e uscita in basso;
- pressione atmosferica di prova: uguale alla pressione atmosferica esistente a livello del mare (101,3 kPa).

TEMPERATURA DI PROGETTO DEL FLUIDO SCALDANTE

Normalmente conviene che i valori di questa temperatura siano compresi fra 65 e 75°C. Non sono consigliabili temperature più elevate in quanto possono:

- attivare forti moti convettivi e quindi contribuire al formarsi di zone con aria più calda a soffitto e più fredda a pavimento;
- determinare una sensibile "cottura" del pulviscolo atmosferico e quindi causare irritazioni all'apparato respiratorio, nonché l'annerimento delle pareti dietro e sopra i corpi scaldanti.

D'altra parte, temperature di progetto troppo basse fanno aumentare notevolmente il costo dell'impianto e l'ingombro dei radiatori.

POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UN RADIATORE

E' la potenza termica scambiata da un radiatore (o da un suo elemento) con l'ambiente esterno nelle effettive condizioni di utilizzo. Il suo valore può essere calcolato con la formula:

$$Q_{eff} = Q_{nom} \cdot F \qquad (1)$$

dove: Q_{eff} = potenza termica effettiva, W o kcal/h
Q_{nom} = potenza termica nominale, W o kcal/h
F = fattore correttivo globale, adimensionale

Il fattore correttivo globale F è determinabile con la relazione:

$$F = F_t \cdot F_{al} \cdot F_{pr} \cdot F_{at} \cdot F_{vr} \qquad (2)$$

dove: F_t = fattore correttivo per la diversa temperatura dei fluidi
F_{al} = fattore correttivo per effetto dell'altitudine
F_{pr} = fattore correttivo per protezione del radiatore
F_{at} = fattore correttivo in relazione agli attacchi del radiatore
F_{vr} = fattore correttivo per effetto della verniciatura

Tali fattori correttivi sono di seguito determinati in base alle condizioni di prova sopra definite. Inoltre, per la determinazione del fattore F_t, si considera valida la formula:

$$Q' = B \cdot (t_m - t_a)^{1,3} \qquad (3)$$

dove: Q' = potenza termica del radiatore, W o kcal/h
B = costante caratteristica del radiatore, W/°C ^{1,3} o kcal/(h·°C ^{1,3})
t_m = temperatura media del fluido scaldante, °C
t_a = temperatura ambiente, °C

Nota:
La formula (3) è da ritenersi valida (con buona approssimazione) per temperature medie del fluido scaldante variabili da 40 a 100°C.

FATTORE CORRETTIVO PER LA DIVERSA TEMPERATURA DEI FLUIDI

E' il fattore che serve a determinare la potenza termica di un radiatore quando la temperatura ambiente (t_a) e la temperatura media del fluido scaldante (t_m) sono diverse da quelle di prova. Per definizione il suo valore è dato dal rapporto:

$$F_t = \frac{Q'_{eff}}{Q'_{nom}} \qquad (4)$$

Mediante la formula (3) Q'_{eff} e Q'_{nom} possono essere così espressi:

$$Q'_{eff} = B \cdot (t_m - t_a)^{1,3} \qquad (5)$$

$$Q'_{nom} = B \cdot (t_m - t_a)^{1,3} = B \cdot (80 - 20)^{1,3} \qquad (6)$$

Si ottiene pertanto:

$$F_t = \frac{Q'_{eff}}{Q'_{nom}} = \frac{B \cdot (t_m - t_a)^{1,3}}{B \cdot (80 - 20)^{1,3}} \qquad (7)$$

Semplificando opportunamente i termini di tale uguaglianza risulta:

$$\boxed{F_t = \left(\frac{t_m - t_a}{60} \right)^{1,3}} \qquad (8)$$

I valori del fattore F_t - ricavati dalla formula (8) - sono riportati nella tabella 1.

Può essere utile esprimere F_t anche nei casi in cui varia solo la temperatura media (t_m) del fluido scaldante, oppure solo la temperatura (t_a) dell'aria ambiente.
A tal fine, sostituendo nella (8) prima t_a e poi t_m con i relativi valori di prova, è possibile ottenere le formule:

– (8.1) valida per t_m variabile e t_a = 20°C (temperatura di prova)
– (8.2) valida per t_a variabile e t_m = 80°C (temperatura di prova).

$$F_t \ (t_a = 20°C) = \left(\frac{t_m - 20}{60} \right)^{1,3} \qquad (8.1)$$

$$F_t \ (t_m = 80°C) = \left(\frac{80 - t_a}{60} \right)^{1,3} \qquad (8.2)$$

Nota:
Per la prova termica dei radiatori è attualmente in via di approvazione una norma europea che prevede una temperatura media del fluido scaldante uguale a 70°C.
In base a tale condizione di prova, il valore del fattore correttivo Ft - determinabile con un procedimento analogo a quello adottato per la UNI 6514 - risulta:

$$F_t = \left(\frac{t_m - t_a}{50} \right)^{1,3} \qquad (9)$$

I valori del fattore F_t - ricavati dalla formula (9) - sono riportati nella tabella 2.

TAB. 1 - FATTORE CORRETTIVO F_t PER RADIATORI

condizioni di misura della potenza termica nominale
$t_m = 80°C$ e $t_a = 20°C$

temperatura media del fluido scaldante	temperatura dell'aria								
	10°C	12°C	14°C	16°C	18°C	20°C	22°C	24°C	26°C
40°C	0,41	0,37	0,34	0,30	0,27	0,24	0,21	0,18	0,15
42°C	0,44	0,41	0,37	0,34	0,30	0,27	0,24	0,21	0,18
44°C	0,48	0,44	0,41	0,37	0,34	0,30	0,27	0,24	0,21
46°C	0,51	0,48	0,44	0,41	0,37	0,34	0,30	0,27	0,24
48°C	0,55	0,51	0,48	0,44	0,41	0,37	0,34	0,30	0,27
50°C	0,59	0,55	0,51	0,48	0,44	0,41	0,37	0,34	0,30
52°C	0,63	0,59	0,55	0,51	0,48	0,44	0,41	0,37	0,34
54°C	0,67	0,63	0,59	0,55	0,51	0,48	0,44	0,41	0,37
56°C	0,71	0,67	0,63	0,59	0,55	0,51	0,48	0,44	0,41
58°C	0,75	0,71	0,67	0,63	0,59	0,55	0,51	0,48	0,44
60°C	0,79	0,75	0,71	0,67	0,63	0,59	0,55	0,51	0,48
62°C	0,83	0,79	0,75	0,71	0,67	0,63	0,59	0,55	0,51
64°C	0,87	0,83	0,79	0,75	0,71	0,67	0,63	0,59	0,55
66°C	0,91	0,87	0,83	0,79	0,75	0,71	0,67	0,63	0,59
68°C	0,96	0,91	0,87	0,83	0,79	0,75	0,71	0,67	0,63
70°C	1,00	0,96	0,91	0,87	0,83	0,79	0,75	0,71	0,67
72°C	1,04	1,00	0,96	0,91	0,87	0,83	0,79	0,75	0,71
74°C	1,09	1,04	1,00	0,96	0,91	0,87	0,83	0,79	0,75
76°C	1,13	1,09	1,04	1,00	0,96	0,91	0,87	0,83	0,79
78°C	1,18	1,13	1,09	1,04	1,00	0,96	0,91	0,87	0,83
80°C	1,22	1,18	1,13	1,09	1,04	1,00	0,96	0,91	0,87
82°C	1,27	1,22	1,18	1,13	1,09	1,04	1,00	0,96	0,91
84°C	1,31	1,27	1,22	1,18	1,13	1,09	1,04	1,00	0,96
86°C	1,36	1,31	1,27	1,22	1,18	1,13	1,09	1,04	1,00
88°C	1,41	1,36	1,31	1,27	1,22	1,18	1,13	1,09	1,04
90°C	1,45	1,41	1,36	1,31	1,27	1,22	1,18	1,13	1,09
92°C	1,50	1,45	1,41	1,36	1,31	1,27	1,22	1,18	1,13
94°C	1,55	1,50	1,45	1,41	1,36	1,31	1,27	1,22	1,18
96°C	1,60	1,55	1,50	1,45	1,41	1,36	1,31	1,27	1,22
98°C	1,65	1,60	1,55	1,50	1,45	1,41	1,36	1,31	1,27
100°C	1,69	1,65	1,60	1,55	1,50	1,45	1,41	1,36	1,31

TAB. 2 - FATTORE CORRETTIVO F_t PER RADIATORI

condizioni di misura della potenza termica nominale
t_m = 70°C e t_a = 20°C

temperatura media del fluido scaldante	temperatura dell'aria								
	10°C	12°C	14°C	16°C	18°C	20°C	22°C	24°C	26°C
40°C	0,51	0,47	0,43	0,39	0,34	0,30	0,26	0,23	0,19
42°C	0,56	0,51	0,47	0,43	0,39	0,34	0,30	0,26	0,23
44°C	0,61	0,56	0,51	0,47	0,43	0,39	0,34	0,30	0,26
46°C	0,65	0,61	0,56	0,51	0,47	0,43	0,39	0,34	0,30
48°C	0,70	0,65	0,61	0,56	0,51	0,47	0,43	0,39	0,34
50°C	0,75	0,70	0,65	0,61	0,56	0,51	0,47	0,43	0,39
52°C	0,80	0,75	0,70	0,65	0,61	0,56	0,51	0,47	0,43
54°C	0,85	0,80	0,75	0,70	0,65	0,61	0,56	0,51	0,47
56°C	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70	0,65	0,61	0,56	0,51
58°C	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70	0,65	0,61	0,56
60°C	1,00	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70	0,65	0,61
62°C	1,05	1,00	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70	0,65
64°C	1,11	1,05	1,00	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70
66°C	1,16	1,11	1,05	1,00	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75
68°C	1,21	1,16	1,11	1,05	1,00	0,95	0,90	0,85	0,80
70°C	1,27	1,21	1,16	1,11	1,05	1,00	0,95	0,90	0,85
72°C	1,32	1,27	1,21	1,16	1,11	1,05	1,00	0,95	0,90
74°C	1,38	1,32	1,27	1,21	1,16	1,11	1,05	1,00	0,95
76°C	1,43	1,38	1,32	1,27	1,21	1,16	1,11	1,05	1,00
78°C	1,49	1,43	1,38	1,32	1,27	1,21	1,16	1,11	1,05
80°C	1,55	1,49	1,43	1,38	1,32	1,27	1,21	1,16	1,11
82°C	1,61	1,55	1,49	1,43	1,38	1,32	1,27	1,21	1,16
84°C	1,66	1,61	1,55	1,49	1,43	1,38	1,32	1,27	1,21
86°C	1,72	1,66	1,61	1,55	1,49	1,43	1,38	1,32	1,27
88°C	1,78	1,72	1,66	1,61	1,55	1,49	1,43	1,38	1,32
90°C	1,84	1,78	1,72	1,66	1,61	1,55	1,49	1,43	1,38
92°C	1,90	1,84	1,78	1,72	1,66	1,61	1,55	1,49	1,43
94°C	1,96	1,90	1,84	1,78	1,72	1,66	1,61	1,55	1,49
96°C	2,02	1,96	1,90	1,84	1,78	1,72	1,66	1,61	1,55
98°C	2,09	2,02	1,96	1,90	1,84	1,78	1,72	1,66	1,61
100°C	2,15	2,09	2,02	1,96	1,90	1,84	1,78	1,72	1,66

FATTORE CORRETTIVO PER EFFETTO DELL'ALTITUDINE

E' il fattore che serve a determinare la potenza termica di un radiatore quando non viene installato a livello del mare. Tien conto del fatto che la densità dell'aria, e quindi la sua capacità di trasportare calore, diminuisce man mano che cresce l'altitudine. Tale fattore può essere calcolato con la seguente formula:

$$F_{al} = \frac{P_o}{1{,}3 \cdot P_o - 0{,}3 \cdot P} \qquad (10)$$

dove: P_o = pressione atmosferica a livello del mare, kPa
P = pressione atmosferica del luogo di installazione, kPa

Il valore di P_o è uguale a 101,3 kPa, mentre il valore di P può essere calcolato con la relazione:

$$P = 101{,}3 - 0{,}0113 \cdot H \qquad (11)$$

dove: H = altezza sul livello del mare, m

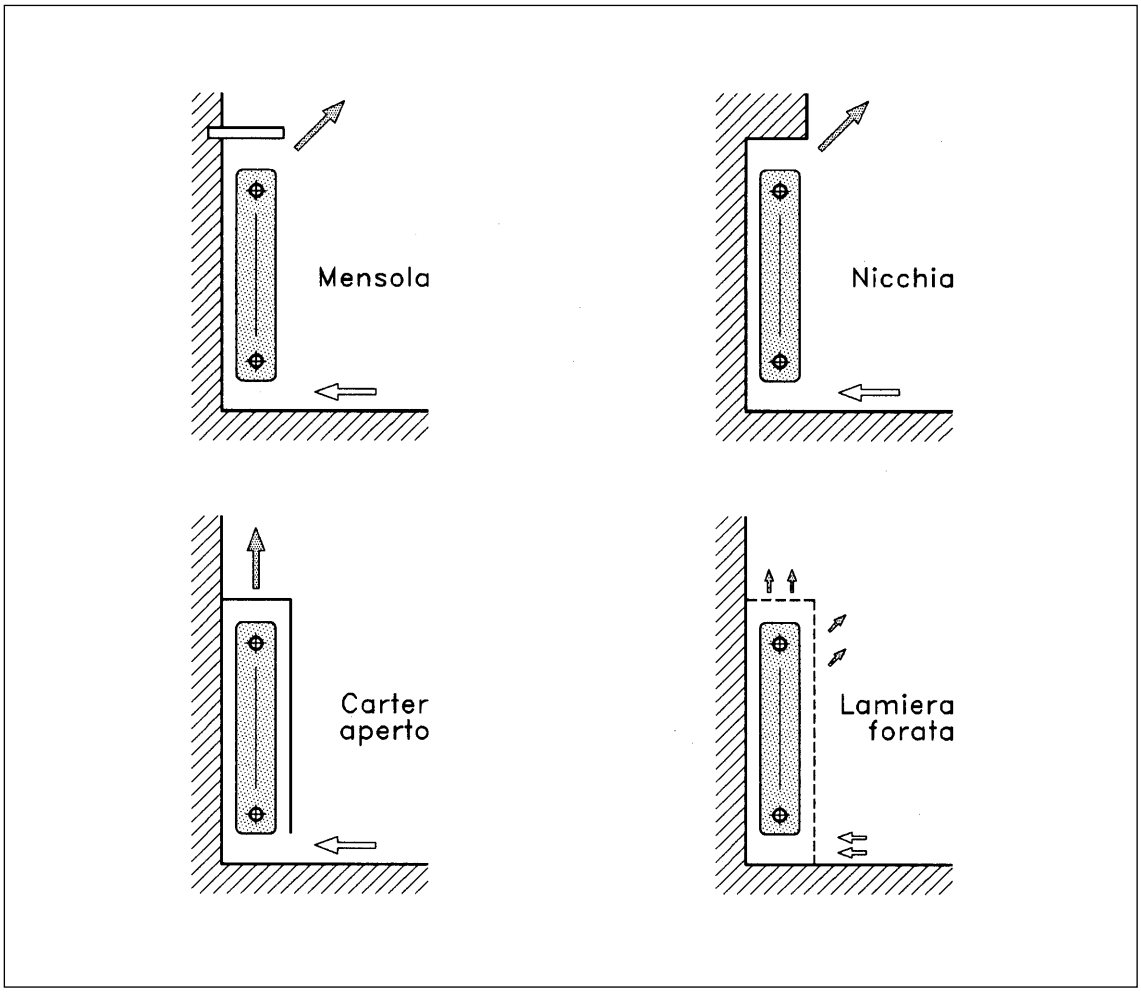
I valori del fattore F_{al} - ricavati dalla formula (10) - sono riportati nella tabella 3.

