

**APPROFONDIMENTI PER LA
PROGETTAZIONE DI IMPIANTI RADIANTI
A BASSA DIFFERENZA DI TEMPERATURA**



Prefazione

Lo scopo di tutti i sistemi impiantistici installati negli edifici è quello di mantenere, all'interno dei singoli locali, condizioni prefissate per i parametri ambientali. Nonostante tali condizioni siano diversificate in funzione della tipologia e dell'utilizzo degli ambienti, esse presentano obiettivi comuni: garantire il comfort e il benessere per gli utenti. Progettare edifici attenti alle esigenze degli utenti significa prevenire possibili discomfort, fornendo i mezzi per adattare l'edificio alle proprie esigenze. Requisito fondamentale è l'integrazione tra il sistema edificio e il sistema impianto, che devono essere pensati, progettati e costruiti simultaneamente, in modo da sfruttare ogni possibile sinergia.

L'attuale normativa sull'efficienza energetica degli edifici è un mezzo comprovato per il miglioramento delle prestazioni dei molteplici componenti che formano l'edificio, e rappresenta lo strumento per raggiungere gli obiettivi di risparmio energetico richiesti agli edifici. La necessità di migliorare le prestazioni energetiche degli edifici e ridurre i consumi di energia non rinnovabile hanno notevolmente sviluppato la ricerca di soluzioni nuove da applicare in ogni tipo di edificio. Sistemi di involucro ad alte prestazioni, sistemi efficienti per produzione dell'energia termica abbinati a efficienti sistemi di distribuzione sono esempi di soluzioni innovative che stanno ampliando e rinnovando il mercato edilizio.

Tra i sistemi di distribuzione gli impianti radianti presentano notevoli potenzialità, sia per il raggiungimento del comfort interno, sia per gli obiettivi di risparmio energetico richiesti dalla legislazione. Tali sistemi sono tutt'ora oggetto di ricerche e di sperimentazioni, finalizzate alla loro ottimizzazione.

L'obiettivo di questo Quaderno Tecnico è offrire al lettore un adeguato livello di approfondimento tecnico-scientifico unitamente a strumenti che permettano, grazie anche al continuo riferimento alle norme e agli esempi, di approfondire le tematiche relative alla progettazione di impianti radianti a bassa differenza di temperatura.

Molte sono le tipologie di edifici nei quali possono essere installati gli impianti radianti: tra queste gli edifici residenziali, gli uffici, le strutture sportive o gli edifici per il culto, ma anche gli edifici industriali. La grande versatilità di tali impianti rappresenta inoltre un'ottima soluzione sia per gli edifici nuovi che per le riqualificazioni.

Alla luce degli elevati livelli di comfort e di qualità richiesti dagli utenti non deve essere sottovalutato il problema del raffrescamento estivo ormai ritenuto necessario da molti soprattutto nei paesi di area mediterranea anche negli edifici residenziali. I

sistemi radianti a bassa differenza di temperatura permettono di operare sia in fase di riscaldamento che di raffrescamento, determinando quindi un sistema completo e integrato per raggiungere un'elevata qualità dell'ambiente interno unitamente ad un'elevata efficienza energetica.

Mi auguro che questo Quaderno possa costituire un valido punto di riferimento per la comprensione dei diversi fenomeni che riguardano i sistemi radianti, e stimolare ulteriori approfondimenti, necessari, come sempre, per sviluppare conoscenza e professionalità.

Roberto Zecchin

Dipartimento di Ingegneria industriale

Università degli Studi di Padova

1. Introduzione

I pannelli radianti riprendono antiche tecniche utilizzate dai Romani e dalle popolazioni turche. In età moderna, gli impianti radianti con tubazioni ad acqua calda cominciano a diffondersi negli anni '60. Inizialmente i tubi venivano installati nei solai con tecniche diverse. I tubi erano generalmente in materiale metallico annegato nel solaio presente; l'utilizzo di tubazioni in metallo ha portato in alcuni casi a problemi di durata degli impianti. Inoltre lo scarso isolamento dell'epoca spingeva a lavorare con temperature di esercizio molto alte, causando l'innescò di moti convettivi e sollevamento di polveri, oltre al ben noto problema di vasodilatazione agli arti inferiori. Questi problemi oggi non sussistono più, dal momento che gli isolamenti imposti prima dalla Legge 10/91 e poi dai D.Lgs. 192/05 e 311/07 permettono di lavorare con temperature molto più basse.

Negli anni '80 iniziò ad acquistare mercato il sistema a pavimento, grazie anche all'utilizzo di materiali plastici, che garantiscono maggiore durabilità rispetto alle originali tubazioni metalliche. Dagli anni '90 si è cominciato a parlare di raffrescamento radiante e insieme ad altri tipi di sistemi, quali quelli a soffitto e a parete. Alla fine degli anni '90 sono apparsi sul mercato i sistemi ad elevata inerzia termica (solai termoattivi) che consentono di immagazzinare il calore e ridurre le potenze di picco.

I sistemi radianti si differenziano in sistemi per il solo riscaldamento e impianti che possono funzionare anche in regime di raffrescamento. A causa della contenuta differenza di temperatura tra l'acqua e l'ambiente i sistemi radianti sono denominati a bassa temperatura in riscaldamento e ad alta temperatura in raffrescamento, ovvero sistemi a bassa differenza di temperatura.

Lo scopo del Quaderno Tecnico è la progettazione degli impianti radianti a bassa differenza di temperatura e pertanto si ritiene utile richiamare alcuni concetti sullo scambio termico tra tubo e ambiente, quali i fenomeni di conduzione, convezione e irraggiamento. La somma dei contributi convettivi e radianti determina lo scambio termico totale all'interno di un ambiente climatizzato con sistemi radianti.

Nel primo capitolo vengono descritti i bilanci termici degli edifici nel loro complesso, sia in fase invernale che estiva, insieme alle temperature interne di progetto in funzione della destinazione d'uso. La parte impiantistica viene descritta con riferimento alle normative UNI TS 11300 e alle normative europee. In particolare sono riportati i procedimenti per il calcolo dei rendimenti di un impianto, ovvero dei fabbisogni di emissione, regolazione, distribuzione e generazione, con un esempio pratico sul cal-

colo del fabbisogno globale di energia primaria di un edificio tipo con due tipologie di impianto: un sistema radiante a pavimento e un impianto con radiatori. Alla fine del capitolo è riportata un'analisi sul risparmio energetico conseguibile con un impianto radiante. Vengono confrontati due sistemi impiantistici in regime di riscaldamento (sistema radiante e sistema convenzionale) per tre differenti condizioni climatiche.

Nel terzo capitolo vengono richiamati i concetti di comfort termico per definire il corretto esercizio di un impianto radiante. Vengono definiti gli scambi termici del corpo umano con l'ambiente e i parametri che descrivono gli ambienti indoor, quali le temperature, l'umidità relativa e la velocità dell'aria. Questi parametri vengono raggruppati in due indici generali che definiscono il comfort in una scala a sette punti. Per la tipologia impiantistica descritta nel presente quaderno hanno grande importanza hanno i fenomeni di discomfort locali, che vengono descritti e analizzati riportando le ricerche scientifiche condotte negli ultimi anni.

Nel Capitolo 4 vengono descritte le principali tipologie di sistemi radianti idronici presenti sul mercato e le principali caratteristiche che i componenti devono avere al fine di un corretto e durevole funzionamento. Le normative specifiche definiscono le seguenti tipologie di impianti: tipo A, tipo B, tipo C, tipo D, tipo E, tipo F e tipo G, che si differenziano per posizionamento delle tubazioni rispetto agli strati edilizi e per materiali impiegati. Segue una descrizione dei principali componenti del sistema, quali le tubazioni, i materiali isolanti, i massetti e i rivestimenti.

Nel Capitolo 5 vengono descritti i metodi di calcolo per determinare la potenza termica e frigorifera dei terminali di impianto radiante. I calcoli in fase invernale ed estiva vengono descritti approfonditamente, in modo da fornire al progettista indicazioni pratiche per il calcolo della potenza termica. In regime invernale vengono definiti i contributi delle dispersioni per trasmissione e per ventilazione. Per la fase estiva viene proposto il calcolo semplificato per il controllo dell'umidità dell'aria al fine di evitare problemi di condensa. Alla fine del capitolo viene riportato un esempio di calcolo per il regime estivo in un ambiente tipo: due sono i casi descritti, il primo non prevede un impianto aggiuntivo per il controllo della ventilazione, mentre nel secondo esempio viene descritto il procedimento di calcolo per un ambiente dotato di ventilazione meccanica controllata con recupero di calore.

Infine, nel capitolo 6, vengono illustrati i procedimenti di dimensionamento degli impianti radianti a bassa differenza di temperatura secondo le diverse normative del settore, cercando di chiarire alcune discrepanze tra le attuali norme tecniche.

Il procedimento di calcolo della resa di un impianto radiante viene descritto attraverso un esempio pratico, che aiuta il progettista a comprendere le diverse metodologie disponibili, quali simulazioni, calcolo oppure test di prova. Successivamente viene descritto lo scambio termico tra la superficie e l'ambiente e i valori di riferimento per il dimensionamento degli impianti. Grande importanza ha il calcolo delle temperature superficiali, al fine di garantire il comfort per gli occupanti. Il conclusione viene riportato il calcolo per la portata di progetto.

2. Fenomeni di scambio termico e aspetti energetici

Lo scambio termico è l'interazione che si manifesta tra sistemi termodinamici diversi (o porzioni di uno stesso sistema) a causa di differenze di temperatura; tale interazione si può manifestare secondo tre meccanismi diversi (conduzione, convezione ed irraggiamento) che verranno analizzati con particolare riferimento al caso di un ambiente climatizzato.

2.1. Scambi termici per conduzione

La distribuzione di temperatura ϑ in funzione delle coordinate spaziali x, y, z e temporali τ in un corpo solido isotropo con conducibilità termica λ espressa in $W/(m \cdot K)$, densità ρ [kg/m^3] e calore specifico c [$J/(kg \cdot K)$], in assenza di generazione interna, è governata dall'equazione generale della conduzione nella forma seguente:

$$\lambda \cdot \left(\frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial z^2} \right) = \rho \cdot c \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial \tau} \quad (2.1)$$

Nota la distribuzione di temperatura, il flusso termico $d\phi$, trasmesso attraverso una generica superficie infinitesima dA , è ottenibile dalla legge di Fourier:

$$d\phi = -\lambda \cdot dA \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial n} \quad (2.2)$$

dove n indica la direzione ortogonale alla superficie dA .

Il flusso di calore per conduzione è influenzato dalle proprietà termofisiche del materiale solido. Lo scambio conduttivo avviene ad esempio tra due solidi a diversa temperatura quando entrano in contatto.

2.1.1. Conduzione in regime monodimensionale

Per una generica parete di un ambiente, qualora il regime termico risulti stazionario o se la parete è piana, molto estesa rispetto al suo spessore e con temperature superficiali uniformi, si ottiene l'espressione seguente per il flusso termico che la attraversa:

$$\phi = A_w \cdot \frac{(\vartheta_{si} - \vartheta_{se})}{R_{t-e}} \quad (2.3)$$

dove A_w ed R_{i-e} rappresentano rispettivamente l'area e la resistenza termica specifica della parete, mentre ϑ_{si} e ϑ_{se} sono le sue temperature superficiali medie interna ed esterna. La resistenza termica specifica è espressa in $m^2 \cdot K/W$ (Figura 1).

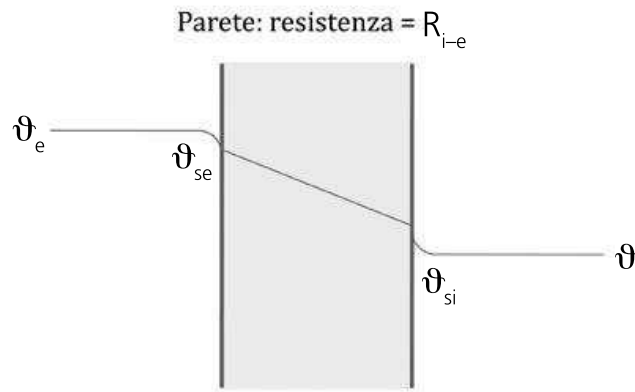


Figura 1. Sezione di una parete con temperatura esterna ϑ_e e temperatura interna ϑ_i .

La resistenza termica si esprime come:

$$R_{i-e} = \sum_{j=1,r} \frac{S_j}{\lambda_j} + \sum_{k=1,s} R_k \quad (2.4)$$

dove la prima sommatoria è estesa a tutti gli strati omogenei con spessore e conducibilità λ , mentre la seconda tiene conto degli strati non omogenei per i quali è più appropriato definire direttamente la resistenza specifica (o il suo inverso, detto "conduttanza").

Se invece la parete non è tale da garantire un flusso termico monodirezionale (come accade, ad esempio, in corrispondenza dei cosiddetti "ponti termici"), si può ugualmente calcolare un'opportuna resistenza equivalente della parete, integrando opportunamente l'equazione (2.1) in regime stazionario (per esempio con il metodo agli elementi finiti o alle differenze finite).

Spesso è necessario considerare anche il regime termico in regime non stazionario: in tal caso è possibile ottenere un'espressione del flusso termico che si manifesta in un certo istante i . In questo caso risulta utile ricorrere alla risposta termica della parete rispetto ad una sollecitazione esterna, legata generalmente alla temperatura sole-aria definita come

$$\vartheta_{\text{sole-aria}} = \vartheta_e + \frac{a \cdot f_h \cdot I}{\alpha_{ce}} \quad (2.5)$$

Dove ϑ_e è la temperatura esterna in un determinato istante, f_h è il fattore di ombreggiamento della superficie, a il suo coefficiente di assorbimento, I è l'irraggiamento che incide sulla superficie considerata, α_{ce} è il coefficiente di convezione della superficie esterna. Nota la risposta termica del sistema, la sollecitazione sarà legata a un

2. Fenomeni di scambio termico e aspetti energetici

opportuno termine conduttivo che tiene conto della dinamicità del problema.

In Figura 2 è rappresentato un esempio di temperatura sole-aria (tratteggiata) e di temperatura esterna (linea continua).

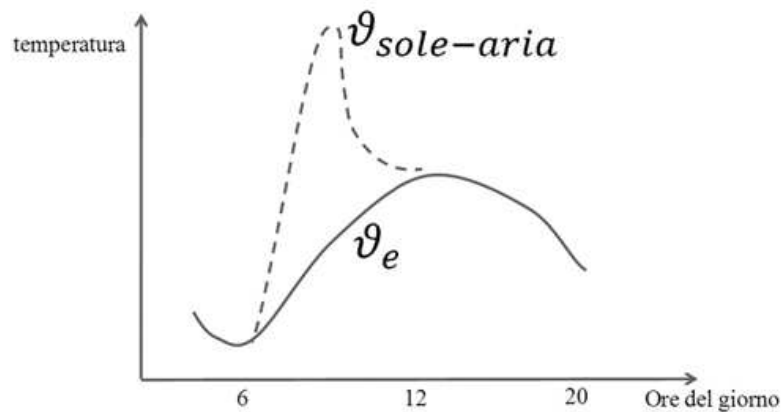


Figura 2. Esempio di andamento della temperatura esterna e della temperatura sole-aria di una parete orientata a est.

2.1.2. Conduzione in regime bidimensionale

Nel caso di un pannello radiante la situazione è più complessa, poiché il flusso termico risulta non monodimensionale a causa non solo della sua struttura, ma soprattutto della presenza dei tubi entro i quali scorre il fluido termovettore. Il problema può essere affrontato con codici di calcolo bidimensionale agli elementi finiti o alle differenze finite (UNI EN 15377-1), oppure mediante un sistema equivalente di resistenze termiche. In Figura 3 si vedono due esempi di calcolo agli elementi finiti e alle differenze finite.

Sfruttando la sovrapposizione degli effetti e sommando la trasmissione dovuta alla

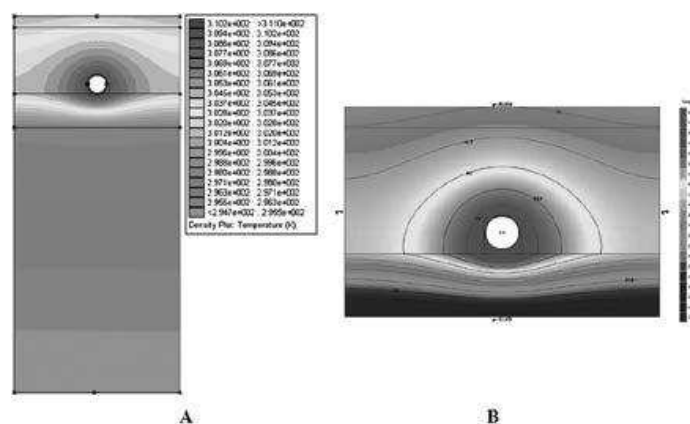


Figura 3. Esempi di calcolo: A – simulazione con il programma MIRAGE. B – simulazione con il programma HEAT2.

differenza di temperatura superficiale a quella dovuta alla presenza del fluido termovettore, in regime stazionario il flusso termico sulla superficie del pannello sarà pari a (Figura 4):

$$\phi_i = A \cdot \left(\frac{\vartheta_{si} - \vartheta_{se}}{R_{i-e}} + \frac{\vartheta_{si} - \vartheta_{wm}}{R_{w-i}} \right) \quad (2.6)$$

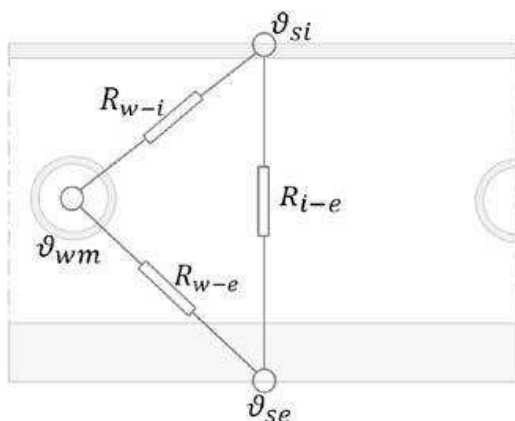


Figura 4. Schema di nodi e delle resistenze termiche del fluido all'interno di un sistema radiante.

Dove ϑ_{wm} è la temperatura media efficace del fluido termovettore ed R_{w-i} un'opportuna resistenza termica specifica tra la superficie considerata ed il fluido stesso: valori appropriati di tale resistenza possono essere ottenuti analizzando il campo termico che si instaura all'interno del pannello.

In modo analogo, è possibile esprimere anche il corrispondente flusso termico ϕ_w scambiato dal fluido termovettore:

$$\phi_w = A \cdot \left(\frac{\vartheta_{wm} - \vartheta_{si}}{R_{w-i}} + \frac{\vartheta_{wm} - \vartheta_{se}}{R_{w-e}} \right) \quad (2.7)$$

dove, oltre ai termini già visti, R_{w-e} è la resistenza termica specifica tra il fluido termovettore e la superficie del pannello opposta a quella precedentemente considerata (ambiente retrostante).

Per differenza $\phi_w - \phi_i$ fornisce il calore ceduto dall'acqua all'ambiente retrostante.

La valutazione mediante resistenze può anche essere affrontata con un sistema non a triangolo, ma a stella come indicato in Figura 5. In questo caso si ricorre ad un piano equivalente a temperatura omogenea ϑ_p collegato alla temperatura media efficace dell'acqua ϑ_{wm} attraverso una resistenza R_c che tiene conto dell'interazione tra il tubo e il materiale che lo circonda. Questa resistenza pertanto tiene conto intrinsecamente della bidimensionalità del campo termico locale attorno a un tubo. Dal piano equiva-

lente si possono determinare le resistenze R_{f-i} ed R_{f-e} come successione degli strati dei materiali costituenti il sistema radiante secondo l'equazione (2.4).

Il problema della conduzione termica in regime dinamico in campo bidimensionale è piuttosto complesso. A tal fine si rimanda alla norma UNI EN 15377-3 e a letteratura specifica (De Carli e Tonon, 2011).

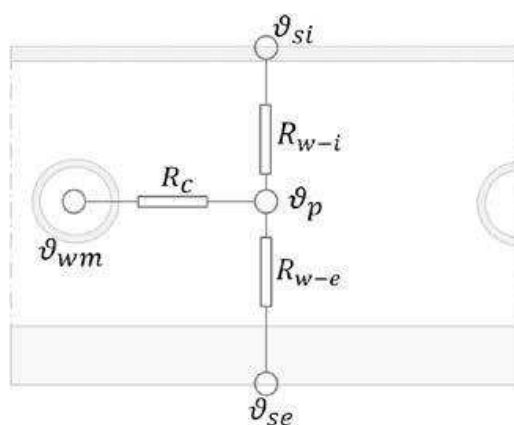


Figura 5. Schema nodi – resistenza flusso termico scambiato dal fluido termovettore.

2.1.3. Scambi termici per convezione

Lo scambio termico per convezione si realizza quando un fluido (come l'acqua o l'aria) entra in contatto con un corpo la cui temperatura è diversa di quella del fluido stesso. Per valutare il flusso termico convettivo ϕ conseguente ad una differenza di temperatura tra la superficie di scambio ed il fluido si utilizza, di solito, la seguente espressione:

$$\phi_c = \alpha_c \cdot A_w \cdot (\vartheta_s - \vartheta_a) \quad (2.8)$$

dove A_w è l'area della superficie, t_s la sua temperatura, t_a la temperatura del fluido che la lambisce ed α_c il coefficiente di scambio termico convettivo, espresso in $[W/(m^2K)]$. Quest'ultimo viene normalmente ottenuto mediante opportune relazioni semiempiriche in funzione delle proprietà termofisiche del fluido, delle condizioni di scambio termico e della geometria del sistema.

2.1.4. Scambi termici per radiazione

Lo scambio termico per radiazione si manifesta tra sistemi a diversa temperatura in assenza di contatto diretto; tale scambio è dovuto alla proprietà dei corpi materiali di emettere radiazione elettromagnetica in conseguenza alla loro temperatura e di as-

sorbirla invece quando ne sono investiti. Lo scambio termico tra due superfici “nere”¹ di area A_1 e A_2 alla temperatura Θ_1 e Θ_2 (temperatura assoluta) può essere calcolato con la seguente formula:

$$\phi_r = \sigma \cdot A_1 \cdot F_{1-2} \cdot (\Theta_1^4 - \Theta_2^4) \quad (2.9)$$

Dove ϕ_r è il flusso termico espresso in W, σ è la costante di Stefan-Boltzmann (pari a $5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^4)$) e F_{1-2} è detto “fattore di forma” della prima superficie nei confronti della seconda.

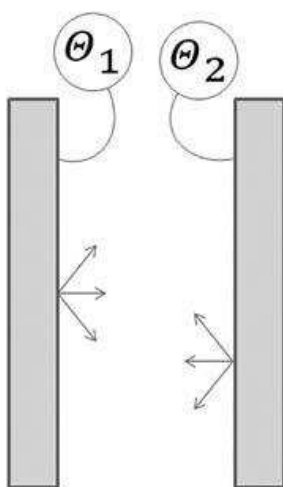


Figura 6. Superfici parallele che scambiano per radiazione ($F_{1-2} = 1$).

Nel caso di superfici grigie² piane, parallele, affacciate tra loro, il fattore di vista $F_{1-2} = 1$ (Figura 6). Dette ε_1 ed ε_2 le emissività delle due superfici, si può calcolare il flusso termico con la seguente formula:

$$\phi_r = \frac{\sigma_r \cdot A \cdot (\Theta_1^4 - \Theta_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (2.10)$$

Nel campo di temperature tipico degli ambienti interni (tra 0 °C e 50 °C) si può dimostrare che l'equazione (2.10) può essere semplificata con la seguente equazione:

¹ Si definiscono superfici nere quelle che emettono energia per radiazione in modo ideale.

² Si definiscono superfici grigie le superfici che non si comportano in modo ideale nei confronti della radiazione. In questo caso si definisce un coefficiente che esprime la frazione di energia che può essere assorbita o emessa da una superficie. Tale coefficiente si chiama emissività superficiale (ε) e per le superfici tipiche degli ambienti interni $\varepsilon \approx 0.9$.

$$\phi_r = 4 \cdot \sigma_n \cdot \Theta_m^3 \cdot \frac{\Theta_1 - \Theta_2}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (2.11)$$

Dal momento che $\varepsilon_1 \cong \varepsilon_2 \cong 0.9$ ne consegue che:

$$\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \cong 1 \quad (2.12)$$

e pertanto, visto che la differenza delle temperature assolute $\Theta_1 - \Theta_2 = \vartheta_1 - \vartheta_2$, l'equazione (2.11) si riduce all'equazione

$$\phi_r = \alpha_r \cdot A \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_2) \quad (2.13)$$

dove $\alpha_r = 4 \cdot \sigma_n \cdot \Theta_m^3$ che si può dimostrare essere con buona approssimazione pari a 5.5 W/(m K) (Olesen et al., 2000).

2.1.5. Scambio termico totale per una superficie attiva

Il flusso termico totale tra una superficie attiva e l'ambiente (Figura 7), espresso in W/m^2 , è definito come somma di un contributo convettivo (ϕ_{conv}^*) e uno radiante (ϕ_{rad}^*):

$$\phi_{\text{tot}}^* = \phi_{\text{conv}}^* + \phi_{\text{rad}}^* \quad (2.14)$$

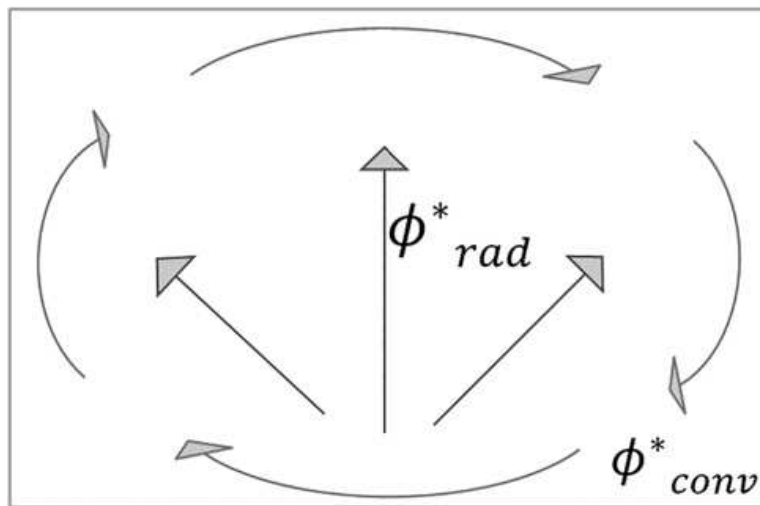


Figura 7. Ambiente interno: flusso di calore convettivo e radiativo.

Ai fini della progettazione pertanto esistono tre possibilità per effettuare i calcoli relativi allo scambio termico di un ambiente (De Carli et al., 2009).

- effettuare un bilancio globale come indicato in Figura 8.

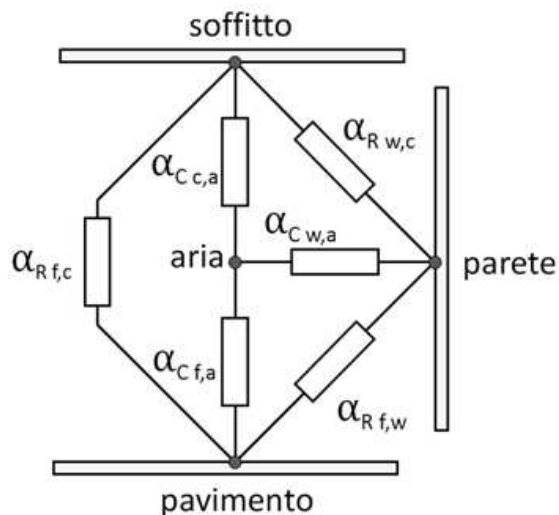


Figura 8. Scambio termico tra il pavimento, il soffitto, una parete e l'aria.

- effettuare un bilancio termico per radiazione tra la superficie attiva e le altre superfici e un bilancio convettivo tra superficie attiva ed aria e tra le altre superfici e l'aria (Figura 9);

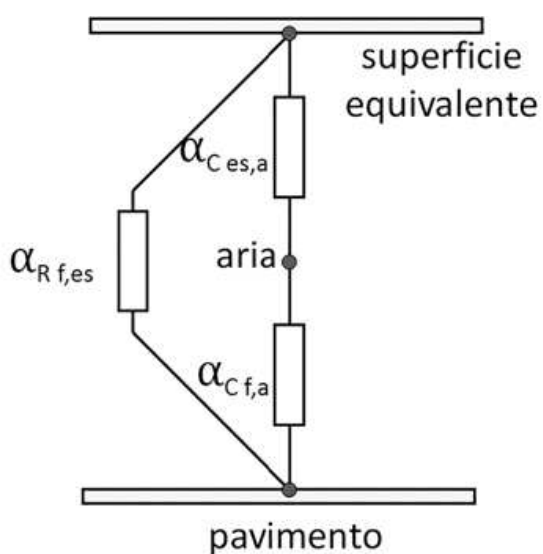


Figura 9. Scambio termico tra il pavimento, l'aria e una superficie equivalente.

- effettuare un bilancio semplificato tra la superficie attiva e la temperatura operante (vedi Capitolo 3) mediante un coefficiente di scambio termico unico (Figura 10) che ingloba gli scambi termici radiante e convettivo.

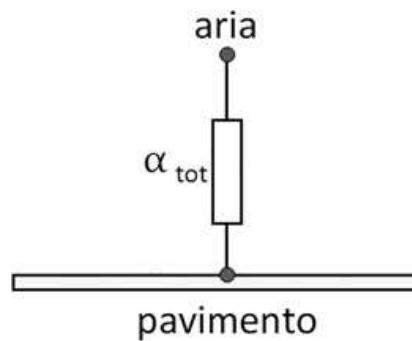


Figura 10. Scambio termico tra la pavimentazione, il soffitto e la parete.

Il metodo più semplice è il terzo, secondo il quale lo scambio termico per superfici radianti è definito dalla seguente formula:

$$\phi_t = \alpha_t \cdot A \cdot (\vartheta_{s,m} - \vartheta_i) \quad (2.15)$$

dove:

$\vartheta_{s,m}$ è la temperatura superficiale media

ϑ_i è la temperatura di progetto dell'ambiente (temperatura operativa)

α_t è il coefficiente di scambio termico complessivo della superficie attiva (o coefficiente liminare).

Il flusso termico specifico, espresso in W/m^2 è definito come:

$$\phi_t^* = \alpha_t \cdot (\vartheta_{s,m} - \vartheta_i) \quad (2.16)$$

Le norme UNI EN 1264 ed UNI EN 15377 raccomandano in taluni casi valori del coefficiente di scambio globale liminare in disaccordo (Tabella 1). A tale riguardo, il progettista deve prestare attenzione a quale norma fanno riferimento le rese termiche dei sistemi radianti considerati, anche per quanto riguarda i coefficienti di scambio termico globale superficiale. Più in dettaglio, i valori che si riscontrano in letteratura in misure effettuate in ambienti reali sono più simili alla norma UNI EN 15377 (De Carli et al., 2009). Pertanto, ai fini di un confronto tra prodotti, si possono utilizzare i valori della UNI EN 1264, ma ai fini progettuali, per una maggiore aderenza alla realtà applicativa, si consiglia l'uso della UNI EN 15377.

Caso di applicazione	UNI EN 1264	UNI EN 15377
Pavimento riscaldato	10.8	$8.92 \cdot \Delta \vartheta^{0.1}$
Pavimento raffreddato	6.5	7
Parete riscaldata	8	8
Parete raffreddata	8	8
Soffitto riscaldato	6.5	6
Soffitto raffreddato	10.8	$8.92 \cdot \Delta \vartheta^{0.1}$

Tabella 1. Coefficienti liminari previsti dalle norme UNI EN 1264 e UNI EN 15377 α_t [W/(m²K)] con $\Delta \vartheta = \vartheta_{sm} - \vartheta_i$.

2.2. Bilancio termico globale di un ambiente

Il sistema fisico confinato dall'involucro esterno dell'edificio può essere considerato un sistema termodinamico aperto, operante in regime mediamente stazionario. Applicando ad esso il primo principio della termodinamica si può scrivere la seguente equazione di bilancio energetico, in termini di potenza termica media riferita ad un generico intervallo di tempo $\partial \tau$:

$$\phi_{nd} + \phi_{sol} + \phi_{int} + \phi_{tr} + \phi_{ve} + \phi_{inf} = C \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial \tau} \quad (2.17)$$

dove:

ϕ_{nd} potenza fornita dall'impianto all'ambiente interno, detta anche carico termico [W],

ϕ_{sol} potenza fornita dalla radiazione solare attraverso le superfici vetrate [W],

ϕ_{int} potenza fornita dalle fonti di calore interne all'edificio (persone, lampade, macchine, ...) [W],

ϕ_{tr} potenza uscente trasmessa attraverso l'involucro edilizio [W],

ϕ_{ve} potenza uscente veicolata dal flusso d'aria di ventilazione [W],

ϕ_{inf} potenza uscente dovuta alle infiltrazioni [W].

Il termine al secondo membro rappresenta la variazione di energia interna del sistema nel tempo, che si può esprimere come il prodotto della capacità termica dell'edificio C per la variazione della sua temperatura media nell'intervallo di tempo considerato.

Il calcolo generale prevede una valutazione dinamica del comportamento dei carichi interni e le risposte delle strutture. Tuttavia esiste una metodologia di calcolo più

semplice che permette di valutare i valori medi mensili dei fabbisogni energetici netti dell'edificio. Questa procedura si chiama "metodo quasi stazionario" ed è introdotto nella norma italiana UNI TS 11300-1 che definisce le modalità per l'applicazione nazionale della UNI EN ISO 13790. In particolare la norma UNI TS 11300-1 definisce il metodo per il calcolo su base mensile dei fabbisogni di energia termica per riscaldamento ($Q_{H,nd}$) e per raffrescamento ($Q_{C,nd}$).

La norma è rivolta a tutte le possibili applicazioni previste dalla UNI EN ISO 13790: calcolo di progetto (design rating), valutazione energetica di edifici attraverso il calcolo in condizioni standard (asset rating) o in particolari condizioni climatiche e d'esercizio (tailored rating); quest'ultima è la valutazione cosiddetta "adattata all'utenza".

Il metodo proposto dalla norma UNI EN ISO 13790 prevede i seguenti passi:

- definizione dei confini dell'insieme degli ambienti climatizzati e non climatizzati dell'edificio;
- definizione dei confini delle diverse zone termiche (ZT), se richiesta; tali confini sono costituiti da tutti gli elementi edilizi che separano lo spazio riscaldato dall'ambiente esterno o dalle altre zone adiacenti, non riscaldate o caratterizzate da una diversa temperatura di set point o da un diverso regime di riscaldamento,
- definizione delle condizioni interne di calcolo e dei dati di ingresso relativi al clima esterno;
- calcolo, per ogni mese e per ogni zona dell'edificio, dei fabbisogni di energia termica per il riscaldamento ($Q_{H,nd}$) e il raffrescamento ($Q_{C,nd}$);
- aggregazione dei risultati relativi ai diversi mesi e alle diverse zone servite dagli stessi impianti.
- calcolo dei fabbisogni di energia termica per riscaldamento e raffrescamento, per ogni zona termica (ZT) dell'edificio e per ogni mese, mediante un bilancio di energia termica di ogni ambiente climatizzato.

2.2.1. Bilancio invernale

Di seguito viene riportata la formula per il bilancio termico durante la stagione invernale:

$$Q_{H,nd} = Q_{H,ht} - \eta_{H,gn} \cdot Q_{gn} = (Q_{H,tr} + Q_{H,ve}) - \eta_{H,gn} \cdot (Q_{int} + Q_{sol}) \quad (2.18)$$

Si tratta di un bilancio che considera solo il calore sensibile, in esso compaiono i seguenti termini, che rappresentano quantità di energia [MJ] riferite al periodo di calcolo:

$Q_{H,nd}$ è il fabbisogno ideale di energia termica dell'edificio per riscaldamento [MJ];

$Q_{H,ht}$ è lo scambio termico totale tra ambiente confinato ed esterno nel caso di riscaldamento [MJ];

$Q_{H,tr}$ è lo scambio termico per trasmissione nel periodo di riscaldamento (involucro verticale, copertura, terreno) [MJ];

$Q_{H,ve}$ è lo scambio termico per ventilazione nel periodo di riscaldamento [MJ];

Q_{gn} sono i guadagni termici totali [MJ];

$\eta_{H,gn}$ è il fattore di utilizzazione degli apporti termici [-];

Q_{int} sono i guadagni termici interni [MJ];

Q_{sol} sono i guadagni termici solari [MJ];

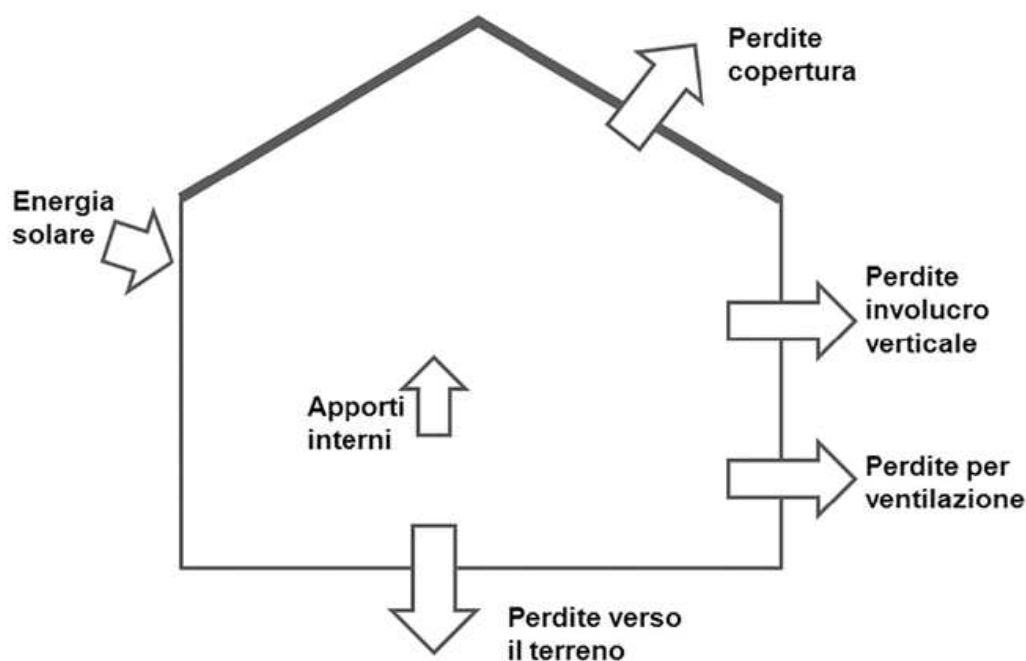


Figura 1.1. Il sistema edificio impianto: perdite e guadagni.

In riferimento alle categorie di edifici stabilite all'art. 3 del DPR n. 412/93, per tutte le categorie di edifici ad esclusione delle categorie E.6(1) – piscine, saune e assimilabili, E.6(2) – palestre e assimilabili, ed E.8 – edifici adibiti ad attività industriali ed artigianali e assimilabili, si assume una temperatura interna costante pari a 20 °C (UNI TS 11300-1).

Per gli edifici confinanti, in condizioni standard di calcolo, si assume:

- temperatura pari a 20 °C per edifici confinanti riscaldati e appartamenti vicini normalmente abitati;
- temperatura conforme alla UNI EN 12831 per appartamenti confinanti in edifici che non sono normalmente abitati (per esempio case vacanze);

2. Fenomeni di scambio termico e aspetti energetici

- temperatura conforme all'appendice A della UNI EN ISO 13789:2008, per edifici o ambienti confinanti non riscaldati (magazzini, autorimesse, scantinati, vano scale, ecc.).

Di seguito sono riportate le temperature interne di progetto per il periodo invernale.

Tipologia di edificio	Temperatura invernale interna di progetto
Edifici residenziali	20 °C
Uffici	20 °C
Edifici per l'educazione	20 °C
Ospedali	22 °C
Ristoranti	20 °C
Edifici per lo sport	18 °C
Edifici industriali	18 °C
Magazzini	18 °C
Piscine	28 °C

Tabella 2. Temperature invernali interne di progetto (UNI EN ISO 13790).

2.2.2. Bilancio estivo

Di seguito viene riportata l'equazione che definisce il bilancio durante la stagione estiva:

$$Q_{C,nd} = Q_{gn} - \eta_{C,ls} \cdot Q_{C,ht} = (Q_{int} + Q_{sol}) - \eta_{C,ls} \cdot (Q_{C,tr} + Q_{C,ve}) \quad (2.19)$$

dove:

$Q_{C,nd}$ è il fabbisogno ideale di energia termica dell'edificio per raffrescamento [MJ];

$Q_{C,ht}$ è lo scambio termico totale tra ambiente confinato ed esterno nel caso di raffrescamento [MJ];

$\eta_{C,ls}$ è il fattore di utilizzazione delle dispersioni termiche [MJ];

$Q_{C,tr}$ è lo scambio termico per trasmissione nel periodo di raffrescamento [MJ];

$Q_{C,ve}$ è lo scambio termico per ventilazione nel periodo di raffrescamento [MJ].

Per tutte le categorie di edifici ad esclusione delle categorie E.6(1) e E.6(2) si assume una temperatura interna costante pari a 26 °C. La temperatura interna degli edifici adiacenti è fissata convenzionalmente pari a 26 °C. Di seguito sono riportate le temperature interne di progetto per il periodo estivo.

Tipologia di edificio	Temperatura estiva interna di progetto
Edifici residenziali	26 °C
Uffici	26 °C
Edifici per l'educazione	26 °C
Ospedali	26 °C
Ristoranti	26 °C
Edifici per lo sport	26 °C
Edifici industriali	26 °C
Magazzini	26 °C
Piscine	28 °C

Tabella 3. Temperature estive interne di progetto (UNI EN ISO 13790).

2.3. Le perdite di un impianto

Nella determinazione dell'energia richiesta da un edificio bisogna verificare il flusso termico dell'energia fornita all'edificio. Nel caso del riscaldamento (per il raffrescamento il discorso è analogo) si può vedere che la richiesta di energia procede dalla fonte primaria all'utilizzo finale, mentre il procedimento di calcolo procede in direzione opposta dal fabbisogno energetico alla fonte primaria. In quest'ottica sono definite a livello europeo le norme della serie EN 15316 che prevedono i metodi di calcolo per determinare l'energia primaria richiesta. A livello italiano le norme equivalenti sono state tradotte e trasposte nelle UNI TS 11300 parti 2, 3 e 4.

La UNI/TS 11300-2 definisce le modalità di calcolo del fabbisogno di energia primaria (EP) del sistema edificio-impianto a partire dal fabbisogno di energia termica per la climatizzazione invernale e la produzione di acqua calda sanitaria, passando attraverso il calcolo dei rendimenti, di un impianto termico tradizionale a combustibile fossile installato. L'equazione generale per il calcolo del fabbisogno effettivo dell'edificio risulta (UNI TS 11300-2):

$$Q_{h,r} = Q'_H + Q_{l,e} + Q_{l,rg} + Q_{aux,e,lrh} \quad (2.20)$$

dove:

Q'_H è il fabbisogno ideale netto;

$Q_{l,e}$ sono le perdite totali di emissione;

$Q_{l,rg}$ sono le perdite totali di regolazione;

$Q_{aux,e,lrh}$ è l'energia termica recuperata dall'energia elettrica del sottosistema di emissione.

Nella Figura 12 è rappresentato uno schema riassuntivo sulle normative europee e le corrispondenti normative nazionali, per ogni macro argomento.

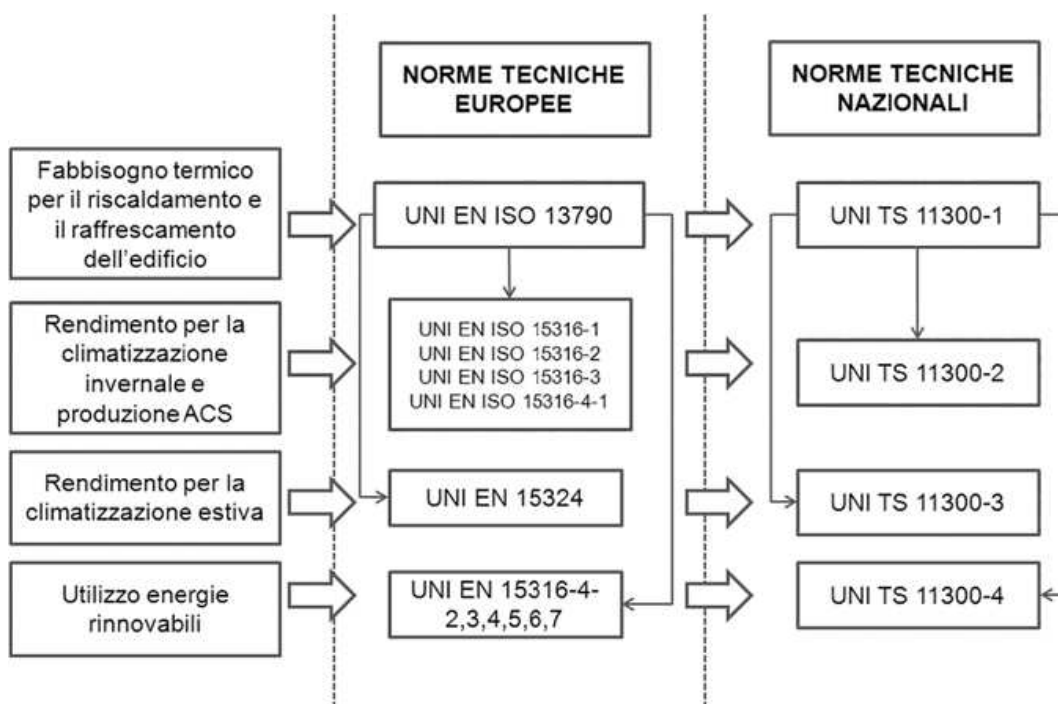


Figura 12. Schema di inquadramento normativo europeo e nazionale.

La normativa UNI EN 15316 riguarda gli impianti di riscaldamento degli edifici e il relativo metodo per il calcolo dei requisiti energetici e dei rendimenti dell'impianto. La Parte 4-8 (UNI EN 15316-4-8:2011) ha come oggetto i sistemi di generazione per il riscaldamento degli ambienti, riscaldamento ad aria e sistemi di riscaldamento radianti.

Gli impianti di riscaldamento sono costituiti dai seguenti sottosistemi:

- Generazione: conversione del vettore energetico in energia termica.
- Accumulo: sistema inerziale per smorzare i picchi termici e disaccoppiare temporalmente la richiesta termica in ambiente e la potenza resa dal generatore.
- Distribuzione: trasporto del calore dal generatore ai terminali di impianto.
- Emissione: modalità di trasferimento del calore in ambiente da parte del terminale di impianto.
- Regolazione: modalità di gestione del calore da parte dei terminali di impianto.

La procedura di calcolo prevede, partendo dai fabbisogni di energia utile, per ogni sottosistema:

- calcolare le perdite totali e le perdite recuperabili
- calcolare i fabbisogni di energia ausiliaria e l'energia ausiliaria recuperata
- eseguire il bilancio del sottosistema: out + perdite – ausiliaria recuperata = input.

2.3.1. Perdite legate alle cessione del calore in ambiente

2.3.1.1. UNI EN ISO 15316

Le perdite legate alla cessione di calore da parte del terminale di impianto vengono calcolate con la seguente formula:

$$Q_{wm,in} = Q_{em,out} - k \cdot W_{em} + Q_{em,ls} \quad (2.21)$$

dove:

$Q_{em,out}$ è l'output termico del sistema di emissione, che è uguale al fabbisogno energetico dell'edificio Q_H [J]

k è la parte percentuale recuperabile dell'energia degli ausiliari [%]

W_{em} è l'energia degli ausiliari [J]

$Q_{em,ls}$ sono le perdite di energia [J].

L'energia degli ausiliari, normalmente in forma di energia elettrica, è utilizzata per i sistemi a convezione forzata provvisti di ventilatori. La quota parte recuperata di questa energia può essere valutata attraverso la seguente equazione:

$$Q_{em,aux,rnd} = k \cdot W_{em} \quad (2.22)$$

Le perdite di emissione sono dovute a tre fattori, quali la disuniformità della distribuzione delle temperature, perdite locali attraverso l'involucro edilizio e perdite dovute al non perfetto controllo delle temperature in ambiente. Le perdite di calore sono calcolate con la seguente equazione:

$$Q_{em,is} = Q_{em,str} + Q_{em,emb} + Q_{em,etr} \quad (2.23)$$

Dove:

$Q_{em,str}$ sono le perdite dovute alla disuniformità della temperatura (stratificazione);

$Q_{em,emb}$ sono le perdite attraverso le strutture (*embodied energy*);

$Q_{em,etr}$ sono le perdite dovute alla regolazione del terminale di impianto.

Attualmente vengono raccomandati due metodi a livello europeo: un metodo utilizza le efficienze di emissione (metodo tedesco), mentre l'altro metodo considera un incremento equivalente di temperatura (metodo francese). I metodi forniscono risultati analoghi, ma non esattamente uguali, pertanto devono essere utilizzati sepa-

ratamente. Si sottolinea che le efficienze appena descritte si riferiscono al terminale di impianto.

2.3.1.2. UNI TS 11300 – 2

A livello italiano la norma UNI TS 11300 – 2 considera distinti i rendimenti di emissione (che comprende sia la stratificazione che l'energia dispersa attraverso le strutture) e quello di regolazione. Le perdite di emissione si calcolano in base ai valori riportati in tabella, attraverso la seguente formula:

$$Q_{l,e} = Q'_H \cdot \frac{1 - \eta_e}{\eta_e} [\text{Wh}] \quad (2.24)$$

Tipo di terminale di erogazione	Carico termico medio annuo [W/m ³] ^{a)}		
	< 4	4 – 10	> 10
	η_e		
Radiatori su parete esterna isolata ^{*)}	0,98	0,97	0,95
Radiatori su parete interna	0,96	0,95	0,92
Ventilconvettori – valori riferiti a t_{media} acqua = 45 °C	0,96	0,95	0,94
Termoconvettori	0,94	0,93	0,92
Bocchette in sistemi ad aria calda	0,94	0,92	0,90
Pannelli annegati a pavimento	0,99	0,98	0,97
Pannelli annegati a soffitto	0,97	0,95	0,93
Pannelli a parete	0,97	0,95	0,93
Riscaldatori ad infrarossi	0,99	0,98	0,97

a) Il carico termico medio annuo espresso in W/m³ è ottenuto dividendo il fabbisogno annuo di energia termica utile espresso in Wh, calcolato secondo la UNI/TS 11300-1, per il tempo convenzionale di esercizio dei terminali di emissione, espresso in ore, e per il volume lordo riscaldato del locale o della zona espresso in metri cubi.

***) Il rendimento indicato è riferito ad una temperatura di mandata dell'acqua minore o uguale a 55 °C. Per temperatura di mandata dell'acqua di 85 °C il rendimento decrementa di 0,02 e per temperature di mandata comprese tra 55 e 85 °C si interpola linearmente.**

Per parete riflettente, si incrementa il rendimento di 0,01.

In presenza di parete esterna non isolata ($U > 0,8 \text{ W/m}^2\text{K}$) si riduce il rendimento di 0,04.

Tabella 4. Rendimenti di emissione per locali con altezza < 4 metri (UNI TS 11300-2:2014).

Descrizione	Carico termico [W/m³]								
	< 4			4 – 10			> 10		
	Altezza del locale [m]								
	6	10	14	6	10	14	6	10	14
Generatore d'aria calda singolo a basamento o pensile	0.97	0.96	0.95	0.95	0.94	0.93	0.93	0.92	0.91
Strisce radianti ad acqua, a vapore, a fuoco diretto	0.99	0.98	0.97	0.97	0.97	0.96	0.96	0.96	0.95
Riscaldatori ad infrarossi	0.98	0.97	0.96	0.96	0.96	0.95	0.95	0.95	0.94
Pannelli a pavimento annegati	0.98	0.97	0.96	0.96	0.96	0.95	0.95	0.95	0.95
Pannelli a pavimento (isolati)	0.99	0.98	0.97	0.97	0.97	0.96	0.96	0.96	0.95

Tabella 5. Rendimenti di emissione per locali con altezza > 4 metri (UNI TS 11300-2).

Secondo la normativa UNI TS 11300-2, le perdite di regolazione si calcolano in base ai valori riportati in Tabella 6, attraverso la seguente formula:

$$Q_{l,rg} = (Q'_H + Q_{l,e}) \cdot \frac{1 - \eta_{rg}}{\eta_{rg}} \text{ [Wh]} \quad (2.25)$$

Tipo di regolazione	Caratteristiche	Sistemi a bassa inerzia termica	Sistemi ad elevata inerzia termica	
		Radiatori, convettori, ventilconvettori, strisce radianti ad aria calda	Pannelli integrati nelle strutture edilizie e disaccoppiati termicamente	Pannelli annegati nelle strutture edilizie e non disaccoppiati termicamente
Solo climatica (compensazione con sonda esterna) $K - (0.6\eta_u)$		K = 1	K = 0.98	K = 0.94
Solo di zona	On off	0.93	0.91	0.87
	P banda prop. 2 °C	0.94	0.92	0.88
	P banda prop. 1 °C	0.97	0.95	0.91
	P banda prop. 0.5 °C	0.98	0.96	0.92
	PI o PID	0.99	0.97	0.93

Solo per singolo ambiente	On off	0,94	0,92	0,88
	P banda prop. 2 °C	0,95	0,93	0,89
	P banda prop. 1 °C	0,98	0,97	0,95
	P banda prop. 0.5 °C	0,99	0,98	0,96
	PI o PID	0,995	0,99	0,97
Zona + climatica	On off	0,96	0,94	0,92
	P banda prop. 2 °C	0,96	0,95	0,93
	P banda prop. 1 °C	0,97	0,96	0,94
	P banda prop. 0.5 °C	0,98	0,97	0,95
	PI o PID	0,995	0,98	0,96
Per singolo ambiente + climatica	On off	0,97	0,95	0,93
	P banda prop. 2 °C	0,97	0,96	0,94
	P banda prop. 1 °C	0,98	0,97	0,95
	P banda prop. 0.5 °C	0,99	0,98	0,96
	PI o PID	0,995	0,99	0,90

Rapporto apporti/dispersioni definito nella UNI TS 11300-I.

η_u **fattore di utilizzo degli apporti definito nella UNI TS 11300-I.**

Tabella 6. Rendimenti di regolazione η_{rg} .

A seconda del comportamento nel tempo i sistemi di regolazione si distinguono in:

- sistema di regolazione “tutto o niente”, a due posizioni;
- sistema di regolazione flottante;
- sistema di regolazione proporzionale (P);
- sistema di regolazione proporzionale – integrale (PI);
- sistema di regolazione proporzionale – integrale e derivativo (PID).

2.3.2. Perdite di distribuzione

2.3.2.1. UNI EN ISO 15316

Le perdite di distribuzione, in assenza di ricircolo, si calcolano come:

$$Q_{l,W,d} = \frac{Q_{h,W}}{\eta_{W,er}} \cdot f_{l,W,d} \quad (2.26)$$

dove:

$Q_{h,w}$ è l'energia termica richiesta [kWh];

$f_{l,w,d}$ è il coefficiente di perdita in caso di assenza di ricircolo.

Le perdite della rete di distribuzione di calore (tra eventuale accumulo e terminali di impianto), in presenza di ricircolo, si calcolano secondo il metodo riportato nella EN 15316-2-3:

$$Q_{l,w,d} = \sum_j \psi_j \cdot L_j \cdot (\vartheta_{w,avg} - \vartheta_i) \cdot t_{op,an} \quad (2.27)$$

Dove:

$Q_{l,w,d}$ è la perdita di distribuzione [kWh/anno];

L è la lunghezza della tubazione [m];

ψ è la trasmittanza termica lineica della tubazione, espressa in [W/(m K)];

$\vartheta_{w,avg}$ è la temperatura media dell'acqua nelle tubazioni [°C];

ϑ_i è la temperatura media dell'ambiente [°C]

$t_{op,an}$ sono le ore di riscaldamento [h/anno]

2.3.2.2. UNI TS 11300 – 2

Il calcolo delle perdite di distribuzione può essere effettuato:

- mediante il ricorso a dati precalcolati;
- mediante il metodo descritto nell'Appendice A della norma UNI TS 11300-2;
- mediante metodi dettagliati descritti in norme specifiche.

Le perdite di distribuzione si calcolano in base ai valori riportati in tabella, attraverso la seguente formula:

$$Q_{l,rg} = Q_{hr} \cdot \frac{1 - \eta_d}{\eta_d} \quad [Wh] \quad (2.28)$$

Impianti autonomi in edificio singolo (1 piano) Tubazioni incassate al pavimento con distribuzione monotubo			
Isolamento del sistema di distribuzione			
Isolamento del sistema conforme al DPR 412/93	Isolamento discreto, di spessore non necessariamente conforme al DPR 412/93	Isolamento medio con materiali vari non fissati stabilmente ad uno strato protettivo	Isolamento insufficiente, gravemente deteriorato o inesistente
0.957	0.965	0.955	0.935

Tabella 7. Rendimenti di regolazione η_d .

2.3.3. Perdite di generazione

2.3.3.1. UNI EN ISO 15316

In figura è rappresentato il sottosistema di generazione.

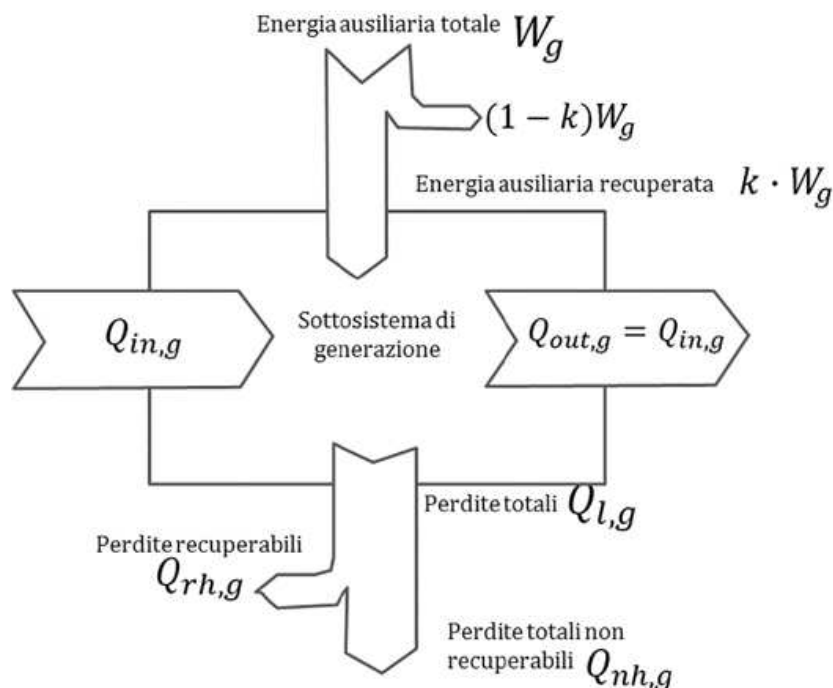


Figura 13. Sottosistema di generazione (UNI EN 15316).

La valutazione delle perdite di energia del sottosistema di generazione si valuta secondo la seguente equazione:

$$Q_{g,in} = Q_{g,out} - k_{g,rd} \cdot W_g + Q_{g,l} \quad (2.29)$$

Dove $k_{g,rd}$ è la parte percentuale dell'energia ausiliaria recuperabile dal sottosistema di generazione.

I procedimenti di calcolo delle perdite di generazione richiedono la determinazione delle temperature di mandata, di ritorno e media del generatore in corrispondenza del fattore di carico del periodo considerato per i calcoli. Il calcolo si può eseguire come descritto nelle UNI EN 15316-2-1, UNI EN 15316-2-3

Il valore dell'energia termica richiesta dal sottosistema di generazione, $Q_{g,out,h}$ ottenuto partendo dal fabbisogno termico dell'involucro, Q'_{H} , sommando progressivamente le perdite dei vari sottosistemi, Q_l , al netto dei recuperi di energia elettrica, $Q_{aux,s'}$, è dato dalla formula seguente:

$$Q_{gn,out,h} = Q_{hr} + k_{rl} \cdot Q_{l,d} + Q_{l,s} - Q_{aux,d} \cdot k_d - Q_{aux,s} \cdot k_s \quad (2.30)$$

Q_{hr} è l'energia termica utile che deve essere fornita dal sottosistema di distribuzione [kWh];

$Q_{l,d}$ sono le perdite totali di distribuzione [kWh];

k_{rl} è la frazione non recuperata delle perdite del sottosistema distribuzione;

$Q_{l,s}$ sono le perdite totali di accumulo [kWh];

$Q_{aux,d}$ è il fabbisogno elettrico del sottosistema di distribuzione [kWh];

$Q_{aux,s}$ è il fabbisogno elettrico del sottosistema di accumulo [kWh];

k_d è la frazione recuperata dell'energia elettrica assorbita dagli ausiliari di distribuzione [-];

k_s è la frazione recuperata dell'energia elettrica assorbita dagli ausiliari di accumulo [-].

2.3.4. UNI TS 11300-2

Le perdite di generazione si calcolano in base a valori riportati in diverse tabelle, delle quali si riportano di seguito, per motivi di spazio, un paio di esempi; dai valori delle tabelle la perdita di generazione si calcola attraverso la seguente formula:

$$Q_{l,gn} = (Q_{hr} + Q_{l,d}) \cdot \frac{1 - \eta_{gn}}{\eta_{gn}} \text{ [Wh]} \quad (2.31)$$

Valore di base	F1			F2	F3	F4
	1	2	4			
90	0	-2	-6	-9	-2	-2

Tabella 8. Generatori di calore atmosferici tipo B classificati ** (2 stelle).

$\Delta\theta$ fumi – acqua ritorno a Pn	Valore di base	F1			F2	F5	F7			
		1	1.25				40	50	60	>60
< 12 °C	104	0	0	0	-1	-3	0	-4	-6	-7
12 – 24 °C	101	0	0	0	-1	-3	0	-2	-3	-4
> 24 °C	99	0	0	0	-1	-2	0	-1	-2	-3

Tabella 9. Generatori di calore a gas a condensazione ** (4 stelle).**

2.4. Energia primaria

L'energia primaria fornita, E_p [J] per il riscaldamento ambientale e per l'acqua calda sanitaria, si valuta come:

2. Fenomeni di scambio termico e aspetti energetici

$$E_p = \sum Q_{f,h} \cdot f_{p,i} + \sum W_h \cdot f_{p,i} + \sum Q_{f,w} \cdot f_{p,i} + \sum W_w \cdot f_{p,i} \quad (2.32)$$

dove:

$Q_{f,h}$ energia finale richiesta per il riscaldamento ambientale;

$f_{p,i}$ fattore di conversione in energia primaria per ogni tipo di energia utilizzata (es. termica, elettrica, solare, ecc.);

W_h energia ausiliaria necessaria per il riscaldamento ambientale;

$Q_{f,w}$ energia finale richiesta per la produzione di acqua calda sanitaria;

W_w energia ausiliaria necessaria per la produzione di acqua calda sanitaria.

L'energia finale richiesta per il riscaldamento ambientale, $Q_{f,h}$ [J] è data da:

$$Q_{f,h} = (Q_h - Q_{rhh} - Q_{rwh}) + Q_{th} \quad (2.33)$$

Dove:

Q_h energia richiesta per il riscaldamento ambientale calcolata in accordo con la UNI ISO EN 13790;

Q_{rhh} energia recuperata dal sistema di riscaldamento ambientale quando non direttamente presa in

considerazione come riduzione delle perdite di energia

Q_{rwh} energia recuperata dal sistema di produzione dell'acqua calda sanitaria, a favore del riscaldamento ambientale;

Q_{th} perdite totali di energia per il riscaldamento ambientale.

I valori dei fattori di conversione dell'energia primaria prendono in considerazione l'energia richiesta per il trasporto del vettore energetico dalla fonte all'utilizzo nell'edificio. Normalmente si considera quindi nel caso di combustibile fossile l'energia persa per trasportare i combustibili sino all'edificio. Mediamente in Europa si considera circa il 10% di energia persa in questa fase e pertanto

$$f_p = 1.1 \frac{\text{kWh}_p}{\text{kWh}_t} \quad (2.34)$$

In Italia convenzionalmente si considera

$$f_p = 1 \frac{\text{kWh}_p}{\text{kWh}_t} \quad (2.35)$$

Analogamente per l'energia elettrica si considera in Europa una resa della rete mediamente pari al 40% tra l'energia primaria e l'energia elettrica utilizzata in situ.

$$\text{In Italia } f_{pE} = \frac{1}{0.46} = 2.17 \frac{\text{kWh}_{pE}}{\text{kWh}_E} \quad (2.36)$$

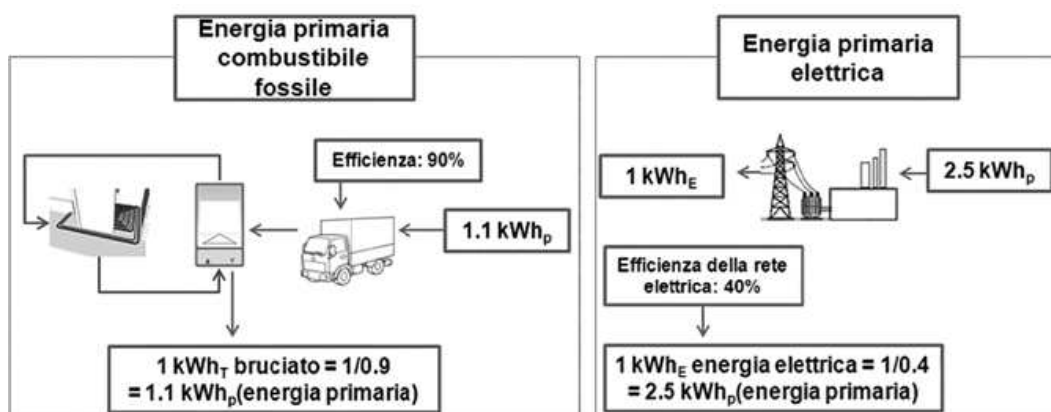


Figura 14. Energia primaria da combustibile fossile e da energia elettrica.

Esempio di calcolo

Di seguito viene riportato un esempio di calcolo eseguito secondo la norma UNI TS 11300-2 relativo a due tipologie di impianto:

- 1) Impianto con pavimento radiante di tipo A
- 2) Impianto con radiatori (55/45/20)

L'edificio utilizzato nell'esempio è una abitazione singola con una superficie di 101 m².

Carico termico medio annuo = 6 W/m³.

$$Q_h = 66 \text{ kWh/m}^2$$

$$Q'_h = 6703 \text{ kWh}$$

In tabella sono riassunti i rendimenti utilizzati nel calcolo.

Tipologia di impianto	Rendimento di emissione η_e	Rendimento di regolazione η_{rg}	Rendimento di distribuzione η_d	Rendimento di generazione η_{gn}
Pavimento radiante	0.98	0.98	0.99	1.03
Radiatori	0.94	0.995	0.99	1

Tabella 10. Rendimenti dei diversi sottosistemi [-].

Attraverso le formule riportate precedentemente, sono state calcolate le perdite relative ai diversi sottosistemi, e i relativi fabbisogni

Tipologia di impianto	Perdite di emissione	Perdite di regolazione	Perdite di distribuzione	Perdite di generazione
Pavimento radiante	136	139	70	-205
Radiatori	427	35	72	0.00

Tabella 11. Perdite dei diversi sottosistemi [kWh].

Tipologia di impianto	Fabbisogno emissione	Fabbisogno regolazione	Fabbisogno distribuzione	Fabbisogno gen.
Pavimento radiante	6839	6979	7049	6844
Radiatori	7130	7166	7239	7239

Tabella 12. Fabbisogni relativi ai diversi sottosistemi [kWh].

Per il calcolo del fabbisogno globale di energia primaria bisognerebbe sommare il fabbisogno di energia elettrica degli ausiliari. Dall'analisi effettuata sui due sistemi emerge una differenza pari al 5% tra un sistema a pavimento radiante un impianto a radiatori.

2.5. Potenzialità di risparmio energetico di un impianto radiante

Ai fini del risparmio energetico conseguibile con un impianto radiante, è stato recentemente pubblicato un lavoro di cui si riporta una breve descrizione dei risultati, rimandando per maggiori dettagli a (Olesen e De Carli, 2011). In questo lavoro sono stati confrontati in regime di riscaldamento un sistema radiante e un sistema convenzionale per tre differenti condizioni climatiche: Venezia, Bruxelles, Stoccolma. Il confronto ha riguardato:

- un edificio residenziale monofamiliare di 101 m² (Figura 15)
- un edificio del terziario di circa 26.000 m³ (Figura 16)
- un edificio industriale di circa 36.000 m³ (Figura 17).

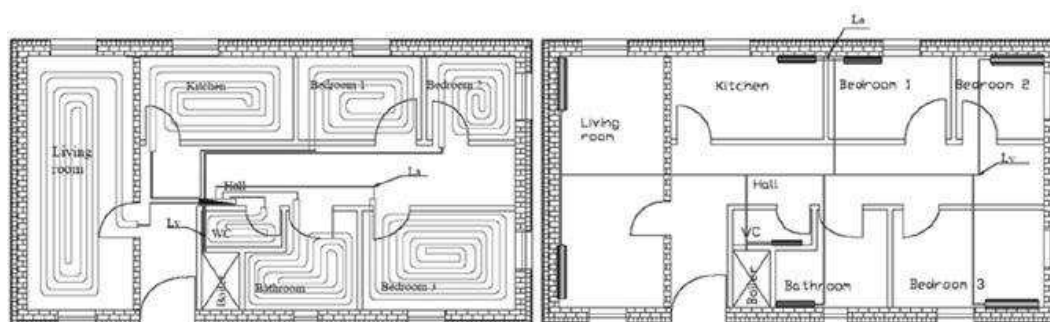


Figura 15. Layout della casa con il riscaldamento a pavimento (a sinistra) e con il riscaldamento a radiatori (a destra).

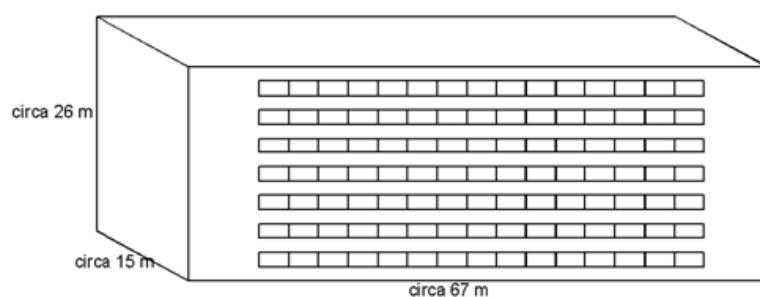


Figura 16. Vista frontale quotata (misure esterne)

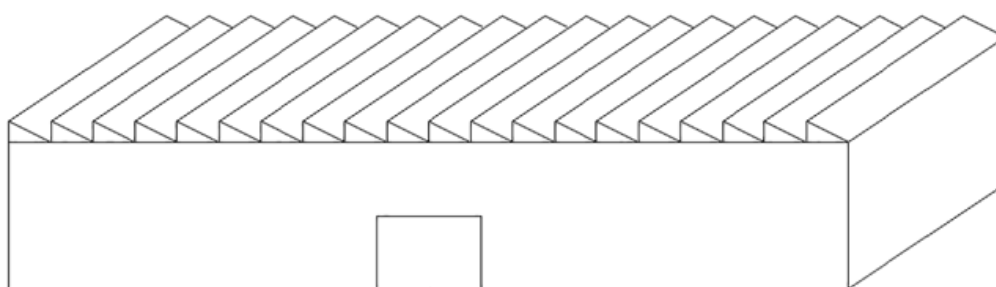


Figura 17. Vista frontale dell'edificio industriale.

I calcoli sono stati eseguiti mediante le procedure previste nella norma EN 15316, descritte brevemente nei paragrafi precedenti.

I tre edifici sono stati inizialmente analizzati secondo le norme UNI EN 12831 (vedi Capitolo 6) per il dimensionamento degli impianti di riscaldamento e UNI EN ISO 13790 per la valutazione del fabbisogno energetico netto dell'edificio. I risultati di questa prima analisi sono riportati in Tabella 13.

		Zona climatica		
Città		Stoccolma	Bruxelles	Venezia
Temperatura esterna di progetto [°C]		-16	-10	-5
Temperatura media stagionale esterna [°C]		3,3	6,6	7,8
Edificio residenziale	Carico termico di progetto [W/m²]	54	45	38
	Fabbisogno netto di energia [kWh/m²a]	142	88	66
	Acqua calda sanitaria [kWh/m²a]	22	22	22
Uffici	Carico termico di progetto [W/m²]	50	42	35
	Fabbisogno netto di energia [kWh/m²a]	71	48	36
	Acqua calda sanitaria [kWh/m²a]	8	8	8
Edificio industriale	Carico termico di progetto [W/m²]	104	105	84
	Fabbisogno netto di energia [kWh/m²a]	72	46	42

Tabella 13. Sintesi dei risultati per edificio residenziale secondo EN 13790.

Successivamente sono state calcolate le perdite dell'impianto. Occorre sottolineare come l'analisi potrebbe essere svolta tra diversi sistemi e quindi i confronti tra la peggiore regolazione di un impianto e la migliore di un altro porterebbe a risultati in favore dei sistemi con migliore regolazione. Nell'analisi qui riportata sono stati confrontati i rendimenti di emissione in modo per quanto possibile omogeneo, confrontando le migliori tecniche di regolazione disponibili per i diversi terminali di impianto.

Per quanto riguarda l'efficienza di distribuzione, sono stati analizzati nel dettaglio i sistemi di distribuzione, verificando le perdite recuperabili e la potenza degli ausiliari. Infine, per quanto riguarda i risultati complessivi, sono state effettuate delle analisi relative all'energia primaria e alle emissioni di anidride carbonica. Per quanto concerne l'energia primaria sono stati utilizzati come fattori di conversione per l'energia elettrica un fattore $f_{pe} = 2.7$ e per l'energia termica un fattore $f_{pt} = 1.1$, coerenti con i valori medi europei. Questi valori si discostano leggermente da quelli utilizzati in Italia per la certificazione energetica degli edifici, ma il rapporto f_{pe} / f_{pt} risulta non molto differente, pertanto i risultati relativi (percentuali di minore o maggiore consumo energetico di una soluzione rispetto ad un'altra) sono sostanzialmente analoghi.

Il consumo di energia primaria è riportato nel diagramma a torta per il caso residenziale di Bruxelles (negli altri climi il risultato è analogo) in Figura 18. In questo caso il fabbisogno netto dell'edificio è stato fissato pari al 100%, mentre le perdite sono evidenziate con una percentuale addizionale rispetto al fabbisogno energetico dell'e-

dificio. Nei diagrammi compare una perdita negativa che deriva dal recupero di calore delle caldaie a condensazione.

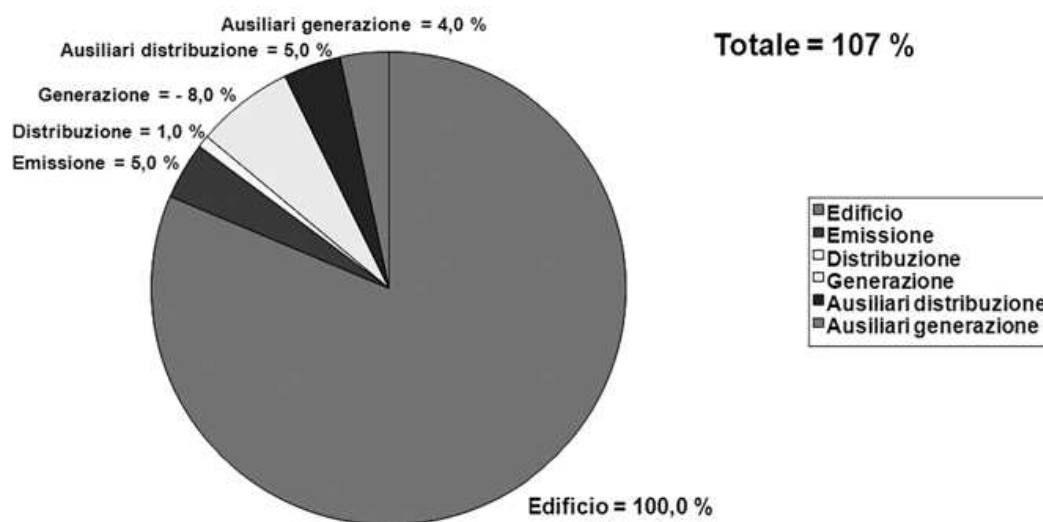


Figura 18. Energia primaria – sistema radiante a pavimento 35/28 (temperature di mandata e di ritorno), regolazione on-off, caldaia a condensazione e pompa di regolazione.

I diagrammi di Figura 19 mostrano i seguenti sistemi a confronto:

- Sistema radiante a pavimento standard con temperature di progetto di mandata e ritorno rispettivamente di 35 °C e 28 °C con controllo on-off di tipo PI
- Radiatore con caldaia a condensazione con temperature di progetto di mandata e ritorno pari a 77 °C e 55 °C rispettivamente, con regolazione di tipo PI con termostato a parete.
- Radiatore con pompa di calore con temperature di progetto di mandata e ritorno di 50 °C e 35 °C rispettivamente, con regolazione di tipo PI con termostato a parete.

Sono stati considerati tre tipi di generatori di calore:

- Caldaia a condensazione (Boiler)
- Pompa di calore aria-acqua (A-W HP)
- Pompa di calore geotermica (G S HP).

I risultati mostrano come l'efficienza di un pavimento radiante dipenda dall'isolamento termico dello strato di supporto. Le perdite degli ausiliari sono maggiori per l'impianto radiante rispetto all'impianto a radiatori, tuttavia le inferiori perdite per distribuzione ed emissione per il pavimento radiante, portano complessivamente a un minore consumo di energia primaria da parte di un sistema radiante a pavimento. Per quanto riguarda l'applicazione con pompa di calore geotermica, si vede che i

2. Fenomeni di scambio termico e aspetti energetici

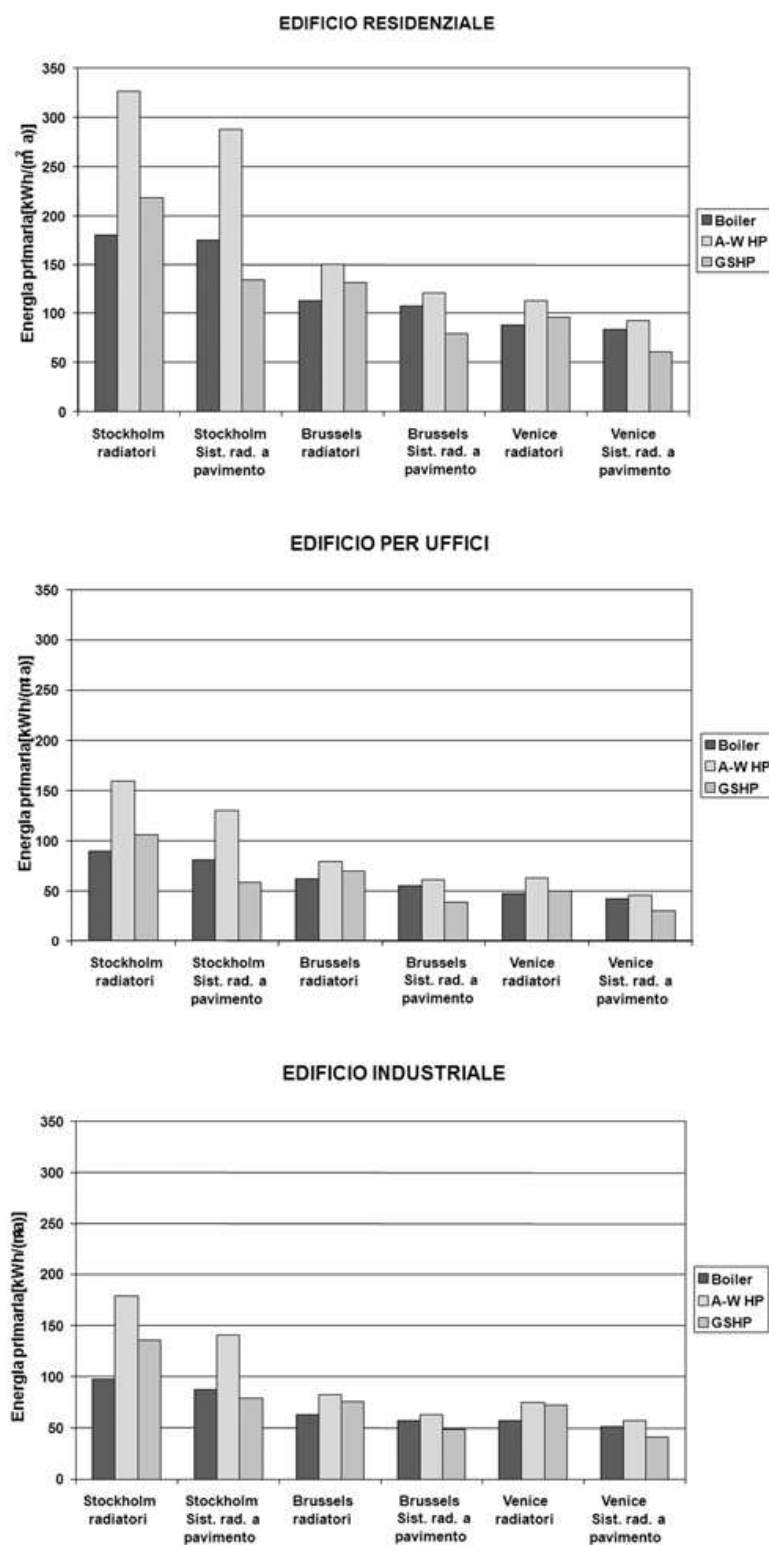


Figura 19. Energia primaria per i tre casi (residenziale, uffici, edificio industriale), per tre diversi tipi di generatore e per tre località.

risultati portano a un decremento del consumo di energia primaria, mediamente attorno al 25%-30% rispetto all'utilizzo di radiatori con caldaie a condensazione.

Per quanto riguarda l'utilizzo con pompa di calore ad aria, occorre sottolineare come i risultati diano valori di risparmio piuttosto limitati; questo avviene per diversi motivi che vengono di seguito discussi.

Innanzitutto per la pompa di calore ad aria i valori nominali di COP utilizzati sono relativi al 2007, con tecnologie che presentavano valori piuttosto bassi, rispetto ai recenti sviluppi delle macchine ad aria.

In secondo luogo, bisogna tenere conto della resa della pompa di calore al diminuire della temperatura esterna e al contempo della maggiore richiesta termica dell'impianto. A tal fine per la pompa di calore il dimensionamento può essere condotto secondo quattro diverse ipotesi di lavoro (Figura 20-Figura 23):

- A) Funzionamento della sola pompa di calore: la pompa di calore viene dimensionata sul carico termico in base alla temperatura esterna di progetto (Figura 20).
- B) Funzionamento alternato: la pompa di calore si disattiva al raggiungimento della temperatura bivalente viene attivato un generatore di calore fino al carico di progetto (Figura 21).
- C) Funzionamento parallelo: la pompa di calore non viene disattivata al raggiungimento della temperatura bivalente e viene attivato il generatore di integrazione per coprire il calore residuo (Figura 22)
- D) Funzionamento parzialmente parallelo: la pompa di calore non viene disattivata al raggiungimento della temperatura bivalente e per temperature maggiori viene attivato il generatore di integrazione per fornire la potenza residua. Alla temperatura di cut-off la pompa di calore viene disattivata e il generatore fornisce la potenza richiesta (Figura 23).

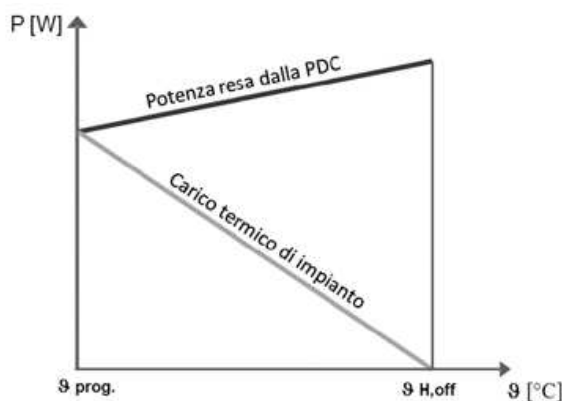


Figura 20. (A) Dimensionamento di una pompa di calore (PDC) per coprire l'intera potenza termica dell'impianto.

2. Fenomeni di scambio termico e aspetti energetici

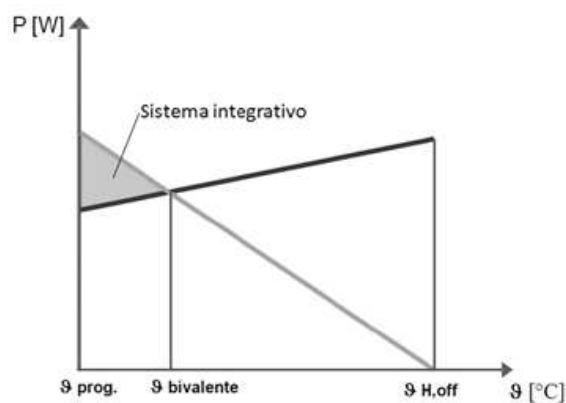


Figura 21. (B) Dimensionamento di una pompa di calore (PDC) nel caso di funzionamento parallelo.

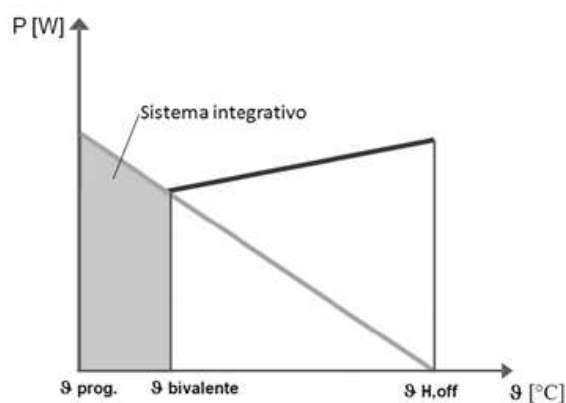


Figura 22. (C) Dimensionamento di una pompa di calore (PDC) nel caso di funzionamento alternato.

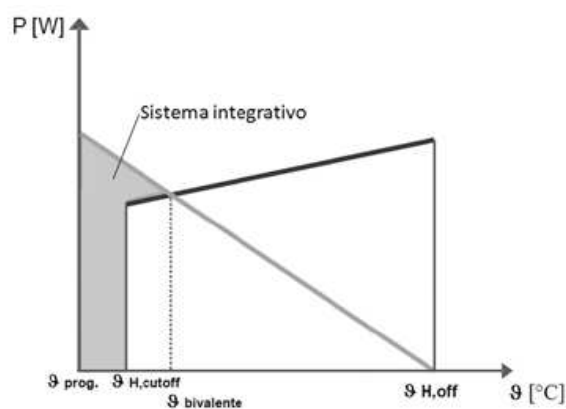


Figura 23. (D) Dimensionamento di una pompa di calore (PDC) nel caso di funzionamento parzialmente parallelo.

Nei risultati riportati nel lavoro sopra menzionato l'impianto è stato ipotizzato con una temperatura di cut-off di 0 °C e attivazione di una resistenza elettrica; questa è una prassi abbastanza consolidata in paesi dell'Europa centro-settentrionale; in una zona climatica E si può ipotizzare di utilizzare la sola pompa di calore ad aria o in alternativa sistemi ibridi pompa di calore-caldaia (Avanzi et al., 2011). In ogni caso i risultati anche con attivazione di resistenza elettrica portano a valori confrontabili tra caldaia a condensazione e radiatori, pertanto l'utilizzo di sole pompe di calore aria-acqua può essere sicuramente interessante per zone climatiche dalla A alla D e con sistemi combinati nelle zone climatiche E ed F.

3. Il benessere termoigrometrico negli impianti di riscaldamento e raffrescamento per radiazione

I sistemi di climatizzazione installati negli edifici hanno lo scopo di mantenere condizioni prefissate dei parametri ambientali interni. Tali condizioni vengono stabilite in base all'utilizzo dei locali e possono differire tra loro a seconda degli usi. I locali adibiti ad uso civile richiedono parametri ambientali corrispondenti a condizioni definite di comfort o di benessere termoigrometrico per gli occupanti. Tali condizioni mirano a neutralizzare la sensazione di caldo o di freddo percepita dagli occupanti nei confronti dell'ambiente. A tale condizione di progetto si devono adeguare anche gli impianti radianti di riscaldamento e di raffrescamento per la climatizzazione.

Di seguito vengono richiamate le nozioni sugli scambi di calore che hanno luogo tra il corpo umano e l'ambiente e i concetti legati alla valutazione delle diverse sensazioni che dipendono da questi scambi termici.

3.1. Scambi termici del corpo umano con l'ambiente

Il corpo umano deve mantenere la propria temperatura corporea interna ad un valore costante pari a circa 37 °C, con limitate variazioni attorno a questo valore. Per il mantenimento di questa temperatura interna si sfrutta la produzione di calore che avviene a seguito della digestione delle sostanze nutritive ingerite o dei grassi accumulati nel corpo. Questa produzione di calore prende il nome di potenza metabolica, Φ_M .

I valori limite per la temperatura corporea dipendono da limitati o rilevanti scambi di potenza del corpo umano con l'ambiente che lo circonda e sono pari a circa 43 °C nel caso di riscaldamento del corpo e a circa 25 °C in caso di raffreddamento e tali valori conseguono.

Tali scambi di potenza del corpo umano risultano, nelle condizioni più generali, dalla somma degli scambi di lavoro esterno, Φ_W , e degli scambi di calore, Φ_T .

Per il mantenimento di una temperatura corporea costante nel tempo si deve rispettare un equilibrio tra gli scambi di potenza del corpo e la sua potenza metabolica. Deve essere soddisfatta quindi la relazione:

$$\Phi_M - \Phi_W - \Phi_T = 0 \text{ (W)} \quad (3.1)$$

In molte delle attività svolte dagli individui lo scambio di potenza meccanica con l'ambiente esterno, Φ_{WV} si annulla e quindi la (3.1) può essere riscritta nella forma:

$$\Phi_M - \Phi_T = 0 \text{ (W)} \quad (3.2)$$

espressione che rappresenta le condizioni di equilibrio termico per il corpo umano in quiete ed in attività moderate, situazione abbastanza comune per molti degli stati in cui il corpo umano si trova ad operare all'interno dei locali residenziali e di lavoro sedentario (uffici).

Le potenze del corpo umano variano con le dimensioni corporee, pertanto si preferisce utilizzare per queste grandezze il loro valore specifico riferito ad una superficie corporea unitaria. Ne derivano relazioni, come ad esempio la seguente:

$$\Phi_M^* - \Phi_T^* = 0 \text{ (W/m}^2\text{)} \quad (3.3)$$

derivata dalla (3.2), di validità generale e quindi applicabile a qualsiasi dimensione corporea considerata.

Per quanto concerne il valore della superficie corporea, S_c , tale parametro è stato correlato ad una persona media le cui superficie è pari a 1,8 m², corrispondente ad un peso 70 kg di peso e un'altezza di 1,70 metri.

Essendo l'attività dell'individuo legata al suo flusso metabolico, questa grandezza serve per valutare l'attività svolta dalle persone. Per il parametro specifico derivato dal flusso metabolico è stata scelta come grandezza il met, il cui valore unitario corrisponde al flusso metabolico specifico di un individuo seduto in quiete. La scala dei valori usuali di attività, espressi in met, si estende da un minimo di 0,7 met, per una persona sdraiata che dorme, a valori massimi pari a circa 7 met relativi ad individui in attività fisica molto intensa come avviene, ad esempio, in alcuni sport (1 met = 56 W/m²).

Riguardo alla potenza Φ_T , corrispondente alla somma degli scambi termici che avvengono tra il corpo e l'ambiente, si può precisare che tale potenza può essere scambiata con meccanismi di scambio termico sia sensibile che latente. Questi scambi termici hanno luogo sia sulla superficie esterna del corpo che in quella interna del cavo polmonare, con introduzione di aria generalmente più fredda e con minor contenuto di vapore rispetto ai polmoni in ambienti termici moderati. Il corpo umano scambia prevalentemente calore sensibile con l'ambiente piuttosto che latente, pertanto negli ambienti termici moderati sono predominanti gli scambi termici per convezione con l'aria ambiente e per radiazione nel campo dell'infrarosso con le superfici che circondano l'individuo. Lo scambio termico latente è correlato all'umidità relativa dell'ambiente.

3.2. Sensazioni provate negli ambienti e loro valutazione

3.2.1. Comfort termico globale

3.2.1.1. Parametri fisici

In presenza di equilibrio termico per il corpo umano, secondo la relazione (3.1), la temperatura corporea rimane costante. Se l'equilibrio non viene soddisfatto si presenta un innalzamento o un abbassamento della temperatura corporea con conseguente sensazione di caldo o di freddo.

Uno dei primi obiettivi delle ricerche effettuate sul benessere termoigrometrico ha riguardato la ricerca di un unico parametro che fosse in grado di sintetizzare la sensazione provata dalle persone all'interno degli ambienti.

Gli scambi termici del corpo umano sono legati ai seguenti parametri ambientali, che, insieme al metabolismo e alla resistenza termica dell'abbigliamento, determinano il parametro che identifica la sensazione provata:

- temperatura dell'aria;
- umidità relativa;
- velocità dell'aria;
- temperatura media radiante delle pareti.

La temperatura dell'aria è il valore fornito da un sensore di temperatura, che deve essere in equilibrio con l'aria e non deve ricevere radiazioni termiche da corpi a temperatura diversa da quella dell'aria, per cui va opportunamente schermato.

L'umidità relativa o grado igrometrico è definita come il rapporto tra la pressione parziale del vapore d'acqua nell'aria, p_a , e la pressione parziale massima di vapore d'acqua, p_{vs} , che si può avere a quella temperatura e che a sua volta dipende unicamente dalla temperatura dell'aria; la valutazione dell'umidità relativa è legata alla valutazione di p_a .

Per le misure di velocità dell'aria generalmente si usano strumenti "a filo caldo", che si basano sul principio che lo scambio termico convettivo tra un elemento caldo e l'aria sia proporzionale alla velocità dell'aria. Normalmente si usano sensori omnidirezionali, generalmente costituiti da un elemento caldo sferico, mentre non vanno utilizzati strumenti con elementi "caldi" cilindrici unidirezionali, i quali possono essere impiegati solo quando si conosce la direzione dell'aria, per esempio per misure di velocità, come nel caso di misure all'interno di canali.

La temperatura piana radiante è la temperatura di un'ideale cavità isoterma in cui il flusso radiante incidente su di una faccia di un elemento piano è uguale a quello presente nell'ambiente reale.

La temperatura media radiante si può valutare attraverso tre metodi:

- a) globotermometro,
- b) mediante la composizione delle temperature piane radianti,
- c) fattori di vista, attraverso la seguente formula.

$$\vartheta_{mr} = \sum_{j=1}^n \left[\sum_{j=1}^n \left(\vartheta_{sj}^4 \cdot \frac{F_j}{n} \right) \right]^{\frac{1}{4}} - 273 \quad (3.4)$$

dove:

n numero di superfici;

ϑ_{sj} : temperatura assoluta della j-esima superficie [K];

F_j : fattore di vista della j-esima superficie;

A_j : area della j-esima superficie.

Il calcolo del fattore di vista tra le diverse superfici è piuttosto complesso e pertanto si può utilizzare la formula semplificata che si basa su una media pesata della temperature superficiali:

$$\vartheta_{mr} \cong \frac{\sum_{j=1}^n \vartheta_{sj} \cdot A_j}{\sum_{j=1}^n A_j} \quad (3.5)$$

Come anticipato, il corpo umano scambia calore sensibile con l'aria per convezione (e quindi col la temperatura dell'aria ϑ_a) e con le superfici interne per radiazione nel campo dell'infrarosso (e quindi con la temperatura media radiante ϑ_{mr}). La combinazione di questi due fenomeni porta a definire lo scambio termico complessivo; il parametro rappresentativo del totale calore scambiato tra le persone e l'ambiente si definisce temperatura operante o temperatura operativa (ϑ_o) e per ambienti termici moderati si può dimostrare che risulta pari alla media tra la temperatura media radiante e la temperatura dell'aria.

$$\vartheta_o \cong \frac{\vartheta_{mr} + \vartheta_a}{2} \quad (3.6)$$

Tale parametro rappresenta quindi la temperatura percepita dalle persone all'interno di un ambiente ed è intuibile come questa temperatura sia il parametro di progetto che definisce la temperatura interna di un ambiente.

3.2.1.2. Parametri di comfort

I parametri fisici sopra riportati sono importanti e permettono di verificare le condizioni interne di un ambiente. Tuttavia da soli questi non consentono di stabilire se un ambiente possa considerarsi confortevole o meno. Questo aspetto richiama dei principi ergonomici non prettamente fisici o direttamente misurabili, quanto piuttosto condizioni personali e psicologiche. Di questi aspetti si tiene conto attraverso due parametri:

- PPD (Predicted Percentage Dissatisfied): la percentuale di persone insoddisfatte rappresenta in termini relativi l'incidenza di soggetti che non gradiscono l'ambiente dal punto di vista termico;
- PMV (Predicted Mean Vote): il voto medio previsto definisce una scala di comfort che va da -3 (sensazione di freddo) a +3 (sensazione di caldo), passando attraverso 0 (neutralità termica), come illustrato in Tabella 14).

È possibile dimostrare che le grandezze PPD e PMV sono tra loro associate secondo una funzione rappresentata in Figura 24. Occorre osservare come ad un valore di PPD corrispondano due valori di PMV; pertanto ad un PPD pari al 10% corrispondono due valori di PMV: +0.5 (sensazione confortevole con lieve sensazione di calore) e -0.5 (sensazione confortevole con lieve sensazione di freddo). Inoltre anche in condizioni di neutralità termica (PMV = 0) esiste sempre un 5% di persone insoddisfatte.

Voto	Sensazione
+3	molto caldo
+2	caldo
+1	leggermente caldo
0	neutralità termica
-1	leggermente freddo
-2	freddo
-3	molto freddo

Tabella 14. Scala di sensazione ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning).

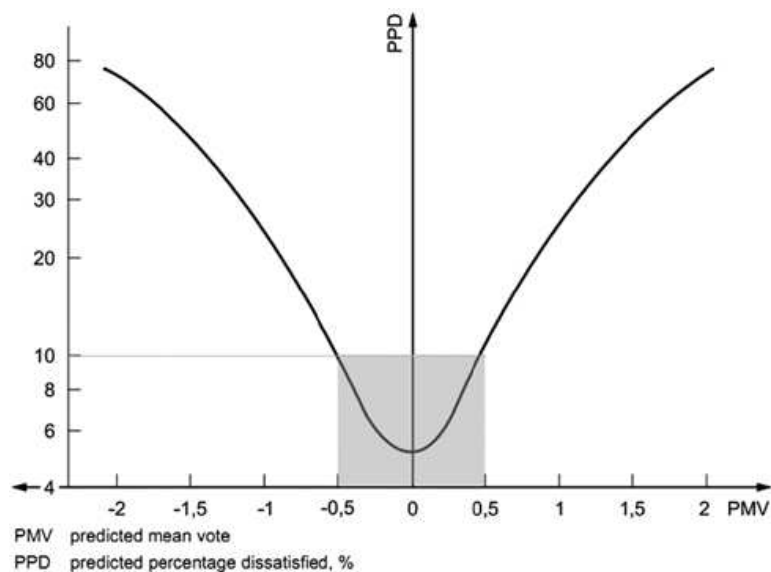


Figura 24. Curva che riporta la relazione tra la Percentuale di Persone (PPD) insoddisfatta ed il Voto Medio Previsto (PMV) (UNI EN ISO 7730).

I riferimenti normativi che fissano i limiti per le condizioni di comfort termoigrometrico sono le norme UNI EN ISO 7730 e ANSI/ASHRAE 55-2010. In esse vengono riportati i limiti entro cui devono essere compresi i parametri ambientali per assicurare le condizioni di comfort. Le norme si riferiscono ad ambienti in cui non si presentano difformità marcate nella temperatura o negli altri parametri ambientali (definiti "ambienti termicamente moderati"); si fa riferimento alle persone che soggiornano in quiete o che svolgono una modesta attività sedentaria.

Se le condizioni ambientali si allontanano da quanto richiesto dal comfort per la permanenza delle persone, con differenze notevoli come avviene ad esempio in alcune attività industriali, gli ambienti vengono invece definiti come "ambienti termicamente severi", caratterizzati da specifiche normative.

Nelle normative relative al comfort ambientale ai fini del benessere occorre garantire per $PPD \leq 10\%$ e $-0.5 < PMV < +0.5$ (Figura 24).

Per quanto riguarda l'abbigliamento delle persone, sia estivo che invernale, il parametro di riferimento è la resistenza termica dell'abbigliamento. Generalmente, per la resistenza termica dell'abbigliamento viene usata un'unità di misura incoerente, il 'clo'. Le norme fissano i limiti di riferimento pari a $0,35 \div 0,60$ clo per l'estate e $0,8 \div 1,2$ clo per l'inverno.

Il metabolismo energetico, definito anche energia metabolica o tasso metabolico viene misurato con l'unità incoerente "met". Per dare un'indicazione su come la

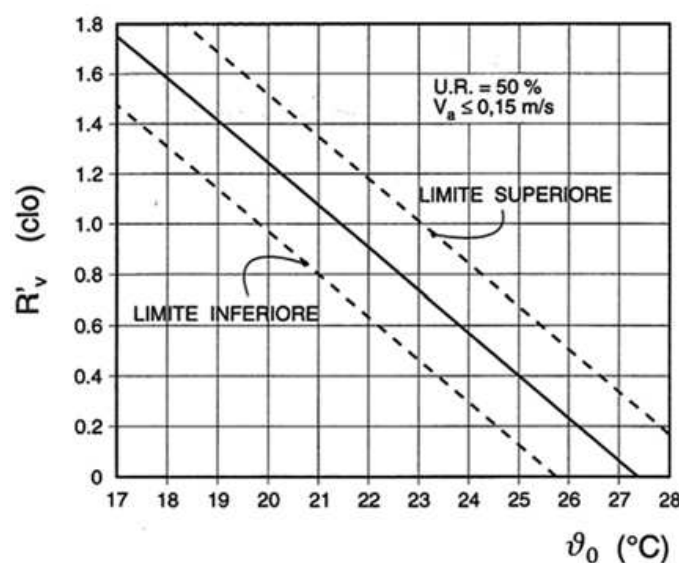


Figura 25. Resistenza termica ottimale degli abiti per persone moderatamente attive in funzione della temperatura operante.

3. Il benessere termoigrometrico negli impianti di riscaldamento e raffrescamento per radiazione

pesantezza degli abiti possa influenzare le condizioni di comfort si può fare riferimento alla Figura 25 in cui si riportano, per persone moderatamente attive (1.2 met) in ambienti con umidità relativa $\phi = 50\%$ e velocità dell'aria $v_a < 0.15$ m/s, la pesantezza degli abiti ottimale per le diverse temperature operanti dell'ambiente ed il campo di variazione consentito per questo parametro per limitare ad un massimo del 10% le persone insoddisfatte. Si può osservare in Figura 25 come una variazione di 0.2 clo nell'abbigliamento modifichi di circa 1.2 °C la temperatura operante di comfort.

Negli ambienti con persone che svolgono un'attività superiore a quella definita sedentaria si possono applicare le seguenti riduzioni nella temperatura operante prima definita:

$$\theta_{o \text{ attivo}} - \theta_{o \text{ sedentario}} = -3 \cdot (1 + R'_v) \cdot (\Phi'_M - 1.2) \quad (3.7)$$

dove la resistenza termica specifica dell'abbigliamento è espressa in clo.

Di seguito vengono riportati i campi di benessere per il periodo invernale ed estivo in funzione dei parametri ambientali prima descritti.

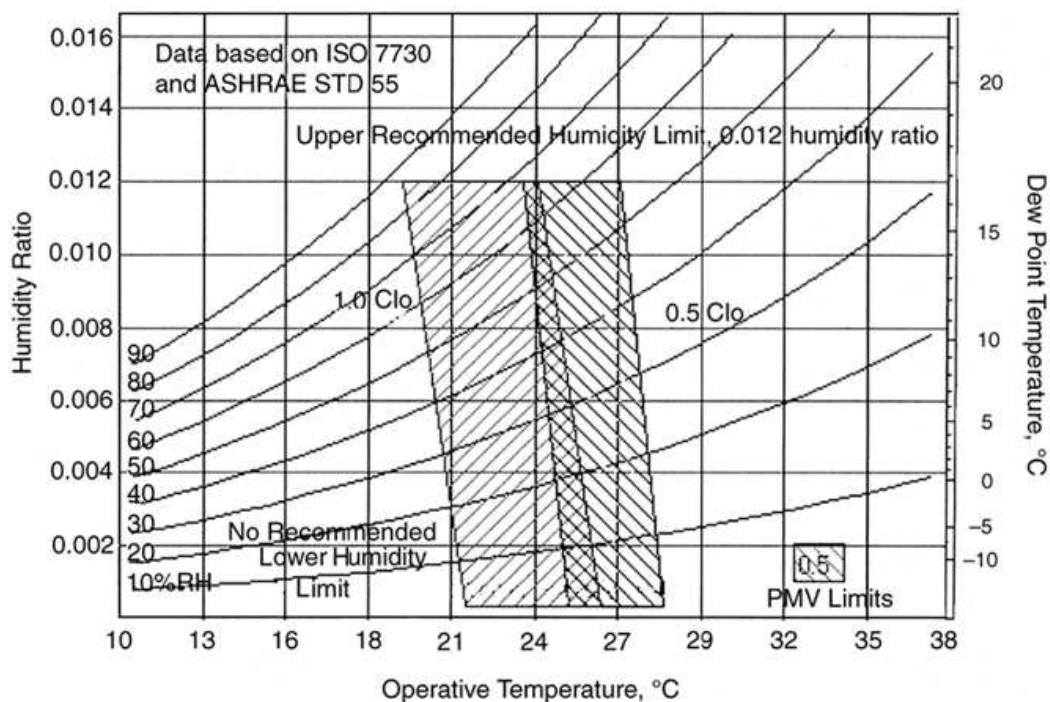


Figura 26. Campi di benessere invernale ed estivo per persona in attività moderata (UNI EN ISO 7730. 2006).

3.2.1.3. Condizioni di comfort globale con impianti radianti

Per quanto riguarda gli impianti di climatizzazione un impianto di riscaldamento convettivo trasferisce calore all'aria per convezione la quale cede successivamente calore alle altre superfici; di conseguenza la temperatura dell'aria è mediamente maggiore rispetto a quella delle superfici interne, da cui deriva una temperatura media radiante minore rispetto alla temperatura dell'aria (Caso A in figura).

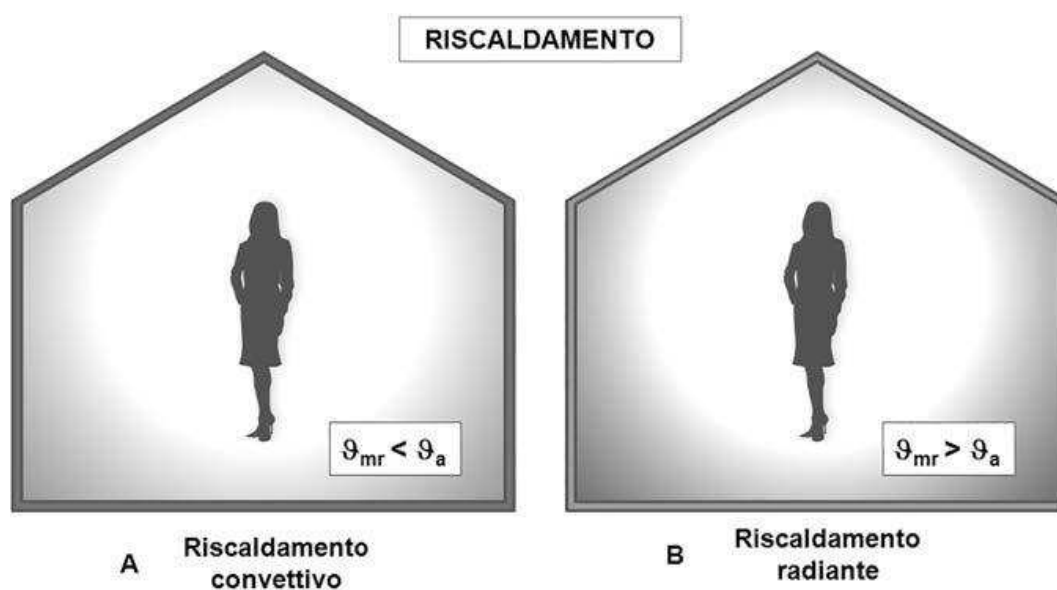


Figura 27. Riscaldamento convettivo e radiante.

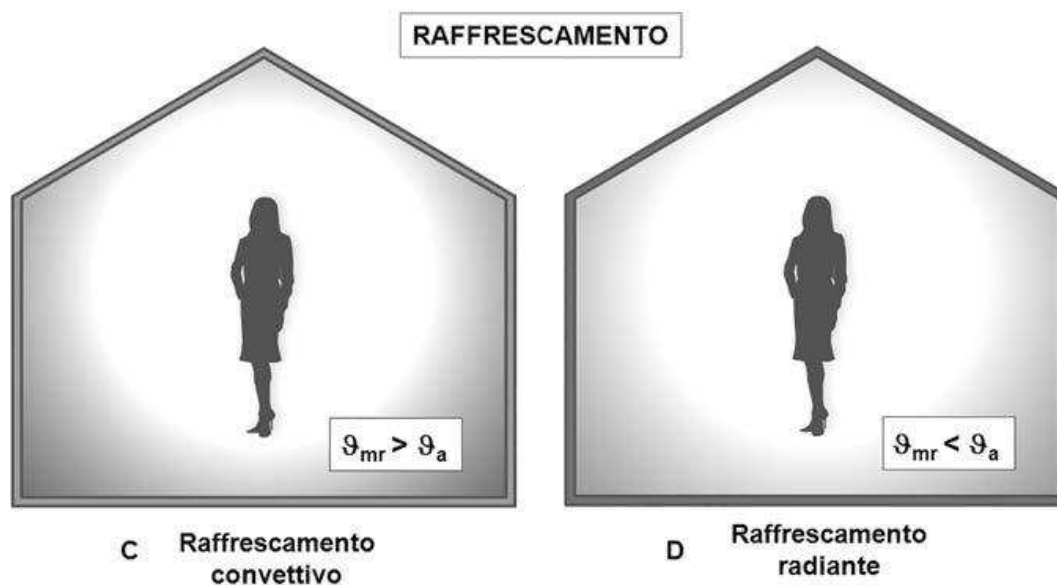


Figura 28. Raffreddamento convettivo e radiante.

Nel caso di riscaldamento radiante la superficie attiva cede calore sia alle altre superfici che all'aria ambiente, ma in virtù della maggiore temperatura della superficie attiva la temperatura media radiante risulta maggiore della temperatura dell'aria (Caso B in figura). Le temperature nel caso estivo di raffrescamento sono rappresentate di seguito. Nel caso di raffrescamento convettivo la temperatura media radiante risulta maggiore della temperatura dell'aria (Caso C in figura). Al contrario, nel caso di raffrescamento radiante la temperatura media radiante risulta minore della temperatura dell'aria (Caso D in figura) (Figura 27 e Figura 28).

Peraltro si vuole far notare come le condizioni interne siano mediamente più omogenee (a parità di temperatura operante) con un riscaldamento radiante rispetto ad un riscaldamento convettivo. Di seguito viene riportato il confronto tra le temperature interne di un ambiente con una parete disperdente non isolata (Figura 29) con un ambiente con la stessa parete disperdente, coibentata secondo gli standard degli anni '90 (Figura 30). Nel confronto tra il caso A e il caso B (scarsa coibentazione) si nota come a parità di temperatura operante vi sia una differenza di circa 6 °C tra la temperatura media radiante e quella dell'aria nel caso di riscaldamento convettivo, mentre nel caso di pavimento radiante la differenza tra queste due temperature risulta inferiore a 0.5 °C. Nel confronto tra il caso B e il caso C si evidenzia la differenza di temperatura del pavimento per garantire la medesima temperatura operante: in un edificio isolato è pari a 23 °C, mentre in un edificio disperdente è pari a 27.6 °C.

Come verrà evidenziato nel Capitolo 6, a causa dei differenti valori dei coefficienti di scambio termico superficiale per pavimento e soffitto, in regime di riscaldamento la temperatura superficiale di un pavimento radiante è leggermente inferiore (circa 2 °C) rispetto a quella di un soffitto radiante (Figura 30).

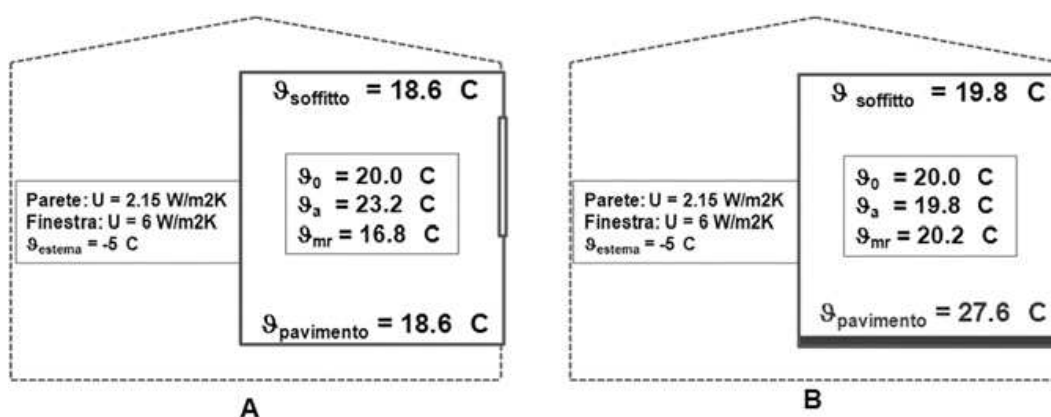


Figura 29. Temperature interne, caso invernale. Camera in appartamento su piano intermedio, con pareti e infissi disperdenti. A – con impianto convettivo, B – con impianto radiante a pavimento.