TAB. 3 - FATTORE CORRETTIVO F_{al} PER RADIATORI

altitudine	pressione atmosferica	F_{al}
750 m	92,8 kPa	0,98
1.000 m	90,0 kPa	0,97
1.250 m	87,2 kPa	0,96
1.500 m	84,4 kPa	0,95
1.750 m	81,5 kPa	0,94

FATTORE CORRETTIVO PER PROTEZIONE DEL RADIATORE

E' il fattore che serve a determinare la potenza termica di un radiatore installato in nicchia, sotto mensola o con mobiletto. Il suo valore tien conto del fatto che simili protezioni limitano, e talvolta anche in modo molto rilevante, gli scambi termici fra radiatore e ambiente circostante.



Mediamente si possono ritenere validi i seguenti valori:

F_{pr} = 0,95 ÷ 0,97 per installazione con mensola.

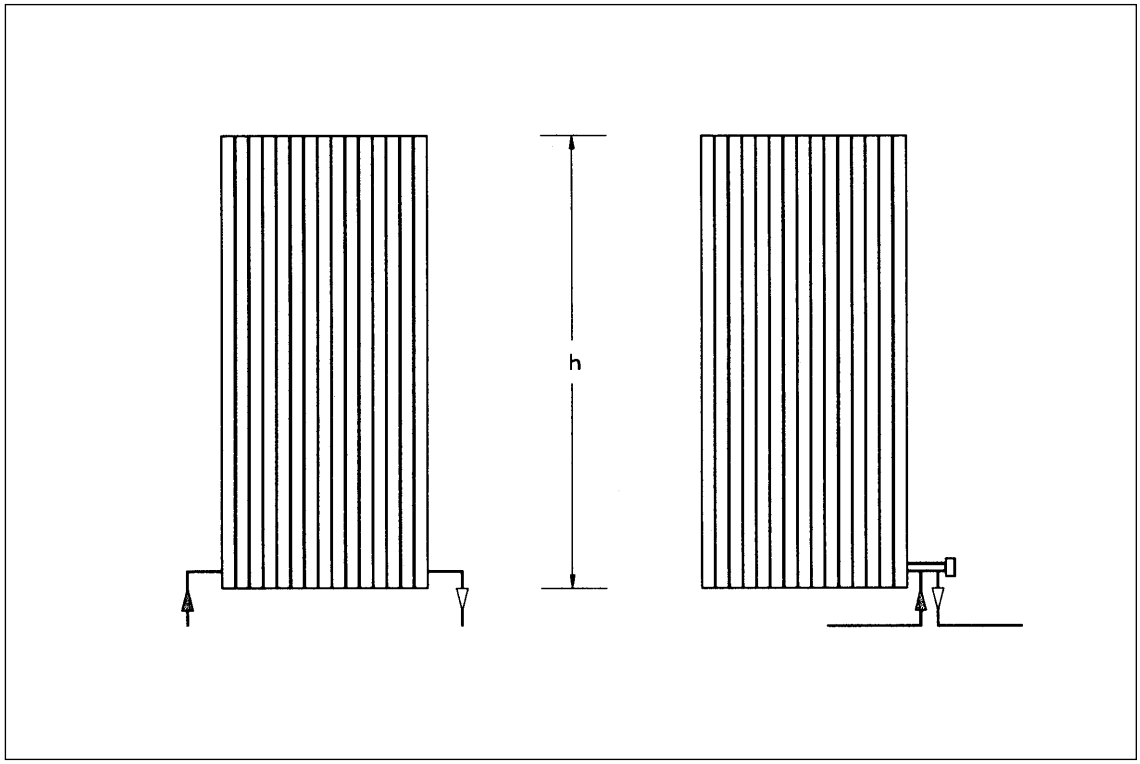
F_{pr} = 0,92 ÷ 0,94 per installazione in nicchia.

F_{pr} = 0,75 ÷ 0,85 per installazione con lamiera forata.

F_{pr} = 0,95 ÷ 1,00 per installazione con carter aperto.

FATTORE CORRETTIVO IN RELAZIONE AGLI ATTACCHI DEL RADIATORE

E' il fattore che serve a determinare la potenza termica di un radiatore non alimentato secondo le condizioni di prova: non alimentato, cioè, con l'entrata in alto e l'uscita in basso sul lato opposto.
Praticamente il suo valore si considera solo nel caso di radiatori con entrambi gli attacchi bassi.



Mediamente il fattore F_{at} - sia per attacchi bassi posti sullo stesso lato, sia per attacchi contrapposti - può assumere i seguenti valori:

F_{at} = 1,00 per h inferiore a 1,20 m.

F_{at} = 0,97 ÷ 0,95 per h compreso fra 1,20 e 1,80 m.

F_{at} = 0,95 ÷ 0,90 per h superiore a 1,80 m.

FATTORE CORRETTIVO PER EFFETTO DELLA VERNICIATURA

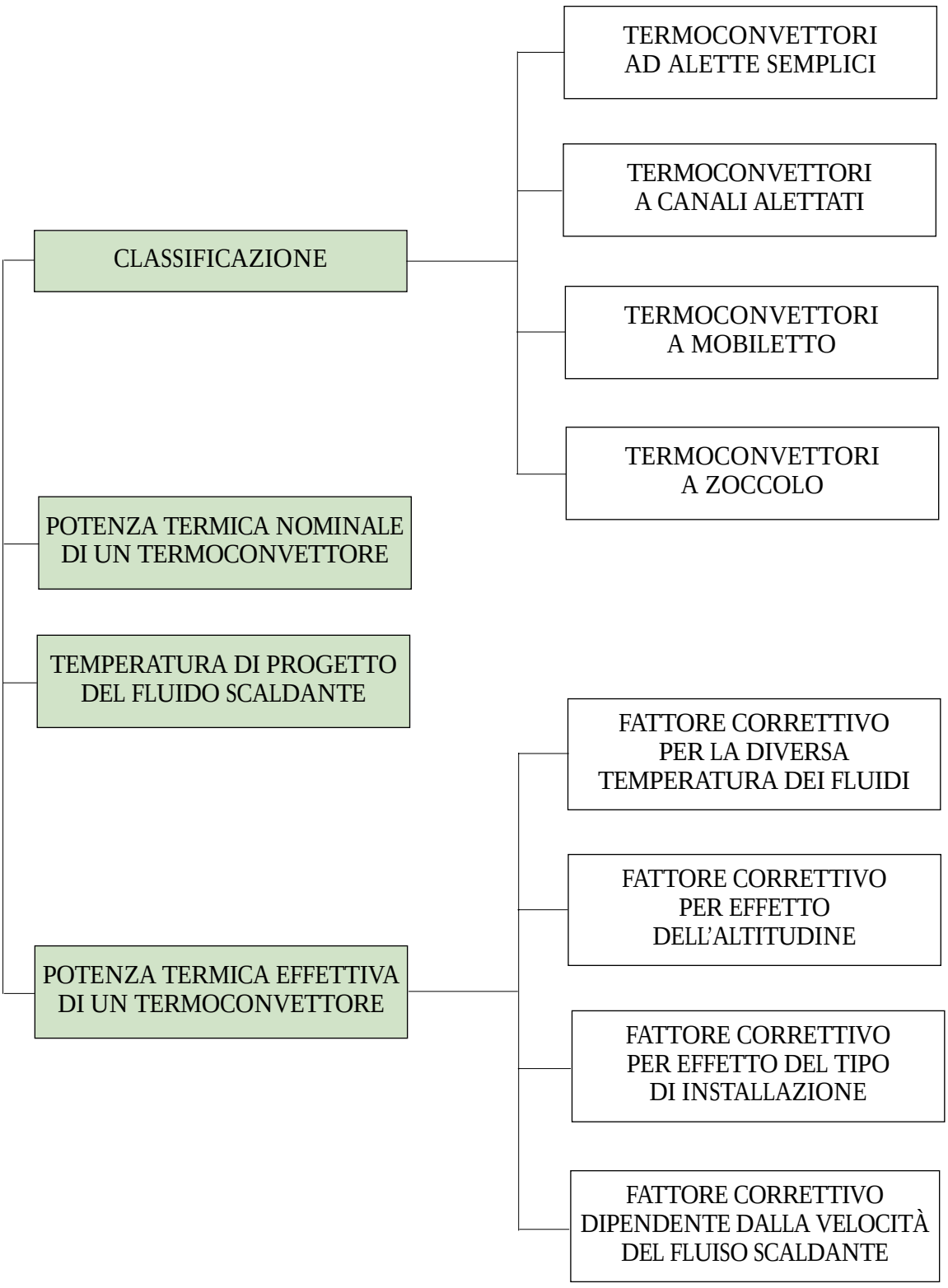
E' il fattore che serve a determinare la potenza termica di un radiatore quando (dopo la prova di resa nominale) viene verniciato. Il suo valore tien conto del fatto che le vernici possono ridurre sensibilmente l'energia termica emessa per irraggiamento.

Mediamente si possono ritenere validi i seguenti valori:

$F_{vr} = 1{,}00$ per vernici ad olio

$F_{vr} = 0{,}85 \div 0{,}90$ per vernici a base di alluminio o di bronzo

TERMOCONVETTORI



I termoconvettori sono corpi scaldanti che cedono calore soprattutto per convezione. Sono realizzati con batterie alettate e con dispositivi di “tiraggio” naturale atti ad aumentare la resa termica delle batterie stesse.

Rispetto ai radiatori, questi corpi scaldanti possono offrire i seguenti vantaggi:

- a pari potenza sono più leggeri e meno costosi;
- hanno minor inerzia termica;
- possono risolvere meglio specifici problemi d’arredo.

Per contro presentano i seguenti svantaggi:

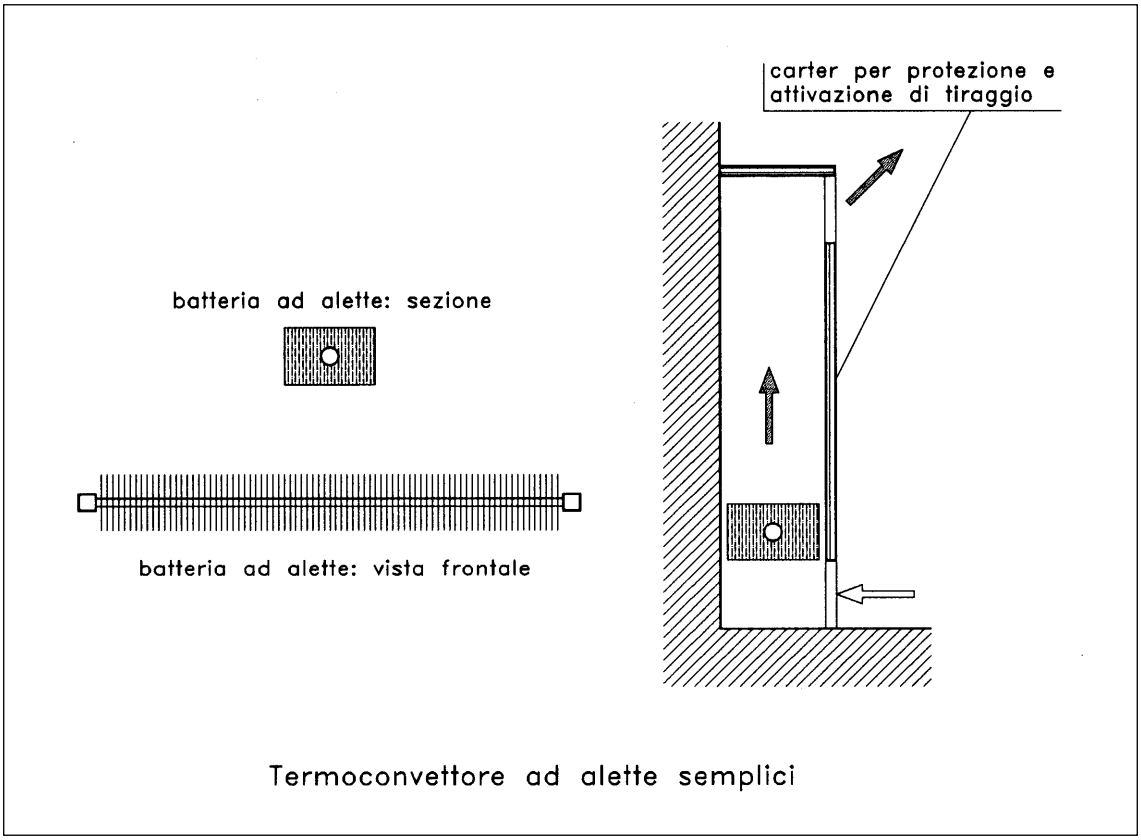
- sono difficili da pulire, e pertanto non devono essere utilizzati in locali polverosi o dove non è assicurata una soddisfacente pulizia;
- non sono componibili;
- non consentono di adottare una regolazione climatica perché la loro curva di resa termica presenta un “ginocchio” (cioè una forte variazione di pendenza) per temperature del fluido comprese fra 45 e 50°C.

CLASSIFICAZIONE

In base alle loro caratteristiche costruttive, i termoconvettori possono essere suddivisi nei tipi: ad alette semplici, a canali alettati, a mobiletto e a zoccolo.

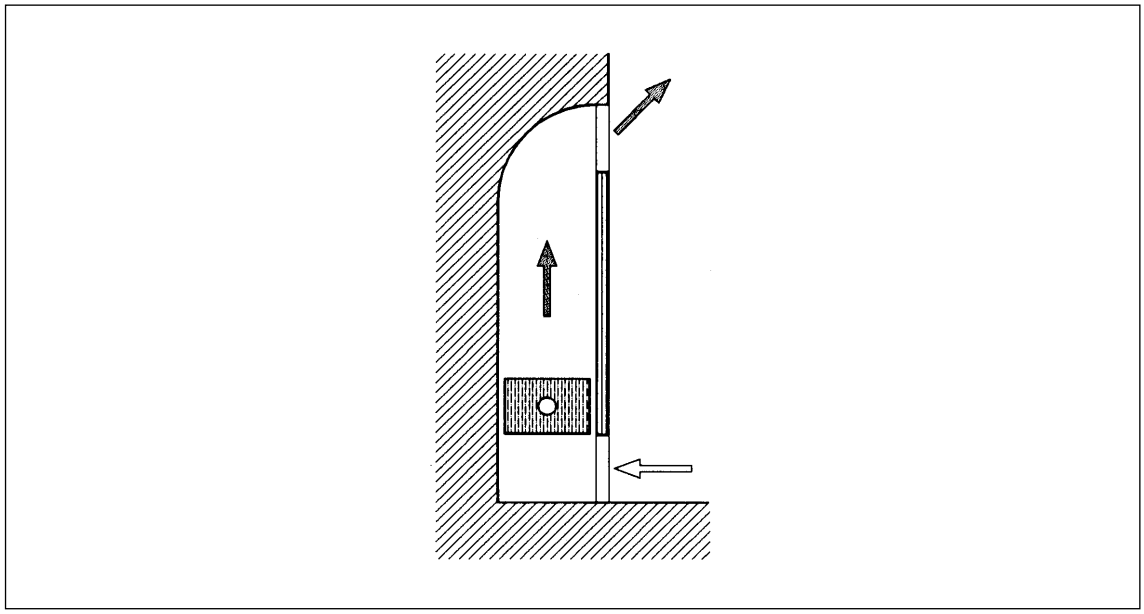
TERMOCONVETTORI AD ALETTE SEMPLICI

Sono costituiti da una batteria di tubi ad alette piane e da un dispositivo di "tiraggio".

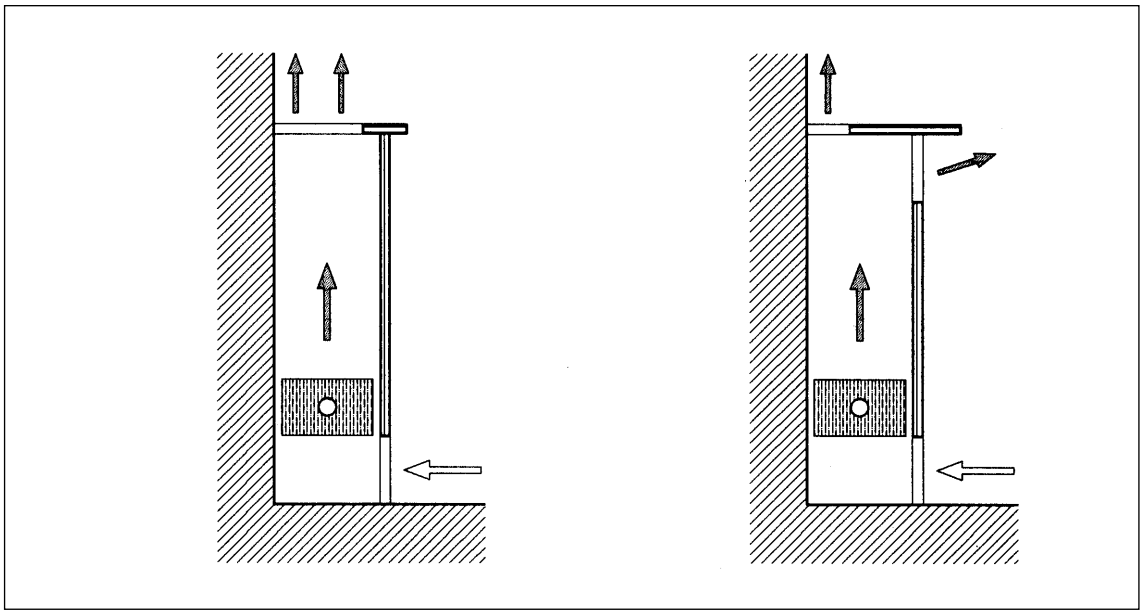


Termoconvettore ad alette semplici

Il dispositivo di tiraggio può essere realizzato sfruttando nicchie e rientranze delle pareti.

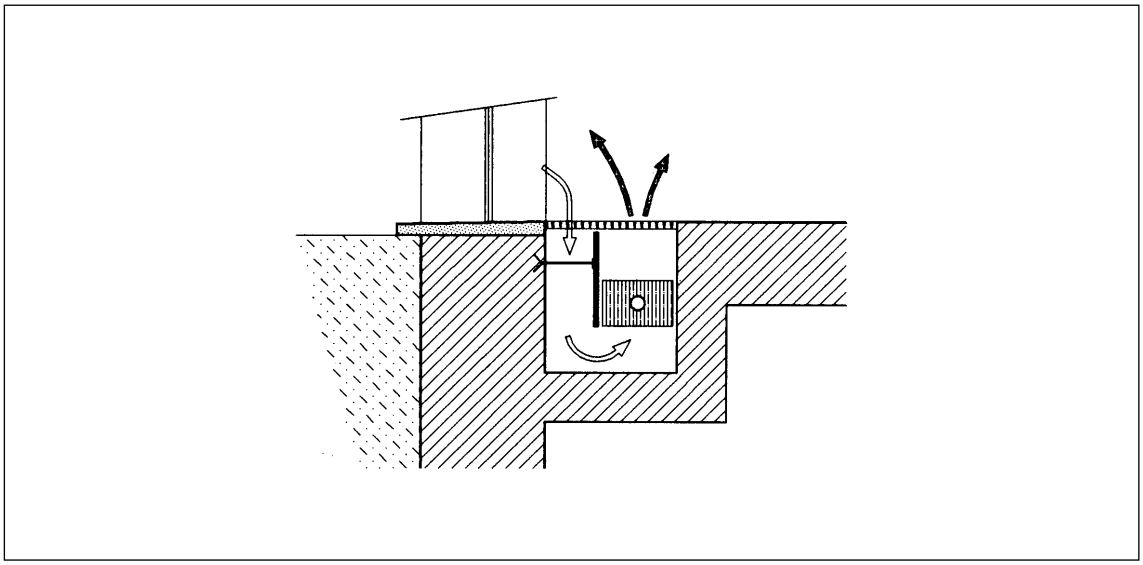


Oppure può essere ottenuto utilizzando appositi rivestimenti e schermature.

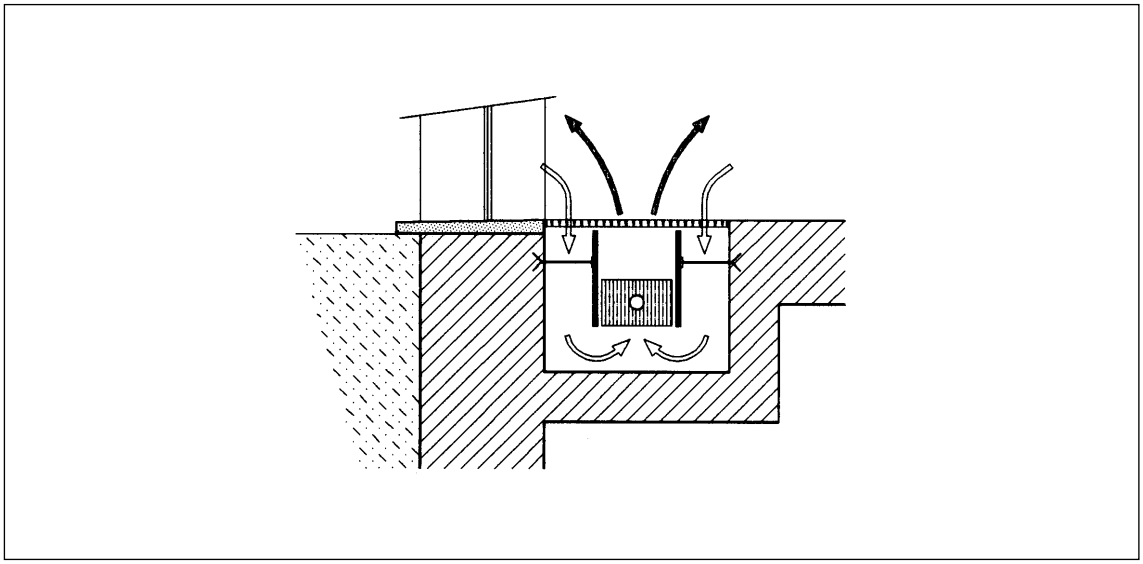


I termoconvettori ad alette semplici vengono installati anche sotto il livello del pavimento, soprattutto per proteggere dalla condensa le grandi superfici vetrate. A tal fine è consigliabile mettere in opera le batterie con i seguenti accorgimenti:

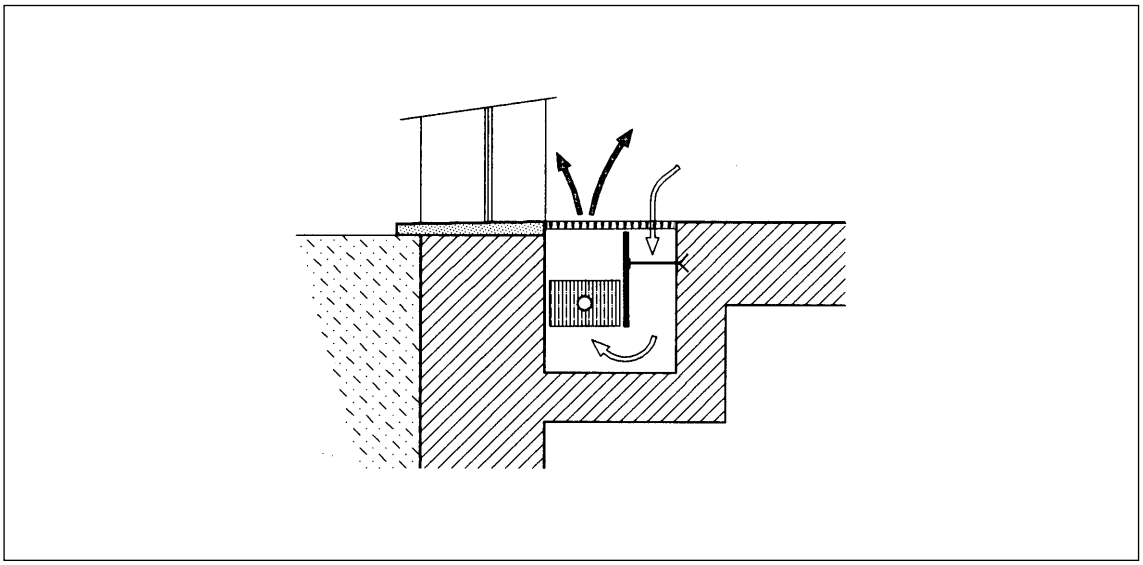
a) realizzare un camino di ripresa verso l'esterno del locale se le dispersioni termiche della superficie vetrata sono superiori a quelle delle pareti (opache o trasparenti) opposte;



b) porre le batterie fra due camini di ripresa se le dispersioni termiche della superficie vetrata sono pressoché uguali a quelle delle pareti (opache o trasparenti) opposte;

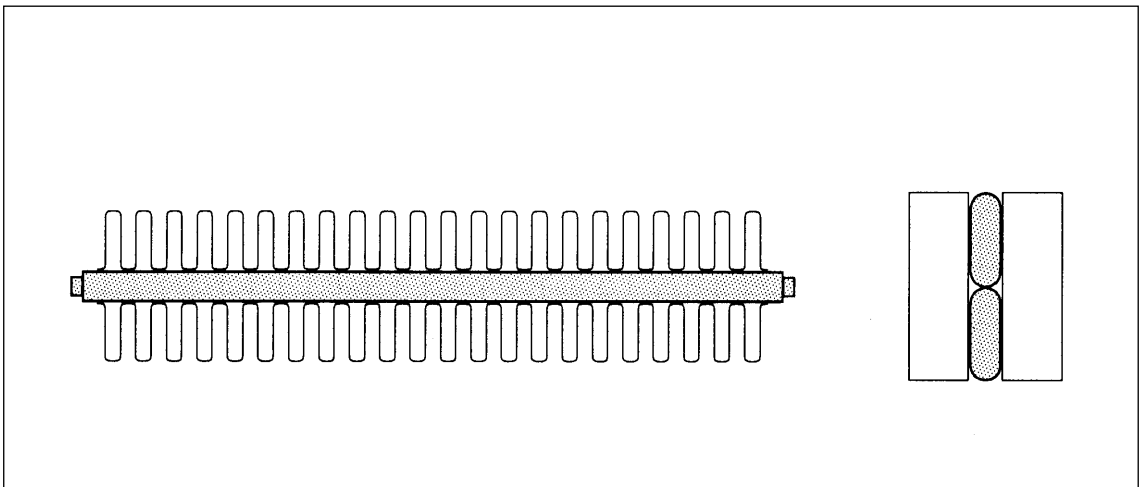


c) realizzare un camino di ripresa verso l'interno del locale se le dispersioni termiche della superficie vetrata sono inferiori a quelle delle pareti (opache o trasparenti) opposte.



TERMOCONVETTORI A CANALI ALETTATI

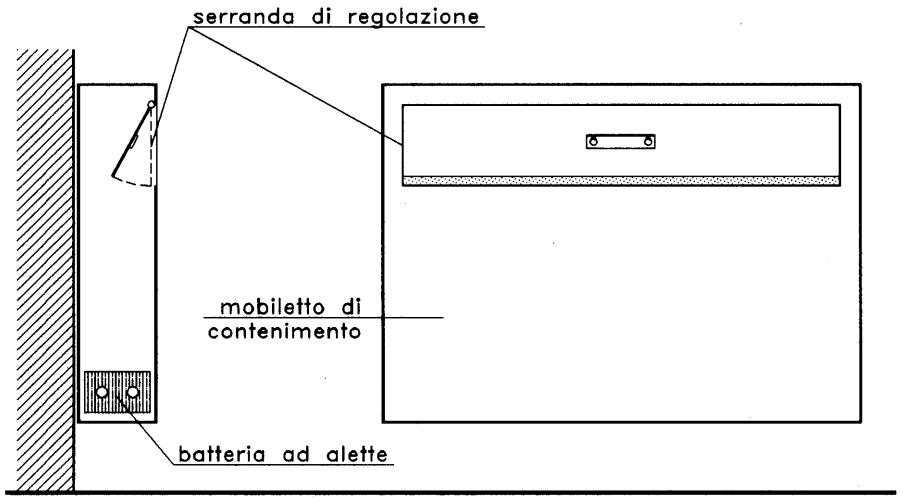
Sono costituiti da tubi con alette "a greca" disposte in modo da formare piccoli camini convettivi. Di struttura compatta e robusta, questi termoconvettori possono essere installati lungo le pareti esterne, in nicchie o sottopavimento.

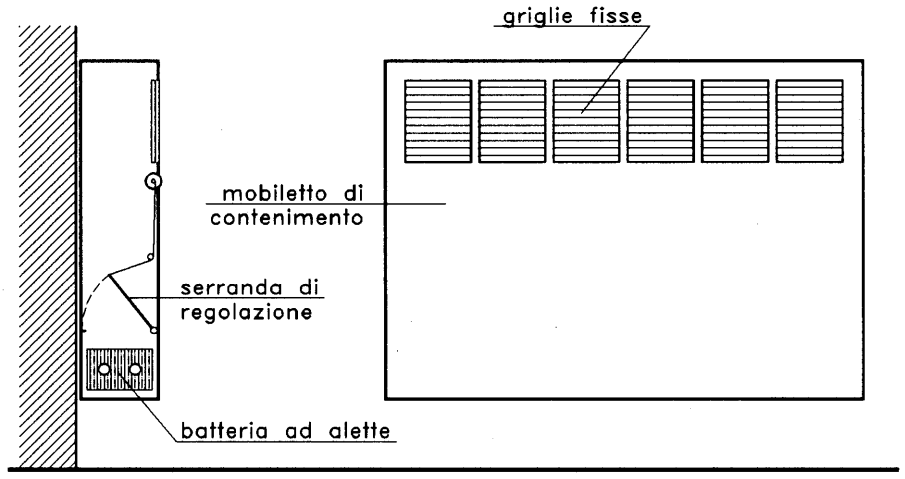


Vista in pianta e sezione di un termoconvettore a canali alettati

TERMOCONVETTORI A MOBILETTO

Sono costituiti da una batteria di tubi alettati e da un mobiletto che serve ad attivare l'effetto "camino".
E' possibile regolare l'emissione termica di questi termoconvettori agendo su apposite serrande atte a variare la quantità d'aria che attraversa le batterie.