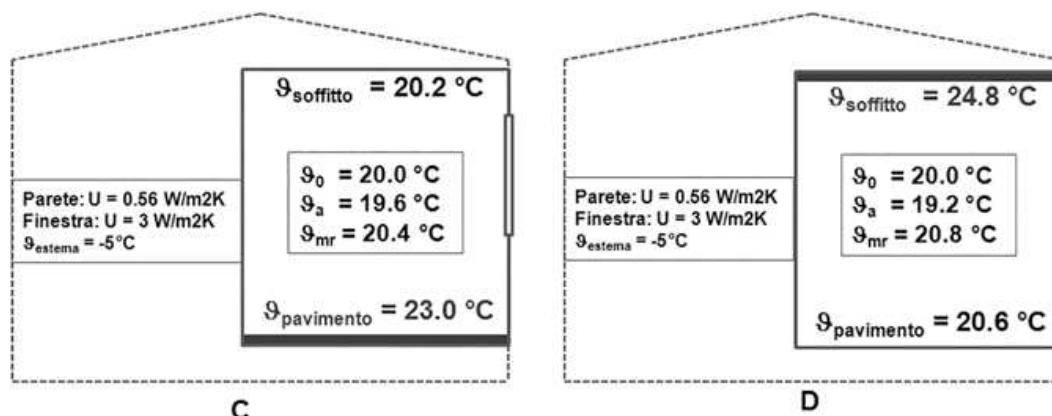


Figura 30. Temperature interne, caso invernale. Camera in appartamento su piano intermedio, con pareti coibentate e infissi in vetrocamera. C – con impianto radiante a pavimento, D – con impianto radiante a soffitto.

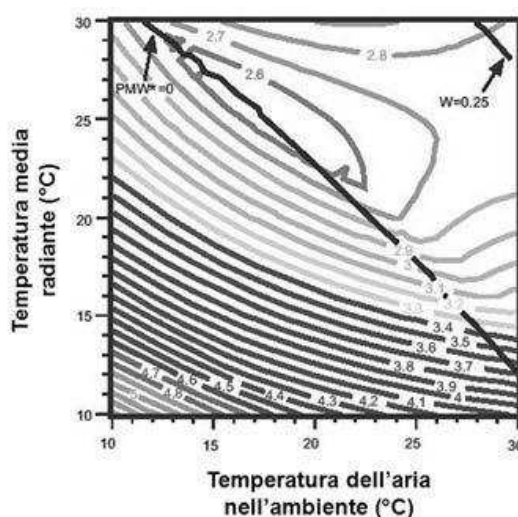


Figura 31. Relazione tra temperatura media radiante e temperatura dell'aria all'interno degli ambienti.

In Figura 31 è rappresentato il risultato di uno studio (Saito et al., 2001) sul rapporto tra il consumo di energia da parte del corpo umano, il comfort termico, la temperatura dell'aria in ambiente e la temperatura media radiante. Le assunzioni fatte per questo calcolo sono: temperatura dell'aria esterna pari a 0 °C e umidità relativa pari al 50% (parametri caratteristici del periodo invernale).

La linea continua in diagonale dall'angolo superiore sinistro verso l'angolo in basso a destra indica la condizione neutra, con voto medio previsto nullo secondo le normative sul comfort. La linea in alto a destra rappresenta il limite di tollerabilità dell'umidità della pelle ($W = 0,25$). Vi è una combinazione ottimale di temperatura dell'aria in ambiente e temperatura media radiante che si traduce in minor consumo di energia

da parte del corpo umano e maggior comfort termico (Isawa et al., 2002). Questa regione è delimitata dalla linea continua in rosso corrispondente al valore 2.6 (questo valore corrisponde al minor consumo di energia da parte del corpo umano). Si può notare innanzitutto la coerenza con la curva a $PMV = 0$ e i valori minimi di energia spesa dal corpo umano. Inoltre il minor dispendio di energia da parte del corpo umano in regime di riscaldamento si verifica nella seguente condizione: $\vartheta_{mr} > \vartheta_a$ ovvero quando la temperatura media radiante risulta superiore alla temperatura dell'aria. Per il regime di raffrescamento non vi sono ancora studi che abbiano dimostrato una minore o maggiore spesa energetica con sistemi radianti o convettivi.

3.2.2. Comfort termico locale

Quanto visto finora riguarda i parametri cosiddetti di comfort globale, relativi alle condizioni generali di un ambiente. Si vogliono ora illustrare le condizioni locali relative a fenomeni che possono indurre a scambi termici localizzati in particolari zone del corpo. Tali disuniformità termiche sono:

- gradiente verticale della temperatura dell'aria;
- asimmetria nella temperatura piana radiante;
- temperatura superficiale del pavimento;
- disturbo da correnti d'aria.

3.2.2.1. Gradiente verticale della temperatura dell'aria.

Il valore accettabile di questo parametro deve portare ad una differenza massima di 3 °C tra il livello delle caviglie (0.1 m dal pavimento) e quello della nuca (1.1 m dal pavimento per una persona seduta), con un gradiente limite quindi di 1.9 °C/m. Tale gradiente viene normalmente rispettato con soluzioni impiantistiche di climatizzazione tradizionali. Questo parametro può essere critico in ambienti con marcato gradiente verticale di temperatura. In Figura 32 si può vedere come il valore fissato dalla normativa UNI EN 7730: 2006 limiti la percentuale massima di insoddisfatti al valore di circa il 5%.

3.2.2.2. Asimmetria della temperatura piana radiante

Le persone sono sensibili all'asimmetria di radiazione percepita sul corpo per effetto delle diverse temperature delle superfici che le circondano. Il parametro che misura l'esistenza di una differenza nella radiazione percepita prende il nome di asimmetria delle temperature piane radianti $\Delta\vartheta_{pr}$ e viene definito pari alla differenza di tali temperature sulle due facce di una piccola superficie verticale (asimmetria laterale) od orizzontale (asimmetria verticale) all'interno di un ambiente.

Nella Figura 33 viene riportata la relazione verificata tra la $\Delta\vartheta_{pr}$ (asimmetria della temperatura radiante) e la percentuale di persone insoddisfatte per la presenza in un

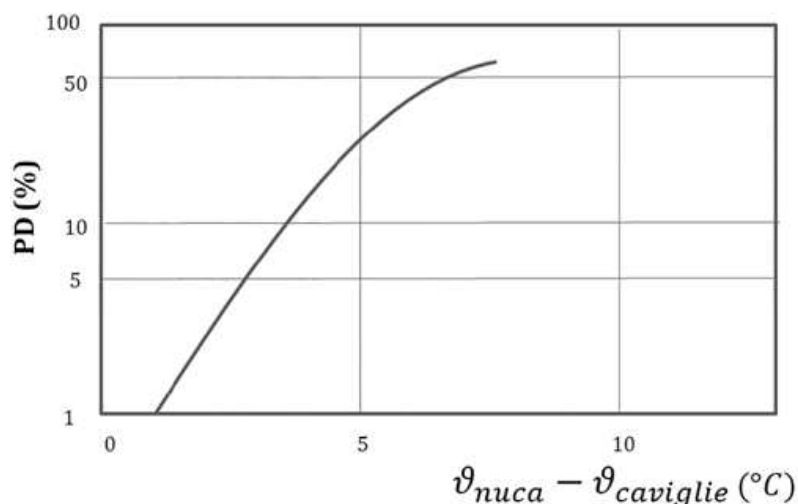


Figura 32. Relazione tra la differenza di temperatura dell'aria tra la testa e le caviglie e la percentuale di persone insoddisfatte (PD, Percentage of Dissatisfied) (UNI EN 7730: 2006).

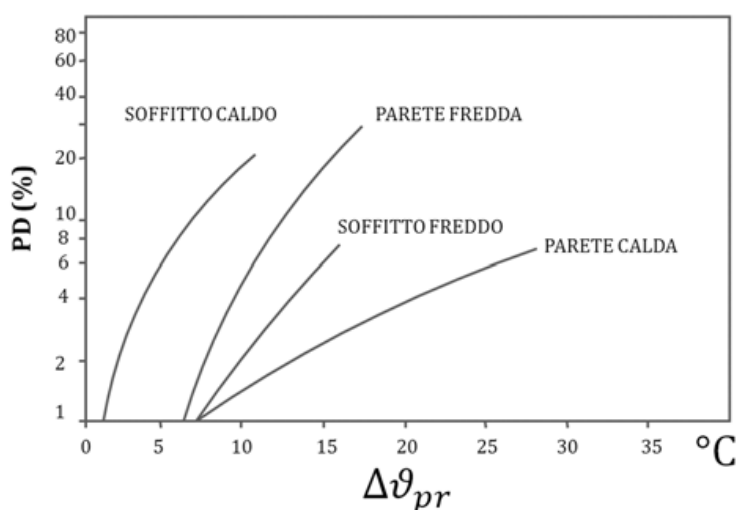


Figura 33. Relazione tra l'asimmetria della temperatura radiante e la percentuale di persone insoddisfatte per le diverse superfici dell'ambiente calde e fredde.

ambiente con superfici orizzontali e verticali calde e fredde. Essendo il corpo umano più sensibile alla radiazione asimmetrica verticale che non alla radiazione asimmetrica orizzontale e fissato da normativa al 5% il limite delle persone insoddisfatte, ne consegue che il valore limite accettabile è di 5 °C per la differenza di temperatura piana radiante verticale, $\Delta\vartheta_{prv}$ per un soffitto caldo, e di 10 °C per l'asimmetria orizzontale, $\Delta\vartheta_{pro}$ per una parete fredda (Figura 34).

3.2.2.3. Temperatura del pavimento

Per evitare il disagio per gli occupanti il valore limite della temperatura superficiale

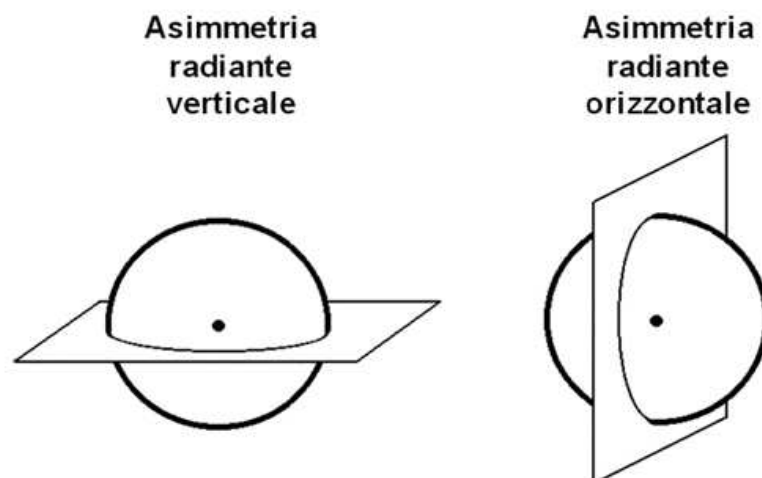


Figura 34. Asimmetria della temperatura radiante: Differenza tra la temperatura piana radiante di due facce opposte di un elemento piano.

del pavimento è fissato tra 18 °C e 29 °C, per persone che indossano calzature. Per persone a piedi nudi questi valori si modificano leggermente e dipendono anche dalla natura della finitura superficiale del pavimento.

1.1.1.1 Disturbo da correnti d'aria

Per le persone in attività sedentaria risulta indispensabile evitare che la velocità dell'aria ambiente causi una corrente d'aria che comporti il raffreddamento localizzato di una parte del corpo. Normalmente le zone più critiche sono le caviglie (0.1 metri di altezza) e la nuca (1.1 metri di altezza per persone sedute e 1.7 per persone in piedi). Affinché le condizioni ambientali siano accettabili la PPD, riferita alle persone che lamentano la percezione di tali correnti d'aria, deve essere al massimo pari al 15%. La percentuale di persone insoddisfatte a causa delle correnti di aria (DR, *draught rate*) può essere valutato in funzione della temperatura e della velocità dell'aria mediante la relazione:

$$DR = (34 - \vartheta_a) \cdot (\vartheta_a - 0.05)_{0.62} \cdot (0.37 \cdot \vartheta_a \cdot T_u + 3.14) \quad (3.8)$$

dove ϑ_a è la temperatura dell'aria in °C, v_a la sua velocità media in m/s e T_u la percentuale di intensità di turbolenza.

In Figura 35 vengono illustrati mediante curve a T_u costante i valori di due parametri per limitare al massimo del 15% la percentuale di persone insoddisfatte.

La misura della percentuale di intensità di turbolenza T_u (pari al rapporto della deviazione standard sul valore medio della velocità su un periodo di almeno due minuti) richiede strumenti non sempre disponibili. In Figura 36 mancanza di una misura diretta del

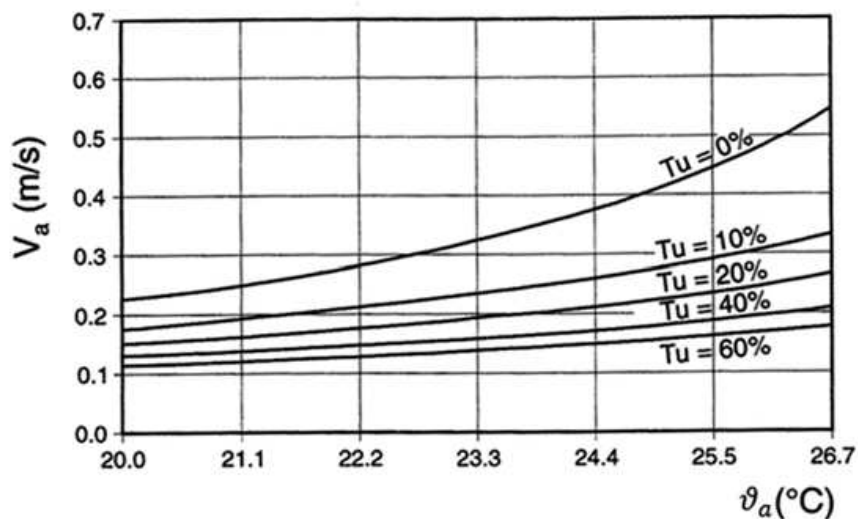


Figura 35. Effetto della temperatura e della velocità e dell'intensità di turbolenza dell'aria per limitare al 15% la percentuale di persone insoddisfatte.

parametro si può assumere per la T_u un valore in prima approssimazione pari a 40%. Normalmente se la velocità dell'aria è inferiore a 0.2 m/s non vi sono problemi di discomfort da correnti d'aria. In sono riportati i valori di velocità massima tollerabile nel caso di aria fredda discendente da superfici a bassa temperatura, in funzione dell'altezza della superficie e della differenza tra la temperatura superficiale interna delle pareti verticali e dell'aria ambiente. Si nota come per un'altezza di 3 metri (tipica degli ambienti civili) la differenza tra la temperatura superficiale interna di una parete verticale e l'aria deve essere al massimo pari a 4 °C.

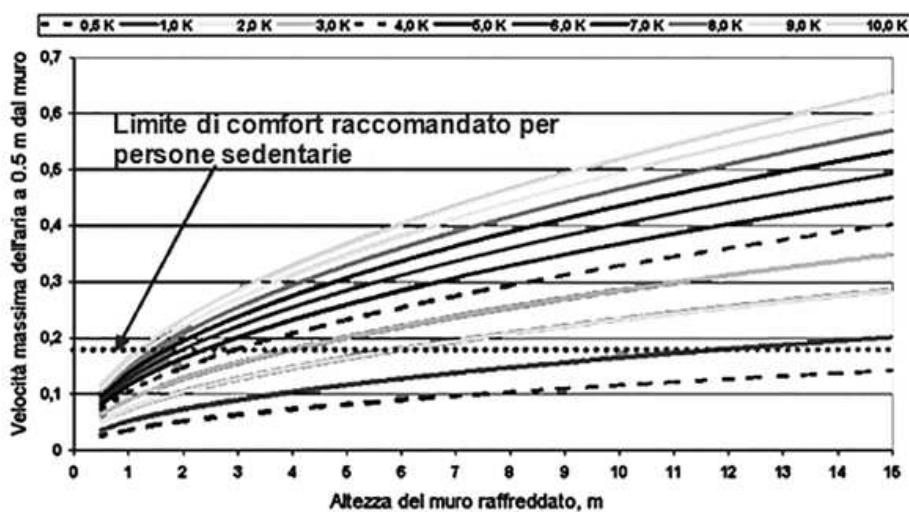


Figura 36. Massima velocità dell'aria a livello del pavimento a 0.5 m di distanza dalla parete fredda in funzione dell'altezza al variare della differenza di temperatura tra locale e parete fredda.

4. I sistemi radianti

I componenti che costituiscono i sistemi radianti annegati nella struttura secondo la definizione della norma UNI EN 1264, sono:

- Strati di isolamento termico che possono avere anche funzione acustica;
- Strato di protezione dello strato di isolamento;
- Tubazioni cilindriche o sezioni piane;
- Strato di ripartizione del carico statico e di diffusione del calore (strato di supporto);
- Rivestimento superficiale;
- Altri componenti (giunti di dilatazione perimetrale, diffusori, elementi aggiuntivi, ...).

4.1. Tipologie di sistemi

Esistono molti tipi di sistemi idronici radianti definiti, a seconda delle esigenze dell'utente. I sistemi tipici dei settori residenziale e terziario consistono in serpentine annegate nelle strutture normalmente isolate dai locali attigui. Sono sistemi in grado di lavorare a temperature relativamente basse in riscaldamento e a temperature alte in raffrescamento, rappresentando così una soluzione interessante per il possibile accoppiamento con sistemi di generazione ad elevata efficienza o con fonti rinnovabili. Nel caso di pavimenti radianti, la posa può avvenire inglobando le tubazioni nel massetto posizionando i tubi al di sopra dello strato isolante che può essere piano o bugnato. Questi impianti sono denominati di tipo A (Figura 37).

Nel sistema definito di tipo B le tubazioni sono alloggiate all'interno di una lamina conduttiva a contatto con lo strato isolante; la lamina metallica ha la funzione di aumentare lo scambio termico e l'uniformità della temperatura in corrispondenza del livello tubi (sistema a secco), come rappresentato in Figura 38.

Nel caso la superficie attiva consista in un soffitto o in una parete verticale, si può provvedere all'installazione di un controsoffitto o di una controparete mediante l'utilizzo di pannelli radianti leggeri, costituiti da una lastra in gesso rivestito o MDF (medium-density fibreboard), una tubazione percorsa da acqua, uno strato di isolante e, generalmente, una lamina metallica da inserire tra tubazione e isolante.

Un sistema alternativo, realizzato a secco prevede tubi installati all'interno di fibrogres-

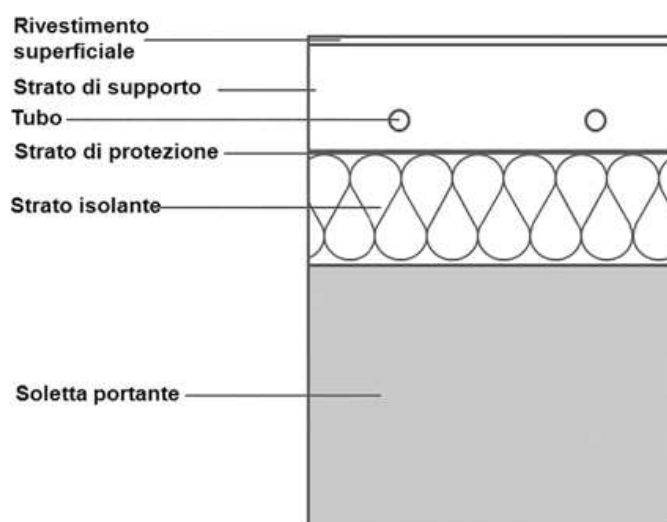


Figura 37. Impianti con tubi annegati nello strato di supporto (Definiti di Tipo A, nella normativa UNI EN 1264).

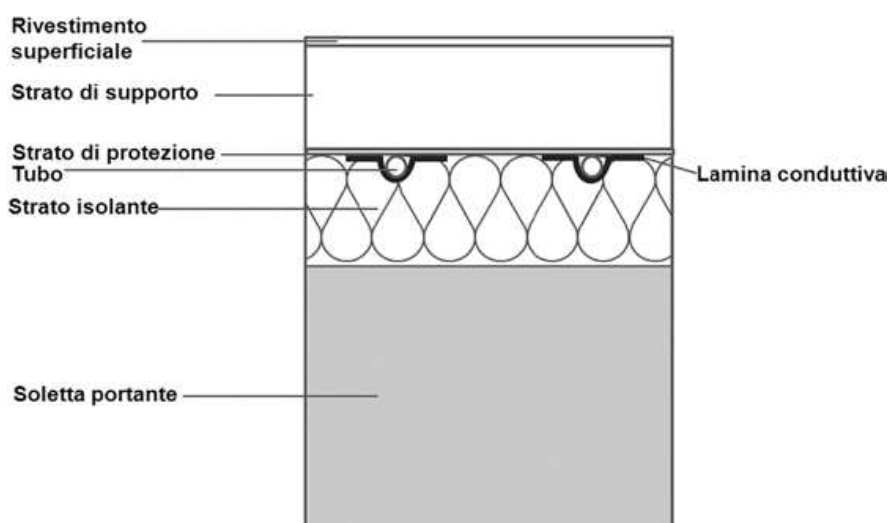


Figura 38. Impianti con tubi sotto lo strato di supporto (Definiti di Tipo B, nella normativa UNI EN 1264).

so o MDF (Medium density fiberboard) fresato in modo da alloggiare i tubi. In questo caso la lastra isolante risulta piana.

Il sistema definito di tipo C prevede l'inserimento dei tubi nello strato di regolarizzazione, al di sopra del quale viene posto un secondo strato cementizio (Figura 39).

Il sistema definito di tipo D è costituito da pannelli in plastica estrusa con un sistema di tubazioni capillari (Figura 40).

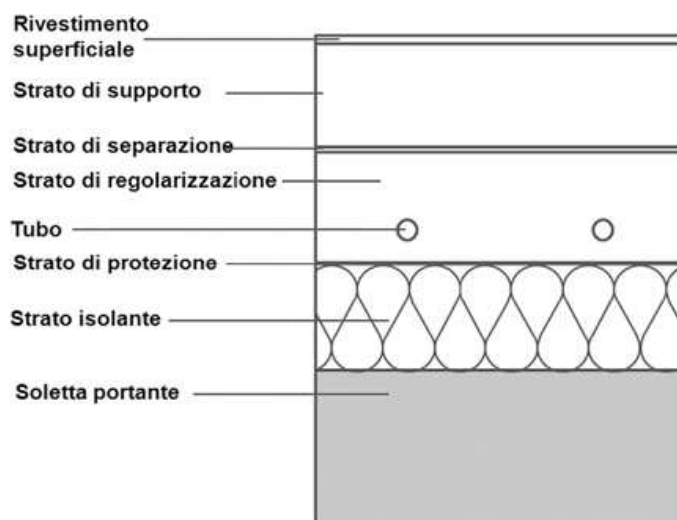


Figura 39. Impianti con tubi annegati nello strato di supporto: tubi posti nello strato livellante (Definiti di Tipo C, nella normativa UNI EN 1264).

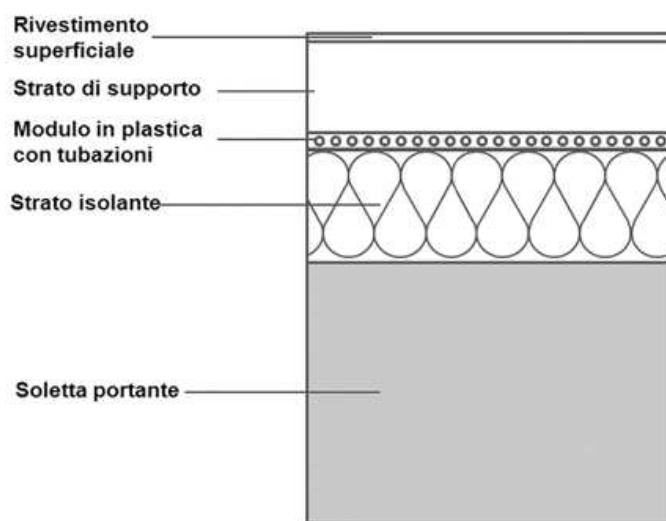


Figura 40. Sistema a sezione piana (Definiti Tipo di D, nella normativa UNI EN 15377).

Un sistema analogo consiste in capillari inglobati nell'intonaco (denominati sistemi a capillare, come illustrato in Figura 41. Nella norma UNI EN 15377 viene definito di tipo F.

Un sistema differente è denominato solaio termoattivo o attivazione termica della massa; si tratta di tubazioni annegate nel solaio strutturale in cemento armato (normalmente all'interno dell'armatura) (Figura 42). Normalmente sono sistemi a soffitto ad elevata inerzia termica, ma possono essere anche installati a parete. Per questi sistemi il dimensionamento è differente rispetto ai sistemi tradizionali: si basa su ipo-

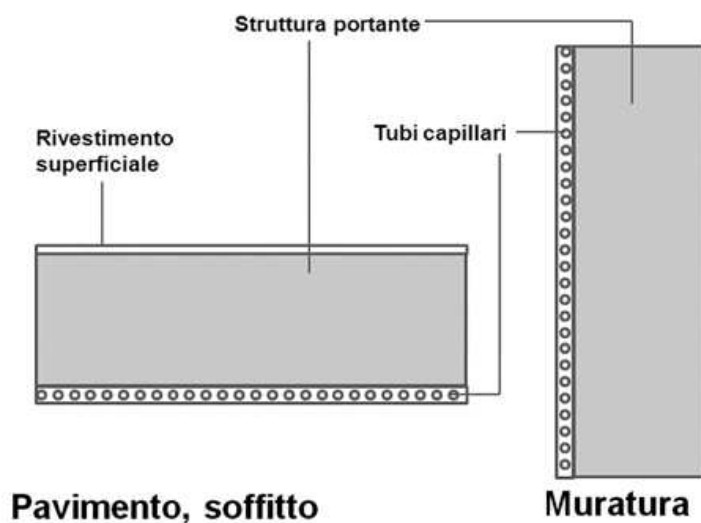


Figura 41. Sistemi a tubi capillari posti all'interno degli strati di finitura superficiali (Definiti di Tipo F, nella normativa UNI EN 15377).

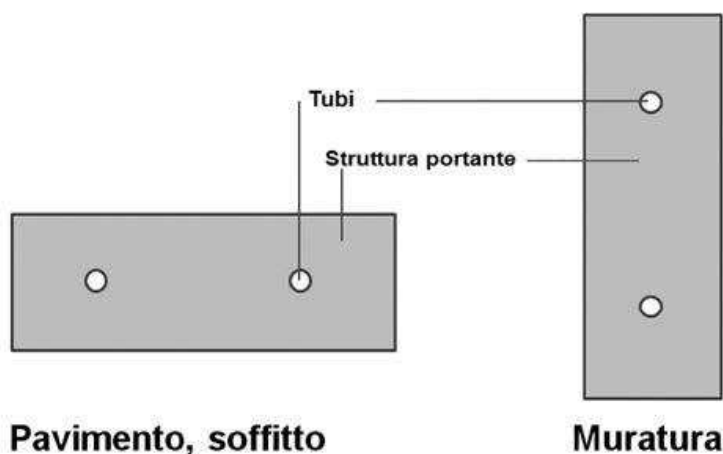


Figura 42. Sistemi con tubi all'interno delle parti strutturali dell'elemento radiante (pavimento/parete/soffitto), in modo da sfruttare l'elevata inerzia termica della struttura (Definiti Tipo E, nella normativa UNI EN 15377).

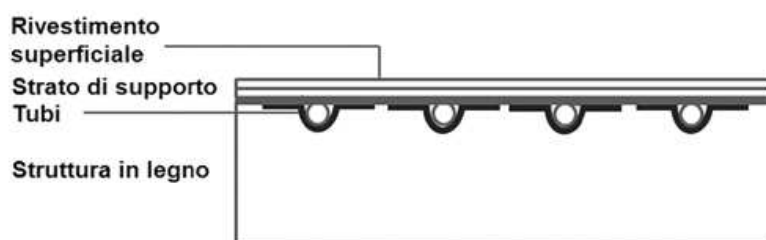


Figura 43. Sistemi radianti con coibentazione a secco in legno (Definiti Tipo G, nella normativa UNI EN 15377).

tesi dinamiche e pertanto segue una particolare normativa (UNI EN 15377-3) che non viene trattata in questa sede.

Infine esistono sistemi a secco con rivestimento in legno, definiti sistemi di tipo G nella norma UNI EN 15377 (Figura 43).

4.1.1. I sistemi radianti a soffitto

I sistemi radianti a soffitto sono utilizzati sia per il riscaldamento che per il raffrescamento. Uno dei vantaggi consiste nella possibilità di utilizzare una superficie che, a differenza del pavimento, non viene occupata da elementi di arredo. Esempio di edifici nei quali possono essere installati tali sistemi sono il residenziale, gli uffici, gli edifici industriali, le strutture alberghiere e ospedaliere. Sono sistemi che possono essere utilizzati sia in edifici nuovi che in edifici da ristrutturare, permettendo di nascondere l'impiantistica senza o con limitate demolizioni.

Le principali modalità di installazione sono in aderenza oppure a controsoffitto. Il primo sistema è realizzato in opera, mentre il secondo è costituito da moduli preassemblati. In alternativa si possono utilizzare tubi capillari annegati all'interno.

La parte attiva dei sistemi radianti a soffitto è generalmente pari al 70% della superficie.

4.1.2. I sistemi radianti a parete

I sistemi radianti a parete sono adatti sia per il riscaldamento che il raffrescamento degli ambienti. I vantaggi ottenibili da questa tipologia sono simili a quelli a soffitto.

Le possibili configurazioni a parete sono rappresentate in Figura 44. Si noti come l'isolante possa essere messo immediatamente dietro ai tubi oppure come strato aggiuntivo rispetto all'isolamento termico previsto per i calcoli delle dispersioni. Come dimostrato in (De Carli et al., 2009) i tubi installati in aderenza alla muratura consentono di ottenere un sistema con maggiore inerzia. Tuttavia occorre in questo caso prevedere uno spessore maggiore per l'isolamento termico della muratura per limitare le perdite di emissione.

Per quanto concerne gli impianti a parete bisogna prestare attenzione a non limitare la superficie; infatti, come evidenziato nel Capitolo 6, una riduzione della superficie attiva non inficia molto il funzionamento invernale, ma può compromettere il funzionamento estivo. Anche questo aspetto è stato evidenziato in (De Carli et al., 2009). Come per il soffitto, anche per i sistemi a parete la parte attiva è generalmente pari al 70% della superficie complessiva.

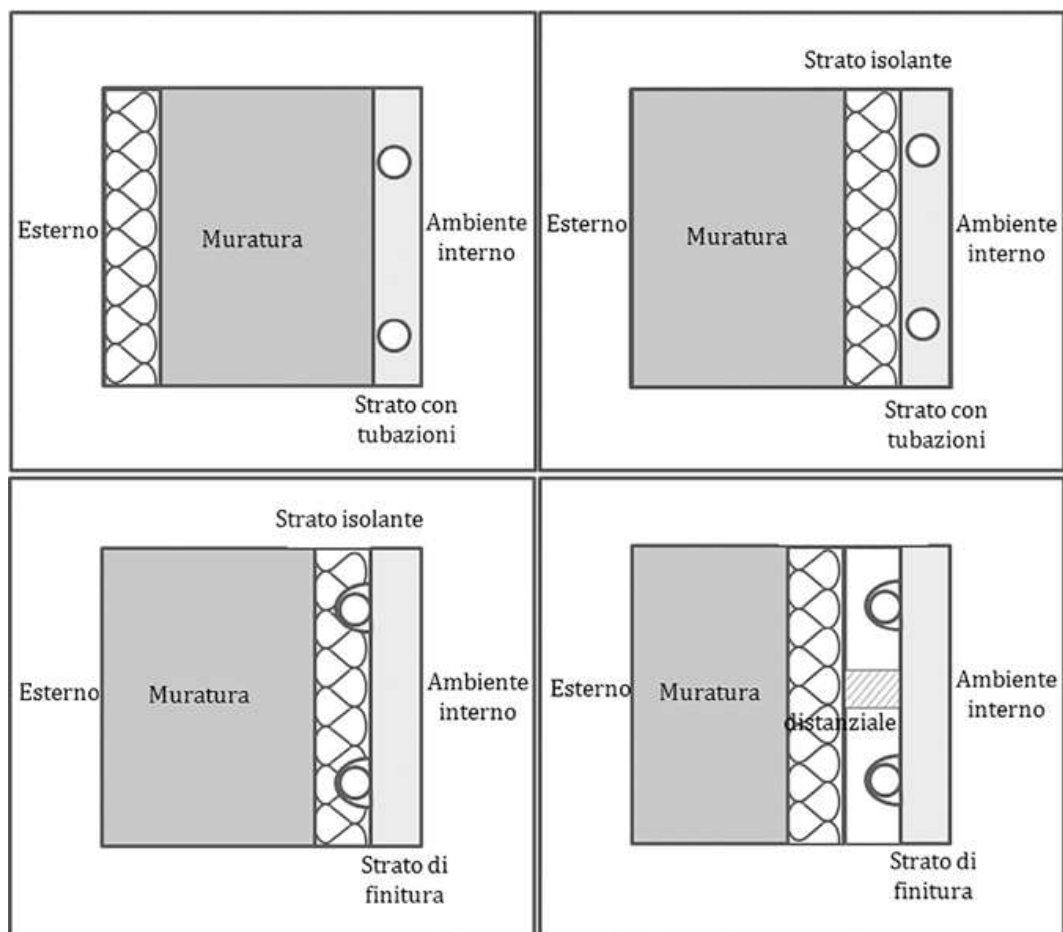


Figura 44. Tipologie di sistemi radianti a parete.

Tipologia	Materiale	Normativa di riferimento
Tubazioni in plastica	PP	UNI EN ISO 15874: 2008
	PE-X	UNI EN ISO 15875: 2008
	PB	UNI EN ISO 15876: 2008
	PVC-C	UNI EN ISO 15877:2011
	Multistrato	UNI EN ISO 21003:2011
	PE-RT	UNI EN ISO 22391:2011
	PE-MDX	DIN 4724
Tubazioni in rame	Rame	UNI EN 1057:2010 (tubazioni), EN 1245 (raccordi)

Tabella 15. Tubi utilizzati per impianti radianti e specifica normativa di riferimento.

4.2. Componenti

Di seguito si illustrano i diversi componenti di un sistema radiante, con le principali caratteristiche e i riferimenti alle specifiche normative.

4.2.1. Tubazioni

Le tubazioni sono realizzate per la maggior parte dei casi con materiali plastici, le cui caratteristiche devono essere scelte in funzione della temperatura e delle pressioni di esercizio. Le caratteristiche delle tubazioni sono riportate in specifiche norme tecniche, a cui si rimanda per ulteriori dettagli. In tabella sono riportati i materiali costituenti i diversi sistemi (tubazioni e raccordi) e le relative norme per la certificazione delle prestazioni (Tabella 15). Per quanto riguarda le tubazioni e i materiali costituenti i sistemi radianti in Tabella 16

Materiale	Conduttività termica λ W/(mK)
Tubi in PB (polibutilene)	0.22
Tubi in PP (polipropilene)	0.22
Tubi in PE-X (polietilene reticolato)	0.35
Tubi in PE-RT (Polietilene a resistenza termica maggiorata)	0.35
Tubi in acciaio	52
Tubi in rame	390
Rivestimento in PVC con aria inglobata	0.15
Rivestimento in PVC senza aria inglobata	0.2
Mezzo di diffusione del calore in alluminio	200
Mezzo di diffusione del calore in acciaio	52
Massetto	1.2
Massetto in anidrite	1.2
Cemento (2400 kg/m ³)	1.9
Rivestimento per pavimenti industriali	0.7
Massetto in asfalto	0.9
Cartongesso	0.21
Fibrogesso	0.36

Tabella 16. Materiali e conduttività termica tipici dei sistemi radianti.

sono riportate le diverse conducibilità termiche da utilizzare nei calcoli, a meno di specifici valori dichiarati dai produttori.

La norma UNI EN 1264 richiede che le tubazioni plastiche siano dotate di barriera all'ossigeno. La permeabilità all'ossigeno della barriera dovrà essere inferiore a 3,6 mg/m² al giorno con una temperatura di 80 °C, e 0,32 mg/m² al giorno con temperatura 40 °C (secondo quanto previsto dalle norme DIN 4726 e UNI EN 1264-4:2009). La barriera all'ossigeno è un aspetto particolarmente importante ai fini del corretto funzionamento di un impianto.

4.2.2. Materiali isolanti

Un aspetto molto importante è relativo all'isolamento termico per limitare la trasmissione di calore tra i tubi e l'ambiente attiguo. Gli isolanti posti dietro al sistema radiante hanno la funzione di riduzione del calore ceduto verso l'ambiente retrostante. A tal fine la norma UNI EN 1264 riporta i valori minimi di resistenza termica degli strati isolanti, che risultano obbligatori per i sistemi che funzionano sia per il riscaldamento sia in raffrescamento, mentre sono consigliati per i sistemi in solo raffrescamento (Tabella 17). Questa affermazione è da prendere con estrema cautela da parte del progettista, in quanto deriva da consuetudini in climi relativamente poco caldi. Nei nostri climi è consigliato sottostare agli spessori indicati nella norma anche nel caso di solo raffrescamento.

Per resistenze minime si intendono solo quelle dell'isolante senza considerare il solaio sottostante.

Ambiente sottostante		Resistenza dell'isolante
		m ² K/W
a	Riscaldato	0.75
b	Non riscaldato o riscaldato in modo non continuativo o direttamente sul suolo*	1.25
c	Temperatura esterna di progetto $\vartheta_a > 0$ °C	1.25
d	Temperatura esterna di progetto -5 °C $< \vartheta_a < 0$ °C	1.5
e	Temperatura esterna di progetto -15 °C $< \vartheta_a < -5$ °C	2

Tabella 17. Resistenza dell'isolante. *Con livello di acque freatiche < 5 m, il valore dovrebbe essere aumentato.

Per facilitare la comprensione delle tabelle sopra riportate, si riporta di seguito un esempio di calcolo dello spessore minimo di diversi tipi di isolante, per garantire la resistenza termica richiesta dalla norma UNI EN 1264.

		Poliuretano	Polistirene espanso (EPS)	Isolante naturale
	Resistenza dell'isolante (m ² K/W)	$\lambda =$ 0.025 W/(m K)	$\lambda =$ 0.036 W/(m K)	$\lambda =$ 0.041 W/(m K)
a	0.75	19 mm	27 mm	31 mm
b	1.25	31 mm	45 mm	51 mm
d	1.5	38 mm	54 mm	62 mm
e	2	50 mm	72 mm	82 mm

Tabella 18. Spessori tipici per tre diversi tipi di isolante.

Nel caso di ambiente sottostante riscaldato, ad esempio, lo spessore minimo sarà paria a 2 cm di poliuretano e 3 cm di EPS. Con temperatura esterna compresa tra -5 °C e 0 °C dell'ambiente sottostante lo spessore minimo dell'isolante dovrà essere pari a 5 cm per il poliuretano e di 7.5 cm nel caso di EPS.

In Figura 45 sono rappresentati i possibili casi presentati in Tabella 17. Ad ogni lettera corrisponde il caso di riferimento: ad esempio tra l'ambiente riscaldato e il piano terra

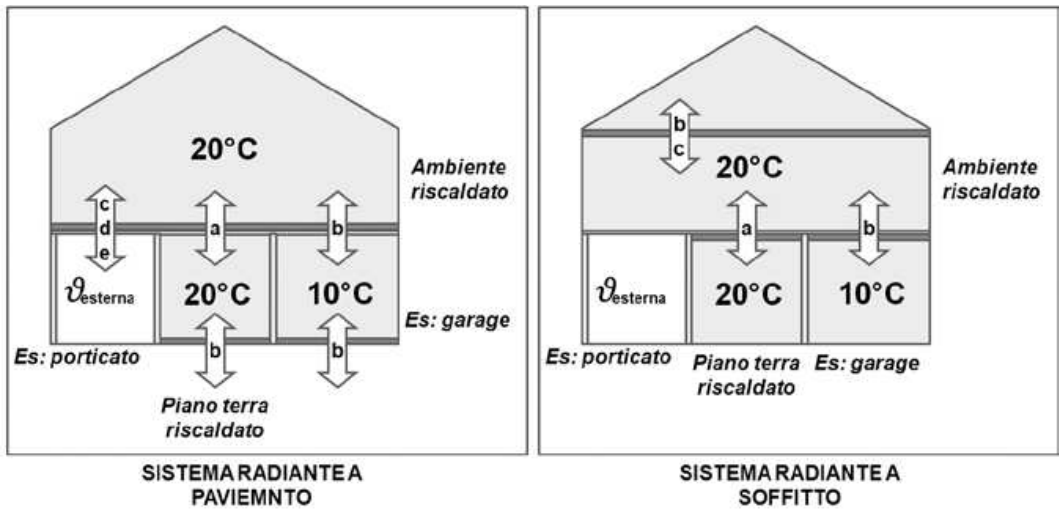


Figura 45. Esempio di calcolo di spessori dell'isolante in funzione dell'ambiente sottostante.

riscaldato all'interno della freccia è riportata la lettera "a", che corrisponde ad una resistenza dell'isolante pari a $0.75 \text{ m}^2\text{K/W}$.

Occorre sottolineare come, non solo per i pavimenti radianti, ma anche per i sistemi a parete e a soffitto sia fondamentale prevedere gli isolamenti termici riportati in Tabella 17 ai fini del risparmio energetico, indipendentemente dal valore di trasmittanza termica usata nei calcoli delle dispersioni termiche.

4.2.3. Giunti di dilatazione perimetrale

Prima della posa dello strato di supporto, deve essere installata una striscia di dilatazione perimetrale (giunto d'angolo) lungo i muri e gli altri componenti edilizi che penetrano nello strato di supporto; tale striscia perimetrale deve essere saldamente fissata alla base di supporto, ad esempio a telai delle porte e montanti.

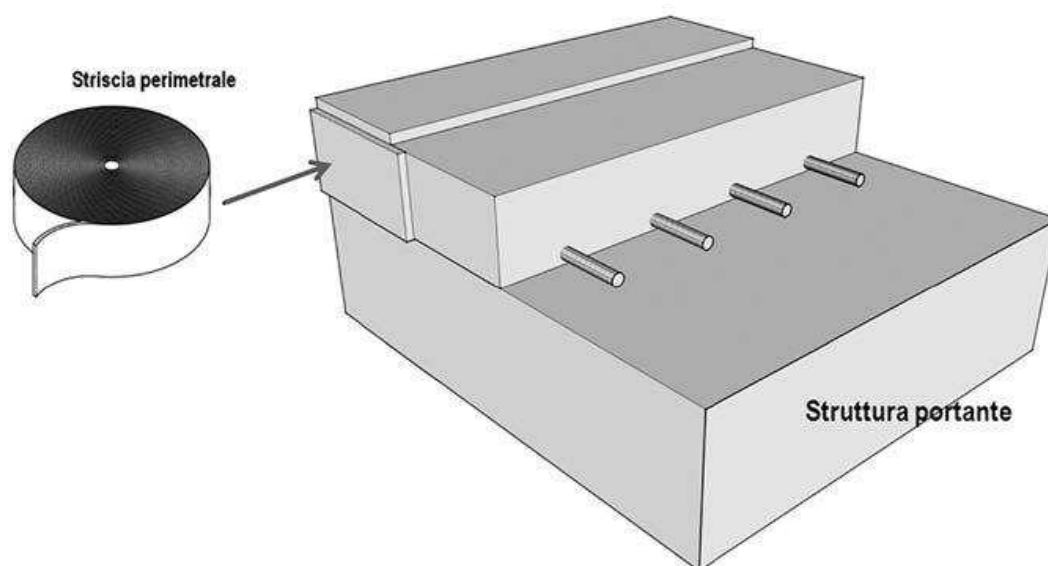


Figura 46. Strisce perimetrali.

La parte di striscia perimetrale eccedente deve essere rasato solo quando la pavimentazione è completa. In caso di rivestimenti quali moquette o simili bisogna attendere il tempo di indurimento dell'additivo. Lo spessore di tali strisce varia tipicamente da 5 a 8 mm. La striscia è un elemento molto importante in quanto permette alla struttura di poter dilatare durante le escursioni termiche a cui è soggetto il massetto, senza compromettere la durata del massetto stesso. Ha inoltre un effetto benefico per la riduzione dei rumori da calpestio, purché ben raccordata allo strato resiliente dell'isolamento termico.

4.2.4. Massetto

Il massetto deve essere realizzato con un impasto fluido per evitare la formazione di bolle d'aria che possono essere d'ostacolo alla regolare trasmissione del calore. Per migliorare la fluidità del getto spesso vengono utilizzati appositi additivi chimici.

I componenti o le proporzioni dell'impasto dipendono dalla classe di resistenza che si intende ottenere. In funzione della tipologia di sistema, del tipo di materiale e dei carichi, lo spessore del massetto è molto variabile e va deciso insieme allo strutturista. Accanto ai sistemi tradizionali con massetto con impasto a base cementizia sono stati introdotti dei sistemi a secco che possono prevedere la posa direttamente sopra delle lastre di acciaio con caratteristiche di distribuzione dei carichi statici oppure sopra un pannello di fibrogesso appoggiati direttamente sull'isolante (sistemi di tipo B, come descritto nel paragrafo 4.1).

Un'altra tipologia di massetto è quello realizzato in sabbia. I sottofondi in sabbia rappresentano un'alternativa ai massetti standard additivati; possono essere abbinati alle pavimentazioni in legno, al fine di garantire migliori prestazioni acustiche e utilizzo di materiali naturali. Per il calcolo delle rese si rimanda a letteratura tecnica specifica.

4.2.5. Rivestimenti

Lo strato di finitura di sistemi a parete o soffitto può inoltre influenzare il flusso termico scambiato con l'ambiente e con l'utenza. In tabella sono riportati alcuni esempi di caratteristiche dei rivestimenti a pavimento (Tabella 19).

Il principale riferimento normativo per le finiture superficiali è la UNI EN 1264-4, nella quale è indicato il limite di resistenza termica del rivestimento superficiale, pari a $0.15 \text{ m}^2 \text{ K/W}$. Tale valore è dato dalla somma di tutti gli strati del rivestimento. In caso di parquet con materassino per la posa flottante il valore di resistenza sarà dato dalla somma di entrambi gli strati.

	R $\text{m}^2 \text{ K/W}$	Spessore indicativo (mm)	Densità (kg/m^3)	λ W/(mK)	Calore specifico (J/kg K)
Ceramica	0.01	10	2000	1	800
Legno	0.15	15	450-850	0.1	2000
Parquet	0.06	10	1000	0.16	2100
PVC	0.16	3	1400	0.23	1100
Granito	0.01	30	2500	3	790
Linoleum	0.015	3	1100-1300	0.18	1250

Tabella 19. Caratteristiche dei materiali edili per pavimentazione.

Sistemi radianti e pavimentazioni in legno: progettazione e accorgimenti per la corretta posa

Una perfetta integrazione tra pavimentazioni in legno come ad esempio parquet o prefinti e sistemi radianti porta a diversi vantaggi:

- Efficienza: consumi ridotti e perfetto abbinamento con sistemi di generazione efficienti
- Comfort: uniformità di distribuzione delle temperature, possibilità di riscaldare e di raffrescare
- Design: versatilità di arredo, design perfetto per ogni situazione: abbinamento con moltissime tipologie di parquet.

I sistemi radianti ad alta inerzia sono composti da massetti di circa 5 cm nei quali sono annegate tubazioni in materiale plastico. I sistemi radianti a pavimento a basso spessore si differenziano per la tipologia di ancoraggio allo strato isolante (se presente) e per il materiale dello strato di supporto.

Innovativi materiali a secco si stanno rapidamente diffondendo grazie alla rapidità di installazione e al ridottissimo tempo di inerzia del sistema. Un esempio sono le lastre in acciaio oppure i supporti a base di gesso.

Per queste tipologie la posa delle pavimentazioni in legno può essere flottante, incollata oppure (quando gli spessori lo consentono) inchiodata.

La posa flottante è da preferire per sistemi a basso spessore nei quali è necessario disaccoppiare lo strato di supporto dalla pavimentazione in legno mediante un materassino dello spessore di qualche decimo di millimetro.

Sono riportate di seguito i principali aspetti progettuali e relativi alla posa:

- Umidità residua del massetto prima della posa: dipende dalla tipologia di massetto, va misurata con l'igrometro al carburo: 1.7% per massetti cementizi, 0.2% per massetti di anidrite.
- Temperatura superficiale limite del rivestimento superficiale (in legno): 29 °C in riscaldamento, 33 °C per i bagni, 35 °C aree perimetrali e 20.5 °C in raffrescamento.
- Range di umidità relativa dell'aria: 40 – 60%
- Spessore limite del massetto: dipende dalla tipologia e dal carico superiore. Ad esempio per gli edifici residenziali tipici spessori dei massetti fluidi sono 2.5 / 3 cm sopra il tubo.

4.2.5.1. Considerazioni energetiche

La resistenza termica superficiale è uno dei parametri per la determinazione della resa di un impianto radiante. In particolare i metodi semplificati per il dimensionamento hanno per loro natura dei limiti di applicabilità. La norma UNI EN 1264, come meglio illustrato nel Capitolo 6 non permette infatti il calcolo secondo il metodo semplificato

per $R_{\lambda,B} > 0.15 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$. Qualora si lavori con sistemi che escono da condizioni limite dei metodi semplificati è opportuno utilizzare modelli di calcolo FEM o FDM o i valori forniti dalle aziende produttrici. La resistenza superficiale è un parametro che non influenza solo la resa in riscaldamento, ma anche quella in raffrescamento. Non ha invece alcuna influenza sulla resa (sia in riscaldamento che in raffrescamento) la finitura superficiale del sistema (opaco, lucido, traslucido, bianco, nero, colorato ecc.), come dimostrato in (De Carli e Tonon, 2011).

Ciò premesso bisogna ricordare che una resistenza termica superficiale $R_{\lambda,B}$ con valori maggiori rispetto ad altri tipi di rivestimento comporta maggiori differenze tra la temperatura media dell'acqua ϑ_w e dell'ambiente ϑ_i e quindi temperature tendenzialmente più elevate in regime di riscaldamento e temperature leggermente più basse in raffrescamento a parità di flusso specifico ϕ^* [W/m^2] richiesto dall'ambiente.

A tale riguardo occorre prevedere un maggior isolamento termico verso l'ambiente retrostante rispetto ai valori riportati in Tabella 17. Inoltre va ricordato che in edifici nuovi la potenza specifica ϕ^* che viene richiesta dal sistema radiante è sempre più ridotta e pertanto incide sempre meno la resistenza termica corrispondente $R_{\lambda,B}$. Occorre comunque sempre verificare non solo le condizioni invernali, ma anche quelle estive di progetto, come illustrato nel Capitolo 6.

Un altro aspetto importante ai fini della gestione dell'impianto è la capacità termica del sistema radiante. Si vuole premettere che l'impianto radiante è un sistema auto-regolante: infatti in riscaldamento (e analogamente in raffrescamento) la limitata differenze di temperatura tra superficie e ambiente, comporta una riduzione del flusso termico specifico ϕ^* all'aumentare della temperatura ambiente.

A questo bisogna aggiungere che una regolazione con curva climatica tende a enfatizzare tale prerogativa per il sistema radiante. Ciò premesso l'impianto radiante potrà avere caratteristiche di risposta più o meno rapide nei confronti dei carichi ambientali. Tale caratteristica è rappresentata dalla costante di tempo di un sistema, che si definisce come prodotto tra la resistenza termica del sistema e la capacità termica dello stesso. In un sistema radiante in prima approssimazione la resistenza termica può essere calcolata come la somma delle resistenze termiche lineari dall'isolamento all'ambiente interno, compresa la resistenza termica superficiale interna.

Prendendo come esempio la Figura 47 la resistenza termica si calcola come:

$$R = R_1 + R_{\lambda,B} + R_i \quad (4.1)$$

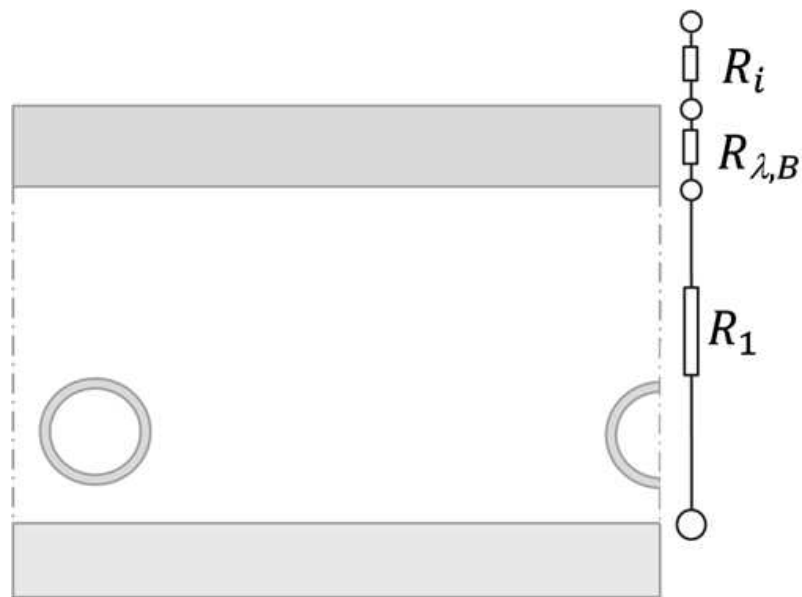


Figura 47. Schema a resistenza per una sezione tipo.

Analogamente si può procedere con la valutazione della capacità termica considerando la somma delle singole capacità termiche degli strati utilizzati per la resistenza termica:

$$C = s_i \cdot \rho_i \cdot c_{p_i} \quad (4.2)$$

Con riferimento all'esempio precedente, ad esclusione della resistenza interna (priva di inerzia termica):

$$C = C_1 + C_{\lambda,B} \quad (4.3)$$

Dalla costante di tempo del sistema ($\tau_0 = R \cdot C$) si può determinare la formula per la messa a regime di un sistema radiante:

$$\vartheta = \vartheta_0 + (\vartheta_f - \vartheta_0) \cdot (1 - e^{-\frac{\tau}{\tau_0}}) \quad (4.4)$$

dove ϑ_0 è la temperatura all'istante iniziale e ϑ_f è la temperatura a regime. In Figura 48 si possono vedere gli andamenti di temperatura per passare da $\vartheta_0 = 18^\circ\text{C}$ a $\vartheta_f = 27^\circ\text{C}$.

Analogamente, nel caso di interruzione di funzionamento di un sistema radiante la temperatura varia con la stessa equazione. In Figura 49 si possono vedere le curve di abbassamento della temperatura dovute allo spegnimento dell'impianto.

Si può intuire come un sistema inerziale possa comportare temperature più vicine a quella ambiente; per questa tipologia è opportuno considerare un funzionamento

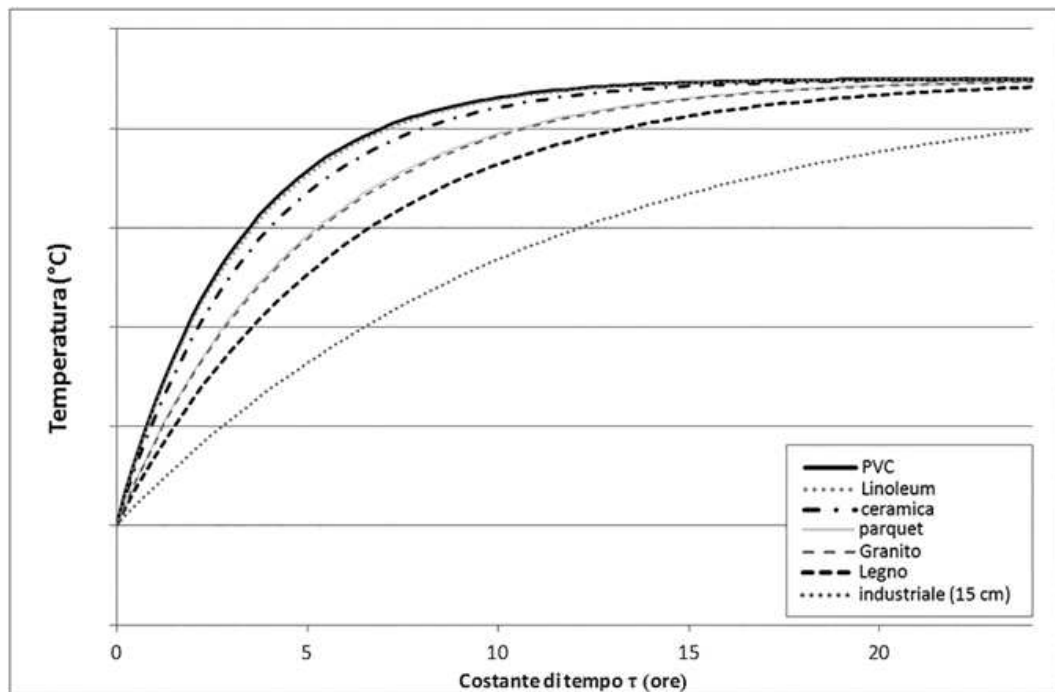


Figura 48. Costante di tempo e temperature per un sistema a pavimento con rivestimenti diversi.

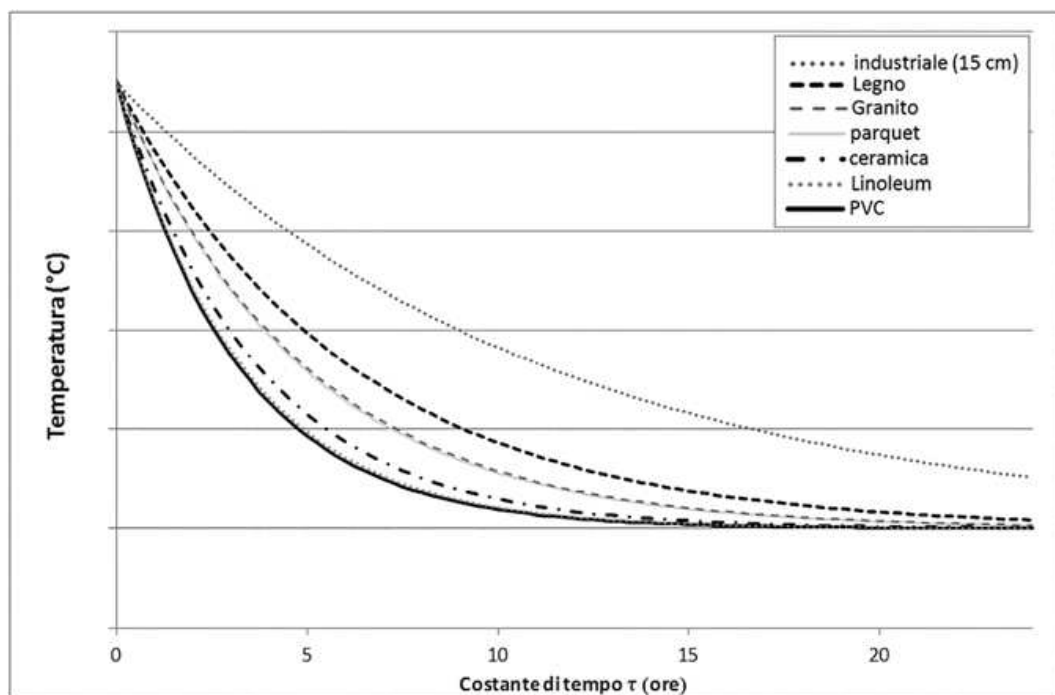


Figura 49. Costante di tempo e temperature per un sistema a pavimento con rivestimenti diversi.

continuo e non intermittente per edifici residenziali. È questo un punto che generalmente viene criticato per gli impianti radianti a pavimento, che non permettono una rapida messa a regime dopo un'interruzione di funzionamento. A tale riguardo occorre sottolineare, come evidenziato in (De Carli et al., 2008) come negli edifici ad elevato isolamento termico non vi sia differenza in termini di fabbisogno energetico dell'edificio tra funzionamento continuo e intermittente.

Nel caso di edifici non ben isolati il funzionamento attenuato, rispetto a un funzionamento intermittente, può comportare un fabbisogno netto superiore, ma, dall'altro lato permette, grazie alle più basse temperature in regime di riscaldamento, una minore potenza installata, quindi un funzionamento con fattore di carico maggiore e una migliore efficienza nella produzione dell'energia.

Un impianto inerziale che funziona con attenuazione notturna può presentare quindi complessivamente un minor consumo di energia primaria anche con scarsi isolamenti termici.

4.2.5.2. Considerazioni sul comfort

In uno studio effettuato nel 2011 sono state confrontate le prestazioni di diverse tipologie di rivestimenti associate ai sistemi radianti: pavimento in laminato, in PVC e stratificato in legno (*engineered flooring*). Attraverso misure di laboratorio è stato provato che le prestazioni del sistema, misurate in termini di temperature superficiali, dipendevano dallo spessore, dalla posa in opera e, per i sistemi multistrato anche dal tipo di collante utilizzato. Inoltre, per i pavimenti stratificati in legno, è stata evidenziata la capacità di mantenere a lungo la temperatura una volta spento il sistema radiante (Heater Off, Figura 50), grazie alla costante di tempo del sistema descritta nel paragrafo precedente.

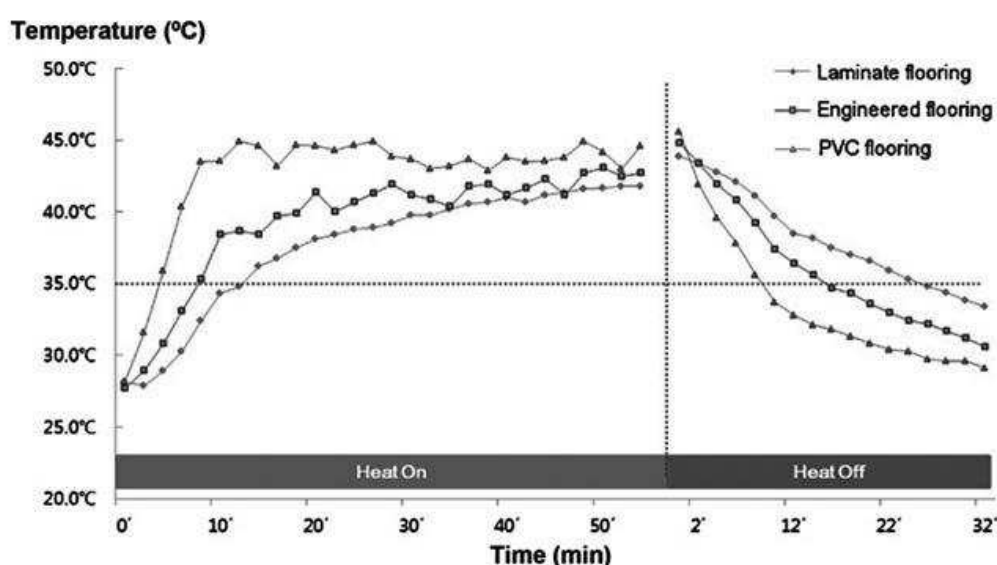


Figura 50. Andamento delle temperature per diversi tipi di pavimentazione (Seo et al., 2011).

Le finiture in legno di pavimenti radianti comprendono tutte le tipologie in commercio, quali ad esempio parquet, multistrato e legno massello. Nel caso si scelga il parquet come finitura superficiale è consigliabile ottenere garanzie di indeformabilità da parte del produttore del pacchetto di rivestimento, sia del legno che del collante utilizzato: il collante deve essere infatti idoneo alla posa su sottofondi riscaldati e deve conservare nel tempo sufficiente elasticità, al fine di assicurare i movimenti del legno. Un altro aspetto importante per garantire le prestazioni di questo sistema è il rispetto dell'intervallo di umidità relativa in ambiente. Valori ottimali, con temperature intorno a 20 °C variano da 40 a 60%.

4.2.6. Giunti

I giunti principali hanno lo scopo di consentire la dilatazione del massetto in corrispondenza dei giunti strutturali dell'edificio e nei casi di ampie superfici. L'assenza di giunti non è consigliabile per pavimentazioni con superfici superiori a 40 m², oppure se si è in presenza di un ambiente con un lato superiore a 8 m.

I giunti di taglio servono invece a guidare l'assestamento del massetto in corrispondenza di porte o di altre aperture. Vengono realizzati con la cazzuola (fino ad una profondità di 3 ÷ 4 cm) quando il massetto comincia ad asciugare.

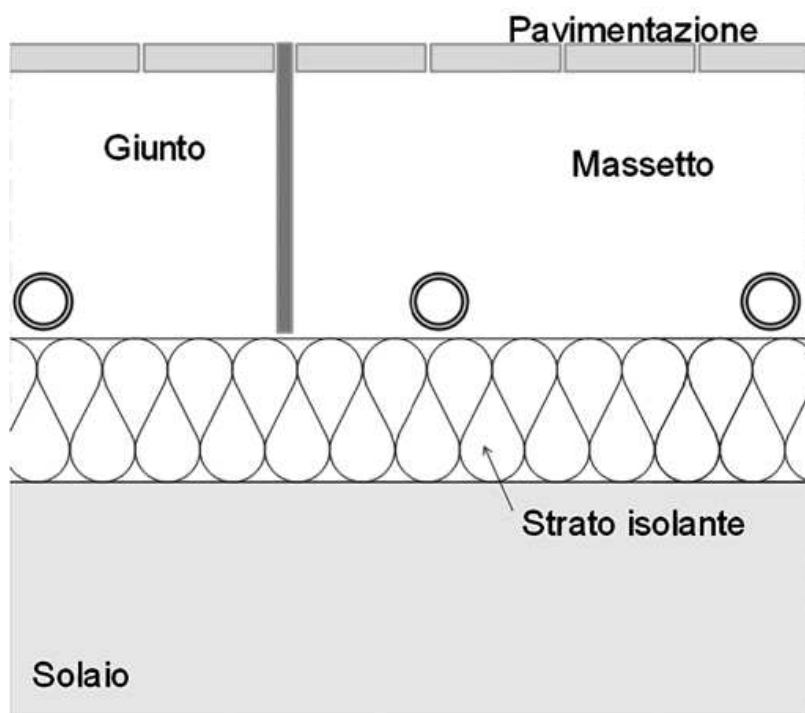


Figura 51. Sezione di un pavimento radiante di tipo A con presenza di giunto.

4.3. Prestazione acustiche di sistemi radianti a pavimento e a soffitto

L'ISOLAMENTO ACUSTICO DELLE PARTIZIONI ORIZZONTALI

Tutte le fasi che convergono nel processo realizzativo dell'opera sono determinanti ai fini del risultato acustico: la progettazione, l'esecuzione dei lavori, la posa in opera dei materiali, la direzione dei lavori e le verifiche in corso d'opera. In fase progettuale risulta, quindi, di particolare importanza realizzare uno studio previsionale dei requisiti acustici passivi che riesca a stimare al meglio possibile le prestazioni attese a fine lavori.

Il sistema "a massetto galleggiante" è la soluzione tecnologica utilizzata per limitare il disturbo da rumori da calpestio e raggiungere specifici livelli di prestazione imposti dalla legislazione vigente o contrattualmente definiti. Con il "massetto galleggiante", inoltre, si ottiene anche un miglioramento dell'isolamento della struttura ai rumori aerei.

Tale sistema consiste nell'inserire, all'interno della stratigrafia della partizione orizzontale, un materiale resiliente di desolidarizzazione in grado di limitare la trasmissione di vibrazioni e rumori. La scelta del materiale resiliente dipende dalla prestazione che si intende ottenere in opera, e dalle caratteristiche degli strati che compongono l'intera partizione orizzontale. Per scegliere il materiale, si utilizzano le metodologie di calcolo previsionale secondo i modelli proposti nella UNI EN 12354-2 o, in riferimento alla tipologia costruttiva nazionale, nel rapporto tecnico UNI TR 11175. Per conseguire in opera prestazioni paragonabili a quelle calcolate nel progetto occorre eseguire una posa estremamente corretta dell'intero sistema costruttivo. Pertanto è opportuno riportare già nel progetto acustico tutte le indicazioni di posa.

Il sistema "a massetto galleggiante" consiste nella realizzazione di una "vasca" di materiale resiliente, tale da limitare la trasmissione di vibrazioni, costituita da teli orizzontali adeguatamente posti, e dalla banda di isolamento perimetrale. È necessario verificare che la "vasca" sia continua e priva di rotture: piccole connessioni rigide (residue o accidentali) tra il sistema di pavimentazione galleggiante e le strutture al contorno possono comportare sensibili peggioramenti all'isolamento ai rumori da calpestio o vanificare la prestazione della tecnologia (Figura 52).

Il sistema di pavimentazione galleggiante si comporta come un sistema "massa/molla/massa": il massetto deve essere progettato al fine di far lavorare come "molla" il materiale resiliente in grado di assorbire le vibrazioni del massetto stesso, dissipandole così da non farle propagare come onda sonora nel locale sottostante.

Materiali tipici per la realizzazione di pavimentazioni galleggianti sono le gomme riciclate in materassini e pannelli (lineari e sagomati), il polistirene, il polietilene, le lane e

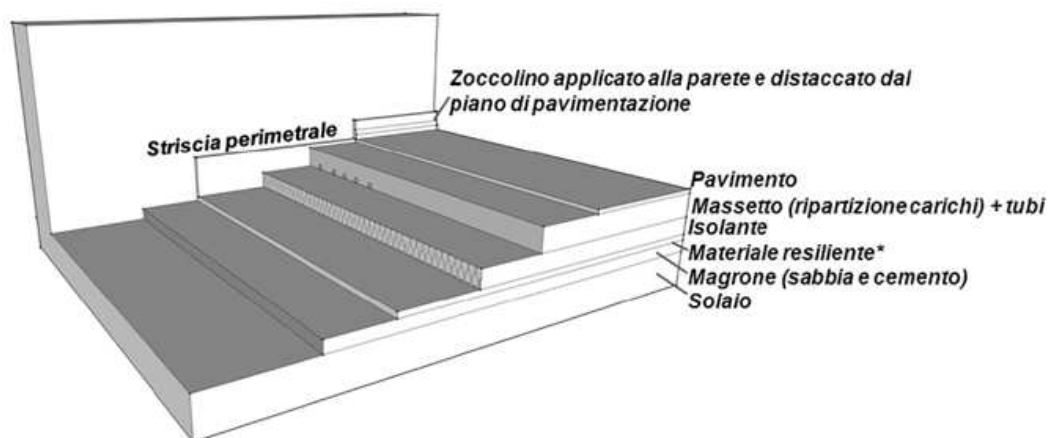


Figura 52. Elementi costituenti un sistema di pavimentazione galleggiante tipo.

le fibre minerali, i feltri multistrato. Un prodotto isolante anticalpestio viene valutato misurando la differenza (ΔL) tra il valore del livello di pressione sonora del solaio nudo e il livello di pressione sonora del solaio con il sistema superiore composto dai diversi strati. La formula utilizzata per il calcolo è la seguente:

$$\Delta L = 15 \cdot \log \frac{m'}{s'} + 18 \text{ [dB]} \quad (4.5)$$

dove:

m' massa per unità di area del sistema massetto più pavimento [kg/m^2]

s' rigidità dinamica dello strato resiliente interposto [MN/m^3].

È importante evidenziare che la tipologia di solaio influisce sulle prestazioni acustiche del sistema. Solai in laterocemento e solaio in cemento armato forniscono valori differenti di livelli di rumori da calpestio.

Lo strato resiliente interposto è costituito dall'isolante, che dovrà avere una rigidità dinamica conforme alla normativa EN ISO 92052-1. Valori ottimali di questo parametro, che sono funzione del carico del massetto sovrapposto, variano tra 18 MN/m^3 e 28 MN/m^3 .

Un esempio di materiale per la striscia perimetrale è il polietilene reticolato, che, creando continuità con il materiale resiliente posto orizzontalmente, isola acusticamente il solaio dalla parte superiore. Durante la posa in opera deve essere garantita l'aderenza alla struttura e la continuità della striscia perimetrale tra la parte verticale e orizzontale. Inoltre, prima di realizzare il massetto deve essere garantita l'assenza di difetti di posa del materassino isolante.

ISOLAMENTO ACUSTICO SOTTO PAVIMENTO: LA POSA FLOTTANTE DEL PARQUET

Il livello di isolamento acustico di un solaio dipende, come detto, da tutti i materiali utilizzati nel sistema, e dalle modalità di posa e di integrazione dei diversi componenti. Anche la pavimentazione può determinare variazioni nel livello di pressione sonora trasmesso per via impattiva: è noto infatti che una pavimentazione lignea può dare un miglioramento di circa 2/3 dB rispetto ad una pavimentazione ceramica, sia per il materiale in se sia per le modalità di posa.

Nelle ristrutturazioni in particolare, o dove si voglia dare maggiore isolamento acustico, si può utilizzare un sistema tecnologico per la pavimentazione, per incrementare significativamente l'isolamento acustico ai rumori impattivi della partizione orizzontale, in particolare alle medie e alte frequenze.

Tale sistema consiste nel posare il rivestimento flottante, quindi legno o laminato, utilizzando al di sotto di esso un apposito materassino acustico sottoparquet, tipicamente polietilene a celle chiuse reticolato chimicamente, o materiali viscoelastici termoconduttivi ad alta densità. La scelta del materiale sottoparquet è dettata dalle esigenze dell'intero sistema; da un punto di vista acustico, la posa flottante con materassini "tecnici" garantisce in ogni caso attenuazione del rumore e riduzione del rumore del riverbero.

Inoltre, con prodotti specifici, è anche possibile realizzare una pavimentazione ceramica incollata su apposito materiale resiliente, che è a sua volta incollato sul sottofondo, e che comunque garantisce una buona attenuazione del rumore.

La posa flottante di parquet e laminati, se correttamente eseguita con l'utilizzo di materassini dalle ottimali caratteristiche tecniche, rappresenta la soluzione ideale per ottenere pavimenti dalle prestazioni acustiche elevate e meccanicamente stabili.

Nella posa flottante il pavimento viene "appoggiato" direttamente sul materiale resiliente: questo rende la posa facile, veloce e pulita, dato che il fatto di non dover utilizzare prodotti chimici, quali colle o resine, risulta fondamentale per mantenere l'ambiente più salubre, a vantaggio sia del posatore che dell'utente finale, che usufruiranno di un ambiente nel quale non vengono rilasciati polveri o materiali volatili potenzialmente dannosi per la salute. Senza il vincolo della colla, inoltre, il legno è più libero di modificare le proprie dimensioni in funzione dell'umidità senza deformarsi. In questo modo si può evitare il fenomeno dell'imbarcamento, una delle maggiori cause di contestazioni relative alla posa di parquet.

La posa flottante consente interventi di riparazione (per esempio delle tubature sottostanti) in maniera mirata e senza dover sostituire la totalità della pavimentazione. Una volta localizzata la perdita, basta rimuovere i listelli di parquet solo nella zona interessata dal guasto e ripristinarli facilmente una volta risolto il problema. Nel caso il parquet venga posato su una pavimentazione preesistente, ad esempio una pavimen-

tazione di pregio che si intenda ripristinare in seguito, la posa flottante garantisce di poter rimuovere in qualsiasi momento il parquet stesso senza nessun danneggiamento della pavimentazione sottostante.

PRESTAZIONI ACUSTICHE SISTEMI RADIANTI A SOFFITTO

Un sistema radiante a soffitto è in grado di raggiungere delle ottime prestazioni di fonoassorbimento, per ridurre o eliminare fenomeni di riverbero ambientale. Ciò è reso possibile attraverso la scelta di materiali particolari, come lastre in gesso rivestito forate.

Un esempio di soffitto acustico è riportato in Figura 53 a sinistra: è composto da due pannelli accoppiati in cartongesso forato e feltro acustico da 12,5 mm per un totale di 25 mm. All'interno del pannello di cartongesso sono inserite le tubazioni.



Figura 53. Sistemi radianti a soffitto per il miglioramento delle prestazioni acustiche.

4.4. Condizionamento chimico per impianti termici a circuito chiuso

Il DPR 59/2009 ha reso obbligatorio l'adeguamento degli impianti di trattamento dell'acqua calda nelle abitazioni, quando i contenuti di calcare sono troppo elevati. In assenza di produzione di acqua calda sanitaria ed in presenza di acqua di alimentazione dell'impianto con durezza temporanea maggiore o uguale a 25 gradi francesi è obbligatorio prevedere un trattamento chimico di condizionamento per impianti di potenza nominale del focolare complessiva minore o uguale a 100 kW.

Il trattamento dell'acqua di alimentazione degli impianti di riscaldamento ha come obiettivo la prevenzione della formazione di incrostazioni calcaree, depositi e fenomeni di corrosione. Il prodotto condizionante formerà un film protettivo sulle superfici metalliche interne dell'impianto (qualsiasi sia la natura del metallo). Il prodotto non dovrà essere tossico o inquinante nel caso di scarico in fognatura urbana e non dovrà danneggiare eventuali materiali sintetici od elastomeri.

5. Calcolo della potenza in riscaldamento e in raffrescamento

5.1. Potenza termica in regime invernale

La potenza termica si calcola secondo la norma UNI EN 12831. La norma specifica un metodo per il calcolo del fabbisogno di calore, nelle condizioni di progetto di riferimento, per garantire il raggiungimento della temperatura interna di progetto richiesta.

La norma descrive il calcolo del carico termico di progetto:

- secondo un approccio ambiente per ambiente o spazio riscaldato per spazio riscaldato, ai fini del dimensionamento dei corpi scaldanti;
- secondo un approccio che considera l'intero edificio, o l'entità porzione di edificio, ai fini del dimensionamento del generatore di calore.

Rientrano nei casi base tutti gli edifici con altezza limitata degli ambienti (non maggiore di 5 m), e per i quali è previsto il riscaldamento a regime permanente nelle condizioni di progetto.

Nelle appendici della norma sono contenute informazioni relative ai casi particolari di edifici di notevole altezza o grandi ambienti e di edifici dove la temperatura dell'aria e la temperatura media radiante differiscono in modo significativo.

Il metodo di calcolo, per i casi base, si fonda sulle ipotesi di distribuzione uniforme della temperatura interna di progetto e dispersioni termiche calcolate in condizioni di regime permanente, presupponendo valori costanti di temperatura, caratteristiche degli elementi dell'edificio fisse, ecc.

Per il calcolo delle dispersioni termiche di progetto di uno spazio riscaldato, devono essere considerate le seguenti componenti:

- la dispersione termica per trasmissione determinata dalla conduzione termica attraverso le superfici circostanti, e lo scambio termico tra spazi riscaldati, dovuto al fatto che spazi riscaldati adiacenti possano essere riscaldati, o convenzionalmente si suppone siano riscaldati, a temperature diverse. Per esempio, si può supporre

che ambienti adiacenti appartenenti a un altro appartamento siano riscaldati a una temperatura fissa, corrispondente a quella di un appartamento non occupato;

- la dispersione termica per ventilazione dovuta a ventilazione o infiltrazione attraverso l'involucro dell'edificio, e il calore trasferito per ventilazione da uno spazio riscaldato ad un altro spazio riscaldato all'interno dell'edificio.

Le fasi per procedere al calcolo per uno spazio riscaldato sono le seguenti:

- a) determinare il valore della temperatura esterna di progetto;
- b) specificare lo stato di ogni spazio (riscaldato o non riscaldato) e i valori della temperatura interna di progetto di ogni spazio riscaldato;
- c) determinare le caratteristiche dimensionali e termiche di tutti gli elementi dell'edificio, per ogni spazio riscaldato e non riscaldato;
- d) calcolare il coefficiente di dispersione termica di progetto per trasmissione e moltiplicarlo per la differenza di temperatura di progetto, per ottenere la dispersione termica di progetto per trasmissione dello spazio riscaldato;
- e) calcolare il coefficiente di dispersione termica di progetto per ventilazione e moltiplicarlo per la differenza di temperatura di progetto per ottenere la dispersione termica di progetto per ventilazione dello spazio riscaldato;
- f) calcolare la dispersione termica di progetto totale dello spazio riscaldato, sommando la dispersione termica di progetto per trasmissione e la dispersione termica di progetto per ventilazione;
- g) calcolare la potenza termica di ripresa del riscaldamento dello spazio riscaldato, ovvero la potenza aggiuntiva, richiesta per compensare gli effetti del riscaldamento intermittente;
- h) calcolare il carico termico totale di progetto dello spazio riscaldato sommando la dispersione termica di progetto totale e la potenza di ripresa del riscaldamento.

5.1.1. Dati richiesti

Ai fini dei calcoli termici sono richiesti i dati climatici, la temperatura interna e le caratteristiche dell'edificio.

Occorre inoltre definire i dati richiesti per il calcolo relativo ad ogni ambiente:

V_j volume d'aria interno di ogni ambiente (spazi riscaldati e non riscaldati) in metri cubi [m^3];

A_k area di ciascun elemento dell'edificio in metri quadrati [m^2];

U_k trasmittanza termica di ciascun elemento dell'edificio [$W/(m^2K)$];

Ψ_l trasmittanza termica lineare di ciascun ponte termico lineare [$W/(m \times K)$];

l_l lunghezza di ciascun ponte termico lineare in metri [m].

Il calcolo della trasmittanza termica degli elementi dell'edificio deve essere eseguito

facendo riferimento alle condizioni al contorno e alle caratteristiche dei materiali, definite e raccomandate nelle specifiche norme. Tutti i parametri utilizzati per il calcolo dei valori U degli elementi dell'edificio, con i riferimenti alle relative norme applicabili, sono riportati nella Tabella 20.

Simbolo e unità di misura	Definizione del parametro	Normativa
[m²K/W]	Resistenza termica superficiale interna	UNI EN ISO 6946
[m²K/W]	Resistenza termica superficiale esterna	UNI EN ISO 6946
[W/(m K)]	Conduttività termica (materiali omogenei): - determinazione dei valori dichiarati e di progetto (procedimento) - valori di progetto tabulati (valori cautelativi) - tipi di terreno - posizione e condizioni di umidità locali (in funzione del Paese)	UNI EN ISO 10456 UNI EN 12524 UNI EN ISO 13370 norme nazionali
[m²K/W]	Resistenza termica di materiali (non) omogenei	UNI EN ISO 6946
[m²K/W]	Resistenza termica di strati d'aria o cavità: - strati d'aria non ventilati, leggermente ventilati e ben ventilati - in finestre accoppiate e doppie	UNI EN ISO 6946 UNI EN ISO 10077-1
[W/(m² K)]	Trasmittanza termica: - metodo generale di calcolo - finestre, porte (valori calcolati e tabulati) - telai (metodo numerico) - vetrate	UNI EN ISO 6946 UNI EN ISO 10077-1 UNI EN ISO 10077-2 UNI EN 673
[W/(m K)]	Trasmittanza termica lineare (ponti termici): - calcolo dettagliato (numerico – 3D) - calcolo dettagliato (2D) - calcolo semplificato	UNI EN ISO 10211-1 UNI EN ISO 10211-2 UNI EN ISO 14683
[W/K]	Trasmittanza termica puntiforme (ponti termici 3D)	UNI EN ISO 10211-1

Tabella 20. Parametri utilizzati nella norma UNI EN 12831.

5.1.2. Dispersione termica totale di progetto

La dispersione termica totale per il generico spazio riscaldato (j), ϕ_j , si calcola come:

$$\phi_j = (\phi_{T,j} + \phi_{V,j}) \cdot f_{\Delta\theta,j} \quad (5.1)$$

dove:

$\phi_{T,j}$ dispersione termica di progetto per trasmissione dello spazio riscaldato [W];

$\phi_{V,j}$ dispersione termica di progetto per ventilazione dello spazio riscaldato [W];

$f_{\Delta\theta,j}$ fattore di correzione della temperatura che tiene conto dell'ulteriore dispersione termica degli ambienti riscaldati a una temperatura più alta rispetto agli ambienti riscaldati adiacenti, per esempio una stanza da bagno riscaldata a 22 °C.

I valori di $f_{\Delta\theta,j}$ devono essere indicati in un'appendice nazionale alla norma UNI EN 12831 in assenza della quale si applicano i valori predefiniti indicati nell'appendice D della norma.

5.1.2.1. Dispersione termica per trasmissione

La dispersione termica per trasmissione, $\phi_{T,j}$, per il generico spazio riscaldato j si calcola come:

$$\phi_{T,j} = (H_{T,je} + H_{T,jue} + H_{T,jg} + H_{T,jk}) \cdot (\theta_{i,j} - \theta_e) \quad (5.2)$$

dove:

$H_{T,je}$ coefficiente di dispersione termica per trasmissione dallo spazio riscaldato (i) verso l'esterno (e) attraverso l'involucro dell'edificio [W/K];

$H_{T,jue}$ coefficiente di dispersione termica per trasmissione dallo spazio riscaldato (i) verso l'esterno (e) attraverso lo spazio non riscaldato (u) [W/K];

$H_{T,jg}$ coefficiente di dispersione termica per trasmissione verso il terreno, in condizioni di regime permanente, dallo spazio riscaldato (i) verso il terreno (g) [W/K];

$H_{T,jk}$ coefficiente di dispersione termica per trasmissione dallo spazio riscaldato (i) a uno spazio adiacente (k) riscaldato ad una temperatura significativamente diversa, per esempio uno spazio riscaldato adiacente all'interno della porzione entità di edificio o uno spazio riscaldato di una porzione entità di edificio adiacente [W/K].

Il coefficiente di dispersione termica per trasmissione dallo spazio riscaldato $H_{T,je}$ dipende da tutti gli elementi dell'edificio e dai ponti termici lineari che separano lo spazio riscaldato dall'ambiente esterno, come pareti, pavimento, soffitto, porte e finestre:

$$H_{T,je} = \sum_k A_k \cdot U_k \cdot e_k + \sum_i \Psi_i \cdot l_i \cdot e_i \quad (5.3)$$

I coefficienti e_k, e_i sono i fattori di correzione per l'esposizione.

5.1.2.2. Dispersione termica per ventilazione

La dispersione termica di progetto per ventilazione, $\phi_{V,j}$, per uno spazio riscaldato (j) è calcolata come segue:

5. Calcolo della potenza in riscaldamento e in raffrescamento

$$\phi_{V,j} = 0.34 \cdot \dot{V}_j \cdot (\vartheta_{i,j} - \vartheta_e) \quad (5.4)$$

dove:

$\dot{V}_j$ portata d'aria del j-esimo ambiente riscaldato [m^3/h];

La portata dell'ambiente in caso di ambienti residenziali è determinata attraverso la formula:

$$\dot{V}_j = n \cdot V_j \quad (5.5)$$

dove:

n tasso di ventilazione [Vol/h];

V_j volume del j-esimo ambiente, calcolato in base alle dimensioni interne. Tale volume può essere calcolato approssimativamente 0,8 volte il volume ottenuto in base alle dimensioni esterne.

Occorre sottolineare che, ai fini della certificazione energetica, normalmente si utilizza un ricambio orario pari a 0.3 Vol/h. Questo è un valore considerato medio del parco edilizio italiano, privo di ventilazione meccanica e quindi legato all'aerazione dei locali. Tuttavia un tasso di ventilazione di 0.3 Vol/h non è accettabile ai fini della salubrità degli ambienti interni (Naydenov et al., 2009). Studi del settore hanno dimostrato che il tasso di ventilazione minimo per garantire una sufficiente qualità dell'aria è pari a 0.5 Vol/h. Nel caso si utilizzi una ventilazione meccanica controllata con recupero di calore di efficienza, la perdita di calore per ventilazione risulta pari a:

$$\phi_{V,j} = 0.34 \cdot \dot{V}_j \cdot (1 - \varepsilon) \cdot (\vartheta_{i,j} - \vartheta_e) \quad (5.6)$$

Nel caso di edifici diversi da quelli residenziali, normalmente si ricorre alla norma UNI 10399, secondo la quale, in funzione della destinazione d'uso dell'edificio, si prevede un ricambio d'aria per persona $\dot{V}_{p,j}$ di circa 40 m^3/h . La norma fornisce anche un indice di occupazione mediante il quale è possibile, nota la superficie degli ambienti, valutare le persone ($n_{p,j}$) che si possono ipotizzare all'interno dello spazio considerato. Normalmente in questi casi è presente un impianto di ventilazione, pertanto il carico termico in ambiente dipende dal tipo di impianto. Se non vi è trattamento dell'aria, le perdite di calore si calcolano con la formula (5.11). Se si è in presenza di un impianto ad aria primaria normalmente l'aria viene immessa in condizioni neutre, pertanto non contribuirebbe al carico termico ambientale. Tuttavia se la temperatura a cui viene immessa l'aria in ambiente ϑ_{imm} fosse diversa dalla temperatura ambiente (normalmente si può ipotizzare una temperatura di immissione di circa 18 °C) il carico termico di ventilazione sarebbe pari a:

$$\phi_{V,j} = 0.34 \cdot \dot{V}_j \cdot (\vartheta_i - \vartheta_{imm}) \quad (5.7)$$

5.1.2.3. Carico termico totale di progetto

Il carico termico totale di progetto per l'ambiente riscaldato (j), $\Phi_{HL,j}$, è calcolato come segue:

$$\Phi_{HL,j} = \phi_j + \phi_{RH,j} \quad (5.8)$$

dove:

ϕ_j dispersione termica totale [W];

$\phi_{RH,j}$ potenza di ripresa del riscaldamento [W].

La potenza di ripresa del riscaldamento richiesta per compensare gli effetti del riscaldamento intermittente, $\Phi_{RH,j}$, in uno spazio riscaldato (j) è calcolata come segue:

$$\phi_{RH,j} = A_j \cdot f_{RH,j} \quad (5.9)$$

dove:

A_j superficie del pavimento del j-esimo spazio riscaldato [m²];

$f_{RH,j}$ fattore di ripresa dipendente dal tipo di edificio, dalla costruzione dell'edificio, dal tempo di ripresa e dal calo della temperatura interna previsto durante il periodo di inattività.

Il carico termico globale dell'edificio si può pertanto calcolare come:

$$\Phi_{HL} = \sum_j \phi_{T,j} + \sum_j \phi_{V,j} + \sum_j \phi_{RH,j} \quad (5.10)$$

5.1.3. Casi particolari

Come già anticipato i calcoli si basano su una temperatura uniforme degli spazi riscaldati e su un'altezza non maggiore di 5 m. Il gradiente verticale di temperatura dell'aria aumenta con l'altezza dell'ambiente e dipende in larga misura anche dalle dispersioni termiche di progetto totali (livello di isolamento dell'involucro dell'edificio e temperatura esterna di progetto), nonché dal tipo e dalla posizione degli apparecchi di riscaldamento. Per tener conto di tali effetti in edifici di maggiore altezza occorre aumentare le dispersioni termiche di progetto.

Per edifici con dispersioni termiche di progetto ≤ 60 W/m² riferito all'area del pavimento, la dispersione termica totale di progetto, ϕ_j , per spazi di notevole altezza, può essere corretta applicando un fattore di correzione per l'altezza del locale, $f_{h,j}$, come indicato di seguito:

$$\phi_j = (\phi_{T,j} + \phi_{V,j}) \cdot f_{h,j} \quad (5.11)$$

5. Calcolo della potenza in riscaldamento e in raffrescamento

La tabella seguente riporta i valori del fattore di correzione per l'altezza del locale, $f_{h,j}$.

Metodo di riscaldamento e tipo o posizione degli apparecchi di riscaldamento		$f_{h,j}$	
		Altezza dello spazio riscaldato	
		da 5 m a 10 m	da 10 m a 15 m
Prevalentemente radiante	Riscaldamento a pavimento	1	1
	Riscaldamento a soffitto (livello di temperatura <40 °C)	1,15	non pertinente per questa applicazione
	Irraggiamento verso il basso a media e alta temperatura dal basso con flusso trasversale	1	1,15
Prevalentemente convettivo	Aria calda in convezione naturale	1,15	non pertinente per questa applicazione
Aria calda forzata	Dal basso con flusso trasversale	1,30	1,60
	Dall'alto verso il basso	1,21	1,45
	Da livello intermedio con flusso trasversale a media ed alta temperatura	1,15	1,30

Tabella 21. Fattore di correzione per l'altezza del locale.

Un altro caso particolare si riferisce agli ambienti riscaldati in modo intermittente. In tal caso occorre considerare un coefficiente che tenga conto della potenza richiesta per portare l'edificio da una temperatura di set-back ad una temperatura di set-point. I valori predefiniti del fattore di ripresa (descritto precedentemente) del riscaldamento, f_{RH} , sono indicati nella Tabella 22. I valori di f_{RH} [W/m²] si basano sulle dimensioni interne dell'area del pavimento e possono essere utilizzati per ambienti di altezza media non maggiore di 3,5 m.

La massa effettiva dell'edificio è indicata secondo le seguenti tre categorie:

- Elevata inerzia termica (solai pesanti, abbinati a pareti in mattoni o cemento);
- Inerzia termica media (solai pesanti in cemento e pareti leggere);
- Inerzia termica bassa (solai leggeri, pareti leggere).

Durata del periodo di ripresa in ore	f_{RH}								
	Calo previsto della temperatura interna durante il periodo di inattività ^{a)}								
	2 K			3 K			4 K		
	massa dell'edificio			massa dell'edificio			massa dell'edificio		
	bassa	media	alta	bassa	media	alta	bassa	media	alta
1	18	23	25	27	30	27	36	27	31
2	9	16	22	18	20	23	22	24	25
3	6	13	18	11	16	18	18	18	18
4	4	11	16	6	13	16	11	16	16

Tabella 22. Fattore di ripresa del riscaldamento, f_{RH} , per edifici non residenziali, con periodo di inattività notturna max. 12 h.

^{a)} Negli edifici ben isolati e a tenuta d'aria, un calo della temperatura interna maggiore di 2 K fino a 3 K durante il periodo di inattività è piuttosto improbabile. Esso dipende dalle condizioni climatiche e dalla massa termica dell'edificio.

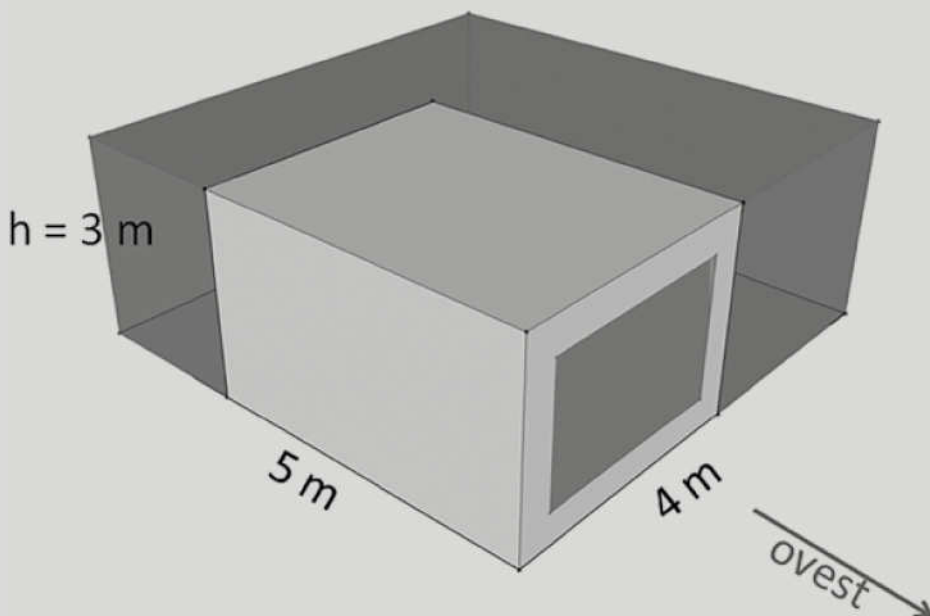
Durata del periodo di ripresa in ore	f_{RH}		
	Calo previsto della temperatura interna durante il periodo di inattività ^{a)}		
	2 K	3 K	4 K
	massa dell'edificio	massa dell'edificio	massa dell'edificio
1	11	22	45
2	6	11	22
3	4	9	16
4	2	7	13

Tabella 23. Fattore di ripresa del riscaldamento, f_{RH} , per edifici residenziali, con periodo di inattività notturna max. 8 h.

^{a)} Negli edifici ben isolati e a tenuta d'aria, un calo della temperatura interna maggiore di 2 K fino a 3 K durante il periodo di inattività è piuttosto improbabile. Esso dipende dalle condizioni climatiche e dalla massa termica dell'edificio.

Esempio di calcolo

Di seguito viene riportato un esempio di calcolo relativo ad un edificio residenziale. In figura è rappresentato l'ambiente con le seguenti dimensioni: 4 m orientazione Sud, 5 m orientazione Ovest, 3 m di altezza. Le pareti esterne disperdenti sono orientate a Sud e Ovest. Sulla parete Ovest è presente una finestra di 6 m².



U_j	trasmittanza delle pareti opache esterne = 0.26 W/(m ² K)
ϑ_i	temperatura interna = 20 °C
ϑ_e	temperatura di progetto esterna invernale = -5 °C
S_w	superficie della vetrata = 6 m ² (orientamento Ovest)
U_w	trasmittanza della finestra = 2 W/(m ² K)

Caso A: Edificio con tasso di infiltrazione di 0.5 vol/h.

1	Calcolo delle perdite per trasmissione	$H_T = 17.5 \text{ W/K}$
2	Calcolo delle perdite per ventilazione (infiltrazione)	$H_V = 10.0 \text{ W/K}$
3	Calcolo della potenza per trasmissione	$\phi_T = 436.5 \text{ W}$
4	Calcolo della potenza per ventilazione	$\phi_V = 251.5 \text{ W}$
5	Calcolo della potenza totale $\phi_T + \phi_V$	$\phi_{tot} = 688 \text{ W}$

Caso B: Edificio con impianto di ventilazione meccanica controllata con recupero di calore (80%).

Portata di ventilazione: 30 m³/h

1	Calcolo delle perdite per trasmissione	$H_T = 17.5 \text{ W/K}$
2	Calcolo delle perdite per ventilazione (80% recupero) $H_V = 2.0 \text{ W/K}$	
3	Calcolo della potenza per trasmissione	$\phi_T = 436.5 \text{ W}$
4	Calcolo della potenza per ventilazione	$\phi_V = 50.3 \text{ W}$
5	Calcolo della potenza totale $\phi_T + \phi_V$	$\phi_{\text{tot}} = 487 \text{ W}$

5.2. Potenza frigorifera in regime estivo

Sebbene l'impianto radiante non sia in grado di asportare i carichi latenti in ambiente, risulta importante valutare a livello progettuale il carico latente presente in ambiente per decidere come risolvere eventuali problemi legati alla possibile formazione di condensa superficiale.

Il carico termico estivo (ϕ_T) è la somma del carico sensibile (ϕ_S) che tende a variare la temperatura interna e del carico latente (ϕ_L) che contribuisce a variare l'umidità specifica dell'ambiente interno.

Per ciascun ambiente, per una data ora di un dato giorno vale la relazione:

$$\phi_T = \phi_S + \phi_L \quad (5.12)$$

Vi sono due tipologie di impianto possibili:

- impianto con deumidificazione dell'aria ambiente
- impianto con aria di rinnovo trattata

Il bilancio termico del carico sensibile non cambia, mentre in questi due casi cambia il carico latente.

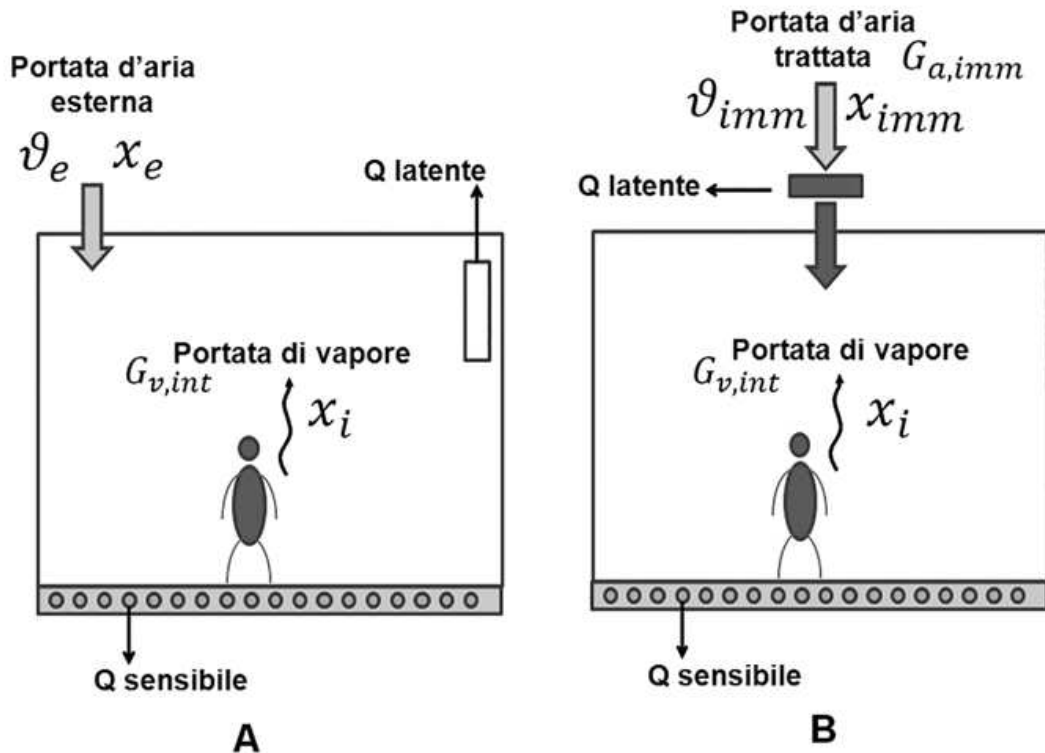


Figura 54. Ambiente raffrescato da impianto radiante con sistema ausiliario deumidificazione (A) e con aria di rinnovo trattata (B).

5.2.1. Calcolo del carico sensibile

Viene qui presentata una versione semplificata del metodo Carrier; in favore di sicurezza i valori qui riportati si riferiscono alle masse frontali minime per le pareti perimetrali e alle masse efficaci minime degli ambienti. Qualora si volesse eseguire un calcolo più dettagliato si può prendere come riferimento il metodo completo (Carrier Co., 1965).

Per ciascun ambiente, per una data ora nel giorno di progetto il carico sensibile Φ_s [W] è dato dalla relazione:

$$\begin{aligned} \phi_s = & \sum_j U_j \cdot S_j \cdot \Delta\vartheta_{eq,j} + \sum_w U_w \cdot S_w \cdot (\vartheta_e - \vartheta_i) + \sum_w S_w \cdot I_{x,w} \cdot f_{a,w} \cdot f_{s,w} + G_{a,ext} \cdot c_p \cdot (\vartheta_e - \vartheta_i) \\ & + G_{a,imm} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{imm} - \vartheta_i) + \sum_k \phi_{s,k} \end{aligned} \quad (5.13)$$

Dove:

U_j trasmittanza della j-ma parete opaca esterna, [W/(m² K)];

S_j superficie della j-ma parete opaca esterna, (m²);

ϑ_i temperatura interna, (°C);

$I_{x,w}$ radiazione solare massima giornaliera sulla w-ma superficie vetrata, (W/m²);

ϑ_e temperatura oraria esterna, (°C);

S_w superficie della w-ma vetrata, (m²);
 U_w trasmittanza della w-ma finestra, [W/(m² K)];
 $f_{a,w}$ fattore di accumulo termico per la w-ma finestra;
 $f_{s,w}$ fattore di schermatura della generica w-ma finestra;
 $G_{a,ext}$ portata di aria esterna di infiltrazione [kg/s];
 $G_{a,imm}$ portata di aria immessa in ambiente in determinate condizioni [kg/s];
 $\phi_{s,k}$ k-ma sorgente interna di calore sensibile, (W);
 $\Delta\vartheta_{eq,j}$ è la differenza di temperatura equivalente per la generica parete, (°C).
 c_p calore specifico dell'aria secca = 1006 J/(Kg K)

Normalmente le temperature esterne di progetto estive sono date per una temperatura massima ($\vartheta_{e,max}$) e una differenza tra la massima e la minima temperatura esterna ($\Delta\vartheta_e$). Si può ricavare un profilo di temperatura esterna sulla base della seguente equazione e dai valori riportati in Tabella 24:

$$\vartheta_{e,\tau} = \vartheta_{e,max} - p_\tau \cdot \Delta\vartheta_e \quad (5.14)$$

OS	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
p	0.87	0.92	0.96	0.99	1	0.98	0.93	0.84	0.71	0.56	0.39	0.23
OS	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
p	0.11	0.03	0	0.03	0.1	0.21	0.34	0.47	0.58	0.68	0.76	0.82

Tabella 24. Valori del coefficiente p_τ da inserire nell'equazione in funzione dell'ora solare (OS).

Le differenze di temperatura equivalente sono tabulate in funzione dei seguenti parametri:

- latitudine del sito,
- esposizione delle pareti
- ora del giorno considerato
- colore della parete esterna

I fattori di accumulo per le finestre sono funzione:

- dell'esposizione della vetrata
- dell'ora del giorno considerato

Per quanto riguarda il fattore di schermatura della finestra generica $f_{s,v}$ questi è il coefficiente di shading, ossia l'energia in ingresso rispetto a quella di un vetro di

5. Calcolo della potenza in riscaldamento e in raffrescamento

riferimento. Nel caso in cui non si conoscesse questo valore si può fare riferimento alla Tabella 25.

Tipo di vetrata	C_s	U [W/(m²K)]
Vetro semplice (3 mm)	1.00	6.33
Vetro semplice con veneziana chiara a 45°	0.36	3.76
Vetro semplice con veneziana scura a 45°	0.50	3.76
Vetro semplice con tenda media	0.68	3.76
Vetro doppio (6 + 12 + 6 mm)	0.77	2.95
Vetro doppio con veneziana chiara a 45°	0.39	2.17
Vetro doppio con veneziana scura a 45°	0.47	2.17
Vetro doppio con tenda media	0.56	2.17
Vetro doppio a bassa emissività	0.55	1.85
Vetro doppio riflettente	0.33	2.00
Vetro triplo	0.65	1.60

Tabella 25. Coefficiente di shading (C_s) e trasmittanza globale U per alcuni tipi di vetrate.

Qualora si conoscesse il fattore solare (g) della vetrata (ed eventualmente del sistema schermante) si può risalire al fattore di schermatura mediante la seguente formula:

$$f_{sv} = \frac{g}{0.89} \quad (5.15)$$

	Pareti opache								Coperture opache	
	NE	E	SE	S	SW	W	NW	N ⁽²⁾	sole	ombra
1	-0.3	-0.3	-0.3	0.2	0.2	0.2	-0.3	-0.3	6.4	-0.8
2	-1.4	-0.8	-0.8	0.2	0.2	-0.3	-0.8	-0.8	4.2	-1.9
3	-1.9	-1.4	-1.4	-0.3	-0.3	-0.3	-0.8	-0.8	3	-2.5
4	-2.5	-1.9	-1.9	-0.3	-0.8	-0.8	-1.4	-1.4	1.9	-3.1
5	-1.4	-1.9	-1.9	-0.8	-0.8	-0.8	-1.4	-1.4	0.8	-3.1
6	2.5	0.2	5.3	-0.8	-1.4	-1.4	-1.9	-1.9	-0.3	-3.1
7	8.1	9.2	3	-1.4	-2.5	-1.9	-2.5	-1.9	-0.8	-3.1
8	11.9	16.4	6.9	-2.5	-2.5	-2.5	-2.5	-2.5	-1.4	-2.5
9	12.5	18.1	10.2	-0.2	-1.4	-1.4	-1.4	-1.9	-0.8	-1.4
10	13.1	19.7	14.1	1.9	-0.3	-0.3	-0.3	-1.4	0.8	-0.3
11	10.2	19.2	14.7	7.4	1.9	1.3	1.3	0.2	4.7	0.8
12	7.4	17.4	15.2	11.9	3	3	3	1.9	8.5	3
13	6.9	10.8	14.1	14.7	10.2	7.4	5.3	4.2	12.5	4.7
14	6.4	6.4	13.1	16.4	14.1	10.8	6.4	5.3	16.4	6.4
15	6.9	6.9	10.2	16.2	18.6	17.5	10.2	6.4	19.7	6.9
16	7.4	7.4	8.5	14.1	21.9	21.9	13.1	7.4	22.5	7.4
17	7.4	7.4	8.1	10.8	22.5	24.7	18.1	6.9	23.6	6.9
18	7.4	7.4	7.4	8.5	23.1	26.3	21.9	6.4	23.6	6.4
19	6.4	6.4	6.4	6.4	16.4	18.6	20.3	5.3	21.9	5.3
20	5.3	5.3	5.3	5.3	13.1	11.9	18.6	4.2	19.2	4.2
21	4.2	4.2	4.2	3.6	6.4	7.4	9.7	3	16.4	2.5
22	3	3	3	3	3	4.2	3	1.9	13.6	0.8
23	1.9	1.9	1.9	1.3	1.9	2.5	1.9	0.8	10.8	0.2
24	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	-0.3	8.1	-0.3

Tabella 26. Differenze di temperatura equivalenti $\Delta\theta_{eq}$ [°C] per pareti e per coperture opache, in funzione dell'esposizione e dell'ora del giorno⁽¹⁾.

⁽¹⁾ I valori sono validi per pareti di colore scuro, temperatura esterna massima di 34 °C, escursione di 11 °C, temperatura interna costante di 26 °C, nel mese di luglio, 40 °Nord. Se la struttura ha colore medio o chiaro, ad ogni ora del giorno si utilizzando i seguenti valori:

$$(\Delta\theta_{eq})_{medio} = [0,33 (\Delta\theta_{eq})_{ombra} + 0,77(\Delta\theta_{eq})_{sole}]_{scuro}$$

$$(\Delta\theta_{eq})_{chiaro} = [0,65 (\Delta\theta_{eq})_{ombra} + 0,55(\Delta\theta_{eq})_{sole}]_{scuro}$$

dove $(\Delta\theta_{eq})_{ombra}$ è relativa alla struttura in ombra (esposizione Nord) mentre $(\Delta\theta_{eq})_{sole}$ si riferisce all'effettiva esposizione.

⁽²⁾ Comprende anche il caso di parete completamente in ombra rispetto alla radiazione diretta.

5. Calcolo della potenza in riscaldamento e in raffrescamento

$\Delta\theta_a$	$\Delta\theta_e$												
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
3	-2.0	-2.5	-3.0	-3.5	-4.0	-4.5	-5.0	-5.5	-6.0	-6.5	-7.0	-7.5	-8.0
4	-1.0	-1.5	-2.0	-2.5	-3.0	-3.5	-4.0	-4.5	-5.0	-5.5	-6.0	-6.5	-7.0
5	0	-0.5	-1.0	-1.5	-2.0	-2.5	-3.0	-3.5	-4.0	-4.5	-5.0	-5.5	-6.0
6	1.0	0.5	0	-0.5	-1.0	-1.5	-2.0	-2.5	-3.0	-3.5	-4.0	-4.5	-5.0
7	2.0	1.5	1.0	0.5	0	-0.5	-1.0	-1.5	-2.0	-2.5	-3.0	-3.5	-4.0
8	3.0	2.5	2.0	1.5	1.0	0.5	0	-0.5	-1.0	-1.5	-2.0	-2.5	-3.0
9	4.0	3.5	3.0	2.5	2.0	1.5	1.0	0.5	0	-0.5	-1.0	-1.5	-2.0
10	5.0	4.5	4.0	3.5	3.0	2.5	2.0	1.5	1.0	0.5	0	-0.5	-1.0
11	6.0	5.5	5.0	4.5	4.0	3.5	3.0	2.5	2.0	1.5	1.0	0.5	0
12	7.0	6.5	6.0	5.5	5.0	4.5	4.0	3.5	3.0	2.5	2.0	1.5	1.0

Tabella 27. Correzioni da apportare alle differenze di temperatura equivalente, al variare dell'escursione termica giornaliera $\Delta\theta_e$ [°C] e della differenza $\Delta\theta_a$ [°C] tra la temperatura massima esterna e la temperatura interna.

	Esposizione								
	N	NE	E	SE	S	SW	W	NW	OR
Latitudine 30° Nord	50	413	517	315	95	315	517	413	776
Latitudine 35° Nord	49	407	517	355	156	355	517	407	756
Latitudine 40° Nord	47	401	517	394	218	394	517	401	735
Latitudine 45° Nord	46	385	516	423	276	423	516	385	700
Latitudine 50° Nord	44	369	514	451	334	451	514	369	666

Tabella 28. Irraggiamento solare massimo I_x [W/m²] attraverso il vetro di riferimento, al variare dell'esposizione della superficie, della latitudine per il mese di progetto estivo.

		NE	E	SE	S	SW	W	NW	N
Orario	1	0.01	0.01	0.01	0.02	0.03	0.05	0.05	0.04
	2	0	0.01	0.01	0.01	0.02	0.04	0.04	0.02
	3	0	0	0	0.01	0.02	0.03	0.03	0.02
	4	0	0	0	0	0.01	0.02	0.02	0.01
	5	0	0.01	0	0	0.01	0.01	0.01	0.01
	6	0.31	0.27	0	0	0.02	0.02	0.02	0
	7	0.56	0.5	0.18	0	0.03	0.03	0.04	0.48
	8	0.65	0.67	0.4	0.12	0.05	0.05	0.05	0.66
	9	0.61	0.73	0.59	0.29	0.06	0.06	0.07	0.76
	10	0.46	0.68	0.72	0.48	0.08	0.07	0.08	0.82
	11	0.33	0.53	0.77	0.64	0.12	0.07	0.09	0.87
	12	0.26	0.38	0.72	0.75	0.34	0.08	0.1	0.91
	13	0.21	0.27	0.6	0.82	0.53	0.14	0.1	0.93
	14	0.18	0.22	0.44	0.81	0.68	0.29	0.13	0.95
	15	0.16	0.18	0.32	0.75	0.78	0.49	0.27	0.97
	16	0.14	0.15	0.23	0.61	0.78	0.67	0.48	0.98
	17	0.12	0.12	0.18	0.42	0.68	0.76	0.65	0.98
	18	0.09	0.09	0.14	0.26	0.46	0.75	0.73	0.52
	19	0.06	0.06	0.09	0.19	0.29	0.53	0.49	0.34
	20	0.04	0.04	0.07	0.13	0.2	0.33	0.31	0.24
	21	0.03	0.03	0.05	0.09	0.14	0.22	0.21	0.16
	22	0.02	0.02	0.03	0.06	0.09	0.15	0.16	0.11
	23	0.01	0.01	0.02	0.04	0.07	0.11	0.19	0.07
	24	0.01	0.01	0.01	0.03	0.05	0.08	0.07	0.05

Tabella 29. Valori orari dei fattori di accumulo f_a [-] per la radiazione solare attraverso vetro semplice, in funzione dell'esposizione della finestra.