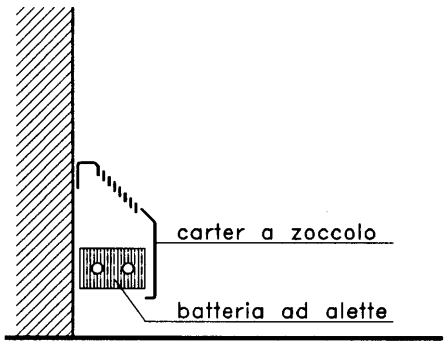




Termoconvettori a mobiletto

TERMOCONVETTORI A ZOCCOLO

Sono costituiti da tubi alettati e da piccoli carter, così come indicato nella figura sotto riportata.
Dimensioni e forme di questi termoconvettori sono realizzate in modo da consentire un'agevole messa in opera a "zoccolo", cioè lungo la fascia inferiore delle pareti.



Termoconvettore a zoccolo

POTENZA TERMICA NOMINALE DI UN TERMOCONVETTORE

E' la potenza termica scambiata da un termoconvettore con l'ambiente esterno nelle condizioni di prova.
Tali condizioni - con riferimento alla norma UNI 6514 (Corpi scaldanti alimentati ad acqua e vapore - prova termica) - possono essere così riassunte:

- apparecchiature e strumentazione di misura: come richiesto dalla norma sopra richiamata;
- temperature dei fluidi:
  - t_e = 85°C, temperatura di entrata del fluido scaldante,
  - t_u = 75°C, temperatura di uscita del fluido scaldante,
  - t_a = 20°C, temperatura dell'aria;
- pressione atmosferica di prova: uguale alla pressione atmosferica esistente a livello del mare (101,3 kPa).

TEMPERATURA DI PROGETTO DEL FLUIDO SCALDANTE

Normalmente conviene che i valori di questa temperatura siano compresi fra 60 e 70 °C. Non sono consigliabili temperature più elevate in quanto possono:

- attivare forti moti convettivi e quindi contribuire al formarsi di zone con aria più calda a soffitto e più fredda a pavimento;
- determinare una sensibile "cottura" del pulviscolo atmosferico e quindi causare irritazioni all'apparato respiratorio, nonché l'annerimento delle pareti sopra i corpi scaldanti.

D'altra parte, temperature di progetto troppo basse fanno aumentare notevolmente il costo dell'impianto e l'ingombro dei termoconvettori.

POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UN TERMOCONVETTORE

E' la potenza termica scambiata da un termoconvettore con l'ambiente esterno nelle effettive condizioni di utilizzo. Il suo valore può essere calcolato con la formula:

$$Q_{eff} = Q_{nom} \cdot F \qquad (1)$$

dove: Q_{eff} = potenza termica effettiva, W o kcal/h
Q_{nom} = potenza termica nominale, W o kcal/h
F = fattore correttivo globale, adimensionale

Il fattore correttivo globale F è determinabile con la relazione:

$$F = F_t \cdot F_{al} \cdot F_{in} \cdot F_v \qquad (2)$$

dove: F_t = fattore correttivo per la diversa temperatura dei fluidi
F_{al} = fattore correttivo per effetto dell'altitudine
F_{in} = fattore correttivo per effetto del tipo di installazione
F_v = fattore correttivo dipendente dalla velocità del fluido scaldante

Tali fattori correttivi sono di seguito determinati in base alle condizioni di prova sopra definite. Inoltre, per la determinazione del fattore F_t, si considera valida la formula:

$$Q' = B \cdot (t_m - t_a)^{1,4} \qquad (3)$$

dove: Q' = potenza termica del termoconvettore, W o kcal/h
B = costante caratteristica del termoconvettore, W/°C ^{1,4} o kcal/(h·°C ^{1,4})
t_m = temperatura media del fluido scaldante, °C
t_a = temperatura ambiente, °C

Nota:
La formula (3) è da ritenersi valida (con buona approssimazione) per temperature medie del fluido scaldante variabili da 50 a 100°C.

FATTORE CORRETTIVO PER LA DIVERSA TEMPERATURA DEI FLUIDI

E' il fattore che serve a determinare la potenza termica di un termoconvettore quando la temperatura ambiente (t_a) e la temperatura media del fluido scaldante (t_m) sono diverse da quelle di prova. Per definizione il suo valore è dato dal rapporto:

$$F_t = \frac{Q'_{eff}}{Q'_{nom}} \qquad (4)$$

Mediante la formula (3) Q'_{eff} e Q'_{nom} possono essere così espressi:

$$Q'_{eff} = B \cdot (t_m - t_a)^{1,4} \qquad (5)$$

$$Q'_{nom} = B \cdot (t_m - t_a)^{1,4} = B \cdot (80 - 20)^{1,4} \qquad (6)$$

Si ottiene pertanto:

$$F_t = \frac{Q'_{eff}}{Q'_{nom}} = \frac{B \cdot (t_m - t_a)^{1,4}}{B \cdot (80 - 20)^{1,4}} \qquad (7)$$

Semplificando opportunamente i termini di tale uguaglianza risulta:

$$\boxed{F_t = \left(\frac{t_m - t_a}{60} \right)^{1,4}} \qquad (8)$$

I valori del fattore F_t - ricavati dalla formula (8) - sono riportati nella tabella 1.

Può essere utile esprimere F_t anche nei casi in cui varia solo la temperatura media (t_m) del fluido scaldante, oppure solo la temperatura (t_a) dell'aria ambiente.
A tal fine, sostituendo nella (8) prima t_a e poi t_m con i relativi valori di prova, è possibile ottenere le formule:

– (8.1) valida per t_m variabile e t_a = 20°C (temperatura di prova)
– (8.2) valida per t_a variabile e t_m = 80°C (temperatura di prova).

$$F_t \ (t_a = 20°C) = \left(\frac{t_m - 20}{60} \right)^{1,4} \qquad (8.1)$$

$$F_t \ (t_m = 80°C) = \left(\frac{80 - t_a}{60} \right)^{1,4} \qquad (8.2)$$

Nota:
Per la prova termica dei termoconvettori è attualmente in via di approvazione una norma europea che prevede una temperatura media del fluido scaldante uguale a 70°C.
In base a tale condizione di prova, il valore del fattore correttivo Ft - determinabile con un procedimento analogo a quello adottato per la UNI 6514 - risulta:

$$F_t = \left(\frac{t_m - t_a}{50} \right)^{1,4} \qquad (9)$$

I valori del fattore F_t - ricavati dalla formula (9) - sono riportati nella tabella 2.

TAB. 1 - FATTORE CORRETTIVO F_t PER TERMOCONVETTORI

condizioni di misura della potenza termica nominale
t_m = 80°C e t_a = 20°C

temperatura media del fluido scaldante	temperatura dell'aria								
	10°C	12°C	14°C	16°C	18°C	20°C	22°C	24°C	26°C
50°C	0,57	0,53	0,49	0,45	0,41	0,38	0,34	0,31	0,28
52°C	0,61	0,57	0,53	0,49	0,45	0,41	0,38	0,34	0,31
54°C	0,65	0,61	0,57	0,53	0,49	0,45	0,41	0,38	0,34
56°C	0,69	0,65	0,61	0,57	0,53	0,49	0,45	0,41	0,38
58°C	0,73	0,69	0,65	0,61	0,57	0,53	0,49	0,45	0,41
60°C	0,77	0,73	0,69	0,65	0,61	0,57	0,53	0,49	0,45
62°C	0,82	0,77	0,73	0,69	0,65	0,61	0,57	0,53	0,49
64°C	0,86	0,82	0,77	0,73	0,69	0,65	0,61	0,57	0,53
66°C	0,91	0,86	0,82	0,77	0,73	0,69	0,65	0,61	0,57
68°C	0,95	0,91	0,86	0,82	0,77	0,73	0,69	0,65	0,61
70°C	1,00	0,95	0,91	0,86	0,82	0,77	0,73	0,69	0,65
72°C	1,05	1,00	0,95	0,91	0,86	0,82	0,77	0,73	0,69
74°C	1,09	1,05	1,00	0,95	0,91	0,86	0,82	0,77	0,73
76°C	1,14	1,09	1,05	1,00	0,95	0,91	0,86	0,82	0,77
78°C	1,19	1,14	1,09	1,05	1,00	0,95	0,91	0,86	0,82
80°C	1,24	1,19	1,14	1,09	1,05	1,00	0,95	0,91	0,86
82°C	1,29	1,24	1,19	1,14	1,09	1,05	1,00	0,95	0,91
84°C	1,34	1,29	1,24	1,19	1,14	1,09	1,05	1,00	0,95
86°C	1,39	1,34	1,29	1,24	1,19	1,14	1,09	1,05	1,00
88°C	1,44	1,39	1,34	1,29	1,24	1,19	1,14	1,09	1,05
90°C	1,50	1,44	1,39	1,34	1,29	1,24	1,19	1,14	1,09
92°C	1,55	1,50	1,44	1,39	1,34	1,29	1,24	1,19	1,14
94°C	1,60	1,55	1,50	1,44	1,39	1,34	1,29	1,24	1,19
96°C	1,66	1,60	1,55	1,50	1,44	1,39	1,34	1,29	1,24
98°C	1,71	1,66	1,60	1,55	1,50	1,44	1,39	1,34	1,29
100°C	1,76	1,71	1,66	1,60	1,55	1,50	1,44	1,39	1,34

TAB. 2 - FATTORE CORRETTIVO F_t PER TERMOCONVETTORI

condizioni di misura della potenza termica nominale
t_m = 70°C e t_a = 20°C

temperatura media del fluido scaldante	temperatura dell'aria								
	10°C	12°C	14°C	16°C	18°C	20°C	22°C	24°C	26°C
50°C	0,73	0,68	0,63	0,58	0,54	0,49	0,44	0,40	0,36
52°C	0,78	0,73	0,68	0,63	0,58	0,54	0,49	0,44	0,40
54°C	0,84	0,78	0,73	0,68	0,63	0,58	0,54	0,49	0,44
56°C	0,89	0,84	0,78	0,73	0,68	0,63	0,58	0,54	0,49
58°C	0,94	0,89	0,84	0,78	0,73	0,68	0,63	0,58	0,54
60°C	1,00	0,94	0,89	0,84	0,78	0,73	0,68	0,63	0,58
62°C	1,06	1,00	0,94	0,89	0,84	0,78	0,73	0,68	0,63
64°C	1,11	1,06	1,00	0,94	0,89	0,84	0,78	0,73	0,68
66°C	1,17	1,11	1,06	1,00	0,94	0,89	0,84	0,78	0,73
68°C	1,23	1,17	1,11	1,06	1,00	0,94	0,89	0,84	0,78
70°C	1,29	1,23	1,17	1,11	1,06	1,00	0,94	0,89	0,84
72°C	1,35	1,29	1,23	1,17	1,11	1,06	1,00	0,94	0,89
74°C	1,41	1,35	1,29	1,23	1,17	1,11	1,06	1,00	0,94
76°C	1,48	1,41	1,35	1,29	1,23	1,17	1,11	1,06	1,00
78°C	1,54	1,48	1,41	1,35	1,29	1,23	1,17	1,11	1,06
80°C	1,60	1,54	1,48	1,41	1,35	1,29	1,23	1,17	1,11
82°C	1,67	1,60	1,54	1,48	1,41	1,35	1,29	1,23	1,17
84°C	1,73	1,67	1,60	1,54	1,48	1,41	1,35	1,29	1,23
86°C	1,80	1,73	1,67	1,60	1,54	1,48	1,41	1,35	1,29
88°C	1,86	1,80	1,73	1,67	1,60	1,54	1,48	1,41	1,35
90°C	1,93	1,86	1,80	1,73	1,67	1,60	1,54	1,48	1,41
92°C	2,00	1,93	1,86	1,80	1,73	1,67	1,60	1,54	1,48
94°C	2,07	2,00	1,93	1,86	1,80	1,73	1,67	1,60	1,54
96°C	2,14	2,07	2,00	1,93	1,86	1,80	1,73	1,67	1,60
98°C	2,21	2,14	2,07	2,00	1,93	1,86	1,80	1,73	1,67
100°C	2,28	2,21	2,14	2,07	2,00	1,93	1,86	1,80	1,73

FATTORE CORRETTIVO PER EFFETTO DELL'ALTITUDINE

E' il fattore che serve a determinare la potenza termica di un termoconvettore quando non viene installato a livello del mare. Tien conto del fatto che la densità dell'aria, e quindi la sua capacità di trasportare calore, diminuisce man mano che cresce l'altitudine. Tale fattore può essere calcolato con la seguente formula:

$$F_{al} = \frac{P_o}{1{,}5 \cdot P_o - 0{,}5 \cdot P} \qquad (10)$$

dove: P_o = pressione atmosferica a livello del mare, kPa
P = pressione atmosferica del luogo di installazione, kPa

Il valore di P_o è uguale a 101,3 kPa, mentre il valore di P può essere calcolato con la relazione:

$$P = 101{,}3 - 0{,}0113 \cdot H \qquad (11)$$

dove: H = altezza sul livello del mare, m

I valori del fattore F_{al} - ricavati dalla formula (10) - sono riportati nella tabella 3.

TAB. 3 - FATTORE CORRETTIVO F_{al} PER TERMOCONVETTORI

altitudine	pressione atmosferica	F_{al}
750 m	92,8 kPa	0,96
1.000 m	90,0 kPa	0,95
1.250 m	87,2 kPa	0,93
1.500 m	84,4 kPa	0,92
1.750 m	81,5 kPa	0,91

FATTORE CORRETTIVO PER EFFETTO DEL TIPO DI INSTALLAZIONE

E' il fattore che serve a determinare la potenza termica di un termoconvettore installato in nicchia, sotto pavimento o con mobiletto. Il suo valore tien conto del fatto che questi sistemi di installazione possono far variare gli scambi termici fra termoconvettore e ambiente circostante.

Mediamente, per termoconvettori ad alette semplici e a canali alettati, il fattore F_{in} può essere considerato uguale ai seguenti valori:

$F_{in} = 0,95 \div 1,03$ per installazione in nicchia.

$F_{in} = 0,80 \div 0,85$ per installazione sotto pavimento.

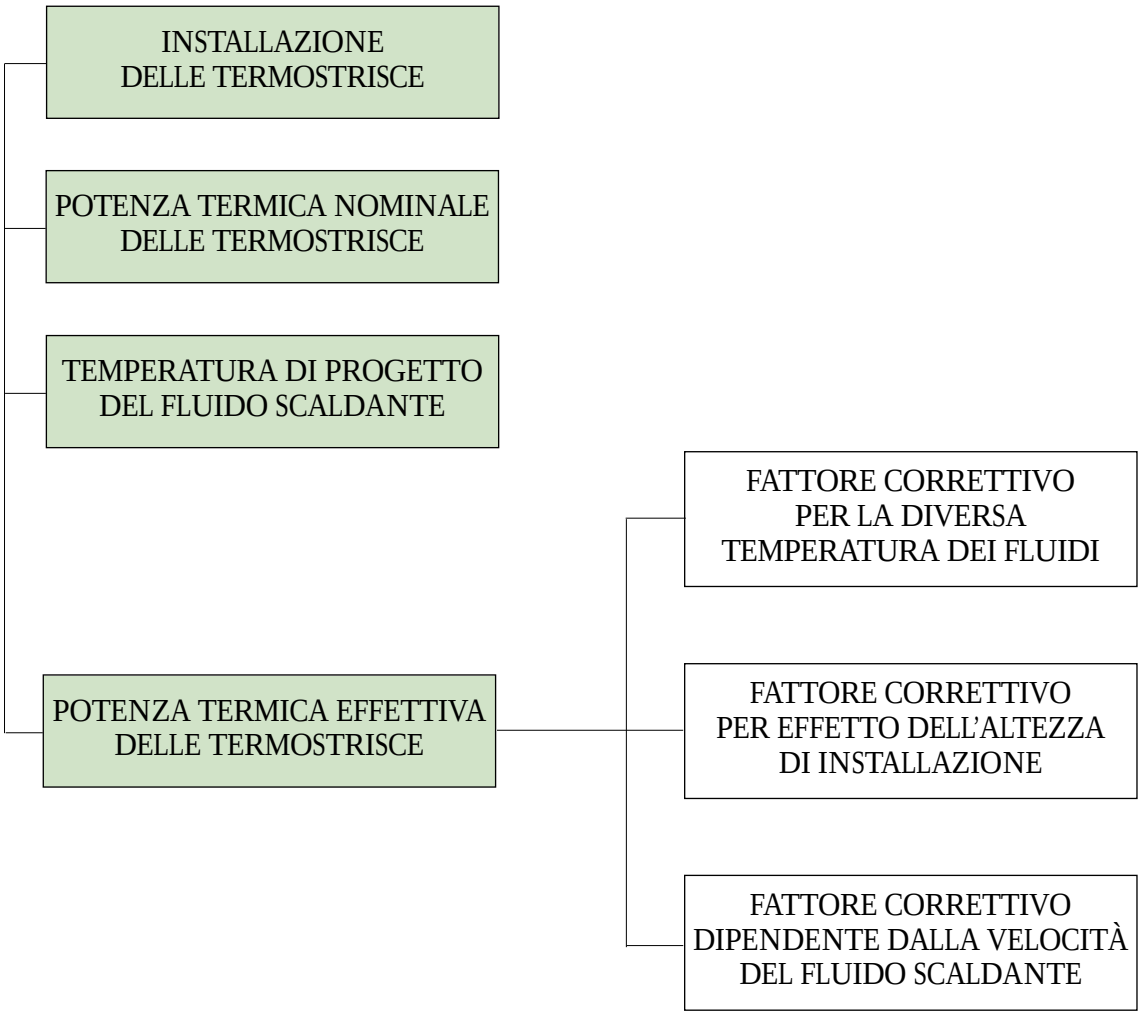
$F_{in} = 1,05 \div 1,10$ per installazione con mobiletto ad effetto camino.

FATTORE CORRETTIVO DIPENDENTE DALLA VELOCITA' DEL FLUIDO SCALDANTE

E' il fattore che serve a determinare la potenza termica di un termoconvettore quando la velocità del fluido scaldante è diversa da quella di prova. Il suo valore dipende dalle caratteristiche costruttive del termoconvettore ed è, in pratica, determinabile solo per via sperimentale.

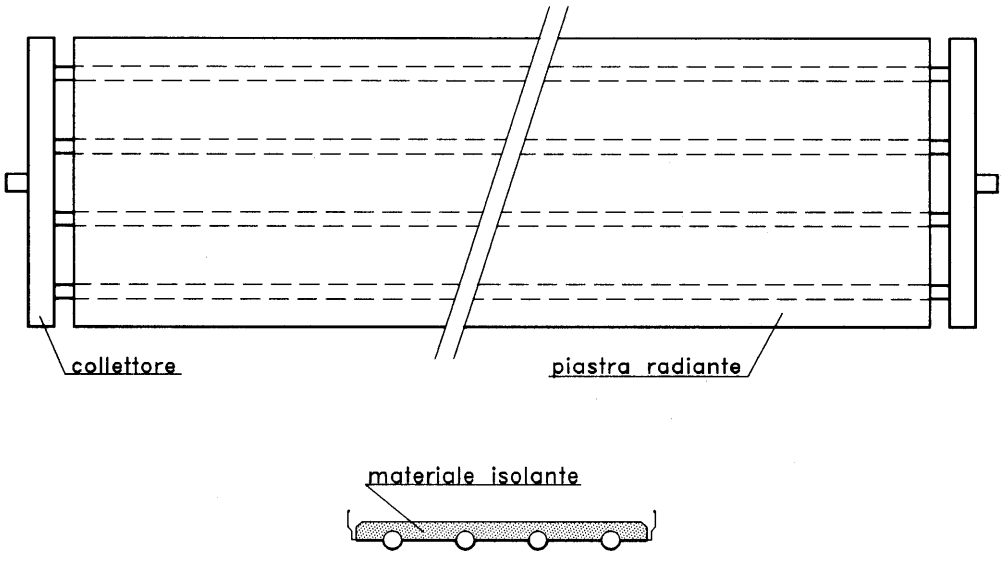
Normalmente i costruttori si limitano ad indicare la velocità (o la portata) minima necessaria per poter considerare nullo l'effetto correttivo di questo fattore.

TERMOSTRISCE



Le termostrisce sono corpi scaldanti che cedono calore per convezione naturale e per irraggiamento. Sono costituite essenzialmente da griglie di tubi sulle quali vengono fissate delle piastre metalliche.
Normalmente tali piastre hanno lunghezze variabili da 4 a 9 metri e sono sormontate da materassini in lana minerale che servono a limitare la cessione di calore verso l'alto. Le stesse piastre possono essere dotate anche di scossaline, atte a ridurre i moti convettivi laterali.

Le termostrisce sono utilizzate per riscaldare sale di esposizione, palestre, piscine, allevamenti, autorimesse, laboratori, officine, ecc....



Vista in pianta e sezione di una termostriscia

In molti casi le termostrisce costituiscono una valida alternativa ad altri corpi scaldanti ed in particolare agli aerotermi, rispetto ai quali, esse possono offrire i seguenti vantaggi:

- costi di gestione più contenuti (circa il 10-20%) per la minor stratificazione dell'aria;
- moti convettivi molto più limitati, e pertanto migliori condizioni fisiologiche negli ambienti con aria inquinata da processi industriali;
- funzionamento senza motori elettrici, e quindi nessun problema di rumorosità, di manutenzione dei motori e di sicurezza antincendio (aspetto questo da considerarsi soprattutto in locali con sostanze infiammabili e esplosive).

Per contro presentano i seguenti svantaggi:

- costi di realizzazione più elevati;
- possibili difficoltà di collocazione, dovute agli spazi e alle strutture architettoniche disponibili.

INSTALLAZIONE DELLE TERMOSTRISCE

Per una corretta installazione di questi corpi scaldanti si devono rispettare le seguenti condizioni:

1. Evitare intensità di irraggiamento troppo elevate ad altezza d'uomo

   Questa condizione può essere rispettata ponendo in opera le termostrisce ad una altezza - correlata alla temperatura media del fluido scaldante - non inferiore a quella riportata nella tabella 1.

TAB. 1 - ALTEZZA MINIMA DI INSTALLAZIONE DELLE TERMOSTRISCE

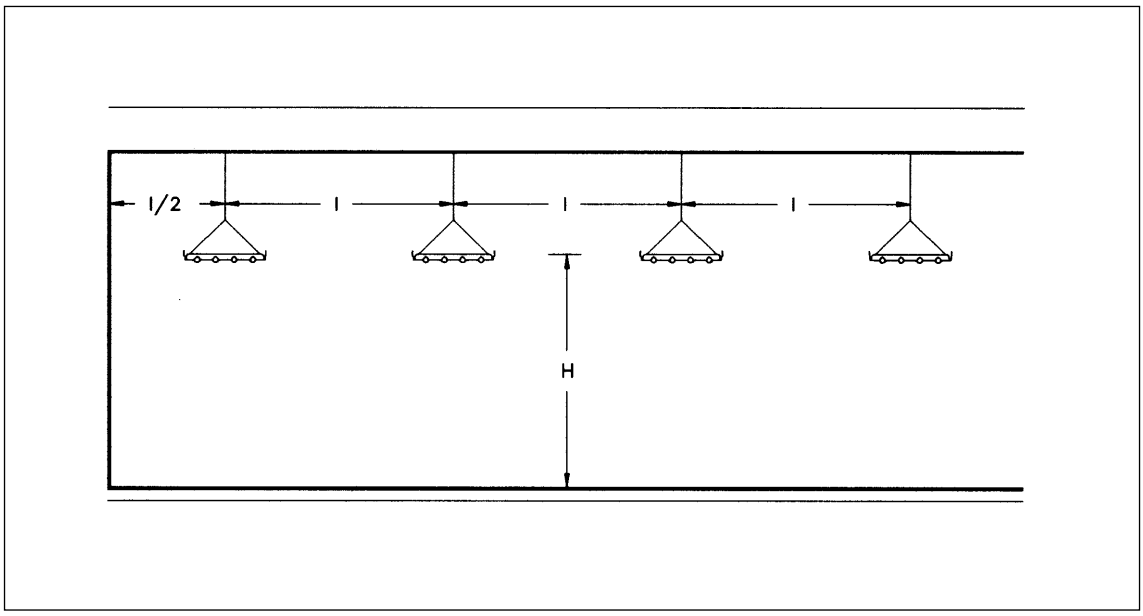
Temperatura media del fluido scaldante	interasse tubi 100 mm	interasse tubi 150 mm
60°C	H_{min} = 3,80 mm	H_{min} = 3,60 m
80°C	H_{min} = 4,30 mm	H_{min} = 4,10 m
100°C	H_{min} = 4,70 mm	H_{min} = 4,50 m
120°C	H_{min} = 5,10 mm	H_{min} = 4,90 m
140°C	H_{min} = 5,50 mm	H_{min} = 5,30 m
160°C	H_{min} = 5,90 mm	H_{min} = 5,70 m
180°C	H_{min} = 6,40 mm	H_{min} = 6,20 m

2. Consentire un buon sfruttamento dell'effetto radiante

   A tal fine si devono installare le termostrisce alla minor altezza possibile, compatibilmente con i limiti definiti al punto 1 e con le esigenze di utilizzo dei locali.

3. Assicurare una distribuzione del calore sufficientemente uniforme

   A tal scopo è bene che la distanza I (ved. figura) sia inferiore all'altezza di installazione H delle termostrisce.



4. Limitare le zone d'ombra indotte dalle termostrisce

   Simile obiettivo può essere perseguito ponendo in opera le termostrisce con l'asse longitudinale parallelo ai lucernari o alle vetrate degli sheds.

POTENZA TERMICA NOMINALE DI UNA TERMOSTRISCIA

E' la potenza termica scambiata da una termostriscia con l'ambiente esterno nelle condizioni di prova.
In Italia, attualmente, non sono in vigore norme di prova specifiche per questi corpi scaldanti e di fatto si procede per analogia con quanto prescritto dalla norma UNI 6514 (Corpi scaldanti alimentati ad acqua e vapore - prova termica). In particolare si fa riferimento alle seguenti condizioni:

- t_e = 85°C, temperatura di entrata del fluido scaldante,
- t_u = 75°C, temperatura di uscita del fluido scaldante,
- t_a = 20°C, temperatura dell'aria.

TEMPERATURA DI PROGETTO DEL FLUIDO SCALDANTE

Negli impianti ad uso civile, è bene che questa temperatura sia compresa fra 60 e 90°C. Valori più elevati (anche fino a 170, 180°C) possono, invece, essere adottati in impianti ad uso industriale.

In ogni caso - per evitare condizioni di malessere fisiologico - la temperatura di progetto del fluido scaldante deve essere tale da consentire il rispetto dei limiti definiti in tabella 1.

POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UNA TERMOSTRISCIA

E' la potenza termica scambiata da una termostriscia con l'ambiente esterno nelle effettive condizioni di utilizzo. Il suo valore può essere calcolato con la formula:

$$Q_{eff} = Q_{nom} \cdot F \qquad (1)$$

dove: Q_{eff} = potenza termica effettiva, W o kcal/h
Q_{nom} = potenza termica nominale, W o kcal/h
F = fattore correttivo globale, adimensionale

Il fattore correttivo globale F è determinabile con la relazione:

$$F = F_t \cdot F_{in} \cdot F_v \qquad (2)$$

dove: F_t = fattore correttivo per la diversa temperatura dei fluidi
F_{in} = fattore correttivo per effetto dell'altezza di installazione
F_v = fattore correttivo dipendente dalla velocità del fluido scaldante

Tali fattori correttivi sono di seguito determinati in base alle condizioni di prova sopra definite. Inoltre, per la determinazione del fattore F_t, si considera valida la formula:

$$Q' = B \cdot (t_m - t_a)^{1,15} \qquad (3)$$

dove: Q' = potenza termica della termostriscia, W o kcal/h
B = costante caratteristica della termostriscia, W/°C ^{1,15} o kcal/(h·°C ^{1,15})
t_m = temperatura media del fluido scaldante, °C
t_a = temperatura ambiente, °C

Nota:
La formula (3) è da ritenersi valida (con buona approssimazione) per temperature medie del fluido scaldante variabili da 60 a 100°C.

FATTORE CORRETTIVO PER LA DIVERSA TEMPERATURA DEI FLUIDI

E' il fattore che serve a determinare la potenza termica di una termostriscia quando la temperatura ambiente (t_a) e la temperatura media del fluido scaldante (t_m) sono diverse da quelle di prova. Per definizione il suo valore è dato dal rapporto:

$$F_t = \frac{Q'_{eff}}{Q'_{nom}} \qquad (4)$$

Mediante la formula (3) Q'_{eff} e Q'_{nom} possono essere così espressi:

$$Q'_{eff} = B \cdot (t_m - t_a)^{1,15} \qquad (5)$$

$$Q'_{nom} = B \cdot (t_m - t_a)^{1,15} = B \cdot (80 - 20)^{1,15} \qquad (6)$$

Si ottiene pertanto:

$$F_t = \frac{Q'_{eff}}{Q'_{nom}} = \frac{B \cdot (t_m - t_a)^{1,15}}{B \cdot (80 - 20)^{1,15}} \qquad (7)$$

Semplificando opportunamente i termini di tale uguaglianza risulta:

$$\boxed{F_t = \left(\frac{t_m - t_a}{60} \right)^{1,15}} \qquad (8)$$

I valori del fattore F_t - ricavati dalla formula (8) - sono riportati nella tabella 2.