5. Calcolo della potenza in riscaldamento e in raffreddamento

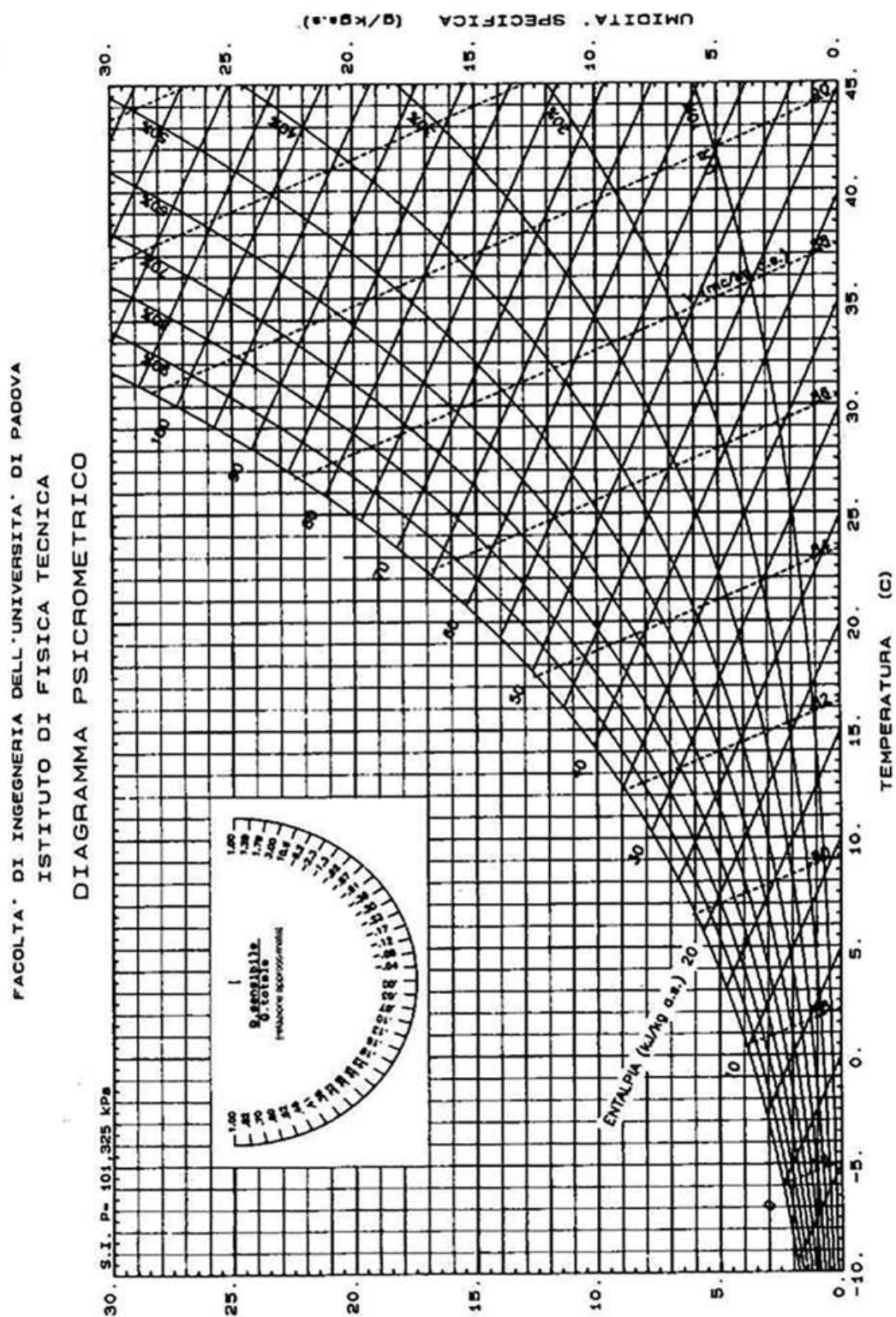


Figura 55. Diagramma psicrometrico.

5.2.2. Calcolo del carico latente

5.2.2.1. Impianto con deumidificazione dell'aria ambiente

Per comprendere meglio gli aspetti relativi alla deumidificazione dell'aria si ritiene utile inserire la Figura 55 che riporta il diagramma psicrometrico $t - x$.

Il contenuto di umidità specifica si calcola nel seguente modo:

$$x = 0.622 \cdot \frac{p_v}{(p_{\text{tot}} - p_v)} \quad (5.16)$$

dove:

p_v è la pressione parziale di vapore

p_{tot} è la pressione totale, somma della pressione parziale dell'aria e della pressione atmosferica (101325 Pa sul livello del mare).

L'umidità specifica esterna si calcola sulla base della pressione parziale di vapore specificata nella norma UNI 10349. L'umidità specifica (x^*) di vapore che si verrebbe a creare all'interno dell'ambiente in assenza di sistemi di umidificazione/deumidificazione si calcola come:

$$x^* = x_e + \frac{G_v}{G_{a,\text{ext}}} \quad (5.17)$$

dove:

x_e è l'umidità specifica esterna [$\text{kg}_v/\text{kg}_{\text{as}}$]

$G_{a,\text{ext}}$ è la portata di aria in condizioni esterne (coerente con quella utilizzata per il calcolo del fabbisogno netto sensibile) [$\text{kg}_{\text{as}}/\text{s}$]

G_v è la portata di vapore prodotta all'interno dell'ambiente [kg_v/s]

La sorgente interna di vapore viene definita dal progettista. A tal fine possono essere presi come riferimento i valori nelle seguenti tabelle.

Attività domestiche	Quantità di umidità prodotta
Cucinare (forno elettrico)	2 kg/giorno
Cucinare (fornelli a gas)	3 kg/giorno
Lavaggio dei piatti a mano	0,4 kg/giorno
Igiene personale (bagno, doccia)	0,2 kg/(giorno persona)
Lavaggio dei vestiti (a mano o mediante lavatrice)	0,5 kg/giorno
Asciugatrice dei vestiti (o per essiccazione con asciugatrice)	Fino a 1,5 kg/(giorno persona)

Tabella 30. Umidità prodotta per le diverse attività.

5. Calcolo della potenza in riscaldamento e in raffrescamento

Attività domestiche	Quantità di umidità prodotta
Cucinare (forno elettrico)	2 kg/giorno
Cucinare (fornelli a gas)	3 kg/giorno
Lavaggio dei piatti a mano	0,4 kg/giorno
Igiene personale (bagno, doccia)	0,2 kg/(giorno persona)
Lavaggio dei vestiti (a mano o mediante lavatrice)	0,5 kg/giorno
Asciugatrice dei vestiti (o per essiccazione con asciugatrice)	Fino a 1,5 kg/(giorno persona)

Tabella 31. Umidità prodotta per le diverse attività.

Umidità giornaliera per attività domestiche			
Numero di persone in attività	Umidità espressa in kg/giorno		
	Bassa ¹ emissione di umidità	Media ² emissione di umidità	Alta ³ produzione di umidità
1	3,5	6	9
2	4	8	11
3	4	9	12
4	5	10	14
5	6	11	15
6	7	12	16

Umidità media giornaliera prodotta in funzione del numero di persone.

¹ **Bassa:** quando gli occupanti non generano troppa umidità in seguito alla loro attività anche per la ridotta occupazione dell'alloggio; la pressione interna di vapore eccede quella esterna di circa 300 Pa.

² **Media:** quando le umidità interne sono pressoché normali; la pressione interna di vapore eccede quella esterna da 300 Pa a 600 Pa circa.

³ **Alta:** la pressione interna di vapore eccede quella esterna di più di 600 Pa.

Dalla temperatura interna (ϑ_i) dell'ambiente (espressa in °C) si ricava la pressione di saturazione interna (p_{sat} , espressa in Pa) mediante la formula:

$$p_{sat} = 610.5 \cdot e^{\frac{17.269 \cdot \vartheta_i}{273.3 + \vartheta_i}} \quad (5.18)$$

e conseguentemente la pressione parziale di vapore, una volta definita dal progettista l'umidità relativa (UR, %) impostata all'interno dell'ambiente:

$$p_{v,i} = UR \cdot p_{sat,i} \quad (5.19)$$

A questa pressione parziale di vapore corrisponde l'umidità specifica (espressa in [kg/kg_{as}]):

$$x_i = 0.622 \cdot \frac{p_{v,i}}{(p_{tot} - p_{v,i})} \quad (5.20)$$

La potenza richiesta per umidificare/deumidificare l'ambiente è pari a:

$$\phi_L = G_a \cdot r \cdot (x_i - x^*) \cdot 1000 \quad (5.21)$$

dove:

r è il calore latente di vaporizzazione dell'acqua ($r = 2501$ kJ/kg_v).

Da tale potenza si può ricavare l'energia media oraria per il calcolo nella giornata di progetto.

5.2.2.2. Impianto con aria di rinnovo trattata

In questo caso il progettista dovrà ipotizzare la temperatura ϑ_{imm} e l'umidità relativa da immettere in ambiente nelle condizioni di progetto. Determinata la pressione di saturazione alla temperatura di progetto (equazione (5.17)) si ricava la pressione parziale interna di vapore secondo l'equazione (5.18) e, tramite l'equazione (5.19), l'umidità specifica in ambiente.

A questo punto, nota la quantità di aria che si vuole immettere in ambiente (G_{imm}), si determina l'umidità specifica a cui immettere l'aria in ambiente:

$$x_{imm} = x_a - \frac{G_v}{G_{a,imm}} \quad (5.22)$$

Il contributo di raffrescamento sensibile è incluso nell'equazione (5.19). A tale riguardo è opportuno non avere temperature inferiori a 16 °C. Tuttavia il progettista può, verificando l'eventuale rischio condensa, abbassare la temperatura di immissione dell'aria trattata in ambiente.

Il dimensionamento della batteria di raffrescamento e dell'eventuale batteria di post-riscaldamento deve essere condotto considerando le condizioni termoigrometriche e di portata dell'aria fluente all'interno della batteria. Qualora l'aria trattata fosse sola aria esterna, la potenza frigorifera della batteria si calcola nel seguente modo:

$$\phi_{batteria} = G_{a,imm} \cdot (h_e - h_u) \quad (5.23)$$

5. Calcolo della potenza in riscaldamento e in raffrescamento

dove:

h_e è l'entalpia dell'aria esterna [J/kg_{as}];

h_u è l'entalpia dell'aria alle condizioni di uscita della batteria (pari ad h_{imm} qualora non vi sia post-riscaldamento).

L'entalpia h , espressa in J/kg_{as} viene calcolata con la seguente formula:

$$h = c_{pa} \cdot \vartheta + x \cdot (c_{pv} \cdot \vartheta + r) \quad (5.24)$$

dove:

c_{pa} è il calore specifico dell'aria = 1006 J/(kg K)

c_{pv} è il calore specifico del vapore d'acqua = 1875 J/(kg K)

r è il calore latente di vaporizzazione dell'acqua

ϑ è la temperatura dell'aria.

Qualora vi sia ricircolo, detta $G_{a,ric}$ la portata d'aria ricircolata (in condizioni ambiente) e $G_{a,rinn}$ la portata d'aria di rinnovo, l'aria miscelata si porta in condizioni (h_m) pari a:

$$h_m = \frac{G_{a,rinn} \cdot h_e + G_{a,ric} \cdot h_a}{G_{a,rinn} + G_{a,ric}} \quad (5.25)$$

La potenza della batteria in questo caso risulta pari a:

$$\Phi_{batteria} = (G_{a,rinn} + G_{a,ric}) \cdot (h_e - h_u) \quad (5.26)$$

Qualora sia attivo un recuperatore di calore al posto delle condizioni h_e si devono mettere quelle in uscita dal recuperatore di calore stesso.

Esempio di calcolo

Di seguito vengono riportati due esempi di calcolo relativi ad un edificio residenziale già precedentemente descritto (pagina 89). Il primo esempio prevede una deumidificazione senza raffrescamento sensibile, mentre il secondo considera la ventilazione meccanica controllata con immissione di aria ad una temperatura di 18°C .

In figura è rappresentato l'ambiente con le seguenti dimensioni: 4 m orientazione Sud, 5 m orientazione Ovest, 3 m di altezza. Le pareti verso l'esterno sono orientate a Sud e Ovest. Sulla parete Ovest è presente una finestra di 6 m^2 .

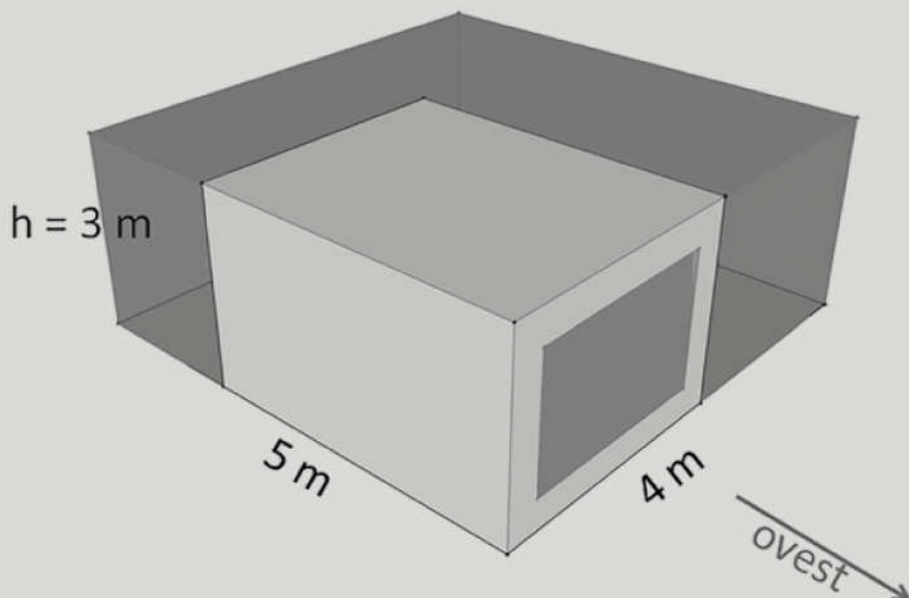


Figura 56. Schema tridimensionale dell'ambiente oggetto dell'esempio.

L'equazione generale utilizzata per il calcolo del carico sensibile è:

$$\phi_s = \underbrace{\sum_j U_j \cdot S_j \cdot \Delta\theta_{eq,j}}_{\text{pareti opache (SUD, OVEST)}} + \underbrace{\sum_w U_w \cdot S_v \cdot (\theta_e - \theta_i)}_{\text{parete vetrata (OVEST)}} + \underbrace{\sum_w S_w \cdot I_{x,w} \cdot f_{a,w} \cdot f_{s,w}}_{\text{radiazione solare (OVEST)}} + \underbrace{G_{a,ext} \cdot c_p \cdot (\theta_e - \theta_i)}_{\text{infiltrazione (CASO 1)}} + \underbrace{G_{a,imm} \cdot c_p \cdot (\theta_{imm} - \theta_i)}_{\text{ventilazione (CASO 2)}} + \underbrace{\sum_k \phi_{s,k}}_{\text{carichi interni}}$$

Caso A: Sistema di deumidificazione senza raffrescamento sensibile

U_j trasmittanza delle pareti opache esterne = 0.26 W/(m² K)

θ_i temperatura interna = 26 °C

$\theta_{e,max}$ massima temperatura oraria esterna = 34 °C

S_w superficie della vetrata = 6 m² (orientamento Ovest)

U_w trasmittanza della finestra = 2 W/(m² K)

$\Delta\theta_e$ differenza tra la temperatura massima e minima giornaliera = 11 °C

5. Calcolo della potenza in riscaldamento e in raffrescamento

Umidità relativa: 40% in corrispondenza a $\vartheta_{e,max}$
Latitudine: 40° Nord

Ventilazione per infiltrazione: 0,5 Vol/h
Carichi interni sensibili: 100 W costanti
Carichi interni latenti: 4 kg/giorno di vapore

Profilo della temperatura esterna: $\vartheta_{e,\tau} = \vartheta_{e,max} - p_{\tau} \cdot \Delta\vartheta_e$ (con p_{τ} valutata secondo la Tabella 24)

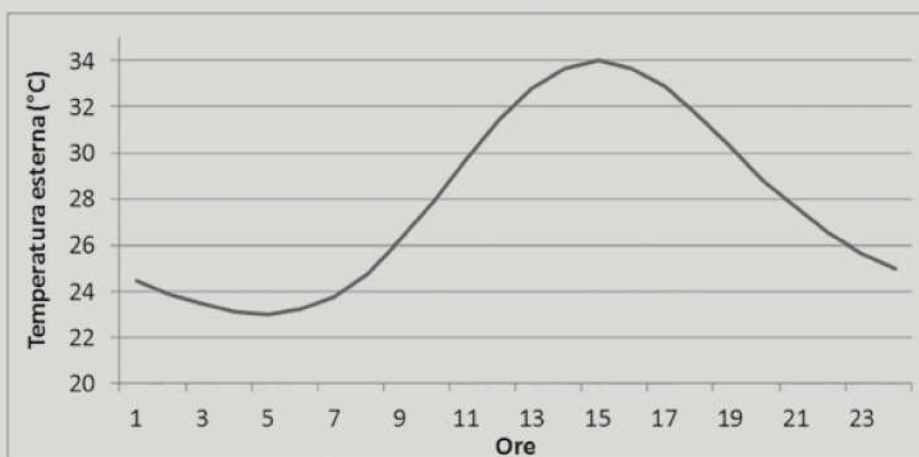


Figura 57. Profilo di temperatura esterna della giornata di progetto.

Ore	Carico per conduzione [W]		Carico per infiltrazione *		Carico solare [W]	Carichi interni [W]	Carico totale sensibile [W]
	Pareti opache Vetro						
	Sud	Ovest					
1	0.6	0.5	-18.8	-15.8	31	100	97.1
2	0.6	-0.7	-25.4	-21.3	24.8	100	77.6
3	-0.9	-0.7	-30.7	-25.8	18.6	100	60.2
4	-0.9	-1.9	-34.7	-29.1	12.4	100	45.5
5	-2.5	-1.9	-36	-30.2	6.2	100	35.3
6	-2.5	-3.3	-33.4	-28	12.4	100	45
7	-4.4	-4.4	-26.8	-22.4	18.6	100	60.3
8	-7.8	-5.8	-14.9	-12.5	31	100	89.7
9	-0.6	-3.3	2.3	1.9	37.2	100	137.2
10	5.9	-0.7	22.1	18.5	43.4	100	188.9
11	23.1	3	44.5	37.3	43.4	100	251.1
12	37.1	7.02	65.6	55	49.6	100	314.1
13	45.9	17.3	81.5	68.3	86.8	100	399.5
14	51.2	25.3	92	77.2	179.9	100	525.2
15	50.5	41	96	80.5	304	100	671.6
16	44	51.2	92	77.2	415.7	100	779.8
17	33.7	57.8	82.8	69.4	471.5	100	814.9
18	26.5	62	68.3	57.2	465.3	100	778.5
19	20	43.5	51.1	42.8	328.8	100	585.9
20	16.5	27.8	34	28.5	204.7	100	411.2
21	11.2	17.3	19.4	16.3	136.5	100	300.4
22	9.4	9.8	6.2	5.2	93.1	100	223.4
23	4	5.8	-4.3	-3.6	68.2	100	169.9
24	2.5	1.9	-12.2	-10.3	49.6	100	131.2

Tabella 32. Calcolo del carico termico totale durante la giornata estiva di progetto.
*** corrispondente ad un ricambio di 0.5 vol/h.**

Caso B: Ventilazione con deumidificazione e raffrescamento sensibile (impianto con aria di rinnovo trattata)

In questo caso è presente una ventilazione meccanica controllata (0,5 Vol/h), con aria immessa in ambiente a temperatura di 18 °C e con il 65% di umidità relativa.

Ore	Carico per conduzione [W]			Carico per ventilazione * [W]	Carico solare [W]	Carichi interni [W]	Carico totale sensibile [W]
	Pareti opache Sud	Pareti opache Ovest	Vetro				
1	0.6	0.5	-18.8	-64.7	31.0	100.0	48.2
2	0.6	-0.7	-25.4	-59.2	24.8	100.0	39.8
3	-0.9	-0.7	-30.7	-54.7	18.6	100.0	31.2
4	-0.9	-1.9	-34.7	-51.4	12.4	100.0	23.2
5	-2.5	-1.9	-36.0	-50.3	6.2	100.0	15.2
6	-2.5	-3.3	-33.4	-52.5	12.4	100.0	20.4
7	-4.4	-4.4	-26.8	-58.0	18.6	100.0	24.6
8	-7.8	-5.8	-14.9	-68.0	31.0	100.0	34.1
9	-0.6	-3.3	2.3	-82.4	37.2	100.0	52.9
10	5.9	-0.7	22.1	-99.0	43.4	100.0	71.4
11	23.1	3.0	44.5	-117.8	43.4	100.0	95.9
12	37.1	7.02	65.6	-135.5	49.6	100.0	123.6
13	45.9	17.3	81.5	-148.8	86.8	100.0	182.4
14	51.2	25.3	92.0	-157.6	179.9	100.0	290.4
15	50.5	41.0	96.0	-161.0	304.0	100.0	430.2
16	44.0	51.2	92.0	-157.6	415.7	100.0	545.0
17	33.7	57.8	82.8	-149.9	471.5	100.0	595.6
18	26.5	62.0	68.3	-137.7	465.3	100.0	583.6
19	20.0	43.5	51.1	-123.3	328.8	100.0	419.7
20	16.5	27.8	34.0	-108.9	204.7	100.0	273.8
21	11.2	17.3	19.4	-96.8	136.5	100.0	187.4
22	9.4	9.8	6.2	-85.7	93.1	100.0	132.4
23	4.0	5.8	-4.3	-76.8	68.2	100.0	96.6
24	2.5	1.9	-12.2	-70.2	49.6	100.0	71.2

Tabella 33. Calcolo del carico termico totale durante la giornata estiva di progetto.
* Corrispondente ad un ricambio di 0.5 vol/h ed una temperatura di immissione di 18 °C.

Risultati

In Tabella 34 sono riportati i risultati relativi ai due casi in esame.

	Caso A	Caso B
1 Calcolo della pressione di saturazione esterna p_{sat}	5316 Pa	5316 Pa
2 Calcolo della pressione di vapore p_v	2126 Pa	2126 Pa
3 Calcolo della pressione totale $p_{atm} + p_v$	103451 Pa	103451 Pa
4 Calcolo dell'umidità specifica esterna x_e	0.01305 kgv/kgas	0.01305 kgv/kgas
4° Calcolo della pressione di saturazione aria immissione	–	2036 Pa
4b Calcolo della pressione totale di immissione	–	102666 Pa
5 Calcolo della portata di infiltrazione G_{inf}	36 kgas/h	–
5° Calcolo della portata di immissione G_{imm}	–	36 kgas/h
6 Carichi interni latenti	0.166 kgv/h	0.166 kgv/h
7 Calcolo di x^*	17.7 gv/kgas	–
8 Calcolo della pressione di saturazione interna	3359 Pa	3359 Pa
9 Calcolo della pressione di vapore p_v	1680 Pa	2095 Pa
10 Calcolo della pressione totale $p_{atm} + p_v$	103005 Pa	103420 Pa
11 Calcolo dell'umidità specifica interna x_{imm}	10.3 gv/kgas	12.8 gv/kgas
12 Calcolo del carico sensibile e latente	184 W	287 W
13 Temperatura di rugiada	14.3 °C	18.2 °C

Tabella 34. Risultati per l'esempio estivo.

Nel Caso B la potenza per deumidificare l'aria è leggermente maggiore; la potenza frigorifera che il pannello radiante deve fornire risulta inferiore, grazie al contributo della ventilazione con aria a temperatura inferiore rispetto a quella ambiente (26 °C). La temperatura di rugiada in questo caso risulta pari a 18,2 °C. Per quanto riguarda il Caso A in questa sede si è ipotizzata una deumidificazione senza scambio sensibile con l'ambiente. Il progettista dovrà valutare l'eventuale differente condizione operativa nel caso in cui la deumidificazione avvenga con rilascio di carico sensibile in ambiente o con raffrescamento sensibile in ambiente.

5. Calcolo della potenza in riscaldamento e in raffrescamento

Di seguito sono riportati i grafici relativi al Caso A e al Caso B.

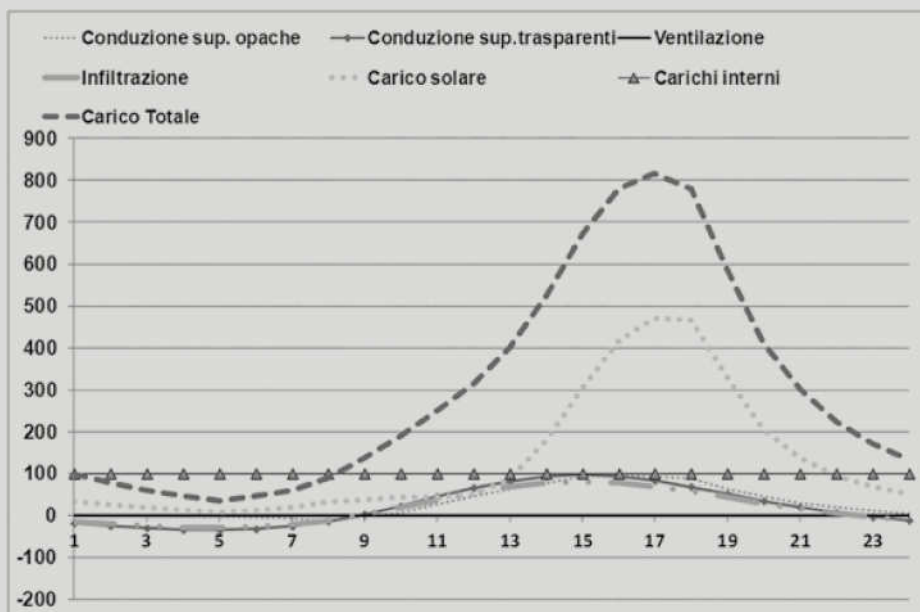


Figura 58. Caso A: carichi estivi.

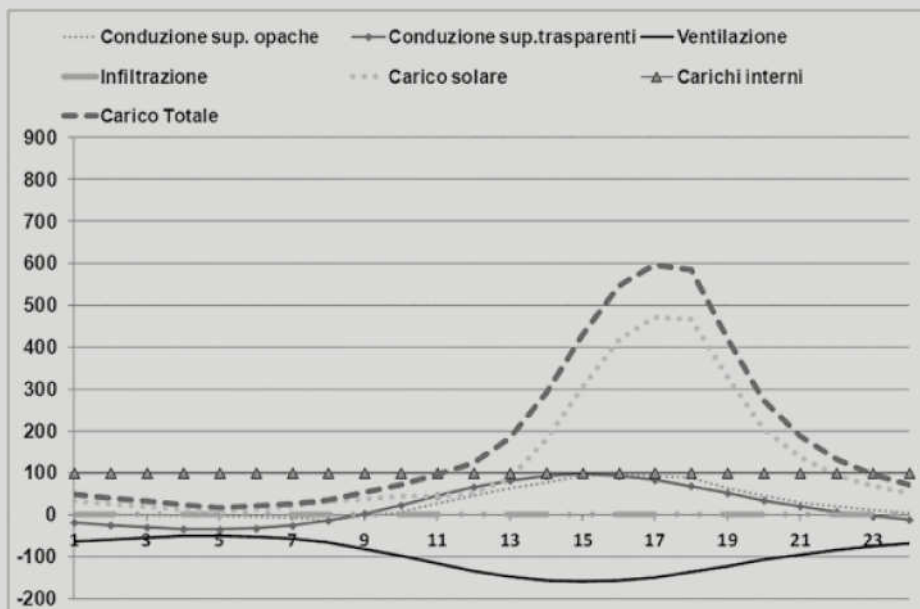


Figura 59. Caso B: carichi estivi.

Determinati i carichi in nella giornata estiva tipo, si è proceduto con l'analisi di diverse tipologie di sistemi radianti come riportato nel Capitolo 6.

6. Dimensionamento dei sistemi radianti

6.1. Normativa

Le normative sugli impianti radianti sono:

- UNI EN 14240: definisce i metodi di prova per soffitti freddi;
- UNI EN 1264: definisce la metodologia di calcolo e di prova per determinare la resa degli impianti radianti. Tale norma definisce anche i criteri di dimensionamento e installazione dei sistemi radianti convenzionali;
- UNI EN 15377: definisce il metodo di valutazione della resa e del dimensionamento di diverse tipologie di impianto radiante.

Si può in linea generale dire che le norme UNI EN 14037, 14240 e 1264 sono delle norme di prodotto (emanate dal TC130 del CEN), ovvero definiscono dei criteri per la determinazione della resa degli impianti radianti. La norma UNI EN 15377 (emanata dal TC228 del CEN) è invece una norma di sistema, più orientata alla progettazione. Tuttavia occorre osservare come la norma UNI EN 1264 sia una norma che riguarda sia prodotto che l'installazione e progettazione. Essa descrive i criteri di dimensionamento e di installazione che non sono in linea di principio coerenti con una norma di prodotto. Nella tabella seguente si riporta la simbologia adottata nelle diverse normative. Nel proseguo, per coerenza con quanto sinora illustrato, si farà riferimento alla simbologia generale adottata nel presente documento. Si riporta di seguito un riassunto dei punti principali relativi alle specifiche norme tecniche.

	UNI EN 14240	UNI EN 1264	UNI EN 15377
Potenza termica [W]	P	Q_f	Q_s
Potenza termica specifica [W/(m ² ×K)]	P_a	q_H, q_C	q
Temperatura di mandata/di ritorno dell'acqua [°C]	θ_{w1}, θ_{w2}	θ_v, θ_R	θ_M, θ_R
Temperatura media dell'acqua [°C]	θ_w	θ_m	θ_m
Portata di massa dell'acqua [°C]	q_m [kg/h]	m_H, m_C [kg/s]	m_H [kg/s]
Temperatura di riferimento [°C]	θ_r	θ_i	θ_i
Differenza di temperatura acqua-riferimento [°C]	$\Delta\theta$	$\Delta\theta_H$	$\Delta\theta_H$
Coefficiente liminare [W/(m ² ×K)]	–	α	h_t

Tabella 35. Simbologia adottata nelle normative di sistemi radianti.

6.1.1. Norma UNI EN 14240

La norma specifica le condizioni di prova e i metodi per la determinazione della potenza di raffrescamento di soffitti freddi alimentati ad acqua. In realtà, il metodo è estendibile all'uso di altri fluidi termovettori (aria compressa) e a superfici raffrescanti di diversa giacitura (soffitti, pavimenti e pareti laterali). Questa norma sarà estesa a prove di riscaldamento che di fatto vengono già svolte nei laboratori accreditati assieme alla prova di raffrescamento.

Oggetto: sistemi radianti di tipo B e pannelli prefabbricati in cartongesso

Procedura: sperimentale

6.1.2. UNI EN 1264

La norma UNI EN 1264 del 2009 si presenta come un ampliamento e un completamento della versione precedente (pubblicata tra il 1999 e il 2003), relativa al solo riscaldamento a pavimento. Si compone di 5 parti, l'ultima delle quali è stata inserita in modo da contemplare tutti i possibili casi di riscaldamento e raffrescamento con sistema radiante per qualsiasi superficie orizzontale o verticale purché inglobata nella struttura.

Oggetto: sistemi radianti di tipo A, B, C, D, E, F, pannelli prefabbricati in cartongesso

Procedura: sperimentale e computazionale

Limiti della normativa: La norma può cadere in difetto quando non si verificano le ipotesi sulle quali è basato il calcolo, mentre la procedura di misura è in generale valida per qualsiasi tipologia di impianto radiante. Infatti per tutti i casi in cui non sia possibile il calcolo di resa, la norma indica come alternativa l'esecuzione di una prova sperimentale che porta alla determinazione della potenza specifica standard (relativa a una differenza di 9 °C tra temperatura massima del pavimento e temperatura di riferimento θ_r) della curva caratteristica di resa. Contrariamente alla norma 14240 che definisce le misure in camera climatica, la norma UNI EN 1264 prevede il sistema interposto tra due piastre raffreddate (poste sopra e sotto l'elemento in prova), in modo da simulare lo scambio di calore verso gli ambienti soprastante e sottostante. Il motivo per cui questa prova avviene tra due piastre è dovuto alla necessità di gestire in laboratorio sistemi radianti prevalentemente massivi. Risulterebbe impossibile l'installazione in camera climatica, più adatta a sistemi plug and play, quali quelli prefabbricati a secco.

6.1.3. UNI EN 15377

La norma UNI EN 15377:2008 è stata elaborata dal comitato tecnico CEN/TC 228 ed è affine e complementare alla norma UNI EN 1264. Anch'essa si pone infatti l'obiettivo di determinare le prestazioni di sistemi radianti fornendo indicazioni per la progettazione e l'installazione. Essa presenta tuttavia una novità: oltre allo studio dei sistemi a regime stazionario, viene ampiamente trattato il comportamento termico

dinamico di strutture ad attivazione termica della massa (Thermo-Active Building Systems, TABS). La norma consiste di due parti, la prima relativa a sistemi stazionari e la seconda alle strutture TABS in regime non stazionario.

Oggetto: sistemi radianti di tipo A, B, C, D, E, F, G, pannelli prefabbricati in cartongesso, TABS

Procedura: computazionale

6.2. Resa termica di un impianto radiante

6.2.1. Scambio termico tra acqua e ambiente

La resa termica di un impianto radiante (ϕ) espressa in $[W/m^2]$ può essere espressa in modo generale nel seguente modo, rispettivamente in regime di riscaldamento e di raffrescamento:

$$\phi_H^* = K_H \cdot \Delta\vartheta_H^{n_H} \quad (6.1)$$

$$\phi_C^* = K_C \cdot \Delta\vartheta_C^{n_C} \quad (6.2)$$

Dove K_H è la caratteristica di scambio termico in riscaldamento $[W/(m^2K)]$, K_C è la caratteristica di scambio termico in raffrescamento, n_H e n_C sono gli esponenti caratteristici per il sistema considerato, $\Delta\vartheta_H$ e $\Delta\vartheta_C$ $[^\circ C]$ sono le differenze di temperatura media logaritmica in condizioni di riscaldamento e raffrescamento, definite come ($\Delta\vartheta$):

$$\Delta\vartheta_H = \frac{(\vartheta_{VH} - \vartheta_{RH})}{\ln\left(\frac{\vartheta_{VH} - \vartheta_{iH}}{\vartheta_{RH} - \vartheta_{iH}}\right)} \quad (6.3)$$

$$\Delta\vartheta_C = \frac{(\vartheta_{VC} - \vartheta_{RC})}{\ln\left(\frac{\vartheta_{VC} - \vartheta_{iC}}{\vartheta_{RC} - \vartheta_{iC}}\right)} \quad (6.4)$$

dove ϑ_V è la temperatura di mandata, ϑ_R quella di ritorno, ϑ_i quella operante dell'ambiente da climatizzare. I pedici H e C indicano rispettivamente *Heating* (riscaldamento) e *Cooling* (raffrescamento) (Figura 60).

In sostanza il sistema radiante è un terminale di impianto che scambia calore con l'ambiente a temperatura costante ϑ_i (Figura 61).

Sull'utilizzo degli esponenti le norme UNI EN 1264 e UNI EN 15377 riportano un valore di n_H e n_C tra $1.0 \div 1.05$ e in tale contesto entrambe le norme assumono pari a 1 i due coefficienti.

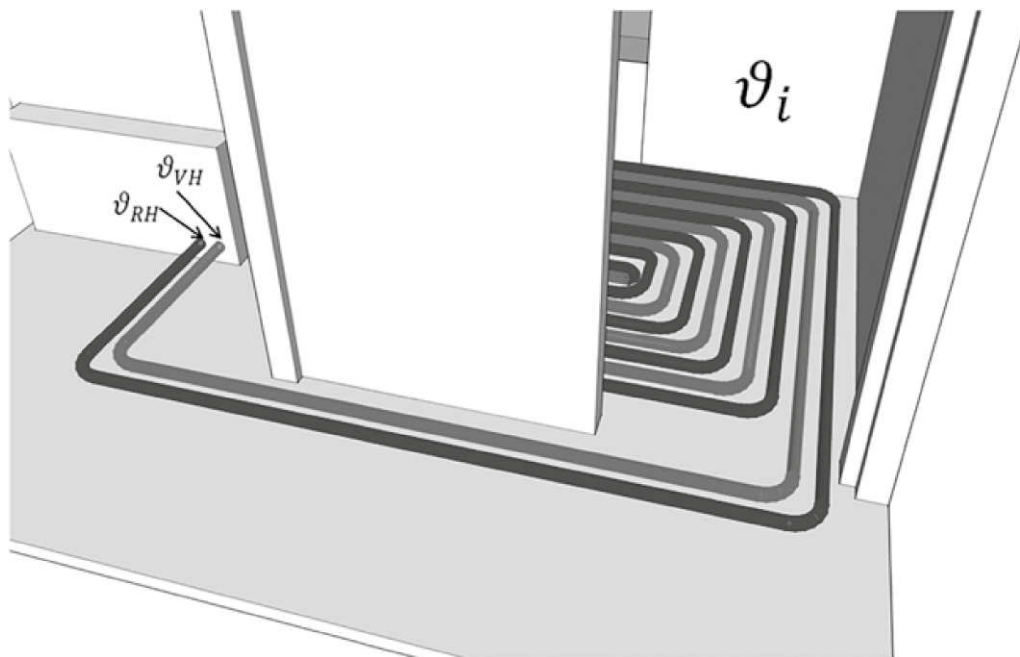


Figura 60. Caso invernale: temperature coinvolte nel calcolo di $\Delta\vartheta_H$.

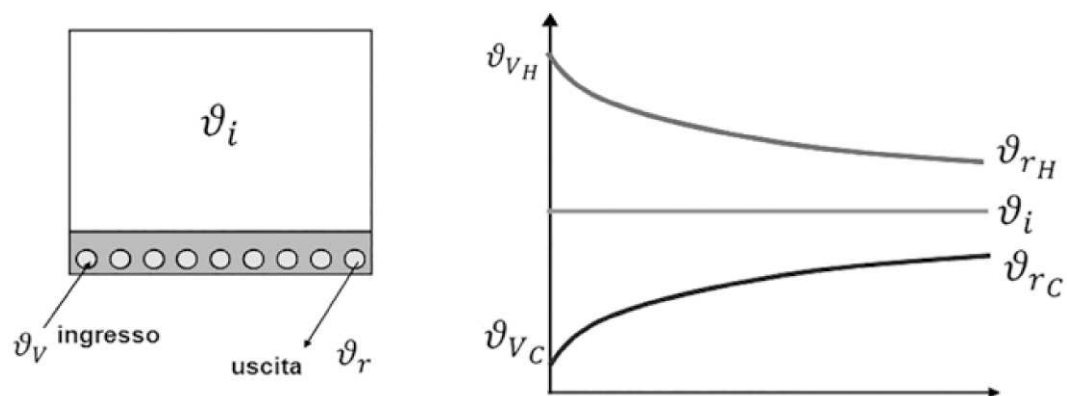


Figura 61. Andamento delle temperature di mandata ϑ_v e di ritorno ϑ_r in un sistema radiante in condizioni di riscaldamento (H) e di raffreddamento (C).

I valori di K_H e K_C possono derivare da misure (secondo le norme UNI EN 14240 ed UNI EN 1264) oppure da calcoli (UNI EN 1264 ed UNI EN 15377) come di seguito specificato. Le norme differiscono per metodologia di calcolo dei valori di K_H e K_C , in particolare:

- La norma UNI EN 1264 fornisce i valori di valori di K_H e K_C in corrispondenza della sezione di scambio termico efficace a temperatura a temperatura valori di ϑ_H e ϑ_C .
- Analogo discorso vale per la norma UNI EN 15377 per i sistemi di tipo G e qualora si ricorra a metodi dettagliati.

- Per sistemi di tipo E ed F la resa viene calcolata con il metodo delle resistenze impostando direttamente la temperatura di mandata ϑ_{vH} e ϑ_{vC} .

La norma UNI EN 14240 fornisce la potenza specifica dell'acqua $\phi_u^* = \phi_i^* + \phi_r^*$ quindi fornisce sia il calore sottratto all'ambiente che da raffreddare che quello dell'ambiente retrostante. In prima approssimazione si possono considerare (Figura 62) le resistenze termiche lineari degli elementi costituenti il pacchetto radiante. In questo caso:

$$\phi_i^* = \frac{R_{tot}}{R_i} \cdot \phi_w^* \quad (6.5)$$

dove, nel caso di soffitto in raffreddamento:

$$R_i = 0.0926 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

$$R_u = 0.1428 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

$$\alpha_i = 10.8 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

$$\alpha_u = 7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Mentre nel caso di soffitto in riscaldamento:

$$R_i = 0.1667 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

$$R_u = 0.0926 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

$$\alpha_i = 6 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

$$\alpha_u = 10.8 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

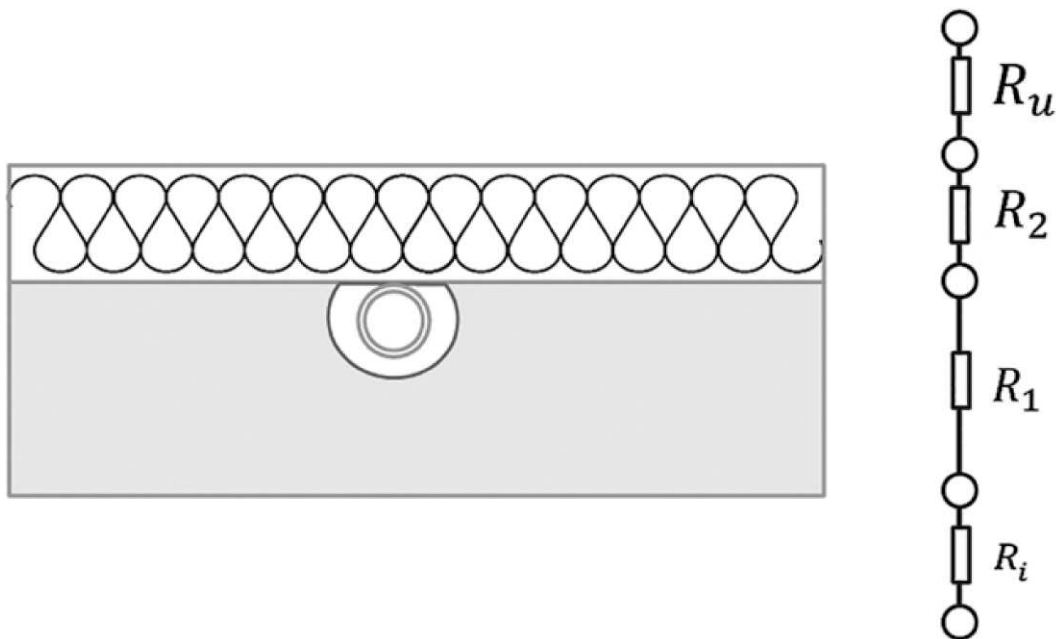


Figura 62. Schema resistenze di prima approssimazione per i sistemi radianti la cui resa sia definita attraverso UNI EN 14240.

Un calcolo più dettagliato può derivare da una simulazione con codici FEM e FDM.

Da ϕ_i^* si possono calcolare K_H e K_C :

$$K_C = \frac{\phi_i^*}{\vartheta_i - \vartheta_C} \quad (6.6)$$

$$K_H = \frac{\phi_i^*}{\vartheta_H - \vartheta_i} \quad (6.7)$$

La temperatura in corrispondenza alla quale viene determinata la resa del pannello ϕ^* è quella media logaritmica, che è diversa dalla media aritmetica tra mandata ritorno. Nella sezione media di scambio termico la temperatura dell'acqua risulta pari a:

$$\vartheta_H = \vartheta_i - \Delta\vartheta_H \quad (6.8)$$

$$\vartheta_C = \vartheta_i - \Delta\vartheta_C \quad (6.9)$$

A titolo di esempio in Figura 63 si può vedere la risoluzione mediante metodo agli elementi finiti di una sezione di impianto radiante a pavimento di tipo A. Ipotizzando di essere in corrispondenza alla sezione media efficace del pavimento radiante, alla temperatura interna dell'ambiente $\vartheta_i = 20^\circ\text{C}$ e con una temperatura dell'acqua di 37°C il sistema radiante scambia circa 96 W/m^2 con l'ambiente, mentre il flusso verso il basso è circa pari a 10 W/m^2 . La temperatura dell'ambiente sottostante è fissata a 20°C .

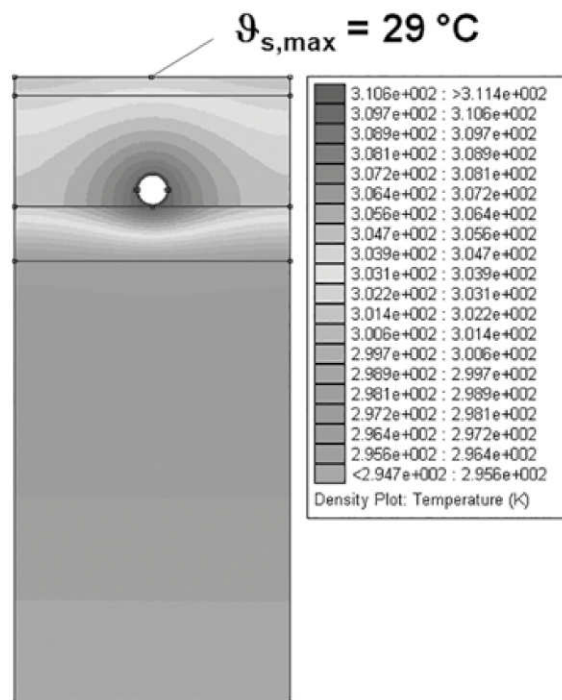


Figura 63. Distribuzione delle temperature in una sezione per impianto radiante di Tipo A.

La portata d'acqua circolante nell'impianto è un parametro che entra direttamente nei calcoli di K_H e K_C solamente per la metodologia semplificata della norma UNI EN 15377 (tipo E ed F). In tutti gli altri casi occorre imporre σ (differenza di temperatura tra mandata e ritorno dell'acqua) e quindi determinare la portata.

In questi casi la temperatura di mandata dovrebbe essere calcolata iterativamente, note le temperature ϑ_{iH} e ϑ_{iC} , ϑ_H e ϑ_C e σ .

Per evitare calcoli ricorsivi, in prima approssimazione si possono prendere questi due valori come temperature di mandata e di ritorno di progetto:

$$\vartheta_{vH} = \vartheta_H + \frac{\sigma}{2} \quad (6.10)$$

$$\vartheta_{vC} = \vartheta_C + \frac{\sigma}{2} \quad (6.11)$$

6.2.1.1. Calcolo della resa secondo UNI EN 1264

La norma UNI EN 1264-2 descrive il calcolo della potenza massima raggiungibile da un pannello, considerando lo spessore del massetto, la conducibilità del tubo, del massetto e del rivestimento superficiale

$$\phi^*_{G} = \varphi \cdot B_G \cdot \left[\frac{\Delta\theta_{H,G}}{\varphi} \right]^{n_G} \quad (6.12)$$

dove:

ϕ^*_{G} Limite massimo della potenza fornita dal pannello [W/(m²K)];

φ fattore di conversione tra la temperatura ambiente e la temperatura superficiale del pavimento massima;

B_G coefficiente riportato nella normativa in funzione dei diversi parametri del sistema radiante;

n_G coefficiente riportato nella normativa in funzione del passo e del rapporto tra lo spessore del massetto sopra i tubi e la conducibilità del massetto;

$\Delta\theta_{H,G}$ differenza di temperatura massima media logaritmica ammissibile.

Il calcolo dell'emissione areica per uno specifico impianto radiante viene effettuato secondo le seguenti relazioni i cui valori sono calcolati secondo equazioni e tabelle riportate nella norma.

$$\text{TIPI A e C: } \phi^* = B \cdot a_B \cdot a_T^{m_T} \cdot a_u^{m_u} \cdot a_D^{m_D} \cdot \Delta\vartheta_H \quad (6.13)$$

$$\text{TIPO B: } \phi^* = B \cdot a_B \cdot a_T^{m_T} \cdot a_u \cdot a_{WL} \cdot a_K \cdot \Delta\theta_H \quad (6.14)$$

$$\text{TIPO D: } \phi^* = B \cdot a_B \cdot a_T^{m_T} \cdot a_u \cdot \Delta\theta_H \quad (6.15)$$

Dove:

ϕ^* : flusso di calore emesso verso l'ambiente dal sistema radiante [W/m²];

$\Delta\theta_H$: media logaritmica fra la temperatura del fluido e la temperatura dell'ambiente [°C];

B: fattore relativo alle caratteristiche del tubo [W/(m²K)];

a_B : fattore relativo alla resistenza termica del pavimento (adimensionale);

a_T : fattore relativo all'interasse dei tubi (adimensionale);

a_u : fattore relativo allo spessore del massetto sopra i tubi (adimensionale);

a_D : fattore relativo al diametro esterno del tubo (adimensionale);

a_{WL} : coefficiente che considera l'effetto dell'elemento conduttivo.

I valori dei singoli fattori sono riportati nella tabelle nell'Appendice A della norma UNI EN 1264 – 2

Ci sono dunque diversi fattori che influenzano la potenza scambiata, come riportato a titolo di esempio in Figura 64 per un sistema di tipo A.

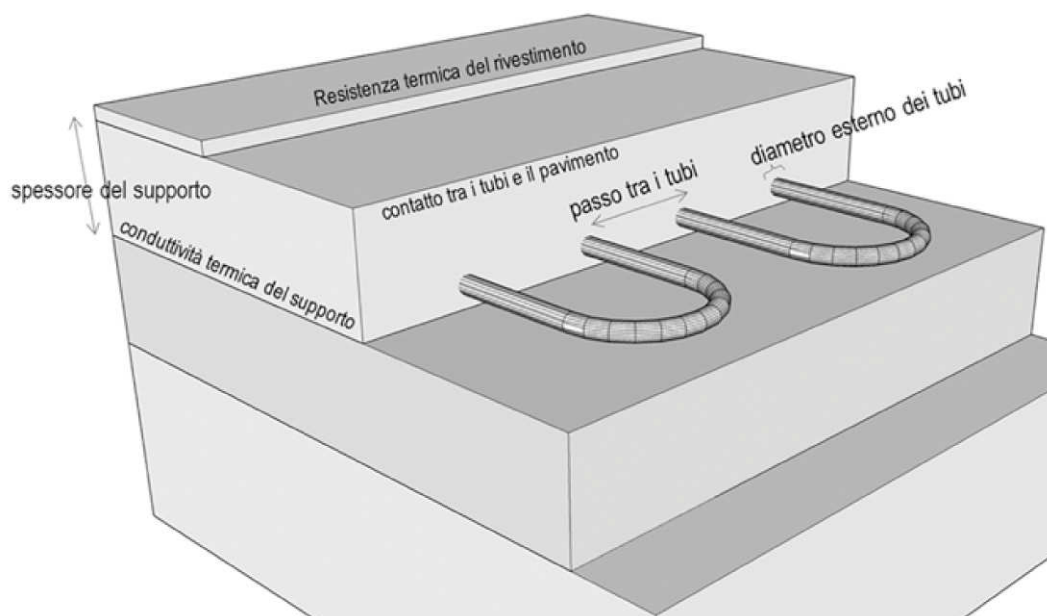


Figura 64. Fattori che influenzano la resa di un pannello radiante di tipo A.

La norma prevede il calcolo dapprima della resa termica di un pavimento radiante in riscaldamento e poi (utilizzando la UNI EN 1264-5) estendendo il calcolo a un sistema con altre giaciture (parete e soffitto) e anche in raffrescamento.

Oltre al calcolo dell'emissione areica verso l'ambiente da climatizzare la norma UNI EN 1264 riporta la formula per valutare l'emissione areica specifica verso il l'ambiente retrostante:

$$\phi_{*i}^* = \frac{1}{R_i} \cdot (R_0 \cdot \phi^* + \vartheta_i - \vartheta_i) \quad (6.16)$$

dove:

ϕ_{*i}^* : potenza termica specifica verso il basso [W/m²];

R_i : resistenza termica parziale verso il basso di un pavimento riscaldante [(m²K)/W];

R_0 : resistenza termica verso l'alto di un pavimento riscaldante [(m²K)/W];

ϕ : potenza termica specifica verso l'alto [W/m²];

ϑ_i : temperatura dell'ambiente da climatizzare [°C];

ϑ_i : temperatura dell'ambiente sottostante l'ambiente riscaldato a pavimento [°C].

La potenza totale emessa dal pannello si determina come:

$$\phi_{*tot}^* = \phi_{*i}^* + \phi^* \quad (6.17)$$

dove:

ϕ_{*i}^* : potenza specifica verso il basso [W/(m²K)];

ϕ^* : potenza specifica verso l'alto [W/(m²K)].

6.2.1.2. Calcolo della resa secondo UNI EN 15377

La norma UNI EN 15377 propone il calcolo della resa per i seguenti sistemi: Tipo E, Tipo F e Tipo G. Il metodo utilizzato è basato sul calcolo di una resistenza termica equivalente tra il fluido termovettore e la superficie attiva.

Nell'appendice B della norma è riportata la descrizione della resa di sistemi radianti tramite simulazioni agli elementi finiti o alle differenze finite. Le simulazioni sono possibili per tutti i sistemi radianti, sia in fase invernale che estiva.

Se il calcolo viene svolto con metodi dettagliati FEM o FDM si conoscono i flussi ϕ^* e ϕ_{*i}^* rispettivamente verso l'ambiente da climatizzare e verso l'ambiente retrostante. Lo stesso vale nel caso in cui si utilizzino i metodi basati su resistenze equivalenti (Figura 65). Si vuole ancora sottolineare come, nel caso di calcolo con metodo alle resistenze semplificato per i sistemi di tipo E ed F la temperatura di mandata ϑ_v e la portata di massa sono input per il metodo di calcolo. Negli altri casi (tipo G e metodi FEM o FDM) la determinazione delle temperature di mandata e del salto termico viene effettuata secondo le equazioni (6.7) e (6.8).

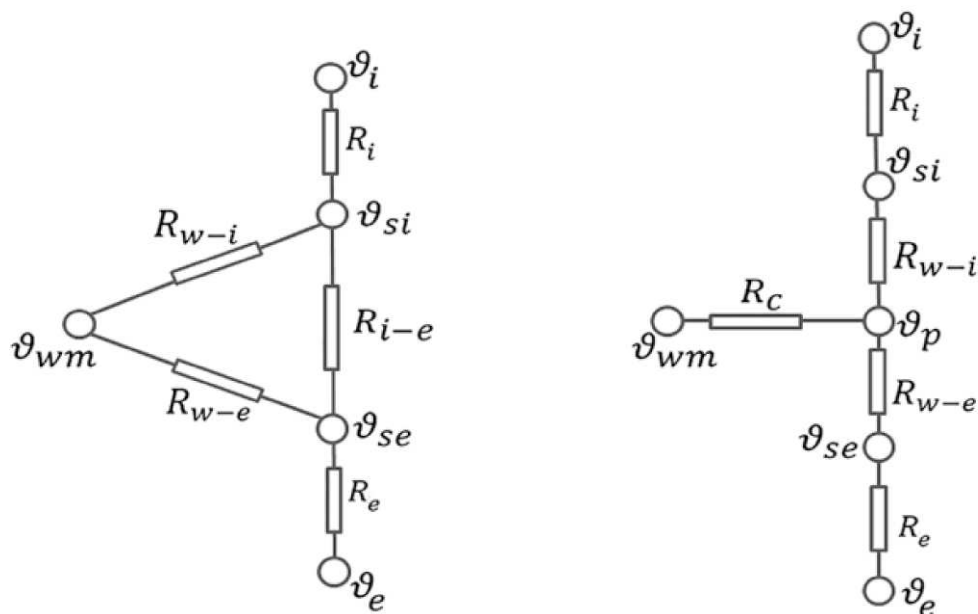


Figura 65. Schema nodi – resistenza flusso termico scambiato dal fluido termovettore con l'ambiente.

6.2.1.3. Resa termica secondo UNI EN 14240

In questo caso, come evidenziato prima, bisogna valutare l'effettiva potenza specifica scambiata con l'ambiente da climatizzare. Da questa si determina la temperatura media efficace dell'acqua ϑ_w . La determinazione della temperatura di mandata ϑ_v e del salto termico σ dell'acqua vengono effettuate secondo le equazioni (6.7) e (6.8).

6.2.2. Scambio termico tra superficie e ambiente

Lo scambio termico tra l'acqua e l'ambiente porta ad una certa distribuzione di temperatura sulla superficie del sistema radiante. Le temperature superficiali presentano maggiore o minore omogeneità dovuta a certi aspetti intrinseci del sistema radiante. Due aspetti devono essere valutati:

- la temperatura media superficiale, che dipende dalla potenza specifica scambiata dalla superficie radiante;
- la temperatura massima superficiale (in riscaldamento) e la temperatura minima superficiale (in raffreddamento).

Questi due aspetti sono intrinsecamente connessi tra loro. Il primo aspetto da considerare è la temperatura media superficiale legata alla potenza specifica che la superficie radiante deve fornire/assorbire. Il secondo riguarda la temperatura minima e massima connessa alla temperatura media superficiale.

6.2.2.1. Temperatura media superficiale

La temperatura media superficiale dipende dal flusso di calore specifico $[W/m^2]$ scam-

biato tra l'acqua (a temperatura media efficace ϑ_H o ϑ_C) e l'ambiente da climatizzare (a temperatura operante ϑ_i). Visto dall'ambiente quindi il calore si trasmette dalla superficie a temperatura ϑ_s (temperatura media della superficie) all'ambiente a temperatura ϑ_i .

In modo semplificato si può quindi considerare lo scambio termico tra la temperatura superficiale e la temperatura ambiente attraverso il coefficiente di scambio termico globale superficiale α_i [W/(m²K)] o attraverso il suo reciproco, la resistenza termica superficiale R_i [m²·K/W] (Figura 66).

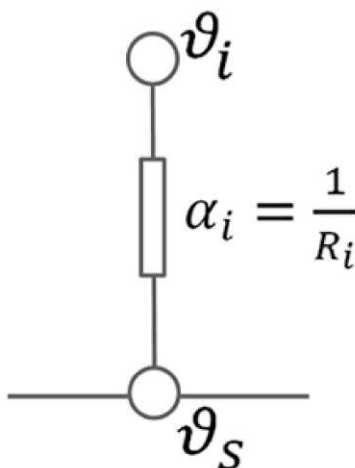


Figura 66. Schema semplificato di scambio termico tra superficie e ambiente.

Come già discusso nel Capitolo 2, per quanto riguarda la resistenza termica superficiale si ritiene che dal punto di vista della progettazione sia più corretto valutare i valori forniti dalla UNI EN 15377. Nota quindi la potenza termica richiesta dall'ambiente ϕ occorre verificare l'area attiva (superficie soggetta al calore fornito o sottratto dall'acqua che scorre nei tubi) a cui attribuire lo scambio termico specifico con l'ambiente:

$$\phi^* = \frac{\phi}{A_{attiva}} \quad (6.18)$$

Noto il flusso termico ϕ^* bisogna verificare la temperatura media superficiale corrispondente (calcolata nella sezione sopra il tubo):

$$\vartheta_s = \vartheta_i + \frac{\phi^*}{\alpha_i} = \vartheta_i + \phi^* \cdot R_i \quad (6.19)$$

Nel caso invernale, qualora la temperatura superficiale potesse portare a problemi di

discomfort bisognerà provvedere a:

- 1) Rivedere l'involucro (se possibile);
- 2) Aggiungere superficie attiva;
- 3) Suddividere (tipicamente per pavimenti radianti) una zona a temperatura diversa nell'area perimetrale dell'ambiente rispetto alla zona occupata;
- 4) Installare un sistema integrativo.

In particolare per la terza soluzione (Figura 67):

$$A = A_{\text{perimetrale}} + A_{\text{occupata}} \quad (6.20)$$

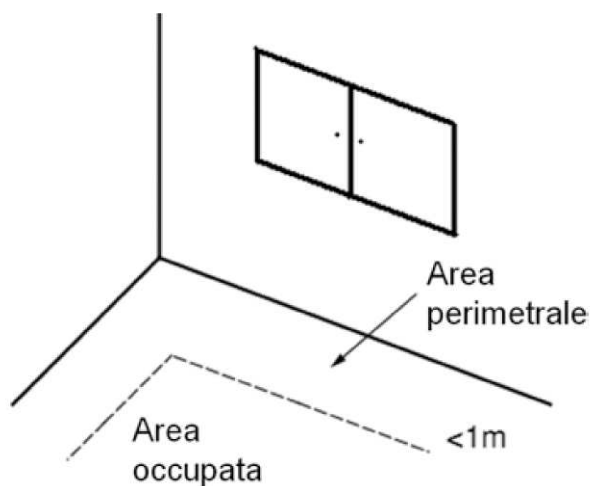


Figura 67. Area occupata e area perimetrale.

La potenza totale viene calcolata attraverso la seguente formula:

$$\phi = \frac{A_{\text{perimetrale}}}{A_{\text{tot}}} \cdot \phi_{\text{perimetrale}} + \frac{A_{\text{occupata}}}{A_{\text{tot}}} \cdot \phi_{\text{occupata}} \quad (6.21)$$

Si suddivide per ciascuna area la sua potenza associata, definendo un flusso specifico $\phi_{\text{perimetrale}}$ ed un ϕ_{occupata} che dipendono dalla temperatura scelta per le superfici perimetrale e calpestabile rispettivamente.

Nel caso estivo, qualora la temperatura superficiale potesse portare a problemi di discomfort (nel caso di pavimento radiante) o di condensa superficiale, bisognerà provvedere a:

- 1) Rivedere l'involucro (se possibile);
- 2) Aggiungere superficie attiva;
- 3) Installare un sistema integrativo.

A livello indicativo, come valore di primo dimensionamento, si possono considerare i valori riportati nella Tabella 36. In ogni caso, una volta definito l'impianto, occorre verificare in modo più accurato le ipotesi di primo tentativo, anche sulla base delle analisi delle temperature minime e massime ammissibili.

In tabella sono riportati i limiti imposti dalle normative per la temperatura e la potenza specifica. Per il calcolo della potenza specifica massima è stata considerata una temperatura di 20 °C in riscaldamento e di 26 °C in raffrescamento per tutti gli ambienti (nel caso dei bagni è stata considerata la temperatura di 22 °C interni).

		Temperatura [°C]	Coefficiente liminare di scambio: α [W/m ² K]	Potenza specifica massima: ϕ [W/m ²]
Pavimento: zona occupata	Riscaldamento	$\vartheta_{\max} = 29$	11.1	100
	Raffrescamento	19	7	49
Pavimento: bagni o simili	Riscaldamento	$\vartheta_{\max} = 33$	11.3	124
	Raffrescamento	-	-	-
Pavimento: aree perimetrali	Riscaldamento	$\vartheta_{\max} = 35$	11.7	175
	Raffrescamento	$\vartheta_{\max} = 19$	7	49
Pareti	Riscaldamento	35	8	120
	Raffrescamento	Limite della temperatura di rugiada	8	Valore indicativo: 65
	Riscaldamento	Asimmetria radiante inferiore a 5K. Valore indicativo: 32 °C*	6	72
Soffitto	Raffrescamento	Limite della temperatura di rugiada. Valore indicativo: 18 °C	11	88

Tabella 36. Valori indicativi per il dimensionamento di un impianto radiante. * la norma UNI EN 1264 è attualmente in revisione. Il valore di temperatura superficiale verrà aggiornato nella nuova versione della norma.

6.2.2.2. Temperatura minime e massime superficiali

Le temperature minime e massime ammissibili sono relative a problemi di comfort o di condensa superficiale. Le norme da questo punto di vista presentano delle incoe-

renze. Si riportano di seguito le temperature superficiali per i diversi sistemi radianti, tenendo in considerazione le norme inerenti.

Di seguito vengono descritti i seguenti casi:

- Pavimento in riscaldamento
- Pavimento in raffrescamento
- Soffitto in riscaldamento
- Soffitto in raffrescamento
- Parete in riscaldamento
- Parte in raffrescamento

Per ogni caso viene riportato un esempio applicativo.

A) Pavimento in riscaldamento

La norma UNI EN 1264 prevede la valutazione delle curve limite in riscaldamento con temperatura limite di 29 °C per la zona occupata e di 35 °C per la zona perimetrale. Questi valori sono i massimi ammissibili in corrispondenza alla sezione relativa alla temperatura media efficace dell'acqua ϑ_{H_1} .

Nelle altre norme non vi sono indicazioni di questo tipo in termini di resa massima. Solamente nella norma UNI EN 15377 quando si prevede il calcolo dettagliato con metodi alle differenze finite o agli elementi finiti è possibile sia la valutazione della temperatura massima superficiale, che della temperatura media. Occorre in tal caso prestare attenzione alle condizioni al contorno, dal momento che la resistenza superficiale del pavimento è funzione della differenza di temperatura tra ambiente e quella media superficiale (Figura 68).

L'emissione areica è indipendentemente dal tipo di sistema realizzato e segue una curva caratteristica di base, ed è espressa mediante la seguente formula:

$$\phi^* = 8.92 \cdot (\vartheta_{F,m} - \vartheta_i)^{1.1} \quad (6.22)$$

dove:

ϕ^* : emissione areica del pavimento (W/m²);

$\vartheta_{F,m}$: temperatura media superficiale del pavimento (°C);

ϑ_i : temperatura ambiente (°C).

In tal caso pertanto occorre effettuare un calcolo iterativo, ossia bisogna partire da un coefficiente di primo tentativo, calcolare quindi il flusso specifico ϕ^* . Noto il flusso specifico, avendo imposto il coefficiente di scambio termico, si può ricavare la differenza tra temperatura ambiente e temperatura media superficiale:

$$\vartheta_i = \vartheta_s = \frac{\phi^*}{\alpha} \quad (6.23)$$

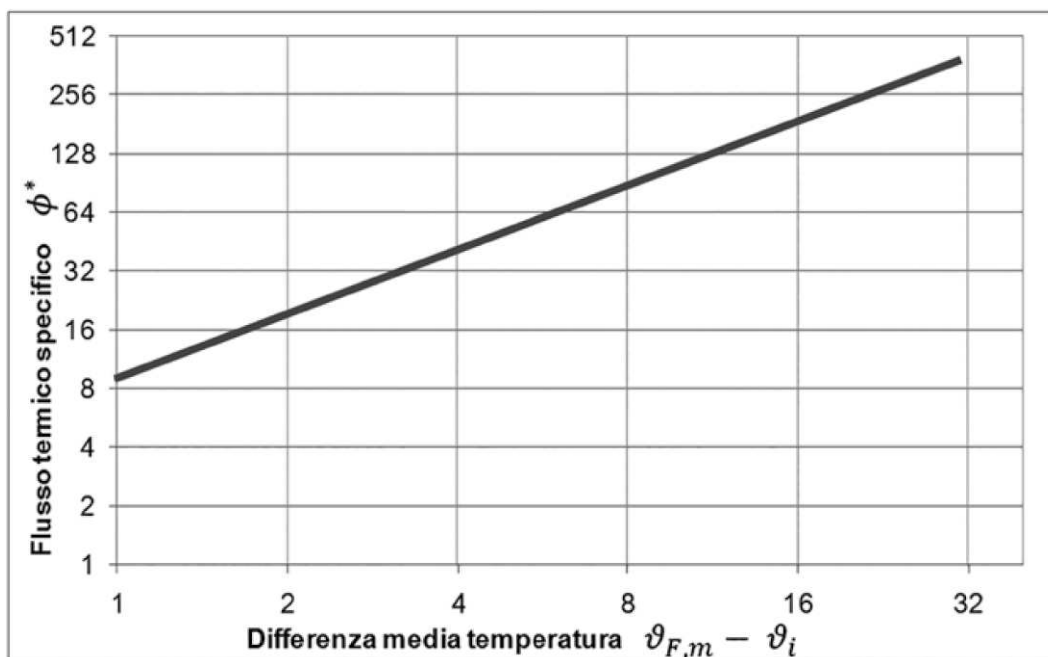


Figura 68. Curva caratteristica di base (UNI EN 1264-2).

La differenza di temperatura trovata permette di ricavare il coefficiente di scambio termico superficiale da inserire nella nuova simulazione.

$$\alpha = 8.92 \times (\theta_{F,m} - \theta_i)^{0.1} \quad (6.24)$$

A questo punto si ripete il procedimento fino a convergenza.

Una volta nota la temperatura superficiale massima del pannello richiesta dall'ambiente, si può subito verificare se la temperatura superficiale massima del pavimento nel punto in corrispondenza alla sezione centrale del tubo sia inferiore a 29 °C.

Esempio di calcolo

Di seguito viene ripreso l'esempio relativo all'edificio residenziale (Caso A e Caso B). Nella pagina 89 è stata calcolata la potenza totale:

Caso A: $\phi_{tot} = 688 \text{ W}$

Caso B: $\phi_{tot} = 487 \text{ W}$

Caso A (con tasso di infiltrazione 0.5 vol/h)

1	Calcolo del fabbisogno per il riscaldamento $= \frac{\phi_{\text{tot}}}{\text{Area pav}}$	$\phi_{\text{pav}}^* = 34.4 \text{ W/m}^2$
2	Differenza di temperatura tra superficie e ambiente: $\vartheta_{\text{f,m}} - \vartheta_i$ attraverso la formula (6.22)	$\vartheta_{\text{f,m}} - \vartheta_i = 3.4 \text{ K}$
3	Coefficiente di scambio α	$\alpha = 10.1 \text{ W/m}^2\text{K}$
4	Temperatura superficiale	$\vartheta_s = 23.4 \text{ }^\circ\text{C}$

Caso B (con ventilazione meccanica con recupero di calore)

1	Calcolo del fabbisogno per il riscaldamento $= \frac{\phi_{\text{tot}}}{\text{Area pav}}$	$\phi_{\text{pav}}^* = 24.3 \text{ W/m}^2$
2	Differenza di temperatura tra superficie e ambiente: $\vartheta_{\text{f,m}} - \vartheta_i$ attraverso la formula (6.22)	$\vartheta_{\text{f,m}} - \vartheta_i = 2.5 \text{ K}$
3	Coefficiente di scambio α	$\alpha = 9.8 \text{ W/m}^2\text{K}$
4	Temperatura superficiale	$\vartheta_s = 22.5 \text{ }^\circ\text{C}$

B) Pavimento in raffrescamento

Nel caso di pavimento in condizioni di raffrescamento il procedimento è leggermente diverso. In questo caso la temperatura superficiale critica si manifesta in corrispondenza alla sezione di ingresso del tubo in ambiente (infatti il discomfort deriva da un contatto puntuale con temperature del pavimento di 19 °C). Qualora la temperatura di rugiada dell'ambiente fosse superiore a 19 °C è comunque la sezione di mandata dell'acqua che presenta le condizioni più critiche, in quando è luogo della minore temperatura superficiale. Ciò premesso, in via cautelativa, può essere considerata una temperatura media superficiale pari a 20.5 °C. In alternativa bisogna effettuare un calcolo dettagliato con metodi FEM o FDM.

Esempio di calcolo

Di seguito viene ripreso l'esempio di calcolo riportato nel Capitolo 5 (Tabella 32 e Tabella 33), per determinare le temperature superficiali per il pavimento.

CASO A: con tasso di infiltrazione;

CASO B: con ventilazione meccanica con deumidificazione

6. Dimensionamento dei sistemi radianti

Ore	Caso A				Caso B			
	Carico totale sensibile [W]	Potenza specifica [W/m ²]	$\vartheta_{F,m} - \vartheta_i$ (°C)	ϑ_s pavimento	Carico totale sensibile [W]	Potenza specifica [W/m ²]	$\vartheta_{F,m} - \vartheta_i$ (°C)	ϑ_s pavimento
1	97.1	4.9	0.69	25.3	48.2	2.4	0.34	25.7
2	77.6	3.9	0.55	25.4	39.8	2.0	0.28	25.7
3	60.2	3.0	0.43	25.6	31.2	1.6	0.22	25.8
4	45.5	2.3	0.32	25.7	23.2	1.2	0.17	25.8
5	35.3	1.8	0.25	25.7	15.2	0.8	0.11	25.9
6	45.0	2.2	0.32	25.7	20.4	1.0	0.15	25.9
7	60.3	3.0	0.43	25.6	24.6	1.2	0.18	25.8
8	89.7	4.5	0.64	25.4	34.1	1.7	0.24	25.8
9	137.2	6.9	0.98	25.0	52.9	2.6	0.38	25.6
10	188.9	9.4	1.35	24.7	71.4	3.6	0.51	25.5
11	251.1	12.6	1.79	24.2	95.9	4.8	0.69	25.3
12	314.1	15.7	2.24	23.8	123.6	6.2	0.88	25.1
13	399.5	20.0	2.85	23.1	182.4	9.1	1.30	24.7
14	525.2	26.3	3.75	22.2	290.4	14.5	2.07	23.9
15	671.6	33.6	4.80	21.2	430.2	21.5	3.07	22.9
16	779.8	39.0	5.57	20.4	545.0	27.2	3.89	22.1
17	814.9	40.7	5.82	20.2	595.6	29.8	4.25	21.7
18	778.5	38.9	5.56	20.4	583.6	29.2	4.17	21.8
19	585.9	29.3	4.19	21.8	419.7	21.0	3.00	23.0
20	411.2	20.6	2.94	23.1	273.8	13.7	1.96	24.0
21	300.4	15.0	2.15	23.9	187.4	9.4	1.34	24.7
22	223.4	11.2	1.60	24.4	132.4	6.6	0.95	25.1
23	169.9	8.5	1.21	24.8	96.6	4.8	0.69	25.3
24	131.2	6.6	0.94	25.1	71.2	3.6	0.51	25.5

Nel grafico sono riportate le temperature superficiali relative ai due casi in esame: con infiltrazioni e con ventilazione meccanica con recupero di calore. Nel Caso A la temperatura minima estiva, raggiunta verso le ore 16.00 è minore rispetto al Caso B. Il contributo della deumidificazione con raffreddamento sensibile nel caso di ventilazione meccanica determina una differenza di circa 2 °C sulla temperatura superficiale del pavimento.

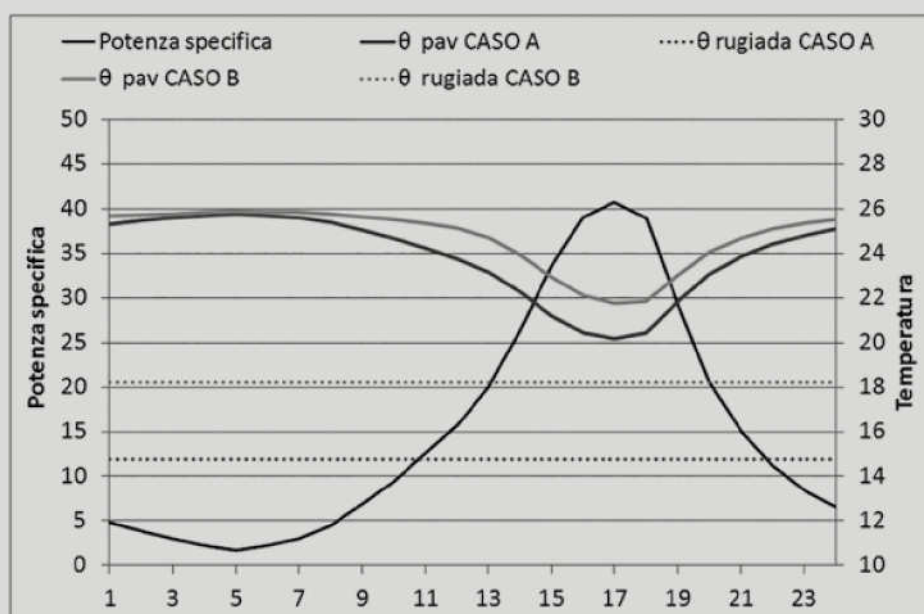


Figura 69. Potenza specifica [W/m²] e temperature [°C] nel Caso A e B per un pavimento radiante.

C) Soffitto in riscaldamento

In riscaldamento il soffitto radiante risulta critico ai fini dell'asimmetria radiante. In modo semplificato e in vantaggio di sicurezza si può tenere in considerazione una temperatura superficiale di 29 °C. In questo caso, sebbene non ancora normato, i laboratori che certificano la resa in raffreddamento forniscono sempre più spesso la resa termica misurata anche in regime di riscaldamento. In questo caso il produttore dovrebbe richiedere la misura dell'asimmetria radiante in regime di riscaldamento durante le prove.

Esempio di calcolo

Di seguito viene ripreso l'esempio relativo all'edificio residenziale (Caso A e Caso B). Nella pagina 89 è stata calcolata la potenza totale:

Caso A: $\phi_{\text{out}} = 688 \text{ W}$

Caso B: $\phi_{\text{out}} = 487 \text{ W}$

Si considera in questo caso un'area attiva pari al 70% della superficie cioè 14 m^2 .

Caso A (con tasso di infiltrazione 0.5 vol/h)

1	Calcolo del fabbisogno per il riscaldamento $= \frac{\phi_{\text{tot}}}{\text{Area attiva}}$	$\phi_{\text{attiva}}^* = 49 \text{ W/m}^2$
2	Coefficiente di scambio α	$\alpha = 6 \text{ W/m}^2\text{K}$
3	Differenza di temperatura tra superficie e ambiente: $\vartheta_{\text{f,m}} - \vartheta_i$	$\vartheta_{\text{f,m}} - \vartheta_i = 8.2 \text{ K}$
4	Temperatura superficiale	$\vartheta_s = 28.2 \text{ }^\circ\text{C}$

Caso B (con ventilazione meccanica con recupero di calore)

1	Calcolo del fabbisogno per il riscaldamento $= \frac{\phi_{\text{tot}}}{\text{Area pav}}$	$\phi_{\text{attiva}}^* = 34.8 \text{ W/m}^2$
2	Coefficiente di scambio α	$\alpha = 6 \text{ W/m}^2\text{K}$
3	Differenza di temperatura tra superficie e ambiente: $\vartheta_{\text{f,m}} - \vartheta_i$	$\vartheta_{\text{f,m}} - \vartheta_i = 5.8 \text{ K}$
4	Temperatura superficiale	$\vartheta_s = 25.8 \text{ }^\circ\text{C}$

D) Soffitto in raffrescamento

Per quanto riguarda il raffrescamento, un valore congruo per la temperatura media superficiale della parte attiva può essere $18 \text{ }^\circ\text{C}$. Nel caso si utilizzino metodi numerici dettagliati, anche in questo caso vale il discorso fatto per pavimenti radianti in riscaldamento, ossia risolvere per successive iterazioni il problema dello scambio termico e delle condizioni al contorno di coefficiente di scambio termico superficiale.

Esempio di calcolo

Di seguito viene ripreso l'esempio di calcolo riportato nel Capito 5 (Tabella 32 e Tabella 33).

Determinazione delle temperature superficiali per il soffitto.

CASO A: con tasso di infiltrazione;

CASO B: con ventilazione meccanica con deumidificazione.

Ore	Caso A					Caso B				
	Carico totale sensibile [W]	Potenza specifica [W/m ²]	$\vartheta_{f,m} - \vartheta_i$ (°C)	ϑ_s soffitto	ϑ_s^* soffitto ⁽¹⁾	Carico totale sensibile [W]	Potenza specifica [W/m ²]	$\vartheta_{f,m} - \vartheta_i$ (°C)	ϑ_s soffitto	ϑ_s^* soffitto ⁽¹⁾
1	97.1	4.9	0.58	25.4	25.2	48.2	2.4	2.4	0.30	25.7
2	77.6	3.9	0.47	25.5	25.3	39.8	2.0	2.0	0.26	25.7
3	60.2	3.0	0.37	25.6	25.5	31.2	1.6	1.6	0.20	25.8
4	45.5	2.3	0.29	25.7	25.6	23.2	1.2	1.2	0.16	25.8
5	35.3	1.8	0.23	25.8	25.7	15.2	0.8	0.8	0.11	25.9
6	45.0	2.2	0.29	25.7	25.6	20.4	1.0	1.0	0.14	25.9
7	60.3	3.0	0.37	25.6	25.5	24.6	1.2	1.2	0.17	25.8
8	89.7	4.5	0.54	25.5	25.2	34.1	1.7	1.7	0.22	25.8
9	137.2	6.9	0.79	25.2	24.9	52.9	2.6	2.6	0.33	25.7
10	188.9	9.4	1.05	24.9	24.5	71.4	3.6	3.6	0.43	25.6
11	251.1	12.6	1.36	24.6	24.1	95.9	4.8	4.8	0.57	25.4
12	314.1	15.7	1.67	24.3	23.6	123.6	6.2	6.2	0.72	25.3
13	399.5	20.0	2.08	23.9	23.0	182.4	9.1	9.1	1.02	25.0
14	525.2	26.3	2.67	23.3	22.2	290.4	14.5	14.5	1.56	24.4
15	671.6	33.6	3.34	22.7	21.2	430.2	21.5	21.5	2.23	23.8
16	779.8	39.0	3.82	22.2	20.5	545.0	27.2	27.2	2.76	23.2
17	814.9	40.7	3.98	22.0	20.3	595.6	29.8	29.8	2.99	23.0
18	778.5	38.9	3.82	22.2	20.5	583.6	29.2	29.2	2.94	23.1
19	585.9	29.3	2.95	23.1	21.8	419.7	21.0	21.0	2.18	23.8
20	411.2	20.6	2.14	23.9	22.9	273.8	13.7	13.7	1.48	24.5
21	300.4	15.0	1.61	24.4	23.7	187.4	9.4	9.4	1.05	25.0
22	223.4	11.2	1.23	24.8	24.2	132.4	6.6	6.6	0.76	25.2
23	169.9	8.5	0.96	25.0	24.6	96.6	4.8	4.8	0.57	25.4
24	131.2	6.6	0.76	25.2	24.9	71.2	3.6	3.6	0.43	25.6

⁽¹⁾ Riferito alla superficie attiva del soffitto, pari al 70% della superficie del soffitto.

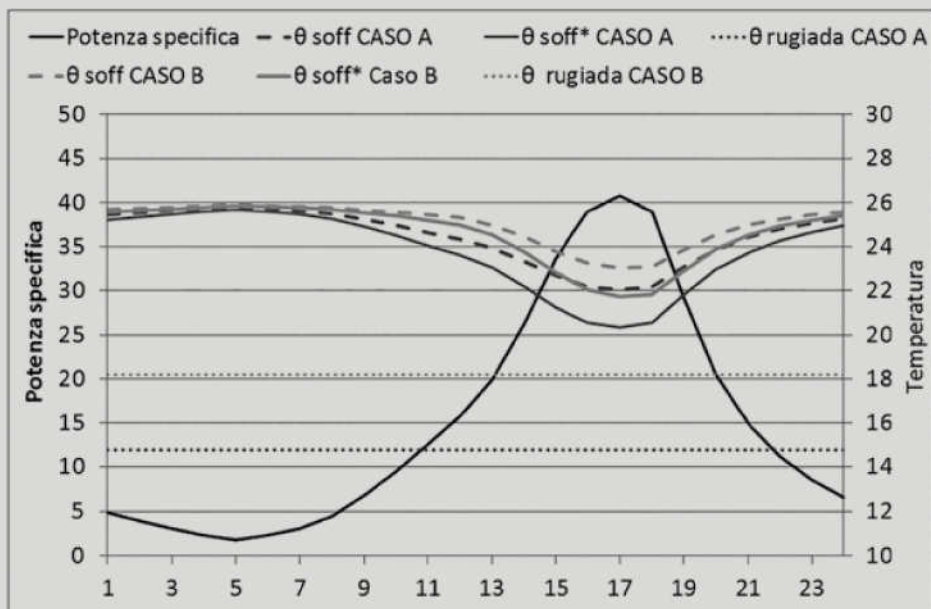


Figura 70. Potenza specifica [W/m²] e temperature [°C] nei Casi A e B per un soffitto radiante.

E) Parete in riscaldamento

Nel caso di parete radiante si può prendere come riferimento una temperatura massima superficiale pari a circa 35 °C, per motivi sia di comfort che energetici.

Per quanto riguarda la temperatura superficiale in raffrescamento, un valore medio che normalmente non dovrebbe dare problemi di formazione condensa risulta pari a 18 °C – per le tipologie A e B si può ricorrere alle equazioni (6.10) impostando $\sigma = 8 \text{ W/(m}^2\text{K)}$.

Esempio di calcolo

Di seguito viene ripreso l'esempio relativo all'edificio residenziale (Caso A e Caso B). Nella pagina 89 è stata calcolata la potenza totale:

Caso A: $\phi^{\text{tot}} = 688 \text{ W}$

Caso B: $\phi^{\text{tot}} = 487 \text{ W}$

Caso A (con tasso di infiltrazione 0.5 vol/h)

1	Calcolo del fabbisogno = $\frac{\phi_{\text{tot}}}{\text{Area pav}}$ per il riscaldamento	$\phi_{\text{pav}}^* = 34.4 \text{ W/m}^2$
2	Coefficiente di scambio α	$\alpha = 8 \text{ W/m}^2\text{K}$
3	Differenza di temperatura tra superficie e ambiente: $\vartheta_{\text{f,m}} - \vartheta_{\text{i}}$ attraverso la formula (6.22)	$\vartheta_{\text{f,m}} - \vartheta_{\text{i}} = 10.2 \text{ K}$
4	Temperatura superficiale	$\vartheta_{\text{s}} = 30.2 \text{ }^\circ\text{C}$

Caso B (con ventilazione meccanica con recupero di calore)

1	Calcolo del fabbisogno = $\frac{\phi_{\text{tot}}}{\text{Area pav}}$ per il riscaldamento	$\phi_{\text{pav}}^* = 34.4 \text{ W/m}^2$
2	Coefficiente di scambio α	$\alpha = 8 \text{ W/m}^2\text{K}$
3	Differenza di temperatura tra superficie e ambiente: $\vartheta_{\text{f,m}} - \vartheta_{\text{i}}$ attraverso la formula (6.22)	$\vartheta_{\text{f,m}} - \vartheta_{\text{i}} = 7.2 \text{ K}$
4	Temperatura superficiale	$\vartheta_{\text{s}} = 27.2 \text{ }^\circ\text{C}$

F) Parete in raffrescamento

Esempio di calcolo

Di seguito viene ripreso l'esempio di calcolo riportato nel Capito 5 (Tabella 32 e Tabella 33).

Determinazione delle temperature superficiali per la parete.

CASO A: con tasso di infiltrazione;

CASO B: con ventilazione meccanica con recupero di calore.

6. Dimensionamento dei sistemi radianti

Ore	Caso A					Caso B				
	Carico totale sensibile [W]	Potenza specifica [W/m²]	$\vartheta_{F,m} - \vartheta_i$ (°C)	ϑ_s parete	ϑ_s^* parete (1)	Carico totale sensibile [W]	Potenza specifica [W/m²]	$\vartheta_{F,m} - \vartheta_i$ (°C)	ϑ_s parete	ϑ_s^* parete (1)
1	97.1	4.9	1.01	25.0	24.6	48.2	2.4	0.50	25.5	25.3
2	77.6	3.9	0.81	25.2	24.8	39.8	2.0	0.41	25.6	25.4
3	60.2	3.0	0.63	25.4	25.1	31.2	1.6	0.32	25.7	25.5
4	45.5	2.3	0.47	25.5	25.3	23.2	1.2	0.24	25.8	25.7
5	35.3	1.8	0.37	25.6	25.5	15.2	0.8	0.16	25.8	25.8
6	45.0	2.2	0.47	25.5	25.3	20.4	1.0	0.21	25.8	25.7
7	60.3	3.0	0.63	25.4	25.1	24.6	1.2	0.26	25.7	25.6
8	89.7	4.5	0.93	25.1	24.7	34.1	1.7	0.36	25.6	25.5
9	137.2	6.9	1.43	24.6	24.0	52.9	2.6	0.55	25.4	25.2
10	188.9	9.4	1.97	24.0	23.2	71.4	3.6	0.74	25.3	24.9
11	251.1	12.6	2.62	23.4	22.3	95.9	4.8	1.00	25.0	24.6
12	314.1	15.7	3.27	22.7	21.3	123.6	6.2	1.29	24.7	24.2
13	399.5	20.0	4.16	21.8	20.1	182.4	9.1	1.90	24.1	23.3
14	525.2	26.3	5.47	20.5	18.2	290.4	14.5	3.03	23.0	21.7
15	671.6	33.6	7.00	19.0	16.0	430.2	21.5	4.48	21.5	19.6
16	779.8	39.0	8.12	17.9	14.4	545.0	27.2	5.68	20.3	17.9
17	814.9	40.7	8.49	17.5	13.9	595.6	29.8	6.20	19.8	17.1
18	778.5	38.9	8.11	17.9	14.4	583.6	29.2	6.08	19.9	17.3
19	585.9	29.3	6.10	19.9	17.3	419.7	21.0	4.37	21.6	19.8
20	411.2	20.6	4.28	21.7	19.9	273.8	13.7	2.85	23.1	21.9
21	300.4	15.0	3.13	22.9	21.5	187.4	9.4	1.95	24.0	23.2
22	223.4	11.2	2.33	23.7	22.7	132.4	6.6	1.38	24.6	24.0
23	169.9	8.5	1.77	24.2	23.5	96.6	4.8	1.01	25.0	24.6
24	131.2	6.6	1.37	24.6	24.0	71.2	3.6	0.74	25.3	24.9

(1) Riferito alla superficie attiva del soffitto, pari al 70% della superficie della parete.

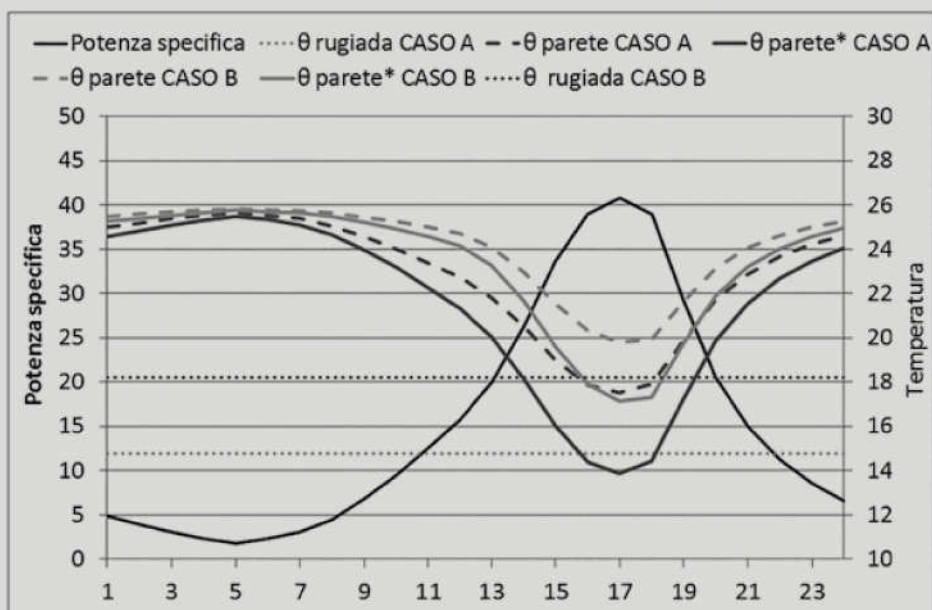


Figura 71. Potenza specifica [W/m^2] e temperature [$^{\circ}\text{C}$] nel Caso A e B per un soffitto radiante.

Come si nota nel grafico in Figura 71, la temperatura superficiale della parete risulta inferiore della temperatura di rugiada. La superficie utilizzata non è quindi sufficiente e deve essere ingrandita. Di seguito, in Figura 72 è rappresentato il grafico relativo ad una superficie di parete più grande.

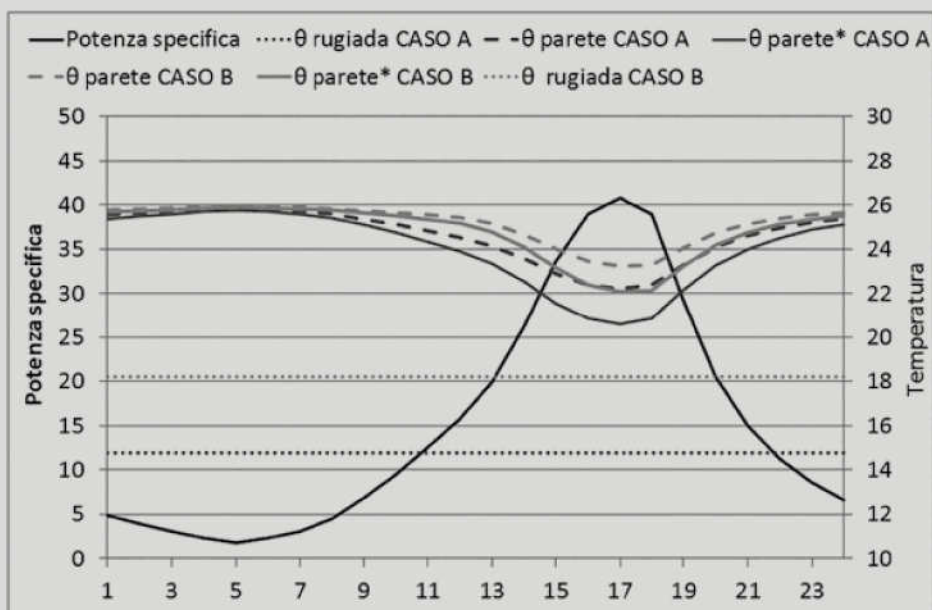


Figura 72. Potenza specifica [W/m^2] e temperature [$^{\circ}\text{C}$] nel Caso A e B per un soffitto radiante con superficie radiante maggiore.

6.3. Scelta e dimensionamento di un sistema radiante

La scelta e il dimensionamento di un sistema radiante dipendono dalla temperatura media efficace dell'acqua all'interno delle tubazioni (ϑ_H o ϑ_C) e dal limite di temperatura superficiale sopra descritti.

Verificati i limiti di comfort o condensa della temperatura superficiale, occorre definire la tipologia di sistema radiante (passo tra i tubi, diametro, spessore e materiale di cui è composto il tubo) e la resistenza termica superficiale del rivestimento.

Per ogni locale poi si può calcolare il flusso specifico di progetto ϕ_{des}^* [W/m²]:

$$\phi_{des}^* = \frac{\phi_{N,f}}{A_{attiva}} \quad (6.25)$$

La stanza j più sfavorita è individuata secondo la seguente equazione:

$$\phi_{max}^* = \max \{\phi_j^*\} \quad (6.26)$$

Da questo calcolo sono esclusi i bagni.

Scelto l'impianto e il passo dei tubi, la potenza termica di un pavimento riscaldante viene calcolata con la seguente formula:

$$\phi_F^* = \phi^* \cdot T \cdot L_R \quad (6.27)$$

dove:

T è il passo tra i tubi [m];

L_R è la lunghezza del circuito che si può approssimare con $\frac{A_{attiva,j}}{T}$ (senza considerare le curve).

La lunghezza delle tubazioni, assieme al diametro delle stesse, deve essere scelta in modo da verificare le perdite di carico per circuito. Note le perdite lineari il progettista deve valutare la lunghezza totale di tubo per ciascun ambiente (j^*), come rapporto tra l'area attiva (A_{attiva}) e il passo tra i tubi T:

$$L_{totale,j} = \frac{A_{attiva,j}}{T} \quad (6.28)$$

Dividendo L_{totale} per la lunghezza di ciascun circuito si ottiene il numero di circuiti per quell'ambiente.

Noti i circuiti il progettista dovrà individuare il sistema di derivazione dal circuito secondario, ossia decidere se distribuire l'acqua con un sistema a collettori o con ritorno inverso o con entrambi.

Per quanto riguarda la disposizione dei tubi vi sono diverse possibilità, ma generalmente riconducibili a distribuzioni a spirale che possono essere ad interasse fisso o variabile (Figura 73).

La norma UNI EN 1264, nell'allegato A propone le seguenti misure di passo dei tubi: 5 cm, 7.5 cm, 10 cm, 15 cm, 20 cm, 22.5 cm, 30 cm, 37.5 cm e 45 cm. Tuttavia la sempre più ampia disponibilità di tipologie e modelli sul mercato ha portato a passi anche diversi in funzione di specifiche necessità di produzione.

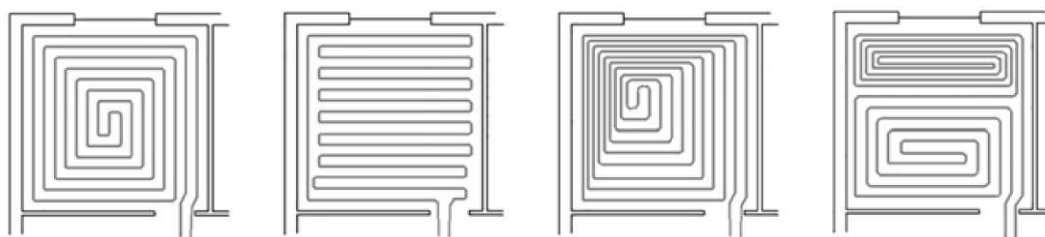


Figura 73. Possibili layout delle tubazioni.

Nel caso il flusso termico sia diverso per la zona occupata e le fasce perimetrali, si divide l'area in due parti:

$$A = A_{\text{perimetrale}} + A_{\text{occupata}} \quad (6.29)$$

e si suddivide per ciascuna area la sua potenza associata, definendo un $\phi_{\text{perimetrale}}$ ed un ϕ_{occupata} che dipendono dalla temperatura scelta per le superfici calpestabile e perimetrale.

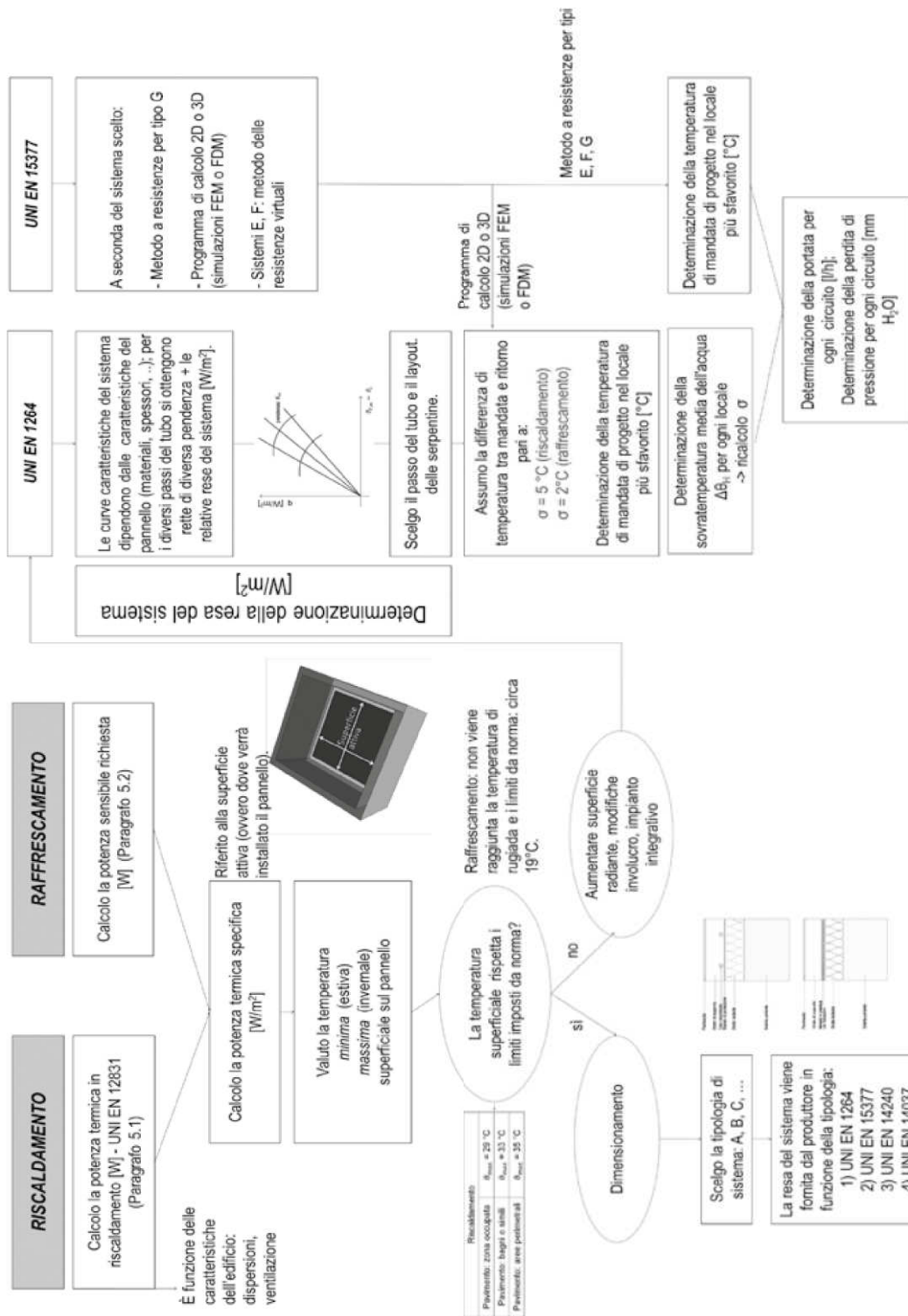
$$\phi = \frac{A_{\text{F,perimetrale}}}{A_{\text{F}}} \cdot \phi_{\text{perimetrale}} + \frac{A_{\text{F,occupata}}}{A_{\text{F}}} \cdot \phi_{\text{occupata}} \quad (6.30)$$

da questo calcolo sono esclusi i bagni.

La temperatura di mandata di progetto si calcola, per l'ambiente che richiede la più alta potenza espressa in W/m^2 ($\phi \cdot \text{max}$).

A questo punto nota la temperatura dell'acqua nei tubi si può determinare la temperatura di mandata con le formule (6.10) e (6.11).

6. Dimensionamento dei sistemi radianti



Bibliografia

Avanzi M., Busato G. De Carli M. e Zerbetto A. 2011. Un sistema integrato per la climatizzazione e la produzione di acqua calda sanitaria. Atti del Convegno AICARR, Innovazione Tecnologica Nella Climatizzazione Degli Edifici Nuovi E Ristrutturati. 28° Convegno Nazionale Padova 2011.

Bornehag C.G., Sundell J., Hagerhed-Engman L. and Sigsgaard T. 2005. Association between ventilation rates in 390 Swedish homes and allergic symptoms in children. *Indoor Air* 2005; 15(4):275-80.

Boldrin F., De Carli M e Ruaro G. 2007. New correlations for the standard EN 1264. *Proceedings of Clima 2007 WellBeing Indoors*.

Carrier Co. Handbook of Air Conditioning System Design. McGraw Hill, New York, 1965.

De Carli M., Villi G. e Polito A. 2008. Analisi di sensibilità dei fattori che influenzano la resa economica di un impianto cogenerativo applicato al residenziale. Congresso annuale AiCARR. Padova. 5 giugno 2008. Pp. 369-380.

De Carli M., Ovoli D., Pasut E., Scarpa M., Tomasi R. 2009. Determinazione della resa termica per sistemi radianti idronici: analisi delle normative esistenti. Atti del convegno AICARR, Tivoli 2009.

De Carli M. e Tonon M. 2011. Effect of modelling solar radiation on the cooling performance of radiant floors. *Solar Energy*, v 85, n 5, p 689-712.

De Carli M., Zarrella A. e Zecchin R. 2009. Comparison between a radiant floor and two radiant walls on heating and cooling energy demand, *ASHRAE Transactions*, vol. 115(2), Louisville 2009.

Dodge Woodson R. 2010. Radiant Floor heating. Second Edition. McGraw-Hill Edition.

Naydenov K., Schiavon S. e Zecchin R. Quanto ventilare gli edifici residenziali? CDA n. 6 giugno 2009.

Olesen B.W., Bonnefoi W., Michel E. e De Carli M. 2000. Heat Exchange Coefficient Between Floor Surface And Space by Floor Cooling – Theory or a Question of Definition, *ASHRAE transactions: symposia da-00-8-2*, pagine 684–694.

Saito M. and Masanori S. 2001. The Human Body Consumes Exergy for Thermal Comfort. IEA ECBCS Annex 37, Low Exergy Systems for Heating and Cooling of Buildings, *LowEx News*, No. 2, pp. 6-7.

Rossi N. 2009. Manuale del Termotecnico. Fondamenti Riscaldamento Condizionamento Refrigerazione Risorse energetiche. Edizione Hoepli.

Watson R.D. and Chapman K.S. 2004. Radiant Heating And Cooling Handbook. McGraw-Hill Editor.

ANSI/ASHRAE 55-2010. Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy

CEN M 343 – EN –2004. Mandate to CEN, CENELEC and ETSI for the elaboration and adoption of standards for a methodology calculating the integrated energy performance of buildings and estimating the environmental impact, in accordance with the terms set forth in Directive 2002/91/EC.

CEN prEN15316-4.1-2005. Heating systems in buildings – Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies – Part 4-1: Space heating generation systems, combustion systems.

DPR n. 412/93. Regolamento recante norme per la progettazione, l'installazione, l'esercizio e la manutenzione degli impianti termici degli edifici ai fini del contenimento dei consumi di energia, in attuazione dell'art. 4, comma 4, della L. 9 gennaio 1991, n. 10.

DPR n. 59/2009. Regolamento di attuazione dell'articolo 4, comma 1, lettere a) e b), del decreto legislativo 19 agosto 2005, n. 192, concernente attuazione della direttiva 2002/91/CE sul rendimento energetico in edilizia.

EN13790-2007. Thermal performance of buildings – Calculation of energy use for space heating and cooling.

EN15232-2007. Calculation methods for energy efficiency improvements by the application of integrated building automation system.

EN15316-1-2007. Heating systems in buildings – Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies – Part 1: General.

EN15316-2.1-2007. Heating systems in buildings- Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies – Part 2-1: Space heating emission systems.

EN15316-2.3-2007. Heating systems in buildings – Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies – Part 2-3: Space heating distribution systems.

EU-Directive 2002/91/EC of the European Parliament and of the council of 16 December 2002 on the energy performance of buildings. European Commission.

UNI EN 14037-1:2005. Strisce radianti a soffitto alimentate con acqua a temperatura minore di 120 °C – Parte 1: Specifiche tecniche e requisiti.

UNI EN 14037-2:2005. Strisce radianti a soffitto alimentate con acqua a temperatura minore di 120 °C – Parte 2: Metodo di prova per determinare la potenza termica.

UNI EN 14037-3:2005. Strisce radianti a soffitto alimentate con acqua a temperatura minore di 120 °C – Parte 3: Determinazione della potenza termica nominale e valutazione della potenza termica radiante.

UNI EN 1264-1:2011. Sistemi radianti alimentati ad acqua per il riscaldamento e il raffrescamento integrati nelle strutture – Parte 1: Definizioni e simboli.

UNI EN 1264-2:2009. Sistemi radianti alimentati ad acqua per il riscaldamento e il raffrescamento integrati nelle strutture – Parte 2: Riscaldamento a pavimento: metodi per la determinazione della potenza termica mediante metodi di calcolo e prove.

UNI EN 1264-3:2009. Sistemi radianti alimentati ad acqua per il riscaldamento e il raffrescamento integrati nelle strutture – Parte 3: Dimensionamento.

UNI EN 1264-4:2009. Sistemi radianti alimentati ad acqua per il riscaldamento e il raffrescamento integrati nelle strutture – Parte 4: Installazione.

UNI EN 1264-5:2009. Sistemi radianti alimentati ad acqua per il riscaldamento e il raffrescamento integrati nelle strutture – Parte 5: Superfici per il riscaldamento e il raffrescamento integrate nei pavimenti, nei soffitti e nelle pareti – Determinazione della potenza termica.

UNI EN 14240:2005. Ventilazione degli edifici – Soffitti freddi – Prove e valutazione.

UNI EN 15251:2008. Criteri per la progettazione dell'ambiente interno e per la valutazione della prestazione energetica degli edifici, in relazione alla qualità dell'aria interna, all'ambiente termico, all'illuminazione e all'acustica.

UNI EN 15377-1:2008. Impianti di riscaldamento negli edifici – Progettazione degli impianti radianti di riscaldamento e raffrescamento, alimentati ad acqua integrati in pavimenti, pareti e soffitti – Parte 1: Determinazione della potenza termica di progetto per il riscaldamento e il raffrescamento.

UNI EN 15377-3:2008. Impianti di riscaldamento negli edifici – Progettazione degli impianti radianti di riscaldamento e raffrescamento, alimentati ad acqua integrati in pavimenti, pareti e soffitti – Parte 3: Ottimizzazione per l'utilizzo di fonti di energia rinnovabile.

UNI EN 12831: 2006. Impianti di riscaldamento negli edifici – Metodo di calcolo del carico termico di progetto.

UNI EN ISO 7730:2006. Ergonomia degli ambienti termici – Determinazione analitica e interpretazione del benessere termico mediante il calcolo degli indici PMV e PPD e dei criteri di benessere termico locale.

UNI EN ISO 15874: 2008. Sistemi di tubazioni di materie plastiche per le installazioni di acqua calda e fredda – Polipropilene (PP).

UNI EN ISO 15875: 2008. Sistemi di tubazioni di materie plastiche per le installazioni di acqua calda e fredda – Polietilene reticolato (PE-X).

UNI EN ISO 15876: 2008. Sistemi di tubazioni di materie plastiche per le installazioni di acqua calda e fredda – Polibutene (PB).

UNI EN ISO 15877-1:2011. Sistemi di tubazioni di materie plastiche per le installazioni di acqua calda e fredda – Policloruro di vinile clorurato (PVC-C).

UNI EN ISO 21003-2:2011. Sistemi di tubazioni multistrato per le installazioni di acqua calda e fredda all'interno degli edifici.

UNI EN ISO 22391-1:2010. Sistemi di tubazioni di materie plastiche per le installazioni di acqua calda e fredda – Polietilene a elevata resistenza alla temperatura (PE-RT).

UNI EN 1057:2010. Rame e leghe di rame – Tubi rotondi di rame senza saldatura per acqua e gas nelle applicazioni sanitarie e di riscaldamento.

UNI EN 1254-1:2000. Rame e leghe di rame – Raccorderia idraulica.

UNI/TS 11300-2:2014. Prestazioni energetiche degli edifici – Parte 2: Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale, per la produzione di acqua calda sanitaria, per la ventilazione e per l'illuminazione in edifici non residenziali.

Glossario

Curva caratteristica di base: curva che fornisce la relazione tra il flusso termico areico ed il salto termico medio della temperatura di superficie (*o meglio tra la temperatura della superficie e la temperatura ambiente nominale*) applicabile a tutti gli impianti di riscaldamento a pannelli, indipendentemente dalla tipologia.

Curve limite: Curve, appartenenti alla famiglia delle curve caratteristiche, che delimitano il flusso termico areico in funzione del salto termico medio di temperatura e delle caratteristiche del rivestimento del pavimento. (*Meglio: luoghi dei punti, appartenenti alle famiglie delle curve caratteristiche, corrispondenti al flusso termico areico limite*).

Famiglia di curve caratteristiche: Curve che rappresentano, per un dato impianto, le relazioni tra il flusso termico areico q ed il salto termico di temperatura $\Delta\theta_H$ per resistenze termiche differenti del pavimento.

Flusso termico areico (ϕ^*): Potenza per unità di superficie [W/m^2].

Flusso termico areico di progetto (ϕ^*_{des}): Potenza necessaria per raggiungere la potenza termica di progetto (ϕ^*_H), diminuita della potenza termica delle superfici di riscaldamento supplementari, se esistono, divisa per l'area del pavimento riscaldante tenendo conto della temperatura ammissibile del pavimento [W/m^2].

Flusso termico areico limite (ϕ^*_G): Flusso termico areico per il quale si raggiunge la temperatura massima ammissibile della superficie del pavimento [W/m^2].

Flusso termico areico nominale (ϕ^*_N): Flusso termico limite raggiunto in assenza di pavimento (*cioè senza la resistenza termica dello strato di pavimento*) [W/m^2].

Flusso termico areico verso il basso (ϕ^*_U): Flusso di calore che passa attraverso le strutture verso un ambiente sottostante, il terreno o l'aria esterna [W/m^2].

Potenza termica di un pavimento riscaldante (ϕ_P): Somma dei prodotti delle superfici del pavimento riscaldante di un ambiente, moltiplicata per il rispettivo flusso termico (*areico*) di progetto [W].

Salto termico (σ): differenza tra la temperatura di mandata e quella di ritorno del mezzo riscaldante in un circuito [K].

Salto termico medio limite ($\Delta\theta_{H,G}$): Intersezione del sistema della curva caratteristica dell'impianto con la curva limite che denota il salto termico limite [K].

Salto termico medio nominale tra le temperature dell'aria e dell'acqua ($\Delta\theta_N$): Valore ottenuto al flusso termico areico nominale ϕ^*_N [K].

Salto termico medio tra le temperature dell'aria e dell'acqua ($\Delta\theta_H$): scostamento medio logaritmico tra la temperatura del mezzo riscaldante e la temperatura nominale dell'ambiente [K].

Salto termico medio tra le temperature dell'aria e dell'acqua di progetto

($\Delta\vartheta_{H,des}$): Valore ottenuto con la resistenza termica del pavimento scelto ed il flusso termico areico di progetto [K].

Salto termico medio tra le temperature di superficie e dell'aria ambiente: Differenza tra la temperatura media di superficie del pavimento ($\vartheta_{f,m}$) e la temperatura ambiente nominale (ϑ_i). Esso determina il flusso areico [K].

Temperatura del mezzo riscaldante (ϑ_m): Temperatura media tra la temperatura di mandata e la temperatura di ritorno, definita come $\vartheta_m = \vartheta_i + \Delta\vartheta_H$.

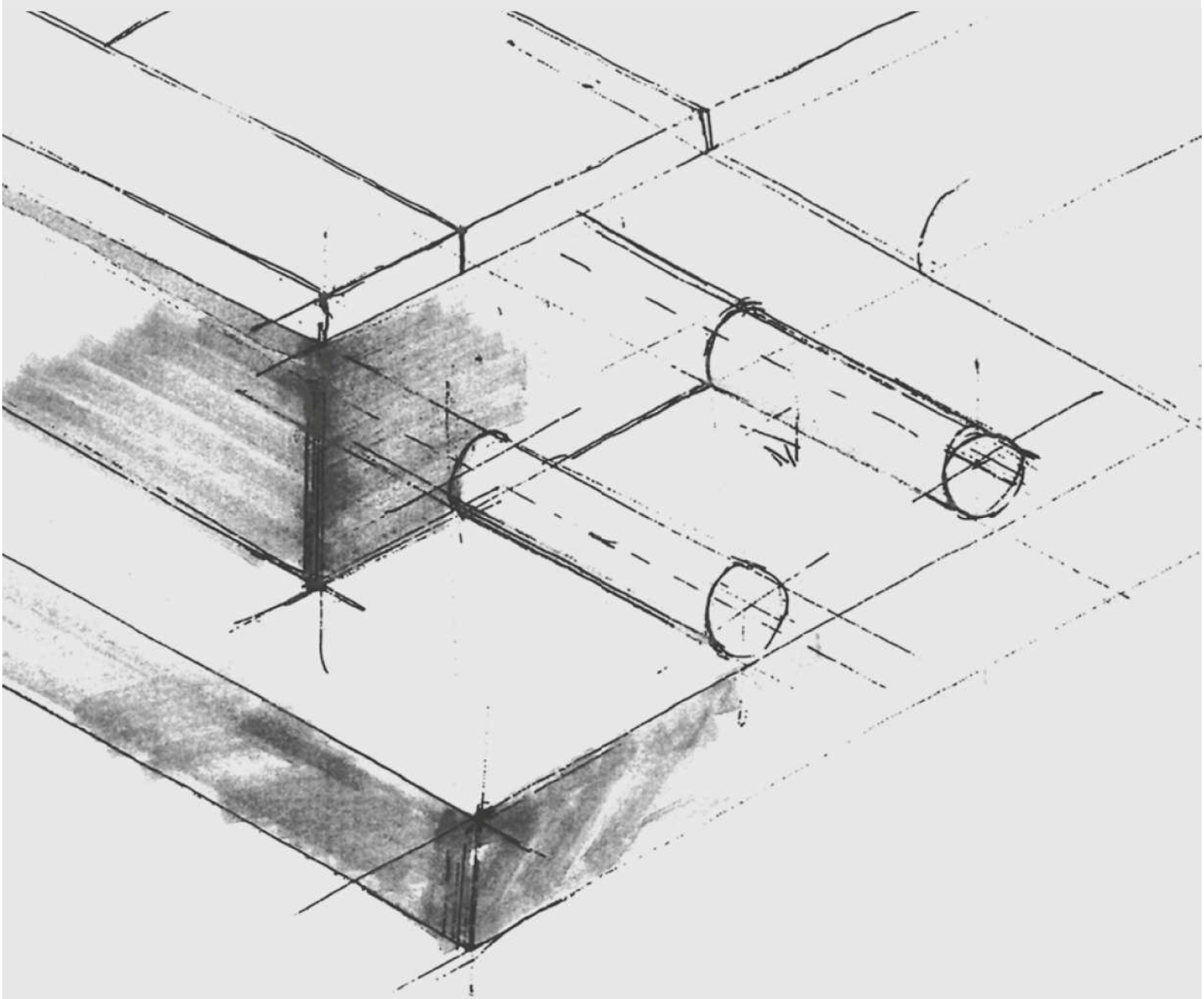
Temperatura massima della superficie del pavimento ($\vartheta_{f,max}$): Temperatura massima ammissibile per ragioni fisiologiche ai fini del calcolo delle curve limite. Tale temperatura può essere raggiunta in un punto della superficie occupata o della superficie periferica quando, in condizioni particolari, il salto termico del mezzo riscaldante è $\sigma = 0^\circ\text{C}$ (*idealmente con portata infinita*).