Può essere utile esprimere F_t anche nei casi in cui varia solo la temperatura media (t_m) del fluido scaldante, oppure solo la temperatura (t_a) dell'aria ambiente.
A tal fine, sostituendo nella (8) prima t_a e poi t_m con i relativi valori di prova, è possibile ottenere le formule:

– (8.1) valida per t_m variabile e t_a = 20°C (temperatura di prova)
– (8.2) valida per t_a variabile e t_m = 80°C (temperatura di prova).

$$F_t \ (t_a = 20°C) = \left(\frac{t_m - 20}{60} \right)^{1,15} \qquad (8.1)$$

$$F_t \ (t_m = 80°C) = \left(\frac{80 - t_a}{60} \right)^{1,15} \qquad (8.2)$$

TAB. 2 - FATTORE CORRETTIVO F_t PER TERMOSTRISCE

condizioni di misura della potenza termica nominale
t_m = 80°C e t_a = 20°C

temperatura media del fluido scaldante	temperatura dell'aria								
	10°C	12°C	14°C	16°C	18°C	20°C	22°C	24°C	26°C
60°C	0,81	0,77	0,74	0,70	0,66	0,63	0,59	0,56	0,52
62°C	0,85	0,81	0,77	0,74	0,70	0,66	0,63	0,59	0,56
64°C	0,89	0,85	0,81	0,77	0,74	0,70	0,66	0,63	0,59
66°C	0,92	0,89	0,85	0,81	0,77	0,74	0,70	0,66	0,63
68°C	0,96	0,92	0,89	0,85	0,81	0,77	0,74	0,70	0,66
70°C	1,00	0,96	0,92	0,89	0,85	0,81	0,77	0,74	0,70
72°C	1,04	1,00	0,96	0,92	0,89	0,85	0,81	0,77	0,74
74°C	1,08	1,04	1,00	0,96	0,92	0,89	0,85	0,81	0,77
76°C	1,12	1,08	1,04	1,00	0,96	0,92	0,89	0,85	0,81
78°C	1,15	1,12	1,08	1,04	1,00	0,96	0,92	0,89	0,85
80°C	1,19	1,15	1,12	1,08	1,04	1,00	0,96	0,92	0,89
82°C	1,23	1,19	1,15	1,12	1,08	1,04	1,00	0,96	0,92
84°C	1,27	1,23	1,19	1,15	1,12	1,08	1,04	1,00	0,96
86°C	1,31	1,27	1,23	1,19	1,15	1,12	1,08	1,04	1,00
88°C	1,35	1,31	1,27	1,23	1,19	1,15	1,12	1,08	1,04
90°C	1,39	1,35	1,31	1,27	1,23	1,19	1,15	1,12	1,08
92°C	1,43	1,39	1,35	1,31	1,27	1,23	1,19	1,15	1,12
94°C	1,47	1,43	1,39	1,35	1,31	1,27	1,23	1,19	1,15
96°C	1,51	1,47	1,43	1,39	1,35	1,31	1,27	1,23	1,19
98°C	1,55	1,51	1,47	1,43	1,39	1,35	1,31	1,27	1,23
100°C	1,59	1,55	1,51	1,47	1,43	1,39	1,35	1,31	1,27

FATTORE CORRETTIVO PER EFFETTO DELL'ALTEZZA DI INSTALLAZIONE

E' il fattore che serve a determinare la potenza termica di una termostriscia in rapporto all'altezza (H) di installazione. Il suo valore tien conto del fatto che al crescere dell'altezza (H) diminuisce l'effetto radiante utile della termostriscia stessa.

Mediamente si possono ritenere validi i valori del fattore F_{in} riportati in tabella 3.

TAB. 3 - FATTORE CORRETTIVO F_{in} PER TERMOSTRISCE

H	6 m	8 m	10 m	12 m	14 m	16 m	18 m	20 m
F_{in}	1,00	0,95	0,90	0,86	0,82	0,79	0,76	0,75

FATTORE CORRETTIVO DIPENDENTE DALLA VELOCITA' DEL FLUIDO SCALDANTE

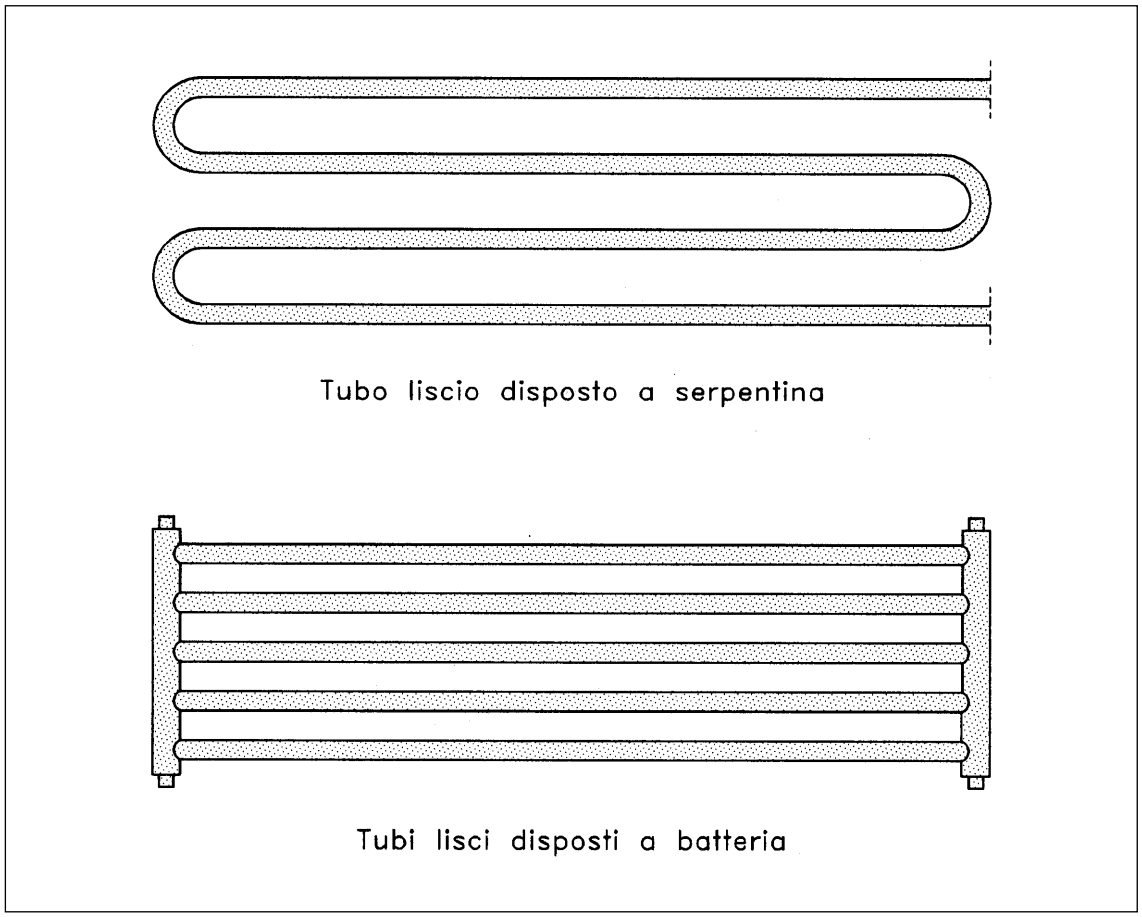
E' il fattore che serve a determinare la potenza termica di una termostriscia quando la velocità del fluido scaldante è diversa da quella di prova. Il suo valore dipende dalle caratteristiche costruttive della termostriscia ed è, in pratica, determinabile solo per via sperimentale.

Solitamente i costruttori indicano la velocità minima del fluido (riferita ai tubi delle termostrisce) necessaria per poter considerare nullo l'effetto correttivo di questo fattore.

T U B I

Anche i tubi lisci normali possono essere utilizzati come corpi scaldanti. Servono soprattutto per riscaldare vani tecnici, depositi, magazzini, scantinati, ecc....

Normalmente si usano tubi in acciaio (con diametri variabili da 3/4" a 2") posti in opera con sviluppo semplice, a serpentine oppure a batteria.



Tubo liscio disposto a serpentina

Tubi lisci disposti a batteria

POTENZA TERMICA NOMINALE DI UN METRO DI TUBO

E' la potenza termica scambiata da un metro di tubo con l'ambiente esterno in determinate condizioni di prova.
Di seguito sono riportati i valori di tale potenza facendo riferimento alle condizioni di prova definite dalla norma UNI 6514 (Corpi scaldanti alimentati ad acqua e vapore - prova termica). In particolare si considera:

- t_e = 85°C, temperatura di entrata del fluido scaldante,
- t_u = 75°C, temperatura di uscita del fluido scaldante,
- t_a = 20°C, temperatura dell'aria nella camera di prova.

TAB. 1 - POTENZA TERMICA NOMINALE DEI TUBI LISCI IN ACCIAIO

condizioni di misura della potenza termica nominale
t_m = 80°C e t_a = 20°C

Disposizione dei tubi	diametro	potenza kcal / (h · m)	potenza W/m
tubi singoli orizzontali	3/4"	64	74
	1"	76	88
	1 1/4"	93	108
	1 1/2"	105	122
	2"	125	145
tubi singoli verticali	3/4"	55	64
	1"	68	79
	1 1/4"	86	100
	1 1/2"	98	114
	2"	120	139

POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UN METRO DI TUBO

E' la potenza termica scambiata da un metro di tubo con l'ambiente esterno nelle effettive condizioni di utilizzo. Il suo valore può essere calcolato con la formula:

$$Q_{eff} = Q_{nom} \cdot F \qquad (1)$$

dove: Q_{eff} = potenza termica effettiva, W o kcal/h
Q_{nom} = potenza termica nominale, W o kcal/h
F = fattore correttivo globale, adimensionale

Il fattore correttivo globale F è determinabile con la relazione:

$$F = F_t \cdot F_{al} \cdot F_s \cdot F_{vr} \cdot F_v \qquad (2)$$

dove: F_t = fattore correttivo per la diversa temperatura dei fluidi
F_{al} = fattore correttivo per effetto dell'altitudine
F_s = fattore correttivo per la sovrapposizione dei tubi
F_{vr} = fattore correttivo per effetto della verniciatura
F_v = fattore correttivo dipendente dalla velocità del fluido scaldante

I fattori F_t, F_{al}, F_{vr} possono considerarsi uguali a quelli definiti per i radiatori (ved. relativa voce).

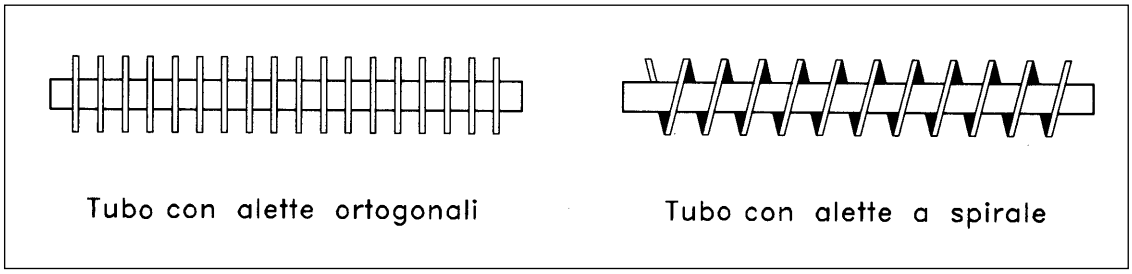
Per il fattore F_s mediamente si possono ritenere validi i seguenti valori:

- $F_s = 0{,}90$ per tubi a 2 file sovrapposte,
- $F_s = 0{,}85$ per tubi a 3 file sovrapposte,
- $F_s = 0{,}82$ per tubi a 4 file sovrapposte.

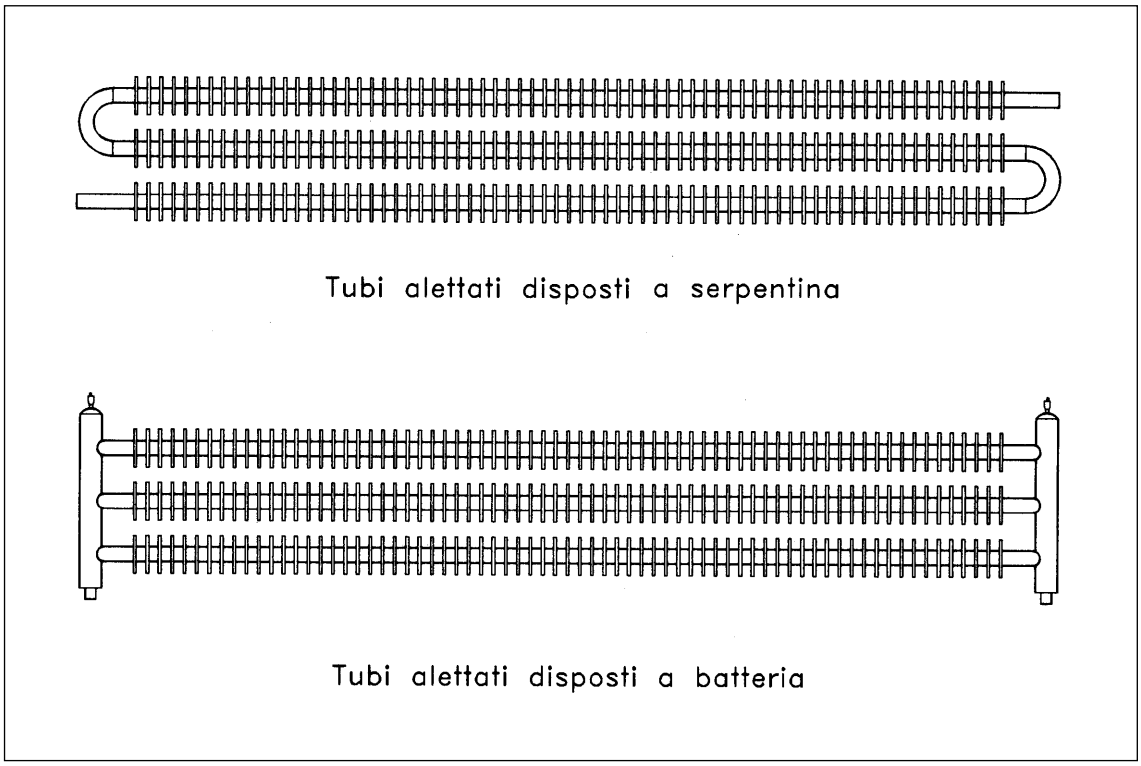
Il fattore F_v può essere, invece, considerato uguale all'unità - e quindi con effetto correttivo nullo - per velocità del fluido maggiori di 0,3 m/s.

TUBI ALETTATI

Sono tubi commerciali lisci su cui vengono riportate (con saldatura o calettatura) apposite alette in lamiera, che possono svilupparsi a spirale, oppure ortogonalmente ai tubi stessi.



I tubi alettati si utilizzano per riscaldare serre, autorimesse, magazzini, depositi, vani tecnici, scantinati, ecc....