Temperatura media della superficie del pavimento ($\vartheta_{f,m}$): Media di tutti i valori delle temperature di superficie nella superficie periferica o nella superficie occupata.

Umidità relativa (φ): rapporto della pressione parziale del vapore acqueo contenuto in una miscela gassosa di aria e vapore acqueo rispetto alla pressione di vapore saturo [%].

IMPIANTI RADIANTI A BASSA DIFFERENZA DI TEMPERATURA

Approfondimenti per l'installazione



1. Introduzione

I sistemi radianti si differenziano in sistemi a pavimento, soffitto e parete. Le tre tipologie presentano differenti componenti e differenti metodologie per l'installazione, che vengono descritte nel presente Quaderno Tecnico.

Sono presenti approfondimenti derivanti dall'esperienza sul campo maturata dalle aziende del Consorzio. Il principale riferimento normativo presente nel testo è la UNI EN 1264 dal titolo "Sistemi radianti alimentati ad acqua per il riscaldamento e il raffrescamento integrati nelle strutture". Nella Parte 4, che riguarda l'installazione, sono presenti indicazioni pratiche riguardanti i materiali, la posa e i protocolli da seguire per l'avviamento. Nel testo sono presenti i riferimenti e gli approfondimenti di tale norma.

Nella prima parte vengono descritti i componenti dei sistemi radianti, quali tubazioni, strati di isolamento, rivestimenti superficiali e sistemi di regolazione. Oltre alla descrizione dei materiali e alle caratteristiche prestazionali vengono richiamate le principali normative relative ad ogni componente.

Nel terzo capitolo sono descritte le tipologie di sistemi radianti, differenziandoli per: sistemi a pavimento con tubazione annegata nel massetto, sistemi a pavimento a secco, sistemi a soffitto e a parete. Per ogni tipologia è presente una descrizione e le immagini di cantiere oppure gli schemi riassuntivi.

Nel capitolo 4 sono descritti i massetti e i rivestimenti per i sistemi radianti.

Il Consorzio si è avvalso della consulenza dell'azienda MAPEI S.p.A. per la sezione relativa ai massetti cementizi. Per i massetti fluidi il Consorzio si è appoggiato a KNAUF S.a.S., che ha curato la presentazione e la descrizione dei componenti e delle metodologie di installazione, insieme al capitolo relativo agli elementi di completamento e alle applicazioni a secco.

Per il capitolo 5, dedicato ai parametri caratteristici dell'acqua nei sistemi radianti, il Consorzio si è avvalso della consulenza dell'azienda SENTILEL SOLUTIONS.

Insieme a KNAUF S.a.S. e SENTILEL SOLUTIONS, l'azienda MAPEI S.p.A., da gennaio 2013 è Partner Sostenitore del Consorzio Q-RAD.

2. Elementi che compongono i sistemi radianti

I principali componenti di un sistema radiante sono:

- Tubazioni
- Strati di isolamento termico che possono avere anche funzione acustica
- Strato di protezione dello strato di isolamento
- Strato di ripartizione del carico statico e di diffusione del calore (strato di supporto)
- Rivestimento superficiale
- Altri componenti (giunti di dilatazione perimetrali, diffusori, elementi aggiuntivi, ...)
- Collettore
- Sistema di regolazione
- Controllo dell'umidità e integrazione del raffrescamento, nel funzionamento estivo, con opportuni sistemi di trattamento aria.

2.1. Tubazioni

Le tubazioni sono realizzate per la maggior parte dei casi con materiali plastici, le cui caratteristiche devono essere scelte in funzione della temperatura e delle pressioni di esercizio. Le caratteristiche delle tubazioni sono riportate in specifiche norme tecniche, a cui si rimanda per ulteriori dettagli (Figura 74).

In passato un problema degli impianti radianti era l'infiltrazione di ossigeno nelle tubazioni, che, tramite una reazione chimica poteva portare a fenomeni di corrosione delle superfici metalliche in alluminio, rovinando l'impianto. Le problematiche non riguardavano le tubazioni dell'impianto radiante, ma tutte le componenti corrodibili dell'impianto (particolarmente in acciaio nero). Per riparare guasti alle tubazioni è necessaria la rottura del pavimento, con elevati costi.



Figura 74. Esempi di tubazioni in plastica.

Le tubazioni in materiale plastico hanno sostituito quelle in metallo perché migliore per facilità di posa, economicità e inoltre non aggredibile dal calcare. Tali elementi presentano problematiche relative alla permeabilità all'ossigeno (a differenza di quelle in ferro) e la conseguente corrosione delle parti corrodibili.

Per i motivi prima citati ormai si usano solo tubazioni impermeabili all'ossigeno. La norma UNI EN 1264 specifica che bisogna prevenire il problema e suggerisce l'adozione di tubazioni con barriera ossigeno se di materiale plastico, ovvero che le tubazioni plastiche siano dotate di barriera all'ossigeno. La permeabilità all'ossigeno della barriera dovrà essere inferiore a 0.32 mg/m^2 al giorno con temperatura dell'acqua di 40°C (secondo quanto previsto dalla norma UNI EN 1264-4:2009). Questo significa che nelle tubazioni in plastica deve essere sempre presente un film in materiale plastico resistente al passaggio dell'ossigeno. Infatti, un tubo in polietilene privo di barriera a ossigeno è interessato da una diffusione all'ossigeno per il 98%; ciò si traduce in $3 \div 4 \text{ g/m}^3$ al giorno in un tubo del diametro di 18 mm percorso da acqua a 40°C . La barriera all'ossigeno è un aspetto particolarmente importante ai fini del corretto funzionamento di un impianto. Le barriere all'ossigeno utilizzate dai diversi produttori possiedono un'impermeabilità più o meno elevata. Una delle migliori è la barriera EVOH (Etilenvinil alcool), con un passaggio dell'ossigeno inferiore allo 0.003 mg/l al giorno. Un'altra possibilità è l'uso di tubi in multistrato, perché lo strato d'alluminio lo impermeabilizza all'ossigeno. Due sono le tipologie di tubazioni utilizzate nei sistemi radianti e si differenziano per il numero di strati che le compongono: esistono tubazioni composte da 3 strati (Figura 75) e da 5 strati (Figura 76).

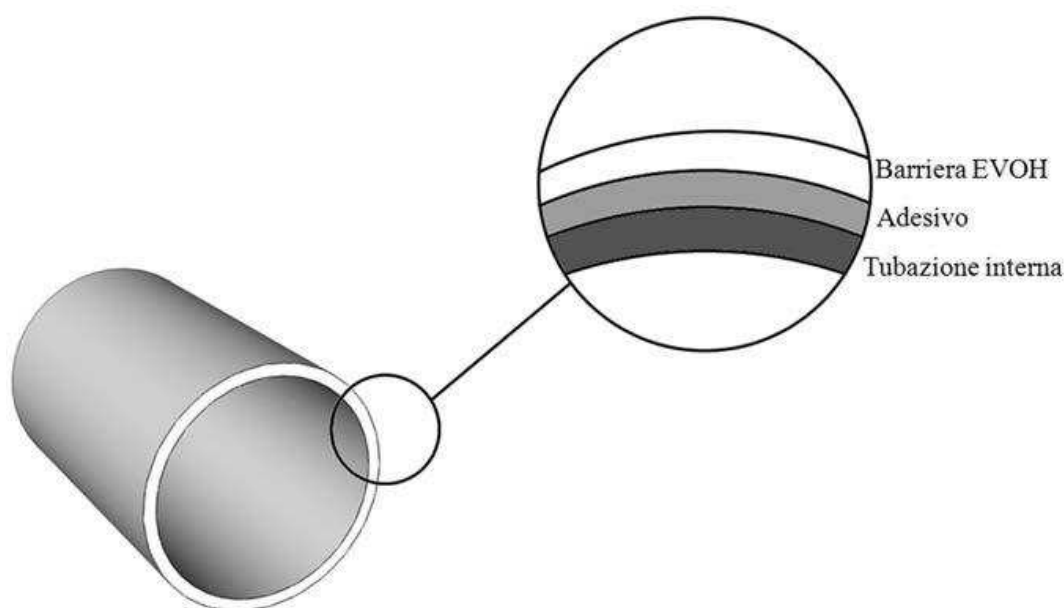


Figura 75. Sezione tubazioni 3 strati in materiale plastico.

2. Elementi che compongono i sistemi radianti

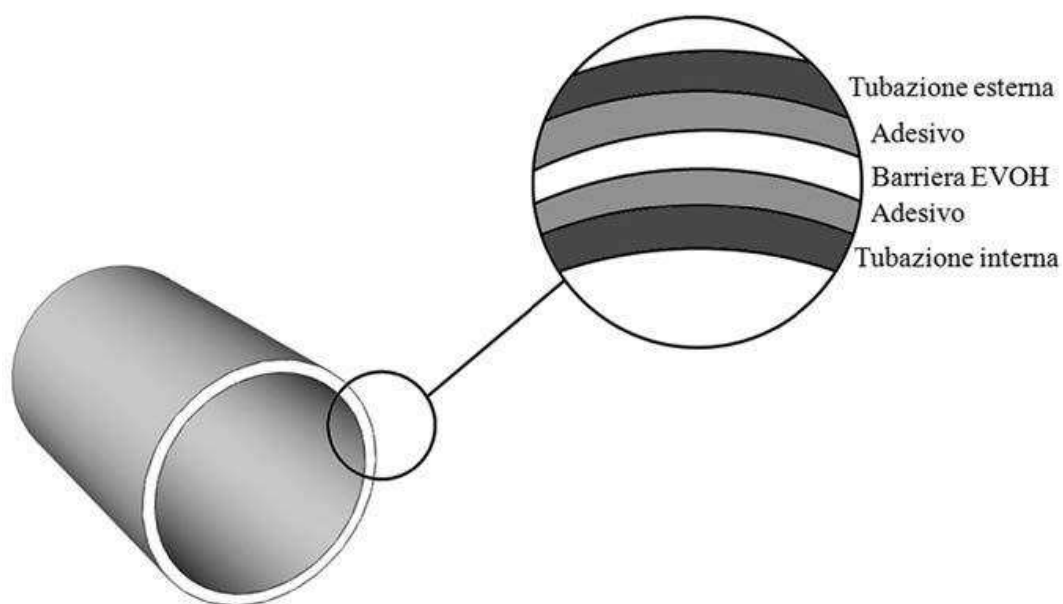


Figura 76. Sezione tubazioni 5 strati in materiale plastico.

Nelle tubazioni composte da 3 e 5 strati possono essere utilizzate diverse tipologie come ad esempio PE-Xa, PE-Xb, PE-Xc e PE-RT.

Per gli impianti idronici, le tubazioni in materiale plastico, sono le più comuni: essendo flessibili e leggere, hanno una maggiore facilità di posa.

In generale i requisiti delle tubazioni in materiale plastico sono:

- Resistenza alla corrosione e all'erosione
- Basse perdite di carico
- Leggerezza
- Memoria termica
- Flessibilità
- Resistenza al gelo
- Atossicità (solo per l'uso sanitario)
- Resistenza meccanica
- Lavorabilità alle basse temperature
- Durabilità.

Gli spessori delle tubazioni variano in funzione della tipologia di sistema: a pavimento, a soffitto, oppure a parete.

I diametri dei tubi variano da 8 a 25 mm, con uno spessore di parete mediamente pari a circa 2 mm (Figura 77).

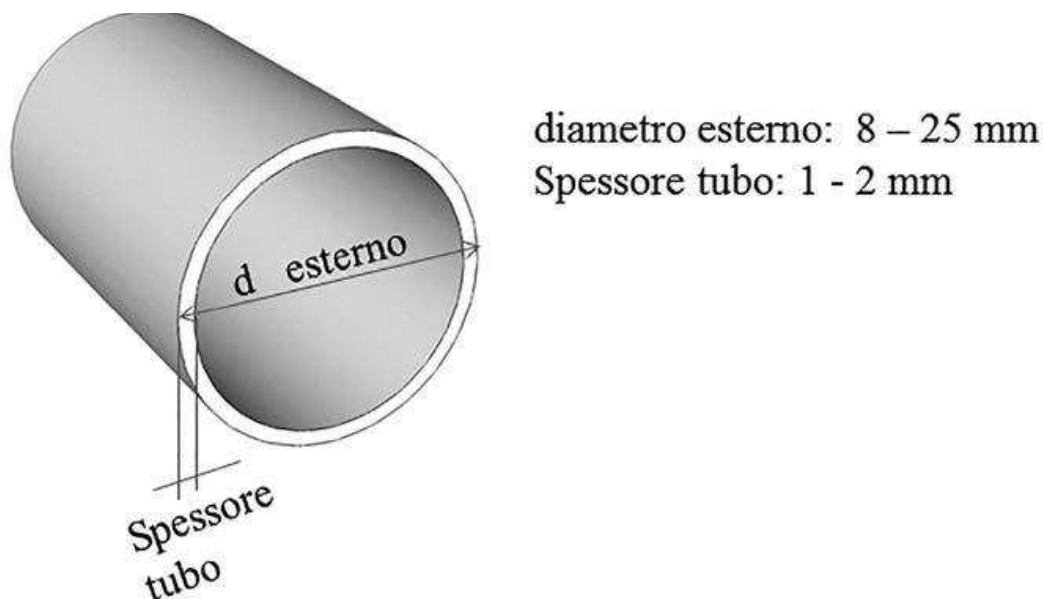


Figura 77. Sezione tubazioni in materiale plastico.

2.1.1. Il polietilene reticolato

La reticolazione trasforma il polietilene termoplastico (PE) in un materiale termoindurente (PE-X). Per questa ragione una tubazione di materiale PE-X non può essere fusa e si decompone con temperature eccessive (Figura 78).

Si distinguono oggi tre differenti metodi di reticolazione:

- 1) PE-Xa è un polietilene reticolato chimicamente a perossidi (metodo Engel o PAM)
- 2) PE-Xb è un polietilene reticolato chimicamente a silani
- 3) PE-Xc è un polietilene reticolato fisicamente per radiazioni (metodo Elettronico o Isotopi)

Nel tubo cosiddetto reticolato (PE-X) è stato introdotto il butene, il quale rende disponibili due atomi di carbonio per il legame trasversale della catena di polietilene. Essendo solo due gli atomi, la probabilità che si instauri il legame è bassa; per questo motivo in fase di produzione si rende necessario un processo di reticolazione che “saldi” gli atomi fra loro e garantisca l’instaurarsi di almeno il 60% dei legami possibili. Attraverso la reticolazione le catene legate vengono saldate tra di loro e diventano indivisibili. Tale processo, che consiste nel sottoporre il materiale ad elevata energia di radiazione (reticolazione di tipo C) o a reazioni chimiche con perossidi (reticolazione di tipo A) o silani (reticolazione di tipo B), rende comunque il materiale più rigido del materiale di partenza causando una riduzione di flessibilità. La percentuale di reticolazione deve raggiungere almeno il 60%. Grazie ai miglioramenti nelle tecniche

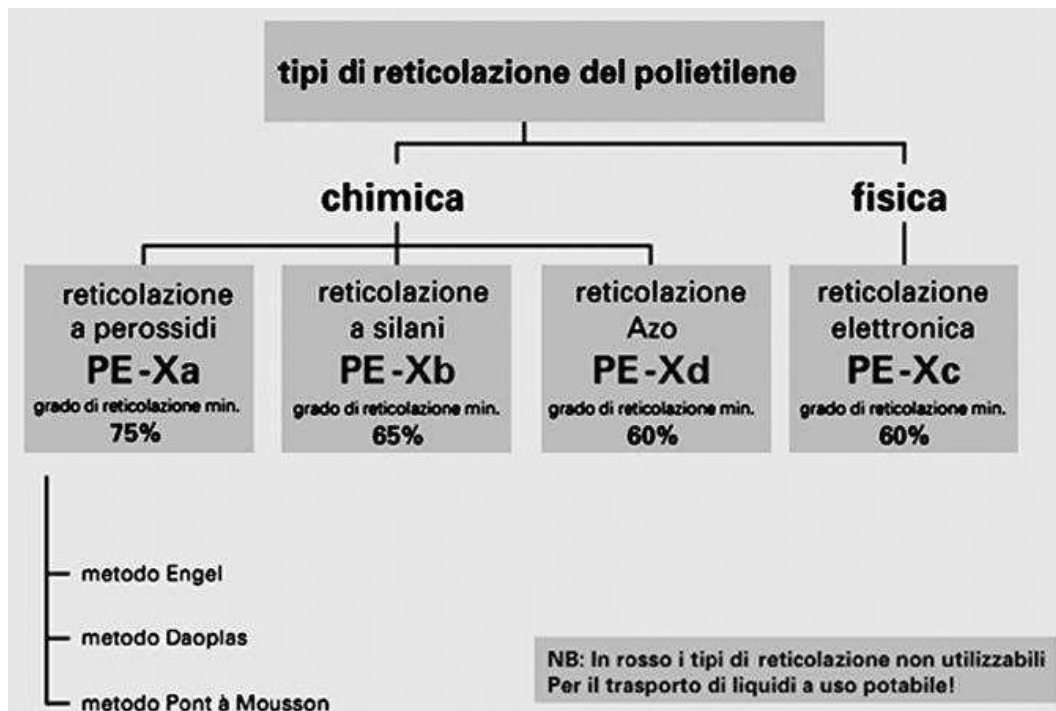


Figura 78. Schema tipologia polietilene.

di controllo e di catalizzazione dei processi è possibile pilotare l'incorporazione di un monomero di legame nella struttura di base del polimero. È possibile in tal modo inglobare molecole più grosse come quella dell'ottene, il quale rende disponibili per il legame sei atomi di carbonio.

2.1.2. Tubazioni multistrato

Negli ultimi anni ai tubi prodotti in sola materia plastica si sono aggiunti anche tubi multistrato, cioè tubi composti da un tubo interno principale in polietilene (PE-X o PE-RT), un'anima in alluminio, ed un tubo esterno sempre in polietilene (PE-X, PE-RT o PE-HD), uniti tramite appositi adesivi. Le prestazioni dei tubi sono determinate dallo spessore dello strato di alluminio e dal tipo di plastiche utilizzate.

Per le sue caratteristiche meccaniche il tubo in multistrato è stato ideato come alternativa ai tubi in rame e acciaio per la distribuzione d'acqua in qualsiasi applicazione. Nel campo dei sistemi radianti si utilizzano prevalentemente tubi multistrato con spessori minimi di alluminio (normalmente 0,2 mm) per mantenere una flessibilità accettabile rispetto ai tubi puramente plastici, dei quali conservano le caratteristiche di resistenza alla corrosione e alla formazione di incrostazioni. Lo strato di alluminio rende il tubo impermeabile all'ossigeno.

2.1.3. PE-RT

Grazie ai miglioramenti nelle tecniche di controllo e di catalizzazione dei processi è possibile pilotare molto meglio l'incorporazione di un monomero di legame nella struttura di base del polimero. È possibile così inglobare molecole più grosse come quella dell'ottene, il quale rende disponibili per il legame sei atomi di carbonio. Essendo la molecola introdotta più grande, non riesce a rimanere all'interno del cristallo del polietilene; ne esce e instaura facilmente un legame trasversale tra cristallo e cristallo che è anche tre volte più grande dei legami intermolecolari che si realizzano tra le catene del polietilene reticolato. Si ottiene così il polietilene lineare ottene-copolimerico (PE-RT), caratterizzato da migliore comportamento a creep ottenuto senza bisogno di rimetterci in flessibilità mediante la reticolazione del polietilene. Essendo questi legami intermolecolari tutti della stessa lunghezza, il materiale ottenuto è omogeneo e stabile nel tempo.

2.1.4. PB e PP-R

Il polibutene, detto anche polibutilene, ed il polipropilene random fanno parte della famiglia dei termoplasti, cioè sono materiale composti da un reticolo esclusivamente bi-dimensionale. Come tutti i termoplasti hanno una resistenza limitata nel tempo alle alte temperature. Sono pertanto parzialmente utilizzabili in impianti di riscaldamento perché le garanzie di durata nel tempo sono, a seconda del tipo, inferiori del polietilene reticolato. Inoltre tali tubazioni, a temperatura ambiente, sono rigide e quindi poco adatte ad impianti con molteplici curve.

2.1.5. Tubi in metallo

Per la loro resistenza limitata nel tempo, la loro sensibilità alle corrosioni ed incrostazioni e la difficoltà di messa in opera, i tubi in metallo sono poco utilizzati negli impianti radianti.

2.1.6. Tubi capillari

Le tubazioni capillari sono normalmente realizzati in polipropilene e presentano un ridotto diametro (3.35×0.5 mm), con un limitato interasse compreso tra 10 e 15 mm. La dimensione dei pannelli può essere adattata ad ogni installazione, il collegamento tra i pannelli e i collettori di distribuzione dell'impianto radiante viene generalmente eseguito con tubazioni e raccordi in polipropilene. Tali sistemi sono adatti sia per il riscaldamento che per il raffrescamento.

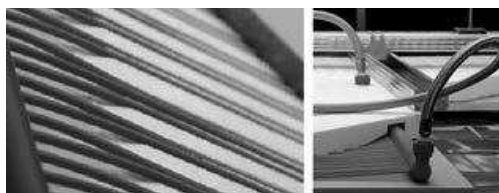


Figura 79. Tubazioni capillari installate a soffitto.

2. Elementi che compongono i sistemi radianti

Tipologia	Materiale	Normativa di riferimento
Tubazioni in plastica	PP (Polipropilene)	UNI EN ISO 15874
	PE-X (A,B,C). (Polietilene reticolato)	UNI EN ISO 15875
	PB (Polibutene)	UNI EN ISO 15876
	PVC-C (Policloruro di vinile clorurato)	UNI EN ISO 15877
	Multistrato	UNI EN ISO 21003
	PE-RT (Polietilene a elevata resistenza alla temperatura)	UNI EN ISO 22391
	PE-MDX	DIN 4724
Tubazioni in rame	Rame	UNI EN 1057:2010 (tubazioni), EN 1245 (raccordi)

Tabella 37. Tubi utilizzati per impianti radianti e specifica normativa di riferimento.

2.1.6.1. Normativa

Le tubazioni devono durare almeno 50 anni (UNI EN 1264). La durata della tubazione è funzione della combinazione tra temperatura e pressione: maggiori sono le pressioni e la temperatura minore è la durata della tubazione. In Tabella 37 sono riportati i materiali costituenti i diversi sistemi (tubazioni e raccordi) e le relative norme per la certificazione delle prestazioni. Nella Figura 80 di seguito sono riportate le classi di applicazione, le temperature di esercizio e le tipologie di impianto secondo UNI EN ISO 21003.

Classe di applicazione	Temperatura Operativa Td °C	Tempo a Td (anni)	Tmax (°C)	Tempo a Tmax (anni)	Tmal (°C)	Tempo a Tmal (ore)	Campo di applicazione
1 ^a	60	49	80	1	95	100	Acqua calda sanitaria (60°C)
2 ^a	70	49	80	1	95	100	Acqua calda sanitaria (70°C)
4 ^b	20	2,5	70	2,5	100	100	Riscaldamento a pavimento e radiatori a bassa temperatura
	plus cumulabile 40	20					
	plus cumulabile 60	25					
5 ^b	20	14	90	1	100	100	Riscaldamento a radiatori ad alta temperatura
	plus cumulabile 60	25					
	plus cumulabile 80	10					

Figura 80. Classi di applicazione delle tubazioni secondo UNI EN ISO 21003.

^a Un Paese può scegliere sia la classe di applicazione 1 che la classe di applicazione 2 in conformità alla legislazione nazionale.

^b Quando per una classe ci sono più temperature di progetto T, i tempi devono essere aggregati; il profilo di temperatura per 50 anni complessivi per la classe 5 è: 14 anni a 20 °C, 25 anni a 60 °C, 10 anni a 80 °C, 1 anno a 90 °C e 100 ore a 100 °C.

Accanto alle normative ISO ed EN vi sono anche specifiche normative DIN sulle tubazioni in plastica.

DIN 16892

Regolamenti PE-X di base.

Il DIN 16982 regola tutti i tubi di polietilene reticolato (PE-X). Gli adesivi del reticolato nel polietilene hanno una struttura differente con delle proprietà più appropriate. Prima, il reticolato era essenziale per raggiungere le proprietà materiali desiderate. Il tubo reticolato è altamente impermeabile all'ossigeno rispetto a quello non reticolato.

DIN 4721

Regolamenti d'uso del PE-RT: Il DIN 4721 corrisponde al DIN 4726 ed è applicabile per i tubi PE-RT.

DIN 4724

La norma descrive i requisiti e i test per le tubazione multistrato.

UNI EN ISO 10147:2013

La norma riguarda i tubi e i raccordi di polietilene reticolato (PE-X). Al suo interno è descritta la metodologia per la stima del grado di reticolazione mediante determinazione del contenuto di gel.

2.2. Valvole di arresto e dispositivi di bilanciamento

Ogni circuito deve avere due valvole di arresto e un dispositivo per il bilanciamento. Queste due funzioni devono essere indipendenti. Un impianto è equilibrato quando i pannelli radianti funzionano portando gradualmente e contemporaneamente in temperatura tutti i locali.

2.3. Sistemi di ancoraggio dei tubi allo strato di isolante o di posa

In commercio vi sono diversi tipi di ancoraggi, che si differenziano per le funzioni e per i materiali che li costituiscono.

2.3.1. Le clips

In Figura 81 sono rappresentati alcuni esempi di clip di ancoraggio per i sistemi a pavimento. La funzione principale è il posizionamento e il fissaggio della tubazione allo strato inferiore, al fine di bloccare i possibili movimenti durante il getto della miscela di calcestruzzo.

2. Elementi che compongono i sistemi radianti



Figura 81. Tipologie clips di ancoraggio tubazioni.

Alcune clip (in Figura 81 in alto a sinistra) vengono fissate su un supporto metallico (rete) mediante apparecchiatura specifica (Taker per clips fermatubo). Segue l'inserimento del tubo. Un'alternativa è rappresentata dalle clip che bloccano il tubo allo strato inferiore (pannello isolante o di altro materiale).

2.3.2. Profili fermatubo

I profili fermatubo (o binario) possono essere realizzati in materiale plastico. In Figura 82 sono riportati due esempi di profili nei quali vengono vincolate le tubazioni in materiale plastico. I binari di raccordo (Figura 83) possono essere utilizzati per impianti a pavimento, parete e a soffitto.

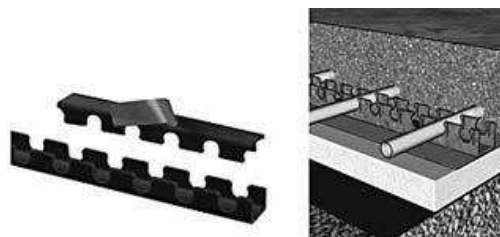


Figura 82. Profilo fermatubo.

2.4. Curve di sostegno per le tubazioni

Le curve sono generalmente prodotte per stampaggio in materiale plastico sintetico e hanno funzione di salvaguardare i tubi che dal pavimento salgono al collettore, evitando che si possano danneggiare con il getto, il quale potrebbe



Figura 83. Binari di raccordo per impianti a parete e a soffitto.



Figura 84. Curve di sostegno in materiale metallico e plastico.

danneggiarli durante il loro naturale movimento in fase di dilatazione e contrazione (Figura 84).

2.5. Striscia perimetrale (giunto di dilatazione perimetrale)

Prima della posa dello strato di supporto, deve essere installata una striscia di dilatazione perimetrale lungo i muri e gli altri componenti edilizi che penetrano nello strato di supporto; tale striscia perimetrale deve essere saldamente fissata alla base di supporto, ad esempio a telai delle porte, montanti e pilastri.

La parte di striscia perimetrale eccedente deve essere rimossa solo quando la pavimentazione è stata incollata e stuccata. In caso di rivestimenti quali moquette o simili bisogna attendere il tempo di indurimento dell'additivo. Lo spessore di tali strisce varia tipicamente da 8 a 10 mm (e dipende dalla dilatazione del massetto). La striscia è un elemento molto importante in quanto permette al massetto di potersi dilatare e comprimere liberamente durante le escursioni termiche a cui è soggetto, senza compromettere la durata del massetto stesso. Ha inoltre un effetto benefico per la riduzione dei rumori da calpestio, purché priva di punti di discontinuità e ben raccordata allo strato resiliente dell'isolamento termico.

La norma UNI EN 1264 prescrive che lo spessore della striscia perimetrale assorba le dilatazioni del massetto per almeno 5 mm. Lo spessore di tali strisce varia tipicamente da 5 a 10 mm (Figura 85).



Figura 85. Striscia perimetrale.

2.6. Strati di isolamento termico che possono avere anche funzione di isolamento acustico

L'isolante deve avere buone caratteristiche meccaniche. Il pannello in cui è fornito deve essere sufficientemente robusto per evitare che si sfaldi o rompa durante la posa in opera; deve avere inoltre una elevata resistenza alla compressione in modo da assorbire senza cedimenti né incrinature i carichi a cui è sottoposto il pavimento del locale occupato. Non deve deteriorarsi nel tempo; deve avere quindi buona stabilità termica e chimica. Questo significa che l'isolante deve mantenere le sue buone caratteristiche termiche e meccaniche anche se sottoposto per lungo tempo a temperature superiori a quella ambiente; tali caratteristiche inoltre non devono variare a causa di reazioni con materiali circostanti. Anche il calore specifico deve essere più contenuto possibile per evitare che il pannello diventi un accumulatore di calore e faccia innalzare la temperatura dell'isolante più del dovuto. La conduttività termica di un isolante aumenta con la temperatura. Visto che la presenza di acqua nel pannello ne comprometterebbe sia le caratteristiche meccaniche (deterioramento del materiale) sia quelle termiche (l'acqua ha una conduttività termica circa 25 volte più elevata dell'aria), un buon pannello isolante deve avere un'ottima resistenza all'acqua.

Infine, è consigliato che l'isolante abbia caratteristiche di ininfiammabilità, e che non sia nocivo alla salute. Infatti, essendo i pannelli isolanti stesi sul pavimento dell'intero edificio da riscaldare, se essi fossero

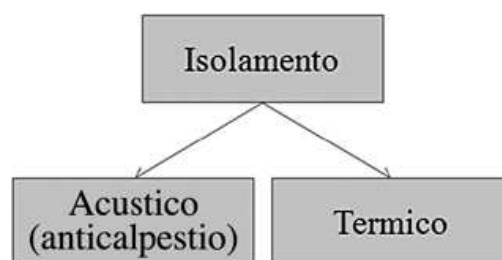


Figura 86. Schema isolamento.

	Conduttività termica λ [W/(m ² K)]	Densità [kg/m ³]
Polistirene espanso sinterizzato (EPS)	0.034 – 0.040	20 – 30
Polistirene espanso estruso (XPS)	0.032 – 0.036	30 – 45
Polistirene espanso con graffite	0.030	20 – 30
Poliuretano espanso (PUR-PIR)	0.024 – 0.025	300
Fibra di legno (pannelli rigidi)	0.038	300
Fibra di vetro (pannelli rigidi)	0.035	100
Resine poliuretatiche	0.021	30 – 34
Gomma	0.040	150
Sughero (lastre)	0.040 – 0.045	150

Tabella 38. Tipologie materiali isolanti più utilizzati

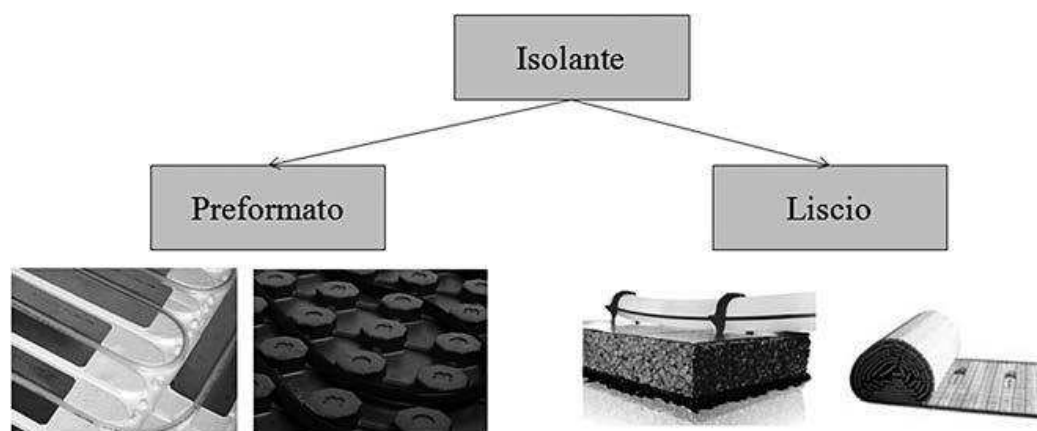


Figura 87. Tipologie isolante per sistemi radianti.

costituiti di materiali infiammabili potrebbero essere fonte di eventuali incendi. La non tossicità si motiva in fase di posa o eventuali manutenzioni; materiali nocivi minaccerebbero la salute degli operatori che si trovano a maneggiarli.

Caratteristiche prestazionali dell'isolamento

I materiali isolanti per sistemi radianti si differenziano per materia prima, struttura e applicazione (Figura 86, Tabella 38).

Esistono in commercio due tipologie principali di isolanti, quelli senza barriera all'umidità e quelli pellicolati, lisci in lastre e in rotoli, bugnati con film o termoformato, sagomati. Se si utilizzano isolanti non pellicolati è necessaria la barriera al vapore cioè la stesura di un foglio di PE di spessore minimo 0.15 mm, sopra l'isolante (Figura 87).

Requisiti di norma

Un aspetto molto importante è relativo all'isolamento termico per limitare la trasmis-

Ambiente sottostante	Resistenza dell'isolante m ² K/W
a Riscaldato	0.75
b Non riscaldato o riscaldato in modo non continuativo o direttamente sul suolo*	1.25
c Temperatura esterna di progetto > 0 °C	1.25
d Temperatura esterna di progetto -5 °C e 0 °C	1.5
e Temperatura esterna di progetto -15 °C e -5 °C	2

*Con livello di acque freatiche < 5 m, il valore dovrebbe essere aumentato.

Tabella 39. Resistenza dell'isolante.

2. Elementi che compongono i sistemi radianti

		Poliuretano	Polistirene espanso (EPS)	Isolante naturale
	Resistenza dell'isolante (m ² K/W)	$\lambda = 0.025 \text{ W/(m K)}$	$\lambda = 0.036 \text{ W/(m K)}$	$\lambda = 0.041 \text{ W/(m K)}$
a	0.75	19 mm	27 mm	31 mm
b,c	1.25	31 mm	45 mm	51 mm
d	1.5	38 mm	54 mm	62 mm
e	2	50 mm	72 mm	82 mm

Tabella 40. Spessori tipici per tre diversi tipi di isolante.

sione di calore tra i tubi e l'ambiente attiguo. Gli isolanti posti dietro al sistema radiante hanno la funzione di riduzione del calore ceduto verso l'ambiente retrostante. A tal fine la norma UNI EN 1264 riporta i valori minimi di resistenza termica degli strati isolanti, che risultano obbligatori per i sistemi che funzionano sia per il riscaldamento sia in raffrescamento, mentre sono consigliati per i sistemi in solo raffrescamento (Tabella 39). Questa affermazione è da prendere con estrema cautela da parte del progettista, in quanto deriva da consuetudini in climi relativamente poco caldi. Nei nostri climi è consigliato sottostare agli spessori indicati nella norma anche nel caso di solo raffrescamento. Per resistenze minime si intendono solo quelle dell'isolante senza considerare il solaio sottostante.

Per facilitare la comprensione delle tabelle sopra riportate, si riporta di seguito un esempio di calcolo dello spessore minimo di diversi tipi di isolante, per garantire la

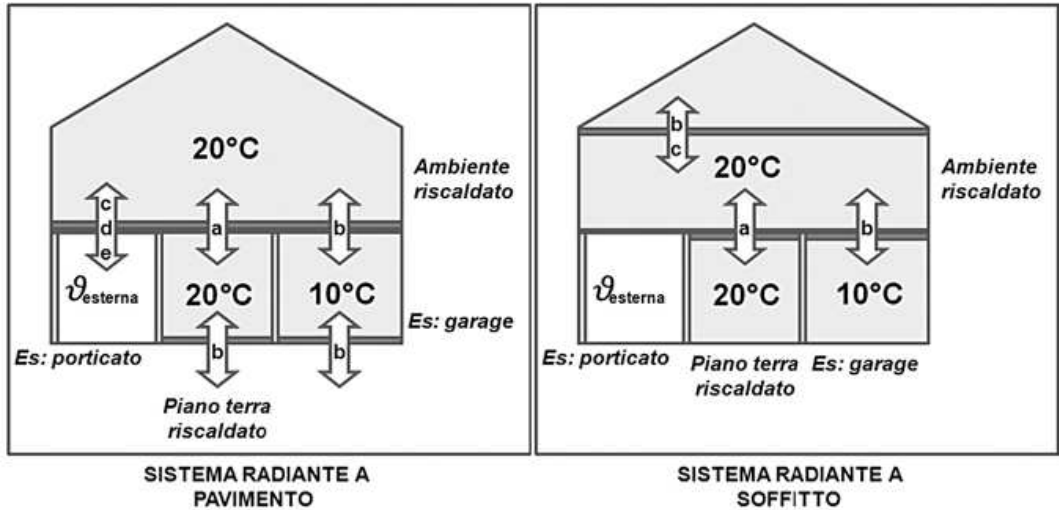


Figura 88. Esempio di calcolo di spessori dell'isolante in funzione dell'ambiente sottostante.

resistenza termica richiesta dalla norma UNI EN 1264.

Nel caso di ambiente sottostante riscaldato, ad esempio, lo spessore minimo sarà pari a 2 cm di poliuretano e 3 cm di EPS. Con temperatura esterna compresa tra -5 °C e 0 °C dell'ambiente sottostante lo spessore minimo dell'isolante dovrà essere pari a 5 cm per il poliuretano e di 7.5 cm nel caso di EPS.

In Figura 88 sono rappresentati i possibili casi presentati in Tabella 39. Ad ogni lettera corrisponde il caso di riferimento: ad esempio tra l'ambiente riscaldato e il piano terra riscaldato all'interno della freccia è riportata la lettera "a", che corrisponde ad una resistenza dell'isolante pari a 0.75 m²K/W.

Occorre sottolineare come, non solo per i pavimenti radianti, ma anche per i sistemi a parete e a soffitto sia fondamentale prevedere gli isolamenti termici riportati in Tabella 40 ai fini del risparmio energetico, indipendentemente dal valore di trasmittanza termica usata nei calcoli delle dispersioni termiche.

L'isolamento, che può essere liscio, bugnato o sagomato consente inoltre di rendere termicamente indipendenti i diversi piani di un edificio.

Questa condizione è necessaria quando si hanno diverse abitazioni servite da impianti autonomi o con contabilizzazione del calore, ma anche nel caso di una sola abitazione su più piani è consigliabile l'utilizzo dell'isolante per permettere una corretta e indipendente regolazione della temperatura in ciascun piano.

2.6.1. Isolamento da rumori di calpestio

Gli edifici di nuova costruzione devono essere caratterizzati da specifiche prestazioni di isolamento ai rumori. I limiti da rispettare sono indicati nel Decreto del Presidente del Consiglio dei Ministri del 5 dicembre 1997 "Determinazione dei requisiti acustici passivi degli edifici" e riguardano:

- Isolamento dai rumori aerei tra differenti unità immobiliari
- Isolamento dai rumori provenienti dal l'esterno (isolamento di facciata)
- Isolamento dai rumori da calpestio
- Isolamento dai rumori degli impianti a funzionamento continuo e discontinuo
- Tempo di riverberazione di aule scolastiche e palestre

Il D.P.C.M. 5/12/1997 prevede che il potere fonoisolante apparente R'_w e il livello di rumore di calpestio normalizzato $L'_{n,w}$ (cioè misurati in opera tramite il collaudo acustico finale) debbano essere rispettivamente maggiori e minori dei valori limite definiti nella tabella A presente nel Decreto stesso.

Nella comune pratica edilizia un pacchetto di solaio con struttura in laterocemento presenta una massa in grado di ridurre in modo efficace la trasmissione diretta del

rumore aereo; altrettanto però non si può dire quando la sollecitazione è di tipo impattivo. Tale tipo di rumore provoca una sollecitazione che fa vibrare fortemente la struttura e trasmette di conseguenza un rumore più elevato. Per ridurre il disturbo dal calpestio, l'aumento del peso e dello spessore del solaio è molto complicato dal punto di vista tecnico e oneroso.

Nel mese di luglio 2010 è stata emanata la norma tecnica UNI 11367 dal titolo "Classificazione acustica delle unità immobiliari – Procedura di valutazione e verifica in opera". Il documento spiega come determinare la classe acustica di un'unità immobiliare esistente sulla base dei risultati di misure fonometriche eseguite sull'edificio.

Dato che la norma UNI 11367 non è richiamata in alcun documento legislativo, l'applicazione delle classi acustiche è volontaria. Il rispetto di una specifica classe acustica diventa obbligatorio solo se previsto dalle condizioni contrattuali.

La norma definisce quattro classi acustiche, attraverso i rispettivi indici di valutazione espressi in decibel e dB_A. I limiti sono riferiti a tutte le destinazioni d'uso ad eccezione degli ospedali e delle scuole, per i quali sono riportati in Appendice limiti differenti. Nella norma viene descritta la metodologia per la determinazione delle classi acustiche e la relativa interpretazione.

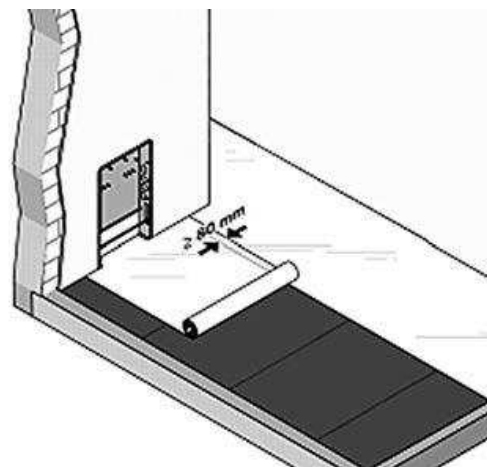


Figura 89. Strato di protezione isolante liscio (a sinistra).

2.7. Strato di protezione dello strato di isolamento

La norma UNI EN 1264 prescrive che prima della posa del massetto, lo strato di isolamento dovrà essere coperto con uno strato protettivo costituito da un foglio in polietilene dello spessore di almeno 0.15 mm oppure con un prodotto con equivalente funzione. Come riportato in figura la sovrapposizione deve essere di almeno 80 mm (Figura 89).

2.8. I giunti

La pavimentazione realizzata subisce variazioni di temperatura e fenomeni di ritiro idraulico, determinando tensioni più o meno evidenti, legati alle dimensioni

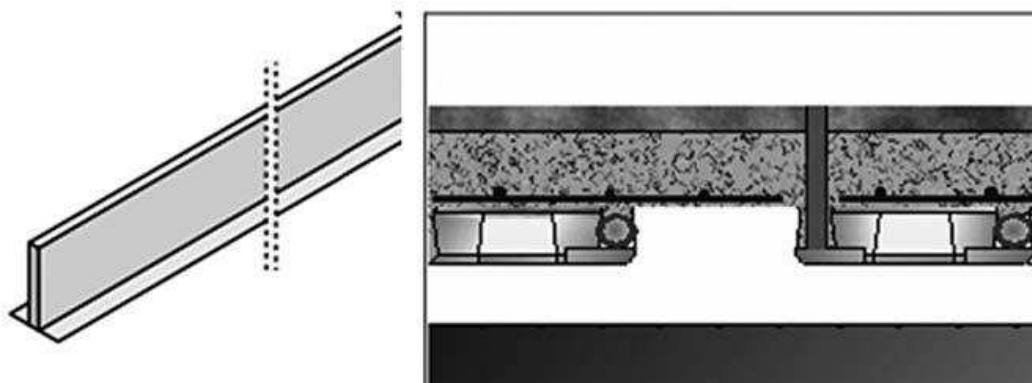


Figura 90. Esempio di giunto di dilatazione.

della lastra costituita. Per assorbire queste contrazioni si devono realizzare delle interruzioni in modo da ridurre, in più frazioni, la lastra della pavimentazione in calcestruzzo.

Secondo l'utilità si possono costituire differenti tipi di giunti:

- Giunti di dilatazione (possono essere corrispondenti ai giunti di costruzione)
- Giunti di costruzione
- Giunti di contrazione o di frazionamento
- Giunti d'isolamento (specifici anche per solette riscaldate)

2.8.1. Giunti di dilatazione

La norma UNI EN 1264-4 che dà indicazioni utili sull'installazione a regola d'arte dell'impianto a pavimento stabilisce che è cura dell'installatore indicare dove vanno previsti i giunti di dilatazione. Il tutto dovrà essere specificato nel disegno esecutivo fornito dal progettista (Figura 90).

I movimenti di un pavimento "galleggiante", come quello che si realizza con il sistema di riscaldamento a pannelli radianti sono dovuti a due cause principali, il ritiro durante la stagionatura attraverso l'evaporazione dell'acqua contenuta e la dilatazione dovuta a sbalzi termici.

Nel caso di utilizzo di un massetto autolivellante la disposizione dei giunti di dilatazione deve essere concordata di volta in volta con il produttore o distributore oppure deve essere prevista secondo le schede tecniche fornite. La posizione della fuga di dilatazione deve essere decisa già in fase di calcolo dell'impianto, perché tubi di riscaldamento che incrociano un giunto devono essere protetti da una guaina di lunghezza non inferiore a 30 cm. Durante lo sviluppo dell'esecutivo i circuiti

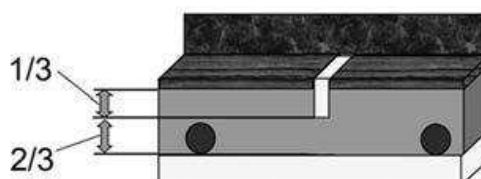


Figura 91. Esempio di giunto di frazionamento.

2. Elementi che compongono i sistemi radianti

dovranno perciò essere calcolati in modo da attraversare i giunti soltanto con i tubi d'adduzione.

I giunti di dilatazione prevedono un'interruzione dello stato di supporto che, partendo dalla superficie del rivestimento, arriva fino allo strato d'isolamento, consentendo così il movimento reciproco e relativo degli strati stessi.

2.8.2. Giunti di frazionamento

Nel caso si utilizzino giunti a contrazione indotta (tagli di frazionamento) questi devono essere tagliati ad una profondità non maggiore di $1/3$ dello spessore dello strato, come riportato in Figura 91.

2.9. I collettori

In fase di costruzione e di ristrutturazione il primo elemento da prendere in considerazione quando si realizza un impianto pannelli radianti è il collettore di distribuzione. Il collettore è l'elemento dal quale si alimentano i vari circuiti a servizio delle zone da

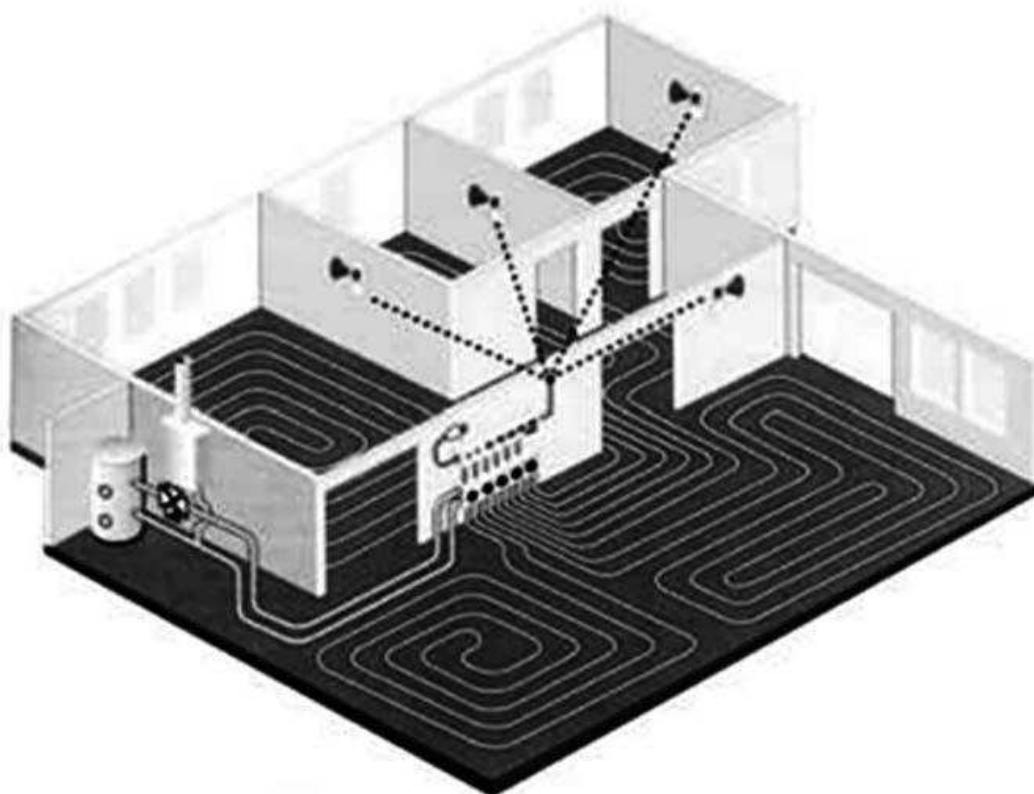


Figura 92. Schema di impianto di riscaldamento a pavimento.

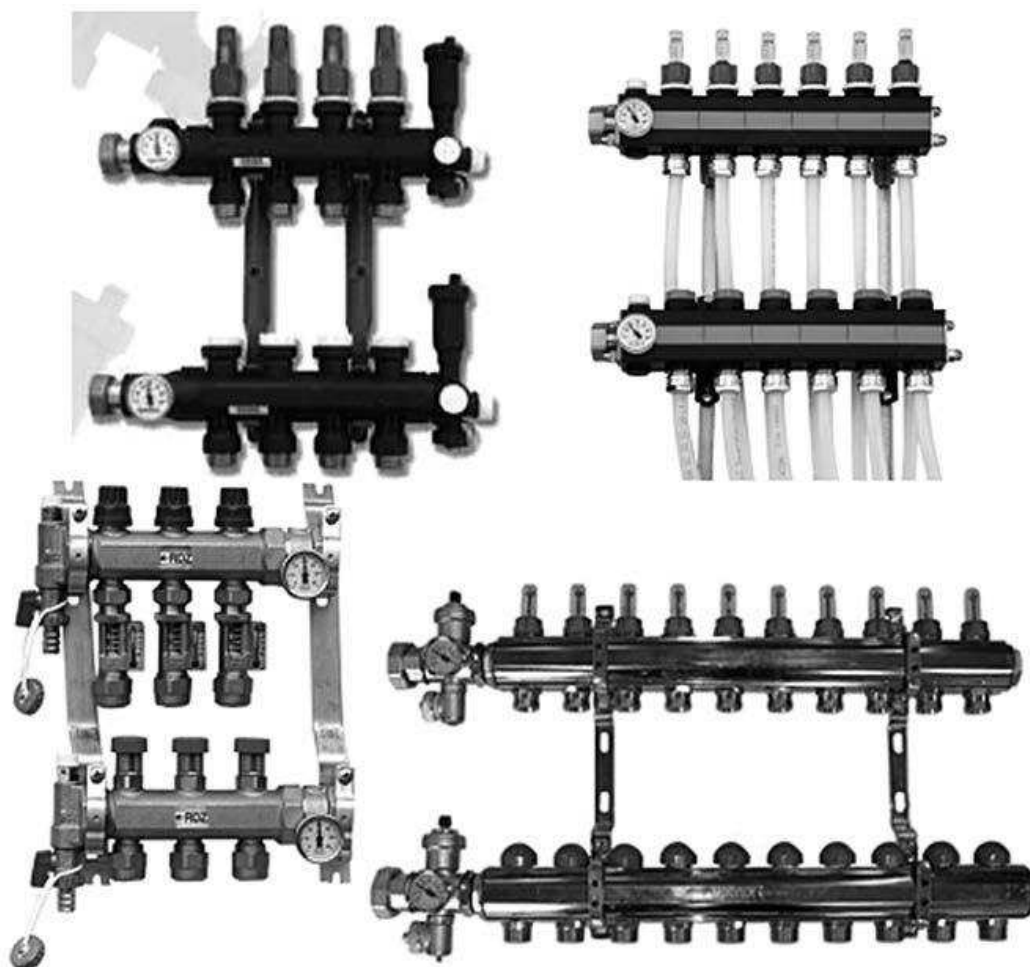


Figura 93. Collettore in materiale plastico, in ottone e in inox.

riscaldare. Le sue caratteristiche principali devono essere l'intercettabilità, la possibilità di una semplice regolazione del singolo circuito collegato, la possibilità di alloggiare testine elettrotermiche per il controllo automatico delle temperatura in ambiente e la semplicità d'installazione. Sono in questo caso da predisporre le guaine per gli allacci elettrici tra i termostati ambiente e le testine elettrotermiche, nonché l'allaccio alla regolazione della temperatura di mandata.

Lo scopo del collettore è la distribuzione dell'acqua all'impianto radiante, fornendo a ogni singolo circuito la portata necessaria per un funzionamento ottimale dell'impianto. Ogni circuito è collegato ad un punto di raccordo comune da dove può essere disinserito e/o regolato individualmente.

Generalmente i collettori di distribuzione sono dotati di valvole termostatiche sulla mandata di ogni circuito. Fondamentale è la taratura delle valvole termostatiche, che prevengono la chiusura dei circuiti più brevi o corrispondenti ai locali con minori dispersioni, lasciando

2. Elementi che compongono i sistemi radianti

aperto solo il circuito più lungo, o corrispondente al locale più disperdente (Figura 92).

Il collettore di distribuzione dovrà essere collocato in posizione tale da ridurre al minimo la lunghezza delle tubazioni di adduzione.

Deve essere dotato di due valvole di intercettazione e di un organo di taratura per ogni circuito; la chiusura del circuito e la sua taratura devono essere indipendenti (UNI EN 1264-4).

Due sono i componenti che costituiscono il collettore: il collettore di mandata e il collettore di ritorno.

I collettori si differenziano per il materiale che li costituisce: sono presenti in commercio collettori in materiale plastico (poliammide – PA), in ottone oppure in inox (Figura 93).

Possono inoltre differenziarsi per tipologia:

- 1) collettore di distribuzione
- 2) collettore di distribuzione e miscelazione

Le caratteristiche che differenziano i collettori sono:

- numero di circuiti collegabili (generalmente da 2 a 12, anche 15 o 18 se industriali)
- materiale (acciaio inox, materiali plastici, ottone)
- massima pressione di esercizio e di collaudo
- massima portata di acqua (l/h)
- massima temperatura di esercizio
- sensori per la determinazione della temperatura.

Installazione

L'iter di installazione del collettore prevede le seguenti fasi:

- 1) Installazione delle staffe di fissaggio
- 2) Posizionamento dei moduli collettore: mandata e ritorno
- 3) Collegamento idraulico.

2.9.1. Il bilanciamento idraulico

I collettori di regolazione e bilanciamento con misuratore di portata integrato sono dotati di un sistema che permette la visualizzazione della portata su ogni singolo anello tramite una scala graduata e indicatore. Oltre al vantaggio di fornire un'indicazione visiva del valore di portata, tali dispositivi consentono la



Figura 94. Valvola micrometrica di regolazione.

regolazione e il bilanciamento delle singole derivazioni con memoria di posizione nel caso di chiusura momentanea per operazioni di manutenzione (Figura 94).

Le valvole di regolazione micrometrica consentono di bilanciare i singoli circuiti dei pannelli per ottenere in ognuno di essi le effettive portate che vengono determinate in sede di progetto.

Ogni singolo circuito composto da: valvola micrometrica di regolazione, tubazione pannello e valvola di intercettazione. Per poter effettuare la corretta taratura del sistema occorre tenere in considerazione i seguenti dati:

- La portata di fluido che deve attraversare ogni circuito (dato di progetto)
- La perdita di carico che a fronte di tale portata si genera in ciascun circuito (dato di progetto)
- La prevalenza disponibile sul circuito pannello o prevalenza prestabilita

Tubazioni: indicazioni pratiche

- I diametri normalmente utilizzati per la scelta della tubazione dell'impianto a pavimento nel residenziale variano da 10 mm a 25 mm. Nelle schede tecniche è riportato il valore del diametro e dello spessore: 18x2 mm indica che il tubo ha un diametro esterno di 18 mm e uno spessore di 2 mm.
- La pressione d'esercizio varia in funzione della temperatura dell'acqua.
- Dovrà essere presente la barriera all'ossigeno

Lo strato di protezione: indicazioni pratiche (UNI EN 1264-4)

- Lo strato di protezione separa l'isolante dallo strato di supporto, solitamente costituito dal massetto.
- Lo strato di protezione viene fornito in rotoli di altezza pari a circa 1 metro.
- Lo strato di protezione deve essere sovrapposto per almeno 80 mm.
- Se la striscia perimetrale non lo prevede lo strato di protezione deve essere risvoltato sulle pareti perimetrali.
- Lo strato protettivo non è una barriera all'umidità.

I giunti: indicazioni pratiche

I giunti di dilatazione dovranno essere previsti, indipendentemente dalla copertura, dal pavimento utilizzato, secondo i seguenti criteri:

- Giunti strutturali devono essere ripresi anche nel massetto di copertura dell'impianto e non devono essere attraversati dai tubi di riscaldamento.
- Posizionamento dei giunti in corrispondenza di tutte le porte interne e trasversalmente i locali qualora abbiano superficie superiore a 40 m² e/o un lato maggiore di 8 m.
- Si raccomanda di dividere la superficie in parti con rapporto tra lunghezza e larghezza non superiore a 2:1.
- In presenza di superfici fortemente irregolari la fuga deve partire da angoli rientranti, in maniera da ottenere campi di massetto rettangolari o quadrati.
- Su ogni passaggio di porta e qualsiasi altro restringimento di superfici deve essere previsto obbligatoriamente un giunto di dilatazione.
- I giunti sono sempre necessari in caso di pavimento galleggiante.

I collettori: indicazioni pratiche

Porre attenzione alle dimensioni della cassetta per garantire il corretto alloggiamento del collettore.



3. Tipologie di sistemi radianti a bassa differenza di temperatura

I sistemi radianti presentano una molteplicità di applicazioni, che possono essere raggruppate in (Figura 95):

- applicazioni a pavimento
- applicazioni a soffitto
- applicazioni a parete

Di seguito vengono descritte.

3.1. Applicazione a pavimento

Le diverse soluzioni per le applicazioni a pavimento si differenziano per spessore, tipologia di utilizzo dell'ambiente e per le caratteristiche del pavimento (nuovo/da ristrutturare). Una prima suddivisione riguarda l'inerzia del sistema. Due sono le tipologie: sistemi ad alta inerzia e sistemi a bassa inerzia. Le tipologie disponibili in commercio sono riportate nella tabella di seguito:

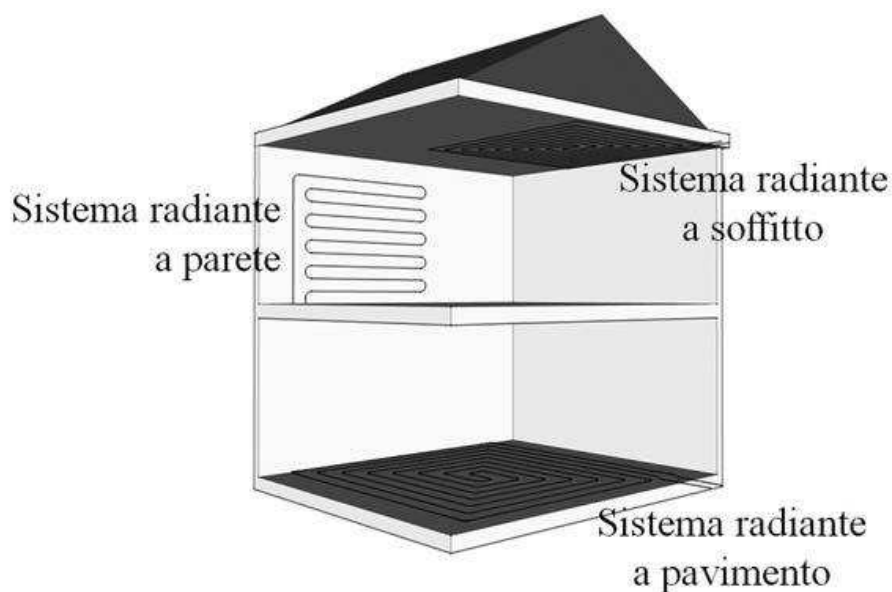


Figura 95. Applicazioni sistemi radianti.

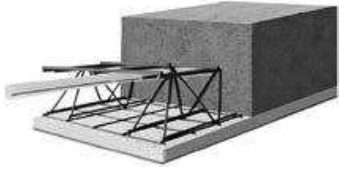
Tipologia sistema radiante a pavimento	Applicazione	
Tubazione in pannelli prefabbricati sagomati (bugnato)	Edifici residenziali e terziario	
Tubazioni fissate su rete metallica tramite clips	Edifici residenziali e terziario	
Tubazioni vincolate allo strato di supporto tramite clip o tubazioni autofissanti	Edifici residenziali e terziario	
Tubazioni fissate alle barre	Edifici industriali	
Tubazioni fissate su rete elettrosaldata e traliccio di armatura	Edifici industriali	

Tabella 41. Sistemi con tubazione annegata nel massetto (sistemi ad alta inerzia).

3. Tipologie di sistemi radianti a bassa differenza di temperatura

Tipologia sistema radiante a pavimento	Applicazione
--	--------------

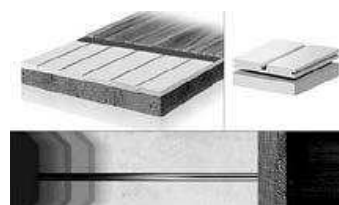
Tubazioni inserite in pannelli prefabbricati sagomati, finitura a secco	
---	--

Edifici residenziali e terziario	
----------------------------------	--



Tubazioni inserite in pannelli di gessofibra fresati	
--	--

Edifici residenziali	
----------------------	--



Sistemi radianti modulari per pavimenti flottanti	
---	--

Edifici per il terziario	
--------------------------	--



Tabella 42. Sistemi a secco (sistemi a bassa inerzia).

Tipologia sistema radiante a pavimento	Applicazione
--	--------------

Tubazioni in pannelli prefabbricati sgomati ancorati alla sottostruttura	
--	--

Edifici residenziali e terziario	
----------------------------------	--



Tabella 43. Sistemi a umido (sistemi a bassa inerzia).

3.1.1. Tubazione in pannelli prefabbricati sagomati (bugnato)

I componenti del sistema sono:

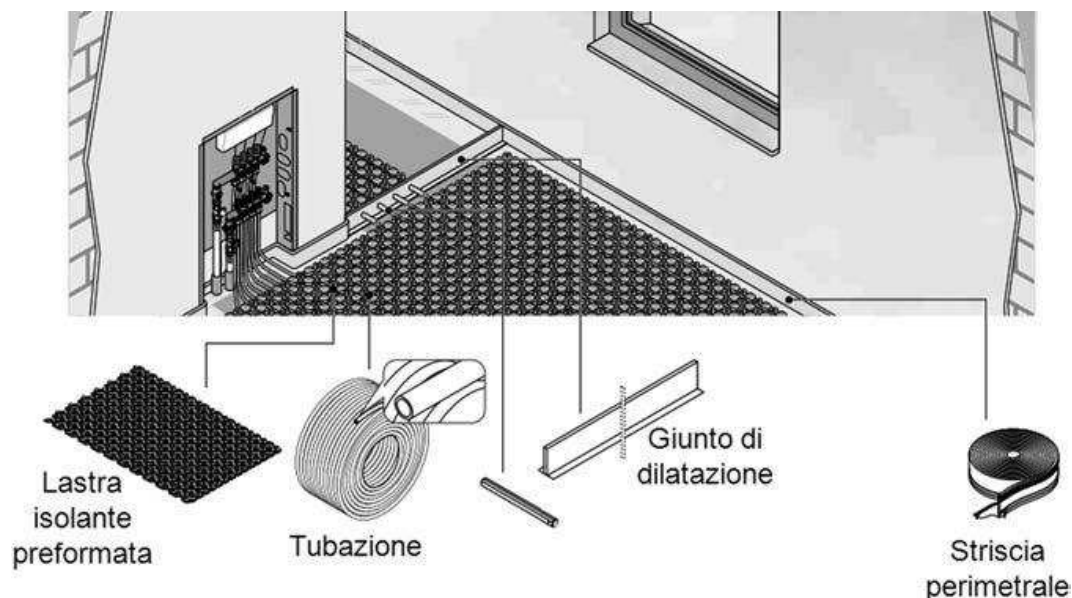


Figura 96. Componenti del sistema radiante a pavimento con lastra preformata.

Negli edifici nuovi gli impianti elettrici ed idraulici devono essere finiti e coperti prima dell'inizio della posa del sistema radiante.

Preliminarmente alla posa dei pannelli radianti deve essere alloggiato il collettore. La cassetta di contenimento del collettore sarà incassata nel muro, in posizione centrale in modo da essere facilmente raggiunta da tutti i circuiti. Il collettore deve essere collegato alle colonne di distribuzione.

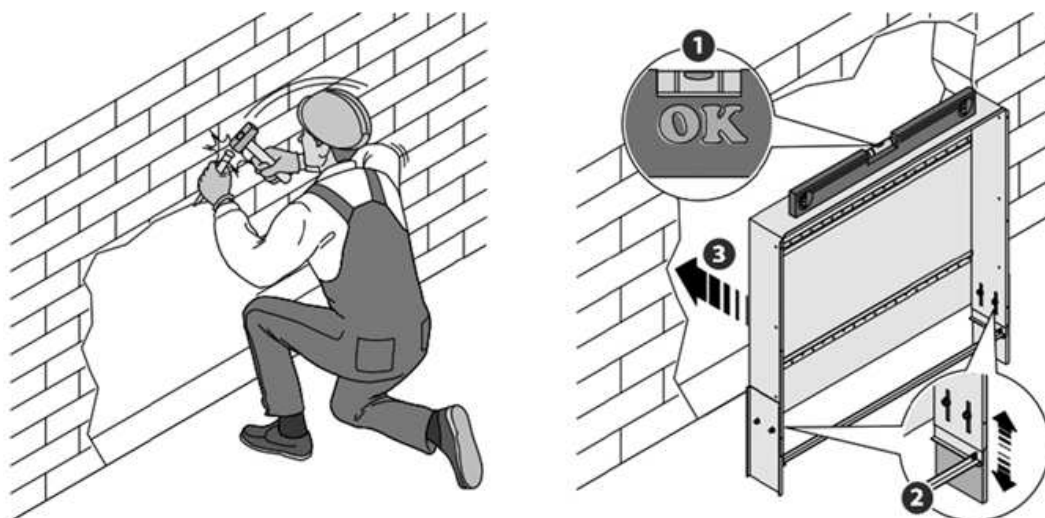


Figura 97. Installazione cassetta per il collettore.

3. Tipologie di sistemi radianti a bassa differenza di temperatura

Prima di procedere alla posa dei componenti del sistema radiante bisogna verificare la quota utile per la posa dell'impianto:

1) Pulizia del piano di posa

Il cantiere va verificato nelle quote a disposizione per l'impianto a pavimento, assieme alla direzione lavori e alla direzione cantiere. La superficie del sottofondo dovrà risultare orizzontale, non dovrà presentare avvallamenti, dovrà essere sgomberata dai calcinacci e priva di incrostazioni. Va verificato che i collettori siano posizionati in modo da avere le adduzioni più corte possibile altrimenti avranno un effetto indesiderato sul controllo della temperatura ambiente (UNI EN 1264-4:2009) o laddove previsto dal progetto esecutivo e che siano correttamente montati. Le tubazioni di collegamento del collettore alla centrale termica devono essere adeguatamente isolate per migliorare il rendimento di distribuzione dell'impianto di riscaldamento. A maggior ragione deve essere prevista una guaina isolante adeguata se si intende utilizzare l'impianto anche per il raffrescamento estivo.



Figura 98. Controllo della quota dell'impianto.

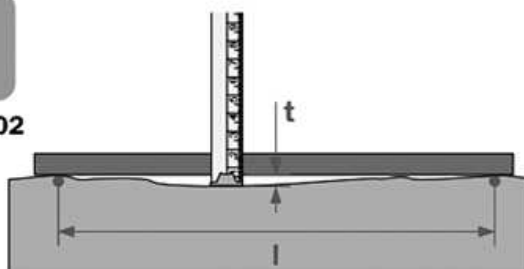


provvedere a pulire la superficie, sulla quale verrà posato il pannello isolante dell'impianto a pavimento

Il sottofondo deve essere asciutto e piano. Non vi devono essere rilievi localizzati o discontinuità come prodotti da residui di cantiere o sporgenze di tubazioni e guaine di protezione. Le tolleranze in differenza d'altezza e inclinazione nel piano del pavimento grezzo devono rispettare i limiti dalla normativa DIN 18202 "Tolleranze dimensionali nell'edilizia" che vengono riportati di seguito:



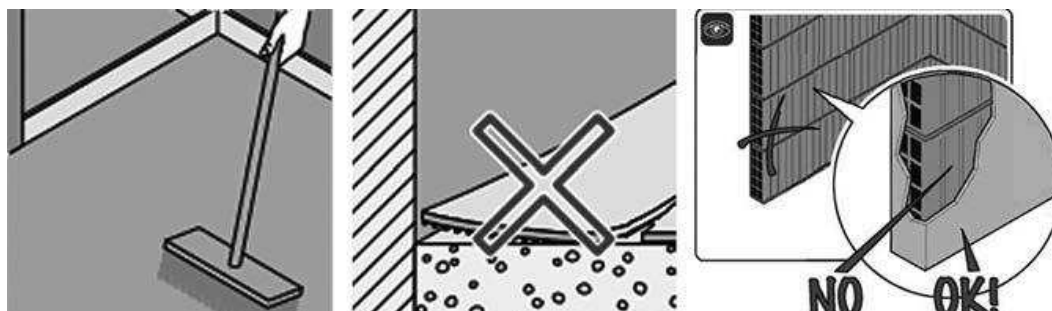
DIN 18202



Dati del valore limite t in mm dalla distanza rilevata l in m, fino

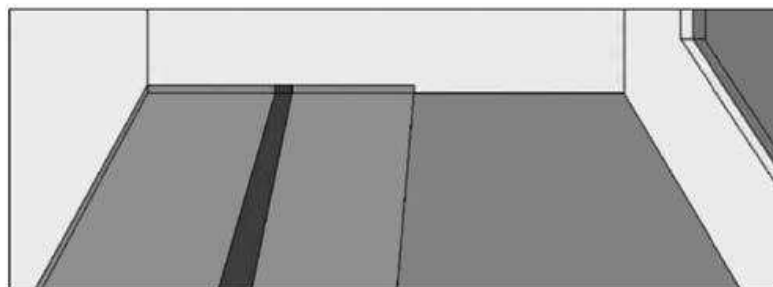
$l(m)$	0,1	1	4	10	15
$t(mm)$	5	8	12	15	20

Tubazioni idrauliche e d'impianti di aspirazioni centralizzata e guaine elettriche dovranno essere fissate al solaio, coprendole con un riporto per creare una superficie piana adatta alla posa dello strato d'isolamento.



2) Posa della barriera vapore

Il foglio in polietilene ha funzione di barriera al vapore nei locali a contatto con il terreno o con intercapedine areata o locali non riscaldati. Il foglio dovrà essere risvoltato sulle pareti di almeno 10 cm. I fogli dovranno essere sovrapposti per almeno 25 cm e sigillati. La barriera vapore va posata anche con rivestimenti in legno secondo quanto previsto dalla norma UNI EN 11371.



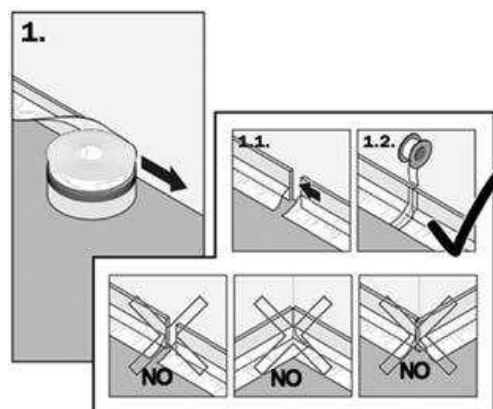
posare il foglio in polietilene con
un risvolto di 10 cm sulle pareti e un
sormonto tra fogli di 25 cm

3) Posa della striscia perimetrale di bordo

La striscia perimetrale di bordo si dispone in aderenza alla parete perimetrale e agli elementi verticali; non dovrà esserci discontinuità, sia negli angoli che nei tratti rettilinei.

La striscia perimetrale ha la funzione di compensare le dilatazioni termiche del pavimento e di separare strutturalmente, termicamente e acusticamente il pavimento stesso dalle strutture.

La stesura deve avvenire in modo che la posizione della striscia perimetrale non vari con il



I sistemi più usati di posa del tubo sono: a serpentina, a chiocciola e con varie soluzioni di circuito integrato.

La posa a chiocciola è consigliabile nella maggior parte dei casi, perché consente una temperatura superficiale omogenea. Rende inoltre possibile la realizzazione del circuito con due sole curve a 180°, che rende difficoltosa la posa con tubi di grossissimi diametri.

Questo accorgimento facilita notevolmente l'installazione con passi di posa ridotti e non obbliga una posa del tubo di mandata vicino alla parete più fredda. La posa a serpentina fa sì che la temperatura del pavimento decresca fra l'inizio e fine del circuito con conseguentemente una temperatura di pavimento che presenta notevoli differenze tra lati opposti di una stanza. L'unica applicazione, nella quale la posa a serpentina è consigliabile, è l'impianto a parete: infatti tale configurazione permette lo sfiato delle tubazioni. Il collegamento della tubazione al collettore si effettua mediante appositi raccordi. Si procede alla posa del tubo facendo pressione con il piede. Nelle curve a 180° è importante rispettare il raggio di curvatura minimo, che varia in funzione del passo del pannello. In alcuni punti critici, dove il tubo potrebbe alzarsi si utilizzano le apposite clip piatte.

La posa del circuito si completa prendendo nota della lunghezza effettivamente posata. Successivamente il circuito viene raccordato al collettore.

6) Posa dei giunti di dilatazione

Per garantire l'integrità del pavimento potrà essere necessario inserire dei giunti di dilatazione o dei tagli di frazionamento, secondo quanto riportato nel progetto esecutivo e nelle prestazioni del massetto. I tubi che attraversano i giunti devono essere protetti da una guaina scorrevole o da un manicotto-



Figura 99. Posa delle tubazioni.

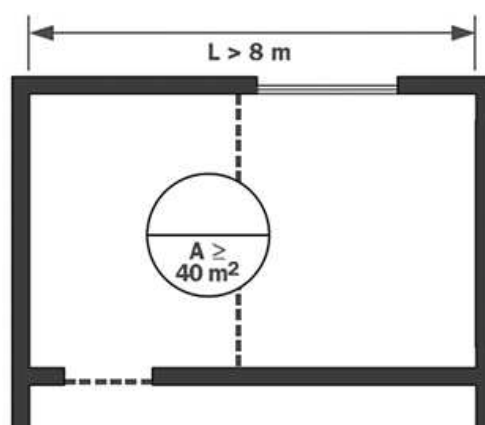


Figura 100. Indicazioni per il posizionamento dei giunti di dilatazione.

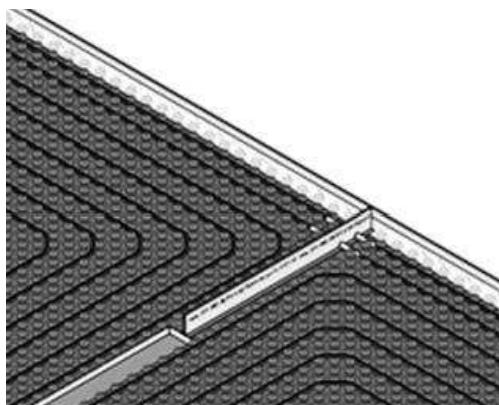


Figura 101. Giunto di dilatazione.

to; la lunghezza della protezione deve essere minimo 300 mm.

Di seguito sono riportate due fotografie di cantiere per l'installazione del giunto nella soglia della porta. L'elemento di separazione è stato tagliato con un taglierino in modo da adattarsi alle tubazioni.



Figura 102. Posa del giunto di dilatazione.

Nei punti di elevato infittimento delle tubazioni (es: in partenza al collettore, nei passaggi obbligati attraverso le porte) i giunti devono essere isolati termicamente per ridurre la concentrazione di calore. Nei punti di attraversamento dei giunti di dilatazione la tubazione deve essere inguainata per tutta la lunghezza dove è presente l'infittimento e per 30 cm in corrispondenza dell'attraversamento dei giunti, al fine di proteggere meccanicamente la tubazione.

7) Collaudo dell'impianto

Il massetto dovrà essere realizzato dopo il collaudo di tenuta delle tubazioni. Di seguito sono descritte le azioni per compiere la prova di pressione mediante acqua.

1. Montare il manometro (1) sul collettore superiore
2. Collegare l'acquedotto (3) e lo scarico o sullo sfiato normalmente presente sul corpo del collettore
3. Chiudere le due saracinesche (2) e tutti i circuiti (detentore + valvola)
4. Aprire l'acquedotto
5. Aprire il primo circuito (mandata + ritorno)
6. Quando il circuito è pieno chiudere il ritorno del circuito. Si consiglia aprire completamente una delle valvole (ritorno) e lentamente aprire l'altra in modo da far riempire lentamente il circuito e portare fuori l'aria. Nel caso di aprirle subito l'aria si miscelerebbe all'acqua e rendendo più difficile lo sfiatamento
7. Proseguire con il circuito successivo e ripetere i passi 5 e 6
8. Alla fine (i circuiti sono tutti chiusi) chiudere lo scarico, scollegare l'acquedotto (3) e collegare una pompa (4)
9. Aprire tutti i circuiti e caricare l'impianto ad una pressione tra 4 a 6 bar
10. Chiudere il rubinetto di carico

Caricamento dell'impianto

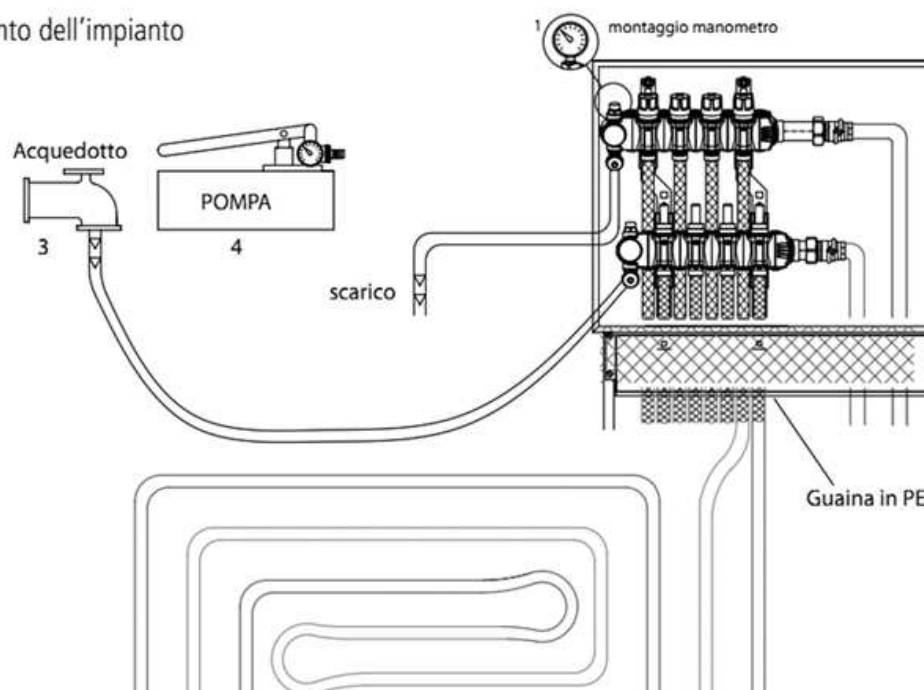


Figura 103. Caricamento dell'impianto.

1. rubinetto di scarico aperto
2. rubinetto di carico aperto
3. saracinesche chiuse valvole e detentori chiusi
4. a parte quelli del primo circuito

Riempimento primo circuito

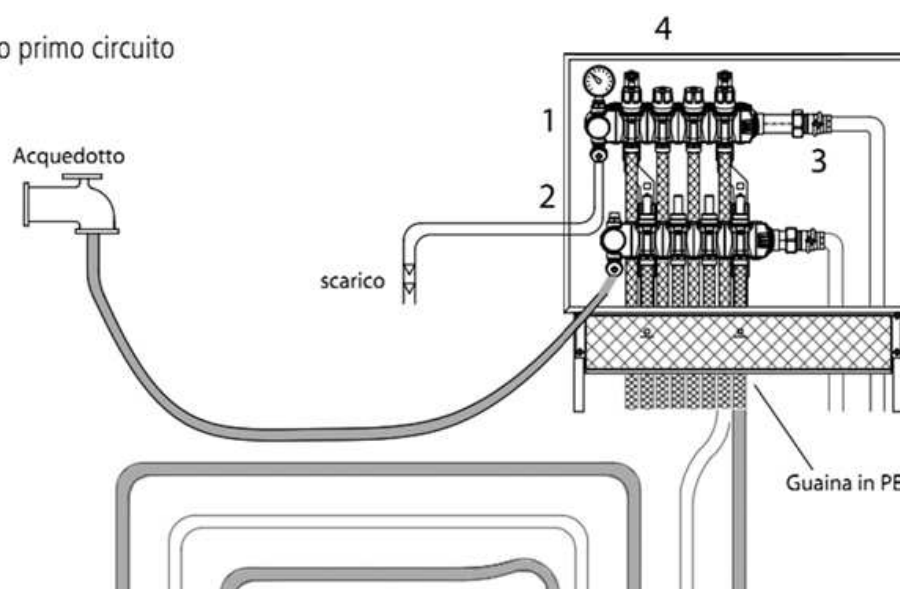


Figura 104. Riempimento del primo circuito.

3. Tipologie di sistemi radianti a bassa differenza di temperatura

1. rubinetto di scarico aperto
2. rubinetto di carico aperto
3. saracinesche chiuse detentori del primo circuito vengono chiusi e poi si prosegue con l'anello successivo ripetendo l'operazione fino al caricamento
4. completo di tutti i circuiti

Chiusura primo circuito

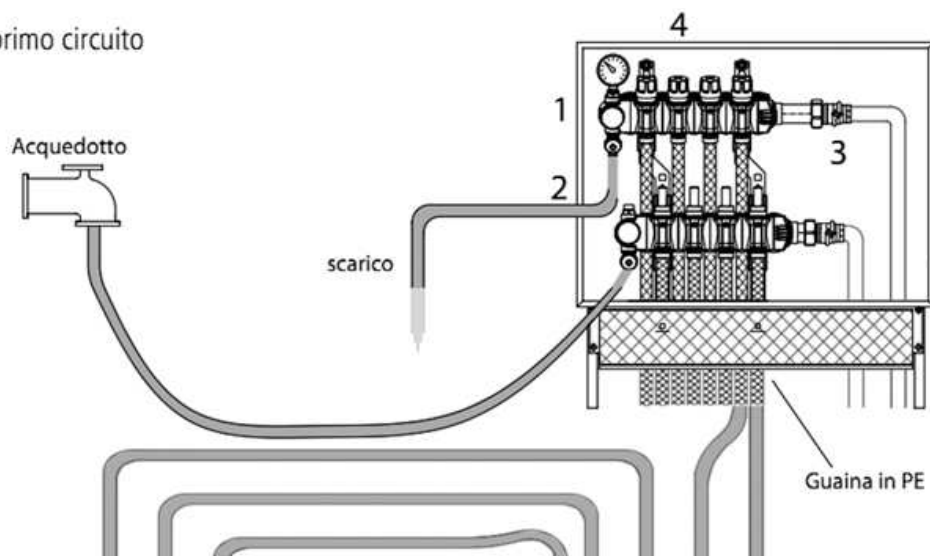


Figura 105. Chiusura del primo circuito.

1. rubinetto di scarico chiuso
2. rubinetto di carico aperto
3. saracinesche chiuse
4. valvole e detentori tutti aperti

Messa in pressione

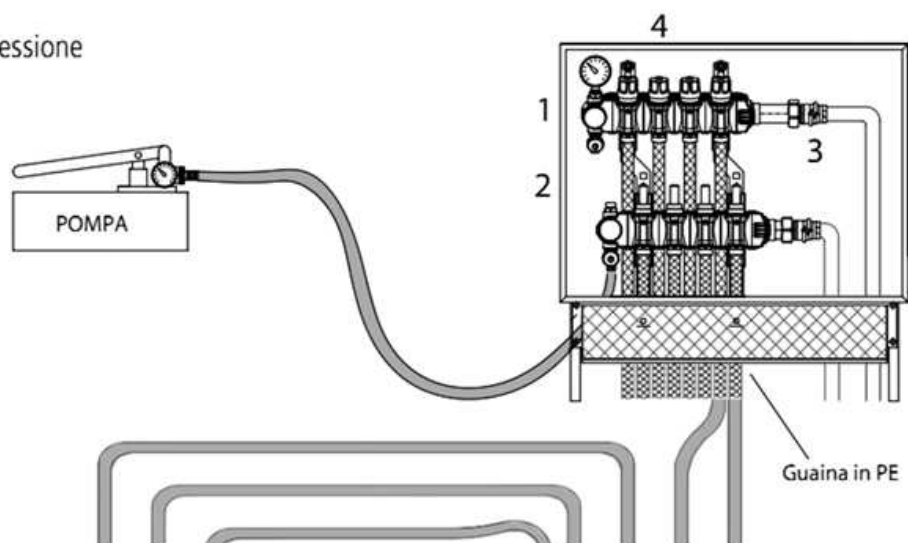


Figura I 06. Messa in pressione.

Per i sistemi standard la pressione di esercizio deve essere compresa tra 4 e 6 bar, come prescritto dalla normativa UNI EN 1264, parte 4. Il controllo avviene con l'aiuto di un manometro. Tale pressione deve essere tenuta fino alla posa del massetto. L'assenza di perdite nel test di pressione deve essere documentata con un report di prova. Quando sussiste il pericolo di gelo, occorre prendere provvedimenti idonei come l'uso di antigelo o il condizionamento dell'edificio.

Un esempio di rapporto di prova a pressione con acqua è riportato di seguito:

**PROTOCOLLO DI PROVA A PRESSIONE CON ACQUA, PER
SISTEMI RADIANTI LOEX SECONDO UNI EN 1264-4**

Si prega di compilare il seguente modulo in stampatello

IMPIANTO

Oggetto dei lavori: _____
Cantiere: _____

Committente: _____
Se diverso da oggetto lavoro

Inizio prova: _____ **Fine prova:** _____
(data/ora) (data/ora)

Temperatura ambiente: _____ **Temperatura dell'acqua:** _____

Massima pressione d'esercizio: _____

NORMA EN 1264-4

Prima della gettata del massetto bisogna verificare la tenuta idraulica dei circuiti di riscaldamento con la prova a pressione. La pressione di verifica deve essere pari al doppio della pressione d'esercizio, e comunque superiore a 6 bar.

CONTROLLI

• Verifica visiva della raccorderia idraulica:	☐ Sì	☐ No
• Raccordi a pressione correttamente pressati, raccordi a stringere correttamente tirati:	☐ Sì	☐ No
• Componenti di sicurezza (valvola di sicurezza, vaso d'espansione) la cui pressione nominale minima sia inferiore alla pressione di prova, esclusi dalla prova di pressione:	☐ Sì	☐ No
• Impianto riempito con acqua fredda e totalmente sfiatato:	☐ Sì	☐ No
• Esclusione del pericolo di congelamento* prima e dopo la prova pressione:	☐ Sì	☐ No

*Attenzione: in caso di pericolo di congelamento, utilizzare prodotti antigelo o effettuare la prova a pressione con gas inerti. Se l'utilizzo a regime non richiede la presenza di prodotti antigelo, lavare l'impianto accuratamente e fluare con almeno 3 ricambi d'acqua.

VERIFICA

Collettore:	_____ n°	_____ n°	_____ n°
Superficie riscaldata:	_____ m²	_____ m²	_____ m²
Pressione iniziale p_i:	_____ bar	_____ bar	_____ bar
Ora:	_____ ora	_____ ora	_____ ora
Pressione finale p_f:	_____ bar	_____ bar	_____ bar
massimo calo di pressione p_i - p_f = 0,2 bar			
Ora:	_____ ora	_____ ora	_____ ora

A causa della dilatazione della tubazione, per portare a termine la prova di tenuta, può risultare necessario ricaricare l'impianto per riportarlo alla pressione di prova. Fare attenzione alle possibili variazioni di temperatura.

Dalla prova pressione l'impianto risulta essere ermetico: ☐ Sì ☐ No

Si è manifestata una deformazione plastica permanente dei componenti: ☐ Sì ☐ No

 _____
Data

Firma della ditta installatrice (delegato)

Mod. L 5.2.B Rev. 6 12/05/14 2/4

3. Tipologie di sistemi radianti a bassa differenza di temperatura

8) Posa della rete di rinforzo (opzionale)

Per i massetti radianti a base cementizia possono essere posizionati prima della gettata di massetto i fogli di rete elettrosaldata (o in materiale di fibra di vetro come riportato di seguito in foto), da fissare con le apposite clip, come mostrato di seguito in figura. La rete ha funzione anti-ritiro e di rinforzo del massetto. La scelta di installazione dipende dal tipo di massetto. La rete sarà disposta su tutte le stanze, avendo cura di sovrapporre le diverse reti almeno con una maglia.



Figura 107. Rete di rinforzo in fibre.

9) Posa del massetto

Prima di procedere alla posa deve essere assicurato che siano rispettate, per tutto il tempo necessario, le condizioni ambientali termo igrometriche ideali per la maturazione del massetto.

Per gli edifici nuovi, ma anche per le ristrutturazioni, è importante che tutte le aperture siano chiuse e schermate per proteggere il getto da eventuali correnti, soleggiamento diretto e piogge.

La posa del massetto si differenzia in funzione della tipologia:

A) Massetto tradizionale

B) Massetto fluido o autolivellante

In fase di progettazione si deve prevedere che lo spessore minimo del massetto sopra le serpentine sia di almeno 3 cm e, se prevista, che sia inserita una rete metallica di armatura dimensionata in funzione dello spessore totale e dei carichi previsti (lo spessore del massetto si misura a partire dalla fine del tubo). Generalmente è preferibile che lo spessore del massetto al di sopra dei tubi sia il minimo indispensabile (comunque non inferiore a 2,5 cm) allo scopo di avere uno strato caratterizzato da una bassissima inerzia termica, velocizzando così il riscaldamento degli ambienti.

A) Posa del massetto tradizionale

Al massetto tradizionale possono essere aggiunti additivi per migliorare le caratteristiche di resistenza meccanica. L'utilizzo di tale additivo permette, infatti, di ridurre il rapporto acqua/cemento, ottenendo così una malta con una struttura più compatta che permette

una migliore diffusione del calore.

L'impasto va posato evitando la formazione di vuoti che peggiorano lo scambio termico con le tubazioni.

Il materiale è livellato con la staggia e quindi frattazzato. In corrispondenza delle porte possono essere realizzati giunti di frazionamento, per eliminare eventuali tensioni superficiali, come mostrato in figura di seguito. Tale giunto sarà profondo per circa 1/3 del massetto. Trascorso il periodo di maturazione, che varia a seconda del tipo di legante utilizzato, è necessario eseguire il ciclo di accensione sia per verificare la funzionalità dell'impianto che per completare la stagionatura del massetto.



Figura 108. Interruzione del massetto nella soglia.

B) Posa del massetto fluido o autolivellante

La posa in opera dei massetti fluidi è descritta al capitolo 4.1.5. I massetti devono essere riscaldati prima di posare il rivestimento finale, secondo quanto prescritto dalla norma UNI EN 1264-4. Il riscaldamento ha lo scopo di effettuare una verifica termica funzionale del massetto e, nel caso di massetti cementizi o anidritici, può servire allo stesso tempo ad accelerare i tempi di asciugatura degli stessi.

La prova di primo avviamento ha inizio con una temperatura di mandata compresa tra i 20 °C e i 25 °C, che deve essere mantenuta per almeno 3 giorni (1 giorno per massetto a secco). Successivamente la temperatura di mandata viene impostata al valore massimo di progetto, che deve essere mantenuta per almeno 4 giorni (1 giorno per massetto a secco). Il processo di avviamento del riscaldamento deve essere documentato per iscritto. Il riscaldamento preliminare non garantisce che il massetto raggiunga l'umidità residua richiesta per la completa maturazione. La completa maturazione del massetto deve essere verificata dalla ditta produttrice dello stesso. Nel caso la maturazione richiedesse il funzionamento dell'impianto di riscaldamento, tale operazione deve essere effettuata secondo le disposizioni di messa a regime dell'impianto stesso. Durante la procedura di primo avviamento si devono aerare e ventilare le stanze interessate. La procedura di primo avviamento deve essere regolata manualmente o mediante speciali programmi automatici di regolazione. La regolazione climatica può essere utilizzata nella prova funzionale di riscaldamento solo nel caso in cui sia possibile impostare ad un valore costante la temperatura di mandata, oppure sia presente un programma conforme alla normativa. Nel caso di doppio massetto, la procedura di primo avviamen-

3. Tipologie di sistemi radianti a bassa differenza di temperatura

to deve essere effettuata prima della posa del secondo strato di supporto. Si devono ispezionare tutte le fughe dei giunti. Tutte le sostanze solide devono essere rimosse dalle fughe dei giunti. Terminata la fase di primo avviamento si deve proteggere il massetto da correnti d'aria e dal rischio di un rapido raffreddamento. La messa in esercizio dell'impianto, dopo la posa del rivestimento definitivo, deve essere effettuata solo dopo l'avvenuta autorizzazione della ditta produttrice del rivestimento. Un esempio di modulo per il protocollo di primo avviamento è riportato di seguito:

**PROTOCOLLO DI PRIMO AVVIAMENTO PER RISCALDAMENTO
RADIANTE LOEX AI SENSI DELLA NORMA UNI EN 1264-4.**

Si prega di compilare il seguente modulo in stampatello

IMPIANTO

Oggetto dei lavori
Cantiere

Nome _____
Via _____
Località _____ Prov. _____ C.A.P. _____

Installatore

Nome _____
Via _____
Località _____ Prov. _____ C.A.P. _____
Tel. _____ e-mail _____

Impresa edile

Nome _____
Via _____
Località _____ Prov. _____ C.A.P. _____
Tel. _____ e-mail _____

DATI TECNICI

Sistema

☐ X14-X17 ☐ Classic ☐ Renotech ☐ Flat ☐ Klima
☐ Core ☐ Plain ☐ Space ☐ _____

Posa del massetto terminata in data: _____

Tubazione

☐ 14x2 ☐ 16x2 ☐ 17x2 ☐ 18x2 ☐ 20x2 ☐ 25x2,3 ☐ 10x1,8

Tipo di massetto

☐ cementizio ☐ anidritico ☐ a secco ☐ Klima ☐ HD
spessore _____ (mm)

Additivo

☐ LOEX Rheoplastic ☐ assente ☐ _____

DATI DI FUNZIONAMENTO

Temperatura esterna all'accensione °C: _____

Inizio primo avviamento in data: _____

Temperatura di mandata (inizio avviamento) °C: _____ (compreso tra 20 e 25°C)

Temperatura massima di progetto in data: _____

Temperatura massima di progetto °C: _____

La temperatura massima di progetto è stata mantenuta per _____ giorni, senza riduzione notturna (minimo 4 giorni - minimo un giorno per il massetto a secco).

La superficie riscaldata è priva di rivestimento: ☐ Sì ☐ No

Consegna impianto il giorno _____ con temperatura di mandata °C _____
e temperatura esterna °C _____

CERTIFICAZIONE DI PRIMO AVVIAMENTO AI SENSI DI QUANTO RIPORTATO SUL RETRO:

Luogo: _____ Data: _____

Firma e timbro della ditta installatrice _____ Firma e timbro dell'impresa edile _____

1/

Mod. L.5.2.G Rev. 1 17/02/15

Figura 109. Protocollo di primo avviamento secondo UNI EN 1264-4.

10) Posa dei rivestimenti

Prima della posa del rivestimento il posatore dovrà verificare l'idoneità della posa del rivestimento sullo strato di supporto. Inoltre ci si deve accertare non solo la completa maturazione del massetto, ma anche del grado di umidità residua al suo interno. Tale parametro deve essere assolutamente rispettato, poiché determinati tipi di rivestimenti sono molto sensibili, e la loro posa in tempi non idonei, provoca il distacco dal sottofondo e in casi più gravi, la loro deformazione permanente.

Il rivestimento del pavimento deve essere immagazzinato ed installato secondo le istruzioni del produttore. Talvolta, per migliorare l'esecuzione del pavimento, può essere richiesto di fare un ulteriore riscaldamento del massetto tramite l'impianto a pavimento. È il caso ad esempio della posa di pavimento in legno incollato: mettere per alcuni giorni in funzione il riscaldamento prima di iniziare a levigare il pavimento permette un assestamento del parquet prima della levigatura.

Rivestimenti in parquet

Il legno dei pavimenti viene immagazzinato nella stanza riscaldata per sette giorni. Questa condizione può non essere applicata nel caso di legno con un tenore di umidità del 9% (+2%), nel qual caso il legno deve essere posato immediatamente dopo averlo tolto dall'imballo nel quale il produttore lo aveva consegnato. Il riscaldamento deve essere disattivato durante la posa del parquet.

Rivestimenti in fibra tessile

Va interrotto il riscaldamento 48 ore prima della posa del rivestimento e almeno 48 ore dopo averlo posato.

Rivestimenti in ceramica

Il riscaldamento va interrotto durante la posa del rivestimento e almeno sette giorni dopo aver ultimato il lavoro.

Rivestimenti in materiale plastico

Va interrotto il riscaldamento 48 ore prima dell'inizio dei lavori e almeno 48 ore dopo aver ultimato la posa.

11) Montaggio dei battiscopa

Terminata l'installazione della pavimentazione la striscia perimetrale verrà tagliata con un cutter e verrà poi installato il battiscopa perimetrale. Qualora si tratti di un elemento in materiale rigido, deve essere fissato alle strutture verticali ma non deve avere nessun punto di ancoraggio con la pavimentazione galleggiante.

Se il battiscopa viene fissato anche alla pavimentazione possono insorgere delle tensioni superficiali al rivestimento che possono portare alla rottura di quest'ultimo.

3.1.2. Pannelli preformati con foglio di copertura rigido separato

I pannelli in materiale isolante con copertura rigida si distinguono da quelli precedentemente descritti per la presenza di uno strato sovrapposto generalmente costituito da una lamina di polistirene antiurto che funge da strato di protezione. Tali sistemi presentano le stesse caratteristiche e metodologie di posa.

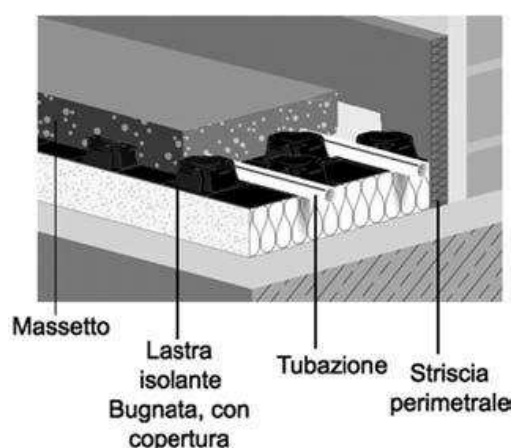


Figura 110. Elementi che compongono il sistema radiante con lastra preformata con copertura rigida.



Figura 111. Lastra isolante, tubazione e striscia perimetrale nel sistema con lastra preformata.

3.1.3. Tubazione in pannelli prefabbricati lisci con rete metallica

I componenti del sistema sono raffigurati in Figura 112. In questo sistema il tubo viene ancorato mediante apposite clips ai fili di reti elettrosaldate. Il vantaggio di tale sistema è di poter scegliere l'isolamento termico in funzione esclusivamente delle necessità progettuali, sia termiche che meccaniche, senza essere vincolati da problemi realizzativi del pannello.

Il sistema è adatto anche per grandi superfici con forme regolari come ad esempio magazzini e capannoni.

Le azioni iniziali descritte nel paragrafo precedente, sono le medesime anche per i pannelli prefabbricati lisci:

- 1) Pulizia del piano di posa
- 2) Posa della barriera vapore
- 3) Posa della striscia perimetrale di bordo
- 4) Posa del pannello isolante e dello strato di protezione

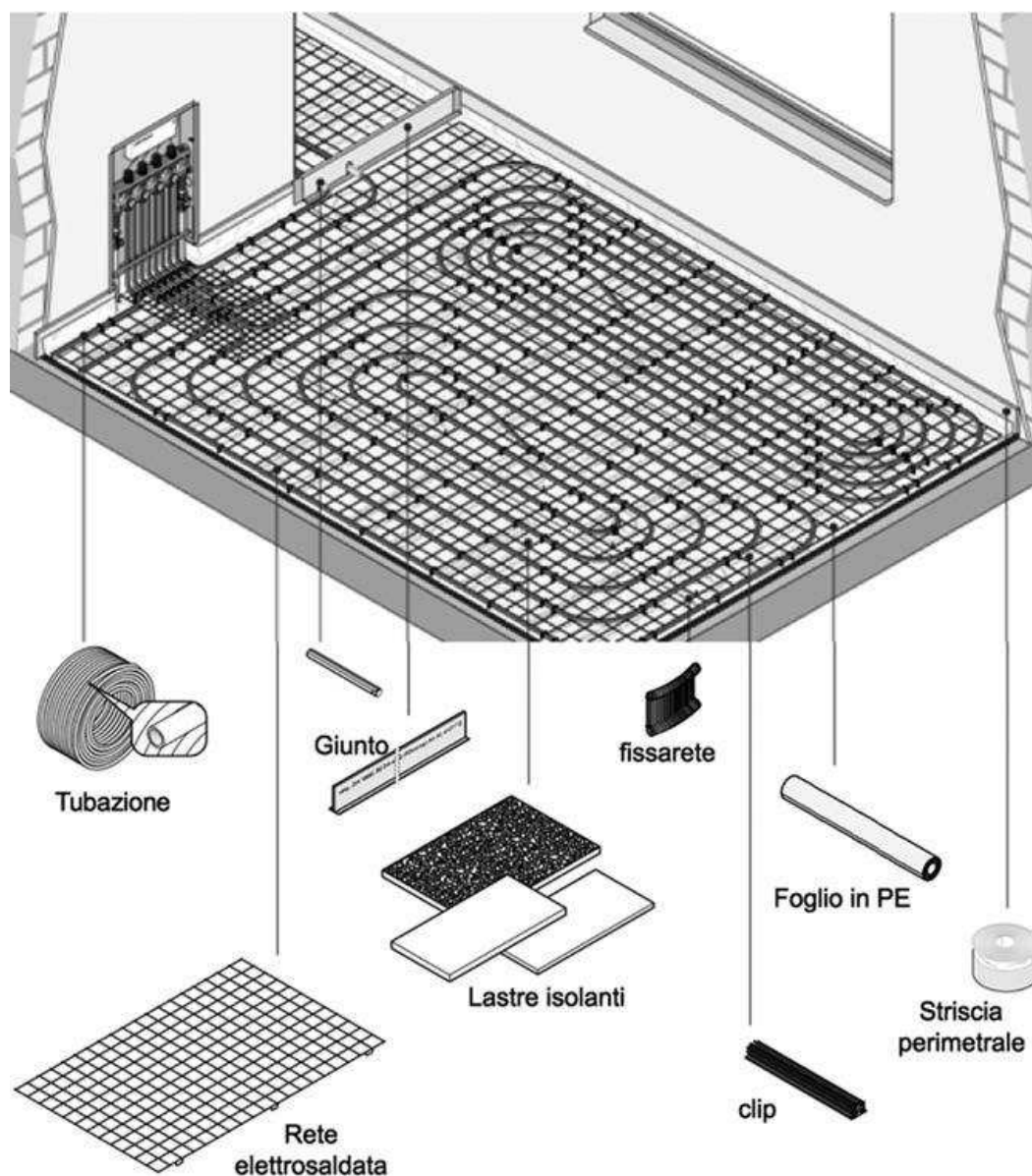


Figura I 12.

5) Posa della rete elettrosaldata

La rete elettrosaldata in acciaio presenta interasse costante, generalmente pari a 5, 10 o 15 cm. Normalmente la rete con interasse di 5 cm viene utilizzata solo sotto il collettore per aiutare la distribuzione delle tubazioni.

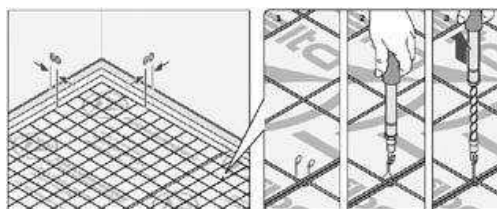


Figura I 13. Posa e fissaggio della rete elettrosaldata.

3. Tipologie di sistemi radianti a bassa differenza di temperatura



Figura 114. Installazione delle clips.

6) Installazione delle clips

Mediante apposita strumentazione vengono agganciate le clips alla rete elettrosaldata.

7) Giunto di dilatazione

Le prescrizioni dei giunti di dilatazione sono le medesime del sistema precedentemente descritto.

Come illustrato in Figura 113 la rete elettrosaldata dovrà essere tagliata in corrispondenza delle soglie e dove indicato da progetto, in modo da alloggiare il profilo per il giunto di dilatazione (Figura 115).

8) Installazione delle tubazioni

Le tubazioni sono installate a partire dal collettore di mandata, ai cui piedi si utilizzano le apposite curve di sostegno. Le tubazioni dovranno essere installate seguendo le indicazioni progettuali. La tubazione verrà incastrate nella clips.

9) Prova di tenuta

10) Posa del massetto

Di seguito in figura è rappresentata la realizzazione di un massetto umido (Figura 116).

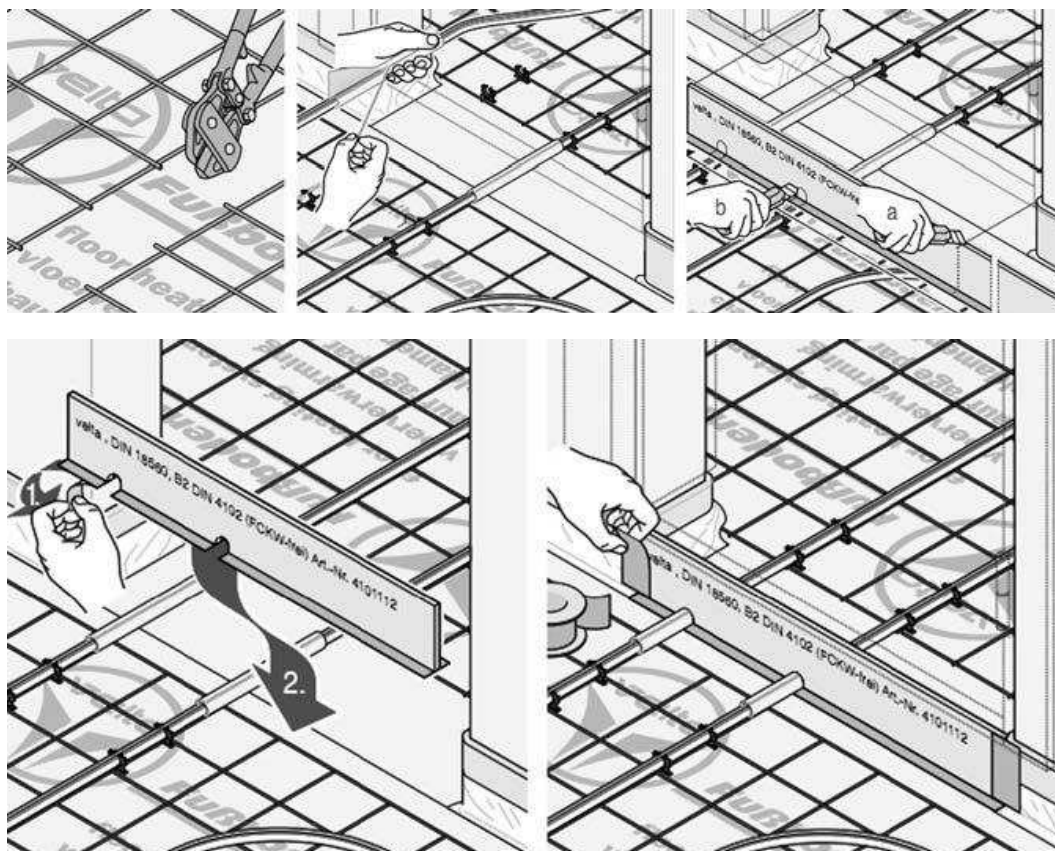


Figura I 15. Installazione del giunto di dilatazione.



Figura I 16.

11) Posa della pavimentazione

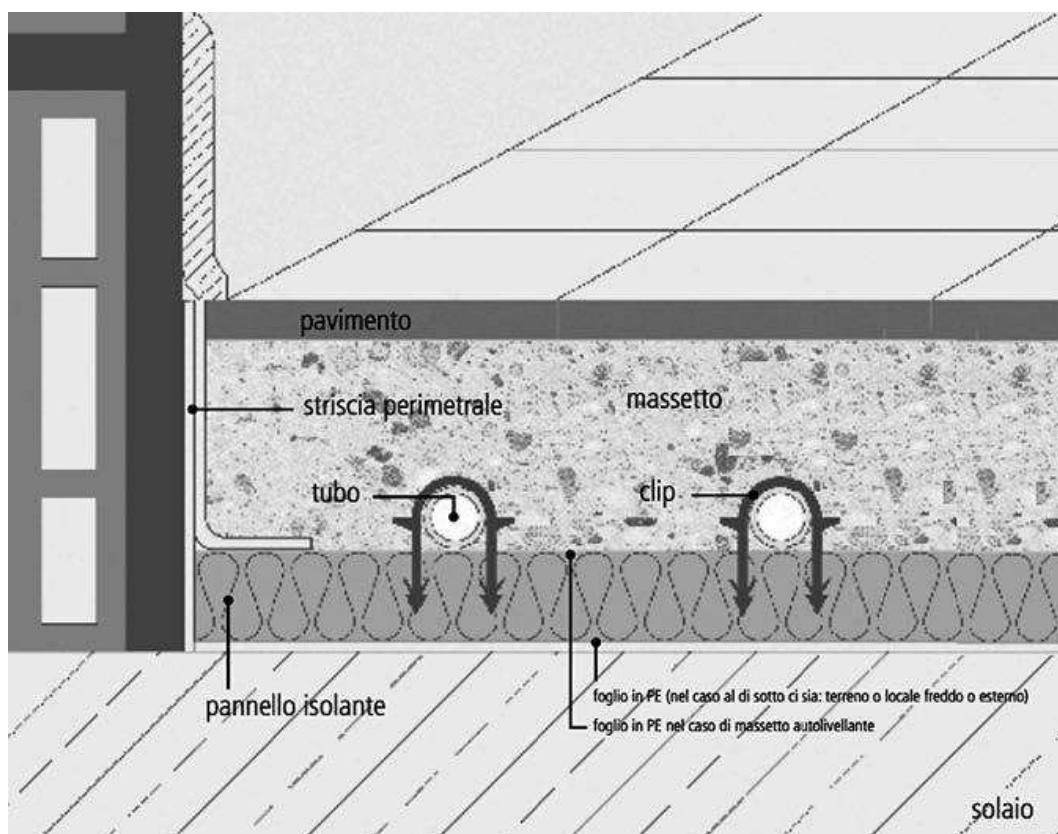


Figura I 17. Componenti del sistema a pavimento con isolante liscio e clips fermatubo.

3.1.4. Tubazione in pannelli prefabbricati lisci senza rete metallica

I componenti del sistema sono:

Nel caso in cui il massetto fosse realizzato con autolivellante a base di anidride deve essere fornita la quantità sufficiente di foglio in polietilene con spessore 0,2 mm tale da consentirne la posa sul pannello isolante con sovrapposizioni di 80 mm in corrispondenza dei giunti e risolto verticale sulle pareti; quantità doppia di foglio in polietilene deve essere prevista qualora sia necessario garantire una barriera vapore sotto il pannello isolante.

A differenza del sistema precedente la rete elettrosaldata non viene installata. Il tubo viene vincolato direttamente al pannello isolante tramite l'uso di clips tacker che hanno funzione di fermatubo, come mostrato in (Figura 118). La posa di ciascun anello deve avvenire senza giunzioni; qualora, causa incidenti subiti dall'impianto finito, venissero fatti giunti meccanici, questi devono essere localizzati e riportati sulla docu-



Figura I 18. Ancoraggio del tubo al pannello isolante liscio.



Figura I 19. Sigillatura dello strato isolante.

mentazione allegata (UNI EN 1264-4). Eventuali giunti devono essere indicati sul disegno di progetto. È prevista la sigillatura i pannelli mediante nastro adesivo e dei bordi (Figura 119).

La tubazione verrà installata a partire dal collettore. Solitamente sulla parte superiore del pannello sono riportate le guide per l'installazione ad interasse fisso (generalmente 5 cm) (Figura 120).

Terminata la posa della tubazione si pro-



Figura I 20. Collettore e tubazioni nel sistema con isolante liscio.

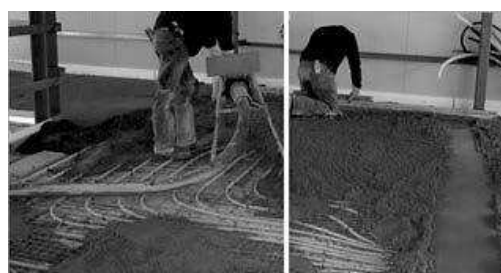


Figura I 21. Posa del massetto tradizionale.

cederà con la posa del massetto, che potrà essere di tipo tradizionale (Figura 121) oppure autolivellante.

3.1.5. Tubazioni fissate su binario

I componenti del sistema sono raffigurati in Figura 122:

Il sistema è adatto per capannoni per il cui massetto non sono previste armature speciali dallo strutturista; il sistema consiste di tubazione agganciata a profili a U posati alla base del massetto industriale; la tubazione è posata con interasse opportuno a seconda delle necessità termiche del capannone. La tubazione viene inserita in appositi profili fermatubo e posata a serpentina con il passo deciso dal progettista. La ghiaia dello stabilizzato deve essere compattata in modo da garantire una superficie di lavoro piana e stabile. Deve essere posato un foglio in PE di spessore 0,2

mm sulla base livellata avendo cura di risvoltarlo sulle pareti esterne di almeno 10 cm e sovrapporlo di almeno 25 cm.

Lungo tutto il perimetro dei locali interessati dalla posa del pavimento radiante deve essere applicata la striscia perimetrale, avendo cura di farla aderire bene al muro in particolare in corrispondenza degli angoli.

Il pannello isolante, che dovrà avere resistenza termica maggiore o uguale al valore prescritto nel progetto, verrà posato avendo cura di accostare bene i pannelli fra loro e di appoggiarli alla striscia perimetrale; il pannello isolante andrà coperto da un altro foglio in polietilene opportunamente sovrapposto nelle giunzioni.

La posa della tubazione deve avvenire a serpentina con l'ausilio dei profili a U.

La barra di supporto può essere realizzata in PVC; tipico diametro della tubazione è 20

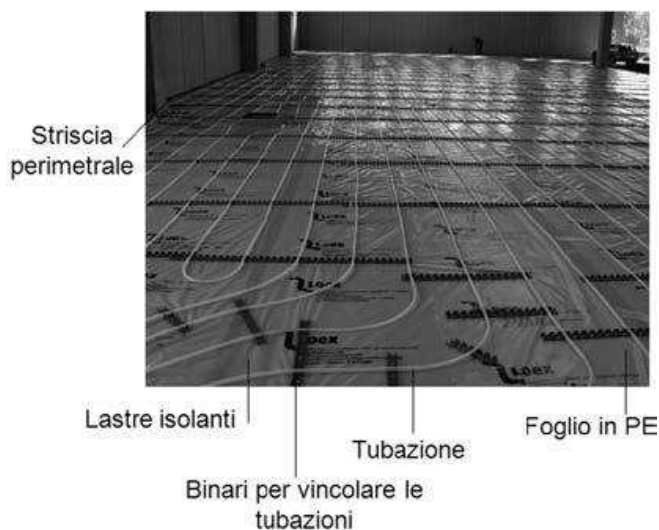


Figura 122.

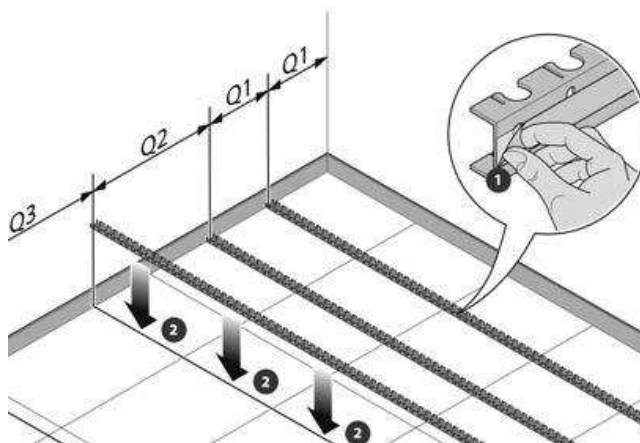


Figura 123. Incollaggio barre in PVC.

mm. La banda inferiore è adesiva in modo da essere incollata al foglio di polietilene. La lunghezza delle barre è mediamente di 4 metri, con altezza di 25 mm e larghezza 50 mm.

Ad opportune distanze le barre potranno essere vincolate allo strato inferiore mediante apposite clips (Figura 124).

Dopo la posa dell'impianto esso dovrà essere messo in pressione prima del getto del massetto; dovrà rimanere in pressione fino all'ultimazione dei massetti e il procedimento di collaudo dovrà essere documentato. Il pre-riscaldamento dovrà avvenire non prima di 21 giorni dalla posa e comunque vanno seguite le istruzioni del fornitore del massetto stesso; per evitare lo shock termico del massetto la temperatura di avviamento dovrà essere non superiore di 5 °C rispetto alla temperatura esterna e dovrà essere aumentata di 2 o 3 °C al giorno fino a raggiungere il valore di progetto. Il processo di avviamento del riscaldamento dovrà essere documentato.

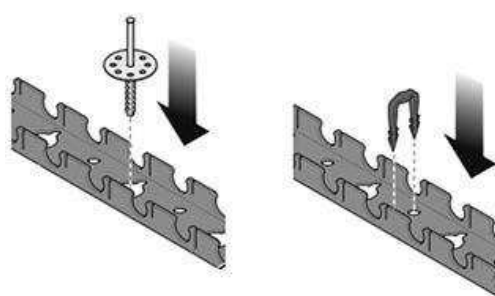


Figura 124. Ancoraggio delle barre allo strato inferiore.

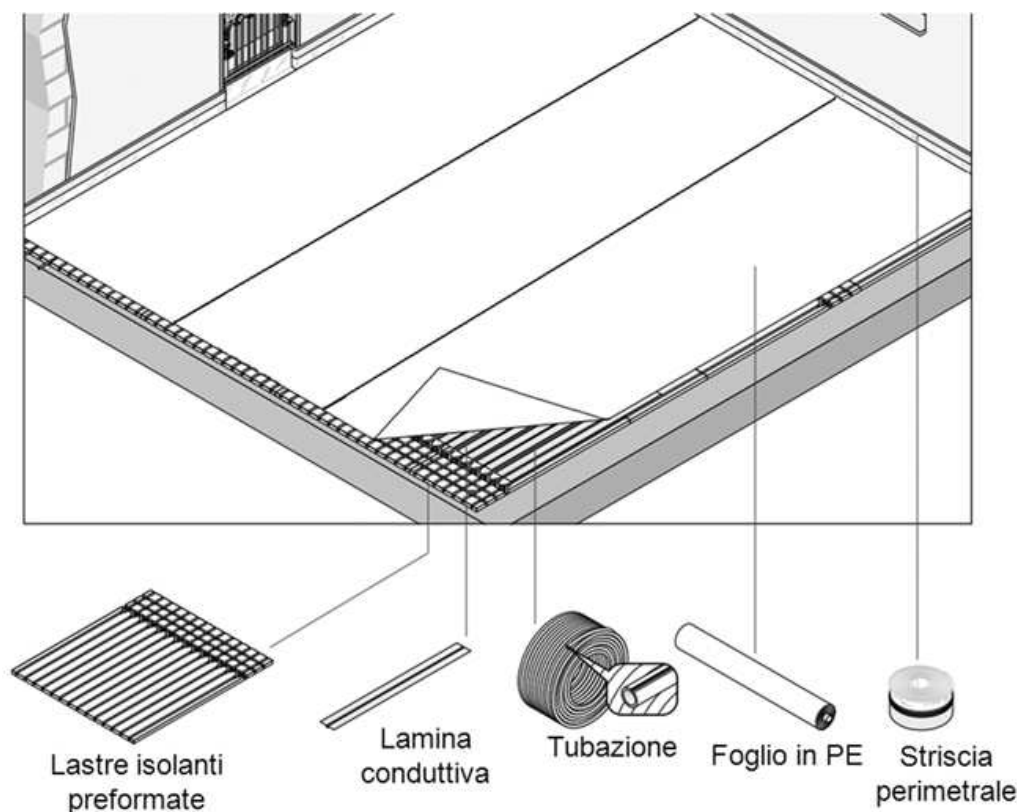


Figura 125. Componenti del sistema radiante a pavimento con finitura a secco.

3.1.6. Tubazioni inserite in pannelli prefabbricati sagomati con lamina conduttiva

Il sistema è composto da: lastre isolanti preformate, lamina conduttiva, tubazione,

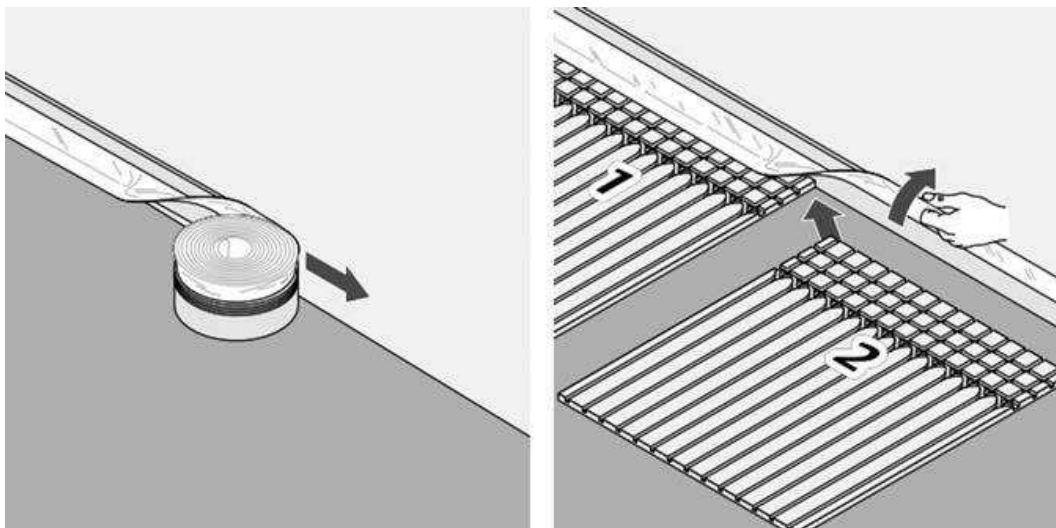


Figura 126. Ancoraggio delle barre allo strato.

foglio in PE e striscia perimetrale.

Tale sistema può essere realizzato con finitura a secco oppure a umido. La fase iniziale prevede la posa della striscia perimetrale e dei pannelli isolanti sagomati (Figura 126).

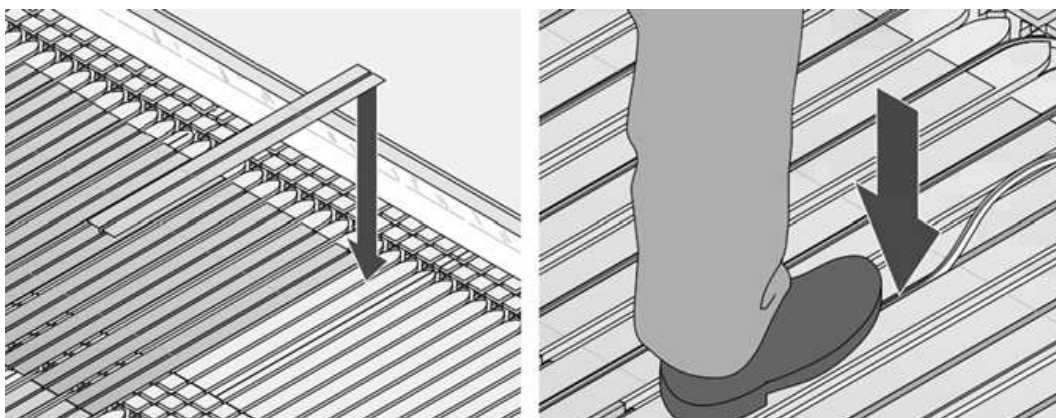


Figura 127. Installazione lamine conduttive e tubazione.

Terminata la posa di tutti i pannelli isolanti vengono installate le lamine termo conduttrici nelle scanalature predisposte. Successivamente viene collocata la tubazione all'interno delle lamelle (Figura 127).

Le tubazioni vengono poi collegate al collettore, sagomando il pannello isolante

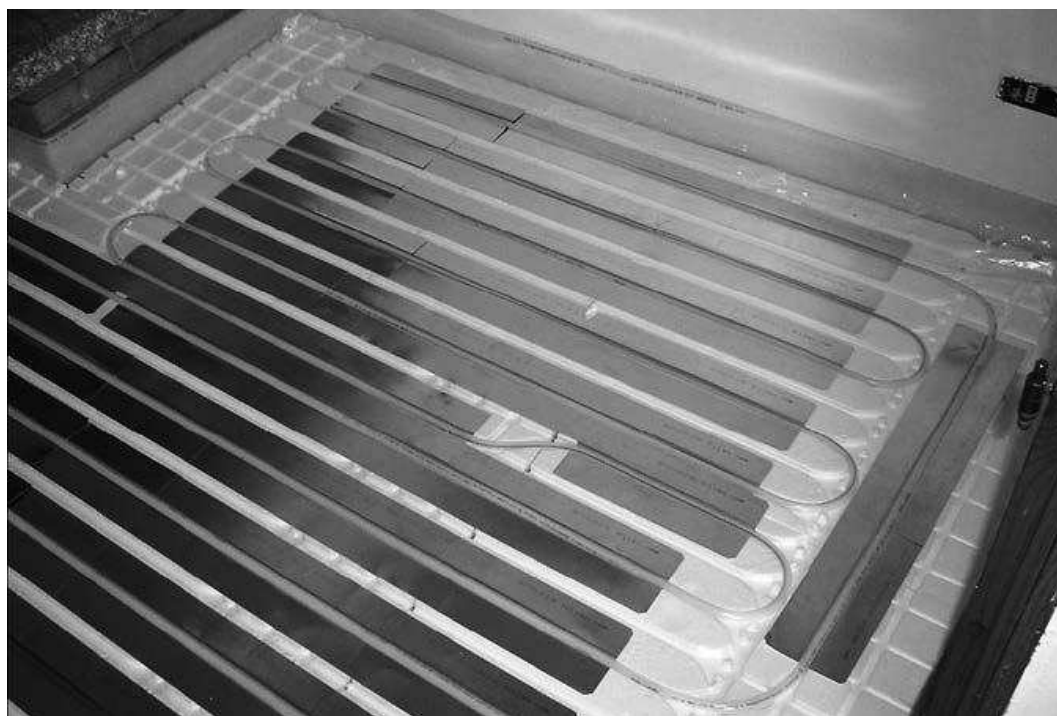


Figura 128. Installazione lamine conduttive e tubazione: foto di cantiere.

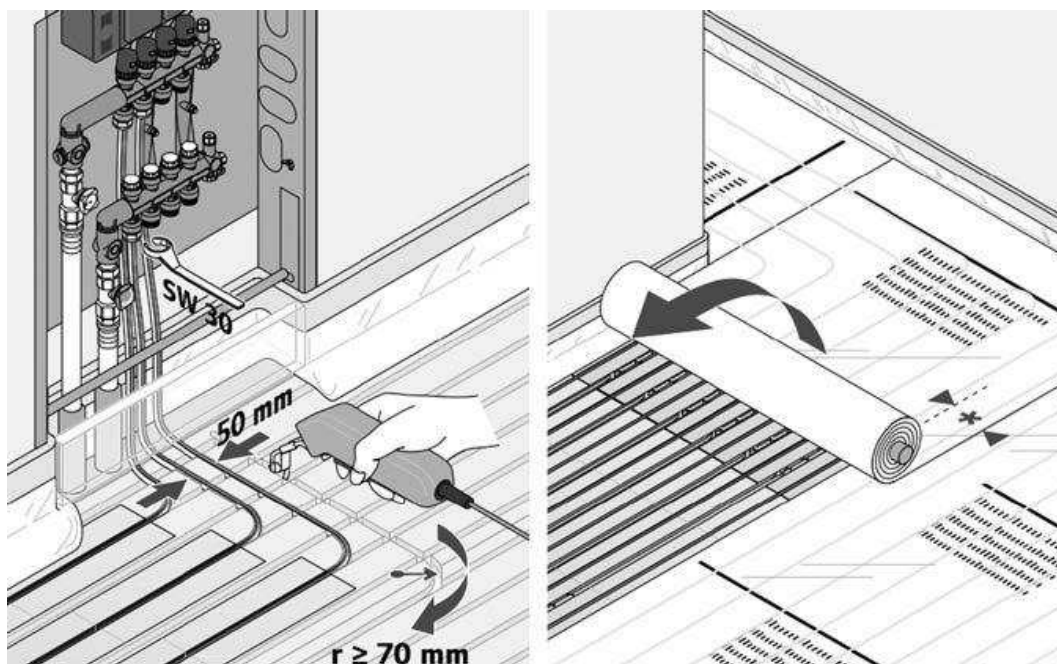


Figura 129. Installazione lamine conduttive e tubazione.

in modo da facilitarne l'alloggiamento. Successivamente viene srotolato il foglio di protezione in polietilene, ponendo attenzione alla sovrapposizione (Figura 128 e Figura 129).

3. Tipologie di sistemi radianti a bassa differenza di temperatura

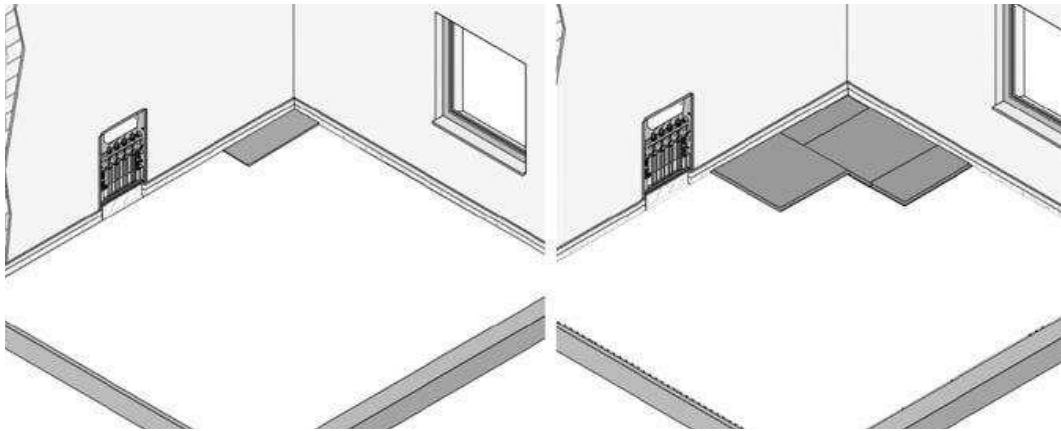


Figura 130. Posa del massetto a secco.

Si procederà poi con la posa del massetto, a secco oppure a umido.
Per la posa dei pannelli prefabbricati individuare un angolo del locale da cui partire, scegliendo preferibilmente due pareti ortogonali (Figura 130).

Tipologia sistema radiante a soffitto	Applicazione
Lastra in cartongesso accoppiata a isolante e tubazione preinstallata	Edifici residenziali e terziario
Lastra metallica preforata	Edifici del terziario
Tubi capillari inseriti in pannelli in cartongesso a soffitto	Edifici residenziali e terziario

3.2. Applicazione a soffitto

Le diverse soluzioni per le applicazioni a soffitto si differenziano per spessore, tipo-

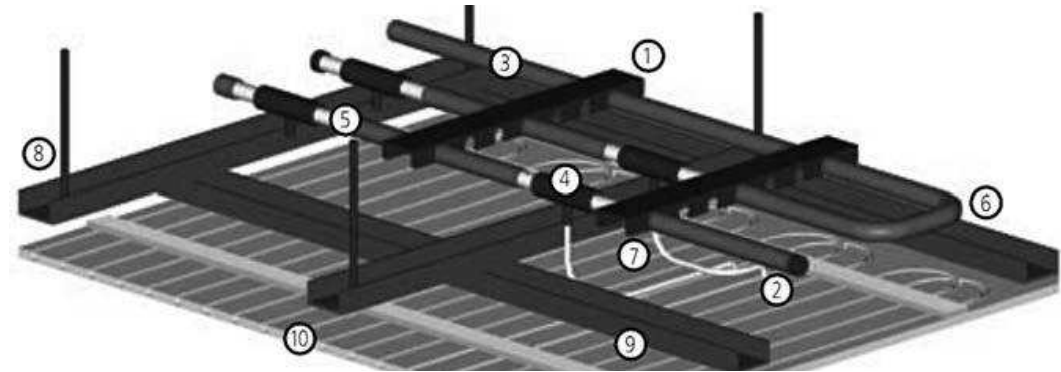


Figura 131. Elementi che compongono il sistema a soffitto.
1 Profili a U 3 Guaina 5 Tubo 7 Tubo 9 Orditura secondaria
2 Tappo 4 Raccordi 6 Gomiti 8 Orditura primaria 10 Pannello

gia di utilizzo dell'ambiente. Le tipologie disponibili in commercio sono riportate nella tabella di seguito:

3.2.1. Lastra in cartongesso accoppiata a isolante e tubazione preinstallata

I componenti del sistema sono: profili a U, tappo, guaina, raccordi, tubo, gomiti, orditura primaria, orditura secondaria e pannello.

Verifiche preliminari generali del cantiere (tratto da UNI EN 1264-4)

- Pareti e soffitti devono essere strutturalmente in grado di sopportare il sistema
- Tolleranze e livelli devono essere conformi alle norme europee e nazionali
- Tutto l'impianto elettrico, condotti o tubazioni di servizio devono essere installati e testati prima dell'inizio dei lavori. Prima di qualsiasi operazione di installazione devono essere portate a termine tutte le condutture di ventilazione e le altre distribuzioni impiantistiche, ad esempio quelle elettriche o antincendio
- Se esistono giunti strutturali, nelle pareti o soffitti, bisogna adottare appropriate e identificate misure e il lavoro svolto prima della posa dell'impianto a soffitto o parete
- In tutti i casi porte esterne e finestre devono essere installate prima dell'inizio dei lavori

1) Installazione della struttura metallica di sostegno

La prima fase per la realizzazione dell'impianto a soffitto prevede la realizzazione della struttura metallica di sostegno. Bisogna accertarsi che siano seguite correttamente le istruzioni di posa e che gli eventuali fori necessari (per le luci, ad esempio) negli elementi siano praticati prima di installarli a soffitto. In questo modo si evitano danni accidentali alla tubazione.

Tutti i componenti devono essere stoccati in modo da proteggerli da agenti atmosferici, umidità, temperature estreme e danneggiamenti. È consigliabile eseguire le operazioni di trasporto e stoccaggio con l'imballo originale.

L'installatore del controsoffitto deve assicurare che la struttura supporti adeguatamente il carico del pannello. Le strutture di fissaggio dei pannelli devono seguire le specifiche della norma DIN



Figura I 32. Struttura metallica di sostegno.

18181¹ ed è responsabilità dell'installatore assicurarne la qualità.

Anche se la dilatazione termica del pannello è minima, si deve considerare lo spazio necessario alle giunzioni tra le geometrie per evitare crepe nella finitura.

L'installazione deve essere eseguita ad una temperatura superiore a 5 °C con umidità inferiore all'80%. La struttura deve essere totalmente galleggiante.

L'installazione è resa più agevole dall'utilizzo di un carrello elevatore o altri sistemi. In caso contrario, il pannello (peso 35 kg) deve essere sollevato e tenuto a mano, rendendo necessario l'impiego di più di una persona.

Per il fissaggio si devono utilizzare viti per cartongesso. Fare estrema attenzione ad evitare di forare l'area indicata dalla tracciatura che corrisponde al percorso della tubazione.

Dove non è necessario il pannello attivo, si installa un modulo passivo o strato di isolante più spesso per completare il soffitto.

Si raccomanda di lasciare circa 300 mm di spazio tra i pannelli in corrispondenza del lato della tubazione in modo da avere spazio sufficiente per il montaggio idraulico. La posizione deve essere specificata in fase di progettazione.

Raffrescamento

Come prescritto dalla normativa nazionale tutti i tubi e le giunzioni idrauliche devono es-

¹ DIN 18181:2007. Gypsum Plasterboards For Building Construction – Application.

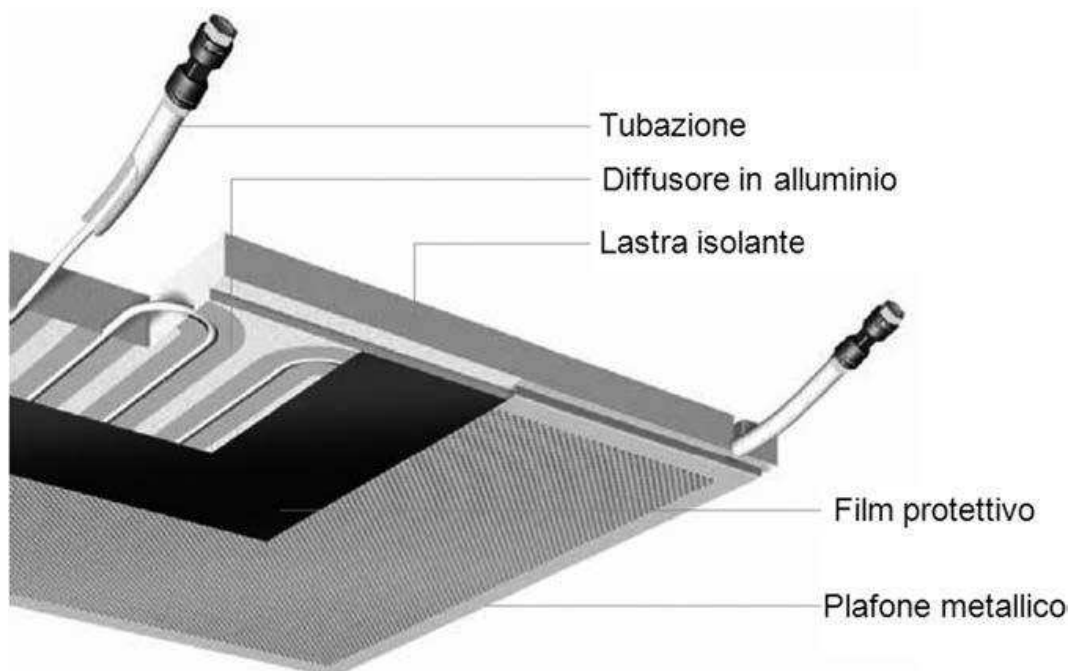


Figura I33. Componenti del sistema a soffitto con lastra metallica.

sere isolate per evitare la formazione di condensa e migliorare il rendimento del sistema. Prima di completare il soffitto, far passare gli allacciamenti degli altri impianti presenti a soffitto dai fori precedentemente praticati.

3.2.2. Lastra metallica preforata

Il sistema è composto da: tubazione, diffusore in alluminio, lastra isolante, film pro-

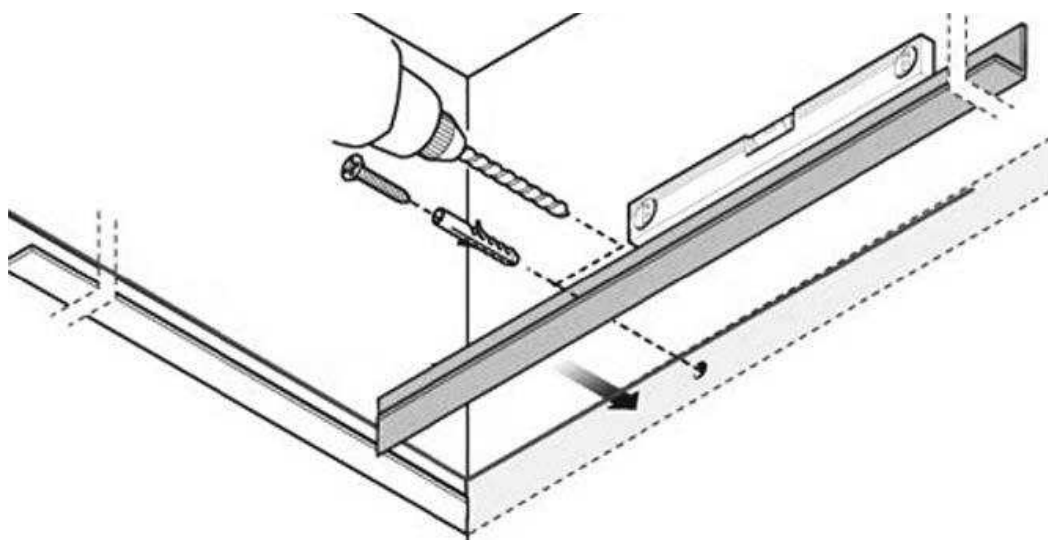


Figura I 34. Installazione struttura: profili ad "L" a parete.

tettivo e plafone metallico.

Il sistema segue il seguente iter di installazione:

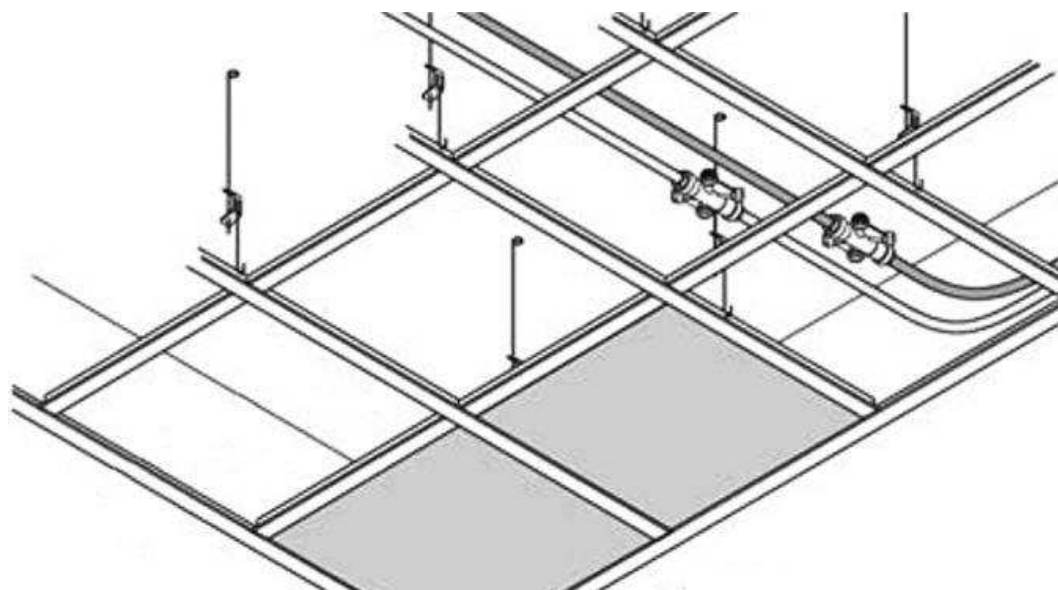


Figura I 35. Installazione sistemi modulari e collegamenti idraulici.

3. Tipologie di sistemi radianti a bassa differenza di temperatura

1) Installazione struttura:

- Installare i profili ad "L" a muro controllando che sia in bolla (Figura 134)
- Installazione pendini secondo indicazioni dal fornitore della struttura metallica
- Installazione profili a "T" strutturali (aggancio ai pendini), in senso longitudinale e trasversale

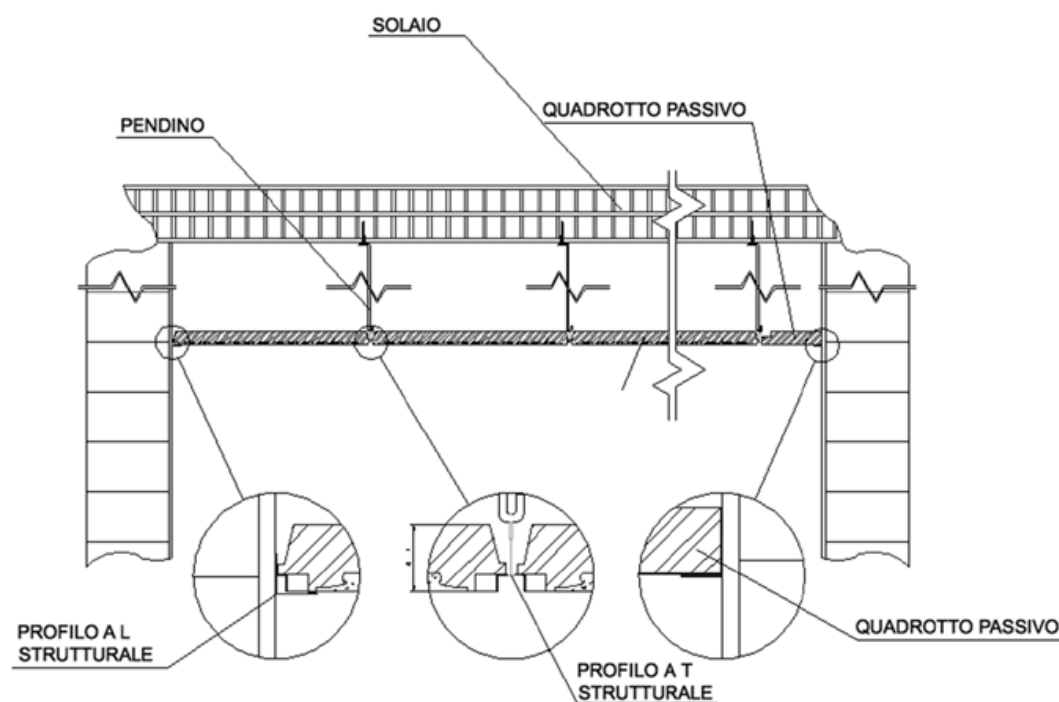


Figura 136. Sezione e ancoraggio del sistema a soffitto con lastra metallica.

2) Collegamento delle linee principali ai collettori di distribuzione a soffitto.

3) Inserire i pannelli modulari e completare i collegamenti idraulici (Figura 135).

I moduli radianti metallici presentano misure standardizzate (i lati sono generalmente uguali oppure multipli). Qualora l'ambiente presenti dimensioni diverse da un multiplo delle dimensioni standard del pannello verrà installato un pannello passivo (senza serpentine), come riportato in Figura 136.

3.2.3. Tubi capillari inseriti in pannelli in cartongesso a soffitto

Il sistema è composto da pannelli attivi (con tubazioni capillari) e inattivi (Figura 137). Per la realizzazione degli impianti radianti a soffitto si utilizzano degli appositi elementi prefabbricati, ottenuti mediante accoppiamento di pannelli rigidi in polistirolo espanso con lastre di cartongesso tra i quali – se attivi – viene integrato in fase di produzione una rete a tubi capillari in polipropilene. In tali elementi prefabbricati ven-

gono predisposti in fabbrica dei fori per consentire il fissaggio ad una struttura in comuni profilati di lamiera di acciaio CD mediante viti a fissaggio rapido.

Gli elementi passivi (privi della rete di tubi capillari) possono essere tagliati in cantiere a misura e vengono utilizzati per i tamponamenti ai lati dell'impianto e delle zone che devono rimanere libere (ad esempio per l'installazione di pareti divisorie o disposizione di luci ed altri componenti nel soffitto).

Le tubazioni capillari presentano un diametro di 3.35 mm, con uno spessore di

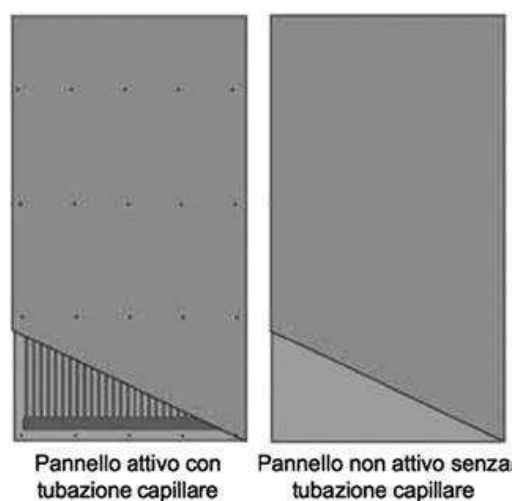


Figura 137. Pannello attivo e non per sistema a tubi capillari.

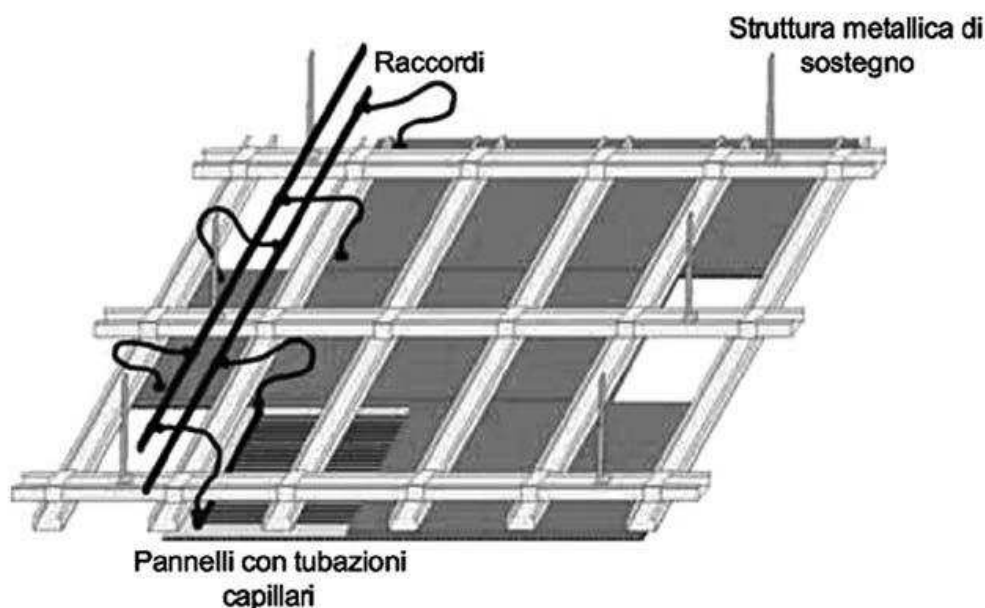


Figura 138. Rappresentazione 3D sistema modulare con tubazioni capillari.

0.5 mm.

I pannelli attivi e passivi devono essere avvitati ad una normale struttura metallica di

Tipologia sistema radiante a parete	Applicazione
Tubazioni inserite in pannelli prefabbricati sagomati	Edifici residenziali e terziario
Elementi prefabbricati con tubazioni preinserite	Edifici residenziali e terziario
Applicazioni su guida o a parete	Edifici residenziali e terziario

3. Tipologie di sistemi radianti a bassa differenza di temperatura

sostegno di un tradizionale pannello per controsoffitto. La definizione delle distanze tra gli appoggi e l'esecuzione dell'ancoraggio dei tiranti al solaio grezzo devono essere progettati sulla base del carico del pannello.

Nell'intercapedine del soffitto viene realizzata la rete di distribuzione dell'acqua necessaria per il collegamento dei pannelli al distributore. Il pannello attivo viene allacciato alla rete di distribuzione per mezzo di tubi di raccordo flessibile ad innesto.

3.3. Applicazione a parete

Analogamente ai sistemi a pavimento i sistemi radianti a parete si differenziano per la realizzazione, che può essere a secco oppure intonacando le tubazioni.

3.3.1. Tubazioni inserite in pannelli prefabbricati sagomati

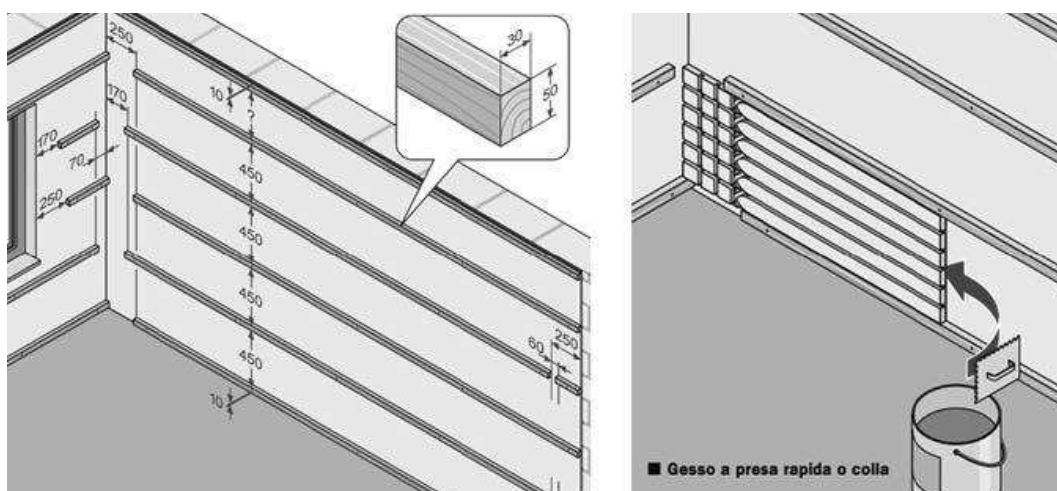


Figura 139. Tubazioni inserite in pannelli prefabbricati sagomati con lamina conduttiva.

I moduli di lastra isolante utilizzati nel sistema a parete sono i medesimi del sistema a pavi-

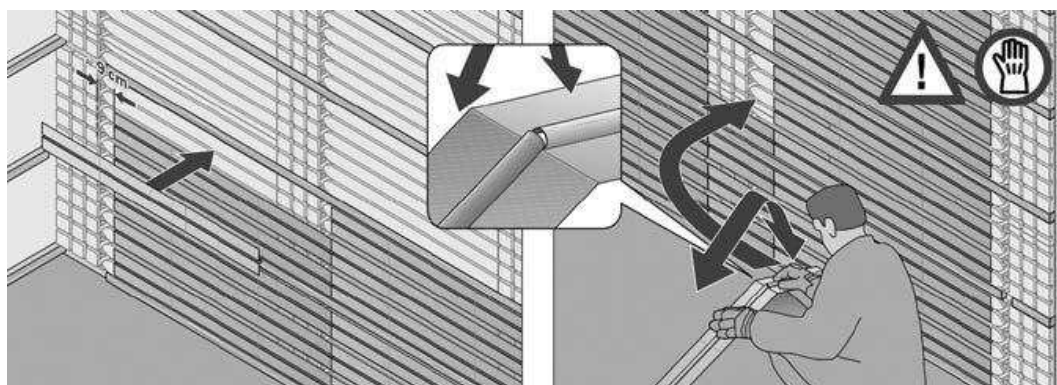


Figura 140. Installazione lamine conduttive.

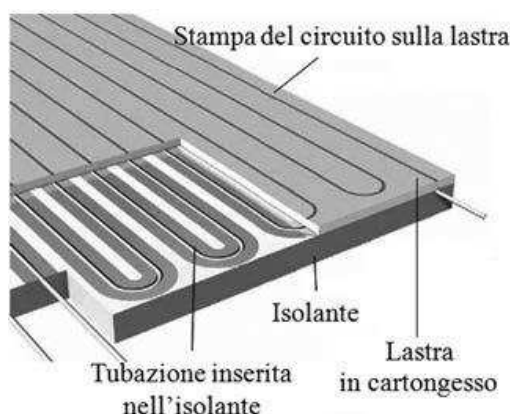


Figura 141. Elementi radianti a parete con tubazioni reinserite nell'isolante.



Figura 142. Elementi radianti a parete con tubazioni reinserite nel cartongesso fresato.

mento (come precedentemente descritto). L'installazione prevede l'aggiunta di elementi in legno tra un pannello e l'altro in modo da permettere l'ancoraggio dei pannelli di cartongesso a copertura della parete. Tali sistemi sono installati in aderenza alla parete. Per favorire il flusso del calore verso l'ambiente i moduli prefabbricati possono essere dotati di lamina conduttiva, come rappresentato in Figura 139. L'iter di esecuzione di tali elementi prevede:

- 1) Posa della struttura e dei pannelli isolanti
In Figura 139 sono rappresentati l'installazione degli elementi di sostegno (a sinistra) e l'incollaggio degli elementi isolanti sagomati.
- 2) Posa degli elementi metallici per la distribuzione del calore
- 3) Installazione delle tubazioni
- 4) Collegamento idraulico delle tubazioni

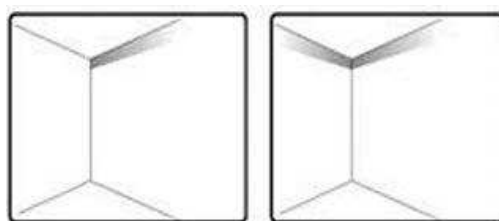


Figura 143. Zona dedicata al passaggio delle tubazioni.

3.3.2. Elementi prefabbricati con tubazioni preinserite

In alternativa ai sistemi prima descritti sistemi possono essere utilizzate strutture portanti sulle quali vengono ancorati i moduli radianti a parete nelle quali sono state già inserite le tubazioni del sistema radiante. Il sistema può essere di due tipi: le tubazioni possono essere inseri-

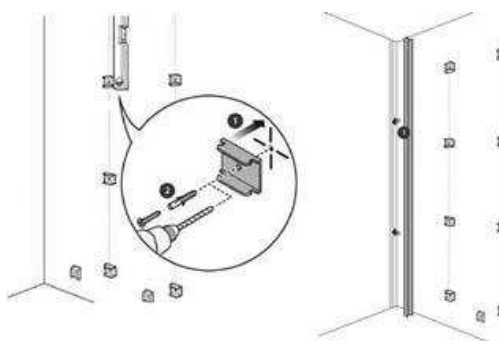


Figura 144. Installazione strutturale.

3.3.3. Applicazioni su guida o a parete

I componenti del sistema sono: parte, barra di fissaggio, tubazione, rete da intonaco e rivestimento.

Esistono in commercio sia elementi da comporre nell'edificio che moduli prefabbricati. Gli elementi riscaldanti vanno installati solitamente sulle pareti esterne, sia perché termicamente più opportuno, sia perché è probabile che la parete esterna non venga ammobiliata.

Se la parete esterna da riscaldare è dotata di intercapedine isolante o di cappotto esterno si potrà posare direttamente sulla parete grezza installando i moduli per mezzo delle barrette di fissaggio.

Se la parete invece è poco isolata sarà necessario prevedere a ridosso della stessa, uno strato di materiale isolante.



Figura 148. Moduli prefabbricati per le applicazioni a parete (a sinistra) e intonacatura (a destra).

Per favorire "l'aggrappaggio" dell'intonaco alla superficie liscia del pannello è consigliato fissare contemporaneamente per mezzo di tasselli a fungo la rete elettrosaldata in fogli. L'intonaco coprirà gli elementi riscaldanti per almeno 1 cm. rispetto alla parte più sporgente dei moduli (collettore, gomiti manicotti); pertanto lo spessore di intonaco correttamente necessario sarà circa 4 cm.

Diversi tipi di intonaco possono essere utilizzati:

- premiscelati a base gesso (prodotti più consigliati)
- premiscelati di tipo tradizionale calce/cemento
- biologici a base calce

È obbligatorio l'utilizzo della rete porta-intonaco a maglia fitta in fibra di vetro.

Nei sistemi realizzati in opera le tubazioni sono installate su apposite guide metalliche o in plastica, che possono essere poste orizzontalmente oppure verticalmente.

3.4. TABS: attivazione termica della massa

I sistemi TABS (Koschenz e Lehmann 2000) sono circuiti di raffrescamento e riscaldamento ad acqua i cui tubi trovano posto al centro del solaio (Figura 149). Il trasferimento di calore viene dunque fortemente influenzato dagli spessori di solaio posti sopra e sotto il piano tubi, nonché dalla presenza o meno di strati isolanti al di sopra o al di sotto del solaio. A livello intuitivo, si può pensare che il flusso di energia termica (sia essa frigorifera o meno) interessi dapprima la regione circostante i tubi, per poi estendersi coinvolgendo il resto della parte strutturale del solaio, fino a raggiungere le superfici del solaio stesso, cioè il soffitto ed eventualmente il pavimento, e da qui l'ambiente.

Nei pannelli radianti la presenza di consistente isolamento termico fornisce una ridotta capacità termica, disaccoppiando così gli tra ambienti sopra e sotto. Al contrario, nei sistemi TABS le tubazioni sono annegate nella massa del solaio "thermal slab" e presentano un'elevata capacità termica – accumulo – e un flusso bidimensionale. I sistemi ad elevata inerzia termica consentono il "peak-shaving", che consiste nella possibilità di riscaldare o raffreddare le strutture dell'edificio in un periodo in cui esso

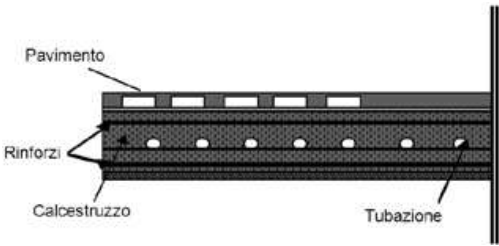


Figura 149. Sistema con solaio termoattivo (TABS).

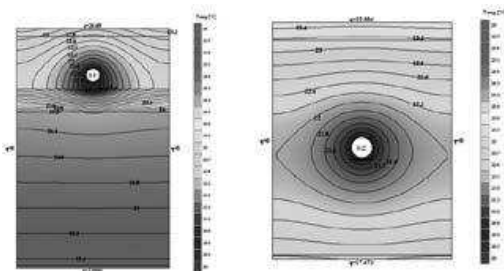
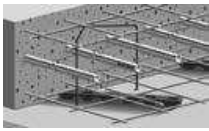


Figura 150. Sezione sistema radiante con isolante inferiore (a sinistra) e TABS a destra.

TABS	Applicazione	
Sistema con reti di supporto con reti prefissate	Edifici per uffici e industriali	
Sistema con tubazioni inserite nella lastre predalle	Edifici per uffici e industriali	
Sistema su lamiera grecata	Edifici per uffici e industriali	

non è occupato (di notte); durante il giorno le strutture, non più collegate all'impianto, cedono o assorbono calore mentre la potenza termica (o frigorifera) dell'impianto è disponibile per il trattamento dell'aria di rinnovo. Si limita così il picco di potenza con conseguente riduzione della potenza installata (e quindi del costo di impianto) e della potenza elettrica eventualmente impegnata (con possibili benefici tariffari); non è da sottovalutare il minor aggravio nell'assorbimento elettrico dalla rete nelle ore di punta. In Figura 150 è riportata la distribuzione di temperatura di un pannello radiante isolato (a sinistra) e un sistema TABS a destra.

Il sistema TABS è adatto ad edifici con grandi superfici utili, a destinazione d'uso unica.



Figura 151. Posa delle serpentine nelle travi predalle (a sinistra) e posa dell'isolante (a destra).

Tre sono le tipologie di realizzazione dei sistemi con attivazione termica della massa:

3.4.1. Sistema con reti di supporto con reti prefissate

È un sistema innovativo di distribuzione dell'energia all'interno degli edifici poiché si fonda sul concetto di attivazione termica della massa (thermal slab), che sfrutta la capacità di accumulo termico dei solai in calcestruzzo.

Il sistema è composto da moduli costituiti da reti di supporto, sulle quali sono fissate le

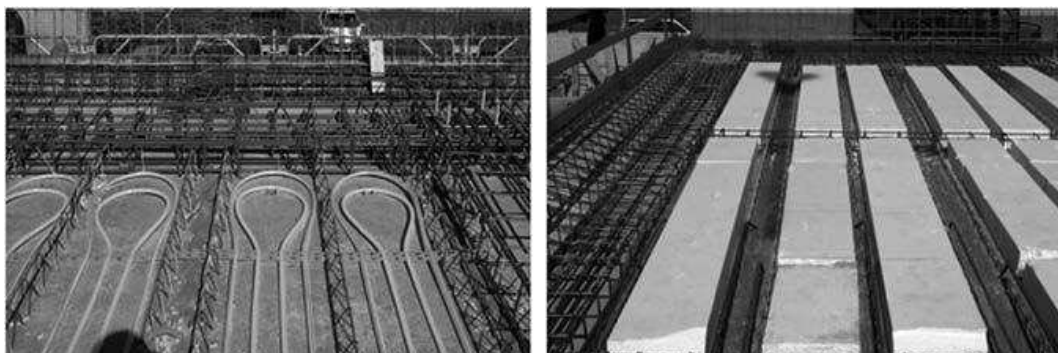


Figura 152. Posa delle serpentine nelle travi predalle (a sinistra) e posa dell'isolante (a destra).

tubazioni. I moduli si adattano ad ogni tipo di solaio per un montaggio rapido e semplice. Una volta posata la prima armatura, si posano i moduli in pianta; successivamente al montaggio dell'armatura superiore, i moduli vengono appesi ad essa attraverso appositi elementi distanziatori posizionati nella zona staticamente neutra del solaio.

3.4.2. Sistema con tubazioni inserite nella lastre predalle

I solai predalle sono costituiti da lastre piane tralicciate prefabbricate che vengono utilizzate per la realizzazione di solaio in laterocemento a lastra. La singola lastra, che va a costituire l'intradosso del solaio, è composta da soprastante soletta in calcestruzzo armato vibrato irrigidita da una serie di tralicci elettrosaldati disposti nella direzione della sua lunghezza, il cui numero dipende dalla larghezza dell'elemento. Tra un traliccio e l'altro viene collocata la tubazione, sulla quale viene poi sovrapposto il materiale isolante di alleggerimento. Il sistema viene poi coperto da una gettata di calcestruzzo.

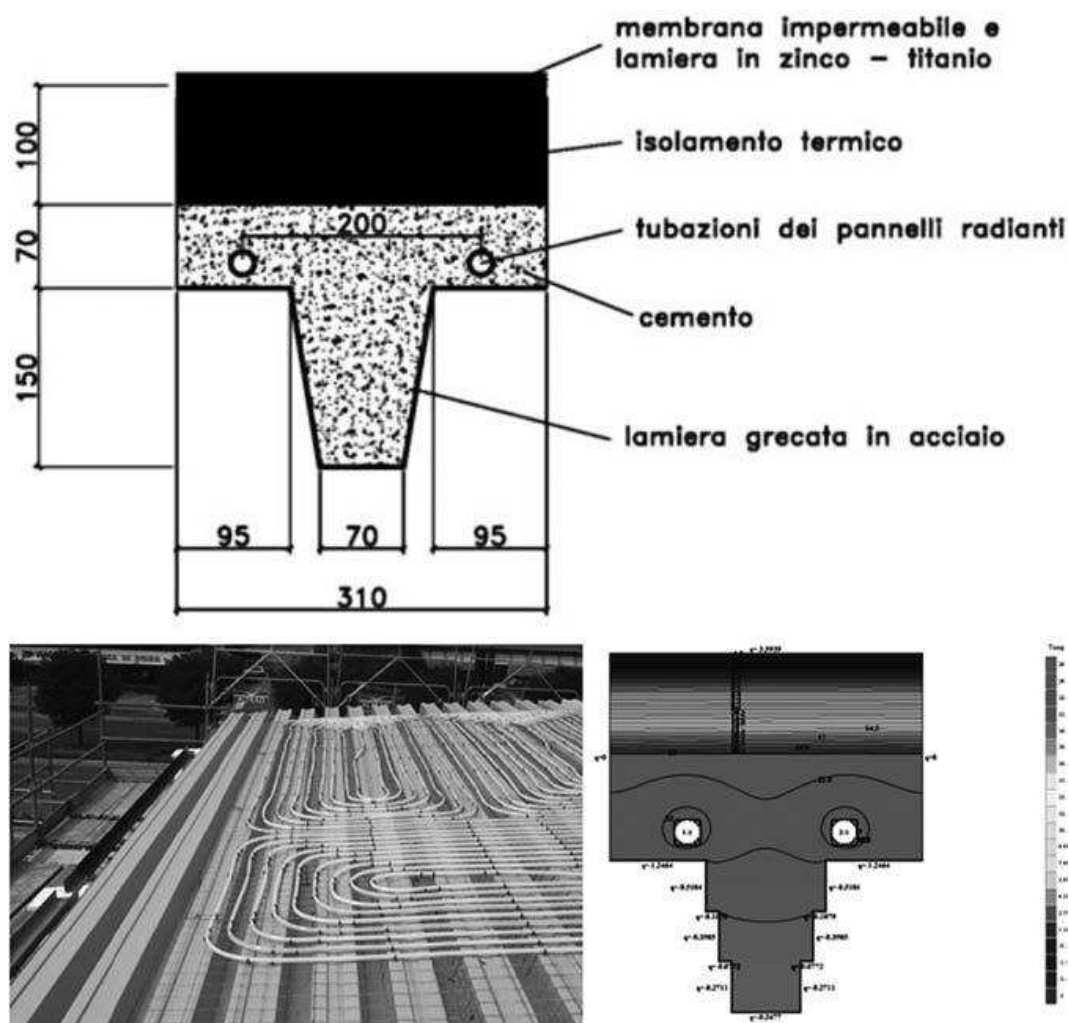


Figura 153. Posa delle serpentine sulla lamiera grecata (a sinistra) sezione del sistema con scala delle temperature (a destra).

3.4.3. Sistema su lamiera grecata

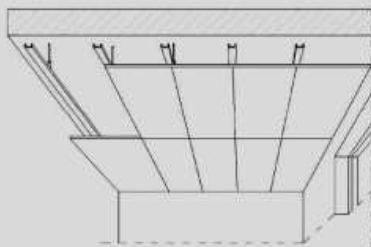
Il sistema è composto da una lamiera grecata sopra la quale viene collocata una rete elettrosaldata. A quest'ultima sono poi vincolate tramite clips le tubazioni in materiale plastico.

Posa del massetto: indicazioni pratiche

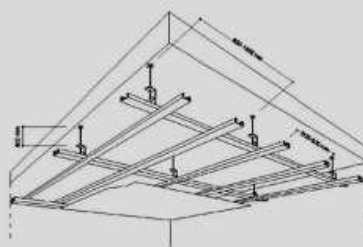
- Garantire l'integrità delle tubazioni e dell'isolante durante la posa del massetto.
- Nella realizzazione dei percorsi di passaggio, evitare le tavole che contengono chiodi, anche se ribattuti; meglio posare cartoni.
- Il rovesciamento del materiale impastato non deve avvenire appoggiando la carriola sulle tubazioni.
- Non devono essere appoggiati carichi importanti sull'impianto.
- La temperatura durante la posa deve essere superiore a 5 °C.
- Nel caso di massetti autolivellanti la norma prevede la sigillatura dello strato di protezione.

Dimensionamento del controsoffitto

1. Determinare il peso delle lastre del controsoffitto: nelle schede tecniche solitamente è riportato il peso di esercizio in kg/m^2 .
2. Aggiungere i sovraccarichi distribuiti quali ad esempio plafoniere o tubazioni appese.
3. In funzione della tipologia di struttura metallica utilizzata, determinare la distanza tra gli interassi.



Orditura semplice



Orditura doppia

4. Massetti, sistemi a secco e rivestimenti per sistemi radianti

4.1. I massetti

L'insieme degli strati interposti fra il solaio e la pavimentazione viene denominato "sottofondo".

L'ultimo strato del sottofondo, utilizzato anche per la copertura degli impianti di riscaldamento a pavimento, è denominato massetto di finitura.

Il massetto di finitura è lo strato, con spessori generalmente compresi fra 3 e 10 cm, di supporto diretto del pavimento che deve pertanto possedere tutti i requisiti che lo rendano idoneo a tale scopo: planarità, assenza di crepe o cavilli, elevate resistenze meccaniche e stabilità dimensionale.

I massetti presenti sul mercato si diversificano fondamentalmente per il "legante" utilizzato (cemento, solfato di calcio, calce, magnesite, ecc), per la loro "tipologia di applicazione" (consistenza terra umida o liquidi autolivellanti) e per ultimo se "realizzati in cantiere" o "preconfezionati/premiscelati" da aziende produttrici specializzate. Il massetto si ottiene mescolando, in opportune proporzioni, legante, materiale lapideo costituito da inerti o aggregati e acqua. Il legante a contatto con l'acqua fa presa e indurendo consolida fra loro gli aggregati in un'unica massa compatta e resistente. Questi tre componenti sono importanti in ugual misura per la buona riuscita del massetto. Il legante, anche se di ottima qualità, non può garantire da solo la bontà del massetto; è assolutamente necessario che anche gli altri componenti siano idonei all'impiego.

Definizione dei componenti dei massetti:

AGGREGATI

Particelle granulari di origine naturale, artificiale o da riciclo, costituenti lo scheletro del massetto (sabbia, pietrisco, ghiaietto, aggregati leggeri ecc.). Gli inerti naturali hanno densità maggiore di 2000 Kg/mc, sono leggeri se di densità minore.

Devono essere puliti, privi di impurità e con pezzatura adeguata allo spessore da realizzare.

LEGANTI

Sono, generalmente, i vari tipi di cemento, le calce idrauliche, i leganti a base di solfato di calcio (anidrite) ed i loro derivati.

STRATI DI SEPARAZIONE

Sono strati che consentono di evitare il contatto e l'aderenza tra il massetto ed il relativo sottofondo. Possono avere funzioni di isolamento termico e/o acustico e di barriera al vapore.

Massetti tradizionali	Massetti fluidi o autolivellanti
Sono costituiti da una parte legante (cemento, solfato di Calcio) e da inerti di vario tipo o con aggregati di dimensione massima di 6-8 mm miscelati con acqua. Gli impasti, normalmente con consistenza asciutta e/o plastica, possono essere realizzati con semplici betoniere da cantiere o con specifici miscelatori. Il massetto, posato e stagiato, ha normalmente uno spessore di 5 cm anche se esistono prodotti che consentono spessori inferiori, fino a 3.5 cm. Tali massetti possono essere "preconfezionati" o da realizzare in cantiere seguendo quanto descritto nel capitolo 4.1.1.	I massetti fluidi o autolivellanti sono caratterizzati da elevata scorrevolezza, fluidità e, una volta induriti, da alte resistenze meccaniche. Questi massetti possono essere realizzati con spessori ridotti, fino a 3 cm (alcuni prodotti anche 20 mm). La scarsa resistenza al passaggio del calore li rende particolarmente idonei per la copertura e l'avvolgimento dei pannelli radianti a pavimento. Sono idonei a ricevere anche pavimentazioni incollate. L'impiego di tali massetti consente di realizzare ampie metrature in tempi brevi in quanto pompabili; non necessitano di vibrazione meccanica e la regolarizzazione finale.



Tabella 44. Suddivisione massetti.

I massetti a base cementizia, percorsi al loro interno dalle spire delle tubazioni facenti parte del sistema, si suddividono in base alla destinazione d'uso:

- Industriale, inteso come superficie coperta e di notevole entità di un ambiente industriale, ottenuta applicando sul calcestruzzo fresco o dopo la completa maturazione, particolari indurenti superficiali la cui funzione primaria è quella di migliorare l'aspetto estetico, la planarità, la pulizia e la resistenza meccanica. In questo ambito esistono diversi tipi e denominazioni di pavimentazioni a cui corrispondono molteplici requisiti, valori di riferimento e criteri di progetto per i quali ci si attiene scrupolosamente per conseguire il risultato atteso.
- Su pavimento preesistente, inteso come strato sollecitato o strutturale, il cui spessore costituisce compensazione più o meno collaborante fra lo spazio esistente tra il supporto e la quota di piano finito compreso lo strato di usura superficiale o lo strato di rivestimento (ceramica, legno, plastica ecc.). Questi tipi di sono destinati soprattutto all'edilizia privata; sono realizzati da posatori artigiani confezionando, il più delle volte, l'impasto cementizio sul luogo, in condizioni precarie. Per questi

motivi l'informazione maggiormente dettagliata delle procedure di realizzazione dei massetti, contribuirà a prevenire inconvenienti, causa di lesioni e malformazioni delle superfici, costituite anche da costosi rivestimenti.

4.1.1. Indicazioni per la corretta realizzazione dei massetti negli impianti radianti a pavimento

Requisiti

L'impasto deve essere realizzato usando inerti in granulometria varia da 0 a 8 mm e cemento 325 in ragione di 3 q/m³ con l'aggiunta di fluidificante (fornito con l'impianto) in misura di 1 litro per quintale di cemento.

In base a questa denominazione rientra nell'ambito dalla norma EN 206 – relativa alle prestazioni, produzione, posa in opera e criteri di conformità.

Inoltre, gli stessi materiali componenti la miscela cementizia devono ottemperare alle prescrizioni delle varie Norme UNI ed europee EN.

Gli aggregati

Gli aggregati devono soddisfare le prescrizioni delle norme UNI 8520 e devono rientrare nei limiti della categoria A o B con particolare riferimento a:

- Analisi granulometrica
- Percentuale passante allo staccio da 0,075 mm
- Contenuto di argilla e particelle friabili
- Contenuto di particelle leggere e frustoli vegetali
- Degradabilità agli attacchi di soluzioni solfatiche
- Massa volumica e assorbimento superficiale
- Contenuto di sostanze organiche
- Equivalente in sabbia e valore di blu
- Perdita in massa per urto e rotolamento
- Potenziale reattività in presenza di alcali

Particolare importanza riveste la prevenzione dalla reattività degli aggregati, infatti, alcuni di essi in molte zone del nostro paese, possono contenere particolari varietà di silice che, combinandosi con gli alcali liberatisi dal cemento o da altre fonti, innescano, in presenza di umidità, delle reazioni chimiche. Si formano all'interno dei composti fortemente espansivi che portano alla fessurazione e al degrado progressivo del massetto posto a contatto con il terreno.

Per questo motivo, chi fornisce tali tipi di aggregati, ha l'obbligo di informare il posatore al fine di consentire opportuni accorgimenti, quali:

Utilizzare specifici aggiuntivi a reazione pozzolanica che conferiscono inoltre alla miscela cementizia.

L'impermeabilità: inserire opportuna barriera a vapore perfettamente a tenuta, qualora non fosse stata inserita precedentemente tra massiciata di sottofondo e pavimento preesistente.

Il contenuto minimo di cemento deve essere ipotizzato essenzialmente in base al progetto di norma Europea derivante dalle norme DIN tedesche, nelle quali sono classificate e regolamentate le solette destinate anche per gli impianti riscaldanti a pavimento. Tali norme, per ora, sono da considerarsi, delle prescrizioni facoltative a cui attenersi, ma che fondamentalmente tutelano la buona progettazione e messa in opera dei pavimenti ad elementi scaldanti. Il contenuto di queste prescrizioni, tutt'altro che definitive, prevede dei valori di resistenza a compressione dopo 28 giorni di stagionatura in funzione dello spessore e dei carichi meccanici ipotizzati sulla soletta.

Resistenza alla compressione		Valore minimo di S (mm)		
Della soletta dopo 28 giorni (Mpa)		Per differenti carichi meccanici		
minimo	medio	2 kN/m ²	3 kN/m ²	4 kN/m ²
20	25	45	50	
30	35	40	45	50
35	40	35	40	45

Da ciò deriva conseguentemente il dosaggio minimo ipotizzabile di cemento (considerando comunque anche il diametro massimo nominale degli aggregati impiegati). Per semplificare il concetto si può affermare che quando si realizza un pavimento scaldante secondo la classificazione riportata, lo spessore dello strato che avvolge i tubi deve essere almeno di 20 mm superiore al diametro esterno agli stessi e la soletta, come già detto in precedenza, deve avere uno spessore di almeno 45 mm. Da ciò si desume che la resistenza caratteristica del betoncino da impiegare deve essere di 20 N/mm², per cui il dosaggio minimo di cemento non deve essere inferiore a 300/350 Kg/mc di cemento tipo 32,5 impiegando obbligatoriamente, per conseguire tale resistenza, specifici additivi riduttori d'acqua.

Caratteristiche del massetto:

Il massetto deve essere sufficientemente rigido per sopportare senza deformarsi i carichi statici e dinamici cui è sottoposto: a tale scopo oltre ad una buona compattezza esso deve avere il giusto spessore.

Per essere idoneo alla posa di un pavimento, il massetto si deve presentare:

- DI SPESSORE ADEGUATO: lo spessore del massetto deve essere definito in funzio-

ne del tipo di massetto che dovrà essere realizzato, in modo tale da fornire una resistenza meccanica adeguata alla tipologia di pavimento da posare e al traffico previsto in esercizio.

- **RESISTENTE MECCANICAMENTE:** la resistenza meccanica, così come lo spessore, deve essere adeguata alla destinazione d'uso ed al tipo di pavimento da posare. In linea generale per ottenere un massetto idoneo alla posa di un qualsiasi rivestimento in ambiente civile, la resistenza meccanica non dovrà essere inferiore a 20 MPa, mentre per ambienti industriali non dovrà essere inferiore a 30 MPa.
- **COMPATTO:** il massetto deve presentarsi compatto ed omogeneo in superficie ed in tutto il suo spessore. La presenza di strati o zone con scarsa consistenza, friabili, è sintomo di caratteristiche meccaniche scadenti che potrebbero causare rotture o distacchi della pavimentazione. Tali zone devono quindi essere accuratamente valutate e, a seconda dell'entità del difetto, sia in termini di resistenza che di estensione, rimosse e ripristinate o consolidate con prodotti idonei.
- **STAGIONATO E DIMENSIONALMENTE STABILE:** prima di poter procedere alla posa di una qualsiasi pavimentazione è assolutamente necessario che il massetto sia stagionato, ovvero che abbia già esplicito la maggior parte del suo ritiro. Durante il periodo di stagionatura, infatti, il massetto subisce un ritiro igrometrico, legato alla perdita di parte dell'acqua di impasto, che può dare origine a fenomeni di imbarcamento o fessurazione. La formazione di fessure, se successiva alla posa della pavimentazione, può causare la rottura e/o il distacco del rivestimento. Il tempo di stagionatura di un massetto "tradizionale" in sabbia e cemento è indicativamente di 7-10 giorni per cm di spessore in buona stagione. Il tempo di attesa, quindi, nel caso si utilizzino malte cementizie tradizionali, può risultare particolarmente lungo (maggiore di 1 mese). Tale tempo può essere notevolmente ridotto qualora si aggiungano all'impasto opportuni additivi o si decida di utilizzare leganti speciali o malte premiscelate a ritiro controllato, a presa e/o asciugamento rapido.
- **PRIVO DI FESSURAZIONI:** la presenza di fessure sul massetto può essere causata da differenti fattori come ritiro igrometrico, eccesso di acqua nell'impasto, aggregato di granulometria troppo fine, eccessivo quantitativo di cemento. Prima di procedere alla posa del pavimento è sempre e comunque necessario sigillare monoliticamente le fessurazioni eventualmente presenti mediante applicazione per colatura di resina epossidica. In caso di presenza di cavillature superficiali, ove sia prevista la posa di pavimentazioni in ceramica o materiale lapideo, è possibile applicare sul massetto una membrana antifrattura.
- **PULITO:** la superficie del massetto deve essere perfettamente pulita. Polvere, sporco, elementi in fase di distacco, detriti e qualsiasi materiale presente sulla superficie del massetto che possa compromettere l'adesione della pavimentazione al massetto, devono essere assolutamente rimossi prima di procedere alla posa.
- **ASCIUTTO:** l'umidità residua del massetto deve essere verificata e, soprattutto nel

caso di posa di pavimentazioni sensibili all'umidità, conforme ai valori massimi previsti per tali tipologie di rivestimento e uniforme in tutto lo spessore. Per i massetti a base cementizia si considerano accettabili valori di umidità inferiori al 2% nel caso in cui si debba posare un pavimento in legno, del 2,5-3% nel caso in cui si debba posare pvc, gomma o linoleum. I massetti in anidrite devono avere un valore di umidità residua inferiore allo 0,5% a prescindere dal tipo di rivestimento. L'umidità residua dei massetti può essere misurata con igrometro elettrico o con igrometro al carburo.

- **PLANARE:** la verifica della planarità viene effettuata con una staggia di almeno 2 m di lunghezza, appoggiandola sul massetto in tutte le direzioni; la tolleranza ammessa con questa staggia è di 2 mm, occorre però tener presente che essa varia in funzione della lunghezza della staggia utilizzata per la valutazione della planarità. Qualora i requisiti non siano raggiunti sarà necessario regolarizzare le superi ci prima della posa mediante l'utilizzo di prodotti idonei.
- **LISCIO:** l'idoneità del grado di finitura superficiale e, quindi, il livello di rugosità della superficie, dipende dal tipo di pavimento che si deve posare. Ad esempio, una superficie ruvida a poro aperto favorisce l'asciugamento del massetto e migliora l'adesione dei rasanti e degli adesivi. Se, per contro, si vuole ottenere una superficie perfettamente liscia e speculare, ad esempio nel caso in cui si debba posare un pavimento resiliente, è preferibile applicare sulla superficie del massetto prodotti rasanti studiati appositamente per questo scopo.

4.1.2. Normativa di riferimento:

UNI EN 206-1: Calcestruzzo – Parte 1: Specificazione, prestazione, produzione e conformità.

UNI EN 934-2: Additivi per calcestruzzo, malta e malta per iniezione – Parte 2: Additivi per calcestruzzo – Definizioni, requisiti, conformità, marcatura ed etichettatura

4.1.3. Additivi per massetti

Gli additivi sono dei prodotti che vengono aggiunti in piccole quantità per migliorare le proprietà del calcestruzzo. A seconda della loro funzione principale gli additivi possono essere classificati in acceleranti, antigelo, ritardanti, aeranti, espansivi, impermeabilizzanti, fluidificanti, super-fluidificanti, iperfluidificanti.

In molti casi il miglioramento provato dell'additivo può essere realizzato variando la composizione del calcestruzzo o la sua tecnologia di applicazione. Tuttavia l'aggiunta degli additivi rappresenta spesso la soluzione più vantaggiosa dal punto di vista tecnico-economico rispetto a qualsiasi altra soluzione adottabile.

Con questa definizione degli additivi, si può affermare che mentre essi non sono indispensabili per preparare un qualsiasi calcestruzzo, essi diventano un elemento

essenziale accanto al cemento, l'acqua e gli inerti per l'ottenimento del miglior calcestruzzo, dal punto di vista tecnologico, nelle condizioni economicamente più vantaggiose. Ad esempio nel valutare il vantaggio derivante dall'impiego di un additivo accelerante si possono prendere in esame i costi derivanti dalle possibili soluzioni alternative, quali l'impiego di un cemento più rapido, o il riscaldamento dei materiali, facendo riferimento al costo unitario del calcestruzzo nel momento in cui esso ha raggiunto una determinata resistenza meccanica prefissata.

Additivi fluidificanti

Gli additivi fluidificanti aggiunti ad un impasto cementizio a pari rapporto acqua/cemento, ne aumentano la lavorabilità, oppure consentono di ridurre l'acqua di impasto a pari lavorabilità. In tal senso i fluidificanti possono essere anche chiamati riduttori d'acqua.

L'aggiunta di un additivo fluidificante, senza che si riduca contemporaneamente il rapporto A/C, consente di ottenere un impasto per il quale è necessario un minor lavoro di compattazione; oppure a parità di lavoro di compattazione e di qualità della manodopera, si può aumentare l'affidabilità della struttura.

L'importanza che gli operatori del settore delle costruzioni attribuiscono alla lavorabilità dell'impasto è documentata dalla tendenza all'aumento dell'impiego di additivi fluidificanti rispetto a tutti gli altri e dal rapido sviluppo di altre categorie di additivi, i superfluidificanti e gli iperfluidificanti, che rispetto ai normali fluidificanti si distinguono soprattutto da un punto di vista qualitativo per un rimarchevole miglioramento delle prestazioni.

4.1.4. Additivi

Anche gli additivi immessi nel calcestruzzo dal produttore (centrali di betonaggio) oppure forniti più comunemente dai produttori di sistemi di riscaldamento a pavimento, devono rispondere ai requisiti della norma UNI EN 934 per i fluidificanti e per superfluidificanti.

Normalmente questi ultimi sono denominati termofluidificanti, poiché oltre a svolgere la primaria funzione appena sopra descritta, indirettamente migliorano la compattezza della soletta percorsa dalle varie spire di tubi, incrementando il valore di conduttività termica U , tra 1.510 1,517 W/mK.

L'additivazione dei calcestruzzi o dei betoncini non comporta nessun effetto negativo. Tuttavia, anch'essi devono essere utilizzati nella maniera più corretta, rispettando i dosaggi stabiliti dal produttore, gli opportuni tempi e sistemi di miscelazione e soprattutto valutarne attentamente l'effetto di riduzione dell'acqua.

Molte volte questo parametro è dimenticato o preso poco in considerazione, causando notevoli inconvenienti al fine dell'omogeneità, e compattezza del massetto.

Il dosaggio standard d'additivo varia normalmente fra 1-1,4kg (circa 1-1,2 lt) per ogni 100kg di cemento utilizzato, salvo particolari requisiti da conferire all'impasto, per i quali dopo attenta analisi, si può aumentare o diminuire il dosaggio sopracitato.

Si possono impiegare in relazione al tempo di trasporto (produzione da centrale di betonaggio) tempo di posa, clima particolarmente caldo, opportuni additivi fluidificanti ritardanti, che conseguono il mantenimento della classe di fluidità richiesta, senza peraltro, manifestare effetti di ritardo dell'indurimento e al conseguimento delle resistenze finali.

Il loro dosaggio varia dallo 0,3% all'1,2% in peso o in volume per ogni 100 kg di cemento a seconda della loro classificazione (fluidificanti o superfluidificanti) e dei parametri appena citati.

L'introduzione di tali prodotti normalmente, deve essere eseguita ad impasto già miscelato, dopo aver idratato il cemento e aggiunto buona parte dell'acqua prevista, questa procedura risulta la più idonea in quanto l'additivo esplica maggiormente l'azione fluidificante e allo stesso tempo si controlla meglio la classe di consistenza da raggiungere senza incorrere al raggiungimento d'eccessive fluidità e quindi a pericolose segregazioni degli impasti.

Condizioni di getto

Il rapporto a/c è il parametro fondamentale su cui si baseranno le prestazioni ed i comportamenti del conglomerato cementizio, dal momento della sua stesura fino alla completa maturazione (periodo superiore ai 28 giorni, normalmente definiti per considerare la classe di resistenza caratteristica).

Le condizioni ambientali in cui il calcestruzzo fresco è esposto durante i primi giorni di stagionatura, possono produrre effetti, o meglio, deformazioni al massetto costituito che, proprio in relazione al rapporto a/c, possono causare serie conseguenze alla pavimentazione.

L'appropriata temperatura di getto, è la prima condizione da rispettare per non incorrere a spiacevoli inconvenienti dopo l'avvenuto indurimento del calcestruzzo. La temperatura dello stesso non deve superare i 30 °C né essere inferiore a 5 °C, nel periodo di posa in opera. Non rispettando queste condizioni limite, il conglomerato in fase di indurimento, e dopo indurito, può essere gravemente ed irreparabilmente danneggiato.

Basse temperature

In presenza di basse temperature il calcestruzzo è attaccato dal gelo soprattutto se, come nella nostra tipologia di applicazione, abbiamo una vasta superficie dello stesso a contatto con l'ambiente.

Il principale responsabile di fenomeni disaggregativi che possono manifestarsi, è l'au-

mento di volume dell'acqua contenuta nei pori capillari non ancora legata chimicamente al cemento. Per evitare tale fenomeno è utile che si prendano precauzioni particolari, quali:

- Evitare di eseguire i getti con temperature ambientali basse o, in ogni caso, in previsione di gelate notturne
- Proteggere la superficie di getto con opportuni teli coibentati
- Riscaldare gli aggregati e l'acqua da impiegare
- Impiego di specifici additivi acceleranti o antigelo.

Alte temperature

In presenza di alte temperature e d'eccessiva ventilazione, il massetto, sia in fase di presa che in fase d'indurimento progressivo, è soggetto a fessurazioni di piccola o grande entità, deformazioni e distacchi.

Il motivo principale è il ritiro idraulico che la pasta cementizia subisce; se l'entità di tale fenomeno è maggiore, tanto più elevati sono il rapporto a/c e l'evaporazione dell'acqua di impasto all'interno del calcestruzzo.

Attenersi alle indicazioni sopra riportate riguardanti i costituenti dello stesso, è la prima prescrizione per scongiurare tale evento.

Se esaminiamo in particolare la struttura di un massetto, tali fenomeni avvengono durante tutto il periodo della stagionatura: lo strato ritira maggiormente lungo le dimensioni di massima entità (lunghezza e larghezza) in proporzione alla rapidità di essiccazione.

Visto che la superficie si asciuga più rapidamente degli strati inferiori, il massetto costituito ritira maggiormente nella parte superiore a diretto contatto con l'aria, divenendo concava e rialzandosi ai bordi. Questo fenomeno si manifesta in modo più evidente nella stagione estiva e sempre comunque per qualche singola ragione oppure per somma di eventi sfavorevoli (rapporto a/c troppo elevato, eccessiva ventilazione, temperatura ambientale troppo elevata).

La conseguenza di queste deformazioni, è la comparsa di fessurazioni e distacchi del massetto, tanto più evidenti in numero e in ampiezza tanto quanto le precauzioni siano state ignorate.

La conseguenza più dannosa che si potrebbe verificare consiste nell'ipotesi che fessurazioni di una certa entità, si propaghino in maniera più evidente successivamente alla stagionatura del conglomerato cementizio (soprattutto in assenza di rete elettrosaldata all'interno della struttura), quando vi è già la presenza dello strato di rivestimento (ceramica, parquet, ecc.) e qualora si fosse messo in funzione l'impianto di riscaldamento. Ne consegue che a distanza di parecchi mesi dalla completa esecuzione dei lavori, possano comparire delle fratture (ritardate nel tempo in proporzione alla resistenza della natura del rivestimento superficiale) di numero e ampiezza variabile con evidenti danni economici.

Per limitare il fenomeno e le sue conseguenze ricordiamo le seguenti precauzioni:

- ridurre per quanto possibile il rapporto a/c ed i fattori che contribuiscono a determinarlo (fluidità eccessiva, qualità degli aggregati e cemento, ecc.)
- inserimento nella struttura del massetto di rete elettrosaldata o di fibre nell'impasto cementizio
- proteggere la superficie di getto con opportuni teli di polietilene, stuoie umide per i primi 4-5 giorni, o distribuire a spruzzo gli specifici prodotti "antievaporanti" al fine di limitare il più possibile la rapida perdita dell'acqua d'impasto (soprattutto se utilizziamo impasti a basso contenuto d'acqua)
- eliminare forti correnti d'aria (chiudendo i locali di getto), soprattutto nella stagione estiva.

Stagionatura

Il calcestruzzo, procedendo nel suo indurimento, si restringe. L'acqua utilizzata nell'impasto tende ad evaporare ad una velocità proporzionale alle condizioni ambientali (temperatura, vento, irraggiamento solare). Evaporando l'acqua compie una riduzione di volume (ritiro) provocando nel calcestruzzo delle tensioni di trazione; per evitare tale fenomeno si tratta di ridurre queste tensioni facendo evaporare l'acqua contenuta più lentamente possibile adottando le precauzioni prima descritte.

La durata della stagionatura è strettamente legata alla velocità con cui la matrice cementizia riesce a chiudere i pori capillari e quindi rendere impermeabile il calcestruzzo. Tale fenomeno dipende dal grado di idratazione del cemento in rapporto alle condizioni ambientali.

Prima di decretare la conclusione della stagionatura di un massetto cementizio è utile assicurarsi che le resistenze meccaniche siano prossime a quelle prefissate, ed il grado d'umidità residuo nel calcestruzzo sia tale da non compromettere la successiva applicazione di rivestimenti superficiali, quali ad esempio parquet. È in ogni caso necessario che nell'ambiente, anche dopo l'avvenuta stagionatura, non circoli aria forzata e secca e che l'umidità ambientale non scenda di sotto al 50%.

L'armatura

L'armatura costituita all'interno della pavimentazione deve soddisfare essenzialmente due criteri:

- Fornire un margine di sicurezza superiore, qualora siano superate le condizioni d'impiego previste, oppure eccessiva deformabilità del sottofondo
- Contenere gli effetti delle variazioni dimensionali della pavimentazione dovuta alle tensioni originate dal ritiro idraulico e per escursione termica degli impianti annessi.
- In funzione di questi criteri, e da altri dettati da problemi esecutivi, si potrà scegliere per diverse soluzioni d'armatura, quali:
 1. Rete elettrosaldata (collocata in mezzera o doppia)
 2. Rete elettrosaldata + fibre metalliche o sintetiche

4.1.5. I massetti fluidi

Le tipologie di massetti fluidi variano per coefficiente di trasmittanza termica, spessori minimi e tempi di asciugatura. Vi sono inoltre tipologie autolivellanti (autolivelline). Il coefficiente di trasmittanza termica varia tra 1.4 e 1.9 W/(m·K). I massetti fluidi sono caratterizzati dalla facilità di preparazione, di posa e da ridotti tempi di asciugatura.

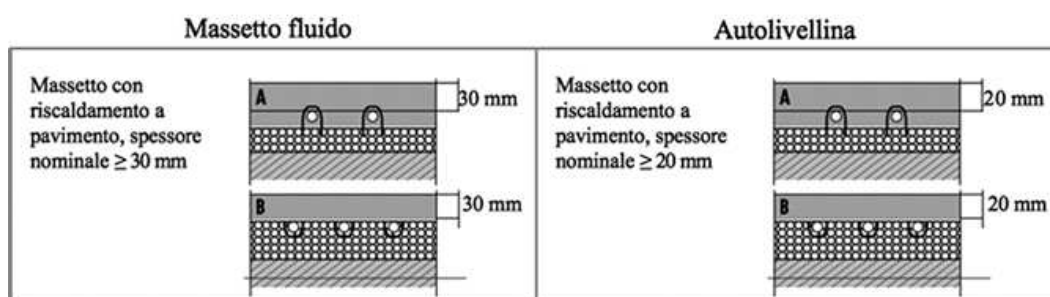


Figura 154. Tipologie di massetto per sistemi radianti a pavimento. Fonte: KNAUF.

La posa in opera

La preparazione del massetto fluido può avvenire con due modalità:

- 1) miscelazione del prodotto solido con acqua
- 2) utilizzo del prodotto premiscelato disponibile in silos (con macchina miscelatrice).

Non è necessaria la posa di reti elettrosaldate. Per garantire il corretto spessore e la planarità vengono posati sopra l'impianto radiante dei misuratori di livello, ad una distanza di circa 1.5 metri, come riportato in Figura 155.



Figura 155. Piedi per la misura livello del massetto fluido (a sinistra) e controllo dello spessore (a destra). Fonte: KNAUF.

Il livello viene misurato sulla soglia dell'ambiente e poi riprodotto attraverso uno strumento specifico (livella) su tutti i piedini.

Si inizia a distribuire la miscela per massetto fluido nel punto più distante dalla soglia, aggiungendone fino al livello indicato dai misuratori (Figura 156).



Figura 156. Fasi di posa del massetto liquido. Fonte: KNAUF.



Si prosegue con la gettata in maniera continua su tutta l'area. Per rendere più uniforme la gettata si procede con la staggiatura attraverso una staggia in alluminio (Figura 157). Successivamente a questa azione è possibile rimuovere i misuratori di livello.

Il massetto risulta calpestabile dopo alcune ore dalla posa e risulta asciutto dopo alcuni giorni in funzione dello spessore. È possibile avviare il ciclo termico di riscaldamento dopo circa 7 giorni.



Figura 157. Operazione di staggiatura e livellatura. Fonte: KNAUF.

4.1.6. Possibili difetti dei massetti e modalità di ripristino

Al termine dell'esecuzione del massetto, prima di procedere all'applicazione della pavimentazione occorrerà necessariamente verificare la presenza di difetti ed attuare le necessarie modalità di ripristino come di seguito specificato.

Fessurazioni

Cause principali: Le principali cause che danno origine alla formazione di fessurazioni nel massetto sono il ritiro igrometrico (cemento), l'eccesso d'acqua d'impasto, l'uso di aggrega-

to troppo fine, l'eccesso di legante, la mancanza di giunti di controllo, la realizzazione di riprese di getto senza preventiva applicazione di boiacca di adesione tra il massetto indurito e quello fresco (Figura 158).

Modalità di ripristino:

- Soluzione 1: Le fessurazioni devono essere allargate a "V" con un flessibile, in modo da facilitare la successiva sigillatura, ed aspirate per rimuovere la polvere presente all'interno. Successivamente è possibile procedere alla sigillatura utilizzando specifiche resine epossidiche.
- Soluzione 2: Qualora siano presenti solo cavillature superficiali, dopo aver adeguatamente pulito la superficie è possibile applicare direttamente sul massetto micro-fessurato un idoneo strato desolidarizzante antifessurazione sul quale sarà poi possibile procedere alla posa della pavimentazione.

Lesioni in corrispondenza di tubazioni

Cause principali: tali lesioni si formano quando lo spessore del massetto sopra le tubazioni non è adeguato (inferiore ai 2,5 mm) e quando in questi punti non viene posizionata in modo corretto una rete metallica sottile. Il problema si accentua quando le tubazioni sono coibentate con materiali comprimibili che contribuiscono all'indebolimento della sezione.

Modalità di ripristino: demolire il massetto ai lati della lesione per almeno 25 cm per parte ed applicare sulla ripresa di getto una resina epossidica, posizionando a cavallo della tubazione una rete metallica fine ($\varnothing = 2$ mm).



Figura 158. Fessurazioni nel massetto (Fonte: Mapei).



Figura 159. Sfondamento del massetto sotto la pavimentazione in corrispondenza del passaggio di tubazioni.



Figura 160. Spessore inadeguato di massetto sopra le tubazioni (< 2,5 cm).

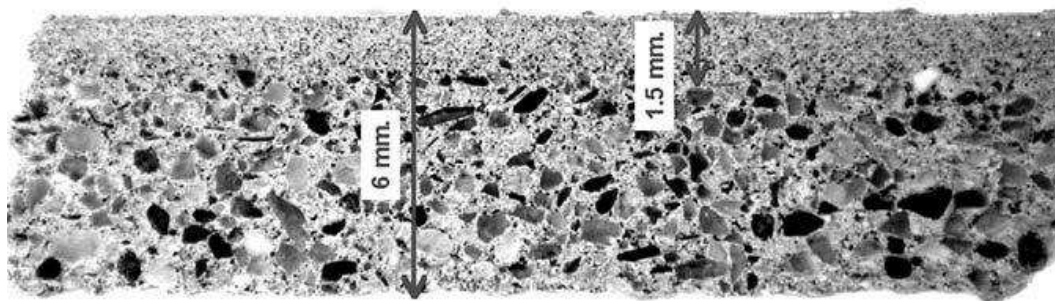
Massetti a base Solfato di Calcio, fessurazioni

I massetti a base Solfato di Calcio anidrite) solidificano in maniera dimensionalmente stabile, può capitare che abbiano una leggera dilatazione in fase di presa, le fessurazioni quindi (estremamente rare) derivano unicamente da un utilizzo eccessivo dell'acqua d'impasto e da rapida perdita della stessa nella prime 24 h. Tali fessurazioni non tendono ad incrementarsi nel tempo per questo si è dimostrata sufficiente una semplice stuccatura con resina specifiche.

Presenza di bleeding o presenza di polvere in superficie

Cause principali: i fattori che possono portare alla parziale segregazione dell'impasto del massetto, con conseguente formazione di bleeding, sono un eccessivo quantitativo d'acqua di impasto, una frattazzatura prolungata o una bagnatura eccessiva della superficie in fase di finitura.

Modalità di ripristino: Rimuovere meccanicamente lo strato di bleeding, aspirare la polvere sulla superficie del massetto ed applicare uno specifico promotore di adesione, consigliabile anche qualora non vi sia un fenomeno di bleeding ma si riscontri un continuo spolverio della superficie.



Inconsistenza superficiale

Cause principali: la presenza di una superficie inconsistente può essere dovuta ad una rapida evaporazione dell'acqua di impasto del massetto a seguito, per esempio, di irraggiamento solare diretto o di presenza di correnti d'aria. Altre cause di inconsistenza superficiale sono una costipazione o finitura non adeguate, un abbassamento repentino della temperatura al di sotto di 0 °C prima della presa del massetto o il dilavamento per effetto della pioggia.

Modalità di ripristino: procedere alla rimozione della parte superficiale del massetto mediante pallinatura o scarifica e procedere, previa applicazione di un idoneo primer, al ripristino mediante una specifica rasatura.

Inconsistenza in tutto lo spessore del massetto

Cause principali: quando tale tipo di problema è diffuso le cause possono essere l'utilizzo di una quantità ridotta di legante, un'insufficiente costipazione dell'impasto, il verificarsi di gelate notturne prima del corretto indurimento del massetto o la mancata idratazione del cemento dovuta, ad esempio, all'utilizzo di un basso quantitativo d'acqua o alla rapida perdita dell'acqua di impasto a causa di un supporto troppo assorbente o di temperature elevate.

Modalità di ripristino:

- Soluzione 1: rimozione totale del massetto e rifacimento.
- Soluzione 2: da valutare sulla base dell'entità delle superfici interessate dal problema, consolidamento del massetto mediante impregnazione con specifici primer consolidanti.

Insufficiente planarità

Cause principali: qualora non siano state realizzate idonee fasce di livello o il massetto non sia stato correttamente stagiato è possibile che la superficie si presenti irregolare, con avvallamenti che non consentono il soddisfacimento del requisito di planarità. Modalità di ripristino: è possibile intervenire applicando una rasatura previa stesura di un primer che ne promuova l'adesione al supporto

Fenomeno di "curling"

Causa principale: spessore inadeguato del massetto.

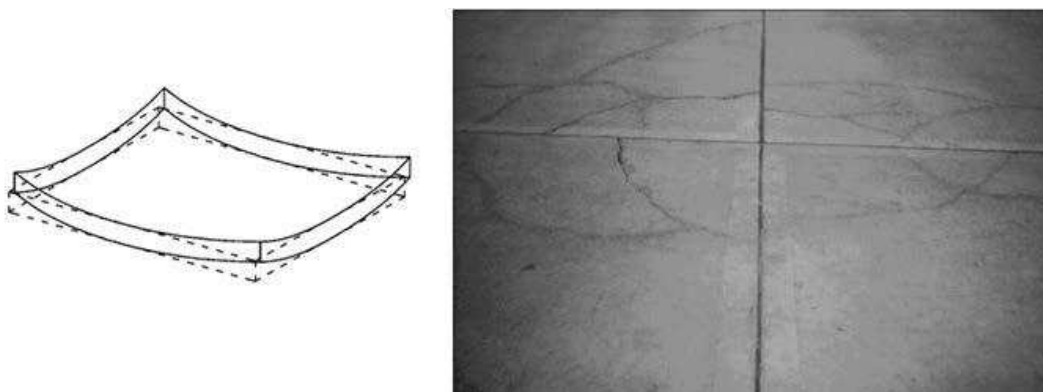


Figura 161. Fenomeno di "curling" (Fonte: Mapei).

4.2. Elementi di completamento e applicazioni a secco

4.2.1. Massetti a secco per pavimenti radianti

Le lastre in fibra di gesso possono essere utilizzate a secco per i sistemi radianti a pavimento. Presentano spessori ridotti rispetto al massetto tradizionale (fino a 18 mm).

Si prestano a essere impiegati sopra l'impianto a pavimento a secco nei casi in cui è importante ridurre il peso specifico del pacchetto (solai o soppalchi in legno).

La fibra di gesso è un materiale costituito da una miscela omogenea di gesso e cellulosa. L'impasto viene addizionato con acqua e compresso ad alta pressione, in modo da formare lastre resistenti. Una volta pronte, le lastre vengono essiccate e tagliate nei vari formati.

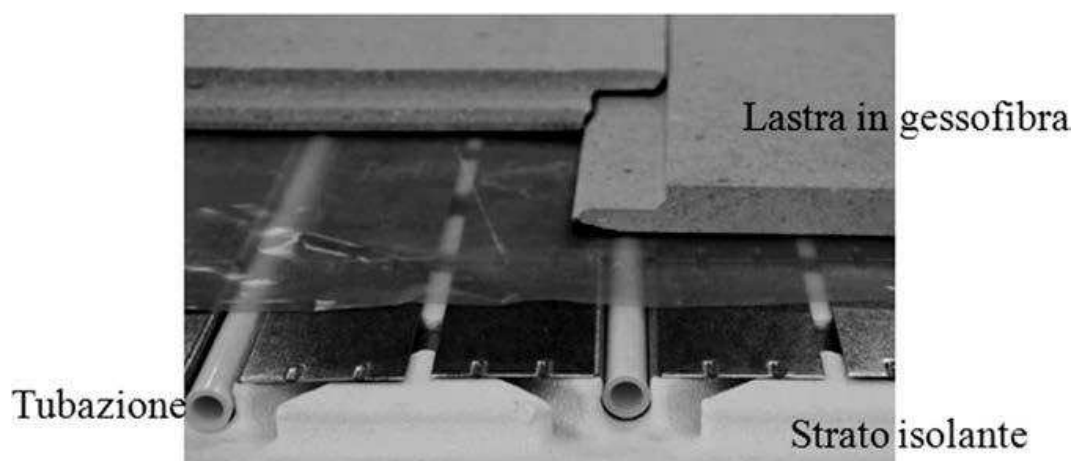


Figura 162. Impianto radiante con lastra a secco (Fonte: KNAUF).

La posa di tali elementi avviene seguendo le fasi di seguito descritte:

1. Verifica della planarità della superficie: il sottofondo a secco deve gravare su tutta la superficie.
2. La lastra deve essere tagliata con la sega circolare o con il seghetto alternativo prestando attenzione al tipo di lama da usare.
3. Le lastre vengono normalmente incollate sul loro bordo battentato e fissate con viti o graffe. Nella posa delle lastre in fibra di gesso bisogna avere cura di rispettare giunti di dilatazione e striscia perimetrale.
4. Prima di procedere alla posa del rivestimento è necessario attendere circa 24 ore. Le tipologie di rivestimento applicabili sono di seguito descritte.

Moquette, PVC e rivestimenti sottili

Prima della posa di moquette si raccomanda l'applicazione di uno strato di fondo. Nel caso di rivestimenti elastici sottili (PVC, linoleum) è necessaria la stesura di un livellante su tutta la superficie.

Piastrelle

Sono consigliati adesivi a base cementizia addittivati con resine, adesivi in dispersione

o adesivi bicomponente a base resine adatti per lastre in gesso. Per la posa di piastrelle in ceramica, pietra naturale si consiglia una misura massima di 33x33 cm fino ad arrivare a 40x40 cm nel caso di piastrelle in cotto. Per tutti questi materiali si consiglia il trattamento del supporto con adesivi sigillanti.

Parquet e laminato

Parquet e laminato possono essere posati in modo flottante senza bisogno di alcuna finitura del supporto. Parquet prefiniti a più strati o parquet a mosaico possono essere posati su sottofondi a secco con incollaggio su tutta la superficie. Per pavimenti in parquet incollati si deve preparare adeguatamente il supporto e usare adesivi adatti per lastre in gesso.

4.2.2. Applicazioni a soffitto con elementi in cartongesso

Nel capitolo precedente sono descritti i sistemi a soffitto. Tra le tipologie presenti sul mercato vi sono sistemi radianti a soffitto composti da moduli in cartongesso fresato nel quale viene alloggiata la tubazione.

La norma UNI EN 13964:2007 "Controsoffitti. Requisiti e metodi di prova" fornisce informazioni destinate alle varie parti responsabili della progettazione, fabbricazione, e specificazione/selezione dei controsoffitti utilizzati per applicazioni all'interno di edifici e opere di ingegneria civile.

I componenti di un controsoffitto sono riportati di seguito:

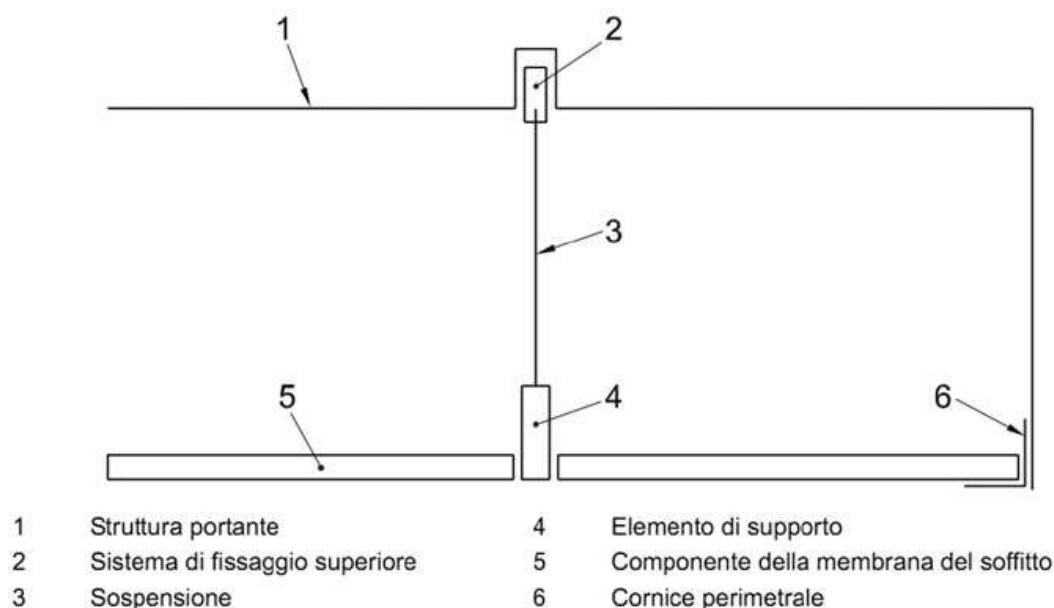


Figura 163. Principali componenti di un controsoffitto (non tutti i componenti sono necessariamente utilizzati in un'installazione) (UNI EN 13964).

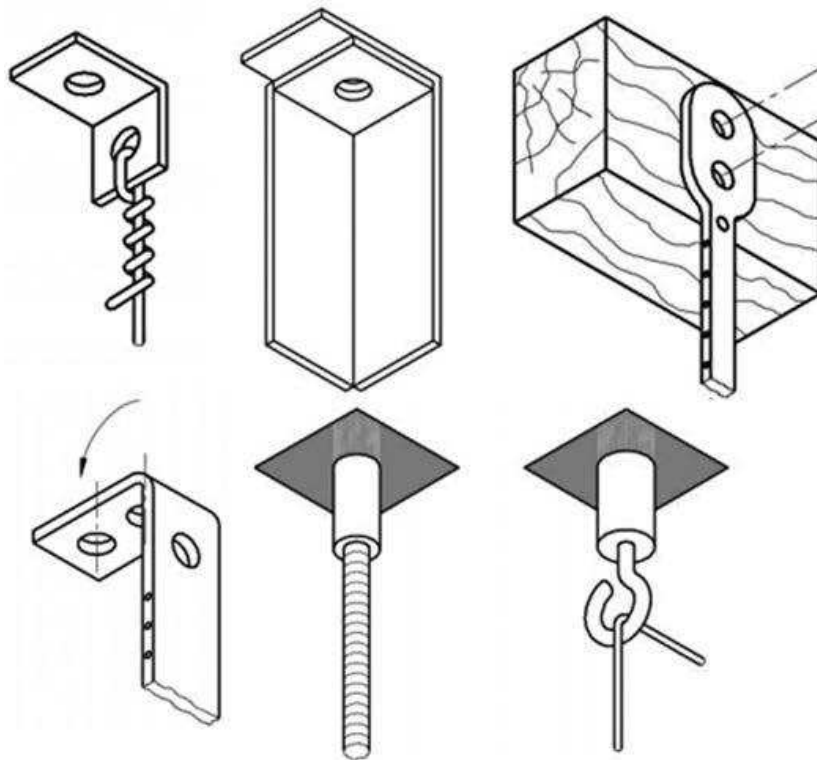


Figura 164. Esempi di sistema di fissaggio superiore (UNI EN 13964).

3) Sospensione

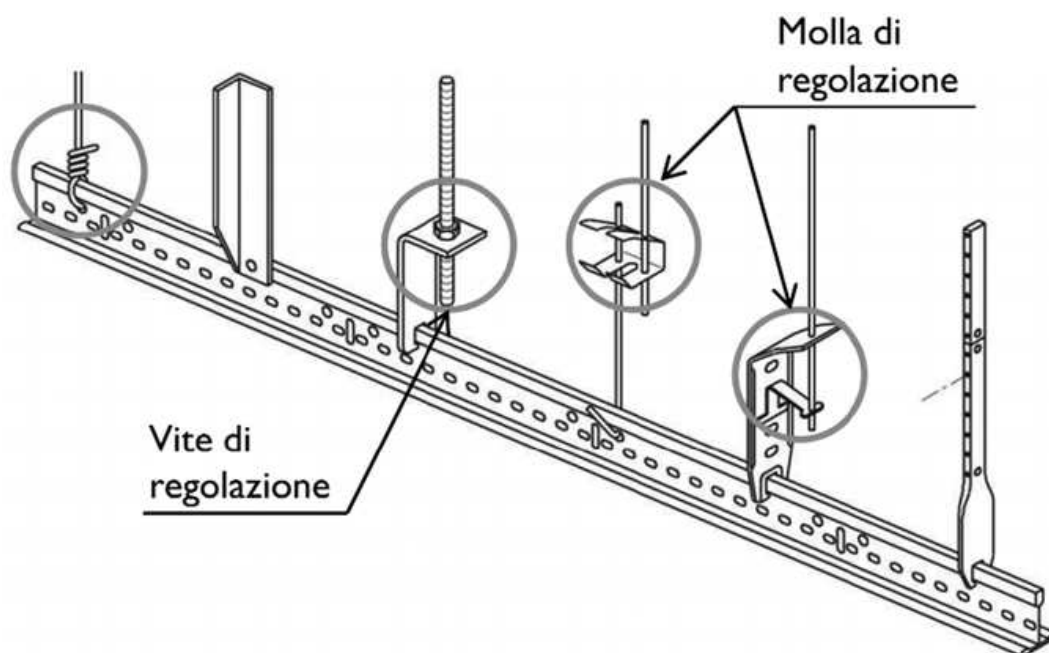


Figura 165. Elementi di collegamento tra la sospensione e l'elemento di supporto (UNI EN 13964).

4) Elemento di supporto

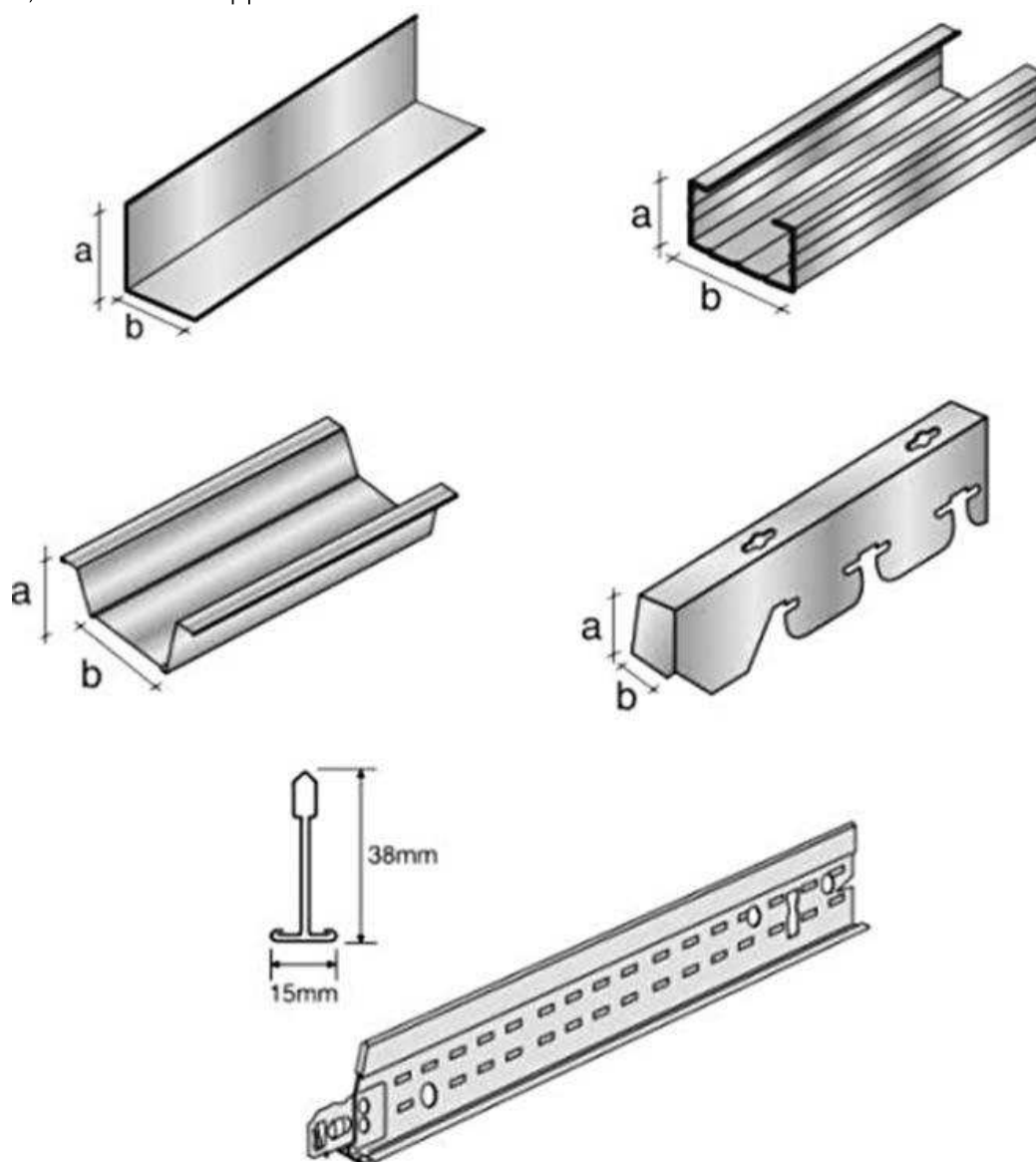


Figura 166. Esempi di elementi di supporto.

6) Cornice perimetrale

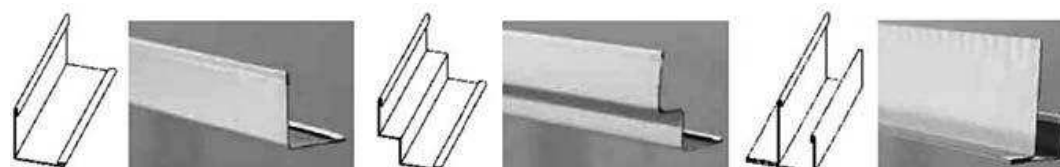


Figura 167. Esempi di cornice perimetrale.

Di seguito viene descritto l'iter per la posa dei controsoffitti su orditura metallica. Per i sistemi radianti si consiglia l'installazione di una doppia struttura, come illustrato dal punto 4.

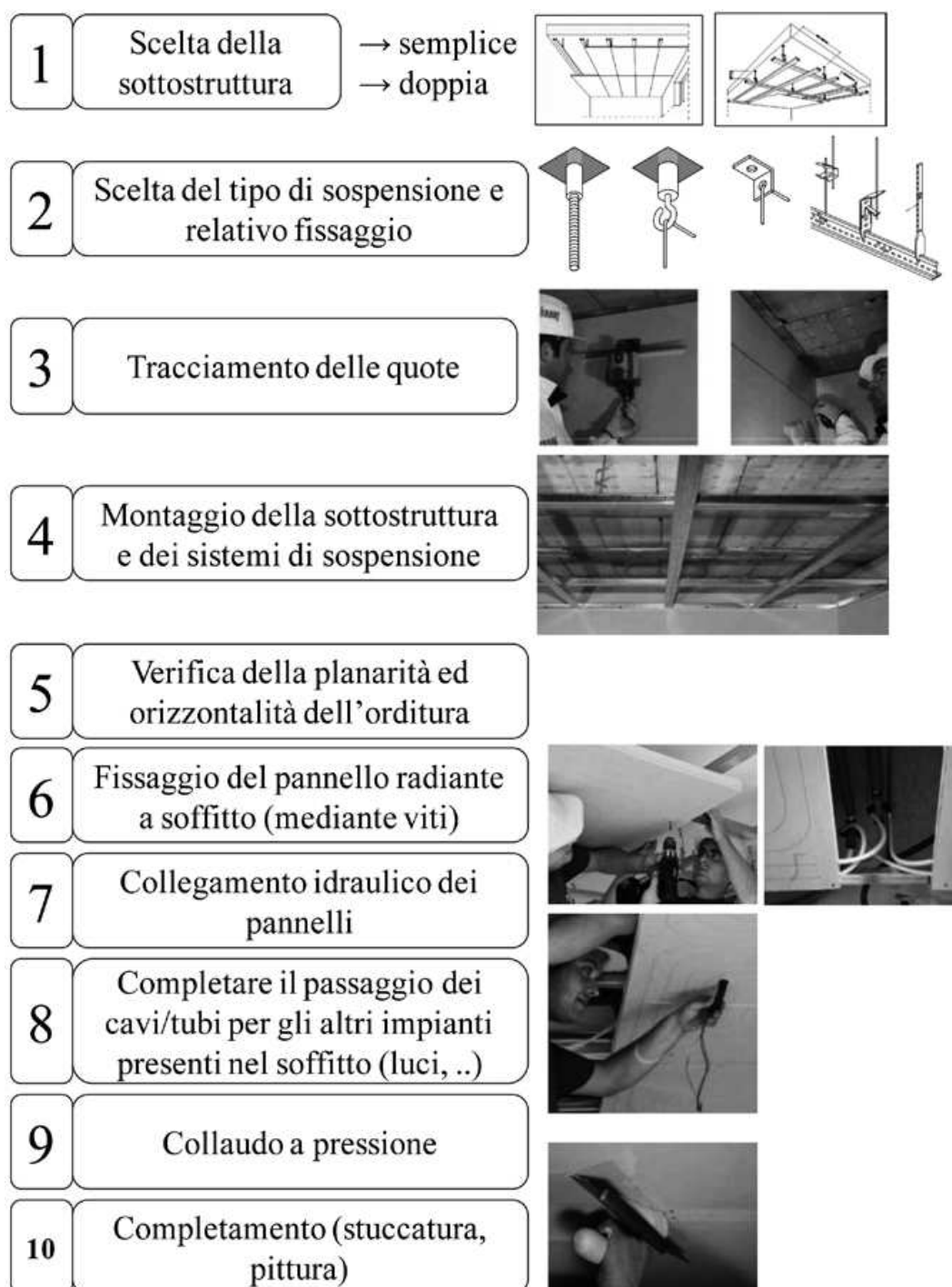


Figura 168. Iter per la realizzazione di un controsoffitto radiante.

4.3. Rivestimenti superficiali

In Tabella 45 sono riportati i materiali per il rivestimento e le relative caratteristiche.

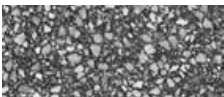
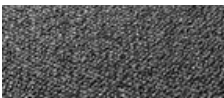
Materiali di rivestimento		Spessore (mm)	Conducibilità termica λ [W/(m K)]	Resistenza termica $R_{\lambda,B}$ [m ² K/W]
Piastrelle in ceramica		13 mm	1.05	0.012
Marmo		12 mm	2.1	0.0057
Lastre di pietra naturale		12 mm	1.2	0.01
Palladiana		12 mm	2.1	0.0057
Moquette			–	0.07 – 0.17
Linoleum		2.5 mm	0.17	0.015
Pavimentazione in materiale sintetico		3 mm	2.3	0.03
PVC		2 mm	0.2	0.01
Parquet a mosaico		8 mm	0.21	0.038
Parquet a listelli		16 mm	0.21	0.08
Parquet multistrato		11 – 14 mm	0.09 – 0.12	0.03 – 0.15
Laminato		9 mm	0.17	0.05

Tabella 45. Valori indicativi di progetto per i rivestimenti superficiali di pavimentazioni (Richtline BVF).