POTENZA TERMICA NOMINALE DI UN METRO DI TUBO ALETTATO

E' la potenza termica scambiata da un metro di tubo alettato con l'ambiente esterno in determinate condizioni di prova.
Di seguito sono riportati i valori di tale potenza con riferimento ai tubi alettati normalmente disponibili in commercio e alle condizioni di prova definite dalla norma UNI 6514 (Corpi scaldanti alimentati ad acqua e vapore - prova termica). In particolare si considera:

- t_e = 85°C, temperatura di entrata del fluido scaldante,
- t_u = 75°C, temperatura di uscita del fluido scaldante,
- t_a = 20°C, temperatura dell'aria nella camera di prova.

TAB. 1 - POTENZA TERMICA NOMINALE DEI TUBI ALETTATI IN ACCIAIO

condizioni di misura della potenza termica nominale
t_m = 80°C e t_a = 20°C

diametro tubo	altezza alette mm	alette per metro	potenza nominale kcal / (h · m)	potenza nominale W/m
1 1/2"	25	80	375	435
		100	450	522
		120	525	609
		150	645	748
	30	60	360	418
		80	450	522
		100	555	644
		120	660	766
2"	25	80	435	505
		100	540	626
		120	615	713
	30	80	540	626
		100	654	759
		120	780	905
	35	80	642	745
		100	780	905
		120	930	1.079

POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UN METRO DI TUBO ALETTATO

E' la potenza termica scambiata da un metro di tubo alettato con l'ambiente esterno nelle effettive condizioni di utilizzo. Il suo valore può essere calcolato con la formula:

$$Q_{eff} = Q_{nom} \cdot F \qquad (1)$$

dove: Q_{eff} = potenza termica effettiva, W o kcal/h
Q_{nom} = potenza termica nominale, W o kcal/h
F = fattore correttivo globale, adimensionale

Il fattore correttivo globale F è determinabile con la relazione:

$$F = F_t \cdot F_{al} \cdot F_s \cdot F_v \qquad (2)$$

dove: F_t = fattore correttivo per la diversa temperatura dei fluidi
F_{al} = fattore correttivo per effetto dell'altitudine
F_s = fattore correttivo per la sovrapposizione dei tubi
F_v = fattore correttivo dipendente dalla velocità del fluido scaldante

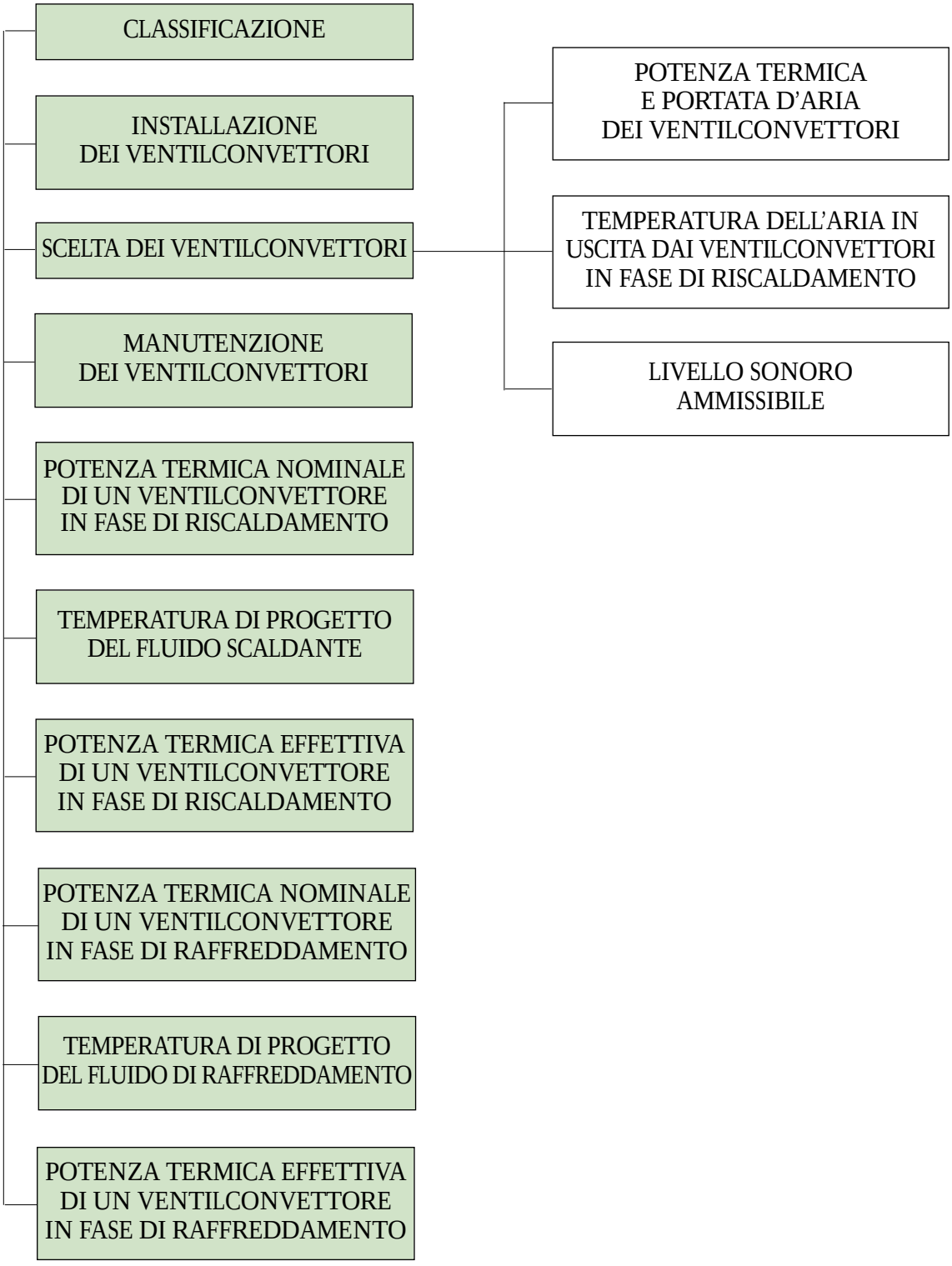
I fattori F_t, F_{al} possono considerarsi uguali a quelli definiti per i termoconvettori (ved. relativa voce).

Per il fattore F_s mediamente si possono ritenere validi i seguenti valori:

- $F_s = 0,90$ per tubi a 2 file sovrapposte,
- $F_s = 0,85$ per tubi a 3 file sovrapposte,
- $F_s = 0,82$ per tubi a 4 file sovrapposte.

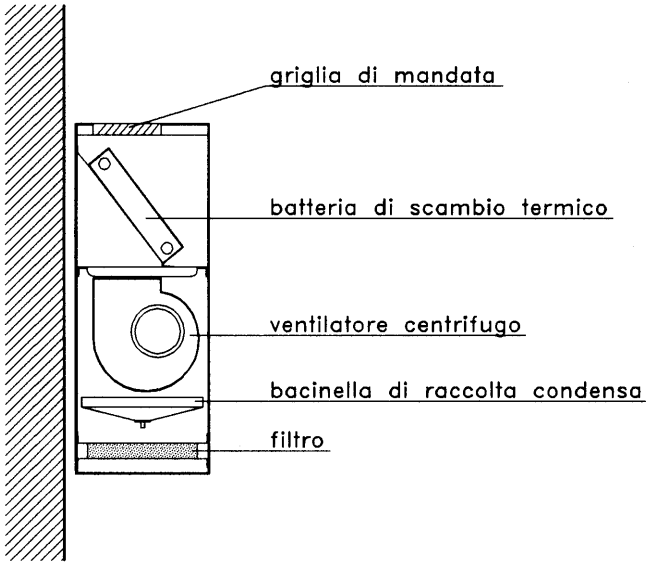
Il fattore F_v può essere, invece, considerato uguale all'unità - e quindi con effetto correttivo nullo - per velocità del fluido maggiori di 0,3 m/s.

VENTILCONVETTORI



I ventilconvettori sono terminali che cedono o sottraggono calore all'ambiente per convezione forzata. Sono costituiti essenzialmente da:
– una o due batterie alettate di scambio termico,
– uno o due ventilatori centrifughi o tangenziali,
– un filtro dell'aria,
– una bacinella di raccolta condensa,
– un involucro di contenimento.

Si utilizzano per riscaldare e raffreddare abitazioni, uffici, sale di riunione, alberghi, ospedali, laboratori, ecc....



Ventilconvettore

CLASSIFICAZIONE

I ventilconvettori possono essere classificati secondo i seguenti criteri:

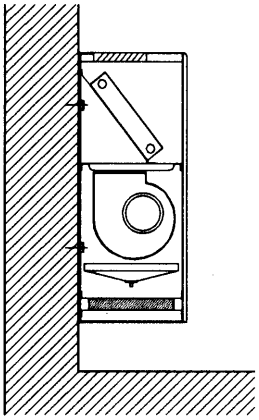
- in base al luogo di messa in opera:
  - a pavimento,
  - a parete,
  - a controsoffitto,
  - a soffitto;

- secondo il tipo di protezione:
  - con mobiletto,
  - ad incasso;

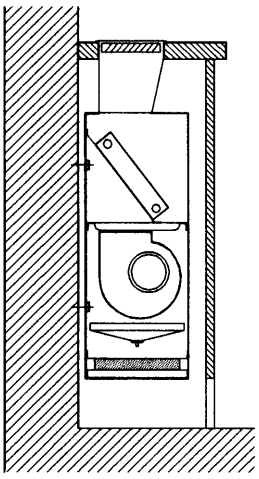
- in base alla posizione del ventilatore:
  - sulla mandata (il ventilatore invia aria alla batteria),
  - sull'aspirazione (il ventilatore aspira aria dalla batteria);

- in relazione alle caratteristiche del flusso d'aria:
  - a percorso libero,
  - a percorso canalizzato;

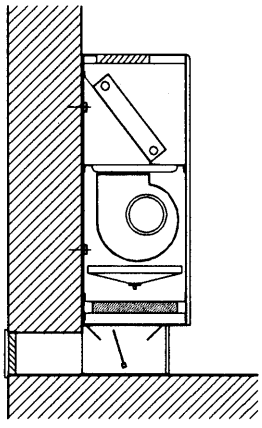
- in base al numero di batterie:
  - a batteria singola (in impianti a 2 tubi),
  - a doppia batteria (in impianti a 4 tubi, cioè in impianti in cui circola contemporaneamente sia il fluido caldo che il fluido freddo).



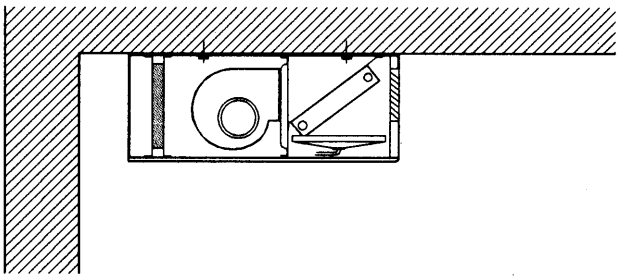
Ventilconvettore a parete



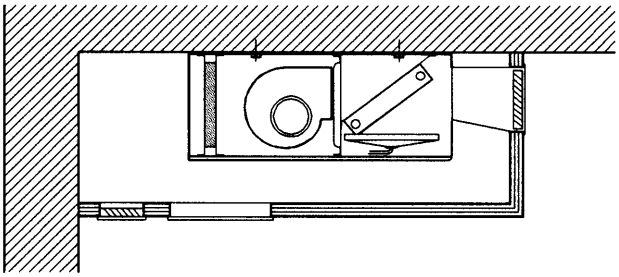
Ventilconvettore in nicchia



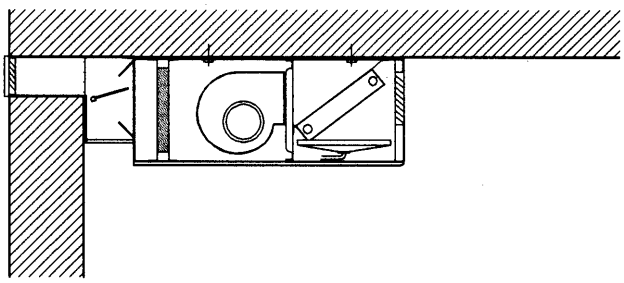
Ventilconvettore a parete
con presa d'aria esterna



Ventilconvettore a soffitto



Ventilconvettore a controsoffitto



Ventilconvettore a soffitto
con presa d'aria esterna

INSTALLAZIONE DEI VENTILCONVETTORI

E' consigliabile installare i ventilconvettori sotto finestra o lungo le pareti esterne perché in tal modo:

- si possono contrastare meglio le correnti d'aria fredda che si formano in corrispondenza di tali superfici;
- si evita o si riduce, nell'intorno del corpo scaldante, l'eventuale formazione di condensa superficiale interna.

SCELTA DEI VENTILCONVETTORI

Una corretta scelta di questi corpi scaldanti, richiede l'esame dei seguenti fattori:

- potenza termica e portata d'aria dei ventilconvettori,
- temperatura di uscita dell'aria,
- livello sonoro.

POTENZA TERMICA E PORTATA D'ARIA DEI VENTILCONVETTORI

In locali medio-grandi è consigliabile suddividere la potenza termica richiesta su più ventilconvettori. Potenze termiche troppo concentrate possono, infatti, determinare temperature interne non uniformi.

Per garantire una buona distribuzione del calore è bene, inoltre, che la portata d'aria dei ventilconvettori non sia inferiore a 3,5 volte il volume del locale da riscaldare.

TEMPERATURA DELL'ARIA IN USCITA DAI VENTILCONVETTORI IN FASE DI RISCALDAMENTO

E' conveniente che, in fase di riscaldamento, la temperatura dell'aria in uscita dai ventilconvettori sia compresa tra 35 e 50°C.

Tali valori consentono di raggiungere un buon compromesso fra due esigenze diverse:

- evitare che le correnti d'aria, generate dai ventilconvettori stessi, possano provocare sensazioni di freddo,
- impedire il formarsi di una forte stratificazione dell'aria.

Solitamente la temperatura dell'aria in uscita dai ventilconvettori è riportata sulle specifiche tecniche del costruttore. In caso contrario può essere calcolata mediante le seguenti formule:

$$t_{au} = t_{ae} + \frac{(273 + t_{ae}) \cdot Q}{84{,}6 \cdot G} \qquad (1)$$

$$t_{au} = t_{ae} + \frac{(273 + t_{ae}) \cdot Q}{84{,}6 \cdot G - Q} \qquad (2)$$

dove: t_{au} = temperatura dell'aria in uscita dal ventilconvettore, °C
t_{ae} = temperatura dell'aria in entrata dal ventilconvettore, °C
Q = potenza termica resa nelle condizioni considerate, kcal/h
G = portata d'aria riferita a 20°C, m^3/h

La formula (1) vale per ventilconvettori con ventilatore sulla mandata, cioè con ventilatore che invia aria alla batteria.

La formula (2), invece, vale per ventilconvettori con ventilatore sull'aspirazione, cioè con ventilatore che aspira aria dalla batteria.