4.3.1. Prodotti per la posa dei rivestimenti superficiali

Nella posa dei rivestimenti a pavimento gli adesivi sono dei materiali in grado di creare un forte e duraturo legame tra la pavimentazione ed il supporto sottostante. In relazione ai diversi requisiti progettuali (destinazione d'uso, condizioni di esercizio, tipologie di supporto, caratteristiche e dimensioni del pavimento, ecc.) e dei vincoli esecutivi (tempistiche, modalità di applicazione, ecc.) è possibile scegliere tra le varie tipologie di adesivo disponibili.

4.3.1.1. Pavimentazioni in ceramica e materiale lapideo

Gli adesivi per la posa di ceramiche e materiale lapideo, classificati in base alla normativa di riferimento EN 12004, si dividono in:

- Cementizio (C): miscela di agenti leganti idraulici, di aggregati e di additivi chimici che possono essere monocomponenti, se da miscelare solo con acqua, o bicomponenti, se da miscelare con acqua e/o lattice
- In dispersione (D): miscela pronta per all'uso di leganti organici sotto forma di dispersione polimerica acquosa di additivi organici e di cariche minerali
- Reattivo (R): miscela di resine sintetiche, di cariche minerali e di additivi organici in cui l'indurimento si verifica per reazione chimica

Per ogni tipo di adesivo è possibile avere più classi, correlate alle diverse caratteristiche opzionali, che sono designate con le seguenti abbreviazioni:

- 1: adesivo con adesione normale
- 2: adesivo con adesione migliorata
- F: adesivo a presa rapida
- T: adesivo resistente allo scivolamento
- E: adesivo con tempo aperto allungato
- S1: adesivo deformabile (solo per adesivi cementizi)
- S2: adesivo altamente deformabile (solo per adesivi cementizi)

Per la posa di ceramica o materiale lapideo su massetti radianti occorre che l'adesivo risulti essere in Classe 2 e, se cementizio, essere deformabile (S1) o altamente deformabile (S2), in relazione al formato della pavimentazione.

La scelta dell'adesivo non è influenzata solo dal formato ma è condizionata anche dalla natura e dalle caratteristiche della pavimentazione. Infatti i materiali lapidei, ad esempio, sono tipicamente soggetti ad imbarcamenti e/o dilatazioni, sia per l'effetto dell'umidità proveniente dal supporto o dal materiale di allettamento, che di gradienti termici. In presenza di acqua, inoltre, alcune tipologie di pietra possono macchiarsi o dare origine ad antiestetiche efflorescenze.

Le due problematiche non sono strettamente connesse tra loro e devono quindi essere valutate in modo indipendente.

La sensibilità all'imbarcamento per effetto della presenza di acqua o delle variazioni termiche, tipica di alcuni materiali lapidei, influisce in modo determinante nella scelta dell'adesivo da utilizzare per la posa. La scelta errata di questo, infatti, potrebbe compromettere la funzionalità della superficie rivestita. La tendenza all'imbarcamento coinvolge, in particolare, alcune tipologie di marmi verdi (ad esempio il Verde Alpi), alcuni tipi di Ardesie e di Pietra Serena ed alcuni ricomposti a base di resina poliestere (più sensibili alle variazioni termiche) e dipende strettamente dalla geometria, dalle dimensioni e dallo spessore delle lastre. Questa problematica, quindi, è influenzata sia dalla natura della pietra che dalle sue caratteristiche geometriche e ciò rende praticamente impossibile prevedere quale possa essere il suo comportamento in fase di posa o in esercizio senza che vengano effettuate preventivamente prove approfondite sul materiale.

Per valutare la stabilità dimensionale all'acqua dei materiali lapidei, e quindi determinare la tipologia di adesivo che occorre adoperare per il loro incollaggio, viene utilizzato un sistema di classificazione analitico che prevede l'utilizzo di un'apparecchiatura dotata di sensori elettronici in grado di registrare gli spostamenti a cui sono soggetti i bordi di una lastra campione bagnata sul rovescio con un feltro umido, atto a simulare l'umidità dell'adesivo ancora fresco.

Sulla base dell'entità delle deformazioni, misurate dopo 6 ore dall'applicazione del feltro umido, il materiale lapideo viene diviso in tre classi:

- Classe A
- Classe B
- Classe C

I materiali in classe A vengono ritenuti stabili e la scelta dell'adesivo per la posa non sarà influenzata dal rischio di imbarcamento ma dipenderà da fattori quali la sensibilità alla macchiatura o alle efflorescenze, le dimensioni della lastra, il tipo di supporto e le condizioni di esercizio del rivestimento.

I materiali in classe B, moderatamente stabili all'umidità, richiedono l'utilizzo di un adesivo cementizio a presa ed indurimento rapido oppure di un adesivo totalmente esente da acqua.

I materiali in classe C, estremamente sensibili all'acqua, devono essere necessariamente incollati con adesivi reattivi a base poliuretanica o epossidica, entrambi caratterizzati dalla totale assenza di acqua al loro interno.

Durante la posa di piastrelle in ceramica o di lastre in materiale lapideo occorrerà sempre tenere presente l'importanza di realizzare una fuga di idonea larghezza, in relazione alla tipologie ed al formato della pavimentazione. La fuga, infatti, consente di ridurre sensibilmente il modulo elastico, e quindi la rigidità, dello strato di rivestimento evitando che questo, a causa di movimenti del supporto, specialmente in presenza di un sistema di riscaldamento a pavimento, possa andare in compressione causando distacchi e/o fessurazioni.

4.3.1.2. Pavimentazioni in legno

Gli adesivi per legno si possono dividere in due generalizzate categorie: in dispersione acquosa e reattivi (a base poliuretanica, epossipoliuretanica o di polimeri sililati).

La scelta dell'adesivo è influenzata da diversi fattori, come le caratteristiche ed il formato del legno oppure la natura del supporto. Ad esempio, l'utilizzo degli adesivi in dispersione non è consentito su supporti in anidrite o magnesiaci o se devono essere incollati parquet caratterizzati da un'alta sensibilità all'umidità.

La tipologia di collante viene anche condizionata dall'eventuale presenza di posatori allergici a particolari sostanze che possono essere contenute all'interno degli adesivi epossipoliuretanici e che, pertanto, non ne consentono l'utilizzo.

4.3.1.3. Pavimentazioni resilienti

Per rivestimenti resilienti si intendono dei prodotti caratterizzati da una maggiore flessibilità rispetto ai cosiddetti "materiali duri" (ceramica e materiale lapideo). I resilienti infatti, se sottoposti ad una pressione sulla superficie, hanno la proprietà, detta appunto resilienza, di deformarsi in maniera flessibile per effetto di sollecitazioni di breve durata e di riassumere la configurazione iniziale al termine della sollecitazione. Di questa famiglia fanno parte un elevato numero di prodotti diversificati secondo tre tipologie: gomma, linoleum e vinilici.

Le precauzioni di posa dei materiali resilienti sono sensibilmente differenti da quelle dei materiali ceramici o lapidei in quanto devono essere considerate alcune caratteristiche aggiuntive legate alla natura degli stessi, quali:

- Deformabilità: la pavimentazione resiliente è di norma deformabile pertanto non è in grado di ridistribuire la sollecitazione in presenza di un carico concentrato, il che, quindi, richiede elevate caratteristiche prestazionali del supporto, sia in termini di resistenza meccanica che di resistenza all'abrasione
- Basso spessore: l'esiguo spessore dei resilienti non permette di nascondere eventuali irregolarità del supporto il quale dovrà risultare essere perfettamente planare. Per rivestimenti particolarmente sottili anche la scelta dello stesso adesivo è importante in quanto una viscosità elevata può portare a difetti estetici sulla loro superficie
- Stabilità dimensionale: alcuni materiali resilienti possono subire variazioni dimensionali quando vengono sottoposti a forti gradienti termici, tipicamente riscontrabile in presenza di massetti radianti. Se questa caratteristica non viene valutata adeguatamente in fase di scelta dell'adesivo per la posa è possibile incorrere in problematiche di puntamento o apertura delle giunte. In questi casi, quindi, è necessario scegliere adesivi che siano in grado di bloccare i movimenti del rivestimento (adesivi con forte presa iniziale) assicurando la durabilità della messa in opera

Oltre a tali precauzioni è di fondamentale importanza verificare il corretto asciugamento del massetto mediante l'utilizzo di un igrometro, meglio se al carburo. Per poter procedere alla posa l'umidità residua deve essere inferiore a 2,5-3% per supporti cementizi ed inferiore a 0,5% per supporti a base di gesso o anidrite.

4. Massetti, sistemi a secco e rivestimenti per sistemi radianti

Gli adesivi per resilienti si possono dividere nelle seguenti categorie:

- in emulsione (acquosa): adesivi con bassa viscosità tendenzialmente esenti da sostanze nocive
- in solvente: adesivi con ridotta viscosità e rapida evaporazione che permettono la posa del rivestimento in tempi molto brevi
- reattivi: adesivi poliuretanici o epossipoliuretanici idonei anche all'incollaggio su supporti non assorbenti o dove siano richieste adesioni molto elevate (es. su superfici soggette a carico intenso)
- policloroprenici (a contatto): adesivi con o senza solvente, da applicare in doppia spalmatura, caratterizzati da una presa immediata dopo l'accoppiamento dei materiali e quindi idonei alla posa di rivestimenti su superfici curve o su spigoli e di profili preformati
- Nastri biadesivi: in alternativa all'uso di adesivi a contatto, sono idonei alla posa di profili, sgusce o rivestimenti dove sia richiesta una presa immediata

5. Parametri caratteristici dell'acqua dei circuiti a pannelli radianti

Il riempimento iniziale degli impianti radianti, così come degli impianti dotati di radiatori o ventilconvettori, viene effettuato con acqua di rete idrica, meno comunemente con acqua di pozzo. A causa della sua provenienza, l'acqua di alimentazione non è mai pura, ma può contenere diverse sostanze che possiamo far rientrare in 3 grandi categorie:

- GAS DISCIOLTI: ossigeno, anidride carbonica, azoto
- SALI DISCIOLTI: calcio, magnesio, carbonati e bicarbonati, cloruri, solfati, fosfati, ferro, eccetera
- SOLIDI SOSPESI: organici, inorganici

La presenza di queste sostanze e il loro peso relativo dipendono dalla provenienza dell'acqua e possono conferirle le caratteristiche più diverse. Ad esempio, se consideriamo i sali disciolti, alcuni di questi, come il calcio e i bicarbonati, impartiscono caratteristiche incrostanti all'acqua se portata ad alta temperatura, cioè la tendenza sarà la formazione di depositi incrostanti di carbonato di calcio (calcare); altri, come i cloruri ed i solfati, impartiscono all'acqua proprietà corrosive nei confronti dei metalli. Dal punto di vista dei parametri operativi dell'acqua nei circuiti di riscaldamento radianti, osserviamo che essi spesso fanno uso di caldaie del tipo a condensazione, operanti a temperature inferiori a quelle riscontrabili negli impianti a radiatori per sfruttare al massimo la condensazione ed aumentare il rendimento. Per questo motivo l'acqua raramente supera i 50 °C di temperatura massima di mandata e i 40 °C di temperatura media nel circuito termico. Le velocità di flusso sono mediamente inferiori dovendo l'acqua circolare in tubazioni che presentano innumerevoli cambi di direzione. Non va trascurata la potenziale presenza di zone del circuito a velocità di flusso pari a zero, come si verifica in tratti morti.

5.1. I problemi comuni ad altre tipologie d'impianto: incrostazioni e corrosioni

Abbiamo già accennato al fatto che a volte l'acqua di riempimento contiene una concentrazione di calcio, definita come durezza calcica, piuttosto elevata. In Italia la

durezza si misura solitamente in gradi francesi, dove $1^\circ\text{f} = 10\text{ mg/l}$ di calcio disciolto. Durezze superiori a 25°f si incontrano frequentemente nelle acque italiane e sono già da considerare sufficienti a formare incrostazioni calcaree significative quando l'acqua raggiunge temperature elevate. Le incrostazioni che si generano sono sempre causa di problemi agli impianti: innanzitutto tendono a formarsi per prime nello scambiatore primario della caldaia, punto dove l'acqua raggiunge la massima temperatura: qui, essendo il calcare un cattivo conduttore di calore (vedi Tabella 46), causano disuniformità nella trasmissione e portano a surriscaldamenti locali con formazione di bolle di vapore che, una volta in contatto con l'acqua circolante, implodono causando una rumorosità che può essere fastidiosamente avvertita nell'abitazione.

Silicato di calcio	0.14
Carbonato di calcio	0.43
Ossido di ferro	1.00
Solfato di calcio	2.29
Acciaio	42
Ghisa	45-50

Tabella 46. Conducibilità termiche.

Poi, sempre a causa della scarsa conducibilità termica, l'incrostazione che si forma peggiora il rendimento della caldaia e può causare continue interruzioni nel suo funzionamento (Figura 169). Nei casi peggiori, con acque molto dure reintegrate di frequente, come capita spesso negli impianti a riscaldamento collettivo, si può arrivare alla rottura dello scambiatore per cottura del metallo surriscaldato.

Poiché come detto in precedenza gli impianti radianti operano a bassa temperatura, è raro che presentino problemi di incrostazioni; semplificando al massimo, poiché ci sono altri parametri che entrano in gioco (velocità di flusso, disegno dell'impianto, qualità dell'acqua) possiamo dire che sotto i 60°C è difficile che si formino in un

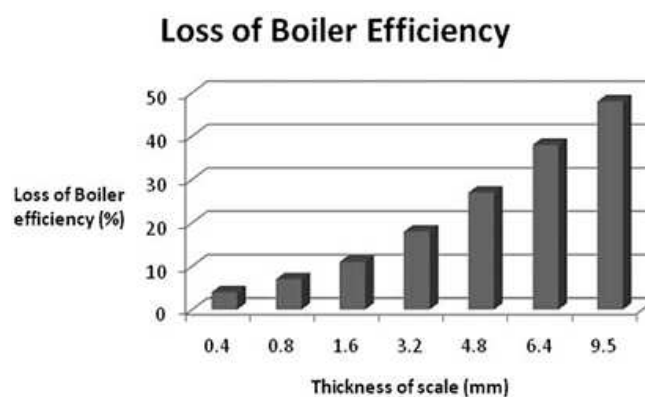


Figura 169. Rendimento del generatore.

impianto delle incrostazioni significative.

Quantunque in misura molto inferiore al caso degli impianti tradizionali, anche in questi impianti l'acqua si troverà sempre a contatto con uno o più metalli (collettore, scambiatore e altre parti della caldaia, eventuali corpi scaldanti complementari) e, indipendentemente dal fatto che la quantità di ossigeno contenuta nell'acqua sia molta o poca, un certo grado di corrosione è inevitabile. I meccanismi prevalenti della corrosione sono:

1. Corrosione sotto deposito
2. Corrosione acida

La corrosione sotto deposito è causata dalla presenza sulla superficie metallica di aree contigue a diverso stato di ossigenazione, a seconda che siano a contatto diretto con l'acqua circolante o separate da depositi solidi. Ciò origina una differenza di potenziale che porta alla corrosione del metallo posto appunto sotto i depositi. Si tratta di una corrosione di tipo localizzato e dall'andamento piuttosto rapido. Il primo sintomo che si manifesta è solitamente la presenza di aree fredde nell'impianto. Queste sono talvolta dovute ad un accumulo di prodotti di corrosione presenti sotto forma di scaglie di ossidi di ferro: si crea così un meccanismo di causa ed effetto. Tuttavia, secondo l'ormai vasta esperienza acquisita dal settore, la principale causa di queste aree fredde è la presenza di materia organica, ossia originata dai microrganismi presenti nell'acqua.

La corrosione acida è invece causata dal rapido abbassamento del pH dell'acqua del circuito per effetto di una particolare famiglia di batteri, come vedremo nel prossimo capitolo.

5.2. Il problema dei microorganismi e le sue conseguenze sugli impianti

Come abbiamo detto, per il riempimento dell'impianto si utilizza nella maggior parte dei casi acqua di rete idrica. Per la legge italiana, l'acqua deve presentare elevati standard di qualità microbiologica e per garantire questo vengono effettuate procedure di disinfezione come la clorazione; questi metodi sono sufficienti a garantire che l'acqua che arriva nelle abitazioni sia esente da batteri. I problemi nascono se nella rete domestica vi sono dei potenziali "serbatoi" di batteri. Uno di questi potrebbe essere l'autoclave, usata soprattutto a livello di condomini di dimensioni consistenti per aumentare la pressione idrica dell'impianto. Le autoclavi sono generalmente dotate di un serbatoio di accumulo che, se non viene opportunamente pulito con una manutenzione periodica, rischia di essere un possibile bacino di batteri. Un altro punto critico è il rompigetto. La reticella del rompigetto, soprattutto quando ostruita da depositi di calcare, è la sede preferita dei batteri. Si tratta infatti di un ambiente

sempre umido e al tempo stesso a contatto con l'aria, dove si possono sviluppare diversi tipi di batteri.

In queste condizioni, si possono allora sviluppare due categorie di batteri, non pericolosi per la salute dell'uomo ma nefasti per la salute dell'impianto di riscaldamento:

1. I batteri filamentosi
2. I batteri solfato-riducenti (BSR)

I batteri filamentosi hanno le seguenti caratteristiche:

- si sviluppano in presenza di ossigeno, ossia sono aerobici
- si sviluppano soprattutto in acqua stagnante
- si moltiplicano solo se la temperatura è compresa tra 10 °C e 55 °C
- generano un limo biologico (biofilm)

Il biofilm generato si comporta in fase acquosa come un fango viscoso che va ad aderire alle pareti interne dei tubi del pannello radiante. A mano a mano che il biofilm cresce di spessore, i batteri non più a contatto con l'ossigeno sciolto nell'acqua muoiono e questa materia organica inerte aderisce ancora più compatta alla parete dei tubi (Figura 170).

La presenza di questi fanghi organici negli impianti di riscaldamento comporta invariabilmente problemi di circolazione dell'acqua, con possibili ostruzioni e bloccaggi di tubi, del circolatore e degli scambiatori a piastre, nonché diminuzione dello scambio termico, con il prevedibile contorno di lamentele da parte del cliente. I fanghi organici sono oltretutto facilmente riconoscibili, in quanto spesso di colore marrone chiaro e di consistenza gelatinosa.

La più comune famiglia di batteri filamentosi negli impianti di riscaldamento è quella delle pseudomonadi: chi non ha mai passato un dito lungo il bordo dei vasi di espansione aperti, avvertendo spesso una certa untuosità? È dovuta proprio alla presenza di un biofilm di pseudomonadi, che cresce nell'acqua vicino al pelo libero del vaso, a contatto con l'ossigeno dell'aria. Questi organismi sono molto comuni e si trovano sempre più spesso nelle acque di rete cittadine. Non sono fortunatamente organismi patogeni e non mettono a rischio la salute delle persone, tuttavia possono rivelarsi nefasti per la salute dell'impianto di riscaldamento. I vasi di espansione, dove l'acqua è stagnante, costituiscono l'ambiente più adatto alla crescita delle pseudomonadi,



Figura 170. Biofilm.

che può avvenire ad una velocità allarmante.

I batteri solfato-riducenti hanno caratteristiche leggermente diverse:

- si sviluppano generalmente sotto un deposito in assenza d'ossigeno, ossia sono anaerobici
- si sviluppano più rapidamente in fase acida
- possono sopravvivere anche in acqua a temperature oltre i 55 °C

Questi batteri si nutrono di solfati, presenti in tutte le acque di rete, ricavando da essi l'ossigeno necessario al loro metabolismo e producendo di conseguenza acido solfidrico (H_2S) e acido solforico (H_2SO_4). Il secondo ovviamente acidifica l'acqua del circuito, abbassandone il pH a valori anche inferiori a 3, e produce immaginabili effetti nefasti sui metalli dell'impianto, mentre il primo si raccoglie nella parte superiore dei radiatori rendendone necessario lo spurgo. A bassa concentrazione, questo gas, incolore e altamente tossico, ha un caratteristico odore di uova marce: una volta annusato, non lo si dimentica più.

5.3. La prevenzione dei problemi: trattamento inibitore e biocida

Il riscaldamento a pavimento sta diffondendosi sempre più ed è considerato un modo confortevole ed ecologico di riscaldare gli ambienti, dal momento che si può abbinare anche ai pannelli solari o ad una caldaia a condensazione, e richiede relativamente poca energia, creando un tepore diffuso su tutta la superficie della stanza.

Abbiamo visto però come questi impianti di riscaldamento siano soggetti a problemi causati dalla proliferazione di microorganismi, che possono dar luogo a blocchi nelle tubazioni, che sono di piccolo diametro, intasamenti dei filtri, cattivi odori e corrosione dello scambiatore di calore e dei collettori. Questi effetti negativi possono avere disastrose conseguenze sull'efficienza dell'impianto, diminuendo di molto la sua capacità di riscaldare. Per questo è necessario assicurarsi che gli impianti a pannelli radianti siano puliti e sterilizzati prima di essere messi in uso e trattati in modo da assicurarne la pulizia nel tempo.

Va tenuto conto anche di un fattore molto importante: i microorganismi come i batteri si moltiplicano con velocità esponenziale in termini di colonie per millilitro, per cui gli effetti negativi possono manifestarsi addirittura dopo poche settimane dalla messa in opera.

Un caso "classico" è quello di impianti a pannelli installati e riempiti d'acqua durante l'estate e poi fatti partire a inizio inverno: nei mesi più caldi, l'acqua ristagnante all'interno del circuito primario fa da vero e proprio brodo di coltura dei batteri, che si moltiplicano a formare il biofilm.

Un altro fattore di criticità è costituito dal fatto che gli impianti termici a pannelli

radianti prevedono ormai sempre più spesso l'installazione di una caldaia a condensazione. Ciò permette di sfruttare la bassa temperatura dell'acqua di ritorno in caldaia per avere una condensazione ottimale. Va da sé che sia le caratteristiche tecniche sia i costi coinvolti impongono all'installatore una cura particolare anche per tutto quello che riguarda il fluido termovettore, e cioè l'acqua. Spesso infatti le moderne caldaie a condensazione presentano nello scambiatore primario passaggi per l'acqua piuttosto stretti, che ne rendono purtroppo facile l'intasamento da parte dei fanghi biologici. L'intasamento dello scambiatore è spesso una questione di poche settimane dall'accensione dell'impianto.

Per questo motivo, è essenziale che l'impianto venga protetto trattando l'acqua al momento del riempimento con additivi adeguati: un prodotto biocida in grado di neutralizzare la carica batterica nell'acqua minimizzando il fenomeno della proliferazione ed evitando che il biofilm aderisca alle superfici dei tubi e dello scambiatore; ed un prodotto inibitore in grado di proteggere le parti del circuito da corrosioni e incrostazioni. Gli inibitori in commercio sono dei *formulati*, ossia miscele di diversi principi attivi ciascuno specializzato nel combattere la corrosione di un certo metallo. Il produttore può quindi scegliere di proteggere un solo metallo o tutti i metalli presenti nell'impianto, quindi ferro, rame, alluminio e le loro leghe: un inibitore calibrato solo per proteggere il rame dei raccordi o l'ottone dei collettori di un impianto, per esempio, potrebbe non inibire la corrosione dello scambiatore della caldaia in acciaio. Prodotti che proteggono un solo metallo possono essere sempre chiamati "inibitori", tuttavia sono prodotti incompleti che possono creare false aspettative. Oggi in commercio troviamo diversi inibitori efficaci verso la corrosione del ferro ma totalmente inefficaci verso la corrosione del rame: il risultato è la corrosione galvanica dell'alluminio nei circuiti così trattati. La differenza di prestazioni risulterà infatti evidente, visto che gli impianti termici odierni sono sistemi multi metallici e con esigenze particolari e specifiche.

Un buon inibitore per impianti di riscaldamento dovrebbe essere costituito da una miscela di anticorrosivi, antincrostanti e disperdenti; inoltre, dovrebbe contenere sostanze che conferiscano all'acqua il cosiddetto "effetto tampone", in modo che il pH dell'acqua rimanga stabilmente prossimo al valore neutro in tutte le circostanze. I meccanismi di protezione sono diversi: i migliori prodotti contengono ad esempio inibitori anodici che esercitano un'azione passivante su ferro e leghe, sostanze che rafforzano la stabilità dello strato protettivo che si forma naturalmente sull'alluminio, oltre a composti che tendono ad adsorbirsi sulle superfici di rame e ottone per formare una tenace pellicola organica protettiva. La Figura è un esempio della capacità di un inibitore di stabilizzare il pH. A differenza dell'acqua non trattata, dove l'escursione di pH si verifica repentinamente alla più piccola aggiunta di acidi o alcali, l'acqua additivata con l'inibitore diventa molto resistente ai cambiamenti, anche con una significativa contaminazione.

In quanto ai disperdenti, svolgono l'importante funzione di mantenere in sospensione nell'acqua particelle solide eventualmente formatesi, impedendone l'accumularsi nei punti più critici: zone a basso flusso, valvole, curvature dei tubi in plastica, eccetera (Figura 171).

Va ricordato che il DPR 59/09, pubblicato sulla Gazzetta Ufficiale n° 132 del 10 giugno 2009, ha ribadito che è obbligatorio trattare l'acqua del circuito primario con un inibitore adeguato secondo le direttive UNI-CTI 8065.

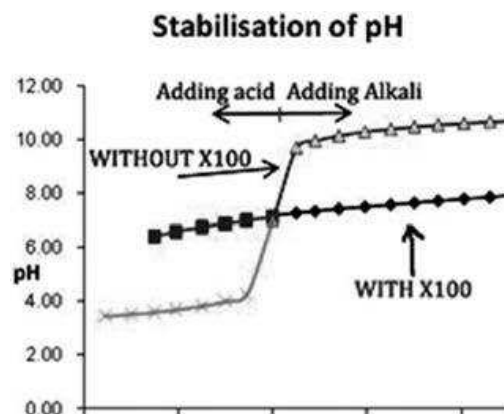


Figura 171. Stabilizzazione del pH.

In materia di efficienza energetica la Comunità Europea indica la strada da percorrere ai Paesi membri attraverso la direttiva 2002/91/CE "Rendimento energetico nell'edilizia" e la direttiva 2006/32/CE "Efficienza degli usi finali dell'energia e i servizi energetici". L'Italia risponde a questa chiamata a più riprese con diversi decreti legislativi, per ultimo il DPR 59/09, entrato in vigore il 25 Giugno 2009.

Nella sezione TRATTAMENTO DELLE ACQUE (Art. 4 comma 14) sono prescritti:

- un trattamento chimico di condizionamento per impianti di potenza nominale del focolare complessiva ≤ 100 kW;
- un trattamento di addolcimento per impianti di potenza nominale del focolare complessiva compresa tra 100 e 350 kW;

Tali indicazioni valgono:

- in assenza di produzione di ACS e in presenza di acqua di alimentazione dell'impianto con durezza temporanea ≥ 25 °f;
- in caso di produzione di ACS in presenza di acqua di alimentazione dell'impianto con durezza temporanea > 15 °f

Per quanto riguarda i predetti trattamenti si fa riferimento alla norma tecnica UNI 8065. Che cosa dice la Norma UNI 8065?

Art 6.1 Impianto di riscaldamento ad acqua calda

TRATTAMENTI PRESCRITTI

Per tutti gli impianti è necessario prevedere un condizionamento chimico.

Per gli impianti di potenza maggiore di 350 KW (300.000 Kcal/h) è necessario instal-

lare un filtro di sicurezza (consigliabile comunque in tutti casi) e, se l'acqua ha una durezza totale maggiore di 15 °f, un addolcitore per riportare la durezza entro i limiti previsti in 6.1.3.

PUNTI D'INTERVENTO

Gli impianti di trattamento devono essere installati a monte degli impianti da proteggere, sulle tubazioni di carico e reintegro, per potere trattare sia l'acqua di primo riempimento sia quella di rabbocchi successivi.

Il punto di immissione dei condizionanti deve essere previsto in modo da poter garantire la necessaria rapidità di azione: il punto di immissione ideale è nel flusso principale dell'impianto in una zona di massima turbolenza, per esempio a monte delle pompe di circolazione.

CARATTERISTICHE DELL'ACQUA DI RIEMPIMENTO E RABBOCCO

Aspetto: limpido Durezza totale: minore di 15 °f

Nota – Per gli impianti di riscaldamento con potenza minore di 350 KW (300.000 Kcal/h), se l'acqua di riempimento o rabbocco ha una durezza minore di 35 °f, l'addolcimento può essere sostituito da idoneo condizionamento chimico.

CARATTERISTICHE DELL'ACQUA DEL CIRCUITO

Aspetto: limpida

pH: maggiore di 7 (con radiatori a elementi di alluminio il pH deve essere inferiore ad 8)

Condizionanti: presenti entro le concentrazioni prescritte dal fornitore

Ferro (come Fe) < 0,5 mg/kg (valori più elevati di ferro sono dovuti a fenomeni corrosivi da eliminare)

Rame (come Cu) < 0,1 mg/kg (valori più elevati di rame sono dovuti a fenomeni corrosivi da eliminare)

(fine inciso)

Il trattamento biocida consiste invece nell'aggiunta all'acqua di additivi specifici che fungano da "killer" dei microorganismi. Si tratta di solito di soluzioni liquide di una sostanza biocida stabilizzata in grado di essere efficace sui batteri e sui funghi.

Un buon biocida deve essere innanzitutto efficace in tempi rapidi senza essere tossico per l'organismo umano; poi dev'essere compatibile con l'inibitore scelto per proteggere il circuito e con i materiali metallici e non metallici presenti: in particolare non deve attaccare tubi, giunti e guarnizioni normalmente impiegati negli impianti di riscaldamento a pannelli radianti. Infine, deve essere di facile dosaggio, sicuro da maneggiare e in grado di offrire una protezione di lunga durata.

In Tabella 47 è mostrata l'efficacia di un prodotto biocida nei confronti di diversi tipi di microorganismi.

Acqua dell'impianto						
Trattamento	Nessuno	1% X700	Nessuno	1% X700	Nessuno	1% X700
Campione di riferimento	Campione 1	Campione 1	Campione 2	Campione 2	Campione 3	Campione 3
Unità	CFU/ml	CFU/ml	CFU/ml	CFU/ml	CFU/ml	CFU/ml
Batteri aerobici						
Totali	1.10x10 ⁵	0.0	3.70x10 ⁴	0.0	2.90x10 ⁶	0.0
Muffe	< 1	0	1	0	< 1	0
Lieviti	< 1	0	< 1	0	< 1	0
Batteri solfo-riduttori	< 1	0	< 1	0	3	0

Tabella 47. Efficacia di un prodotto biocida (CFU/ml = grado di contaminazione espresso in n° di colonie per ml).

Il trattamento completo va eseguito al primo riempimento del circuito, dosando prima il biocida, poi l'inibitore, secondo la seguente procedura standard:

1. Lavare il nuovo impianto con acqua pulita per rimuovere eventuali residui di fabbricazione dei componenti nonché impurità depositatesi durante l'installazione.
2. Durante il riempimento finale del nuovo impianto con acqua, aggiungere il biocida alla concentrazione prescritta dal produttore.
3. Far circolare l'acqua nell'impianto per 30 minuti per consentire la miscelazione e la distribuzione del biocida nell'intero impianto.
4. Aggiungere l'inibitore e far circolare l'acqua nell'impianto per 30 minuti per consentire la miscelazione e la distribuzione del trattamento nell'intero impianto.

5.4. Il monitoraggio dei trattamenti

Un buon inibitore dovrebbe rimanere attivo per sempre nell'impianto, ossia non degradarsi col tempo.

In questo modo occorrerà solo controllare periodicamente la sua concentrazione, per verificare che non ci siano stati rabbocchi d'acqua che lo diluirebbero, o addirittura svuotamenti del circuito primario.

Il controllo comporta di solito un'analisi chimica dell'acqua allo scopo di valutare la concentrazione di uno o più dei principi attivi dell'inibitore; per certi prodotti, si possono trovare in commercio dei semplici kit colorimetrici che permettono controlli veloci eseguibili direttamente dall'installatore sul posto: la precisione è inferiore ai metodi di laboratorio, ma di solito è sufficiente per gli scopi prefissati.

È importante sottolineare che questi controlli periodici permettono di ottemperare ad un punto molto sottovalutato della norma UNI 8065, quello che dice che l'inibitore non solo deve essere aggiunto all'acqua del circuito, ma deve anche essere sempre presente alla concentrazione specificata dal produttore. Questa è una responsabilità precisa dell'installatore. La periodicità dei controlli può variare a seconda dell'impianto; per impianti domestici solitamente è sufficiente una frequenza annuale.

Anche per il trattamento con biocida occorre effettuare controlli periodici della sua concentrazione con gli appositi kit, che consistono spesso di striscioline reagenti che si colorano in modo diverso a seconda della concentrazione del biocida. È ancora più importante monitorare periodicamente la concentrazione batterica nell'acqua dell'impianto. Questo perché, introducendo nuova acqua all'impianto per compensare perdite o svuotamenti parziali, questa contiene a sua volta batteri e altri microrganismi che possono sfuggire all'azione del biocida, la cui concentrazione è nel frattempo diminuita a seguito del rabbocco.

Il metodo di campo più usato prevede l'utilizzo delle cosiddette dip-slide, ossia piastrine ricoperte di un gel che permette di visualizzare chiaramente l'entità della carica batterica dell'acqua. La piastrina viene immersa per pochi secondi in un campione d'acqua d'impianto e lasciata a riposo per 48 ore: più la concentrazione batterica è elevata, più si riscontrano sul gel delle macchie rosse, la cui densità viene confrontata con strisce campione in dotazione (Figura 172).

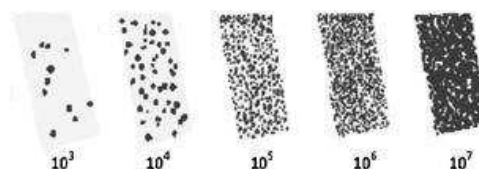


Figura 172. Grado di contaminazione espresso in CFU/ml, n° di colonie per ml.

La procedura standard di monitoraggio del trattamento biocida è la seguente:

1. effettuare una conta batterica prelevando un campione di acqua dall'impianto e immergendovi una dip-slide
2. trascorse 48 ore, utilizzare le tabelle comparative in dotazione per leggere e registrare l'esito
3. se l'esito della dip-slide indica 10^3 cfu/ml o un valore superiore, misurare la concentrazione di biocida mediante le strisce reagenti e verificare se la concentrazione è corretta

5. Parametri caratteristici dell'acqua dei circuiti a pannelli radianti

4. se necessario, rabboccare l'impianto con dell'altro biocida e ripetere la prova fino al raggiungimento della lettura corretta.
5. alla manutenzione annuale, la concentrazione di biocida deve essere controllata apposito kit. Se il valore è insufficiente, rabboccare l'impianto. Inoltre, andrà effettuato un test con dip-slide per assicurarsi che la carica batterica sia sotto controllo.

La Figura 173 mostra il grafico delle conte batteriche effettuate alla partenza del trattamento presso un impianto a pannelli radianti: è evidente la rapida diminuzione fino a 0 del numero di colonie batteriche per ml.

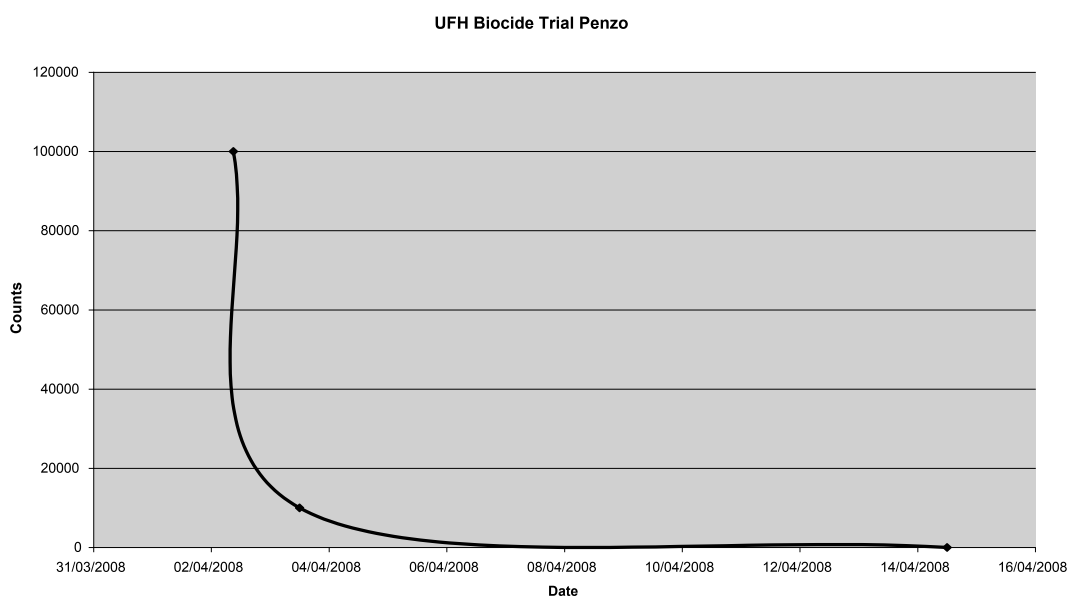


Figura 173. Conte batteriche.

5.5. Il lavaggio degli impianti con presenza di fanghi organici

Abbiamo già rimarcato come i batteri si moltiplichino velocemente nell'acqua degli impianti a pannelli radianti. Una volta che i tubi dei pannelli radianti si riempiono di sedimenti, la sostituzione del tubo ostruito non è di solito una soluzione praticabile per evidenti motivi, perciò l'unica possibilità è disostruirlo. Un lavaggio con semplice acqua a pressione pone dei problemi, in quanto i tubi di plastica reggono una pressione inferiore rispetto ai tubi metallici (spesso solo 3 bar), la quale può risultare insufficiente per rimuovere l'ostruzione.

Occorre quindi utilizzare prodotti pulitori specifici, non acidi e quindi non aggressivi nei confronti dei metalli e compatibili con i materiali plastici costituenti i tubi.

I disperdenti dei fanghi inorganici, cioè costituiti da ossidi metallici originati da corrosione (ruggine, magnetite) funzionano bene anche sui fanghi di biofilm, a patto che vi sia circolazione d'acqua, anche minima.

È però evidente che, per poter effettuare un lavaggio veramente efficace di questi impianti, è necessario prevedere l'utilizzo al posto del circolatore della caldaia di una pompa esterna, funzionante a pressione atmosferica ma ad alta portata di ricircolo. Solo apparecchiature con queste caratteristiche sono in grado di flussare via tutti i residui del fango assicurando quel ricambio completo dell'acqua altrimenti impossibile in un impianto sotto pavimento.



Figura 174. Pompa di lavaggio ad alta circolazione.

La procedura standard è in questo caso la seguente:

1. Svuotare il circuito
2. Riempirlo di nuovo e aggiungere il prodotto pulitore alla concentrazione prescritta; far circolare per 3-4 ore con la pompa esterna ad alta portata, invertendo il flusso ogni 10-15 minuti per aumentare la turbolenza
3. Flussare l'impianto con acqua a perdere fino ad ottenere acqua pulita, prima in tutto il circuito tenendo aperte tutte le valvole, poi ogni singola parte per volta, agendo sul collettore e facendo circolare l'acqua in controcorrente per ottenere una maggiore turbolenza e facilitare la rimozione del fango
4. Dosare il biocida e l'inibitore ed effettuare il monitoraggio dei trattamenti

Se si usa il circolatore della caldaia, è ancora possibile effettuare un lavaggio accettabile, tuttavia:

- i tempi si allungano e non è più fattibile in giornata: occorre una seconda visita per scaricare e risciacquare l'impianto
- è meglio eseguirlo a impianto in funzione (inverno) altrimenti con l'acqua fredda i tempi diventano lunghissimi
- il ricambio dell'acqua e di conseguenza la rimozione dei fanghi non saranno mai totali come nel lavaggio con pompa esterna

In conclusione, è auspicabile che tutti gli impianti a pannelli radianti vengano preventivamente trattati, in modo del tutto simile agli impianti tradizionali. Prevenendo le ostruzioni, che per la natura degli impianti sono particolarmente disastrose, e mantenendo

5. Parametri caratteristici dell'acqua dei circuiti a pannelli radianti

alta l'efficienza energetica, alla quale chi sceglie questa soluzione è sicuramente molto attento, si salverà l'investimento del cliente ottenendo risparmio energetico e un ambiente più pulito.

Bibliografia

DIN 16892. Crosslinked high-density polyethylene (PE-X) pipes – General quality requirements and testing.

DIN 4721. Plastic piping systems for warm water floor heating systems and radiator connecting – Polyethylene of raised temperature resistance (PE-RT).

DIN 4724. Plastic piping systems for warm water floor heating systems and radiator pipe connecting – Crosslinked polyethylene of medium density (PE-MDX).

DIN 4726. Warm water underfloor heating and radiator connections – plastic pipe systems.

DPR n. 59/2009. Regolamento di attuazione dell'articolo 4, comma 1, lettere a) e b), del decreto legislativo 19 agosto 2005, n. 192, concernente attuazione della direttiva 2002/91/CE sul rendimento energetico in edilizia.

EN 206-1 Concrete – Part 1: Specification, performance, production and conformità.

ISO 17455:2005. Plastics piping systems – Multilayer pipes – Determination of the oxygen permeability of the barrier pipe.

Koschenz, M., Lehman, B. (2000). Thermoaktive Bauteilsysteme TABS, ISBN 3-905594-19-6.

Richtline BVF. Einsatz von Bodenbelägen auf Flächen-heizungen und -kühlungen und Hinweise.

UNI 11367:2010. Classificazione acustica delle unità immobiliari – Procedura di valutazione e verifica in opera.

UNI 8065:1989. Trattamento dell'acqua negli impianti termici ad uso civile.

UNI 8520:2005. Aggregati per calcestruzzo – Istruzioni complementari per l'applicazione della EN 12620.

UNI EN 1057:2010 (tubazioni), EN 1245 (raccordi).

UNI EN 1264-1:2011. Sistemi radianti alimentati ad acqua per il riscaldamento e il raffrescamento integrati nelle strutture – Parte 1: Definizioni e simboli.

UNI EN 1264-2:2013. Sistemi radianti alimentati ad acqua per il riscaldamento e il raffrescamento integrati nelle strutture – Parte 2: Riscaldamento a pavimento: metodi per la determinazione della potenza termica mediante metodi di calcolo e prove.

UNI EN 1264-3:2009. Sistemi radianti alimentati ad acqua per il riscaldamento e il raffrescamento integrati nelle strutture – Parte 3: Dimensionamento.

5. Parametri caratteristici dell'acqua dei circuiti a pannelli radianti

UNI EN 1264-4:2009. Sistemi radianti alimentati ad acqua per il riscaldamento e il raffrescamento integrati nelle strutture – Parte 4: Installazione.

UNI EN 1264-5:2009. Sistemi radianti alimentati ad acqua per il riscaldamento e il raffrescamento integrati nelle strutture – Parte 5: Superfici per il riscaldamento e il raffrescamento integrate nei pavimenti, nei soffitti e nelle pareti – Determinazione della potenza termica.

UNI EN 13964:2007. Controsoffitti – Requisiti e metodi di prova.

UNI EN 934-2:1999. Additivi per calcestruzzo, malta e malta per iniezione – Additivi per calcestruzzo – Definizioni e requisiti.

UNI EN ISO 15874:2013. Sistemi di tubazioni di materie plastiche per le installazioni di acqua calda e fredda – Polipropilene (PP).

UNI EN ISO 15875:2008. Sistemi di tubazioni di materie plastiche per le installazioni di acqua calda e fredda – Polietilene reticolato (PE-X).

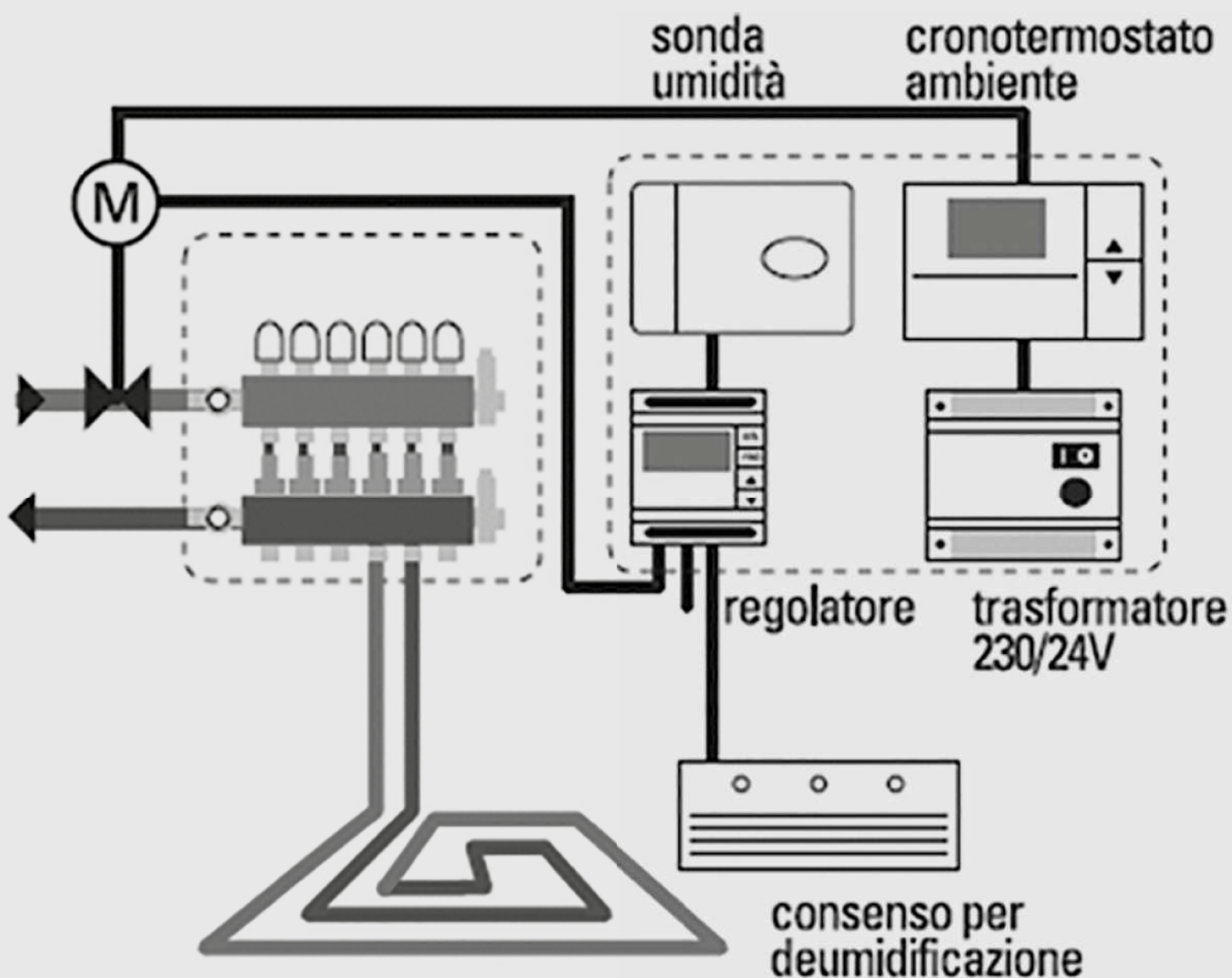
UNI EN ISO 15876:2008. Sistemi di tubazioni di materie plastiche per le installazioni di acqua calda e fredda – Polibutene (PB).

UNI EN ISO 15877:2011. Sistemi di tubazioni di materie plastiche per le installazioni di acqua calda e fredda – Policloruro di vinile clorurato (PVC-C).

UNI EN ISO 21003:2011. Sistemi di tubazioni multistrato per le installazioni di acqua calda e fredda all'interno degli edifici.

UNI EN ISO 22391:2010. Sistemi di tubazioni di materie plastiche per le installazioni di acqua calda e fredda – Polietilene a elevata resistenza alla temperatura (PE-RT).

LA REGOLAZIONE DEI SISTEMI RADIANTI A BASSA DIFFERENZA DI TEMPERATURA



1. Introduzione

Il riscaldamento radiante rappresenta la soluzione al contempo più antica e più moderna per rispondere all'esigenza di approvvigionamento di calore da parte degli edifici. L'evoluzione si snoda lungo un percorso millenario, le cui radici affondano nella pratica tecnica coreana prima e romana poi: il fluido termovettore era la miscela di gas combustibili prodotta da un focolare o da una fornace con alimentazione a legna, e circolava in canalizzazioni poste sotto al pavimento, veri e propri labirinti individuati da un'accurata disposizione di mattoni e tavelle. Dai primi tentativi risalenti al 2000 a.C., fu tuttavia necessario attendere la civiltà contemporanea affinché questa modalità di somministrazione di energia termica agli ambienti venisse rivalutata alla luce della maggiore conoscenza dei meccanismi di scambio del calore e di benessere termico-igrometrico degli ambienti. Fu solo al termine degli anni Novanta che i sistemi radianti iniziarono la loro diffusione che ad oggi è ormai pratica consolidata nel settore termotecnico, forte di una pluralità di vantaggi che ne rendono inconfondibili i tratti: la mancata occupazione di volume utile per l'utenza, la silenziosità dell'impianto, la riduzione della temperatura dell'aria interna a parità di condizioni di comfort, il modesto gradiente verticale di temperatura in ambiente, l'alimentazione ad un basso livello termico, la possibilità di raffrescamento estivo.

Con l'evolversi della tecnica impiantistica, anche la richiesta di regolazione è naturalmente incrementata: da una parte, vi è il desiderio di aumentare il grado di benessere percepito dagli occupanti, dall'altra vi è la necessità di evitare quegli inutili sprechi energetici che si traducono in dispendi monetari e in uno stile di vita scarsamente sostenibile nei riguardi dell'ambiente. Tuttavia, nei sistemi ad alta inerzia, il controllo di un impianto radiante è materia di una certa complessità, in quanto lo scarso contributo convettivo e l'elevata inerzia termica della struttura in cui sono annegate le tubazioni non permette di seguire facilmente il ritmo con cui variano le condizioni al contorno (carichi endogeni e solari, *set-point* di temperatura, ecc.). Se vi si aggiunge il fatto che in questi anni è stata messa in esercizio una molteplicità di impianti radianti in cui sovente si sono sovrapposti errori di progettazione o installazione, magari abbinati a strategie di regolazione inadatte, si ottiene il clima di scetticismo e diffidenza che circonda il settore del radiante.

L'ambizione di chi si confronta con la problematica di termoregolazione degli impianti è quella di conseguire un risultato che in prima istanza appare irrealizzabile: abbinare ad un maggior grado di benessere una contemporanea riduzione dei consumi ener-

getici. Naturalmente, l'armonizzazione di questi concetti apparentemente antitetici va intesa nel senso di avvicinare il consumo reale dell'impianto a quello che è il valore minimo teorico, a parità di livello di comfort. Oppure, ancora, nel senso di elevare lo stato di benessere in ambiente utilizzando un quantitativo minore o al limite uguale di energia termica, ma impiegato in maniera diversa e più razionale. Si tratta, quindi, di individuare quella strategia di regolazione che sia al contempo efficace, cioè che "faccia le cose giuste" ottenendo i risultati di comfort attesi, ed efficiente, cioè che "faccia le cose bene", ottenendo i medesimi risultati con la minima spesa.

Il panorama normativo in tema di regolazione è attualmente in fase di revisione sia a livello italiano che europeo. I riferimenti normativi ad oggi in vigore sono:

- UNI/TS 11300-2:2014. *"Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria"*
- UNI/TS 11300-3:2010. *"Prestazioni energetiche degli edifici – Parte 3: Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione estiva"*
- UNI EN 15316-2-1:2008. *"Heating systems in buildings – Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies – Part 2.1: Space heating emission systems"*

2. La regolazione degli impianti termotecnici

2.1. Introduzione

La necessità di regolazione nasce dalla variabilità delle condizioni al contorno cui un impianto è chiamato a lavorare. Dimensionato per una precisa situazione nominale, esso tuttavia dovrà fronteggiare, durante il suo esercizio, a variazioni provenienti tanto dall'esterno (temperatura ed umidità dell'aria esterna, irraggiamento, velocità e direzione del vento) quanto dall'interno (grado di occupazione, numero di lampade, quantità di apparecchi installati ed accesi, ecc.). Se l'obiettivo è quello di mantenere un *set* di variabili (temperatura ed umidità ambiente) all'interno di prefissati *range* rispondenti alle esigenze di benessere, l'unica strada percorribile è quella di regolare l'attività dell'impianto. Con riferimento al settore della climatizzazione, non si intende solamente la parzializzazione del generatore di energia termica o frigorifera, ma anche il controllo dei terminali e dei dispositivi a corredo dell'impianto.

Il compito del sistema di controllo è quello di bilanciare il calore fornito/sottratto all'impianto con le perdite/guadagni termici dell'edificio in ogni istante. Con questa prerogativa, la regolazione permette di conseguire due obiettivi:

- il mantenimento di un ambiente termico stabile, entro le condizioni di comfort prefissate (in termini di temperatura e umidità relativa interne, di PMV¹, di qualità dell'aria interna, ecc.);
- la riduzione del consumo di energia primaria, in quanto l'impianto è chiamato ad adeguare la sua potenza al fabbisogno termico istantaneo, senza inutili sprechi, modulando la temperatura o la portata del fluido termovettore.

Sulla base di questi due obiettivi, i sistemi di regolazione hanno sviluppato la propria evoluzione, durante l'era digitale, arricchendosi di nuove funzionalità di gestione, tra le quali:

- la differenziazione dei *set-point* a seconda della destinazione d'uso degli ambienti;
- la programmazione temporale dei livelli di temperatura cui l'impianto è chiamato a

¹ Il PMV (*Predicted Mean Vote*, o Voto Medio Previsto) è il principale indice di valutazione del benessere termo-igrometrico percepito da una persona all'interno di un ambiente. Sviluppato da Fanger nel 1970, esso racchiude sinteticamente in un valore il contributo di sei parametri: la temperatura a bulbo secco, la temperatura media radiante, la velocità dell'aria, l'umidità relativa, il vestiario e l'attività metabolica. Ad oggi, il PMV è ampiamente utilizzato come parametro di riferimento per le analisi di comfort, essendo adottato sia nella letteratura scientifica che nella normativa di settore (UNI EN ISO 7730 e UNI EN 15251).

soddisfare (ad esempio attenuazione del *set-point* durante la notte);

- la programmazione temporale avanzata, in cui la fornitura del calore viene ridotta durante periodi programmati (ad esempio quando le tariffe elettriche sono in fase di punta);
- la possibilità di monitoraggio in tempo reale del funzionamento dell'intero impianto di condizionamento, la sua integrazione con gli altri impianti dell'edificio e l'accesso a funzioni di controllo da remoto (domotica).

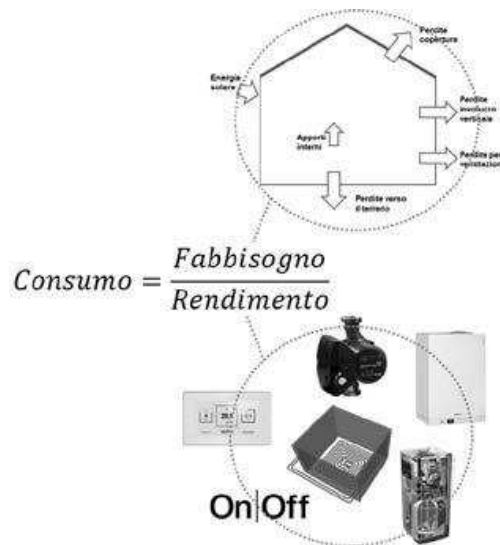


Figura 1. Consumo, fabbisogno e rendimento negli edifici.

Nella pratica termotecnica, quando si cerca di inquadrare il sistema di regolazione di un impianto, si fa riferimento alla seconda delle sue due proprietà fondamentali: la riduzione dei consumi. Infatti, in fase di redazione di una diagnosi o di una certificazione energetica, i dispositivi di regolazione incidono sul fabbisogno energetico globale dell'edificio, alla pari dei sistemi di generazione, di distribuzione e di emissione del calore. È proprio la definizione di un rendimento per ciascuno di questi contributi a permettere la conversione del fabbisogno energetico netto (energia consegnata ai terminali) in fabbisogno energetico lordo (energia consegnata all'edificio), come riportato in Figura 1.

Il rendimento di regolazione medio stagionale viene definito come il rapporto tra il calore richiesto per il riscaldamento degli ambienti con una regolazione teorica perfetta ed il calore richiesto per il riscaldamento degli stessi ambienti con un sistema di regolazione reale. La regolazione teorica o "di riferimento" è ideale: compensa, istante per istante, la variazione di carico termico. Ad esempio: qualora entrasse una persona nella stanza, introdurrebbe un carico sensibile e latente, modificando il bilancio termico dell'ambiente e provocandone un lieve aumento di temperatura. Tuttavia, la regolazione teorica perfetta interverrebbe immediatamente, limitando la resa del terminale, in modo da "ammortizzare" il disturbo prima che la temperatura possa subire la benché minima mutazione. Al contrario, la regolazione reale è caratterizzata da tempi di risposta più lunghi: essa interviene quando percepisce non il disturbo (aumento del livello di occupazione), bensì la sua conseguenza (aumento indesiderato della temperatura ambiente). La reattività del sensore non può incidere in alcun modo nella limitazione di questo ritardo. L'esempio descritto si è focalizzato su un aumento degli apporti gratuiti (carichi interni, ma potevano essere anche solari), tut-

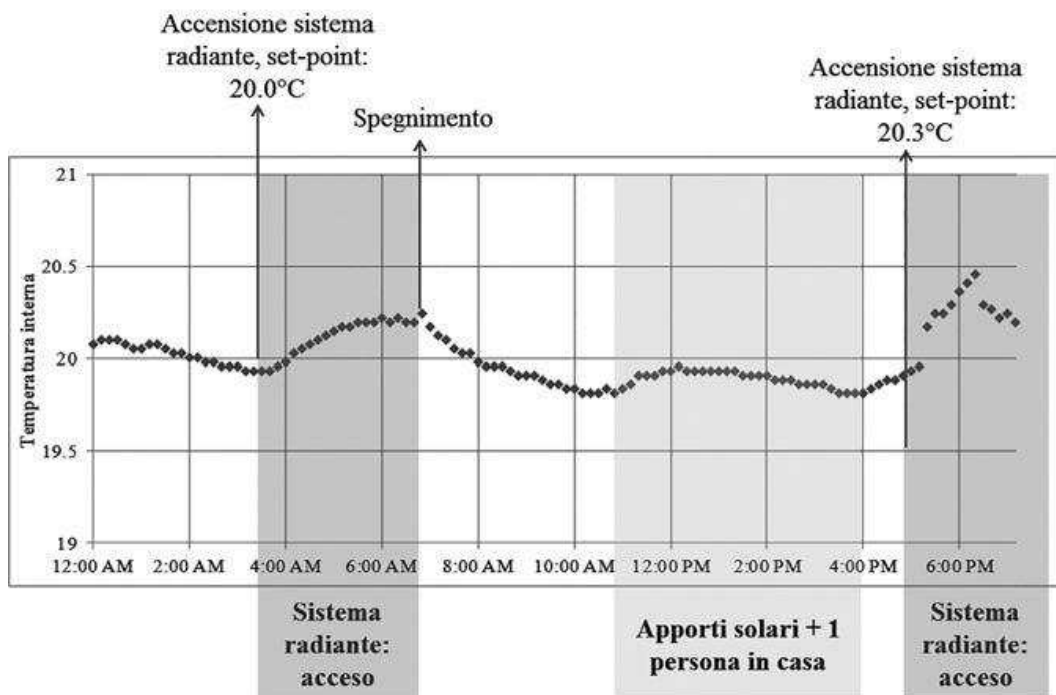


Figura 2. Temperatura interna edificio residenziale dalla mezzanotte alle 8 di sera.

tavia il concetto conserva la sua validità anche nel caso di aumento delle dispersioni (irrigidimento delle condizioni esterne), con il corrispondente sistema di regolazione che deve aumentare la resa dei corpi scaldanti. In Figura 2 è rappresentato un profilo di temperatura interna in un edificio residenziale con sistema radiante a pavimento, impostato a fasce orarie e range di temperatura.

Il rendimento di regolazione è tanto più alto quanto più la temperatura ambiente:

- è costante nel tempo;
- è uniforme tra vari ambienti facenti capo allo stesso sistema di regolazione.

L'efficienza del sistema di regolazione non è influenzata da:

1. l'impostazione di set-point diversi in zone termiche diverse: l'importante è che venga raggiunta l'uniformità di temperatura entro la stessa zona.
2. fenomeni di disuniformità spaziale della temperatura all'interno della singola stanza (es.: stratificazione), perché questi sono contenuti entro il rendimento di emissione.

2.2. Il sistema di regolazione

L'insieme dei dispositivi e delle loro interconnessioni volti al controllo di una variabile di processo prende il nome di "sistema di regolazione automatica". Esso, per essere

definito tale, deve essere composto almeno da:

- un elemento sensibile ("sonda" o "sensore" di misura);
- un regolatore (ad esempio un termostato);
- un attuatore o servocomando (ad esempio il motore della valvola o della pompa);
- un organo finale di regolazione, che comprende il dispositivo controllato (valvola, serranda, pompa, ecc.) ed il processo (scambiatore di calore, ventilatore, ecc.).

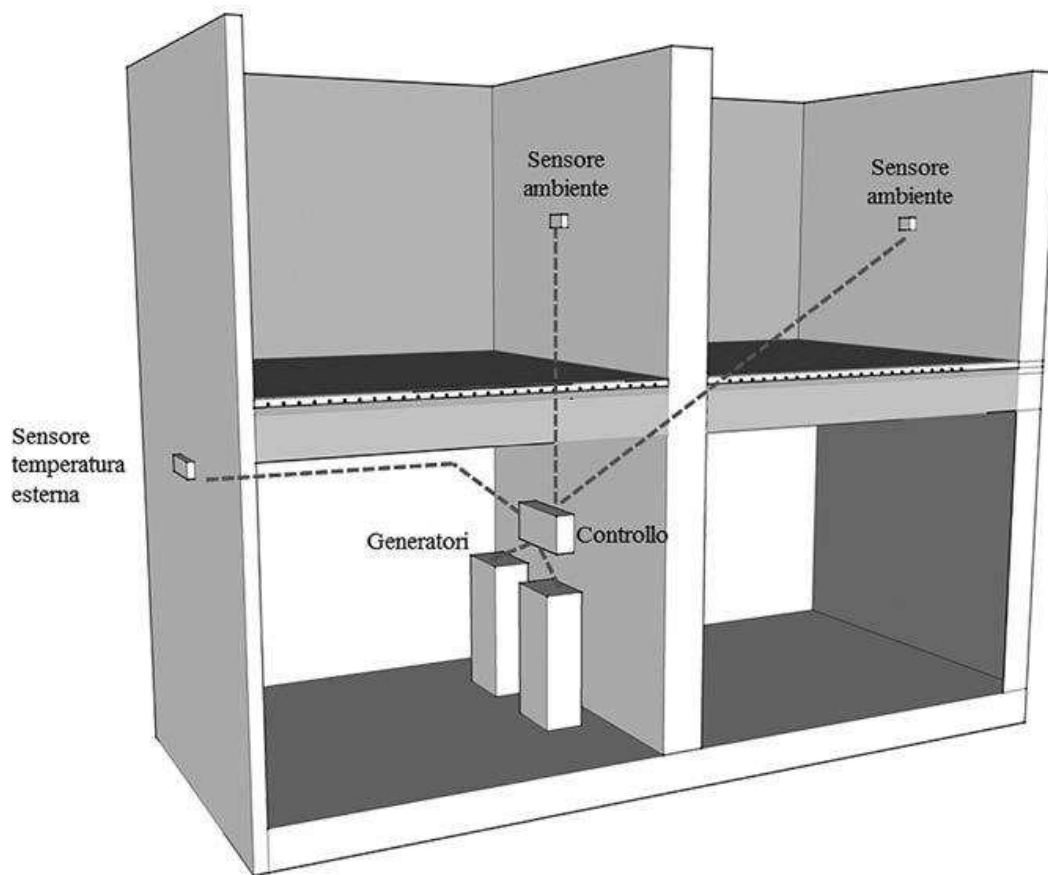


Figura 3. Schema sistema di regolazione con sensori in ambiente e sonda esterna.

A seconda della gestione di questi componenti, la regolazione può essere:

- a circuito chiuso ("a catena chiusa", "ad anello chiuso", "*closed loop*");
- a circuito aperto ("a catena aperta", "ad anello aperto", "*open loop*").

La regolazione a circuito chiuso segue il seguente iter di funzionamento (Figura 4):

- il sensore rileva il valore attuale della variabile controllata, inviando la misura al regolatore;
- il regolatore, ricevuto il valore letto dal sensore e confrontato con quello prefissato ("*set-point*"), produce un segnale di comando verso l'attuatore, il quale a sua volta

- opera sul dispositivo controllato;
- l'azione correttiva viene esplicata dal dispositivo controllato sul mezzo di regolazione (acqua, aria, vapore, ecc.);
 - si produce un nuovo valore della variabile controllata, letto ancora una volta dal sensore;
 - il regolatore, ricevuta la nuova lettura, valuta se il proprio intervento è risultato efficace, cioè se il sistema ha risposto nella direzione desiderata (meccanismo di "contro-reaione" o "feedback"); in caso di fallimento di questa verifica, l'errore registrato farà ricominciare l'attività di regolazione.

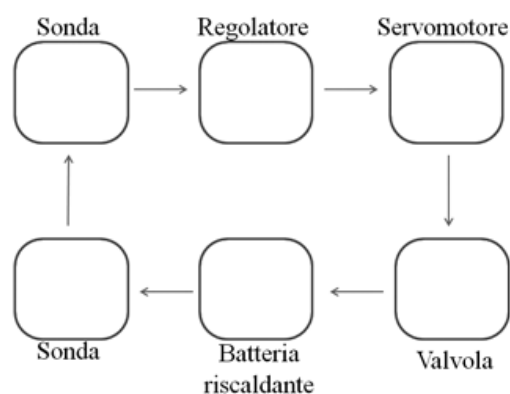


Figura 4. Schema a blocchi di un impianto di termoventilazione.

Nella regolazione a circuito aperto, invece, l'azione regolante è prodotta sulla base della lettura non della grandezza regolata, ma di una grandezza detta "compensatrice". Assumendo costante il rapporto tra grandezza regolata e grandezza compensatrice, il regolatore produce la sua azione, ma non avrà alcun riscontro sul fatto che essa sia risultata adeguata, scarsa o eccessiva. È questo il caso del regolazione climatica di tipo centrale senza *feedback* della temperatura interna, di cui si parlerà in seguito.

Altra classificazione per i sistemi di regolazione è quella operata a seconda del tipo di energia utilizzata. Si distinguono perciò:

- la regolazione auto-azionata: l'energia è tratta dall'impianto controllato;
- la regolazione elettrica: la sorgente di energia è quella elettrica, a diversi livelli di tensione;
- la regolazione elettronica: l'alimentazione è energia elettrica a bassa tensione;
- la regolazione pneumatica: l'energia è tratta dall'aria compressa.

La regolazione auto-azionata presenta il regolatore accorpato all'organo finale di regolazione, mentre l'energia di alimentazione proviene dall'elemento sensibile e quindi, in ultima analisi, dall'impianto stesso (ad esempio, la valvola termostatica).

La regolazione elettrica consiste nella commutazione dello stato di un circuito elettrico (aperto o chiuso) oppure nella variazione della resistenza di un circuito a ponte. Ricorrere all'energia elettrica comporta una serie di benefici: la fonte di alimentazione è facilmente disponibile, permette di usare sonde anche con deboli segnali, non richiede personale specializzato e la trasmissione dei segnali non ha alcun ritardo inerziale. Il livello di tensione adeguato per i regolatori elettrici può essere quello di linea (220 V) oppure la bassa tensione prodotta da piccoli trasformatori (tipicamente 24 V).

Anche la regolazione elettronica, potendosi avvalere di un amplificatore elettronico sul segnale prodotto dalla sonda, permette di utilizzare sensori con uscite di debole intensità. Tra i vantaggi, si segnalano: la grande flessibilità di impiego, l'affidabilità, l'alimentazione in sola bassa tensione, la possibilità di integrazione con l'informatica. Quanto a quest'ultima opportunità, si usa in tal caso parlare di "regolazione digitale". Lo stesso regolatore, dotato di microprocessore al suo interno, viene detto DDC (*Direct Digital Control*) e segue una logica binaria. Ad oggi, è proprio questa tipologia di regolatori a dominare il mercato, in virtù anche della possibilità di collegare più regolatori in un più ampio sistema di controllo ("livello di supervisione").

La regolazione pneumatica, infine, consiste in una serie di orifizi che vengono aperti o chiusi, oppure in canali la cui pressione varia in base alla quantità di aria che viene lasciata sfiatare in atmosfera.

2.2.1. Attuatori

Gli attuatori sono i dispositivi preposti per la conversione del segnale di comando proveniente dal regolatore nell'azione regolante sul dispositivo controllato. In particolare, a seconda del tipo di segnale che ricevono, si distinguono in attuatori di tipo pneumatico e di tipo elettrico.

Gli attuatori di tipo pneumatico sono alimentati con un segnale pilota in pressione. La corsa completa può durare da 1 a 50 secondi, in relazione alle dimensioni dell'attuatore e alla portata di aria compressa utilizzata come segnale. Prerogativa essenziale è il grado di purezza dell'aria, la quale non deve contenere tracce di umidità, olio o particolato. I dispositivi di regolazione pneumatica risultano ormai standardizzati, con le seguenti caratteristiche:

- la pressione di alimentazione, necessaria al funzionamento degli apparecchi, è di 1,4 bar (20 psi);
- il segnale di comando (o "segnale regolante", "segnale pilota", "campo di lavoro") che muove l'attuatore è di $0,2 \div 1$ bar ($3 \div 15$ psi);
- la massima pressione ammessa è di 2,1 bar (30 psi).

Gli attuatori di tipo elettrico ricevono invece il segnale pilota tramite una grandezza elettrica, sia essa la corrente oppure la tensione.

Esempi di questo tipo di attuatori sono:

- il solenoide: si tratta di una bobina percorsa da corrente, la quale va a magnetizzare uno stelo, solidale all'otturatore di una valvola (a due posizioni oppure modulante);
- il motore elettrico lineare: trasforma il segnale elettrico in un'azione meccanica, avvalendosi eventualmente di un riduttore di giri o di un moltiplicatore di coppia.

All'interno della categoria dei motori elettrici lineari, si possono distinguere:

- attuatori bidirezionali: una volta attivati, proseguono la loro corsa fino alla totale apertura o chiusura del dispositivo controllato (valvola);
- attuatori con ritorno a molla: a riposo, la molla tiene lo stelo della valvola in posi-

zione di sicurezza, ma quando viene pilotato con un segnale dal regolatore, lo stelo si muove in una nuova posizione;

- attuatori reversibili: la posizione dello stelo può essere modificata in entrambe le direzioni.

Indipendentemente dalla tipologia di alimentazione dell'attuatore, esso si può descrivere a mezzo di diversi parametri caratterizzanti:

- il tempo di risposta: è l'intervallo di tempo necessario per effettuare una corsa completa (esempio: da valvola tutta chiusa a tutta aperta);
- lo *span*: è la differenza tra il massimo ed il minimo valore del segnale pilota per cui è stato tarato l'attuatore;
- la forza (o coppia) massima: dev'essere sufficiente a vincere il differenziale di pressione creato sull'attuatore dal moto del mezzo regolato (acqua, aria, ecc.), così da consentire la completa chiusura;
- la risoluzione: è la minima variazione del segnale pilota in ingresso in grado di produrre un'azione apprezzabile da parte del dispositivo controllato (valvola) sul processo; solitamente è definita come percentuale dello *span*.

2.2.2. Sensori

I sensori di misura, sonde o elementi sensibili sono quei dispositivi adibiti alla rilevazione della grandezza fisica sotto controllo. Essi si distinguono in:

- sensori semplici: misurano la variabile di processo e forniscono un segnale analogico (esempio: corrente nell'intervallo 4÷20 mA, tensione continua, variazione di una resistenza elettrica, ecc.);
- sensori trasduttori: trasformano il segnale in un *input/output* per il regolatore (esempio: conversione elettrica/pneumatica o analogico/digitale);
- sensori trasmettitori: amplificano il segnale a bassa intensità proveniente da un sensore semplice e li filtrano da eventuali "rumori"; qualora sensore e trasmettitore siano integrati, vengono definiti "*built-in*";
- sensori regolatori: integrano le funzioni di misura ed intervento (esempio: i termostati).

Come nel caso degli attuatori, anche i sensori sono descritti da una serie di parametri caratteristici:

- il tempo di risposta (τ_{63} o τ_{90}): considerando di applicare una variazione a gradino della variabile controllata, e che la risposta del sensore sia esponenziale ed asintotica, è il tempo impiegato perché il valore rilevato dal sensore sia pari al 63% (90%) del valore a regime; il tempo di risposta può variare da frazioni di secondo a centinaia di secondi;
- il campo di funzionamento: è il range di valori entro cui la variabile controllata può essere misurata efficacemente;
- l'incertezza di misura: non riguarda la sola precisione intrinseca dell'elemento sensi-

bile, ma l'intera catena di misura (sensore-trasmettitore-convertitore A/D);

- la risoluzione: è la minima variazione del segnale in ingresso che produce una variazione della grandezza misurata; la risoluzione dev'essere necessariamente minore dell'incertezza della catena di misura.

Nella scheda tecnica riportata in Tabella 1 è rappresentato un esempio di sensore di temperatura.

Per quanto riguarda i sistemi HVAC, le sonde che si incontrano più comunemente sono quelle di temperatura a bulbo secco, temperatura operativa, umidità, concentrazione di inquinanti (qualità dell'aria), irraggiamento, velocità dell'aria, entalpia, calore, portata.

2.2.2.1. I sensori di Temperatura

La misura di temperatura richiede la trasmissione di una piccola quantità di energia termica dall'oggetto al sensore. Nei trasduttori elettrici l'energia termica è convertita in un segnale elettrico (sensori piroelettrici, sensori termoelettrici, sensori ottici, ecc.). Ci sono due modi di procedere nella misura della temperatura: per equilibrio e predittivo. Nel primo metodo (più lento) la misura è completata quando non c'è più gradiente termico fra corpo e sensore; nel secondo la temperatura del corpo è ricavata attraverso la velocità di variazione della temperatura del sensore senza che il punto di equilibrio sia mai raggiunto.

I sensori possono effettuare misure di temperatura per contatto o senza contatto; ai primi, che funzionano per conduzione (o convezione) termica, è richiesto un basso calore specifico e un'alta conducibilità termica; ai secondi, che funzionano misurando l'irraggiamento termico, sono richiesti spessori ridotti (bassa capacità termica) e superfici sensibili estese.

I diversi sensori per le misure di temperatura si sono evoluti a partire dal 1800, come riportato in Figura 5.

I sensori di temperatura a bulbo secco si differenziano in (Figura 6):

- I termostati bimetallici (o a lamina bimetallica): essi presentano un sottile nastro (a forma di U o avvolto a spirale), costituito da due differenti metalli, con diversi coefficienti di dilatazione termica. Al variare della temperatura, si modifica la curvatura

Temperatura	
Principio di misura	Pt100 1/3 DIN A
Campo di misura	-40÷+80 °C
Incetezza	0,10 °C (0 °C)
Uscita	Pt100 DIN-IEC 751 tavola (EN 60751)
Risoluzione	0,01 °C
Tempo di risposta (T90 aria)	5 min (in flusso d'aria 0,2 m/s)

Tabella 1. Esempio scheda tecnica sensore temperatura dell'aria.

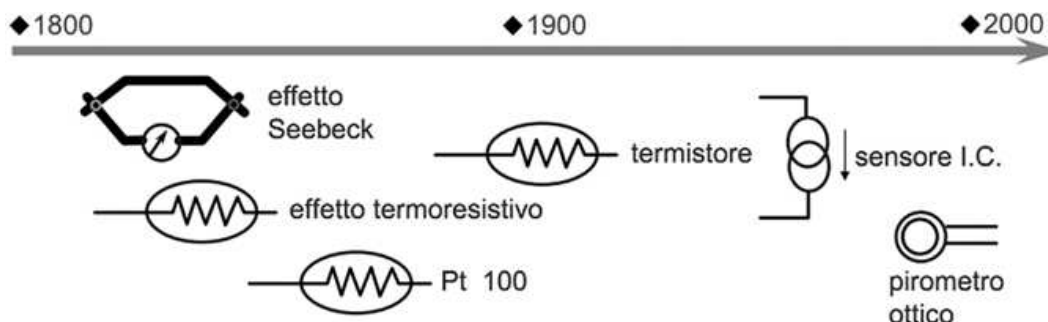


Figura 5. I sensori di temperatura nella storia.

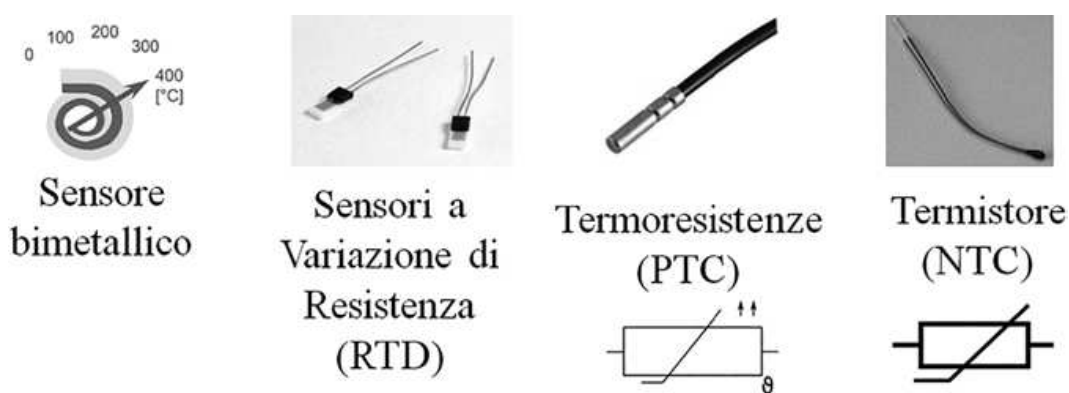


Figura 6. Tipologie di sensori per le misure di temperatura.

- del bimetallo, con l'effetto di aprire/chiudere dei contatti elettrici oppure modificare il passaggio dell'aria nelle regolazioni pneumatiche;
- I termostati a soffiello sigillato: al loro interno, contengono un liquido la cui pressione di vapore è particolarmente sensibile alle variazioni di temperatura; in tal modo si genera il movimento a espansione o contrazione del soffiello, cui sono collegati i leveraggi del regolatore;
 - I termostati a soffiello con bulbo: il bulbo sensibile è posto esternamente al soffiello, e vi trasmette le variazioni di pressione in funzione della temperatura tramite un capillare;
 - Sensori a Variazione di Resistenza (RTD): Si tratta di trasduttori elettrici che sfruttano la proprietà dei metalli di variare la conducibilità elettrica con la temperatura. Usano in genere come materiale sensibile il platino, proprio per le sue caratteristiche di lunga durata, stabilità e riproducibilità. Un esempio di tali sensori sono le Pt100 e le Pt1000, ovvero termoresistenze in platino (Pt), in cui la resistenza alla temperatura di 0 °C è pari rispettivamente a 100 Ω e 1000 Ω .
 - Le termoresistenze (o PTC): la resistenza elettrica dell'elemento metallico che le costituisce cresce al crescere della temperatura rilevata; il collegamento con il rego-

latore viene eseguito mediante due fili invertibili tra di loro, in quanto la misura la resistenza elettrica non è una grandezza dotata di verso;

- I termistori (o NTC): stesso principio delle termoresistenze, eccetto il legame inversamente proporzionale tra resistenza e temperatura.

2.2.2.2. I sensori di Umidità

L'umidità relativa è il rapporto fra la quantità di acqua contenuta in un Kg d'aria secca ad una certa temperatura e la quantità massima di acqua che potrebbe essere contenuta alla stessa temperatura dallo stesso kg d'aria. Viene espressa in %.

L'umidità relativa dell'ambiente interno ha un effetto lieve sulla sensazione di benessere. L'aria satura (100% di UR) impedisce qualsiasi raffrescamento di tipo evaporativo. Quando l'UR è minore del 20% le membrane mucose si seccano ed aumentano le possibilità di infezione. Alle basse temperature l'aria molto secca accresce la sensazione di freddo in quanto l'umidità che raggiunge la superficie dell'epidermide evaporando provoca una spiacevole sensazione di freddo. Per temperature dell'aria superiori ai 32 °C con UR oltre il 70% si accentua la sensazione di caldo in quanto il sudore prodotto non può evaporare. L'influenza dell'UR aumenta se ci si sposta fra ambienti con diverse quantità della stessa (cioè in regime dinamico) aumentando l'incidenza sulla sensazione di benessere.

Gli elementi sensibili all'umidità, sono solitamente costituiti da una striscia di nylon: essa si espande o contrae a seconda che assorba più o meno vapor acqueo, in funzione dell'umidità relativa dell'aria cui è a contatto. La variazione di volume può attivare un sistema di levismi, oppure spostare su una piastrina, variando la posizione reciproca con un traferro e quindi l'entità della corrente elettrica prodotta.

Nel caso di regolazione elettronica tale movimento agisce su piastra, la cui posizione rispetto ad un traferro crea una corrente elettrica di valore variabile con il modificarsi dell'umidità.

2.2.2.3. La collocazione dei sensori per la regolazione

La scelta del tipo di sensore ai fini del controllo di una variabile di processo è determinante per il suo buon esito. Tuttavia, ripiegare su una sonda sofisticata, precisa e costosa è sinonimo di qualità della regolazione? Certamente ciò è un requisito auspicabile, ma gli sforzi tecnologici ed economici potrebbero essere vanificati da un'installazione scorretta. Un posizionamento sconveniente inficia la bontà della regolazione e, come conseguenza primaria, comporta inutili dispendi energetici.

Se si tratta di sonde adibite alla misurazione di parametri legati all'aria interna di un ambiente, bisognerà aver cura di posizionare l'elemento sensibile nel punto in cui si ritiene le condizioni siano rappresentative di una parte o dell'intero alloggio (se si tratta, ad esempio, di una regolazione di zona) o di una stanza (se si tratta di regolazione ambiente). In genere, si cerca di evitarne il montaggio:

2. La regolazione degli impianti termotecnici

- vicino a porte che comunicano con un ambiente non condizionato;
 - in punti soggetti a soleggiamento per gran parte della giornata;
 - a meno di 1÷2 m dalle finestre;
 - all'interno di nicchie, dietro le porte, dietro le tende, entro mobili o in zone ristrette con poco giro d'aria, in quanto lì le condizioni puntuali si discostano notevolmente dai valori medi circostanti;
 - su pareti esterne;
 - vicino a fonti di disturbo, per natura termica (canne fumarie, tubi dell'acqua calda, correnti d'aria calda o fredda, ecc.) o elettromagnetica (televisori, modem, ecc.)
- Quando i conduttori elettrici sono sotto traccia, è necessario tappare il tubo contenente i fili per evitare che la corrente d'aria influenzi la misura della temperatura.

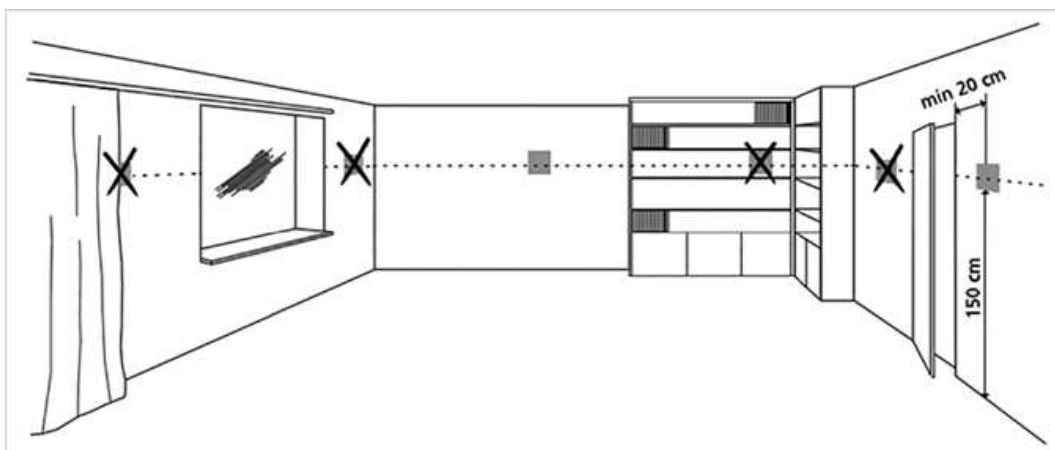


Figura 7. Esempi di corretto e scorretto posizionamento delle sonde di temperatura in ambiente.

Altra raccomandazione, è quella di adottare termometri digitali, in modo che la lettura possa essere eseguita dall'utente senza toccare la sonda con le mani, azione che potrebbe distorcere gravemente la lettura.

Quanto all'altezza di installazione della sonda, assodato che ogni ambiente è più o meno marcatamente soggetto a stratificazione verticale della temperatura a causa dei moti convettivi naturali, le opportunità di scelta sono diverse:

- l'altezza media della stanza (tipicamente 1,5 m);
- l'altezza del baricentro di una persona in piedi (tipicamente 1,1 m);
- l'altezza del baricentro di una persona seduta (tipicamente 0,6 m).

Se l'obiettivo primario della regolazione è assicurare il comfort ambientale, le ultime due opzioni sono quelle da perseguire. La prima opzione è invece utile se la sonda assolve anche le funzioni di regolazione di un termostato, in quanto deve essere agevolmente impostabile il *set-point* ed eventualmente la programmazione oraria.

Infine, si segnala che l'adozione di sensori *wireless* (via radio) da qualche tempo disponibili sul mercato affranca il posizionamento della sonda dai tradizionali problemi delle installazioni via cavo, che imponevano vincoli di collocamento. Ora, compatibilmente con il mobilio, praticamente ogni posizione è praticabile.

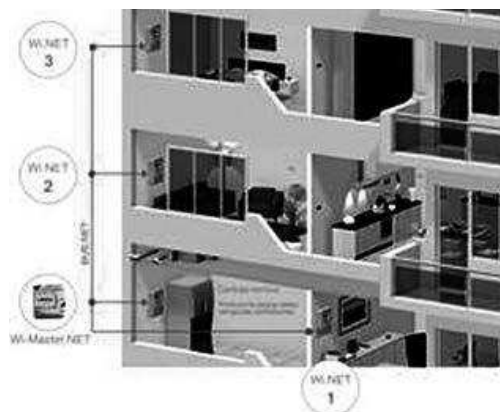


Figura 8. Sensori wireless per la regolazione ambiente.

2.3. Strategie di regolazione per impianti termici

Nella tabella di seguito sono riassunti tutti i tipi di regolazione, in funzione delle diverse tipologie di edificio.

Regolazione	Generatore a servizio di un edificio condominiale	Generatore in appartamento o casa singola
Regolazione manuale centrale	Temperatura di mandata impostata manualmente, uguale per ogni appartamento	Temperatura di mandata impostata manualmente
Regolazione climatica	Impostazione pendenza della curva climatica. Temperatura di mandata uguale per ogni appartamento.	Impostazione pendenza della curva climatica
Regolazione a punto fisso	Temperatura di mandata costante. La valvola termostatica modifica la temperatura al terminale in funzione del settaggio.	Temperatura di mandata costante. La valvola termostatica modifica la temperatura al terminale in funzione del settaggio.

2.3.1. Regolazione manuale centrale

L'ultimo riferimento a questo tipo di regolazione è contenuto nella norma UNI 10348 del 1993, sostituita nel 2008. La normativa vigente (UNI/TS 11300-2 e UNI EN 15316-2-1) non contempla questo tipo di regolazione su nuove installazioni, tuttavia non è raro imbattersi in impianti esistenti di questo tipo, in sede di diagnosi energetica. In questo caso, la regolazione è gestita dal controllo manuale tramite il termostato di caldaia: esso controlla la temperatura di mandata del fluido termovettore ai terminali di impianto. Nel caso di un edificio condominiale, con una simile regolazione non si riesce ad ottenere né la costanza nel tempo né l'uniformità nello spazio della temperatura ambiente nei diversi alloggi. Per questo motivo, in sede di calcolo del rendimento di regolazione,

la norma UNI/TS 11300-2 raccomanda di ridurre del 5% il valore tabulato per la regolazione climatica dello stesso tipo di terminale, la quale dipende a sua volta dal fattore di utilizzazione degli apporti e dal rapporto apporti/perdite.

2.3.2. Regolazione climatica

Ogni tipo di regolazione è mossa dal principio secondo cui l'energia termica fornita dal generatore debba essere istante per istante fedele al fabbisogno energetico dell'edificio. In prima istanza, si può ritenere questo fabbisogno proporzionale alle sole dispersioni termiche per trasmissione e ventilazione, a loro volta dipendenti dalla temperatura dell'aria esterna. La regolazione climatica individua proprio nella temperatura esterna il parametro più rappresentativo del fabbisogno termico, facendo di essa la grandezza regolante del sistema. La grandezza regolata può essere:

- la temperatura di mandata del fluido termovettore;
- la temperatura media del fluido termovettore;
- la temperatura ambiente.

In letteratura, a seconda della grandezza regolata, si suole distinguere tra:

- "regolazione climatica", se la grandezza regolata è la temperatura del fluido termovettore;
- "compensazione climatica", se la grandezza regolata è la temperatura ambiente.

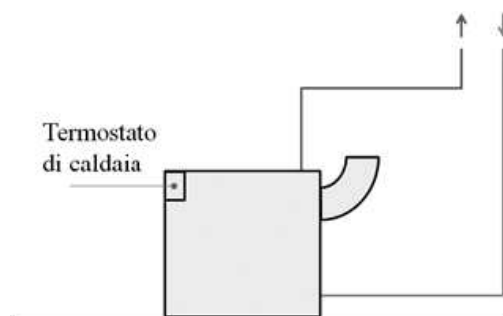


Figura 9. Schema rappresentativo della regolazione manuale centrale.

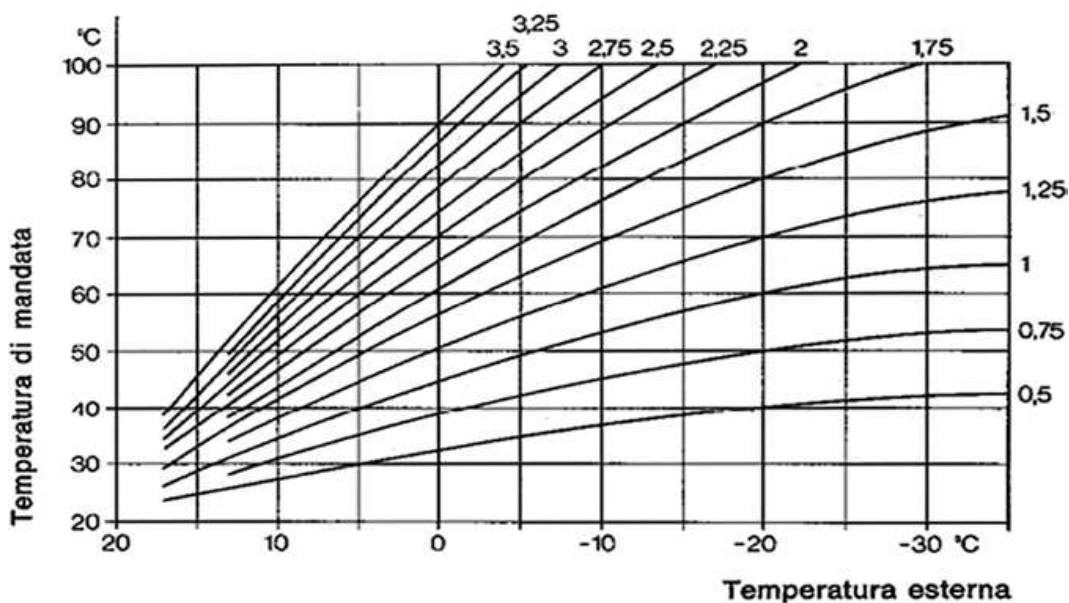


Figura 10. Regolazione climatica della temperatura di mandata in funzione della temperatura esterna.

Infatti, nel campo dei controlli automatici, quando il valore di *set-point* di una grandezza (in questo caso la temperatura ambiente) si modifica in base al valore assunto da una seconda variabile (in questo caso la temperatura esterna), si parla di “compensazione” o “azione compensatrice”.

In particolare:

- si distingue tra compensazione diretta (caso del raffrescamento, quando all’aumentare della temperatura esterna si ha un aumento del valore di *set-point* della temperatura ambiente) e compensazione inversa (caso del riscaldamento, quando le variazioni hanno segno discorde);
- la legge che lega la temperatura esterna alla grandezza regolata viene denominata “curva/retta climatica” o “curva/retta di compensazione (climatica)”;
- la grandezza regolante (cioè la temperatura esterna) viene detta “grandezza compensatrice”: essa viene letta da un regolatore (detto “*master*” o “compensatore”) e trasformata in un “segnale compensante”. Quest’ultimo viene poi inviato ad un secondo regolatore (detto “*submaster*” o “regolatore di base”), collegato all’organo finale di regolazione (valvola a tre vie motorizzata);
- il rapporto tra variazione della grandezza regolata e variazione della grandezza compensatrice viene definito “autorità di compensazione” e, qualora i regolatori abbiano il medesimo campo, rappresenta graficamente la pendenza della retta climatica (“*slope ratio*”).

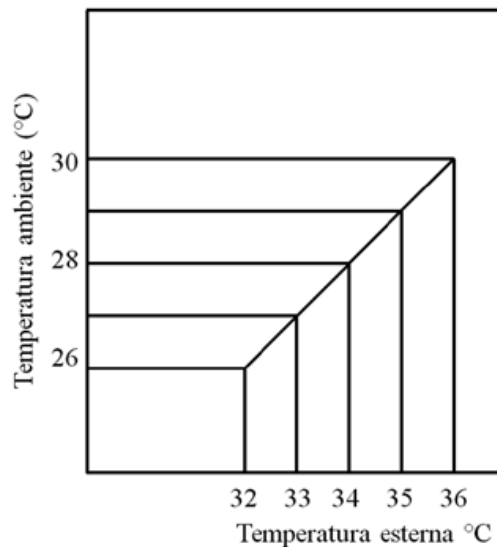


Figura 11. Grafico di regolazione con compensazione.

Tuttavia, anche quando la regolazione avviene sulla temperatura del fluido termovettore (media o di mandata) si usa la stessa nomenclatura di cui sopra. Si può tracciare ancora una curva climatica, caratterizzata da:

- una pendenza fissa, funzione delle caratteristiche di emissione dei terminali di impianto (pannelli radianti, radiatori, ventilconvettori, ecc.), della loro modalità di gestione, del grado di isolamento dell’edificio e della sua inerzia termica;
- una quota fissa se il regolatore opera in circuito aperto, variabile se il regolatore opera in circuito chiuso; se la quota è fissa, è definita dal punto con coordinate temperatura di mandata di progetto – temperatura esterna di progetto.

Il regolatore climatico a circuito aperto si compone di una centralina elettronica digitale, a cui sono collegate due sonde di temperatura (una di mandata all’impianto e una

esterna) ed un servomotore che aziona la valvola a tre vie con funzione miscelatrice. La sonda esterna va posizionata su una parete a Nord, o comunque in condizioni di ombreggiamento, affinché la lettura non sia distorta dall'effetto della radiazione solare. La centralina elabora il segnale proveniente dalla sonda esterna e, in base alla curva climatica selezionata per l'edificio in cui è installata, determina il valore ideale della temperatura di mandata, lo confronta con il valore effettivo misurato dalla sonda di mandata e, se necessario, agisce sulla valvola miscelatrice.

Tuttavia, un simile controllo è tanto più inefficace quanto più sul bilancio termico dell'ambiente incidono gli apporti gratuiti (radiazione solare e carichi interni). Infatti, l'identificazione della temperatura esterna come unico parametro rappresentativo è una semplificazione spesso troppo pesante per conseguire un livello soddisfacente di regolazione. Il sistema di regolazione climatica, non avendo alcun riscontro della temperatura ambiente, non può considerare gli effetti del soleggiamento, del grado di occupazione e dei diversi apporti interni (lampade, PC, ...). Questi flussi termici aumentano la temperatura ambiente, con sovratemperature rispetto al valore di *set-point* e rischio di discomfort. In un edificio condominiale, una regolazione centrale di questo tipo non può assicurare l'uniformità della temperatura ambiente tra i diversi alloggi, inevitabilmente soggetti ad apporti gratuiti di entità differente, a seconda delle abitudini abitative e dell'orientazione cardinale dell'appartamento. Una volta stabilita una temperatura di mandata risultante dal compromesso tra le diverse esigenze, alcuni alloggi registreranno temperature superiori al *set-point*, altri ancora temperature minori, dando luogo a continue diatribe. Per queste ragioni, la pratica tecnica accetta di installare questo tipo di regolazione nei nuovi impianti solo nel caso in cui gli apporti solari ed interni nel mese a maggior insolazione nel corso della stagione di riscaldamento siano inferiori al 20% del fabbisogno energetico complessivo dello stesso mese.

2.3.3. Regolazione a punto fisso

Questa tipologia di regolazione è perfettamente contrapposta alla logica climatica, in quanto prevede il mantenimento della temperatura di mandata del fluido termovettore ad un valore costante, indipendente dalle condizioni climatiche esterne. Inizialmente, questo valore veniva settato manualmente dall'utente sulla valvola termostatica, costringendolo a continue azioni di regolazione per adeguarsi alla variabilità delle sollecitazioni termiche agenti sull'edificio. Oggi, invece, la valvola

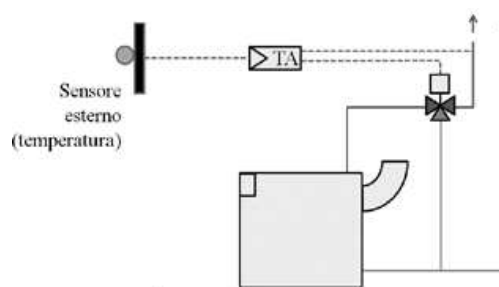


Figura 12. Schema rappresentativo della regolazione climatica centrale.

termostatica è tarata sulla temperatura di mandata di progetto (quella massima, in corrispondenza della minima temperatura esterna) e la temperatura ambiente viene mantenuta da termostati di zona o di ambiente, agenti sugli attuatori elettrotermici presenti sulle valvole di zona o sulle testine circuito di distribuzione. La temperatura interna letta dal termostato viene infatti confrontata con quella di *set-point* impostata e, se superiore, viene disalimentato elettricamente l'attuatore, in modo da mandare in totale chiusura o in parzializzazione il circuito di acqua calda. Quando tutti i circuiti dell'impianto sono in posizione di totale chiusura, un microinterruttore ausiliario comanda lo spegnimento della pompa di circolazione. Insomma, mentre la regolazione climatica agisce sulla temperatura del fluido termovettore, la regolazione a punto fisso modifica la portata circolante.

In queste tipologie di impianti assume particolare importanza la scelta del tipo di regolatore cui è collegato il termostato ambiente/di zona: come riportato nella tabella della normativa UNI TS 11300-2, il rendimento di regolazione sarà tanto più elevato spostandosi dal funzionamento on/off a quello proporzionale (P), proporzionale-integrativo (PI) o proporzionale integrativo derivativo (PID).

La regolazione in portata è il concetto che sta alla base della regolazione di zona e della regolazione ambiente. Sempre più spesso viene abbinata ad una pre-regolazione centrale di tipo climatico, in modo da sfruttare i vantaggi di entrambi i tipi di controllo e conseguire rendimenti di regolazione vicini all'unità.

La regolazione di zona nasce negli anni 70/80 in concomitanza con la diffusione degli impianti di distribuzione orizzontale per edifici condominiali. In questo tipo di distribuzione, il generatore di calore produce acqua calda a temperatura costante per qualsiasi condizione esterna e la immette in un montante di mandata da cui si dipartono orizzontalmente tutte le ramificazioni verso gli appartamenti dell'edificio. Similmente, afferiscono ad uno stesso montante di ritorno i rami di ritorno dagli appartamenti. Il circuito di distribuzione costituito dai due montanti verticali ed il circuito di distribuzione interno ad ogni appartamento sono separati da una cassetta. Entro la cassetta è contenuta una valvola a tre vie, posta sul ritorno², denominata "valvola di zona". Essa, pur avendo due ingressi ed un'uscita, opera da deviatrice in mandata: ciò significa che la temperatura di mandata ai vari terminali d'impianto sarà costante e pari a quella prodotta dal generatore centrale, mentre potrà essere modulata la portata di fluido termovettore inviata entro ogni appartamento. La valvola a tre vie è infatti pilotata da un regolatore che riceve segnali dal termostato di zona (dove qui con "zona" si fa riferimento ad un intero appartamento). Il termostato viene ubicato in un locale di riferimento e si occupa del mantenimento nel tempo del valore di temperatura ambiente impostato. Il valore letto dal termostato viene inviato ad un

² Più raramente per la modulazione della portata si utilizza una valvola a due vie montata sul ramo di mandata.

regolatore che potrà agire sulla valvola di zona con azione di on/off oppure modulante (P, PI o PID). Seppur faccia registrare un incremento del rendimento di regolazione lieve, l'azione proporzionale offre un benessere decisamente superiore rispetto alla regolazione tutto/niente.

Questo sistema può garantire l'uniformità della temperatura tra i vari appartamenti, ma non l'omogeneità della temperatura tra le varie stanze che compongono lo stesso alloggio, in quanto ognuna sarà caratterizzata da apporti termici o da gradi di occupazione diversi.

Oggi, la regolazione di zona può essere applicata in senso più ampio anche ad edifici di natura non condominiale: una "zona" può infatti essere rappresentata dalle stanze aventi la stessa esposizione (nord, sud, ...) oppure la stessa destinazione d'uso (zona notte/giorno, zona uffici, ...). Tuttavia, la modalità di regolazione della potenza si esplica sempre attraverso il controllo della portata del fluido termovettore con valvola a tre vie.

Ricorrendo contestualmente anche alla pre-regolazione climatica centrale, si rende la regolazione finale di zona meno gravosa e più precisa, elevando di qualche punto percentuale il rendimento di regolazione.

Per affinare ulteriormente la regolazione ed ottenere la temperatura desiderata in ogni singolo locale dell'appartamento (o della "zona") è necessario ricorrere alla regolazione per singolo ambiente, con o senza pre-regolazione centrale climatica. Si tratta di regolare la potenza erogata dai terminali di una stessa stanza (radiatori, ventilconvettori, pannelli radianti, ...) in funzione del fabbisogno energetico attuale, e quindi della variabilità di clima, apporti termici e grado di occupazione. La regolazione avviene ancora una volta modulando la portata, e può servirsi di organi finali quali:

- valvole termostatiche auto-azionate;
- valvole elettroniche o elettriche (dette anche "elettrotermiche"), comandate da un termostato ambiente per ogni stanza.

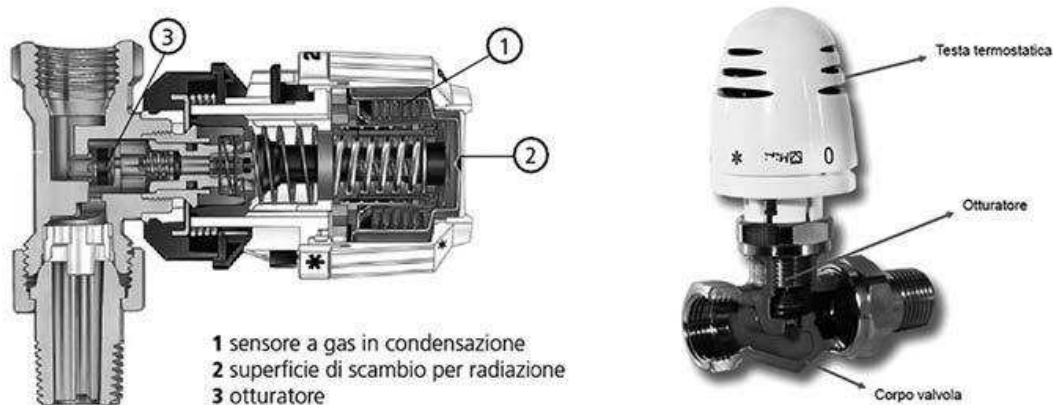


Figura 13. Sezioni di una valvola termostatica.

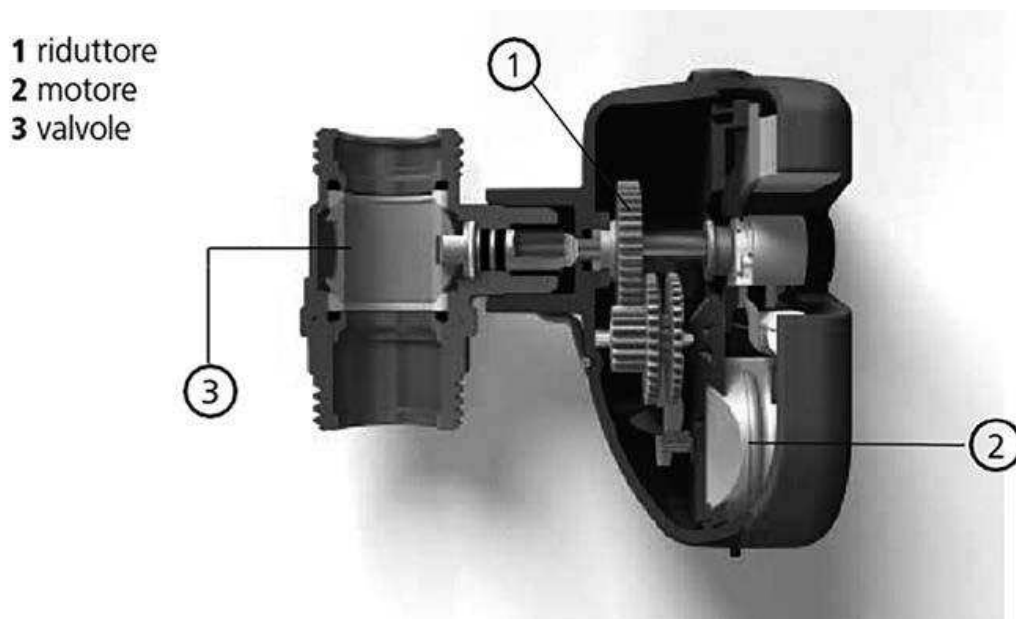


Figura 14. Sezione di una valvola elettrica.

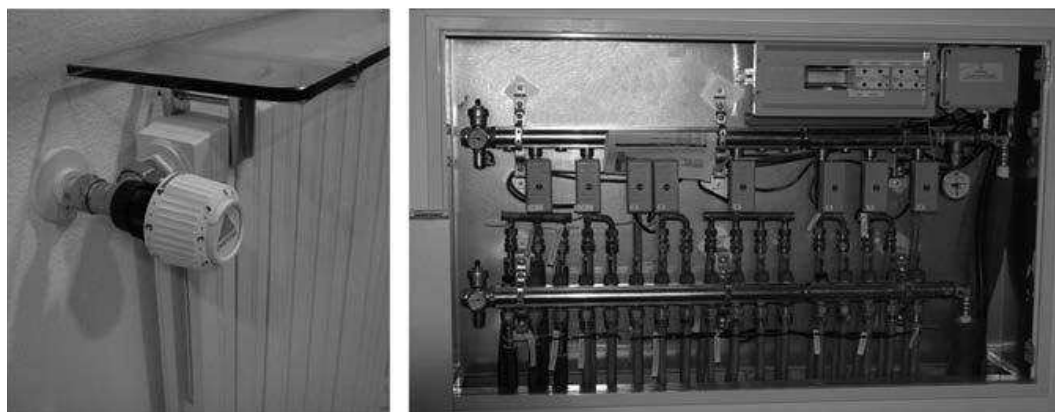


Figura 15. Tipiche installazioni delle valvole per il controllo della portata: a sinistra, una valvola termostatica applicata ad un radiatore, a destra valvole elettrotermiche applicate alle testine di un collettore di distribuzione per impianto radiante.

Se si accompagna a questo tipo di regolazione l'installazione di un cronotermostato agente sulla valvola di zona, è possibile dettare due livelli di funzionamento per l'impianto:

- uno diurno, in cui è la regolazione per singolo ambiente, attuata dalle valvole termostatiche o elettroniche, a mantenere la temperatura di *set-point*; il termostato di zona durante queste ore viene impostato ad un livello superiore rispetto a quello delle valvole termostatiche, così da cedervi il controllo della temperatura ambiente;
- uno notturno, in cui è la regolazione di zona a mantenere omogenea la temperatu-

ra dell'intero alloggio, ad un valore più basso ("attenuazione notturna"). Tuttavia, la consolidata esperienza nel settore mostra che la variazione del punto di regolazione nell'arco delle 24 ore non comporta alcuna variazione dell'energia utile dispersa dall'edificio. Piuttosto, è sempre più frequente il funzionamento in continua dell'impianto, con temperature diversificate a seconda della destinazione d'uso dei vari locali (esempio: 18 °C nelle camere, 20 °C nelle cucine, 22 °C nei soggiorni e nei bagni). Lo spegnimento dell'impianto o l'abbassamento del *set-point* viene limitato alle situazioni in cui si prevede un periodo di assenza superiore alle 24 ore: in tal caso sarà compito della valvola di zona, comandata dal termostato ambiente, realizzare l'attenuazione, in modo da non modificare la posizione delle valvole termostatiche.

2.3.4. La valvola termostatica

La valvola termostatica è una valvola modulante, auto-azionata, generalmente a due vie. Essa agisce regolando il corpo scaldante su cui è installata con lo scopo di mantenere la temperatura impostata dall'utente sulla ghiera. In realtà il settaggio è indiretto: sulla manopola della valvola compare una scala numerata (es. da 0 a 6), in cui ogni posizione corrisponde approssimativamente ad una determinata temperatura ambiente. Alcuni produttori commercializzano oggi teste termostatiche elettroniche, dotate di display con visualizzazione della temperatura impostata.

Il principio di funzionamento è il seguente: un aumento della temperatura dell'ambiente provoca un aumento del volume del fluido (liquido o gas) all'interno della testa termostatica. Esso perciò va ad agire in spinta meccanica, avvicinando l'otturatore alla sede della valvola e riducendo così l'area di passaggio e la portata di fluido termovettore. Un abbassamento della temperatura ambiente provoca un'azione contraria. Affinché l'azione di regolazione sia efficace, è necessario che essa sia caratterizzata da:

- Piccola banda proporzionale:

la banda proporzionale di progetto è la differenza tra la temperatura impostata dall'utente agendo sulla ghiera e la temperatura ambiente effettivamente misurata. Per ognuno di questi valori di banda proporzionale, è possibile tracciare delle curve caratteristiche (rette, in scala doppio logaritmica) che legano la portata di massa circolante con la perdita di carico realizzata (Figura 16).

- Elevata autorità:

l'autorità della valvola termostatica è tanto più elevata quanto più elevata è la temperatura di mandata perché, a parità di resa termica del corpo scaldante, all'aumento del salto termico corrisponde una diminuzione della portata. La valvola lavora cioè con l'otturatore vicino alla posizione di chiusura, determinando le maggiori perdite di carico all'interno del circuito di alimentazione e realizzando con maggior precisione la propria azione regolante. Come si intuisce, il presupposto per il buon funzionamento

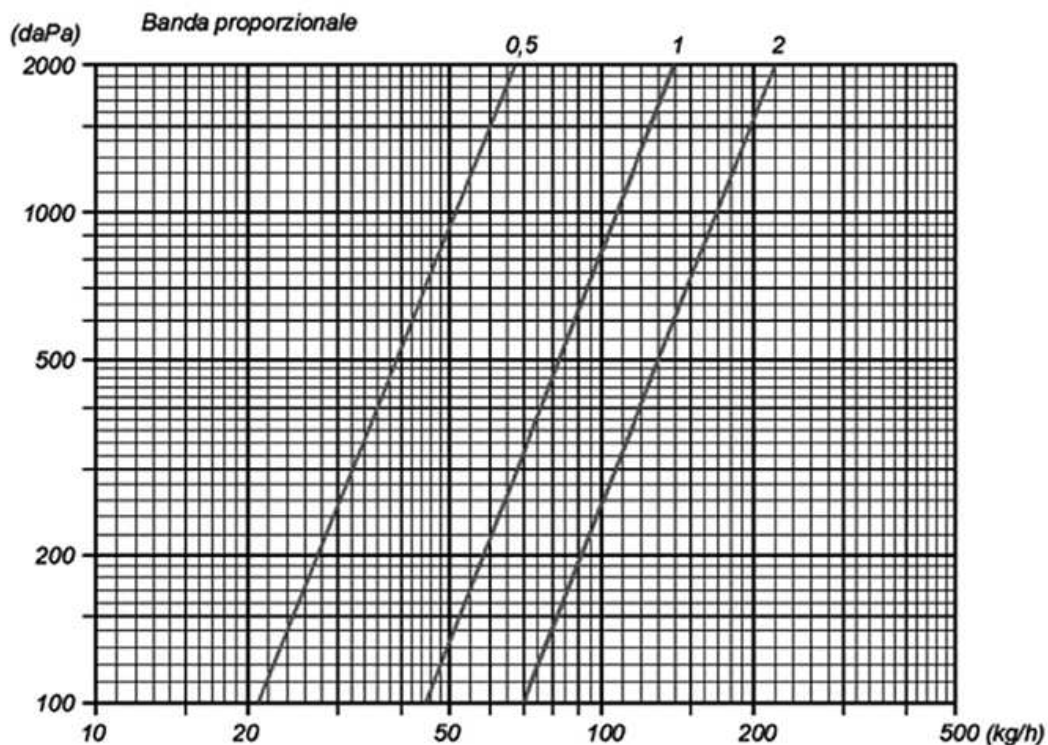


Figura 16. Caratteristica fluidodinamica della valvola termostatica.

della valvola termostatica, cioè l'ampio salto termico ai capi del terminale d'impianto, ben si sposa con l'adozione di caldaie a condensazione, tanto più performanti quanto più bassa è la temperatura di ritorno. Da notare come l'aumento volontario della temperatura di mandata rispetto al valore minimo per mantenere la temperatura di *set-point* risulta in netto contrasto con la logica della regolazione climatica.

- **Bassa inerzia:**

L'inerzia della valvola termostatica è bassa qualora il sensore sia di massa ridotta e sia ben esposto verso l'aria dell'ambiente di cui deve controllare la temperatura (esempio: non schermato dai tendaggi). In termini fisici, ciò significa che la valvola deve essere caratterizzata da un basso tempo di risposta (valore limite: 40 minuti, secondo quanto riportato dall'ENEA). Il tempo di risposta è il tempo impiegato affinché si registri una variazione della grandezza regolata (portata d'acqua) dopo un determinato gradino di variazione della temperatura ambiente.

- **Opportuna installazione:**

la valvola termostatica va sempre installata in direzione parallela al pavimento e rispettando le minime distanze da mensole, nicchia e corpo scaldante. Per superare le difficoltà dovute alle ostruzioni davanti ai corpi scaldanti, sono state sviluppate

diverse soluzioni tecniche: nel caso di copriradiatori, si può ricorrere ad un comando a distanza, nel caso di tende, si usa un sensore a distanza. Per ridurre l'ingombro causato dall'installazione, alcuni produttori offrono la soluzione a tre assi, con la valvola parallela sia al pavimento sia al corpo scaldante, e quindi non sporgente.

Ai fini di un corretto funzionamento della valvola con elevata autorità, la UNI EN 215 (norma di prova delle valvole termostatiche), oltre ad un basso valore del tempo di risposta richiede anche che l'isteresi sia contenuta. L'isteresi è la differenza di temperatura tra le curve di apertura e di chiusura della valvola termostatica, a parità di portata fluente.

Tra le varie funzionalità delle valvole termostatiche, vanno ricordate:

- la possibilità di pre-regolazione: essa consiste nella limitazione della corsa di apertura dell'otturatore, indipendentemente dalla temperatura ambiente; una volta impostata in conformità con la condizione di progetto, la pre-regolazione permette il bilanciamento dell'intero impianto durante quei momenti in cui le valvole lavorerebbero in condizione di totale apertura: in fase di avviamento dopo l'attenuazione notturna o la fermata dell'impianto, oppure in occasione di transitori esagerati (dovuti ad esempio all'apertura delle finestre o all'aumento della temperatura settata dall'utente). Dal punto di vista idraulico, la determinazione della posizione di pre-regolazione corrisponde alla scelta di una precisa perdita di carico realizzata dalla valvola in condizione di totale apertura, cioè ad un valore del coefficiente K_v^3 ben preciso.



- possibilità di bloccare il valore di temperatura desiderato tramite appositi fermi inamovibili, cosicché l'utente non possa esagerare con la regolazione della testa termostatica;
- protezione antigelo automatica: la posizione di fine corsa della valvola garantisce una temperatura minima di circa 6 °C.

L'adozione di valvole termostatiche comporta alcune conseguenze nel funzionamento dell'impianto di riscaldamento:

- la portata circolante all'interno dell'impianto crolla drasticamente (esempio: la stessa portata che prima serviva per alimentare un radiatore, ora è più che sufficiente per alimentare l'intero appartamento);

3 Il coefficiente K_v è il valore caratteristico di portata di una valvola a due o tre vie. Esso, espresso in $[m^3/h]$, rappresenta i m^3 di fluido termovettore ad una data temperatura che passano in un'ora con la valvola totalmente aperta e una perdita di carico ai suoi capi costante, di 100 kPa (1 bar).

- il terminale di impianto su cui è installata la valvola termostatica sarà per metà caldo e per metà freddo;
- è necessario adottare una pompa a giri variabili e parametrizzarla correttamente (tipico: far variare il numero di giri della pompa secondo una legge "portata-prevalenza" di tipo lineare, detta "a pressione proporzionale").

L'applicazione di valvole termostatiche risulta particolarmente indicata anche negli interventi di *retrofit* per il contenimento dei consumi energetici:

- in impianti centralizzati con distribuzione a colonne montanti e regolazione climatica centrale o manuale di tipo locale, l'applicazione delle valvole termostatiche ai corpi scaldanti permette di conseguire un risparmio energetico del 25% circa (10% dovuto all'autonomia di gestione e 15% dovuto al miglioramento del rendimento di regolazione); in questo caso la contabilizzazione del calore avviene in modo indiretto;
- in impianti centralizzati con distribuzione orizzontale e regolazione climatica centrale (ed eventuale regolazione di zona) l'applicazione delle valvole termostatiche ai corpi scaldanti permette di conseguire un risparmio energetico del 15-25% circa; in questo caso la contabilizzazione del calore può avvenire alternativamente in modo indiretto oppure in modo diretto;
- in impianti autonomi con regolazione manuale di tipo locale oppure con regolazione di zona l'applicazione delle valvole termostatiche ai corpi scaldanti permette di conseguire un risparmio energetico del 10-15% circa; poiché in questo caso il generatore è autonomo, non è necessaria una contabilizzazione del calore.

Poiché attualmente è in corso una forte spinta al consolidamento del concetto di regolazione-contabilizzazione, si ritiene opportuno chiarire in cosa consistono le due sopracitate strategie di contabilizzazione del calore:

- la contabilizzazione indiretta si rende necessaria per impianti di distribuzione verticali (detta anche distribuzione "a colonne montanti", "dal basso", o "a sorgenti

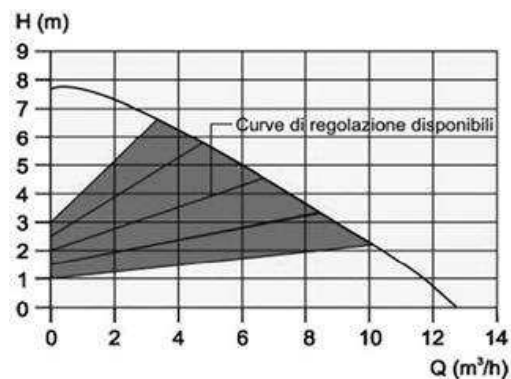


Figura 17. Curve di regolazione disponibili, "a pressione proporzionali", per una pompa a portata variabile.

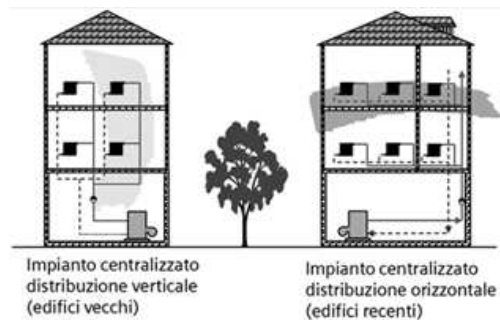


Figura 18. Distribuzione verticale e orizzontale in edifici multipiano.

te"). Essa fruisce di ripartitori che effettuano una stima del consumo di ciascun elemento scaldante, una volta note le sue caratteristiche geometriche (memorizzate all'interno del ripartitore) e la sua temperatura (registrata dallo stesso ripartitore, assieme alla temperatura ambiente). Il dispositivo va quindi programmato in una fase precedente all'installazione, e successivamente montato ad una quota pari al 60% dell'altezza del corpo scaldante, punto in cui sperimentalmente si registra la temperatura media logaritmica del fluido termovettore. Il ripartitore è dotato di display per una lettura locale; tuttavia, sono commercializzati anche modelli collegati a modem, per la lettura da remoto in radiofrequenza.

- la contabilizzazione diretta viene eseguita negli edifici a distribuzione orizzontale (a due colonne montanti, a collettori con cassette di zona). Si tratta, per ogni appartamento, di misurare direttamente la portata di fluido termovettore entrante nell'alloggio ed il salto termico realizzato tra mandata e ritorno. L'elaborazione di queste misure viene effettuata da un'unità elettronica detta "contacalorie", installata all'interno della cassetta di zona. Anche in questo caso, la lettura può avvenire a livello locale o a livello remoto. Particolare cura, in questo caso, va prestata al dimensionamento dell'impianto: bisogna verificare che, per ogni condizione di funzionamento, portate e differenze di temperatura siano compatibili con le caratteristiche del contatore di calore e tali da assicurare il minore errore di misura possibile (entro il *range* $\pm 5\%$, come raccomandato dal DPR 59/09). I dati su consumo, funzionamento ed eventuali anomalie elaborati dai contatori sono centralizzati tramite cavo Bus ad un concentratore con *display*, generalmente posto in centrale termica (Figura 19 e Figura 20).

La contabilizzazione si rende necessaria per motivare l'utente ad usufruire del sistema di regolazione e dei suoi benefici. Si può quindi fondere regolazione e contabilizzazione in un binomio inscindibile, latore di consolidati vantaggi a livello di edificio condominiale:

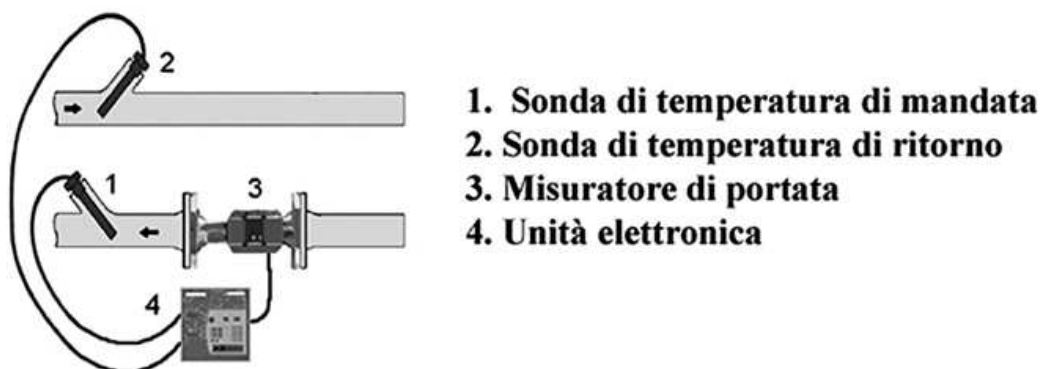


Figura 19. Schema di collegamento di un contatore di calore.

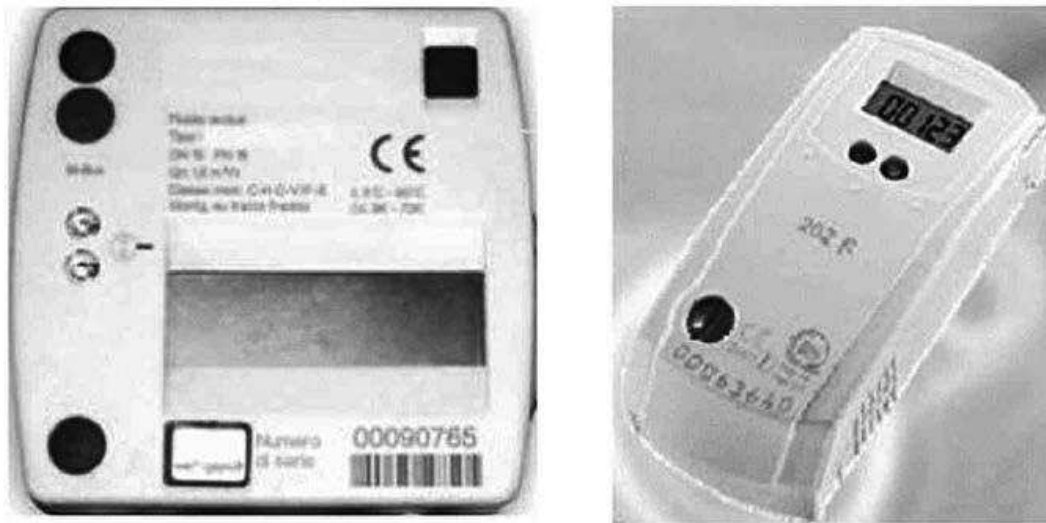


Figura 20. Esempio di contatore di calore per la contabilizzazione diretta (a sinistra) e di ripartitore per la contabilizzazione indiretta (a destra).

- autonomia gestionale (reca gli stessi vantaggi dell'impianto autonomo, senza i suoi problemi di manutenzione, sicurezza e limitato rendimento);
- migliore comfort termico, grazie al continuo adattamento alle esigenze dell'utente;
- eliminazione di eventuali sbilanciamenti, garantendo le temperature prefissate in ogni locale di ogni appartamento;
- consistente riduzione dei consumi di energia primaria: evitando sprechi termici, si conseguono benefici economici tali da ripagare l'investimento in pochi anni;
- maggiore equità nella suddivisione dei costi di approvvigionamento energetico: infatti, come predisposto dalla norma UNI 10200:2013, la bolletta termica di ogni utente si compone di due quote, una "a consumo" (calore prelevato) ed una "fissa" (altre spese indipendenti dalla gestione del singolo e ripartite a "millesimi di riscaldamento")

2.4. Tipologie di regolatore

L'evoluzione dei controlli automatici per sistemi HVAC (*Heating, Ventilation and Air Conditioning*) è proceduta speditamente nel corso di questi ultimi decenni, passando da un primordiale controllo di tipo "*stand-alone*" (un regolatore per ogni variabile di processo controllata) ad una complessa gerarchia di livelli descritti dall'architettura di controllo.

Oggi, è possibile discernere tra diversi livelli:

- livello di campo: riguarda la regolazione di n variabili all'interno dell'impianto;
- livello di automazione: si occupa del coordinamento e della gestione di più variabili o processi controllati singolarmente a livello di campo;
- livello di gestione: si tratta della supervisione di tipo remoto di più impianti, centrali

o sotto-centrali, dislocati anche in diversi edifici posti a grandissima distanza.

L'integrazione di questi tre livelli di controllo automatico è conosciuta come:

- BAS (*Building Automation System*) se l'unica funzione è quella di monitoraggio dei dispositivi ed eventuale produzione di allarmi;
- BACS (*Building Automation Control System*) se oltre al monitoraggio, il sistema è in grado di elaborare algoritmi per la regolazione dei dispositivi, secondo le logiche programmate.

Talora, si vuole distinguere il sistema di supervisione dell'edificio in base alla funzione. Non è raro quindi imbattersi negli acronimi EMS (*Energy Management System*, per il monitoraggio dei consumi energetici), EMCS (*Energy Management and Control System*, per il monitoraggio e la regolazione dei vari impianti energetici), FMCS (*Facilities Management and Control System*, integra l'EMCS con altri sistemi di controllo come l'impianto di illuminazione, quello anti-incendio o quello di allarme).

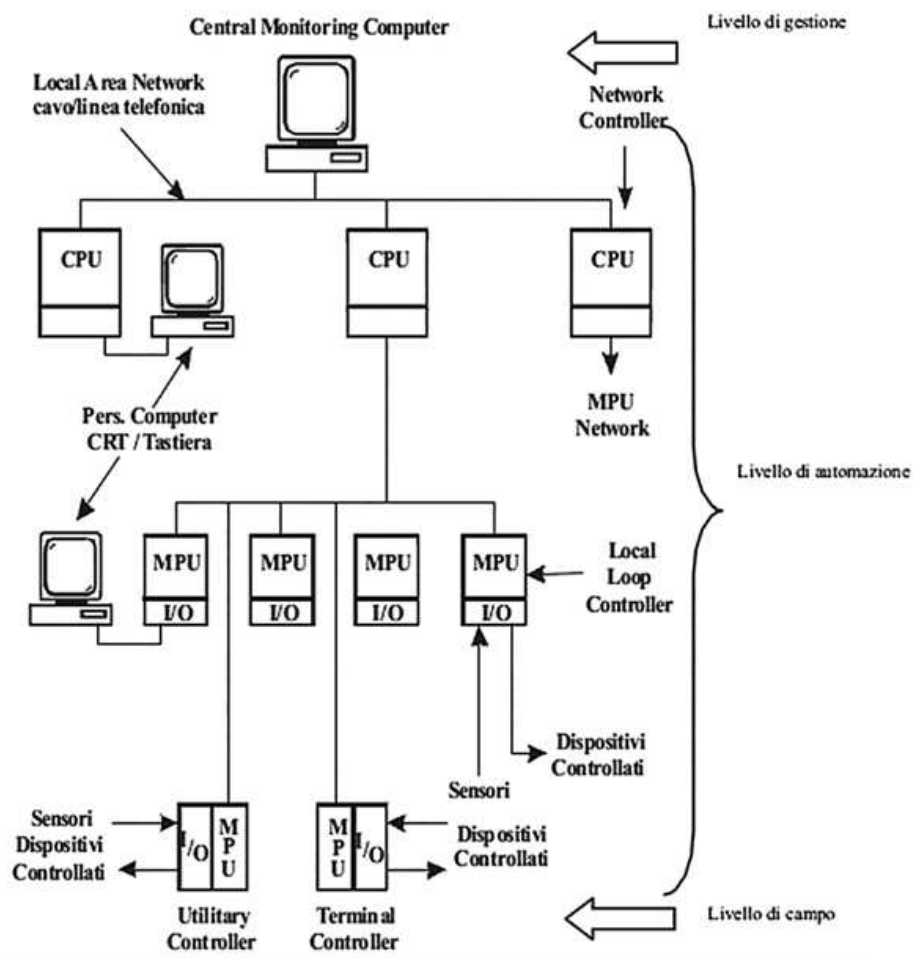


Figura 21. Esempio di sistema di controllo centralizzato. CPU: Central Processing Unit (processore); MPU: Micro Processor Unit; I/O: Input/Output. L'insieme dei livelli di automazione e di gestione costituiscono il livello di supervisione.

2.4.1. Livello di campo

Negli anni Cinquanta con “livello di campo” si intendeva l’azione “*stand-alone*” di un singolo regolatore (di tipo elettrico, pneumatico o elettromeccanico) su un singolo dispositivo (valvola, serranda, pompa, ecc.), atto a controllare una sola grandezza fisica (temperatura, umidità, portata, ecc.), con lo scopo di perpetuare nel tempo le condizioni di comfort ambientale. L’era digitale ha sconvolto questo paradigma nel campo dei controlli per sistemi HVAC, imponendo logiche di regolazione multi-variabile e multi-obiettivo (esempio: contenimento dei consumi energetici parallelamente al mantenimento del benessere termo-igrometrico e alla conservazione della qualità dell’aria). Pertanto, ad un dispositivo di regolazione è richiesto di operare in sinergia e non più individualmente. Attualmente, con “livello di campo” si suole indicare proprio l’insieme delle regolazioni svolte sulle n variabili di processo controllate all’interno dei confini dello stesso impianto.

Ad oggi, il controllo di una variabile di processo all’interno del sistema-edificio avviene nella quasi totalità dei casi attraverso una regolazione ad anello chiuso (*closed loop*), come riportato nella Figura 23. Una volta stabilito un valore di riferimento per la suddetta variabile controllata (*set-point*), il regolatore provvede al monitoraggio in continua del suo valore effettivo, attraverso un sensore ed un trasmettitore. Questo segnale in ingresso al regolatore è meglio noto come “retroazione” o “azione di *feedback*” e produce, per differenza col valore di *set-point*, un errore che il regolatore stesso trasformerà in azione regolante. Essa si realizza inviando un segnale pilota (“*control output*”) all’attuatore e quindi al dispositivo controllato (una valvola, una serranda, un componente elettrico quale un motore, ecc.) (Figura 22).

La “traduzione” del segnale di errore in un segnale pilota all’attuatore può declinarsi in diverse modalità, a seconda del tipo di regolatore a disposizione. È utile precisare che le modalità di intervento descritte di seguito sono comuni ai regolatori elettrici, elettronici e pneumatici.

2.4.2. Regolatore on/off, tutto o niente, a due posizioni

Si tratta del tipo più semplice di regolazione, che attiva/disattiva un dispositivo a seconda del valore assunto istantaneamente dalla variabile controllata. Ad esempio, se si tratta di un termostato, l’uscita sarà in condizione “on” per temperature ambiente più basse del valore di *set-point*, in condizione “off” per temperature maggiori. Per evitare che minimi scostamenti attorno al valore impostato inducano inutili interventi del regolatore, dando luogo ad indesiderati pendolamenti ed usura del sistema di regolazione, viene stabilito un differenziale. Esso rappresenta una piccola zona di non-intervento, un campo di insensibilità dell’apparecchio, entro il quale le fluttuazioni della grandezza regolata non provocano lo scatto dei contatti elettrici del regolatore. Il differenziale può essere centrato attorno al valore di *set-point*, oppure posto tutto al

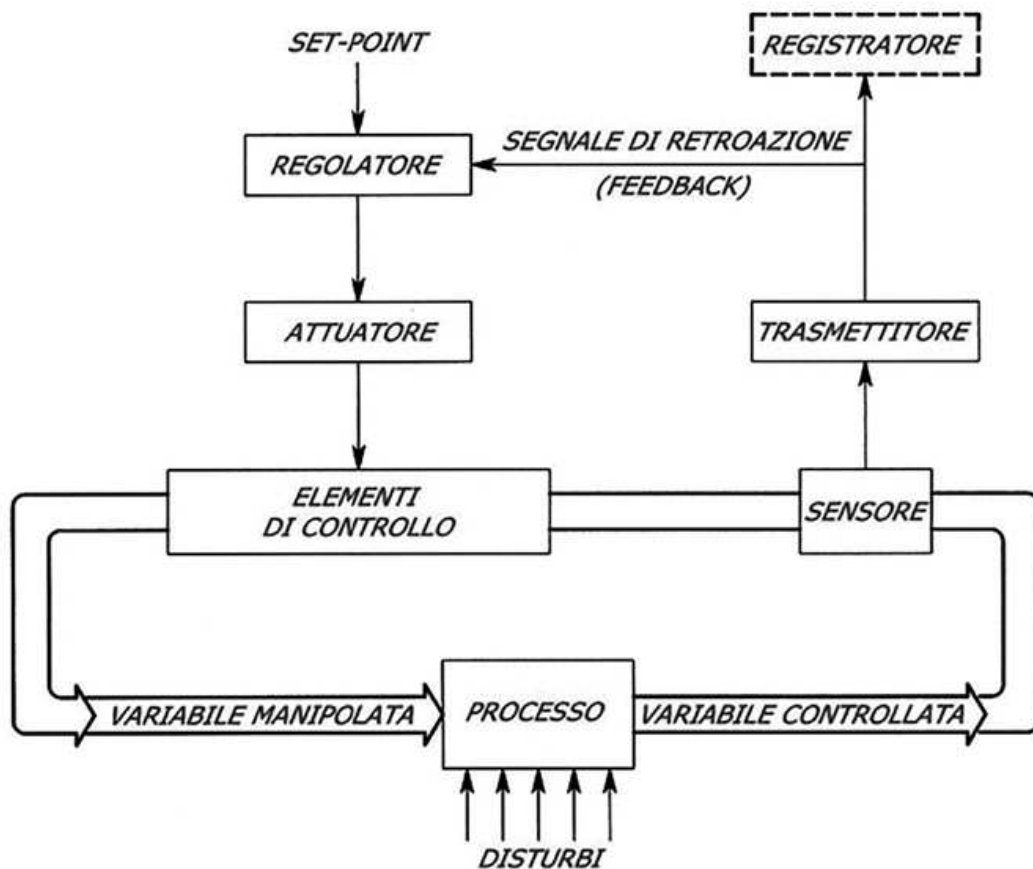


Figura 22. Schema a blocchi di un sistema di regolazione a circuito chiuso.

di sopra o al di sotto di esso. Altresì, esso può essere di ampiezza fissa oppure tarabile secondo diverse logiche.

Nel gergo dei controlli automatici, si distinguono:

- il differenziale impostato, la cui definizione è appena stata fornita;
- il differenziale effettivo, più ampio del precedente, dovuto all'inerzia dell'impianto (*shift* temporale tra l'istante in cui il regolatore effettua la commutazione e l'istante in cui la variabile controllata rientra nel campo del differenziale impostato); un simile ritardo è pressoché inevitabile: ad esempio, nel caso di un termostato, servirebbe che la velocità di scambio termico fosse molto lenta (dell'ordine degli $0,25\text{ }^{\circ}\text{C/h}$) affinché non si verificasse questo fenomeno;
- l'*overshoot*, semi-differenza tra il differenziale effettivo ed il differenziale impostato;
- lo scostamento, pari a metà del differenziale impostato.

Un altro parametro caratterizzante i regolatori on/off è la costante di tempo del sensore o TSR (tempo statico di risposta). Facendo riferimento al dispositivo più rappresentativo della categoria, ossia il termostato on/off, la costante di tempo viene definita come il tempo necessario per ottenere una variazione del 63,2% della differenza di

temperatura applicata inizialmente. Il TSR è quindi un valore indicativo della velocità di reazione del sensore (in questo caso il termometro) e non può variare, in quanto dipende dalle caratteristiche costruttive.

Altro fattore critico per questo tipo di dispositivi è il posizionamento del sensore.

I costruttori hanno cercato di migliorare l'efficacia dei regolatori del tipo on/off sviluppando due soluzioni:

- i regolatori "contro-reazionati" o "anticipati": nel caso dei termostati, si tratta di aggiungere una piccola resistenza elettrica, che viene attivata quando c'è richiesta di calore, causando per effetto Joule un incremento rispetto alla semplice lettura della temperatura ambiente. Questa temperatura artificialmente più alta di quella reale, anticipa il tempo di intervento del termostato. La regolazione così congeniata viene definita "a tempo proporzionale" o "quasi-progressiva";
- i regolatori a più stadi: esiste una "zona morta" ("dead zone", "dead-band", "tempo morto" o "zona neutra") tra due stadi, entro la quale l'on/off viene inibito. Serve oltrepassare completamente questo intervallo affinché si attivi/disattivi il gradino successivo. L'ampiezza della "zona morta" generalmente è fissa, tuttavia, come nel caso del differenziale, alcuni regolatori elettronici offrono la possibilità di tararla.

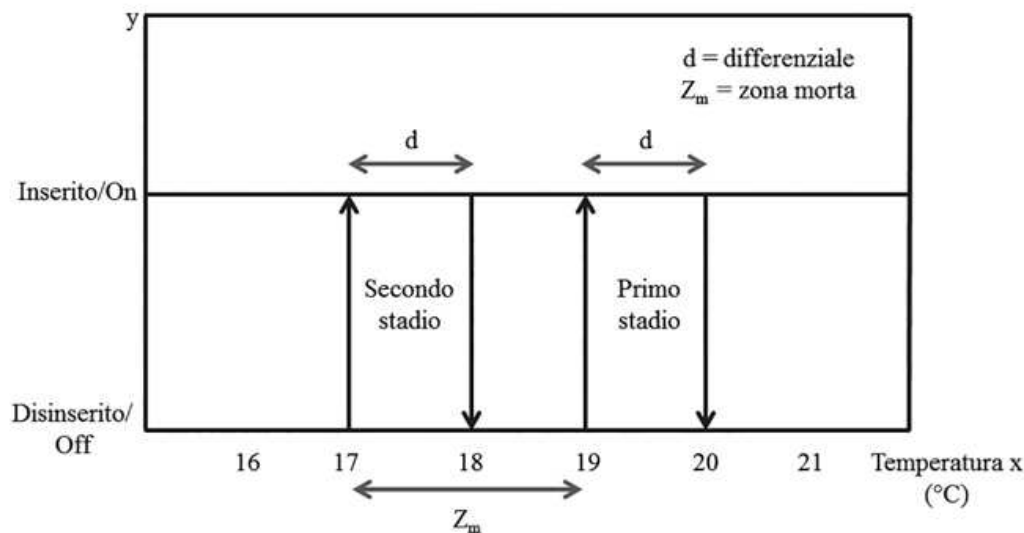


Figura 23. Funzionamento di un termostato on/off a due stadi.

Il sistema di controllo del tipo on/off nel settore HVAC assume oggi un ruolo decisamente marginale, in quanto adatto a sistemi caratterizzati da lente variazioni della variabile controllata, cioè a sistemi dotati di grande inerzia termica. Ai fini pratici, le applicazioni dei dispositivi on/off sono contenute a:

- termostati bimetallici, in genere contro-reazionati; sono termostati il cui collegamento elettrico avviene a tre fili, in cui due comandano l'organo finale di regolazione, mentre il terzo attiva la resistenza anticipatrice (qualora mancasse questo terzo filo, il termostato scadrebbe drasticamente di precisione, fino a decuplicare l'ampiezza del proprio differenziale);
- vecchi termostati di caldaia, a regolazione manuale da parte dell'utente;
- compiti di limitazione, allarme o segnalazione.

2.4.3. Regolatore proporzionale (P) o modulante

La logica sottesa dal regolatore di tipo modulante è l'adattamento dell'azione regolante prodotta all'errore registrato: tanto più grande è lo scostamento dal valore di *set-point*, tanto più consistente dev'essere la risposta prodotta. In termini analitici, l'uscita del regolatore (u) è proporzionale all'errore (e) in ingresso, come evidente dall'equazione:

$$u(t) = b + K_p \cdot e(t)$$

dove compaiono i due parametri caratteristici del regolatore proporzionale:

- il guadagno proporzionale (o "costante proporzionale" o "coefficiente dell'azione proporzionale") K_p ;
- la *bias* (o "reset") b , utile se si vuole ottenere un'uscita non nulla quando l'errore è zero.

Si può altresì esprimere la legame tra uscita ed errore per mezzo della banda proporzionale B_p , come riportato nell'equazione:

$$u(t) = b + \frac{100}{B_p} \cdot e(t)$$

dove è evidente il legame tra banda proporzionale e guadagno proporzionale:

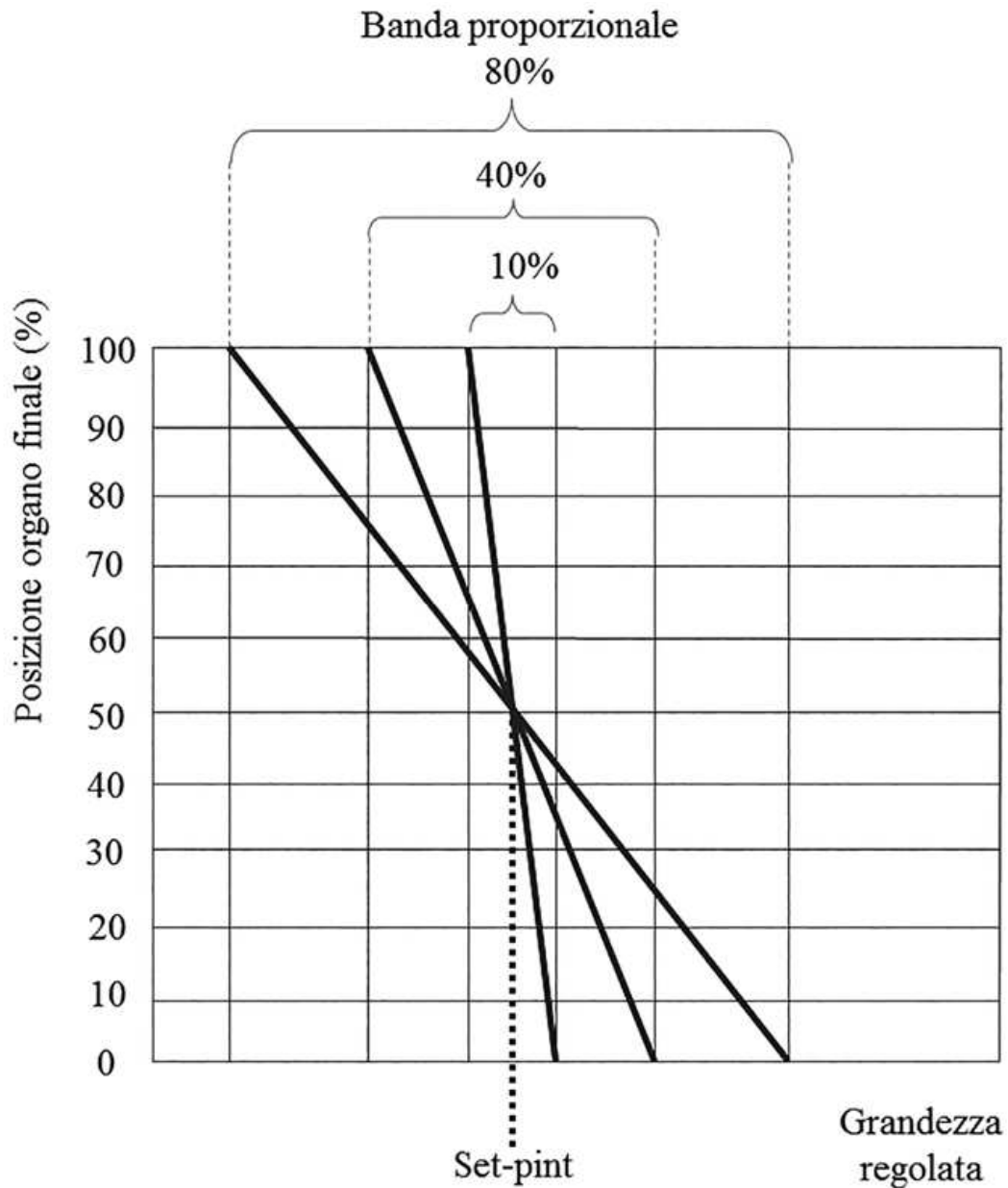
$$B_p = \frac{100}{K_p}$$

La relazione è valida qualora il guadagno K_p sia espresso in funzione del rapporto tra i segnali di ingresso ed uscita al regolatore, normalizzati ai rispettivi valori di fondo scala:

$$K_p = \frac{u(t)/u_{\text{fondoscala}}}{e(t)/e_{\text{fondoscala}}} - b$$

In termini più pratici, la banda proporzionale è quella minima variazione della grandezza regolata ("errore") che è in grado di produrre, nell'organo finale di regolazione, il passaggio dalla posizione di totale chiusura a quella di totale apertura (o

viceversa). Il suo valore può essere espresso in termini dimensionali (l'unità di misura è la stessa della variabile di controllo) oppure in termini percentuali, rapportandola al campo di misura del controllore in questione.



Il problema più gravoso di questo tipo di regolazione è noto come "off-set", "fuori equilibrio permanente" o "errore di regime permanente": si tratta dello scostamento a regime dal valore di *set-point*. Questo errore caratteristico si presenta ogni qual volta la perturbazione applicata al sistema sia permanente. Se invece la variazione di carico è transitoria, il regolatore proporzionale riesce a svolgere perfettamente la sua funzione.

La ragione intrinseca per cui una variazione permanente di carico non può essere affrontata efficacemente da un regolatore di tipo proporzionale può essere chiarita con un esempio. Supponiamo di avere a disposizione un regolatore di tipo P, con banda proporzionale pari a 2 °C, centrata sul valore di temperatura ambiente che si desidera mantenere (20 °C): ciò significa che, al *set-point*, l'apertura della valvola sarà pari al 50% (Figura 24). Tuttavia, il valore prefissato potrebbe anche trovarsi in testa alla banda proporzionale (Figura 24): in tal caso, la valvola per mantenere il *set-point* si troverebbe in posizione di totale chiusura. Se ora interviene una perturbazione permanente sul sistema (ad esempio cala la temperatura esterna), la regolazione tenderà a mandare in apertura la valvola. All'aumentare del segnale di comando, tuttavia, corrispondono temperature ambiente non più di 20 °C, ma inferiori. Sarà dunque impossibile, con quel grado di apertura, mantenere il *set-point* e si accetterà che il sistema si stabilizzi ad un valore inferiore: lo scostamento in questione è proprio quello che è stato definito *off-set*.

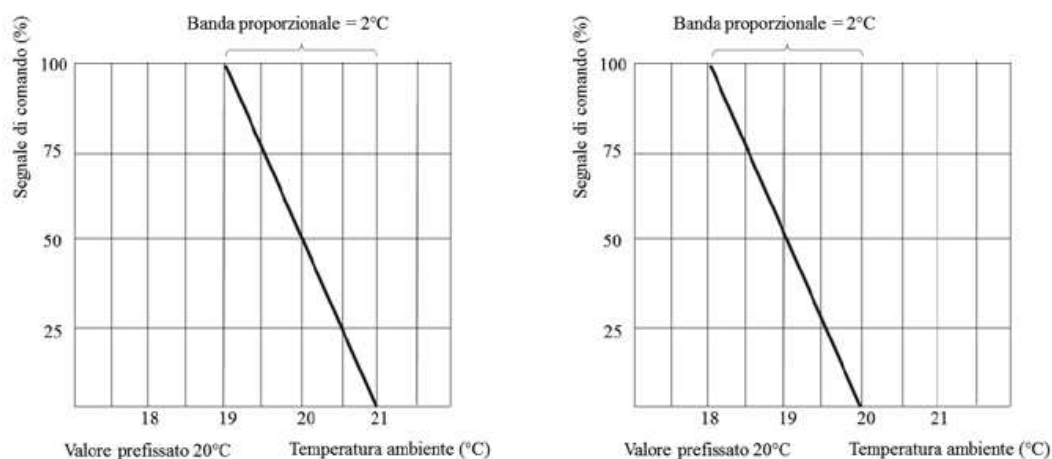
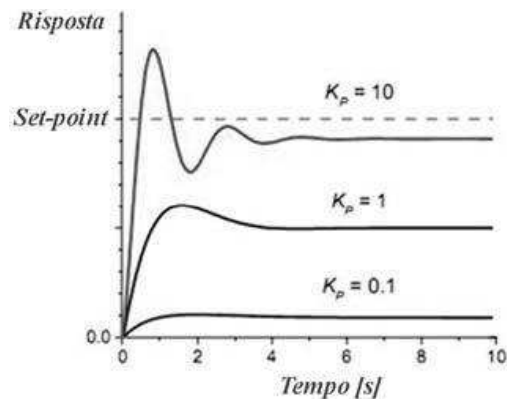


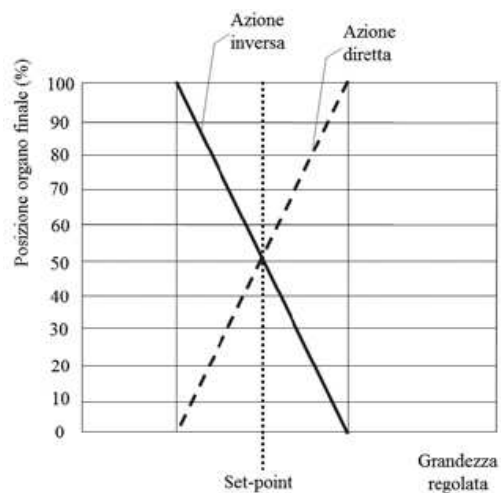
Figura 24. Relazioni tra posizione del set-point e della banda proporzionale in un regolatore P.

L'*off-set* può essere ridotto aumentando il guadagno k_p (ossia riducendo l'ampiezza della banda proporzionale), accettando però una dilatazione dei tempi richiesti per arrivare a regime. Quest'intervento si rende spesso necessario per rendere il sistema più sensibile, quando si ha l'impressione che la grandezza regolata stia sfuggendo al controllo: diminuire la banda proporzionale, infatti, significa che basterà una minor variazione dell'errore in ingresso al regolatore per ottenere un significativo cambiamento del segnale di comando in uscita. Insomma, più alto è il guadagno (più bassa è la banda proporzionale), maggiori sono la precisione e la reattività del regolatore, ma minore è la capacità di giungere velocemente a convergenza. La scarsa stabilità di un regolatore con alto guadagno è rappresentata dai caratteristici pendolamenti iniziali che

caratterizzano la risposta. Qualora il processo sotto controllo fosse caratterizzato da rapidi transitori, le oscillazioni nella risposta si farebbero altrettanto veloci ed il sistema tarderebbe perciò a stabilizzarsi. In questo caso è necessario ridurre il guadagno, ossia ampliare la banda proporzionale, accettando un incremento dello scostamento permanente. Questa azione è necessaria anche quando si è realizzato un incremento indebito del guadagno, tale da rendere il regolatore tanto sensibile da intervenire anche a fronte di piccole perturbazioni ("rumori di misura").



Un modo alternativo per cercare di annullare l'off-set è scegliere un valore appropriato del *bias* b , tale da produrre un'azione regolante $u(t)$ non esclusivamente dipendente dall'errore $e(t)$. Da un punto di vista meccanico, l'azione regolante di un controllore di tipo P fa sì che la posizione dell'organo finale di regolazione lungo la propria corsa risulti proporzionale all'errore rilevato. Ciò significa che tutto il campo d'azione del dispositivo finale può essere sfruttato per inseguire la variabile controllata.



In base al segnale di comando prodotto in uscita, è d'uso comune operare la seguente distinzione, tra regolatori:

- ad azione diretta: all'aumento della variabile di controllo corrisponde un incremento della risposta del regolatore (caso del raffreddamento);
- ad azione inversa: all'aumento della variabile di controllo corrisponde un decremento della risposta del regolatore (caso del riscaldamento).

L'associazione del tipo di azione al periodo estivo o invernale è valida solo sotto l'ipotesi di organi finali di regolazione del tipo NC (normalmente chiusi): supponendo il caso di valvole (a due o tre vie), esse saranno in totale chiusura quando il segnale di comando risulta nullo⁴, intercettando la portata di fluido termovettore.

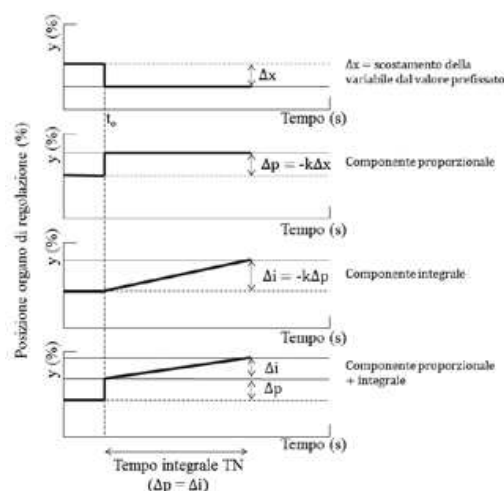
⁴ Non è detto che anche l'errore risulti nullo (cioè non è detto che tale posizione sia quella associata al valore di *set-point*). Ciò dipende dal *bias* del regolatore.

In conclusione, il blocco proporzionale risulta molto utile se l'obiettivo è quello di inseguire il più velocemente possibile il segnale di riferimento (*set-point*), accontentandosi tuttavia di non raggiungerlo mai perfettamente. Nonostante l'entità dello scostamento non crei problemi nella maggior parte degli impianti HVAC, qualora esso non potesse essere accettato o venisse giudicato eccessivo, bisognerebbe:

- aumentare il guadagno, verificando la stabilità del sistema ad anello chiuso (*criterio di Routh o diagramma di Nyquist*);
- adattare il valore del *bias* ("reset");
- introdurre un'azione integrale nel regolatore.

2.4.4. Regolatore proporzionale integrale (PI)

L'evoluzione nel campo dei controlli automatici ha suggerito la sovrapposizione di un'azione integrale a quella proporzionale, con l'intento di eliminare definitivamente il problema dell'*off-set* in occasione di variazioni di carico permanenti. La logica di intervento è la seguente: una volta stabilito un intervallo di tempo opportuno ("tempo di integrazione"), se entro questo periodo la variabile regolata non riesce a raggiungere il valore di *set-point* grazie alla sola azione proporzionale, il regolatore invia un ulteriore segnale, di valore uguale a quello iniziale, allo scopo di eliminare ogni scostamento. Insomma, l'*off-set* viene annullato ripetendo la correzione puramente proporzionale in un arco di tempo prefissato. Questo tipo di regolazione si ottiene tramite la programmazione di un controllore elettronico, che permetta di memorizzare l'andamento temporale della variabile controllata (tipicamente la temperatura ambiente) e di elaborare un segnale di comando sulla scorta della serie di dati memorizzata.



In termini analitici, l'azione integrale può essere espressa nella seguente forma:

$$u(t) = K_i \int_0^t e(\tau) d\tau$$

dove K_i è noto come "guadagno integrale" o "coefficiente dell'azione integrale". Come si può notare, la componente integrale dell'uscita è proporzionale all'integrale dell'errore $e(t)$, e perciò al suo valor medio. Sommando questo contributo con quello proporzionale, discende l'espressione dell'uscita del regolatore:

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau = K_p \left[e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(\tau) d\tau \right]$$

dove compare il parametro caratteristico dell'azione integrale: il tempo di integrazione T_i , a volte designato come "tempo integrale" T_N o "tempo di *reset*".

Esso viene definito come il rapporto tra i coefficienti dell'azione proporzionale e dell'azione integrale:

$$T_i = \frac{K_p}{K_i}$$

Esattamente come la banda proporzionale è inversamente proporzionale a K_p nei regolatori di tipo P, qui è il tempo di integrazione ad essere inversamente proporzionale a K_i .

Alcuni regolatori PI offrono la possibilità di tarare la banda proporzionale e il tempo di integrazione: il loro settaggio non è tuttavia indipendente, in quanto tra di loro vige una relazione di inversa proporzionalità. Allo scopo di attribuire al regolatore l'azione integrale più appropriata per centrare gli obiettivi di precisione e di stabilità, si procede per passi:

- si porta la banda proporzionale al valore minimo, per massimizzare la precisione e la reattività del regolatore;
- si porta il tempo di integrazione al valore massimo;
- si imposta sul regolatore il valore di *set-point* per la variabile regolata;
- si mette in funzione l'impianto, esaminando la risposta del regolatore: qualora presenti delle pendolazioni, si provvede ad aumentare la banda proporzionale fino, e non oltre, alla loro scomparsa;
- si diminuisce il tempo di integrazione fino a non incorrere nuovamente nella comparsa delle oscillazioni.

Infatti, diminuire il tempo di integrazione T_i (aumentare K_i a parità di K_p) significa attribuire maggiore importanza all'azione integrale: l'integrale dell'errore salirà più rapidamente verso il valore di *set-point*. Tuttavia, questa velocità di salita viene pagata con una sovra-elongazione della risposta rispetto al *set-point* (Figura 26) e con l'imposizione al sistema di una serie oscillazioni, tanto più ampie quanto più è stato ridotto il tempo di integrazione T_i .

Esse richiedono tempo prima di stabilizzarsi ed il sistema, pertanto, nonostante la caratteristica reattività al transitorio, arriverà più lentamente a regime.

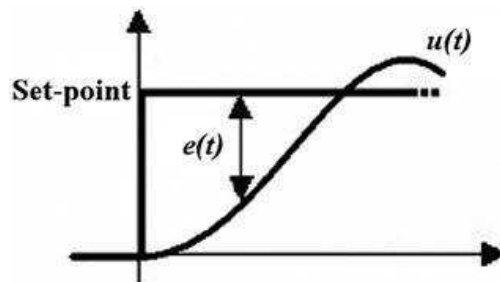


Figura 25. Sovra-elongazione della risposta in un regolatore PI.

Valori più elevati di stabilizzano prima il sistema, tuttavia conducono ad un progressivo indebolimento del contributo integrale: al limite, se il tempo di integrazione fosse infinito, il regolatore si ridurrebbe ad un proporzionale puro (Figura 26).

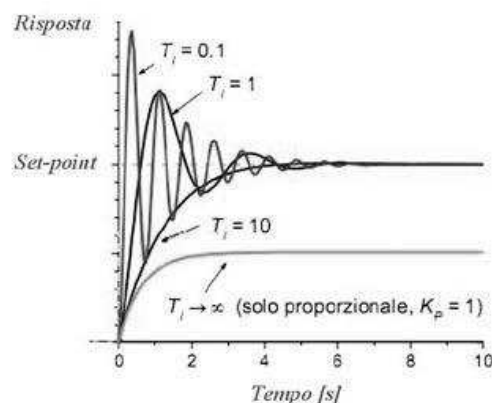


Figura 26. Sovra-elongazione della risposta in un regolatore PI.

Nonostante all'apparenza questo tipo di regolatore coniughi i vantaggi di entrambi i tipi di controllo ed elimini il problema dell'*off-set*, permane una debolezza: nelle situazioni limite (ad esempio nel caso di valvola tutta aperta o tutta chiusa), l'errore non è mai nullo. Questo comporta il persistere dell'azione integrale, accusando il regolatore di favorire l'instabilità del sistema. Il fenomeno è noto in letteratura come "*wind-up*". I moderni regolatori PI devono essere dotati di logiche di limitazione nei riguardi di questa problematica. Altro difetto di questo tipo di regolatore, se analizzato mediante le trasformate di Laplace, è l'introduzione di uno sfasamento di 90° in ritardo della risposta. Principale conseguenza, è il peggioramento dei margini di stabilità del sistema ad anello chiuso, che costringe a lavorare con guadagni integrali K_i piuttosto contenuti. In conclusione, scegliere con senno i guadagni integrale K_i e proporzionale K_p per preservare la stabilità del sistema risulta la premessa inamovibile per validare la funzionalità di un regolatore di tipo PI: la velocità di risposta alle variazioni di sollecitazione (tipica del regolatore proporzionale) e la precisione nella risposta a regime (tipica del regolatore integrale).

2.4.5. Regolatore proporzionale integrale derivativo (PID)

L'ultimo stadio evolutivo dei regolatori standard tempo-invarianti è rappresentato dal regolatore PID, che associa alle già descritte azioni proporzionale ed integrale, una terza, di tipo derivativo. L'efficacia di quest'ultima si manifesta nella capacità di controllo durante i transitori: agendo sul suo parametro rappresentativo (il "tempo derivativo"), si può accelerare o frenare la risposta del sistema. Questa proprietà risulta estremamente utile nei sistemi a grande inerzia termica, nei quali le variazioni della variabile controllata avvengono con lentezza.

Dal punto di vista analitico, l'azione derivativa è espressa dall'equazione:

$$u(t) = K_D \frac{de(t)}{dt}$$

dove K_D è noto come "guadagno derivativo" o "coefficiente dell'azione derivativa".

Si nota quindi come la risposta prodotta sia proporzionale alla velocità di variazione dello scostamento tra valore attuale e valore di *set-point* della variabile controllata. Sommando questo contributo con quello proporzionale-integrativo, si ricava l'espressione dell'uscita del regolatore PID:

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau + K_D \frac{de(t)}{dt} = K_p \left[e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(\tau) d\tau + T_D \frac{de(t)}{dt} \right]$$

dove è evidente il parametro caratteristico dell'azione derivativa T_D , ossia il tempo derivativo (o "tempo di azione derivativa"), così definito:

$$T_D = \frac{K_D}{K_p}$$

Ai fini pratici, il tempo derivativo è il periodo che impiegherebbe la sola azione proporzionale per generare un segnale di comando uguale a quello prodotto dall'azione derivativa.

Come si nota dall'equazione, il regolatore PID produce un segnale di comando sulla base di tre distinte informazioni:

- la deviazione tra il valore attuale della grandezza regolata ed il valore prefissato (azione proporzionale);
- l'entità e la durata di tale deviazione (azione integrale);
- la velocità con cui varia questa deviazione (azione derivativa).

In particolare, il beneficio apportato dall'azione derivativa è quello di contenere gli *overshoots* (positivi o negativi) del *set-point*, con particolare riguardo al transitorio iniziale. La giustificazione risiede nel fatto di aver introdotto il gradiente nel tempo dell'errore per valutare la tendenza nell'evoluzione temporale della variabile controllata. Si può affermare di aver conferito al regolatore una capacità "predittiva", tant'è che spesso si fa riferimento al contributo derivativo con il termine di "anticipo". L'azione derivativa, quindi, non gioca alcun ruolo nell'eliminazione dell'errore, bensì serve a stabilizzare le operazioni di controllo, specialmente nel caso di sistemi caratterizzati da variazioni di carico repentine oppure da notevoli ritardi.

Gli attuali regolatori PID applicati ai sistemi HVAC sono digitali, con microprocessore elettronico che implementa l'algoritmo. Sovente, essi sono dotati di funzione "*auto-tuning*", cioè di possibilità di taratura dei tre gradi di libertà del controllore, rappresentati dai vari guadagni (proporzionale, integrativo e derivativo)⁵. Questa capacità permette ad un regolatore di asservirsi nella conformazione più convenevole al processo che è chiamato a controllare.

⁵ Alla base degli algoritmi dei regolatori PI e PID sta l'ipotesi che il legame algebrico tra variabile di processo e tempo sia un'equazione differenziale lineare a coefficienti costanti. Tuttavia, nella quasi totalità dei casi, i sistemi HVAC sono caratterizzati da fenomeni non lineari, e per agire più efficacemente sul loro controllo è necessaria la taratura dei guadagni.

I vantaggi dei regolatori di tipo PID possono essere così riassunti:

- unificano le tre azioni standard di controllo ed i loro benefici, con una spesa aggiuntiva minima rispetto, per esempio, ai regolatori PI;
- semplicità di realizzazione in diverse tecnologie (elettronica, idraulica, pneumatica);
- si prestano a controllare con efficacia un'ampia gamma di processi industriali (motivo per cui vengono anche indicati come "regolatori industriali");
- in particolare, possono controllare processi per i quali è difficile trovare un modello fisico-matematico abbastanza semplice ma tuttavia rappresentativo;
- sono dispositivi ormai standardizzati (perciò affidabili ed economici);
- sono semplici da tarare, in modalità manuale (manopole o *software*) o automatica;
- rappresentano il giusto compromesso tra efficacia e costo globale (progetto, produzione e manutenzione) del regolatore.

2.4.6. Livello di supervisione

Il livello di gestione ed il livello di automazione si possono fondere in un unico ambiente di controllo, noto come "livello di supervisione".

Il livello di supervisione è deputato ad ottimizzare il funzionamento dell'intero impianto HVAC, in uno scenario di minimo consumo energetico o, più generalmente, di riduzione dei costi di esercizio. La complessità nella valutazione delle interazioni tra tutte le variabili e dei possibili interventi da mettere in atto è evidente tanto più il sistema è ricco di componenti, di sottosistemi e di organi di regolazione. Le variabili che afferiscono al livello di supervisione possono essere inquadrare all'interno di tre macro-categorie:

- variabili non controllate (temperatura a bulbo secco o umido dell'aria esterna, flussi termici dispersi dall'edificio, ecc.);
- variabili con controllo continuo (temperatura dell'aria interna, portata di fluido termovettore, accumuli di energia termica, ecc.)
- variabili con controllo discreto (numero di compressori in funzione, numero di *chillers* attivati, ecc.)

Il coordinamento di queste variabili può seguire logiche differenti, che verranno ora brevemente illustrate.

2.4.7. Metodi basati su modelli

Nel verso diametralmente opposto, si muovono le tecniche di regolazione basate su modelli matematici. Un modello è costituito dall'insieme delle correlazioni algebriche che sussistono tra le variabili controllate e le variabili di *input* del sistema. Il suo scopo è essenzialmente predittivo, nei riguardi del consumo di energia dell'edificio, dei costi di esercizio dell'impianto, o delle risposte del sistema a variazioni delle condizioni al contorno. All'interno di questa categoria, si possono discernere tre tecniche:

- i modelli fisici: si implementa un sistema di tante equazioni differenziali quante

sono le variabili in gioco (attraverso le leggi della termodinamica, leggi dello scambio termico, la conservazione della massa, del momento della quantità di moto, ecc.); la risoluzione del sistema può essere onerosa in termini di tempo e di memoria dell'elaboratore impegnata, e oltretutto la convergenza non è assicurata. Difficilmente un metodo così articolato può essere applicato a sistemi di supervisione e controllo operanti "*online*" e "*real time*", tuttavia può rivelarsi funzionale in fase di ottimizzazione progettuale del sistema HVAC o dell'architettura di controllo dello stesso;

- i modelli "*black box*" ("a scatola nera"): differentemente dal caso precedente, il modello non viene costruito sulla base di relazioni fisiche, bensì cerca di elaborare una funzione di trasferimento del sistema che trasformi un set di valori di *input* nell'attesa configurazione di *output*. Un simile approccio è del tutto empirico, in quanto fondato sull'osservazione sul campo delle risposte del sistema. Le funzioni di trasferimento vengono costruite con curve di regressione (generalmente delle polinomiali) oppure tramite le già descritte reti neurali. Tuttavia, l'affidabilità delle risposte che si possono ottenere con un simile modello è strettamente dipendente dall'intervallo di condizioni operative su cui sono state validate le correlazioni empiriche: l'estrapolazione di risposte al di fuori del campo coperto dal *database* pre-registrato è pertanto un'operazione sconsigliabile;
- i modelli "*grey box*" ("a scatola grigia"): essi tentano di fondere i benefici descritti dai due modelli precedenti, fruendo di alcune leggi generali di carattere fisico (come i bilanci di energia) che tuttavia non compongono un sistema risolvibile. Infatti, alcuni parametri presenti nelle equazioni vengono fissati "allenando" il modello, cioè sottoponendolo a esercizio sul campo. L'approccio mantiene un fondamento fisico, permettendo tuttavia alle misure sperimentali di adattarlo al sistema che dovrà controllare. Anche in tal caso, l'affidabilità del modello dipende fortemente dalle condizioni di prova su cui il modello viene "allenato".

2.4.8. Metodi basati su mappe di prestazione

Per quanto riguarda piccoli impianti, o meglio ancora singoli componenti, è possibile costruire delle "mappe di prestazione" sull'intero campo delle condizioni operative cui possono essere sottoposti. Le fonti di dati per la loro caratterizzazione possono essere delle dettagliate simulazioni fisiche dell'impianto eseguite online oppure delle estese campagne sperimentali con misure sul campo. In ogni caso, si sottolinea come questo tipo di approccio non trovi agevole applicazione nel caso di interi e complessi impianti HVAC.

3. La regolazione degli impianti radianti

3.1. Introduzione

Il concetto di regolazione assume un ruolo particolarmente critico per quanto concerne gli impianti radianti, in quanto si tratta di terminali a bassa temperatura a volte caratterizzati da inerzia termica maggiore di altri sistemi di emissione. Il fatto di necessitare di un moderato livello termico di alimentazione apre una serie di problematiche inerenti il collegamento con il generatore di calore, mentre la consistente massività della struttura nella quale sono inseriti rimanda al rapporto tra i circuiti radianti ed il singolo ambiente.

In merito alla prima questione, bisogna considerare che il generatore di calore, nella maggior parte dei casi, produce acqua calda ad una temperatura troppo alta, incompatibile con l'impianto radiante. Risulta perciò necessario ricorrere a soluzioni volte alla mitigazione del livello termico, attraverso l'uso di valvole, tubazioni e dispositivi idraulici. In passato, la soluzione di più immediata fattura era rappresentata dalla valvola di miscelazione; oggi, le soluzioni alternative non mancano: si pensi, in primo luogo, alla diffusione degli schemi idraulici fondati sul principio di iniezione di acqua calda dal circuito primario ed operati con circolatori elettronici a portata variabile.

Tuttavia, sorge naturale chiedersi se sia possibile risolvere il problema alla radice: invece di effettuare una regolazione a valle, perché non è possibile produrre a monte il fluido termovettore ad una temperatura adeguata all'alimentazione dei pannelli radianti? In questo modo, oltretutto, si potrebbero conseguire notevoli risparmi energetici: minori perdite di generazione, minori perdite di distribuzione, minori spese per gli ausiliari dell'impianto di regolazione. In un'unica parola: minor consumo di energia primaria, tradotto a sua volta nel beneficio monetario del contenimento della bolletta energetica.

La risposta non è univoca, ma funzione della situazione contingente:

- il generatore di calore è dedicato alla sola alimentazione dei circuiti radianti?
- Il riscontro nella maggior parte dei casi è negativo, in quanto la situazione comune prevede che lo stesso generatore alimenti anche utenze ad alta temperatura (radiatori, termoarredi, produzione istantanea o con accumulo di acqua calda sanitaria, ecc.);
- di quale tipologia di generatore di calore si dispone?
- Le vecchie caldaie non-condensanti sono progettate per lavorare ad elevata temperatura (mandata a $80\div 90$ °C, ritorno ad almeno $55\div 60$ °C), vincolate dal fatto

di avere temperature di ritorno sufficientemente elevate da non indurre alla condensazione i prodotti di combustione. A tal proposito, esse vanno protette con sistemi di sicurezza, come le pompe anti-condensa oppure i circuiti di *by-pass* lato generatore. Per questa ragione, le caldaie tradizionali non si possono prestare all'alimentazione diretta dell'impianto radiante, nemmeno se "dedicate" solo ad esso.

Questo ruolo, viceversa, può essere assolto da caldaie condensanti, riscaldatori elettrici o pompe di calore: nelle caldaie condensanti le basse temperature di mandata (e quindi di ritorno) sono gradite in quanto migliorano il rendimento della macchina; nei riscaldatori elettrici, la potenza emessa e quindi la temperatura di mandata può essere modulata a piacimento senza soluzione di continuità; nelle pompe di calore, mancando la combustione, da una parte vengono meno gli assoggettamenti alle esigenze legate alla temperatura di ritorno, dall'altra sfruttano risorse (aria, acqua, terra) ad un livello termico moderato. Vi sono infine altri tipi di generatori di calore che non possono essere accoppiati direttamente all'impianto radiante per ragioni differenti da quelle di condensazione. Si tratta di tutti quelli che producono acqua calda entro un ampio range di valori a seconda delle condizioni al contorno: è il caso del solare termico, dipendente dalle condizioni di insolazione, delle caldaie a legna, dipendenti dalla qualità di biomassa bruciata e dal suo grado di umidità, e dei recuperatori di calore di scarto, dipendenti dalla disponibilità istantanea. In tutti questi casi, vanno comunque previsti dei dispositivi di mitigazione, poiché in alcune situazioni di funzionamento la temperatura resa dell'acqua resa disponibile all'impianto sarà necessariamente eccessiva.

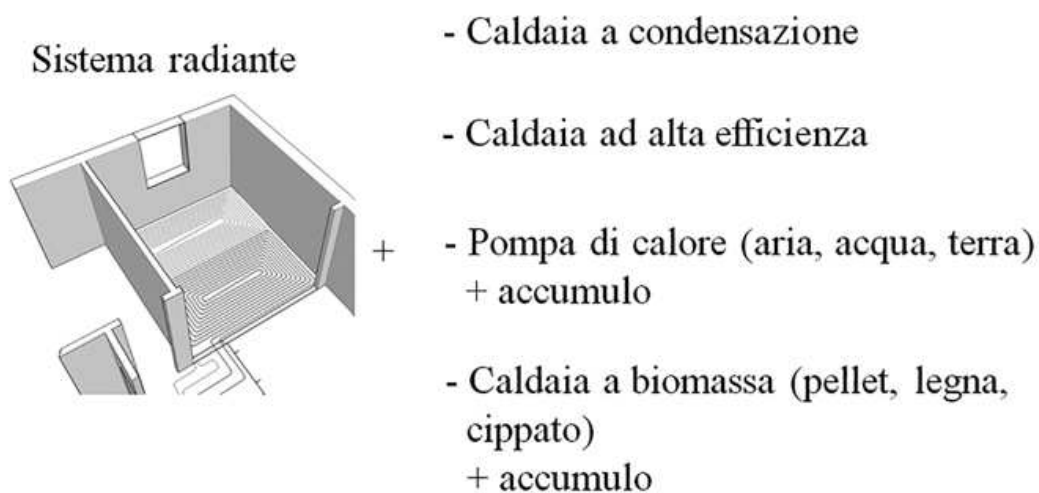


Figura 27. Sistemi di generazione abbinati a sistemi radianti.

Dopo aver discusso l'articolazione della situazione lato generatore, resta una domanda: perché non è accettabile di alimentare l'impianto radiante a temperature più alte?

Anche in questo caso le risposte vanno ricercate su più fronti:

questioni di comfort: se il pavimento fosse troppo caldo, gli occupanti potrebbero avvertire un disagio dovuto alla sensazione termica dei propri piedi. La norma internazionale dedicata alla determinazione del benessere termico (UNI EN ISO 7730:2006) prevede infatti che la temperatura del pavimento possa variare tra 19 °C e 29 °C ⁶, mentre la norma dedicata all'istallazione dei pannelli radianti (UNI EN 1264-4:2009) prescrive che il progetto di un pavimento radiante debba rispettare le temperature superficiali massime di 29 °C nelle zone occupate e di 35 °C in quelle perimetrali;

questioni di sicurezza: una temperatura di mandata troppo elevata potrebbe causare danni alle tubazioni in plastica, consistenti stress termici e dilatazioni per il massetto, rotture e fessurazioni dei pavimenti;

questioni energetiche: gli impianti radianti nascono per essere eserciti a bassa temperatura. È proprio questa prerogativa a segnare il loro principale vantaggio in rapporto ai terminali di impianti tradizionali (radiatori, ventilconvettori, ecc.). Pertanto, in primo luogo è interesse dell'utente operare alle basse temperature, per conseguire risparmi energetici e, conseguentemente, economici.

Per tali ragioni, oltre a dover temperare nella maggior parte dei casi il livello termico messo a disposizione dal generatore di calore, è necessario dotare il sistema di un meccanismo di limitazione della temperatura. Questa prescrizione è obbligatoria in quanto esplicitamente segnalata dalla norma di prodotto (UNI EN 1264-4:2009 – Riscaldamento a pavimento. Impianti e componenti. Installazione). La norma impone inoltre di dotare l'impianto di un dispositivo di sicurezza, indipendente dalla centralina di comando e capace di operare anche in assenza di elettricità, che escluda l'alimentazione al circuito radiante affinché la temperatura circostante gli elementi riscaldanti nello strato di supporto non superi 55 °C ⁷. Le aziende, perciò, prevedono all'interno del sistema di regolazione un termostato di massima (o "di sicurezza", o "di limitazione della temperatura di mandata"), tarato a 50/55 °C, il quale disalimenta la pompa di circolazione in caso di necessità. Generalmente, l'attivazione del termostato di sicurezza è ritardato, rispetto all'avviamento della pompa, di qualche minuto con l'utilizzo di un ritardatore elettronico.

Tuttavia, nel corso del funzionamento a regime, simili temperature di mandata non vengono mai raggiunte, eccetto in caso di guasto. Infatti, il sistema di regolazione è

6 Sotto le ipotesi di calzature leggere, occupanti in piedi o seduti, in posizione stazionaria, ed edificio appartenente alle categorie A e B. Per edifici in categoria C, nei quali si tollera una percentuale di persone insoddisfatte (PPD) minore del 15%, si accettano temperature del pavimento da 17 °C a 31 °C. Per persone a piedi nudi i valori citati si modificano leggermente e dipendono anche dalla natura della finitura superficiale del pavimento.

7 Per strati di supporto diversi dal cemento, questo valore può essere ridotto, ad esempio a 45 °C per strati di supporto di asfalto e alla temperatura massima dichiarata dal produttore di strati di supporto anidro.

tarato per alimentare i circuiti con una temperatura massima di 55 °C. Questo valore dipende dalla struttura dell'impianto radiante (stratigrafia e resistenze termiche), e dovrebbe corrispondere alla già citata temperatura massima superficiale di 29 °C, legata ai vincoli di comfort.

Il passo successivo consiste nella scelta della strategia di regolazione:

si possono alimentare i circuiti radianti a temperatura costante, pari a quella massima appena definita;

si possono alimentare i circuiti radianti a temperatura variabile in funzione delle condizioni esterne, identificando la già citata temperatura massima come quella che corrisponde alla temperatura invernale di progetto (temperatura esterna minima).

Il primo tipo di regolazione viene detta "a punto fisso" e consente di minimizzare i tempi di messa a regime dell'impianto. Al suo ottimo comportamento durante i transitori si contrappone, però, la ridotta capacità di risposta alle variazioni di carico in regime permanente. Per tali ragioni, le sue peculiari applicazioni riguardano gli impianti a funzionamento intermittente (chiese, teatri, sale di esposizione, ecc.) oppure gli impianti misti risultanti da un parziale *retrofit* su edifici riscaldati originariamente da radiatori.

La seconda modalità di regolazione viene definita "climatica" ed è quella più consona in relazione alla gestione di un impianto radiante. Essa permette infatti di adeguare il livello termico messo a disposizione dal generatore di calore alla reale richiesta termica, sulla base delle condizioni esterne. Come verrà illustrato nel seguito della trattazione, tale adattamento può avvenire tanto in caldaia (regolando la temperatura di produzione dell'acqua calda, con organi di controllo interni) quanto all'esterno di essa (con sottostazioni di termoregolazione poste in cassette dedicate in prossimità della caldaia, oppure nella cassetta contenente i collettori di distribuzione dell'impianto radiante).

Ad ogni modo, la sola regolazione della temperatura di mandata non è sufficiente ad assicurare il mantenimento di quella che vuole essere, in ultima analisi, la grandezza controllata: la temperatura ambiente. La variabilità puntuale e temporale dei carichi termici che insistono sull'edificio comporta fabbisogni termici differenti all'interno dei diversi locali che compongono una stessa zona termica. Pertanto, non basta regolare in maniera indipendente ciascuna zona, con temperature di mandata differenti, ma è necessario intervenire a livello più locale, con una regolazione "a singoli vani" ottenuta modulando la portata di fluido termovettore entro i singoli circuiti. Facendo dipendere questa fine regolazione dal controllo dei termostati ambiente, è finalmente possibile conseguire temperature stabili e differenziate entro ogni stanza, a seconda della loro destinazione d'uso e delle peculiari esigenze imposte dall'utenza. L'impiego di sonde di temperatura, anche wireless, di programmatori orari, di sensori di presenza, di protocolli per la comunicazione dei dati in remoto (sistemi domotici o di *Buil-*

ding Automation), di centraline elettroniche con logiche intelligenti e meccanismi di anticipazione mediante stima dell'inerzia termica del sistema rappresentano ulteriori migliorie tecniche che hanno permesso l'affermazione ad ampio raggio degli impianti radianti, superando le perplessità legate all'efficacia dei sistemi di termoregolazione per questa tipologia di terminali.

Nei prossimi paragrafi, vengono descritti con maggior dettaglio i due livelli su cui si può essere esercitata la termoregolazione: la temperatura di mandata e la portata di fluido termovettore all'impianto radiante. Per ciascuna delle due modalità, dopo un inquadramento generale dei principi di funzionamento, dei componenti e delle possibili varianti, segue un'appendice volta ad illustrare alcune applicazioni che vengono ritenute funzionali alla comprensione pratica dei concetti teorici.

3.2. Regolazione della temperatura di mandata del fluido termovettore

Per quanto riguarda la stagione di riscaldamento, la regolazione della temperatura di mandata del fluido termovettore all'impianto radiante può avvenire secondo quattro logiche di controllo:

- la regolazione in centrale termica (nel generatore);
- la regolazione a punto fisso sull'impianto radiante;
- la regolazione climatica sull'impianto radiante;
- La regolazione climatica con compensazione della temperatura ambiente

3.2.1. Regolazione in centrale termica

Questo tipo di regolazione è di gran lunga il più semplice in termini di installazione e di funzionamento: il sistema radiante in sé non viene regolato, ma subisce gli aggiustamenti in temperatura di mandata operati a monte e legati alla logica di controllo del generatore di calore. In questo caso, il collegamento tra la centrale termica ed il circuito radiante è di tipo diretto, senza l'interposizione di dispositivi di mitigazione (valvole a tre/quattro vie, serbatoi-*puffer*, scambiatori a piastre, ecc.). Per tale motivo, i generatori di calore più indicati per l'accoppiamento diretto con gli impianti radianti sono:

- le caldaie a condensazione: il loro rendimento migliora tanto più bassa è la temperatura di ritorno⁸, pertanto il loro accoppiamento con un terminale di impianto a bassa temperatura, come i pannelli radianti, è l'ideale;
- i riscaldatori elettrici: essi modulano la corrente elettrica che attraversa la resistenza

⁸ Basse temperature di ritorno in caldaia favoriscono la condensazione dei fumi di combustione e quindi il recupero del calore latente altrimenti disperso sotto forma di vapore acqueo. Condizione necessaria per il verificarsi della condensazione è che la temperatura superficiale dei tubi percorsi dal fluido termovettore sia minore della temperatura di rugiada della miscela gassosa dei prodotti di combustione.

scaldante e quindi la potenza termica prodotta per effetto Joule; in questa maniera, si può ottenere in uscita il valore di temperatura dell'acqua di mandata adatto all'alimentazione dei pannelli radianti.

I generatori di calore tradizionali, non condensanti, non si prestano a questo tipo di regolazione in quanto richiedono temperature di ritorno superiori, in genere, a 60 °C, per scongiurare il pericolo di condensazione dei fumi. Queste caldaie, infatti, non sono state progettate per il recupero del calore latente del combustibile e pertanto i loro tipici materiali di costruzione (come la ghisa) non sono predisposti per la resistenza alla corrosione da parte delle condense acide.

Il ricorso ad una caldaietta classica non condensante è fattibile solo se essa è dedicata esclusivamente all'alimentazione dell'impianto radiante, prerogativa che le permette di essere progettata *ad hoc* per questa destinazione. In questo caso, lo schema idraulico è quello di Figura 28.

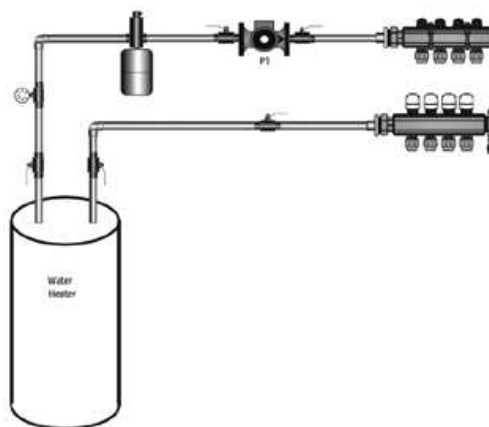


Figura 28. Collegamento diretto di un generatore di calore non condensante ad un impianto radiante.

Il collegamento avviene in maniera diretta, con la sola interposizione di un vaso d'espansione, un disaeratore ed un circolatore sul ramo di mandata all'impianto radiante. Il riscaldatore d'acqua dedicato viene comandato da un termostato, installato sulla parete interna nella porzione superiore: esso è tarato per mantenere la temperatura di alimentazione richiesta dai pannelli radianti, e secondo questa logica provvede ad accendere/spegnere la pompa.

Tuttavia, come già motivato, questo la regolazione in centrale è più pertinente ad altre tipologie di generatori di calore. La situazione più frequente è quella delle caldaie a condensazione. Queste possono alimentare uno o più collettori alla stessa temperatura (Figura 29), oppure più collettori caratterizzati da diverse temperature di mandata (Figura 30). In entrambi i casi, pur essendo la caldaia già dotata di un circolatore interno (BP), risulta necessario installare a monte di ogni collettore di

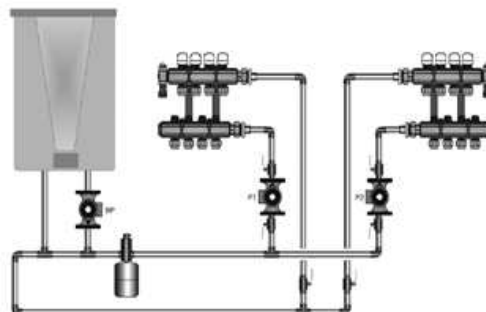


Figura 29. Collegamento diretto di una caldaia a condensazione con due impianti radianti alimentati alla stessa temperatura di mandata.

mandata un'ulteriore pompa (P1, P2) e verificare che quella interna al generatore abbia una caratteristica portata-prevalenza compatibile con il circuito con cui verrà collegata.

Nell'eventualità in cui i due collettori richiedano temperature di mandata profondamente diverse, ad esempio perché posti a servizio di due tipologie diverse di pannelli radianti (Figura 30), bisogna disaccoppiare le due alimentazioni:

- il collettore che richiede la temperatura più alta viene alimentato direttamente dalla caldaia a condensazione, la cui regolazione sarà tarata per il soddisfacimento del livello termico più impegnativo;
- il collettore che richiede la temperatura più bassa viene alimentato da una valvola miscelatrice a tre vie (T1), capace di mitigare la portata proveniente dalla caldaia con il flusso di ritorno dall'impianto radiante.

Schemi idraulici speculari a quelli appena esposti sono quelli che sfruttano un riscaldatore elettrico come generatore di calore. Anche in questo caso l'impianto funziona efficientemente anche con basse temperature di ritorno, senza la necessità di prevedere meccanismi di protezione della caldaia (come ad esempio circuiti di *by-pass*). La differenza principale rispetto alle caldaie a condensazione è la mancanza della pompa interna, perciò l'intera movimentazione del fluido termovettore è affidata ai circolatori posti a monte dei collettori di mandata (P1 e P2) (Figura 31).

Gli schemi idraulici appena descritti illustrano il collegamento idraulico tra il generatore di calore e l'impianto radiante,

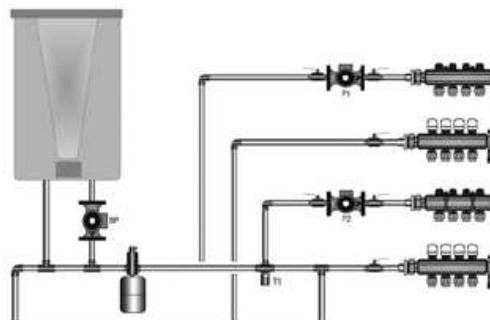


Figura 30. Collegamento diretto di una caldaia a condensazione con due impianti radianti alimentati a diversa temperatura di mandata, con impiego di una valvola miscelatrice a tre vie.

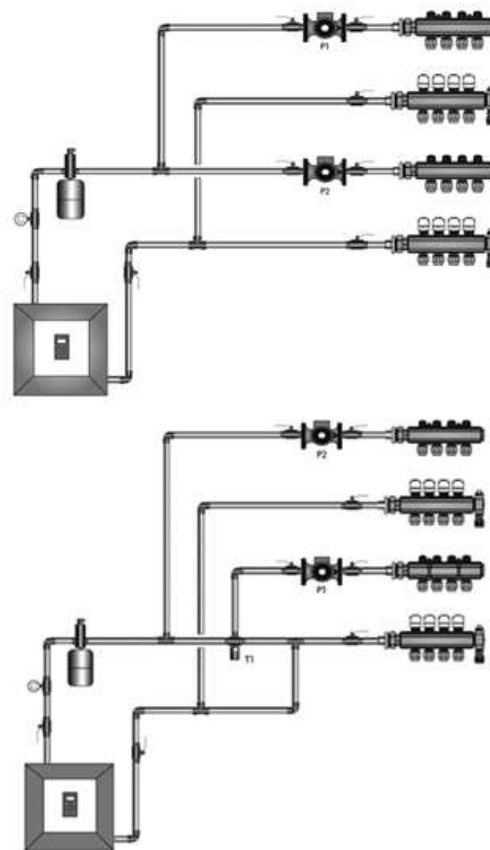


Figura 31. Collegamento diretto di una caldaia a condensazione senza circolatore con due impianti radianti alimentati alla stessa temperatura di mandata (sopra) o a diversa temperatura di mandata (sotto).

tuttavia non specificano la modalità di regolazione che avviene in centrale: essa potrebbe seguire una logica a punto fisso oppure climatica.

Il primo caso riguarda le caldaie più datate, in cui la regolazione di tipo on/off è volta al mantenimento di una temperatura prestabilita in uscita.

Nel secondo caso, invece, la temperatura di caldaia è vincolata a seguire una curva di riscaldamento, con temperatura di mandata funzione delle condizioni climatiche esterne.

La regolazione climatica a livello centrale si distingue in due categorie a seconda del tipo di generatore di calore:

- i. regolazione totale, se la caldaia è a condensazione;
- ii. regolazione parziale, se la caldaia non è condensante.

Nel caso (ii.) bisogna impostare un limite inferiore alla curva climatica: esisterà infatti una temperatura di mandata alla quale corrisponderà la minima temperatura di ritorno accettabile per non rischiare di incorrere nel fenomeno della condensazione.

In base al generatore di calore considerato, questo limite è molto variabile:

- nel caso di caldaie tradizionali, cade nel *range* tra 52 °C e 63 °C;
- nel caso di caldaie a temperatura scorrevole (conosciute anche come caldaie “a camera di combustione secca”) il limite è molto più basso, favorendo l'accoppiamento con un impianto radiante. Il bruciatore modulante risponde ai comandi di un termostato interno con *set-point* variabile secondo la logica climatica. La modulazione della potenza avviene nel range 20-100%: al di sotto di questa soglia, la regolazione climatica viene interrotta (ecco perché risulta “parziale”) e si degrada nella più grossolana regolazione on/off.

3.2.2. Regolazione a punto fisso sull'impianto radiante

Il principio di funzionamento di questa modalità di termoregolazione consiste in uno scambio termico e/o di massa tra la portata d'acqua calda proveniente dal generatore di calore con l'acqua tiepida di ritorno dall'impianto radiante, in modo da mitigare l'elevato livello termico che caratterizza la produzione di acqua nelle caldaie meno recenti. Infatti, questa soluzione tecnica è precipuamente indicata per la connessione dei pannelli radianti ad un generatore di calore di tipo tradizionale, non condensante e operante ad una temperatura eccessiva per l'alimentazione diretta del terminale di impianto. Si riesce così a conseguire un duplice obiettivo:

- si alimenta l'impianto radiante alla temperatura di mandata desiderata, in genere corrispondente al valore di progetto;
- si protegge la caldaia da temperature di ritorno troppo basse (< 60 °C), le quali potrebbero causare la condensazione dei fumi di combustione⁹ e lo *shock* termico

⁹ Nei generatori di calore tradizionali il fenomeno della condensazione dei prodotti di combustione è del tutto indesiderato in quanto la condensa ha carattere tipicamente acido, e quindi corrosivo nei riguardi dei materiali come la ghisa. La durata di vita della caldaia si riduce tanto più la condensa è acida (esempio: combustibile gasolio in luogo del gas naturale) e tanto meno spesse sono le pareti dell'involucro.

3. La regolazione degli impianti radianti

per la forte escursione di temperatura subita dai materiali di caldaia.

Lo scopo di questo tipo di regolazione è quello di mantenere costante il livello termico di alimentazione dell'impianto radiante, tipicamente individuato nella temperatura di mandata nel giorno di progetto invernale (da cui il nome "punto fisso"). Tuttavia, nel corso della stagione di riscaldamento, l'impianto radiante è chiamato a modulare la propria resa termica in funzione delle forzanti interne ed esterne all'edificio. Ne consegue che:

- i. mantenendo fissa la temperatura di mandata, si incorre inevitabilmente in sprechi energetici considerevoli, tanto maggiori quanto meno rigida è la temperatura esterna. In prima istanza, essi sono valutabili come l'area evidenziata in Figura 32;

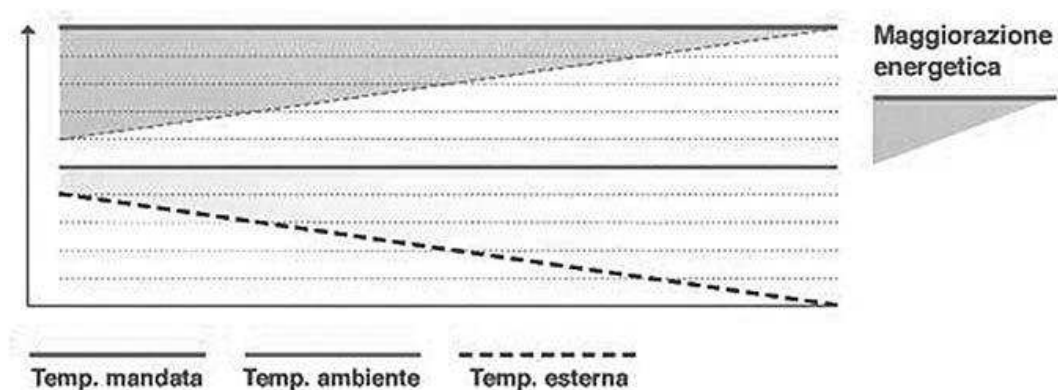


Figura 32. Maggiorazione energetica pertinente ad una regolazione a punto fisso, in rapporto ad una regolazione di tipo climatico.

- ii. non essendo prevista una regolazione in temperatura, l'impianto radiante andrà modulato a livello di zona o di singolo ambiente in portata, agendo sulle valvole di zona, sul funzionamento alternativo della pompa di circolazione, o sulle valvole elettrotermiche apposte sulle testine del collettore.

La regolazione a punto fisso può declinarsi nell'adozione di diversi dispositivi di controllo:

- i. valvola di miscelazione a tre vie;
- ii. valvola di miscelazione a quattro vie;
- iii. serbatoio o "barilotto" di pre-miscelazione;
- iv. sistema ad iniezione;
- v. scambiatore di calore a piastre.

La valvola di miscelazione a tre vie è predisposta per una regolazione a punto fisso, in cui la temperatura del fluido in uscita, destinato ad alimentare l'impianto radiante,

è mantenuta costante. Le due vie di ingresso, invece, adducono rispettivamente la portata di acqua calda in uscita dal generatore di calore ed il ricircolo di parte della portata di ritorno dall'impianto radiante, in proporzioni tali da mantenere la temperatura di mandata fissa al valore desiderato.

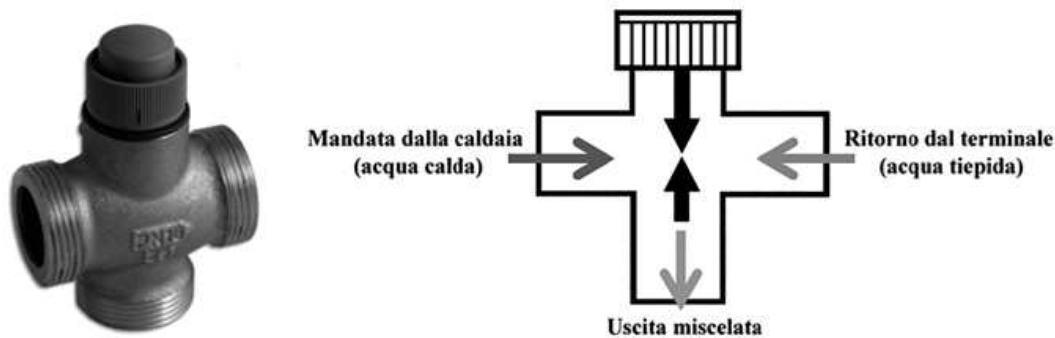


Figura 33. Valvola miscelatrice a tre vie (a sinistra) e suo schema funzionale (a destra).

L'energia che muove lo stelo della valvola per ottenere le debite composizioni di portate può essere attinta da:

- i. il fluido termovettore stesso, nel caso di valvola a tre vie termostatica e auto-azionata;
- ii. l'energia da rete elettrica, nel caso di valvola a tre vie motorizzata e azionata da un servocomando.

La valvola termostatica contiene un elemento sensibile alle variazioni di temperatura, il quale si espande o contrae a seconda che il livello termico del fluido in cui è immerso il bulbo si innalzi o si riduca. Il bulbo dev'essere posto a contatto con la temperatura da mantenere costante (perciò all'uscita della valvola a tre vie), mentre la testa termostatica può trovarsi indifferentemente sul ramo di alimentazione proveniente dalla caldaia, su quello di ritorno o su quello di ricircolo, essendo collegato al bulbo da un capillare lungo anche un paio di metri. Prendendo a riferimento la situazione più comune, quella della valvola installata sulla tubazione di mandata (Figura 34), il funzionamento è così disposto: se la sonda registra una temperatura di uscita troppo alta (bassa), l'elemento sensibile si espande (contrae), spingendo (rilasciando) l'otturatore in chiusura (apertura) sulla via proveniente dal generatore di calore, riducendone (aumentandone) la portata e pertanto rivedendo le proporzioni di miscelazione, a favore di un maggior (minor) peso della portata ricircolata dal ramo di ritorno (Figura 34 e Figura 35).

La manopola applicata al corpo della valvola permette di tararla sull'univoco valore di temperatura di mandata che si desidera mantenere (tipico campo di regolazione: da 10÷20 °C a 50 °C). Una volta l'imposizione del valore desiderato, con i doverosi

aggiustamenti durante la stagione, avveniva manualmente. Oggi, invece, la valvola viene pre-regolata su un valore pari a quello di progetto, costante per tutta la stagione di riscaldamento. Le correzioni della resa termica dell'impianto per mantenere il *set-point* della temperatura ambiente sono demandate ad un eventuale sistema di regolazione locale, agente sulla portata di fluido termovettore:

- per una regolazione multi-zona (multi-locale): sui circuiti del collettore di distribuzione vengono montati attuatori elettrotermici comandati da cronotermostati o termostati di zona (o di ambiente). Questi, confrontano il valore attuale di temperatura con quello desiderato, dando/togliendo corrente ad ogni attuttore, e perciò aprendo/chiedendo il circuito di competenza.

La chiusura di un circuito provoca, sui rimanenti circuiti aperti, un aumento della portata. Per limitare questo sbilanciamento, è possibile utilizzare una valvola di *bypass* regolabile lato impianto radiante e/o installare una pompa a velocità variabile. Quando tutti i circuiti sono chiusi, dei micro-interruttori ausiliari montati su ogni attuttore provvedono a spegnere la pompa di circolazione dell'impianto radiante;

- per un unico locale servito dalla termoregolazione: il termostato ambiente comanda direttamente l'alimentazione della pompa di circolazione (on/off), senza l'installazione di testine elettrotermiche sugli attacchi del collettore.

Altre volte, i due livelli su cui può agire la termoregolazione (temperatura di mandata e temperatura ambiente) sono fusi in un unico dispositivo di regolazione (una centralina elettronica di controllo), in modo da agevolarne il sincronismo ed esaltarne i benefici.

Nel caso di valvola miscelatrice (o deviatrice) a tre vie a comando elettronico, è necessario l'accoppiamento con un servomotore elettrico, che può essere del tipo:

- flottante (a tre punti¹⁰), alimentato a 230 V;

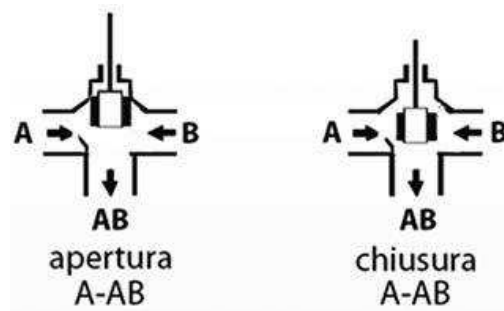


Figura 34. Valvola miscelatrice a tre vie: la posizione dell'otturatore modifica la combinazione delle portate.



Figura 35. A sinistra, valvola termostatica a tre vie e a destra testa termostatica con bulbo e capillare.

¹⁰ Due cavi di segnale si dipartono dal regolatore elettronico, mentre tre ne arrivano al servomotore. Un cavo rappresenta il neutro del sistema, invece la fase che il regolatore mette a disposizione può commutare un contatto su due posizioni, lato attuttore: aperto o chiuso. Il regolatore imporrà continue correzioni sull'apertura e sulla chiusura del servomotore, fino al raggiungimento della temperatura di *set-point*.

- ii. modulante, alimentato a 24 V e pilotato dalla centralina elettronica con un segnale 0-10 V oppure 2-10 V¹¹.

Generalmente, è prevista la possibilità di regolare manualmente la posizione dell'attuatore.

A corredo di uno schema d'impianto del tipo miscelato con valvola a tre vie, bisogna prevedere:

- Pompa lato impianto radiante: il circolatore è necessario per assicurare l'alimentazione del collettore con l'adeguata portata di fluido termovettore. Ad esempio, nel caso della valvola a tre vie, se mancasse il circolatore, dopo aver raggiunto la temperatura di mandata desiderata all'uscita della valvola, la via proveniente dal generatore di calore andrebbe in totale chiusura. In tal modo verrebbe inibita la spinta proveniente dalla pompa di caldaia, con il conseguente arresto del flusso di alimentazione ai pannelli radianti. Le installazioni più comuni per il circolatore sono in posizione intermedia tra la via di uscita della valvola ed il collettore di mandata dell'impianto (Figura 37) o a monte del collettore di mandata stesso.
- Circuito di *by-pass* lato caldaia: composto da una tubazione di raccordo tra il ramo di mandata e quello di ritorno e da una valvola di *by-pass* regolabile (o "valvola di massima pressione" o "valvola di sovrappressione"), ha il compito di prevenire la condensazione dei fumi di combustione. La valvola modula la portata circolante in questa tubazione in modo che la temperatura di ritorno al generatore di calore non scenda mai al di sotto di un valore di soglia (tipicamente 60 °C). Per una gestione in completa sicurezza, la valvola di *by-pass* permette la ricircolazione del fluido proveniente dalla caldaia sul circuito primario anche quando i circuiti secondari di alta



Figura 36. Attuatori elettrici (a sinistra) ed installazione su una valvola a tre vie (a destra).

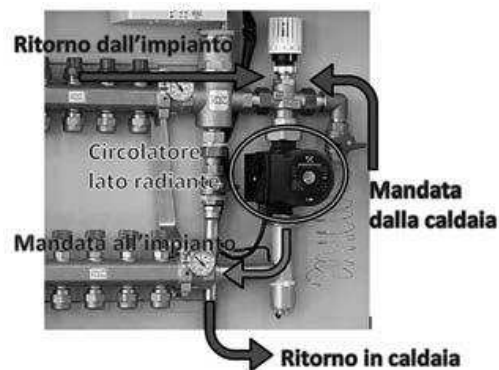


Figura 37. Schema di ripartizione dei flussi all'interno dei collettori di distribuzione muniti di valvola miscelatrice a tre vie, con pompa in posizione intermedia.

¹¹ La regolazione viene gestita variando con continuità il segnale di tensione al servomotore. Ad ogni livello di tensione all'interno del range previsto corrisponde una determinata posizione di apertura dell'attuatore e quindi della valvola. Il controllo del dispositivo di miscelazione avviene più finemente rispetto al servomotore a tre punti.

e bassa temperatura sono chiusi. Si può rinunciare a questo dispositivo ausiliario qualora il generatore sia già dotato di un sistema di sicurezza interno, costituito da una pompa anti-condensa. Si può rinunciare a questo dispositivo se il generatore di calore non ne necessita;

- Valvola di *by-pass* regolabile (o valvola di massima pressione) sul lato impianto radiante, su un attacco supplementare del collettore (opzionale): permette il ricircolo parziale di acqua dell'impianto radiante quando una o più testine elettrotermiche chiudono, limitando l'aumento della portata di acqua nei restanti circuiti aperti;

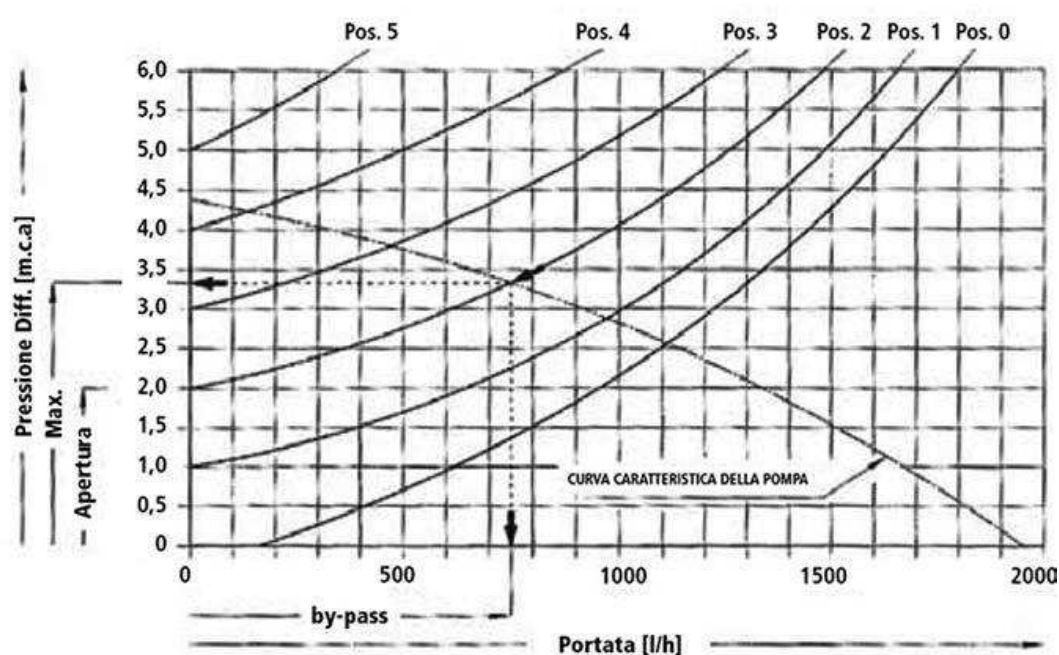


Figura 38. Curve caratteristiche della valvola di *by-pass*, parametrizzate a seconda della posizione di apertura assunta, visibile sulla scala graduata ed impostata in fase di taratura.

- Termostato di sicurezza per evitare eccessive temperature di mandata all'impianto (limite massimo nel range 50÷55 °C, tipicamente fissato a 50 °C); è collegato alla pompa di circolazione, in modo da interromperne il funzionamento in caso di necessità; l'attivazione del termostato di sicurezza è posticipato, rispetto all'avviamento della pompa, di cinque minuti grazie all'utilizzo di un ritardatore elettronico;
- Ritardatore elettronico: esclude il funzionamento del termostato di sicurezza nei primi minuti di avvio, permettendo al fluido di scorrere nei circuiti e di portare la temperatura del collettore alla reale temperatura del fluido dell'impianto ed evitando quindi che un aumento localizzato della temperatura comprometta il buon funzionamento della regolazione. Nel caso che la temperatura non scenda sotto il valore di sicurezza neanche dopo cinque minuti dall'avvio significa che vi può essere un'anomalia nell'impianto di regolazione e il termostato fa scattare l'allarme,

togliendo l'alimentazione alla pompa. Un tempo così ristretto di funzionamento al di fuori delle normali condizioni operative non può pregiudicare l'integrità dell'impianto, né quella dei materiali, dei massetti, ecc;

- Vaso di espansione: permette la dilatazione termica del fluido termovettore entro l'impianto;
- Disaeratore (o "separatore di microbolle" o "degasatore"): elimina possibili residui gassosi entro le tubazioni;
- Valvola di regolazione o di bilanciamento della portata (o "detentore micrometrico di taratura o di bilanciamento"): posta sul ritorno, permette di compensare squilibri di portata tra i vari circuiti;
- Valvole di intercettazione: hanno la funzione di agevolare le operazioni di manutenzione (pulizia, riparazione, sostituzione, ecc.). In particolare, vanno previste a monte dei collettori di mandata e ritorno, e prima e dopo ogni circolatore;
- Termometro di mandata e, spesso, anche di ritorno;
- Rubinetti di carico e scarico.

I componenti appena descritti possono essere presenti anche in schemi idraulici di sistemi ad iniezione, come si può vedere nella Figura 53, Figura 54 e Figura 55. La pompa lato radiante sarà posta in posizione diversa.

Lo schema idraulico completo per il collegamento del generatore di calore con l'impianto radiante regolato a punto fisso grazie alle valvole a tre vie è rappresentato in Figura 39. La situazione illustrata è completa dei vari casi che la pratica impiantistica può essere chiamata ad affrontare:

- la differenziazione di due zone termiche servite da due distinti collettori di distribuzione. Può essere il caso di due impianti radianti di tipologia diversa, oppure alimentati a temperatura di mandata nettamente differente. In questo caso, ogni zona richiede i propri collettori di mandata/ritorno, il proprio circolatore (P1, P2), e la propria valvola di miscelazione a tre vie (T1, T2);
- la contemporanea alimentazione di un terminale di impianto ad alta temperatura (radiatore, ventilconvettore, battiscopa radiante, ecc.). In questo caso, l'adduzione avverrà a monte del sistema di miscelazione, direttamente dalla tubazione in uscita dalla caldaia. La temperatura di mandata sarà quella di caldaia e la regolazione sarà eseguita in portata tramite l'azione sulla valvola di zona (M1), in totale indipendenza dal controllo dell'impianto radiante.

Un altro esempio di regolazione con valvola miscelatrice a tre vie, che ben si presta all'installazione in cassetta, è riportato in Figura 86.

A favore della scelta della valvola a tre vie come elemento di regolazione giocano molteplici fattori, tra i quali si segnalano l'economicità del dispositivo, la facilità di installazione e la reattività del controllo. Ciò nonostante, in alternativa alla valvola a

3. La regolazione degli impianti radianti

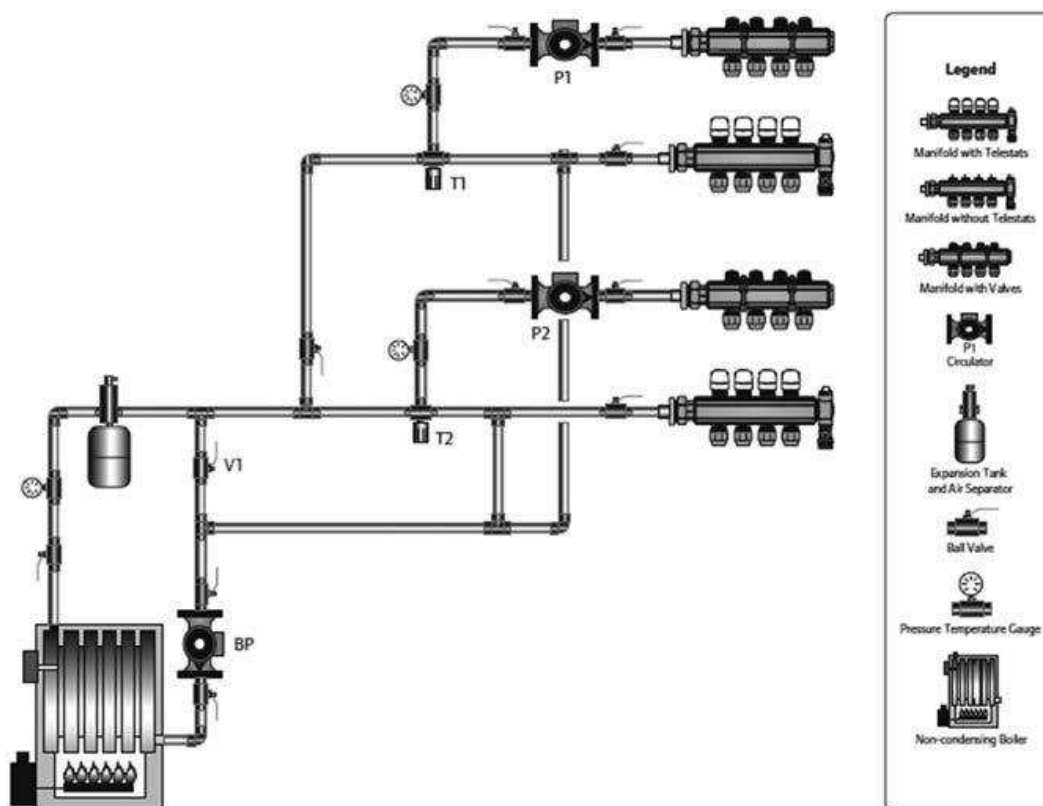


Figura 39. Schema idraulico di collegamento tra il generatore di calore e due impianti radianti regolati a punto fisso, con temperature di mandata differenti, e dotati di valvola miscelatrice a tre vie.

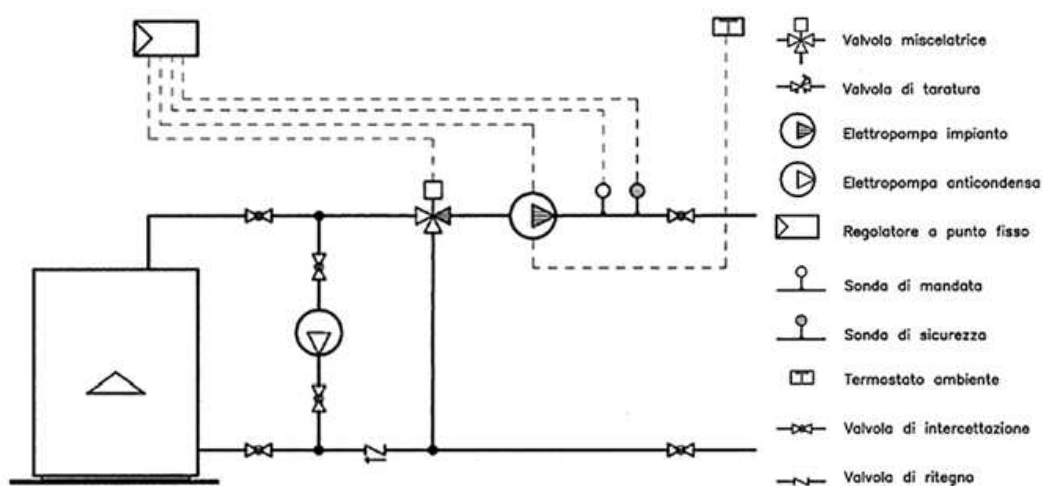


Figura 40. Schema idraulico di collegamento tra il generatore di calore e un impianto radiante regolato a punto fisso. In questo caso il generatore di calore è posto in sicurezza dal ramo trasversale con la pompa anti-condensa. La valvola miscelatrice a tre vie è mossa da un attuatore elettronico comandato dal regolatore a punto fisso, sulla base del feedback della temperatura di mandata. Vi è inoltre una sonda di sicurezza collegata al regolatore: se la temperatura di mandata eccede i limiti consentiti, viene comandato l'arresto della pompa.

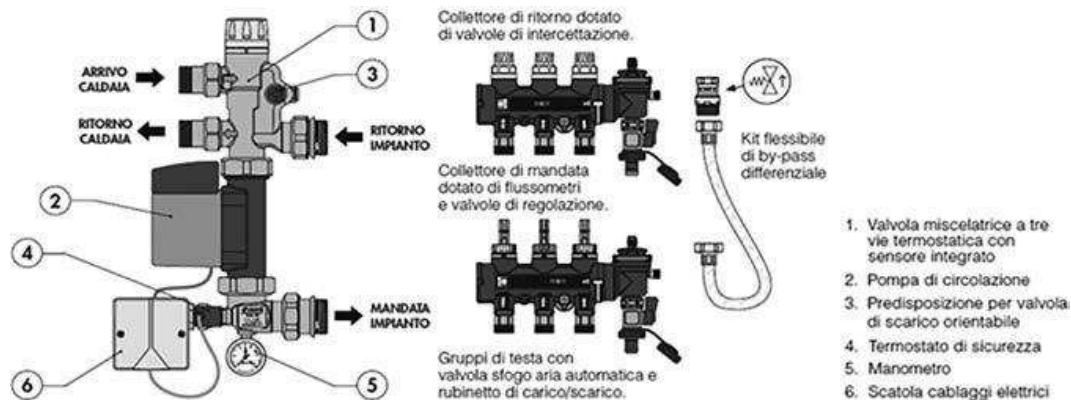


Figura 41. Schema dei componenti che costituiscono una sottostazione di regolazione a punto fisso con valvola a tre vie termostatica. La pompa di circolazione (2) si trova in posizione intermedia tra l'uscita della valvola a tre vie ed il collettore di mandata dell'impianto. Sono inoltre evidenziati il termostato di massima (4) e il ritardatore elettronico (6) per il funzionamento in sicurezza dell'impianto. Completano lo schema il manometro posto sulla mandata (5), i collettori di distribuzione, ed il ramo di by-pass lato radiante (opzionale) per consentire una regolazione in portata senza sbilanciamento dei flussi.

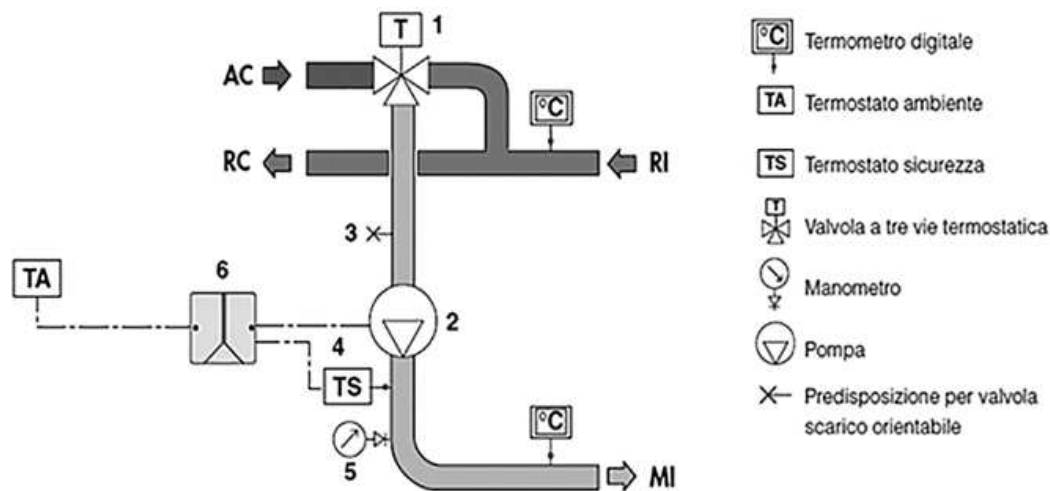


Figura 42. Schema idraulico e collegamenti elettrici di una sottostazione di regolazione a punto fisso con valvola a tre vie termostatica.

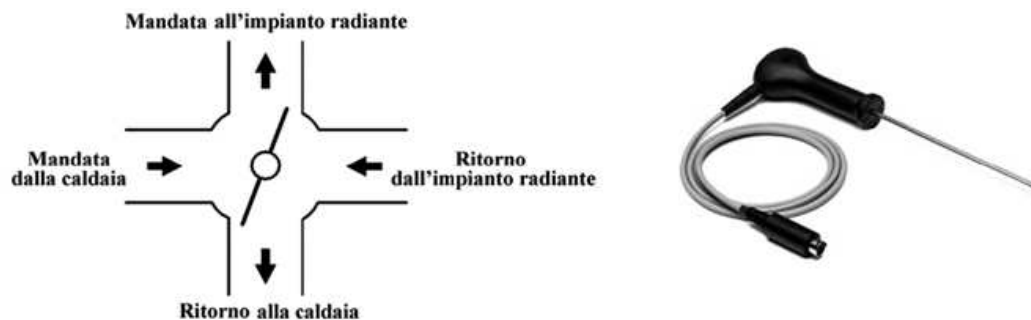


Figura 43. Schema funzionale di una valvola di miscelazione a quattro vie (a sinistra) e sonda ad immersione per la rilevazione della temperatura di mandata (a destra).

tre vie, alcuni schemi di regolazione adottano la valvola di miscelazione a quattro vie. In questo caso, il pilotaggio non può avvenire con meccanismo termostatico auto-azionante, ma è competenza di un servomotore. Ancora più a monte, l'attuatore viene comandato da una centralina elettronica, la quale opera con la consueta logica di controllo a punto fisso. Una sonda ad immersione o a contatto rileva la temperatura dell'acqua di mandata all'impianto, comunicandone il valore all'unità elettronica. Se il livello termico tende a scendere, la centralina invia un segnale al servomotore, con lo scopo di ruotare il *flapper* deviatore (in senso orario, secondo la Figura 43) affinché la portata di acqua calda proveniente dalla caldaia aumenti. Al di sotto di un certo valore-limite, come ulteriore *step*, la centralina comanda alla caldaia di accendersi.

Un ulteriore dispositivo di mitigazione della temperatura di caldaia per l'alimentazione degli impianti radianti è costituito dal serbatoio di pre-miscelazione (conosciuto nel gergo tecnico come "barilotto" o "serbatoio-*buffer*"). Questa soluzione è particolarmente indicata per:

- i. caldaie a contenuto d'acqua molto modesto, spesso indicate come "*flash boilers*". La bassa quantità di massa d'acqua di cui sono capaci è sinonimo di insufficiente inerzia termica, tale da imporre continui cicli di attacca/stacca, se non venissero accoppiate a sistemi di regolazione diversi dal serbatoio-tampone;
- ii. pompe di calore(per motivi legati al compressore).

Il serbatoio di miscelazione funge da elemento di comunicazione tra i circuiti primario (relativo al generatore di calore) e secondario (relativo all'impianto radiante), fisicamente ben distinti. L'apporto di acqua calda dal generatore all'accumulo avviene con regolazione termostatica, allo scopo di mantenere costante la temperatura dell'acqua di alimentazione al circuito radiante. A tal fine, in corrispondenza del volume superiore del serbatoio viene applicata una sonda (AQ1, ad immersione o a contatto), collegata elettricamente ad un regolatore in grado di attivare, in successione, la pompa del circuito primario (BP o HPP) e, qualora fosse necessario, anche il generatore di calore. A corredo dell'impianto, figurano:

- al primario: il vaso di espansione, il disaeratore ed il ramo di *by-pass* (solo se si tratta di caldaia non condensante);
- al secondario: il circolatore a monte del collettore di mandata.

Nel settore della termoregolazione, un'altra valida alternativa alla valvola di miscelazione a tre vie è il sistema ad iniezione, il quale non richiede la dotazione di ulteriori dispendiosi componenti quali possono essere il serbatoio-*buffer* o lo scambiatore di calore a piastre. I circuiti primario e secondario sono costituiti da due anelli idraulici distinti in cui, in situazione di regime, le portate fluiscono sotto l'azione dei circolatori di competenza, senza opportunità di miscelazione. All'occorrenza, la portata circolante nel secondario andrà integrata con brevi "iniezioni" (*blasts*) di acqua calda

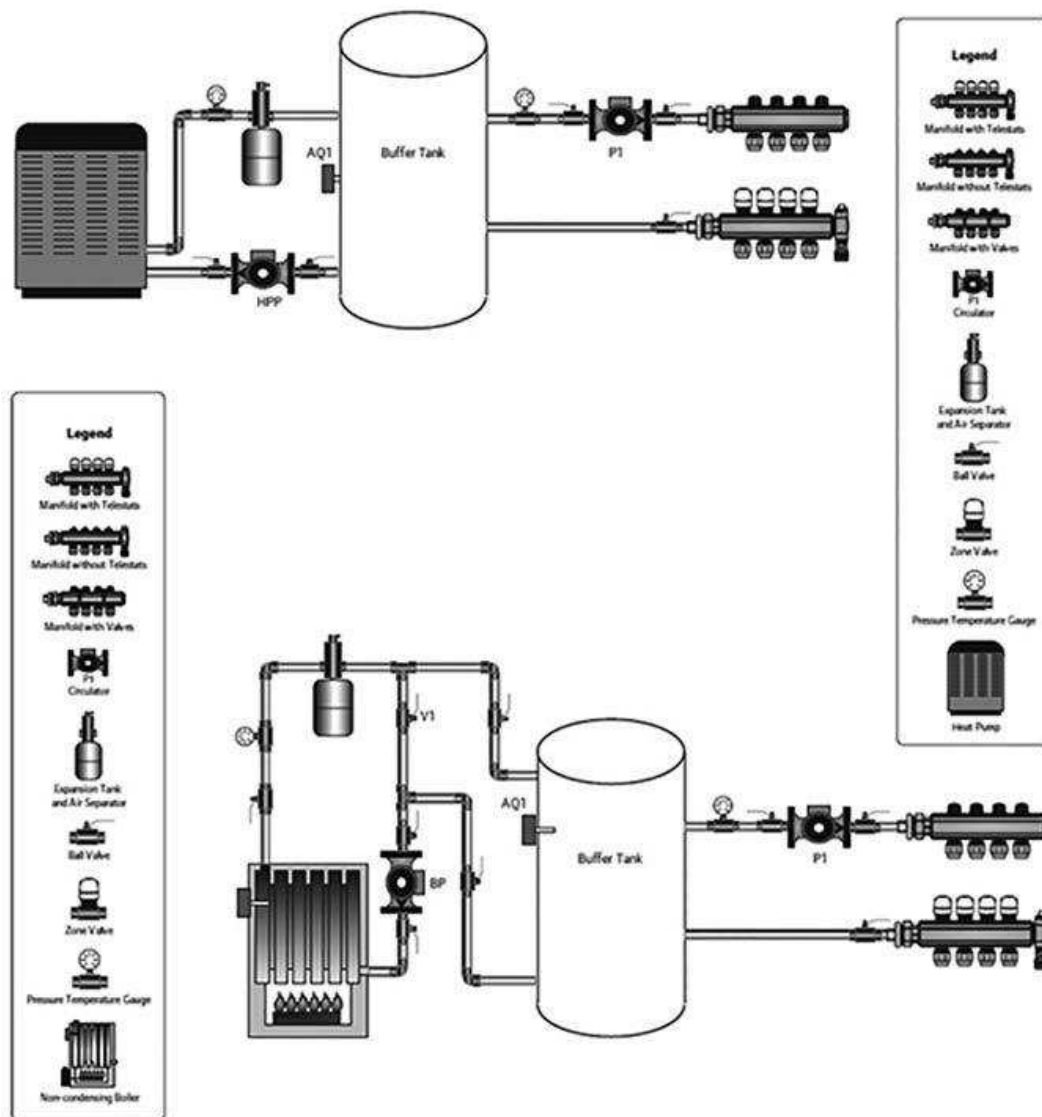


Figura 44. Schema idraulico di collegamento tra una pompa di calore (sopra) o un generatore di calore non condensante (sotto) ed un impianto radiante regolato a punto fisso, mediante un serbatoio-puffer.

dal primario, per ristabilirne la temperatura. Questa operazione è resa possibile dalle due "gambe di iniezione" (*injection legs*), cioè dai rami di mandata e di ritorno che mettono in comunicazione i due anelli per il solo tempo necessario all'integrazione. Il richiamo di portata dal primario può avvenire per mezzo di una valvola di zona a due posizioni o di una pompa di iniezione a portata variabile.