La temperatura dell'aria in entrata nel ventilconvettore (t_{ae}) si considera:

– uguale alla temperatura ambiente, quando si ha un ricircolo totale dell'aria interna;

– uguale alla temperatura esterna, quando tutta l'aria che passa attraverso il ventilconvettore è derivata dall'esterno;

– uguale alla temperatura dell'aria di miscela, quando l'aria che passa attraverso il ventilconvettore è in parte presa dall'interno e in parte dall'esterno.
La temperatura dell'aria di miscela può essere determinata con la formula (3) riportata alla voce AEROTERMI.

LIVELLO SONORO AMMISSIBILE

Il rumore prodotto dai ventilconvettori - di norma riportato sulle relative specifiche tecniche - non deve superare il livello sonoro ammissibile nell'ambiente. Tale valore dipende essenzialmente dalla destinazione d'uso dei locali e può essere stabilito in base ai valori consigliati dalla letteratura tecnica.

Nella tabella 1 della voce AEROTERMI sono riportati i livelli sonori normalmente accettabili in ambienti ad uso civile e industriale.

Misure atte a determinare la rumorosità in opera dei ventilconvettori possono essere condotte secondo le prescrizioni della norma:

UNI 8199 - misura in opera e valutazione del rumore prodotto negli ambienti dagli impianti di riscaldamento, condizionamento e ventilazione.

Nota:
In genere i ventilconvettori sono dotati di ventilatori a tre velocità e risulta conveniente effettuare la loro scelta in base alla velocità media. Si può così ottenere un contenuto livello sonoro in condizioni normali e una rapida messa a regime con la massima velocità di rotazione.

MANUTENZIONE DEI VENTILCONVETTORI

Una corretta manutenzione dei ventilconvettori richiede le seguenti operazioni e verifiche:

- pulire i filtri, mediamente ogni mese, con un aspirapolvere o utilizzando detersivi neutri;
- sostituire i filtri almeno una volta all'anno;
- pulire le batterie con spazzola morbida o con getti d'aria compressa. La frequenza di queste operazioni dipende dal grado di pulizia dell'ambiente e dall'efficienza dei filtri;
- pulire la bacinella di raccolta condensa, ad ogni inizio della stagione estiva, rimuovendo eventuali occlusioni nella zona di drenaggio.

POTENZA TERMICA NOMINALE DI UN VENTILCONVETTORE IN FASE DI RISCALDAMENTO

E' la potenza termica ceduta da un ventilconvettore all'ambiente esterno nelle condizioni di prova.
Tali condizioni - con riferimento alla norma UNI 7940 (Ventilconvettori - condizioni di prova e caratteristiche) - possono essere così riassunte:

- apparecchiature e strumentazione di misura: come richiesto dalla norma sopra richiamata;
- temperature dei fluidi (riferite a tre condizioni di prova):
  – t_e = 50, 60, 70°C, temperature di entrata del fluido scaldante,
  – t_u = 40, 50, 60°C, temperature di uscita del fluido scaldante,
  – t_{ae} = 20°C, temperatura dell'aria in entrata nel ventilconvettore;
- velocità di rotazione del ventilatore: massima prevista;
- differenza di pressione statica tra l'entrata e l'uscita dell'aria dal ventilconvettore: nulla;
- pressione atmosferica di prova: uguale alla pressione atmosferica esistente a livello del mare (101,3 kPa).

TEMPERATURA DI PROGETTO DEL FLUIDO SCALDANTE

Di norma è conveniente che questa temperatura sia compresa fra 50 e 75°C.

In ogni caso - per evitare correnti fredde e una forte stratificazione dell'aria - la temperatura di progetto del fluido scaldante deve essere tale da consentire il rispetto dei limiti definiti al capitolo TEMPERATURA DELL'ARIA IN USCITA DAI VENTILCONVETTORI IN FASE DI RISCALDAMENTO.

POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UN VENTILCONVETTORE IN FASE DI RISCALDAMENTO

E' la potenza termica ceduta da un ventilconvettore all'ambiente esterno nelle effettive condizioni di utilizzo. Il suo valore può essere calcolato con la formula:

$$Q_{eff} = Q_{nom} \cdot F \qquad (3)$$

dove: Q_{eff} = potenza termica effettiva, W o kcal/h
Q_{nom} = potenza termica nominale, W o kcal/h
F = fattore correttivo globale, adimensionale

Il fattore correttivo globale F può essere espresso con la seguente funzione:

$$F = F [\ t_m,\ t_{ae},\ v_r,\ h,\ v\ ] \qquad (4)$$

dove: t_m = temperatura media del fluido scaldante, °C
t_{ae} = temperatura dell'aria in entrata nel ventilconvettore, °C
v_r = velocità di rotazione del ventilatore, giri/min
h = altezza sul livello del mare, m
v = velocità del fluido scaldante, m/s.

La determinazione analitica di questa funzione è molto complessa. In pratica il suo valore è determinabile solo sperimentalmente.

Solitamente i costruttori:

- forniscono il valore di F (oppure riportano direttamente la potenza termica effettiva dei ventilconvettori) in funzione delle variabili:
  - t_m, temperatura media del fluido scaldante;
  - t_{ae}, temperatura dell'aria in entrata nel ventilconvettore;
  - v_r, velocità di rotazione del ventilatore.
- considerano trascurabile l'effetto correttivo dovuto al variare dell'altitudine;
- indicano la portata minima necessaria per poter ritenere nullo l'effetto correttivo connesso alla velocità del fluido scaldante.

POTENZA TERMICA NOMINALE DI UN VENTILCONVETTORE IN FASE DI RAFFREDDAMENTO

E' la potenza termica sottratta da un ventilconvettore all'ambiente esterno nelle condizioni di prova.
Tali condizioni - con riferimento alla norma UNI 7940 (Ventilconvettori - condizioni di prova e caratteristiche) - possono essere così riassunte:

- apparecchiature e strumentazione di misura: come richiesto dalla norma sopra richiamata;
- temperature dei fluidi:
  - t_e = 7°C, temperatura di entrata del fluido di raffreddamento,
  - t_u = 12°C, temperatura di uscita del fluido di raffreddamento,
  - $t_{ae\,(s)}$ = 27°C, temperatura al bulbo secco dell'aria in entrata nel ventilconvettore,
  - $t_{ae\,(u)}$ = 19°C, temperatura al bulbo umido dell'aria in entrata nel ventilconvettore;
- velocità di rotazione del ventilatore: massima prevista;
- differenza di pressione statica tra l'entrata e l'uscita dell'aria dal ventilconvettore: nulla;
- pressione atmosferica di prova: uguale alla pressione atmosferica esistente a livello del mare (101,3 kPa).

TEMPERATURA DI PROGETTO DEL FLUIDO DI RAFFREDDAMENTO

La scelta di questa temperatura - normalmente compresa fra 7 e 15°C - dipende essenzialmente dalla quantità di vapore acqueo che si intende sottrarre all'aria che passa attraverso i ventilconvettori.

POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UN VENTILCONVETTORE IN FASE DI RAFFREDDAMENTO

E' il calore (sensibile e latente) sottratto da un ventilconvettore all'ambiente esterno nelle effettive condizioni di utilizzo. Il suo valore può essere calcolato con la formula:

$$Q_{eff} = Q_{nom} \cdot F \qquad (5)$$

dove: Q_{eff} = potenza termica effettiva, W o kcal/h
Q_{nom} = potenza termica nominale, W o kcal/h
F = fattore correttivo globale, adimensionale

Il fattore correttivo globale F può essere espresso con la seguente funzione:

$$F = F [\ t_m,\ t_{ae\,(u)},\ v_r,\ h,\ v\ ] \qquad (6)$$

dove: t_m = temperatura media del fluido di raffreddamento, °C
$t_{ae\,(u)}$ = temperatura al bulbo umido dell'aria in entrata nel ventilconvettore, °C
v_r = velocità di rotazione del ventilatore, giri/min
h = altezza sul livello del mare, m
v = velocità del fluido di raffreddamento, m/s.

La determinazione analitica di questa funzione è molto complessa. In pratica il suo valore è determinabile solo sperimentalmente.

Solitamente i costruttori:

- forniscono il valore di F (oppure riportano direttamente la potenza termica effettiva dei ventilconvettori) in funzione delle variabili:
  - t_m, temperatura media del fluido di raffreddamento;
  - $t_{ae\,(u)}$, temperatura al bulbo umido dell'aria in entrata nel ventilconvettore;
  - v_r, velocità di rotazione del ventilatore.
- considerano trascurabile l'effetto correttivo dovuto al variare dell'altitudine;
- indicano la portata minima necessaria per poter ritenere nullo l'effetto correttivo connesso alla velocità del fluido di raffreddamento;
- riportano sia il calore effettivo sensibile, sia il calore effettivo latente sottratti all'ambiente in funzione delle variabili:
  - t_m, temperatura media del fluido di raffreddamento;
  - $t_{ae\,(s)}$, temperatura al bulbo secco dell'aria in entrata nel ventilconvettore;
  - $t_{ae\,(u)}$, temperatura al bulbo umido dell'aria in entrata nel ventilconvettore.

BIBLIOGRAFIA

1 J. RIETSCHEL - W. RAISS
Traité de chauffage et de ventilation
Librairie Polytechnique Ch. Béranger - Paris et Liège

2 A. MISSENARD
Cours superior de chauffage, ventilation e conditionnement de l'air
Les Editionnes Eyrolles

3 PIERRE FRIDMANN
L'équilibrage des installations de chauffage
Numero special de CFP - CHAUD FROID PLOMBERIE

4 A. LIBERT
Le genie climatique de A a Z
Numero special de CFP - CHAUD FROID PLOMBERIE

5 W. F. HUGHES - J. A. BRIGHTON
Teoria e problemi di fluidodinamica
Collana SCHAUM - ETAS LIBRI

6 RANALD V. GILES
Teoria ed applicazioni di meccanica dei fluidi e idraulica
Collana SCHAUM - ETAS LIBRI

7 A. BOUSSICAUD
Le calcul des pertes de charge
Numero special de CFP - CHAUD FROID PLOMBERIE

8 Guide ASHRAE
Variable-Flow Pumping Systems
ASHRAE - Atlanta (USA)

INDICE ANALITICO

A

AEROTERMI 75

Aerotermi a proiezione orizzontale 76
Aerotermi a proiezione verticale 77
Alette a greca 115
Alette a spirale 139
Alette ortogonali 139
Alimentazione dei radiatori 108
ASHRAE 67, 84
Autobilanciamento dei circuiti 53
Autoflow 7, 48
Azione deumidificante dei terminali 25
Azioni abrasive 5, 57

B

Bacinella di raccolta condensa 143, 149
Bilanciamento dei circuiti
per regolazione climatica 62, 63
per regolazione delle batterie 64, 65
per regolazione delle zone 58, 59, 60
By-pass limitatore di pressione 8

C

Calore latente sottratto all'ambiente 153
Calore sensibile sottratto all'ambiente 153
Carter di protezione 107, 117
Cavitazione 6
CIRCUITI A RITORNO INVERSO ... 30

CIRCUITI BILANCIATI 5

CIRCUITI CON AUTOFLOW 48

CIRCUITI CON VALVOLE
DI REGOLAZIONE A DUE VIE 66

CIRCUITI CON VALVOLE
DI REGOLAZIONE A TRE VIE 56

CIRCUITI CON VALVOLE
DI TARATURA 38

CIRCUITI SEMPLICI 10

Circuito principale 3
Circuito secondario 3
Colonne 3
Condensa superficiale 99, 114
Convezione forzata 76, 143
Convezione naturale 94, 111, 117
Corrosione dei radiatori 95, 96, 98
Cottura del pulviscolo atmosferico 100
Curva di resa termica dei termoconvettori . 111

D

Diffusori d'aria per aerotermi 77
Dischi a foro calibrato 57
Dispositivi di regolazione 6, 7, 8, 9
Dispositivi di tiraggio 112, 116

E

Elettropompe (surriscaldamento) 5
Erosione 25, 57, 67

F

Fattori correttivi dell'emissione termica per
aerotermi 87
radiatori 101
termoconvettori 119
termostrisce 131
tubi 138
tubi alettati 141
ventilconvettori (raffreddamento) 153
ventilconvettori (riscaldamento) 151
Filtri 143, 149
Fragilità dei radiatori 95
Fridmann 67

G

Getti d'aria degli aerotermi 78

I

Impianti a portata costante 5
Impianti a portata variabile 5
Inerzia termica dei radiatori 95, 96, 98
Inerzia termica dei termoconvettori 111
Installazione degli aerotermi 78
dei radiatori 99
dei ventilconvettori 147
delle termostrisce 128
Irraggiamento 94, 127

L

Lamiere di protezione 107, 113
Limitatore di pressione differenziale 9, 67
Livello sonoro ammissibile 84

M

Manutenzione degli aerotermi 84
Manutenzione dei ventilconvettori 149
Mensole 107
Moti convettivi dell'aria 100, 118, 128

N

Nicchie 107

P

Portata nominale di un terminale 4
Potenza termica effettiva di
un aerotermo 87
un metro di tubo 138
un metro di tubo alettato 141
un radiatore 101
un termoconvettore 119
un ventilconvettore (raffreddamento) 153
un ventilconvettore (riscaldamento) 151
una termostriscia 131
Potenza termica nominale di
un aerotermo 86
un metro di tubo 137
un metro di tubo alettato 140

P

Portata termica nominale di
un radiatore 100
un termoconvettore 118
un ventilconvettore (raffreddamento) 152
un ventilconvettore (riscaldamento) 150
una termostriscia 130

R

RADIATORI 93

Radiatori in acciaio 95
Radiatori in alluminio 98
Radiatori in ghisa 94
Regolazione di tipo dinamico 53
Regolazione di tipo statico 45
Regolazione modulante 61
Rumorosità degli impianti 5, 25, 85

S

Salvamotore 84
Sicurezza antincendio 128
Surriscaldamento delle elettropompe 5

T

Temperatura dell'aria di miscela 83
Temperatura dell'aria in uscita
dagli aerotermi 82
dai ventilconvettori (riscaldamento) ... 148
Temperature di progetto del fluido vettore
aerotermi 86
radiatori 100
termoconvettori 118
termostrisce 130
ventilconvettori (raffreddamento) 152
ventilconvettori (riscaldamento) 150

TERMOCONVETTORI 110
Termoconvettori a canali alettati 115
Termoconvettori a mobiletto 116
Termoconvettori a zoccolo 117
Termoconvettori ad alette semplici 112

TERMOSTRISCE 126

TUBI 136
Tubi a batteria 136
Tubi a serpentina 136

TUBI ALETTATI 139
Tubi alettati con alette a spirale 139
Tubi alettati con alette ortogonali 139

V

Ventilatori centrifughi 143
Ventilatori elicoidali 76
Ventilatori tangenziali 143

VENTILCONVETTORI 142
Valvole deviatrici 57
Valvole di regolazione 4, 56, 66
Valvole di sovrappressione 8, 68, 70
Valvole di taratura 6, 38
Valvole miscelatrici 57
Valvole modulanti 57
Valvole termostatiche 68, 69
Verniciatura dei radiatori 109

I QUADERNI CALEFFI

1 LE RETI DI DISTRIBUZIONE
Mario Doninelli

2 I CIRCUITI E I TERMINALI DEGLI IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE
Mario Doninelli