Nel caso venga impiegata una valvola di zona a due posizioni (on-off), diversamente da quanto avviene per la miscelatrice a tre vie, i due ingressi della valvola non possono essere dischiusi contemporaneamente: l'apertura dell'uno esclude l'apertura dell'altro. A regime è la via A ad essere aperta, mentre durante la fase di iniezione l'ottura-

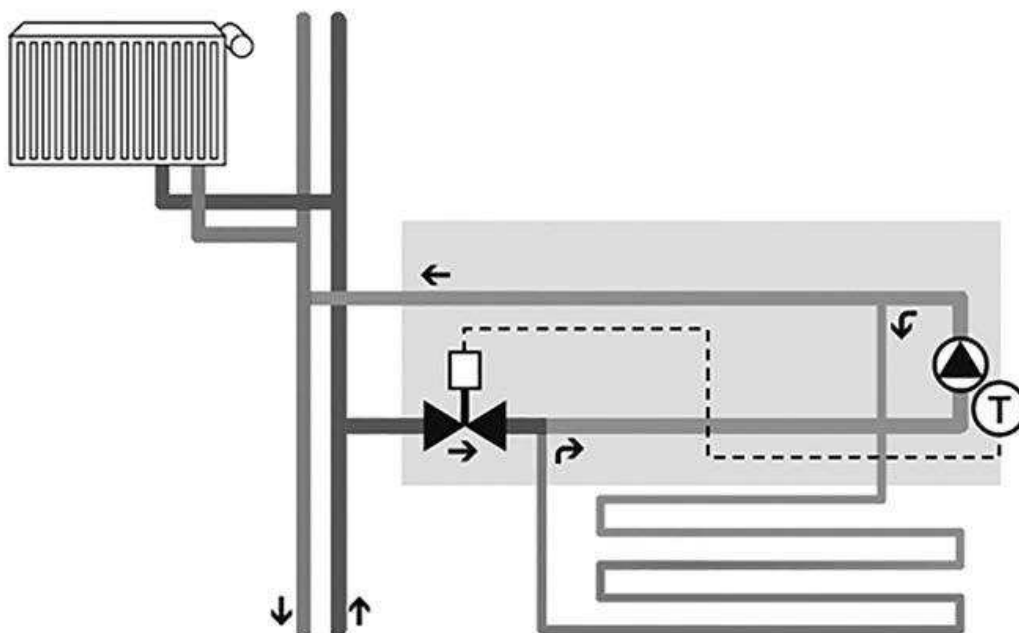


Figura 45. Schema idraulico di collegamento tra un generatore di calore, un terminale ad alta temperatura e un impianto radiante, regolato a punto fisso mediante una valvola a due vie.

tore vi va in battuta, lasciando libero il passaggio alla via B.

Alcune aziende propongono il sistema ad iniezione tramite una più semplice valvola a due vie posta sulla mandata (Figura 45), comandata da una sonda posta tra la pompa del secondario ed il circuito radiante.

Come si diceva, l'alternativa alla valvola a due posizioni è la pompa di iniezione (Figura 46). Si tratta di un piccolo circolatore a rotore bagnato, posto sulla *injection leg* di

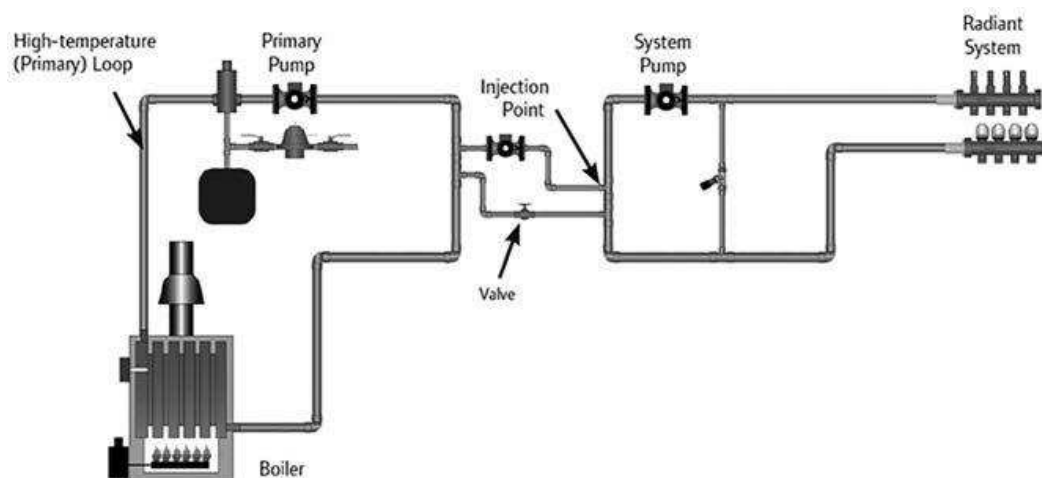


Figura 46. Schema idraulico di collegamento tra un generatore di calore e un impianto radiante, regolato a punto fisso mediante una pompa di iniezione a velocità variabile.

mandata, e capace di modulare con precisione la portata di acqua calda del primario da immettere nel secondario affinché il fluido termovettore giunga al collettore di mandata ad un livello termico costante. Gli aggiustamenti in portata sono la conseguenza della modificazione del numero di giri del motore cui è collegata la pompa a velocità variabile. Il comando di questa pompa avviene in maniera indipendente dall'attività dei circuiti primario e secondario, secondo la logica a punto fisso appena descritta oppure, come vedremo, quella climatica. L'unica deroga a questo tipo di controllo è il caso in cui la temperatura di ritorno al generatore di calore scenda al di sotto del valore di soglia: in tale situazione, è necessario ridurre la velocità della pompa, così da far permanere una quantità maggiore di acqua calda nel primario, innalzandone la temperatura media. La pompa di iniezione è di piccola taglia, in quanto in essa fluirà tipicamente una portata pari al 15÷30% di quella contenuta nel circuito secondario: tale valore è tanto più alto quanto più alta è la temperatura cui vanno alimentati i pannelli, quanto più alta è la portata lato radiante, e quanto più bassa è la temperatura disponibile nell'anello primario. Le regole pratiche di progettazione (i) e (ii) illustrate pocanzi in merito ai circuiti ad iniezione tramite valvola a due posizioni sono tuttora valide; in particolare, la prescrizione (i) viene sovente ottemperata sagomando a forma di "Z" le due *injection legs*: in questo modo, creando piccoli salti geodetici di almeno 30 cm, vengono scongiurati travasi di acqua calda dal circuito primario in momenti indesiderati.

Infine, l'ultimo dispositivo annoverato nel ventaglio delle soluzioni offerte per la mitigazione della temperatura di caldaia è lo scambiatore di calore a piastre. La sua configurazione più comune in queste applicazioni è quella a piastre brasate in acciaio inossidabile: fluendo in canali alterni e contigui, i flussi provenienti dalla caldaia e dall'impianto radiante realizzano uno scambio di calore e, a differenza dei sistemi precedentemente descritti, non di massa. In virtù della sua peculiarità di mantenere separate le portate in ogni condizione di funzionamento, esso è particolarmente adatto per gli impianti radianti:

- i. impiegati nello sbrinamento delle strade o delle piste (esempi: lunghi ponti sui fiumi, aeroporti), perché permettono di glicolare la sola porzione fluido circolante al secondario e proteggono il generatore di calore da temperature di ritorno troppo basse;
- ii. costituiti da tubi in PEX senza barriera alla diffusione dell'ossigeno, perché permettono di usare tradizionali materiali ferrosi al primario (acciaio, ghisa, ecc.), limitando al solo secondario i più pregiati materiali non-ferrosi (acciaio inossidabile, ottone, bronzo, ecc.). Questi ultimi sono necessari per evitare che l'ossigeno contenuto nell'acqua tecnica possa permeare attraverso la tubazione polimerica e corrodere flange, disaeratori o pompe.

Esattamente come nel caso del serbatoio-*buffer*, sulla mandata del circuito radiante è necessario installare una sonda di temperatura (S1), comunicante con un regolatore elettronico in grado di attivare la pompa di circolazione a

3. La regolazione degli impianti radianti

A corredo dell'esposizione dei principi di funzionamento della regolazione a punto fisso, si ritiene profittevole presentare sinteticamente i kit di termoregolazione per impianti radianti più diffusi sul mercato e recanti questa logica di controllo. Si tratta di sottostazioni compatte, la cui installazione è prevista nella cassetta dei collettori di distribuzione oppure in una cassetta dedicata in prossimità della caldaia.

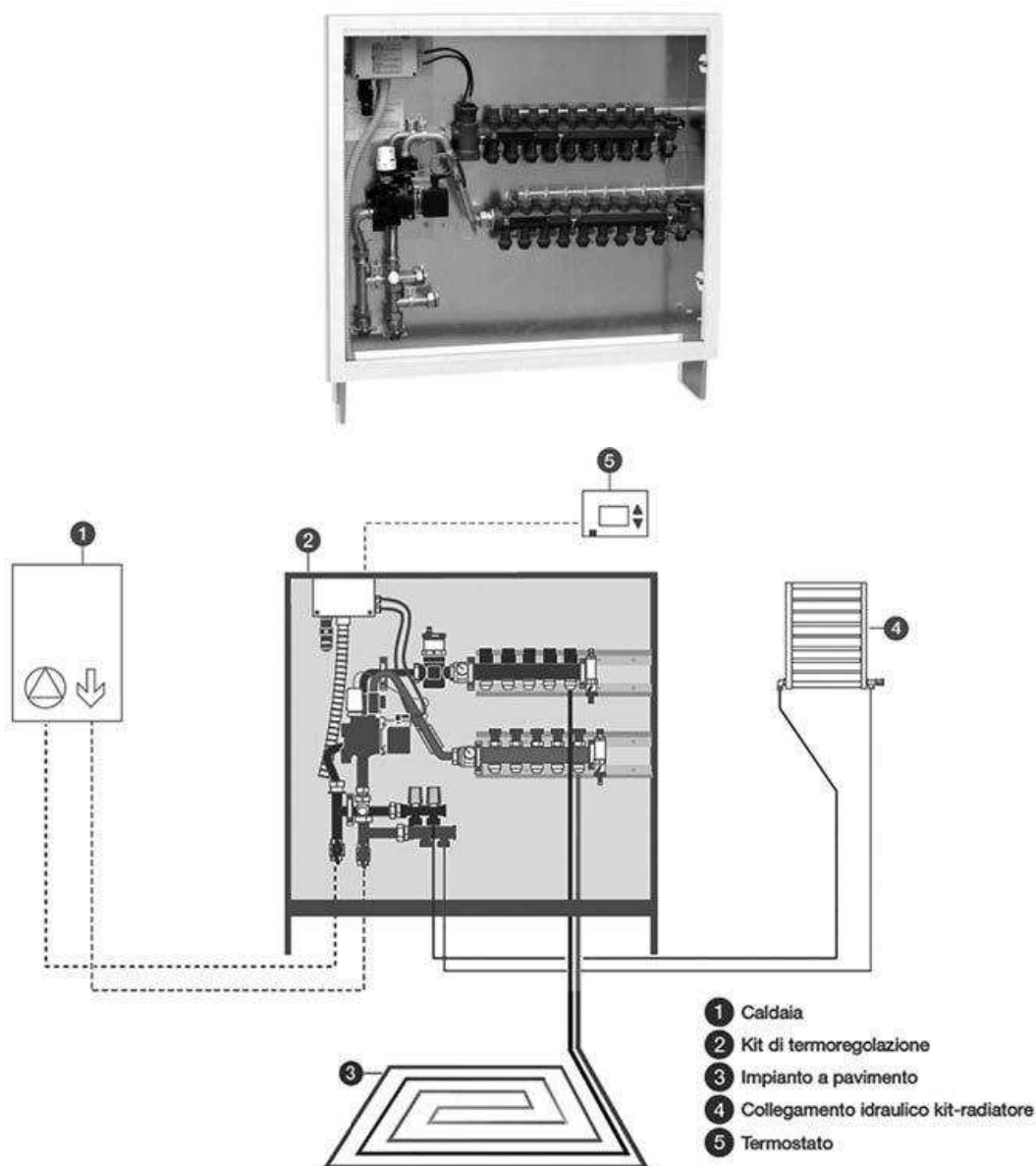


Figura 47. Schema di collegamento di un kit di termoregolazione a punto fisso. La caldaia (1) alimenta i collettori di distribuzione per l'impianto radiante (3), preceduti dai collettori per l'alimentazione dei terminali ad alta temperatura come i termoarredi (4). Alla scatola dei cablaggi elettrici (2) fanno capo il termostato ambiente (5), il termostato di sicurezza ed il ritardatore elettronico. La regolazione ha luogo mediante una valvola termostatica a tre vie, incorporata in un gruppo di miscelazione e pompaggio compatto e monoblocco.

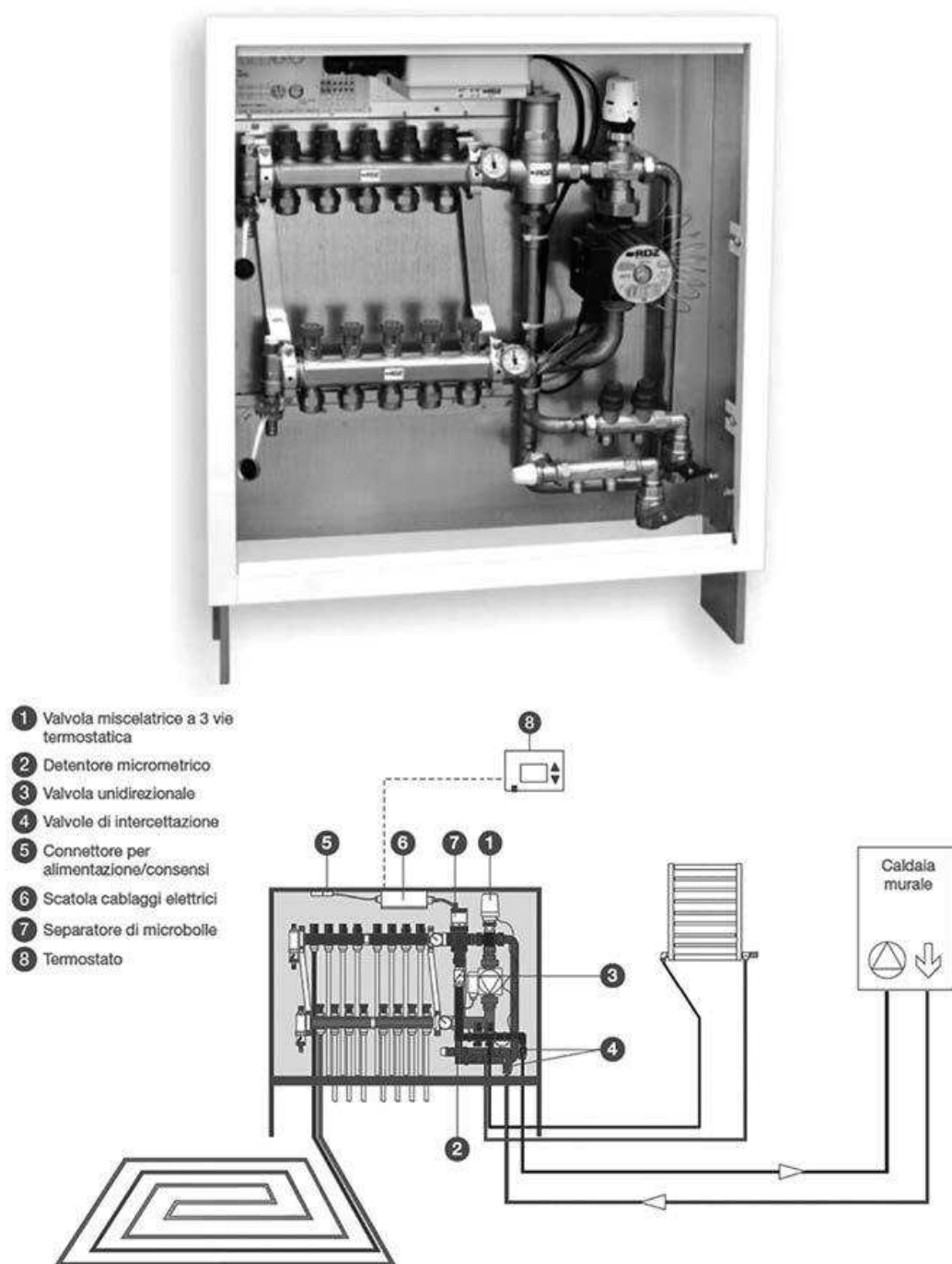


Figura 48. Schema di collegamento di un kit di termoregolazione a punto fisso. Anche in questo caso la regolazione ha luogo mediante una valvola termostatica a tre vie (1). In questo caso sono evidenziati: il separatore di microbolle (7) posto sul ramo di ritorno, la valvola unidirezionale (3) per impedire una circolazione in verso contrario, le valvole di intercettazione (4) sugli attacchi che competono al terminale ad alta temperatura, ed il detentore micrometrico (2) per il bilanciamento delle portate. Inoltre, non si tratta più di un monoblocco: questa volta la valvola di miscelazione ed il circolatore sono fisicamente ben distinti. Il kit è particolarmente adatto al collegamento con una caldaia murale, con pompa già incorporata.

3. La regolazione degli impianti radianti

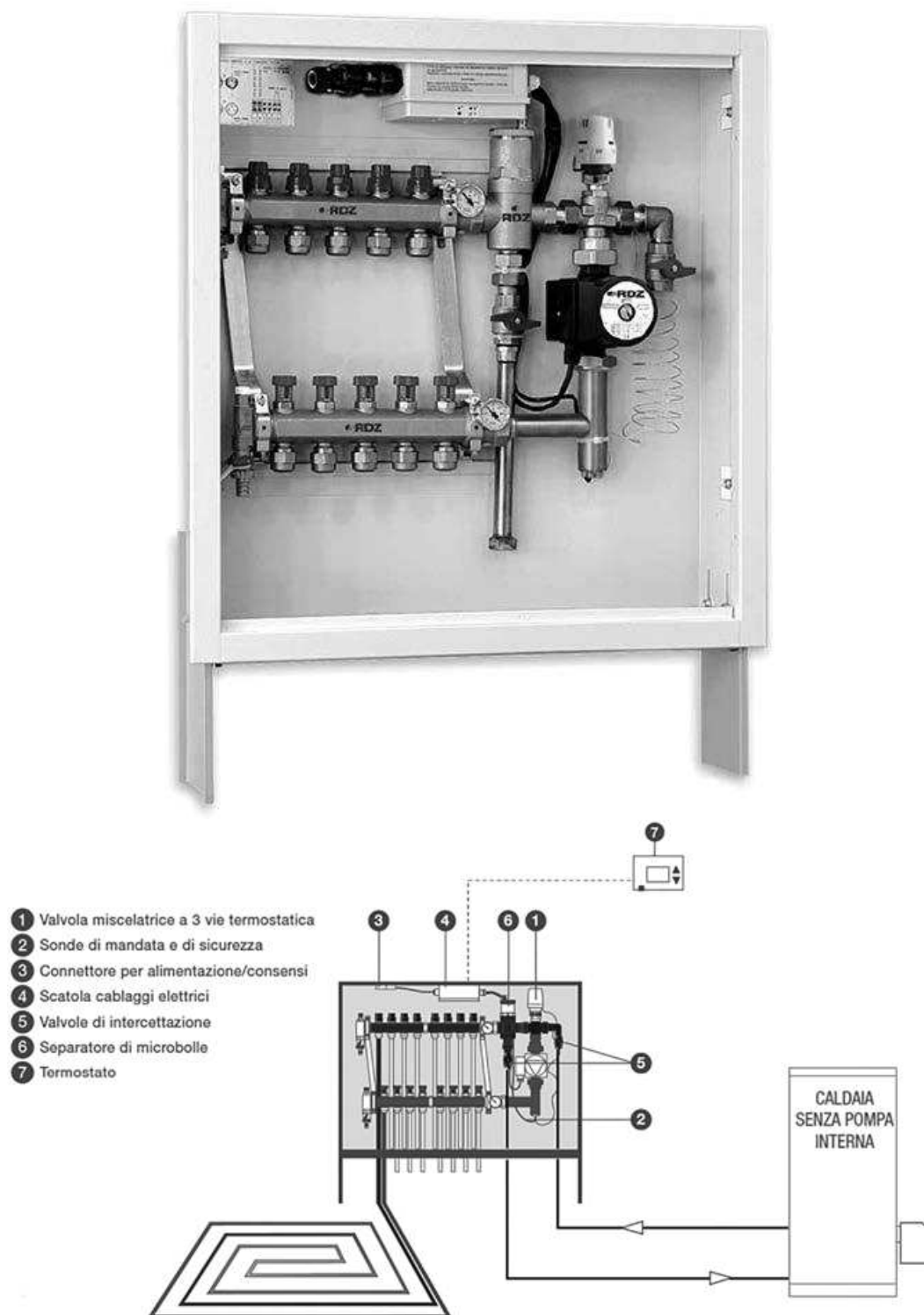


Figura 49. Schema di collegamento di un kit di termoregolazione a punto fisso. Anche in questo caso la regolazione ha luogo mediante una valvola termostatica a tre vie (1). In questo caso manca la possibilità di alimentare terminali ad alta temperatura. Il kit è particolarmente adatto al collegamento con una caldaia priva di circolatore interno che spinga sulla valvola miscelatrice a tre vie.

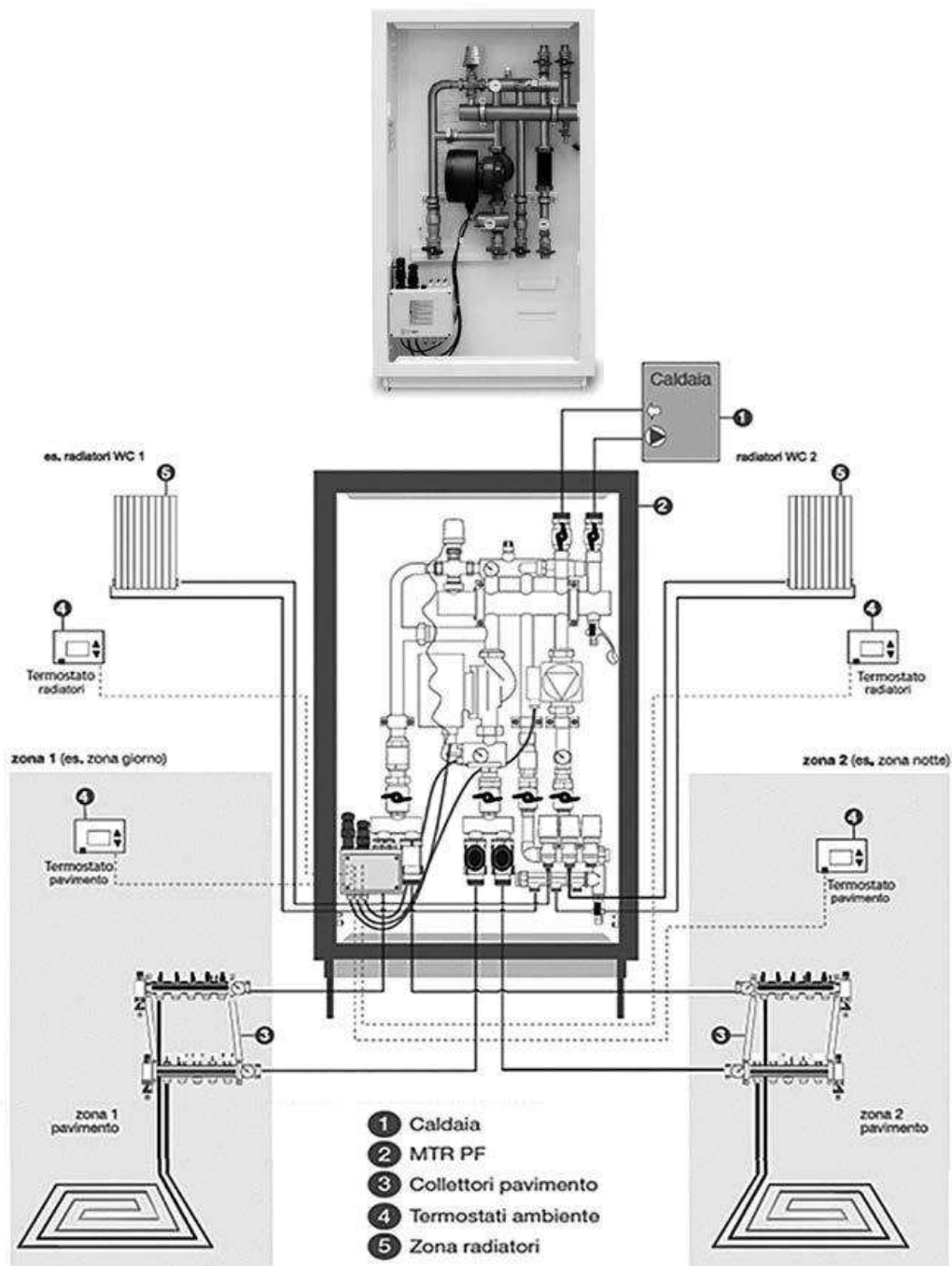


Figura 50. Schema di collegamento di un kit di termoregolazione a punto fisso. In questo caso si tratta di una “mini-centrale termica”, pre-assemblata e pre-cablata, capace di gestire grandi impianti multi-zona (giorno e notte) e misti, cioè composti da pannelli radianti (3) e da terminali ad alta temperatura come i radiatori (5). La regolazione dei due tipi di terminali avviene in maniera indipendente, tramite termostati posti in ambiente. Quelli a servizio dell’impianto radiante servono per attuare una regolazione locale agendo sulle testine elettrotermiche applicate ai collettori. Invece, per quanto riguarda la definizione della temperatura di mandata, l’organo finale di regolazione è ancora una valvola termostatica a tre vie. Il modulo è particolarmente adatto al collegamento con una caldaia autonoma murale (installazione sotto caldaia). In ogni caso, il generatore di calore deve essere già dotato di un circolatore interno.

3. La regolazione degli impianti radianti

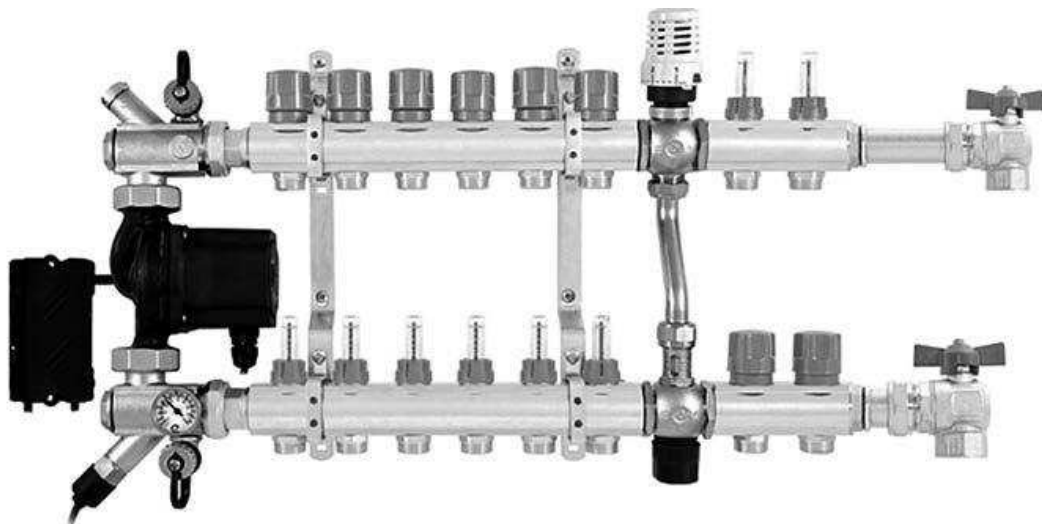


Figura 51. Schema di collegamento di un kit di termoregolazione a punto fisso con valvola deviatrice.

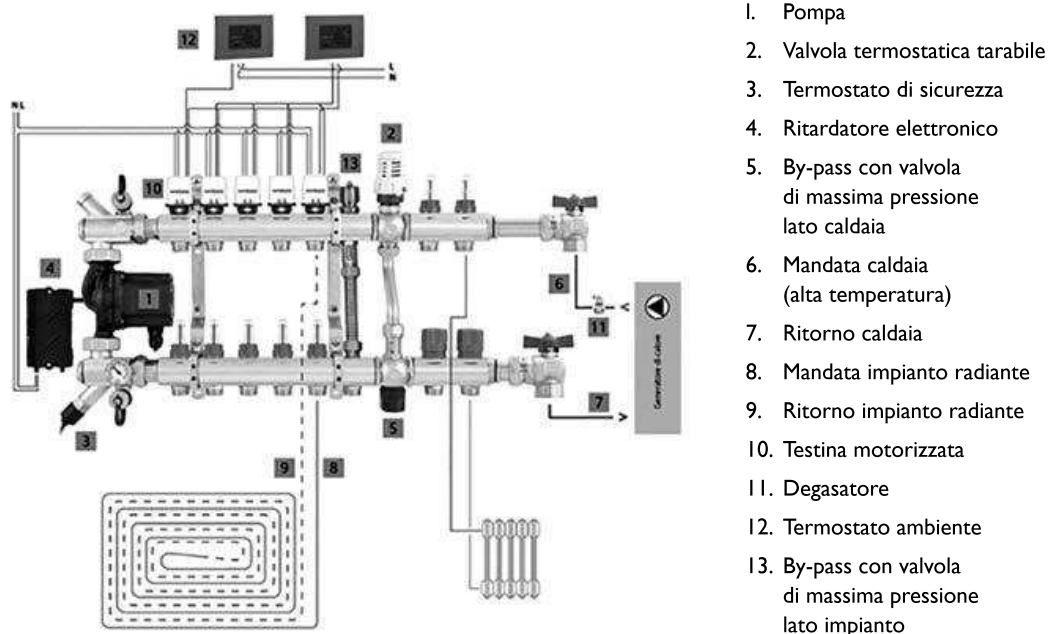


Figura 52. Schema di collegamento di un kit di termoregolazione a punto fisso con valvola deviatrice per impianti multi-zona. Ogni zona è costituita da uno o più locali, ed è monitorata da un termostato ambiente (12) collegato agli attuatori elettrotermici montati sulle testine del collettore (10), per effettuare una regolazione in portata. Invece, per quanto riguarda la definizione della temperatura di mandata, il sistema è ad iniezione, con regolazione per mezzo di una valvola a tre vie (2), a due posizioni e a comando termostatico. Completano l'impianto le testine per l'alimentazione di terminali ad alta temperatura (radiatori o termoarredi), il disaeratore (11), il ritardatore elettronico (4), il termostato di limitazione della temperatura di mandata (3), il termometro di ritorno, ed i circuiti di by-pass lato caldaia (5) e lato radiante (13).

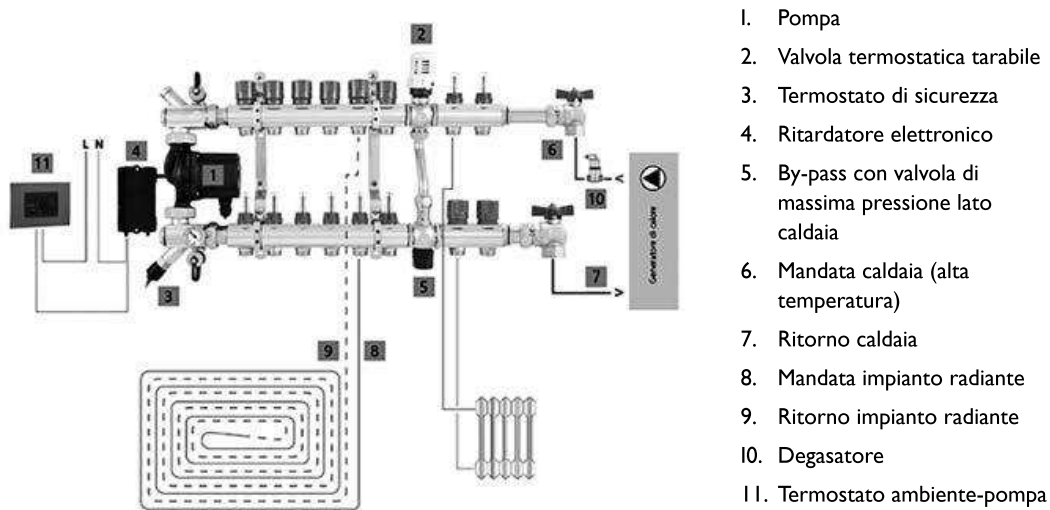


Figura 53. Schema di collegamento di un kit di termoregolazione a punto fisso con valvola deviatrice per impianti mono-zona. Rispetto allo schema precedente, non sono più necessarie le testine elettrotermiche ed il circuito di by-pass lato radiante, in quanto il termostato ambiente (11) è unico e può essere collegato al ritardatore elettronico (4) e quindi, indirettamente, alla pompa di circolazione. Ancora una volta, la regolazione della temperatura di mandata è affidata ad un sistema ad iniezione con valvola a tre vie (2), a due posizioni e ad azione termostatica.

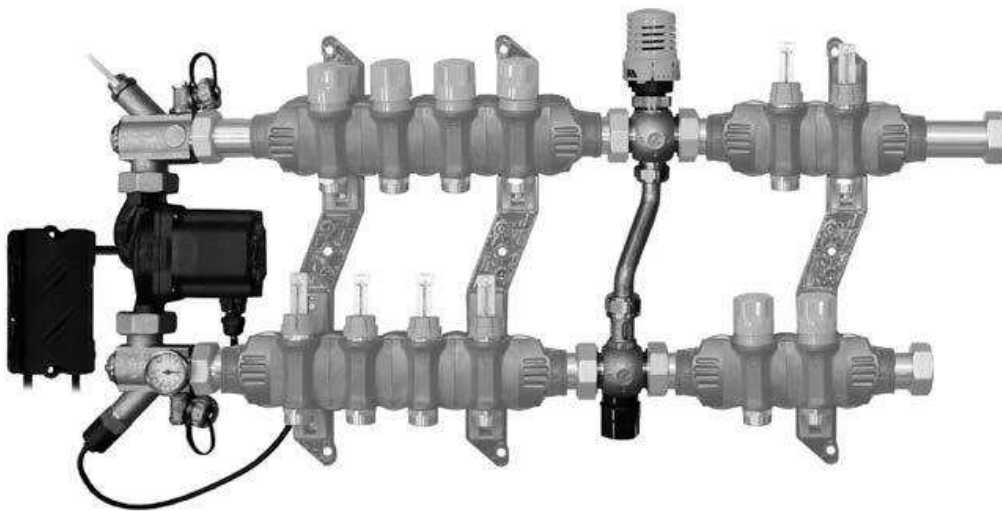


Figura 54. Kit di termoregolazione a punto fisso con valvola deviatrice. Anche in questo caso, la regolazione a punto fisso della temperatura di mandata viene realizzata con un sistema ad iniezione, attraverso una valvola a tre vie e due posizioni, auto-azionata per via termostatica. A differenza del kit precedente, questo è applicato ad un collettore modulare componibile e pre-assemblato, sinonimo di versatilità nel campo applicativo.

3. La regolazione degli impianti radianti

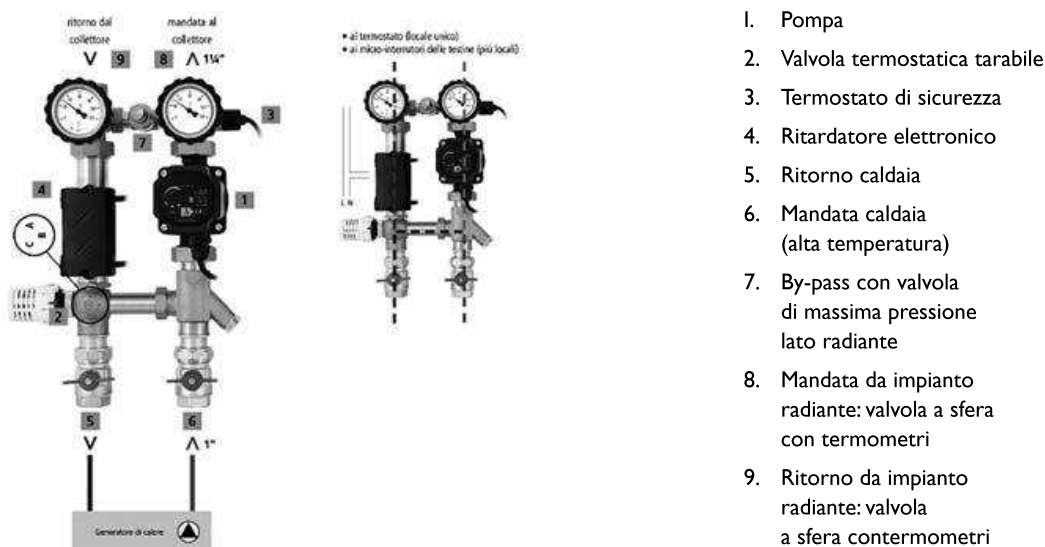


Figura 55. Sistema di termoregolazione a punto fisso. Si tratta di un modulo compatto da installare in una cassetta a muro dedicata, in centrale termica nei pressi della caldaia. La regolazione della temperatura di mandata avviene sempre a mezzo di una valvola termostatica (2), questa volta posta sul ramo di ritorno: deviando parte dell'acqua tiepida di ritorno verso la mandata, viene mitigata la temperatura di alimentazione dei pannelli, fino al raggiungimento del valore desiderato. Il bulbo cioè l'elemento sensibile della valvola, è immerso nella tubazione di mandata all'impianto radiante, e comunica con la testa termostatica tramite un capillare. Completano il sistema il termostato di limitazione (3), il ritardatore elettronico (4) e la valvola di by-pass regolabile lato radiante (8).

3.2.3. Regolazione climatica sull'impianto radiante

La regolazione climatica consiste nell'adeguamento della temperatura del fluido termovettore alle condizioni climatiche esterne.

Al calare della temperatura esterna, le dispersioni termiche realizzate dall'edificio aumentano, e di conseguenza deve aumentare la temperatura di mandata all'impianto affinché la resa termica eguagli il fabbisogno energetico istantaneo. Tipicamente, la legge che correla le due temperature è di tipo lineare, ed è spesso indicata come "codice climatico", "curva climatica" o "curva di riscaldamento". Le principali dipendenze da cui è affetta l'inclinazione della curva sono:

- la temperatura ambiente impostata come *set-point* all'interno dell'edificio;
- le caratteristiche di emissione dei terminali d'impianto;
- le caratteristiche dispersive dell'involucro edilizio;
- l'inerzia termica ("massività") dell'edificio.

A causa di una tale molteplicità di fattori, la pendenza della curva (o "*slope ratio*") è valutabile solo approssimativamente in fase di progetto; dovrà perciò essere aggiustata e tarata sul campo, in base alle reali prestazioni in fase di esercizio. Nella maggior parte dei casi, la retta climatica presenta una pendenza di $0.6 \div 1 \text{ } ^\circ\text{C}/^\circ\text{C}$, ed in corrispondenza della temperatura minima di progetto, una temperatura di

mandata di progetto calcolata alla minima temperatura esterna di progetto (Figura 56).

Rispetto alla regolazione a punto fisso, quella climatica permette di conseguire consistenti risultati in termini di risparmio energetico, poiché il fluido termovettore circola alla minima temperatura di mandata funzionale alla copertura del carico termico (Figura 57).

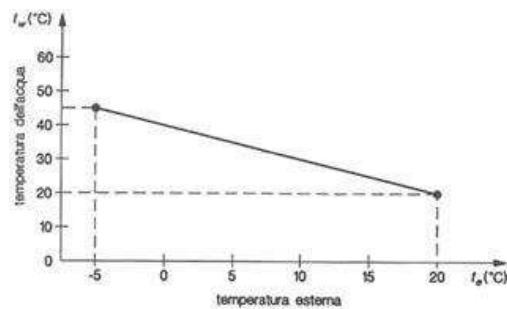


Figura 56. Esempio di curva di riscaldamento per la regolazione climatica degli impianti radianti.

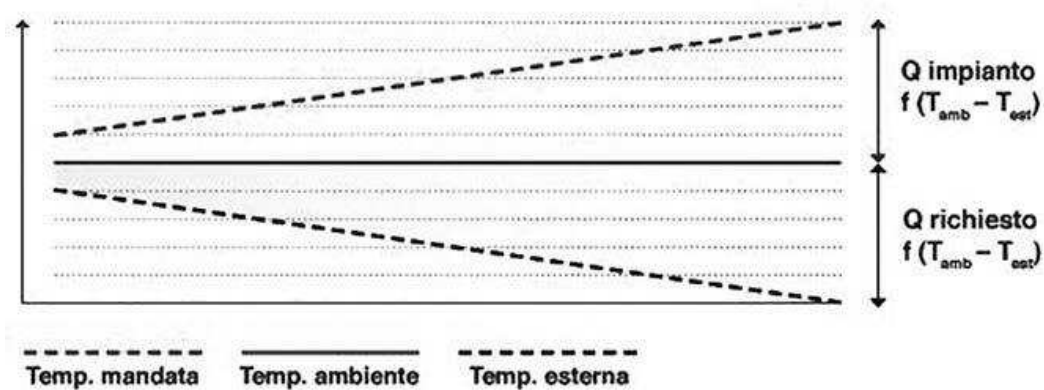
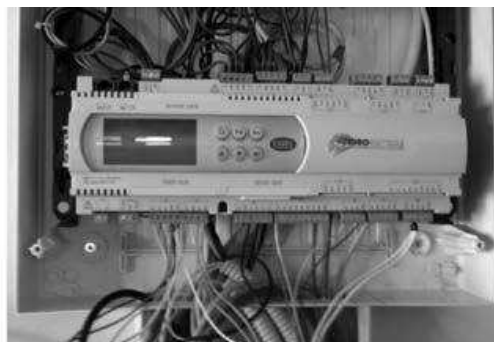


Figura 57. Il carico termico richiesto istantaneamente dall'edificio (supposto proporzionale alla differenza di temperatura tra interno ed esterno) viene perfettamente compensato dall'apporto di calore fornito dall'impianto (supposto proporzionale alla differenza di temperatura tra il fluido termovettore e l'ambiente).

In questo caso i benefici sono concentrati nella minimizzazione delle perdite termiche nel percorso di distribuzione. Vantaggi più consistenti derivano dalla regolazione climatica applicata a livello centrale in caldaia: solo in questa maniera si possono ridurre al minimo anche le perdite di generazione.

La regolazione climatica viene comunemente realizzata attraverso i seguenti componenti:

- una centralina elettronica digitale, detta anche "regolatore climatico";



3. La regolazione degli impianti radianti

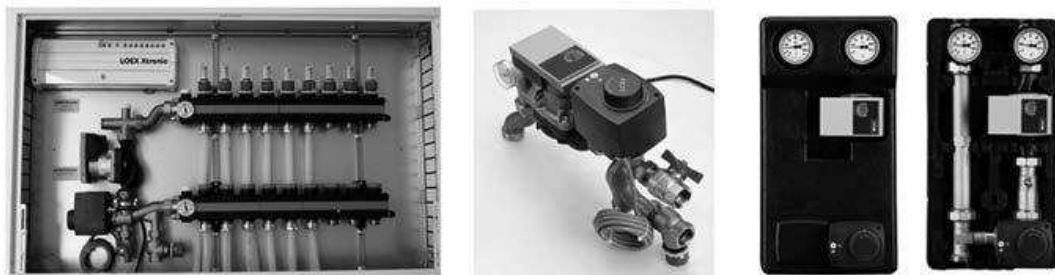
- eventuali moduli di espansione per il controllo di più circuiti miscelati, o per l'integrazione con il sistema di ventilazione;
- una sonda di temperatura dell'acqua di mandata all'impianto radiante, del tipo a contatto;
- una sonda di temperatura esterna, posizionata possibilmente sul muro esterno di orientazione Nord, lontano da fonti di calore, e nel punto in cui si prevede sarà raggiunta per meno tempo possibile dalla radiazione solare;
- un'opzionale sonda di temperatura ambiente, per il rilevamento della temperatura interna (utile in un'ottica di controllo con *feedback*);



- un'opzionale interfaccia utente ("unità di comando" o "unità di controllo") su cui monitorare i valori di temperatura attuali ed eventualmente impostarne il *set-point*⁷ o la programmazione oraria settimanale;



- una sottostazione di regolazione climatica, posta in cassetta accanto al collettore di distribuzione oppure in centrale termica, a muro. Essa comprende l'organo finale di regolazione, che può essere costituito alternativamente da:
 - i. una valvola miscelatrice a tre vie comandata da un servomotore;
 - ii. una valvola miscelatrice a quattro vie comandata da un servomotore;
 - iii. una valvola modulante a due vie comandata da un servomotore;
 - iv. un sistema ad iniezione con pompe a velocità variabile.



Nel caso in cui la regolazione climatica a livello di impianto radiante sia abbinata ad una caldaia non condensante, bisogna preservarla dal ritorno di acqua a temperatura troppo bassa ($< 60\text{ }^{\circ}\text{C}$), situazione pericolosa in quanto potrebbe indurre alla condensazione il vapor acqueo presente nei fumi di combustione. In questo caso, alla lista dei componenti vanno aggiunte due sonde a contatto poste sulle tubazioni di mandata e di ritorno al generatore di calore.

La centralina elettronica riceve le misure da questi due sensori di temperatura e, qualora esse risultino inferiori alla soglia di sicurezza¹², può provvedere alternativamente a:

- attivare un circuito di *by-pass* lato caldaia, del tutto simile a quello già descritto per la regolazione a punto fisso, nel caso in cui il circuito radiante sia unico e regolato con una valvola a tre vie;
- rallentare la velocità delle pompe di iniezione o mandare in chiusura le valvole a tre vie, nel caso in cui i circuiti radianti siano multipli e fisicamente separati dall'anello idraulico primario;
- attivare la pompa anti-condensa installata tra le linee di mandata e di ritorno al generatore di calore (Figura 58).

Il regolatore su cui si basa la logica climatica è non lineare, di tipo PI o PID. Come già spiegato nel Paragrafo 2.4.4, il controllore PI basa le proprie risposte sulla valutazione

12 Questa situazione si verifica se la temperatura di mandata è piuttosto bassa (cioè se la temperatura esterna non è così rigida, come nelle mezze stagioni) oppure se il fabbisogno termico dell'ambiente aumenta improvvisamente, raffreddando maggiormente la portata di fluido termovettore che circola entro il circuito radiante.

dello scostamento tra il *set-point* ed i valori attuale (azione proporzionale) e precedenti (azione integrativa) della temperatura interna. Il vantaggio di utilizzare un controllore PID, invece, sta nella capacità predittiva, insita nel calcolo della velocità di variazione della temperatura ambiente. In questo modo, il sistema di regolazione diventa più reattivo ed efficace. La logica di controllo può essere poi corredata da ulteriori opzioni, quali:

- l'*auto-tuning*: la centralina valuta il locale con il fabbisogno energetico maggiore, impostando i parametri adatti a soddisfarlo; poiché le condizioni al contorno variano con continuità, questo tipo di monitoraggio dev'essere costante;
- la pre-accensione dell'impianto: la centralina valuta l'inerzia termica di ogni stanza ed imposta l'accensione/spengimento dell'impianto in maniera autonoma, allo scopo di raggiungere la temperatura voluta negli orari prefissati;
- lo spegnimento della pompa di circolazione qualora la richiesta termica sia nulla;
- la definizione di profili orari settimanali (opzione eventualmente assolta dall'interfaccia utente o dai cronotermostati ambiente);
- la selezione della modalità di funzionamento: comfort, economica (attenuazione notturna del *set-point*, tipicamente dalle 22.00 alle 6.00), vacanze (impianto spento con sola protezione antigelo).

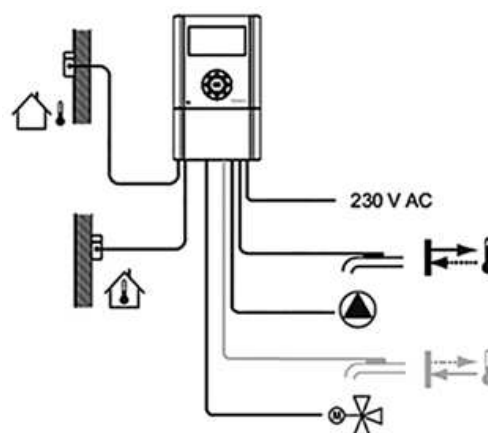


Figura 58. Regolatore climatico in installazione stand-alone: collegato alla rete domestica (230 V), esso riceve via cavo il segnale della temperatura esterna ed il feedback della temperatura interna. A sua volta, comanda o il servomotore di una valvola miscelatrice a tre vie, o una pompa a velocità variabile.

Un doveroso approfondimento va dedicato alle modalità di funzionamento. La modalità "comfort" indica il funzionamento automatico o di default dell'impianto, in cui viene predisposto il mantenimento del *set-point* di temperatura operativa (tipicamente 20 °C). La modalità "economica" va impostata nelle fasce orarie in cui si desidera la riduzione della resa dell'impianto (durante la notte, il *weekend* o le ore di assenza), in complementarietà con le ore di funzionamento in modalità "comfort" (ore diurne di occupazione dell'edificio). Il passaggio dalla modalità "economica" alla modalità "comfort" avviene nei tempi impostati sulla centralina elettronica: in base all'inerzia termica delle strutture e alle condizioni climatiche esterne, l'unità di base determina autonomamente, per ogni stanza, il momento in cui si deve avviare il sistema di riscaldamento per raggiungere la temperatura impostata nell'orario desiderato (funzione di "pre-accensione", "optimum

start/stop" o *"boost effect"*). L'attenuazione del *set-point* è dell'ordine dei $2\div 6$ °C e permette di realizzare risparmio energetico¹³. La programmazione oraria settimanale è sempre derogabile agendo localmente o sui termostati (in questo caso la modificazione del *set-point* avrà effetto fino alla successiva variazione prevista dallo *scheduling*) o direttamente sull'interfaccia utente (esempio: funzione *"party"* per inibire la consueta attenuazione notturna per un determinato intervallo di tempo).

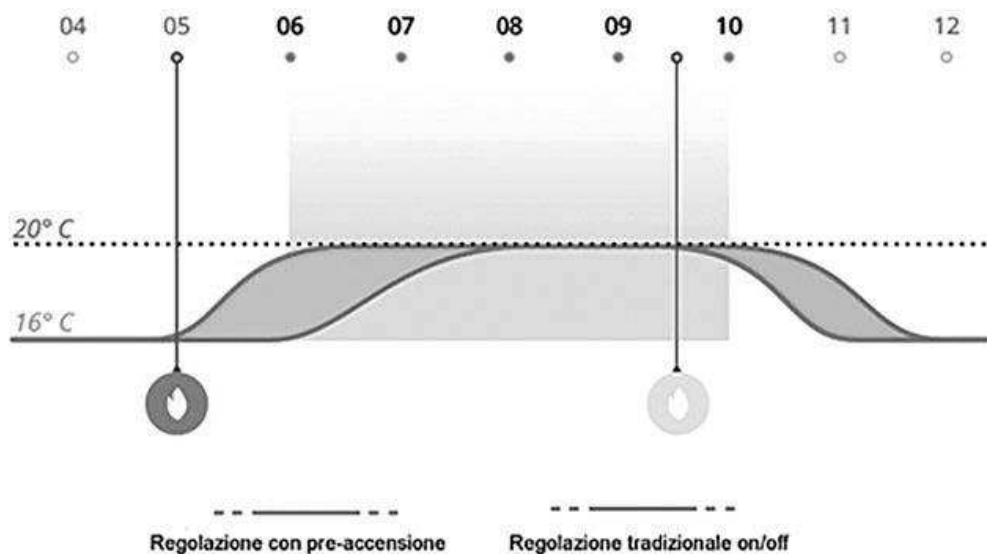


Figura 59. Funzione di pre-accensione. Affinché si raggiunga la temperatura di 20 °C alle 6.00 del mattino, l'impianto si attiverà in maniera autonoma alle 5.00. Rispetto alla classica regolazione on/off, non bisogna attendere le 8.00 perché la temperatura interna abbia raggiunto il valore di *set-point*.

Infine, la modalità *"standby"* permette un arresto temporaneo dell'impianto di riscaldamento/raffrescamento, mentre in quella *"vacanze"* il blocco è definitivo (salvo garantire le condizioni di temperatura minima, tipicamente 6-7 °C, realizzando la cosiddetta funzione *"antigelo"*).

Il più comune schema idraulico capace di attuare la logica climatica è quello fondato sull'azione miscelante di una valvola a tre vie. Quest'ultima viene installata sulla tubazione di mandata all'impianto radiante ed è mossa da un servomotore, che può essere del tipo:

13 L'entità risparmio energetico conseguibile mediante l'attenuazione del *set-point* in fasce orarie prefissate è tanto maggiore quanto minore è la coibentazione dell'edificio. Infatti, negli edifici residenziali di recente costruzione, ben coibentati, la temperatura interna tenderà a calare molto lentamente durante il periodo di riduzione. Inoltre, per sfruttare al meglio la massa termica dell'impianto radiante e dell'edificio, è importante far funzionare l'impianto per lunghi periodi, se non addirittura in continua.

3. La regolazione degli impianti radianti

- i. flottante (a tre punti), alimentato a 230 V;
- ii. modulante, alimentato a 24 V e pilotato dalla centralina elettronica con un segnale 0-10 V oppure 2-10 V.

Come nel caso della regolazione a punto fisso, le portate che si miscelano sono quella in uscita dalla caldaia e quella di ritorno dall'impianto radiante, tuttavia questa volta la logica di controllo è diversa: la centralina elettronica digitale riceve i rilievi di temperatura delle sonde (esterna, di mandata e di ritorno) ed elabora segnali di comando per i circolatori (lato primario e lato secondario), per il generatore di calore, per il servomotore applicato sulla valvola a tre vie e per la valvola di *by-pass*. Quest'ultima garantisce la protezione della caldaia da temperature di ritorno troppo basse, evitate, se necessario, deviando parte dell'acqua calda di mandata sul ramo di ritorno al generatore di calore. Una funzionalità comunemente implementata nelle unità elettroniche digitali è quella di massimizzare i tempi di accensione e di spegnimento della caldaia, riducendo al minimo il numero di commutazioni tra i due stati. Ad esempio, qualora sia necessario innalzare la temperatura di mandata all'impianto radiante a fronte di un irrigidimento della temperatura esterna, in prima battuta la centralina comanda l'accensione della pompa a primario, allo scopo di prelevare il calore residuale, insito in tutti i componenti metallici dotati di una certa inerzia termica (calore che verrebbe altrimenti dissipato sotto forma di perdite al camino o al mantello). Solo nel caso in cui nemmeno quest'operazione sia sufficiente a conseguire la temperatura desiderata, la centralina provvede all'accensione della caldaia. Anche questo accorgimento, così come la prevenzione del fenomeno della condensazione, massimizza la durata di vita del generatore di calore.

Come si evince dalla Figura 60, il sistema di regolazione si completa con:

- al primario: il circolatore (BP), il vaso di espansione, il disaeratore ed il ramo di *by-pass*;
- al secondario: il circolatore (P1) ed i sensori di mandata (S1) e ritorno (S2);
- all'esterno: la sonda di temperatura esterna (OAS).

Per agevolare il funzionamento della valvola miscelatrice a tre vie, alcuni produttori propongono di installare a valle di essa un circuito di *by-pass* (Figura 61), totalmente avulso da quelli già descritti lato caldaia (per proteggerla dalle temperature di ritorno troppo basse) e lato radiante (per non creare scompensi idraulici nel caso di regolazione locale in portata). Questa tubazione trasversale, su cui viene installata una valvola a due vie appositamente tarata, è una dotazione opzionale che permette alla valvola miscelatrice a tre vie di lavorare in tutto il suo campo di apertura, evitando possibili pendolamenti e la relativa usura sede-otturatore.

L'impiego di una sonda anche sulla tubazione di ritorno, permette di sfruttare l'effetto di auto-regolazione tipico dei sistemi di riscaldamento. La resa termica di un termi-

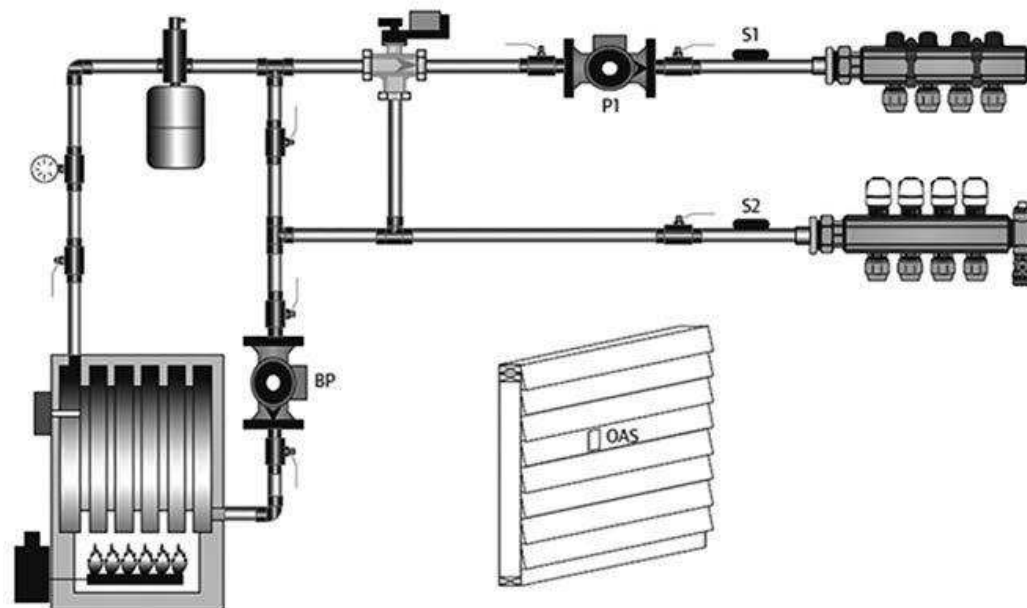


Figura 60. Regolazione climatica ottenuta collegando una caldaia non condensante ad un impianto radiante tramite un circuito di *by-pass* ed una valvola miscelatrice a tre vie.

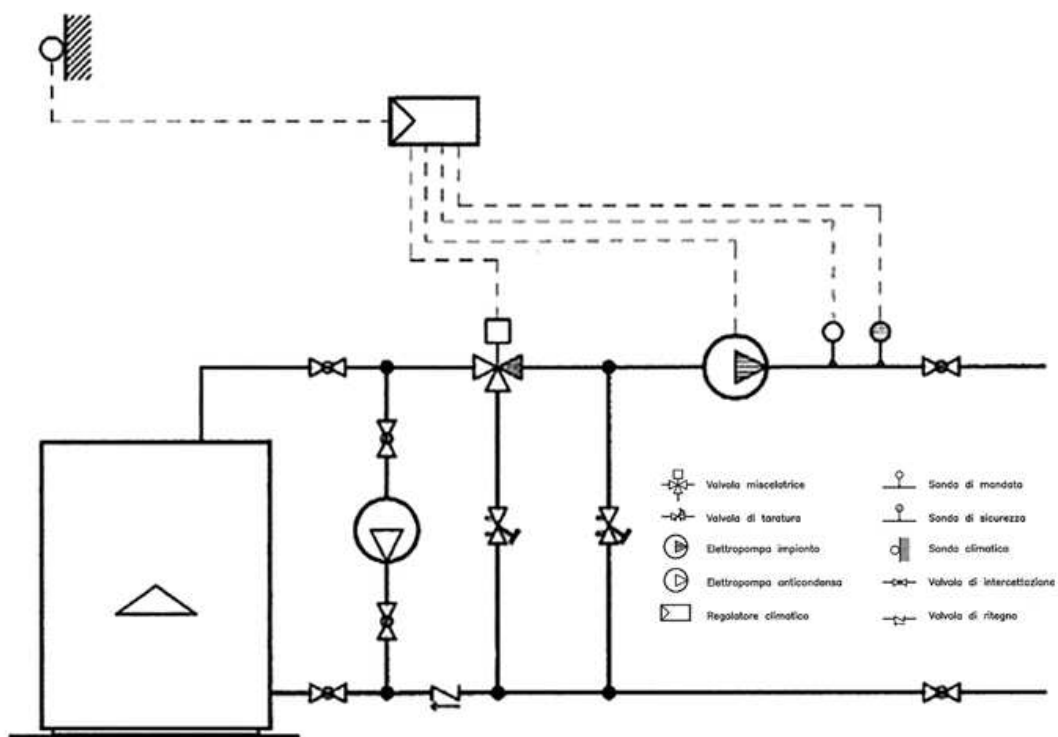


Figura 61. Regolazione climatica ottenuta collegando una caldaia non condensante ad un impianto radiante tramite una valvola miscelatrice a tre vie. Completano lo schema una pompa anti-condensa per la protezione del generatore di calore ed un ramo di *by-pass* a valle della valvola di miscelazione.

3. La regolazione degli impianti radianti

nale è infatti funzione della differenza di temperatura tra la superficie riscaldante e la temperatura dell'aria ambiente, secondo la seguente equazione:

$$q = A \cdot \alpha_H \cdot (T_{\text{sup}} - T_a)$$

dove:

q [W] è la potenza termica emessa dal terminale;

A [m²] è l'area della superficie radiante;

α_H [W/m²K] è il coefficiente di scambio termico per convezione tra la superficie e l'aria che la lambisce;

T_{sup} [K] è la temperatura superficiale del terminale d'impianto;

T_a [K] è la temperatura a bulbo secco dell'aria ambiente.

Nel caso in cui si attivi un apporto termico gratuito (maggior irraggiamento, aumento del numero di occupanti, ecc.), la temperatura interna tende ad aumentare, riducendo il fabbisogno termico dell'ambiente e perciò la resa termica del terminale. Quest'ultima può anche essere scritta, al lato idronico, in funzione delle temperature di mandata e di ritorno:

$$q = \dot{m}_w \cdot c_{p,w} \cdot (T_M - T_R)$$

dove:

q [W] è la potenza termica ceduta dall'impianto radiante;

$\dot{m}_w$ [kg/s] è la portata di fluido termovettore circolante nell'impianto;

$c_{p,w}$ [J/kg K] è il calore specifico a pressione costante del fluido termovettore;

T_M [K] è la temperatura di mandata all'impianto;

T_R [K] è la temperatura di ritorno dall'impianto.

Quindi, a parità di portata circolante e di temperatura di mandata, se la resa termica del pannello radiante cala in virtù dell'aumento degli apporti gratuiti, la temperatura di ritorno è destinata ad aumentare. Questa conseguenza è validata anche da una semplice considerazione fisica: se la temperatura interna aumenta, si riduce la capacità di scambio termico per il terminale d'impianto, cioè l'acqua di mandata è in grado di cedere meno calore sensibile, pertanto si raffredda di meno.

Il monitoraggio della temperatura di ritorno permette di apprezzare questa variazione di carico termico in ambiente, in termini di temperatura media del fluido termovettore: se questa si innalza, in virtù dell'aumento della temperatura di ritorno, la regolazione farà in modo di abbassare automaticamente la temperatura di mandata, agendo sul servomotore della valvola a tre vie in deroga a quanto previsto dal codice climatico in funzione della temperatura esterna attuale.

Il beneficio correlato all'impiego di sonde sia sulla mandata che sul ritorno è dunque

l'immediata valutazione, da parte della centralina elettronica, del carico termico richiesto istantaneamente dall'ambiente: questa informazione permette di reagire con più prontezza in fase di *start-up* dell'impianto radiante, oppure quando il fabbisogno termico dell'ambiente subisce una brusca variazione.

Altre volte, la grandezza di riferimento per la valutazione del carico termico in ambiente è il differenziale di temperatura tra mandata e ritorno, e non la temperatura media: a parità di temperatura di mandata, un calo del ΔT corrisponde ad una riduzione del fabbisogno, e viceversa.

Questi tipi di controllo a doppia sonda prendono il nome di "regolazione climatica con *feedback* della temperatura di ritorno" e permettono la gestione più veloce ed accurata della fornitura di calore allo spazio, facendo migliorare approssimativamente del 15% la prestazione energetica rispetto al controllo della sola temperatura dell'acqua di mandata.

Altre centraline elettroniche climatiche si avvalgono di metodi diversi per stimare il fabbisogno termico ambientale:

- alcune prevedono un'azione coniugata delle due modalità di regolazione: prima, una grossolana regolazione di tipo climatico con azione sulla temperatura del fluido termovettore, poi una fine regolazione locale sulla portata, da attuarsi per mezzo di testine elettrotermiche, valvole di zona oppure pompe. In questo caso, è preferibile compendiare le due regolazioni di temperatura e di portata in un'unica centralina elettronica digitale;
- altre prevedono l'azione di *feedback* da parte della temperatura interna, secondo uno schema a circuito chiuso¹⁴: se, nonostante il controllo climatico della temperatura di mandata, la temperatura interna non collimasse esattamente col valore di *set-point*¹⁵, il termostato ambiente registrerebbe una deviazione, tradotta a sua volta dalla centralina elettronica in una modificazione della temperatura di mandata del fluido termovettore, atta ad annullare l'errore. Graficamente, si tratta di praticare una temporanea traslazione della curva climatica lungo l'asse delle ordinate: verso l'alto nel caso di perdite di calore (apporti di segno negativo), verso il basso nel caso degli apporti di calore (segno positivo). La pendenza della retta rimane tuttavia invariata, in quanto dipendente solo dall'involucro e dalla tipologia di impianto, ma non dalle condizioni al contorno. Investire la sonda ambiente di un ruolo attivo nella regolazione della temperatura di mandata dell'intero sistema radiante

¹⁴ Questo tipo di regolazione è anche noto come "compensazione dinamica", "compensazione ambiente", "*outdoor reset control with indoor temperature feedback*", "regolazione climatica con influenza della temperatura ambiente".

¹⁵ Infatti, il fabbisogno termico in ambiente non è determinato dalle sole dispersioni di calore attraverso l'involucro (a loro volta correlate al valore della temperatura esterna), ma anche dall'irraggiamento solare accolto attraverso i componenti trasparenti e dai carichi interni (occupazione, illuminazione, apparecchi come PC ed elettrodomestici, ecc.).

significa anche esaltarne la criticità del posizionamento: essa deve essere ubicata in un punto rappresentativo di tutto l'impianto (di solito il soggiorno) e lontano da fonti di calore. Qualora non si riuscisse ad individuare una locazione con simili caratteristiche, è preferibile disattivare la funzione di influenza della curva climatica ed impiegare il termostato solo come strumento di interfaccia e programmazione.

Alcuni produttori prevedono un feedback sulla temperatura ambiente misurata in ogni locale, quindi eliminando la criticità della sonda. Ogni locale può diventare determinante per decidere la temperatura di mandata, sia in inverno che in estate. Infatti è possibile che la stanza più svantaggiata in inverno possa essere diversa da quella più svantaggiata in estate quando è previsto sia riscaldamento che raffrescamento. Inoltre è possibile che le condizioni dell'abitazione cambino durante la giornata (es: apertura finestre/cambiamento set point).

In alternativa alla valvola miscelatrice a tre vie, alcuni sistemi di regolazione climatica, in particolare quelli posti a servizio di impianti medio-piccoli, fanno uso della valvola a quattro vie. Il servomotore posto a comando della valvola viene alimentato a 230 V ed è munito di contatto ausiliario per lo spegnimento del generator di calore quando viene raggiunta la temperatura desiderata. Anche in questo caso, è necessario prevedere una valvola di *by-pass* lato circuito radiante, affinché, anche quando la valvola a quattro vie risulta completamente aperta, la temperatura di mandata all'impianto risulti inferiore alla temperatura di sicurezza. Solitamente, la centralina viene fornita con la valvola *by-pass* chiusa, per cui l'intera portata di ritorno dall'impianto viene inviata nella valvola miscelatrice a quattro vie. Nel momento in cui si desidera limitare la temperatura di mandata, e quindi la quantità di calore scambiato tra il circuito caldaia e quello del pavimento, è necessario aprire la valvola *by-pass* aprendola, permettendo cioè un parziale ricircolo del fluido nell'impianto a pavimento (Figura 62).

Anche nel caso della regolazione climatica, l'alternativa alla valvola miscelatrice a tre o quattro vie è costituita da un sistema ad iniezione. Nel caso della regolazione a punto fisso, è stato descritto lo schema ad iniezione tramite la valvola di zona a due posizioni; tuttavia, questa semplice soluzione, nel caso in cui bisogna alimentare più circuiti radianti con temperature differenti, non è più percorribile. La valvola, infatti, in fase di iniezione su uno dei due circuiti, si lascerebbe attraversare da gran parte della portata circolante al primario, privando il secondo circuito della contemporanea possibilità di iniezione. Per non incorrere in problemi di sbilanciamento delle portate, si può dotare ogni circuito di una pompa a velocità variabile, montata sul ramo trasversale di mandata che collega l'anello primario al secondario. Tali pompe, dette "di iniezione", vengono comandate dalla centralina elettronica e, in caso di necessità di iniezione, sono in grado di dosare la quantità di acqua calda spillata dal primario

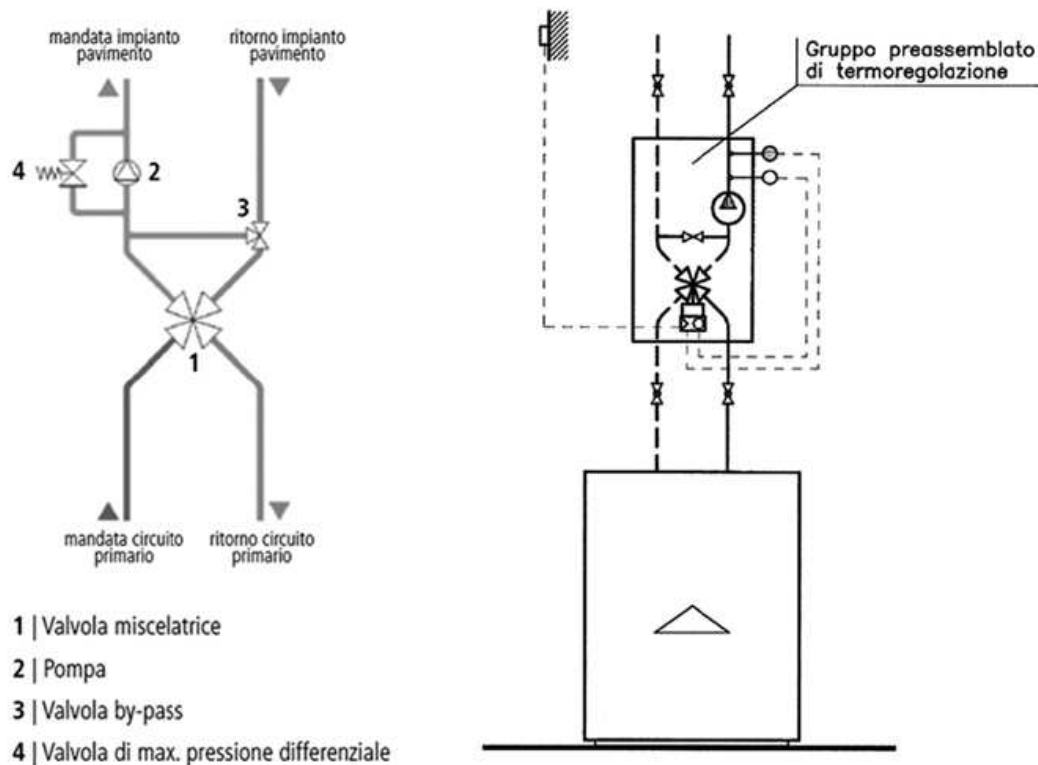


Figura 62. Componenti di un sistema di regolazione climatica basato su una valvola miscelatrice a quattro vie (a sinistra) ed inserimento in un modulo pre-assemblato in prossimità della caldaia (a destra).

per ottenere la temperatura di alimentazione che compete alla temperatura esterna istantanea. Oltre a comandare in maniera indipendente le pompe di iniezione, alla centralina elettronica è demandato il controllo del circolatore di caldaia e l'accensione o lo spegnimento del generatore di calore stesso. Per quanto concerne la pompa installata sul lato primario, è bene evidenziare che il suo dimensionamento deve prescindere dalla presenza delle pompe di iniezione: il circolatore di caldaia deve vincere le sole perdite di carico distribuite nell'anello di competenza e localizzate nei suoi raccordi e nelle sue valvole. Inoltre, per quanto riguarda il progetto del circuito idraulico di un sistema ad iniezione, si rimanda alle stesse prescrizioni esposte nel caso della regolazione a punto fisso (valvole di bilanciamento, spaziatura tra i rami trasversali paralleli, distanza lineare tra gli anelli primario e secondario).

Come risulta evidente dalla, completano l'impianto:

- al primario: il circolatore (P1), il vaso di espansione, il disaeratore ed i sensori di mandata (S1) e ritorno (S2);
- al secondario: il circolatore (SP2) ed i sensori di mandata (S3, S5) e ritorno (S4, S6);
- all'esterno: la sonda di temperatura esterna (OAS).

3. La regolazione degli impianti radianti

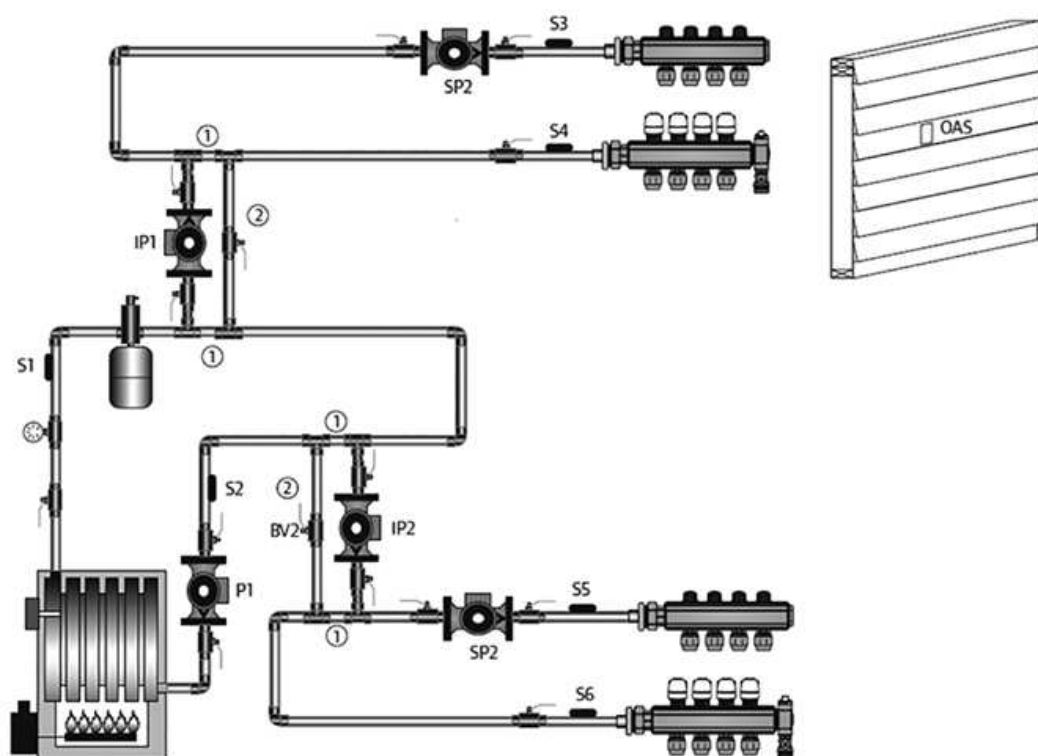


Figura 63. Regolazione climatica ottenuta collegando una caldaia non condensante a due impianti radianti tramite un sistema ad iniezione con pompe a velocità variabile.

Si può notare che in questo caso non è necessario prevedere un ramo di by-pass lato caldaia per proteggerla da temperature di ritorno troppo basse: infatti, stavolta il generatore di calore è installato in un anello idraulico indipendente, in cui può circolare acqua più tiepida di ritorno dall'impianto radiante solo nei brevi momenti dedicati all'iniezione, i quali non riducono a valori critici il livello termico di ritorno in caldaia. In ogni caso, le sonde installate a monte e a valle del generatore di calore (S1 e S2) monitorano con costanza le temperature operative, comunicandone il valore alla centralina elettronica: in caso di emergenza, essa ristabilirà il valore minimo di sicurezza per quanto riguarda la temperatura di ritorno in caldaia, interrompendo il processo di iniezione di acqua calda nei circuiti radianti (Figura 63).

Uno schema idraulico in cui il primario ed il secondario risultano fisicamente ben distinti può fondarsi anche sull'impiego delle valvole miscelatrici a tre vie. Nell'esempio, si illustra il caso più completo, in cui il generatore di calore non condensante è chiamato ad alimentare utenze ad alta temperatura (serbatoio di accumulo di acqua calda sanitaria e un terminale ad alta temperatura) e a bassa temperatura (due circu-

iti a pannelli radianti). All'anello idraulico primario, in cui la circolazione è garantita da una pompa dedicata (P1), si connettono in successione: il generatore di calore (con il suo circolatore BP), il serbatoio di accumulo (con il suo circolatore HP), il terminale ad alta temperatura (con il suo circolatore SP1) ed i due circuiti secondari relativi ai pannelli radianti (ciascuno con la propria valvola miscelatrice a tre vie, V1 e la propria pompa di mandata, SP2). In questo caso, le sonde di temperatura sono poste:

- sull'anello primario, prima della derivazione verso il generatore di calore (S2): essa ha il compito di controllare che la temperatura di ritorno in caldaia sia sufficientemente elevata;
- sull'anello primario, dopo la derivazione del serbatoio per la produzione acqua calda sanitaria (S1): essa controlla che il livello termico reso disponibile al terminale di impianto ad alta temperatura sia sufficientemente elevato, dopo il primo scambio termico avvenuto nel serbatoio;
- su ciascun impianto radiante, a monte del collettore di mandata (S3 e S5) ed a valle del collettore di ritorno (S4 e S6): esse comunicano le misure alla centralina elettronica, la quale, elaborando anche il dato proveniente dalla sonda di temperatura esterna (OAS), decide di quanto muovere il servomotore che comanda le valvole miscelatrici a tre vie.

Per garantire la corretta distribuzione delle portate tra le varie utenze termiche allacciate al primario, bisogna attenersi a qualche semplice disposizione:

- il terminale ad alta temperatura (radiatore, ventilconvettore, battiscopa radiante, ecc.) va alimentato con un proprio circolatore (SP1), comandato in maniera indipendente dall'impianto radiante; se le zone alimentate da terminali ad alta temperatura fossero in numero maggiore di uno, il controllo si estenderebbe a più pompe oppure a più valvole di zona;
- la spaziatura tra i due attacchi di ogni circuito secondario all'anello idraulico primario non deve superare i 15 cm: in questo modo la perdita di carico in quel tratto risulta trascurabile, e perciò, quando i circolatori lato radiante sono attivi, il flusso avrà luogo solamente entro il circuito secondario stesso (Figura 64).

Infine, si cita un particolare schema idraulico, in cui ancora una volta primario e secondario risultano fisicamente separati, ma viene utilizzata una valvola motorizzata a due vie in luogo di quella a tre vie. Questo tipo di soluzione trova applicazione nelle sottostazioni di teleriscaldamento, dove la batteria di scambio termico viene alimentata con una portata variabile di fluido termovettore, in modo da ottenere in uscita al secondario la temperatura ottimale, secondo logica climatica. È necessario dotare il circuito secondario di una pompa a portata variabile affinché essa si adegui all'azione modulante del regolatore (Figura 65). Come nel caso della regolazione a punto fisso, si trova utile chiudere il paragrafo con qualche esempio di natura pratica, in cui sono evidenziati sia i collegamenti idraulici

3. La regolazione degli impianti radianti

che quelli elettrici di varie sottostazioni di regolazione climatica, da installare nella cassetta dei collettori di distribuzione oppure in una cassetta dedicata in prossimità della caldaia.

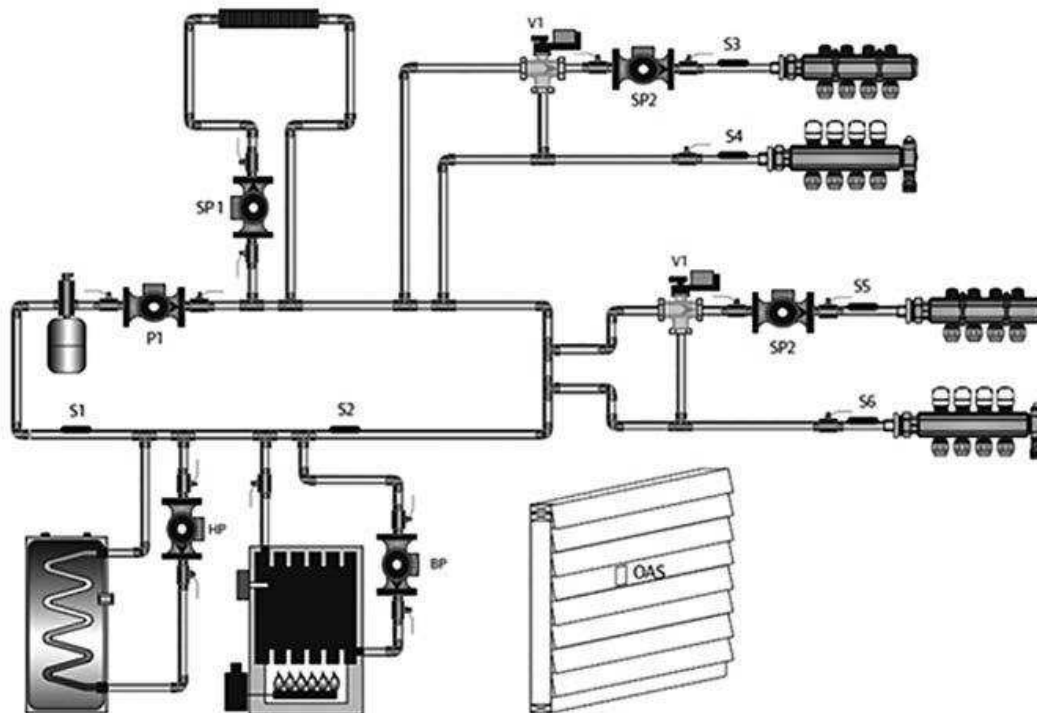


Figura 64. Regolazione climatica ottenuta collegando una caldaia non condensante ad un serbatoio di acqua calda, un terminale di impianto ad alta temperatura e due impianti radianti tramite valvole miscelatrici a tre vie.

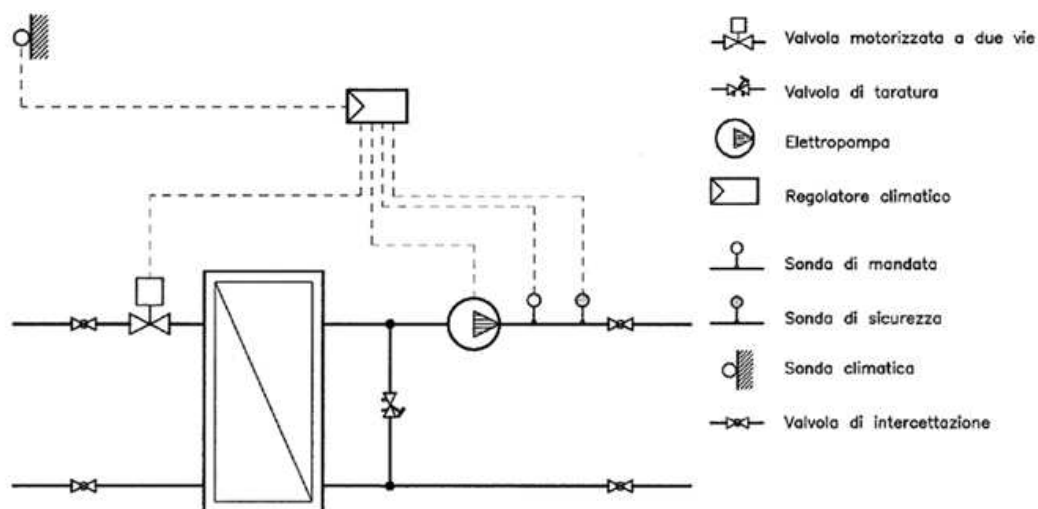


Figura 65. Regolazione climatica ottenuta con valvola modulante a due vie a monte di uno scambiatore di calore.

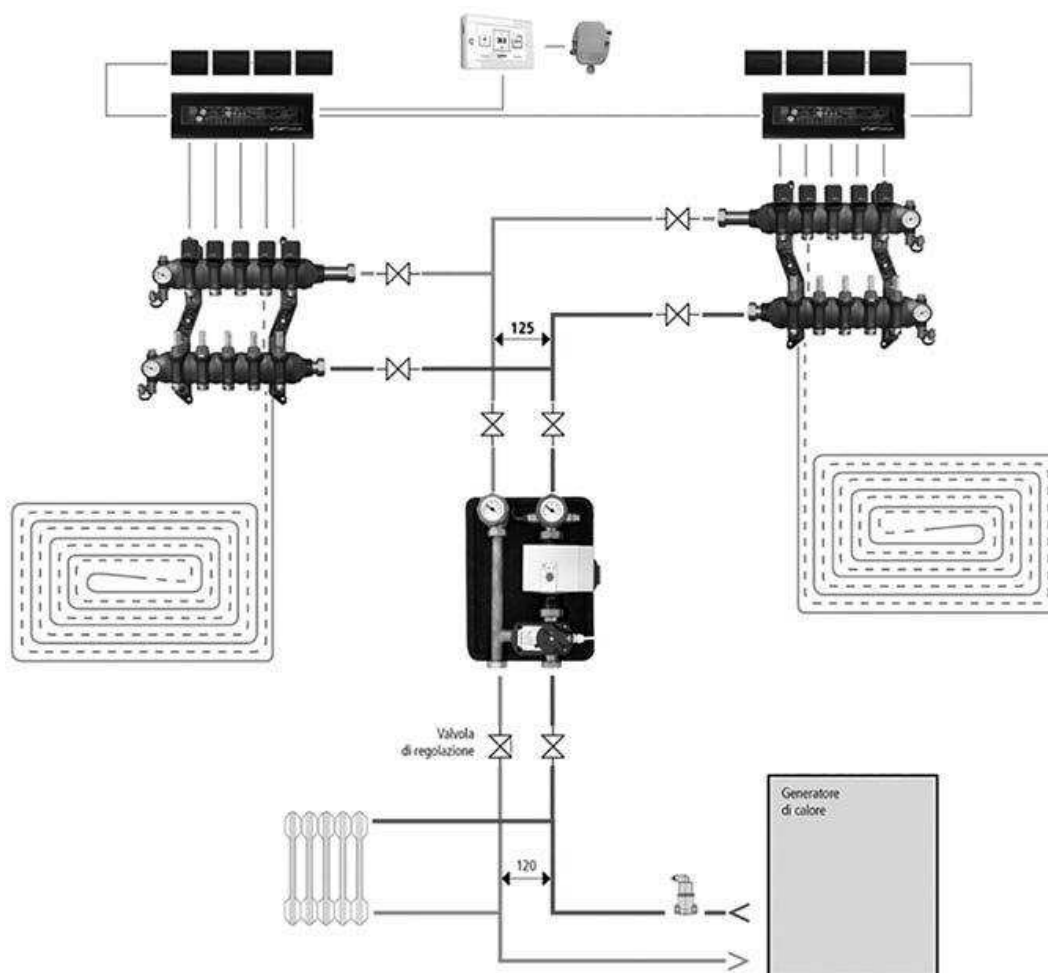
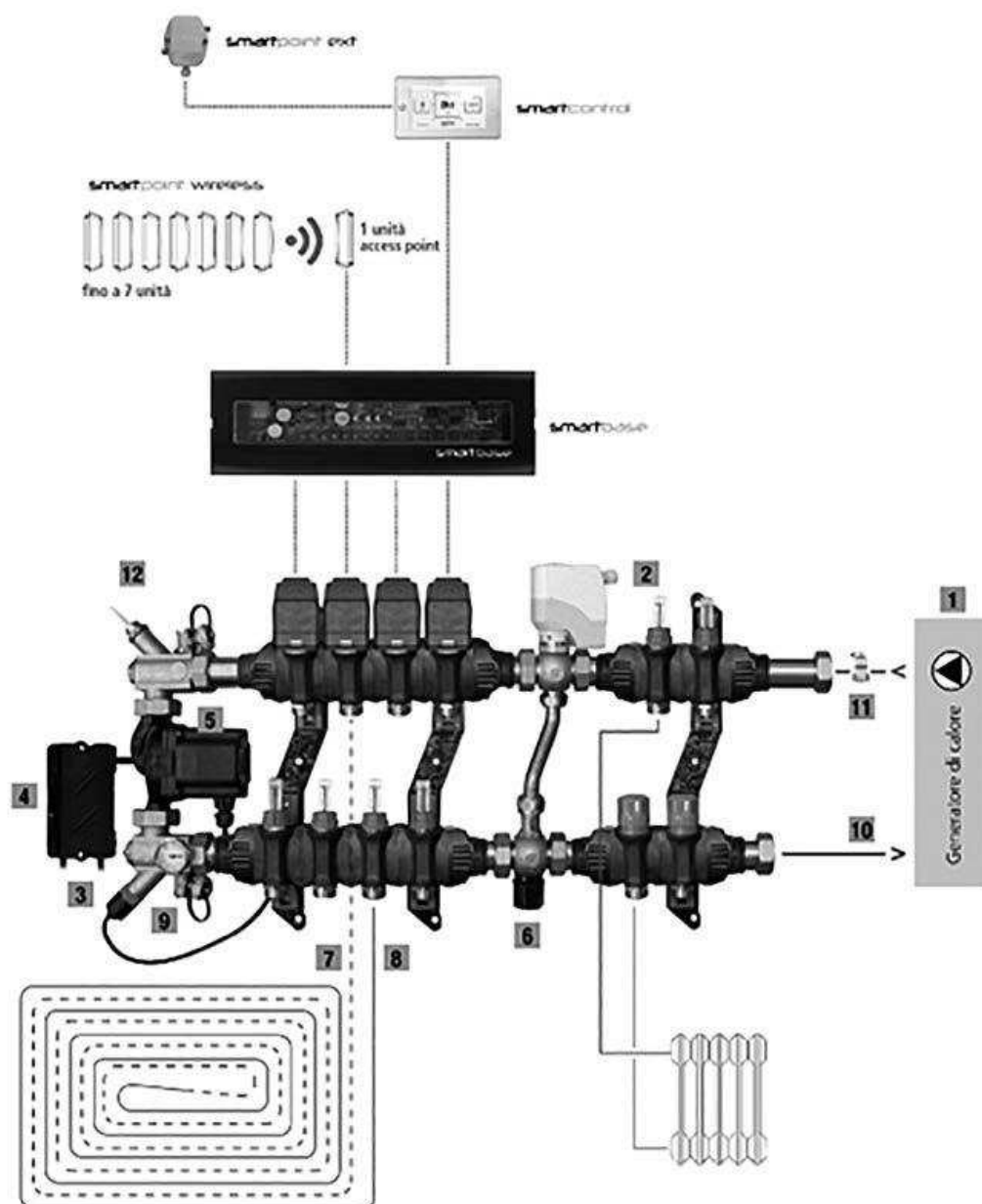


Figura 66. Schema di collegamento di un kit di termoregolazione climatica per riscaldamento e raffrescamento da centrale termica. A seconda delle versioni, i collegamenti possono essere via cavo o wireless. L'installazione avviene nella cassetta dei collettori di distribuzione. In un unico dispositivo sono concentrati il circolatore, la valvola a tre vie (comandata da un servomotore), la centralina elettronica climatica. La centralina riceve segnali dalla sonda esterna, dalla sonda di mandata e dalle sonde ambiente per realizzare una regolazione della temperatura di mandata di tipo climatico con feedback della temperatura interna. I termostati ambiente, invece, si occupano di comandare, tramite l'azione di un servomotore, l'apertura e la chiusura delle testine elettrotermiche sugli attacchi dei collettori, in modo da attuare una regolazione locale in portata. È inoltre previsto il collegamento di terminali ad alta temperatura (radiatori) a monte della stazione di termoregolazione.



- | | |
|---|---|
| 1. Generatore di calore (caldaia/chiller) | 7. Ritorno impianto radiante |
| 2. Attuatore | 8. Mandata impianto radiante |
| 3. Termostato di sicurezza | 9. Termometro |
| 4. Ritardatore elettronico | 10. Ritorno generatore di calore |
| 5. Pompa | 11. Mandata generatore di calore e degasatore |
| 6. Valvola di sovrappressione | 12. Sonda di mandata |

Figura 68. Schema di collegamento di un kit di termoregolazione climatica per riscaldamento e raffrescamento con collegamento via wireless tra i sensori di temperatura. L'installazione avviene nella cassetta dei collettori di distribuzione. La logica climatica è realizzata attraverso un sistema ad iniezione di acqua calda dal circuito primario, utilizzando come organo di regolazione finale una valvola a tre vie e due posizioni mossa da un servomotore (2).

3. La regolazione degli impianti radianti

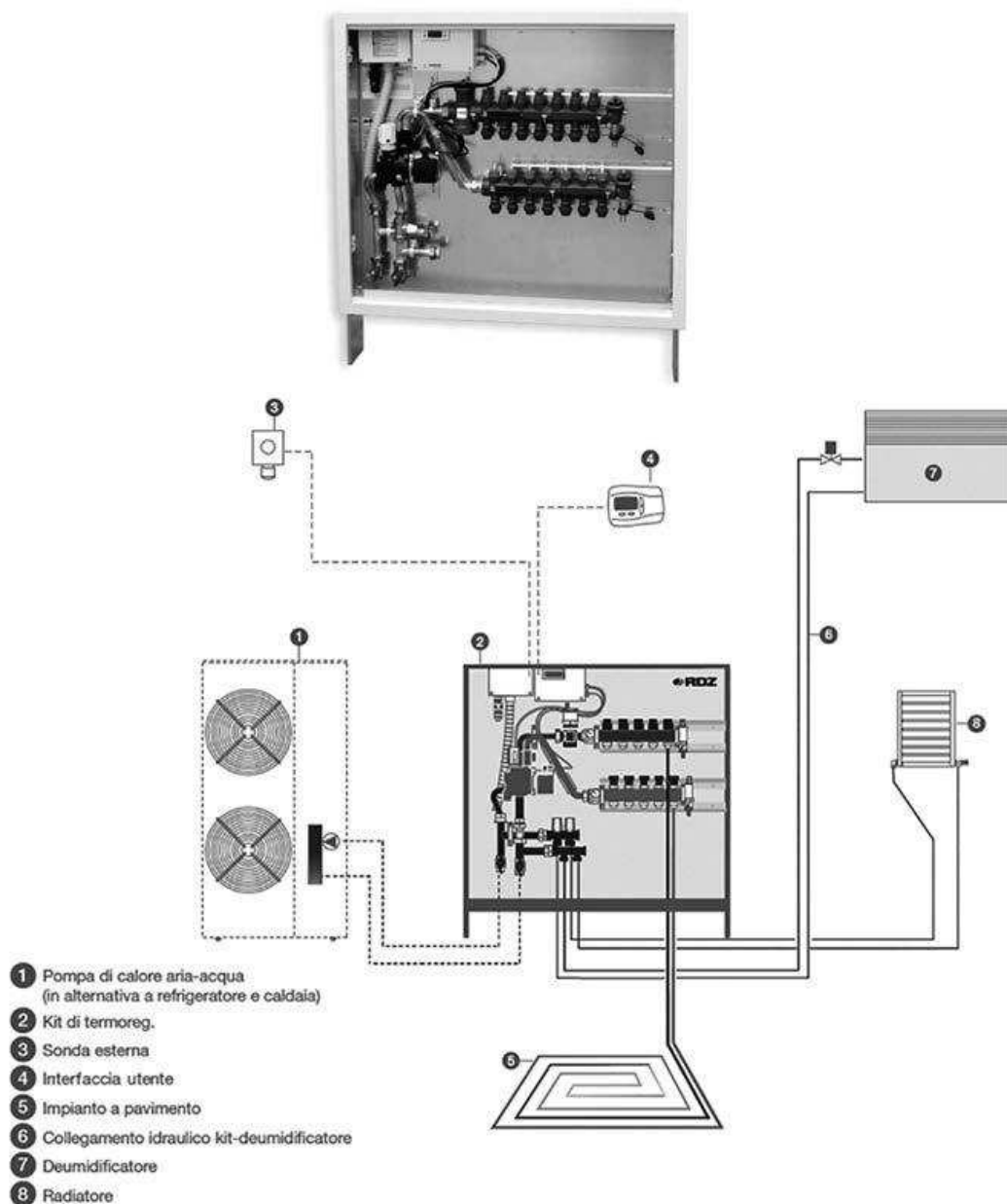


Figura 69. Schema di collegamento di un kit di termoregolazione climatica per riscaldamento e raffrescamento. Il generatore di calore (1) alimenta i collettori di distribuzione per l'impianto radiante (5), preceduti dai collettori per l'alimentazione dei terminali ad alta temperatura come i termoarredi (8). Alla centralina elettronica climatica installata nella cassetta (2) fanno capo la sonda di temperatura esterna (3), la sonda di mandata e l'interfaccia utente (4). Quest'ultima assolve alle funzioni di definizione del set-point in ambiente, rilevamento dei valori attuali di temperatura e umidità, commutazione estate/inverno ed impostazione della programmazione oraria. La regolazione della temperatura di mandata ha luogo mediante una valvola termostatica a tre vie, mossa da un servomotore a 24 V ed incorporata in un gruppo di miscelazione e pompaggio compatto e monoblocco. Completano l'impianto il termostato di sicurezza ed il separatore di microbolle. Per quanto riguarda il funzionamento durante la stagione di raffrescamento, la centralina elettronica è dotata di uscite dedicate all'attivazione del sistema di deumidificazione (7).

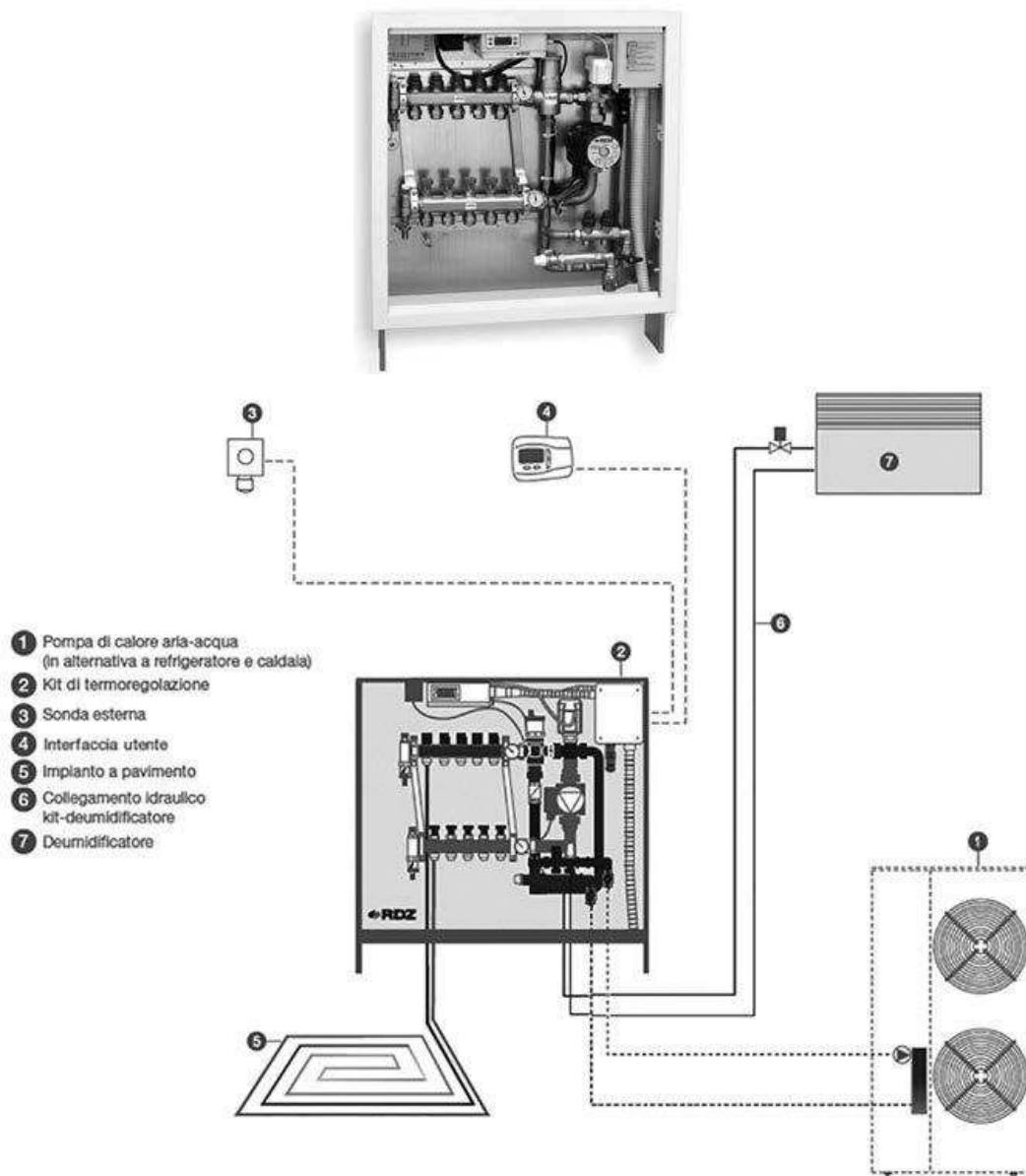


Figura 70. Schema di collegamento di un kit di termoregolazione climatica per riscaldamento e raffrescamento. La regolazione climatica ha luogo mediante una valvola miscelatrice a tre vie. Non si tratta di un sistema monoblocco: la valvola di miscelazione ed il circolatore sono fisicamente ben distinti. La valvola è mossa da un servomotore, pilotato con un segnale modulante 0-10 V da parte di una centralina elettronica climatica, ad azione PI. Il circolatore, invece, può essere comandato da un motore a tre velocità oppure da un motore a magneti permanenti accoppiato ad inverter. La centralina è collegata ad una sonda di temperatura esterna (3) e ad un termo-umidostato con interfaccia utente (4). Quest'ultima permette di impostare la programmazione oraria, di rilevare la temperatura ambiente per un'opzionale feedback sull'azione climatica e, affinché il funzionamento estivo avvenga correttamente, di rilevare anche l'umidità reattiva per poter attivare, all'occorrenza, un sistema di deumidificazione (7). Inoltre, questa sottostazione di termoregolazione si presta bene alla gestione di impianti misti, costituiti da pannelli radianti e da radiatori. Il kit è particolarmente adatto al collegamento con una caldaia murale, con pompa già incorporata.

3. La regolazione degli impianti radianti

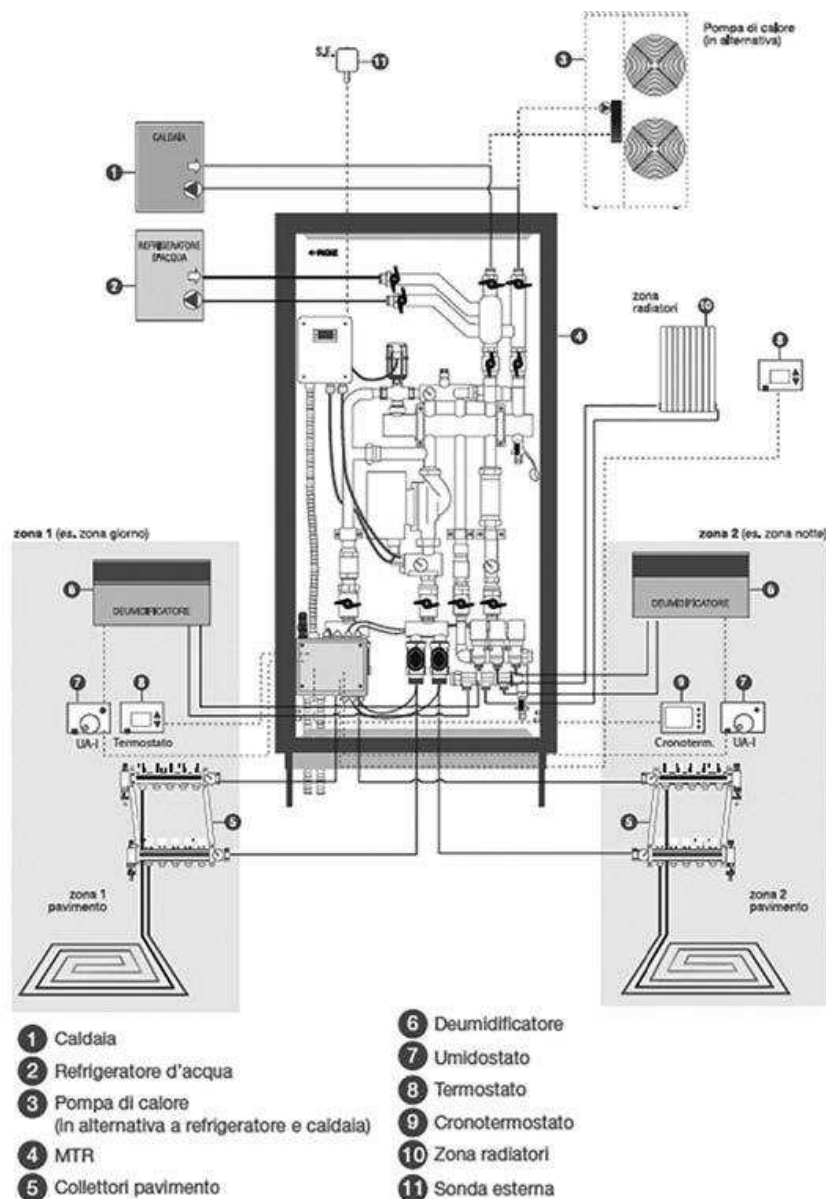


Figura 71. Schema di collegamento di un kit di termoregolazione climatica per riscaldamento e raffrescamento. In questo caso si tratta di una “mini-centrale termica” (MTR), pre-assemblata e pre-cablata, capace di gestire grandi impianti multi-zona (giorno e notte) e misti, cioè composti da pannelli radianti (5) e da terminali ad alta temperatura come i radiatori (10). La regolazione dei due tipi di terminali avviene in maniera indipendente, tramite termostati posti in ambiente (8 e 9). Quelli a servizio dell'impianto radiante servono per attuare una regolazione locale agendo sulle testine elettrotermiche applicate ai collettori. Invece, per quanto riguarda la definizione della temperatura di mandata su logica climatica, l'organo finale di regolazione è ancora una valvola di miscelazione a tre vie, con by-pass incorporato, e mossa da un servomotore modulante. Quest'ultimo viene pilotato con un segnale 0-10 V da parte di una centralina elettronica climatica, ad azione PI. La centralina, inoltre, con l'ausilio delle sonde di umidità installate nei vari ambienti (7), può controllare il funzionamento di un sistema di deumidificazione (6) durante la stagione di raffrescamento. Il modulo MTR è particolarmente adatto al collegamento con una caldaia autonoma murale (installazione sotto caldaia). In ogni caso, il generatore di calore deve essere già dotato di un circolatore interno.

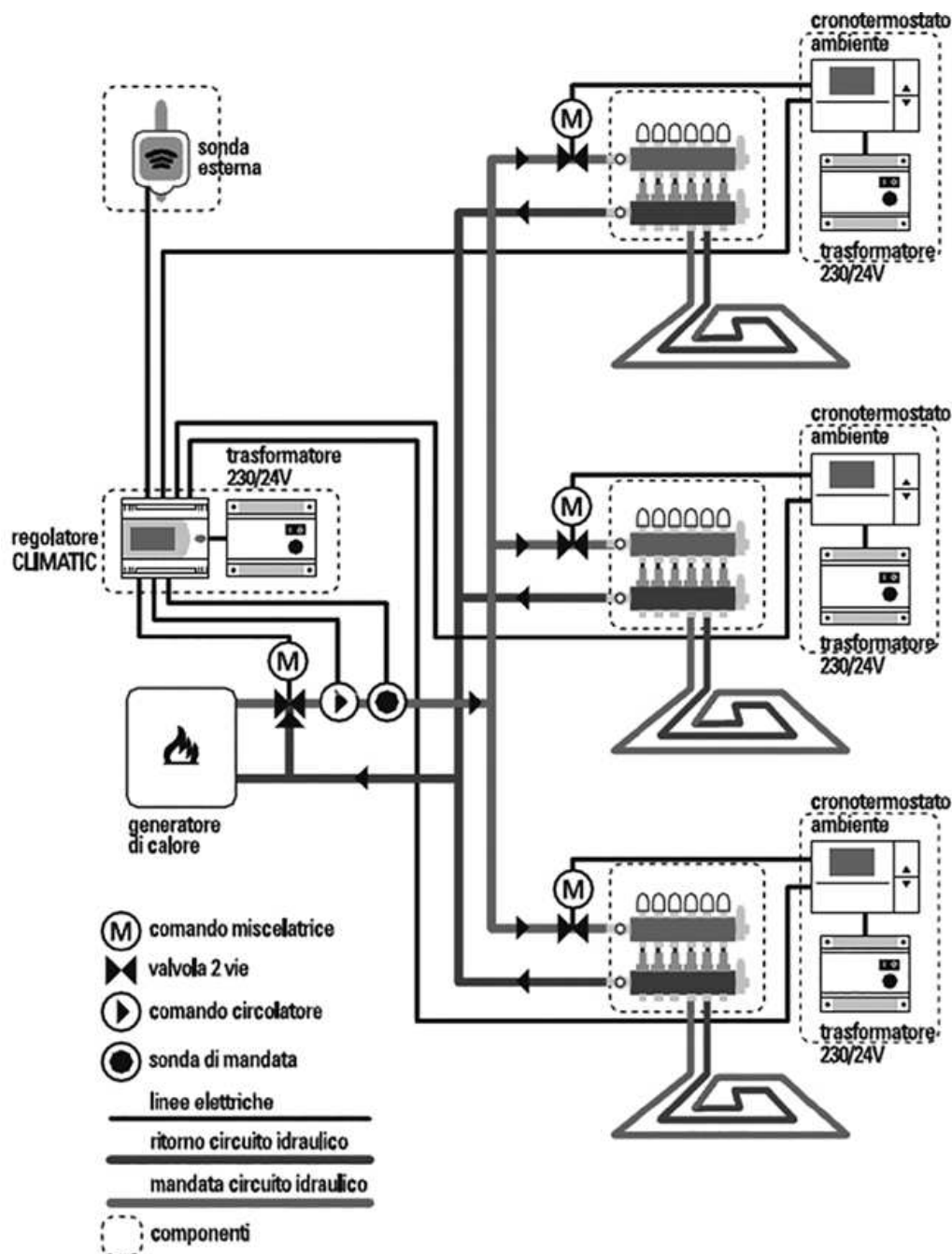


Figura 72. Schema di collegamento di un kit di termoregolazione climatica per riscaldamento. Il controllo secondo logica climatica è realizzato per mezzo di una centralina elettronica (regolatore) alimentato a 24 V, il quale riceve segnali dalla sonda di mandata e dalla sonda esterna. Le uscite sono invece dedicate al comando del servomotore della valvola miscelatrice a tre vie e al relè di blocco pompa lato radiante. La regolazione locale in portata viene affidata ai servomotori on/off agenti sulle valvole di zona a due vie poste a monte dei collettori di distribuzione e comandati dai cronotermostati installati nelle varie stanze. Questi ultimi, quando mandano contemporaneamente in chiusura tutte le valvole di zona perché il fabbisogno termico risulta soddisfatto, inviano un segnale alla centralina elettronica affinché venga attivato il contatto di interruzione dell'attività del circolatore al secondario.

3.3. Regolazione della portata di fluido termovettore

Un'efficace regolazione degli impianti radianti non può fondarsi sulla sola modulazione della temperatura dell'acqua di mandata. Essa rappresenta la premessa indispensabile per l'attuazione di un preciso controllo, tuttavia va integrata con una regolazione in portata a livello puntuale, cosicché vengano pareggiate le richieste termiche della zona termica o della singola stanza, in modo continuativo. L'ottemperanza a questa necessità trova fondamento anche nella più recente legislazione, in particolare nel DLgs 311/09 che all'articolo 11, comma 11, recita così: *"Per tutti gli edifici e gli impianti termici nuovi o ristrutturati, è prescritta l'installazione di dispositivi per la regolazione automatica della temperatura ambiente nei singoli locali o nelle singole zone aventi caratteristiche di uso ed esposizioni uniformi al fine di non determinare sovrariscaldamento per effetto degli apporti solari e degli apporti gratuiti interni"*.

Una zona termica è una porzione di edificio, composta da uno o più ambienti, nella quale le variazioni temporali del carico termico presentano un andamento simile. Esistono diversi criteri secondo i quali raggruppare i locali in una zona omogenea:

- destinazione d'uso: in base alle differenti ore di occupazione, si possono distinguere la zona notte e la zona giorno, o la zona uffici e la zona magazzino;
- collocazione: in base alla posizione dei locali entro l'edificio, si possono distinguere la zona interna (soggetta sostanzialmente ai soli carichi interni) e la zona perimetrale (soggetta anche ai carichi solari);
- esposizione: in base alla variabilità dei carichi termici che attraversano l'involucro, si possono distinguere le zone in funzione della direzione cardinale secondo cui sono orientate le superfici vetrate;
- terminale di impianto: in base all'apparecchio installato, si possono distinguere zone alimentate ad alta temperatura (radiatori, ventilconvettori, riscaldatori elettrici, ecc.) e zone a bassa temperatura (pannelli radianti), e all'interno di quest'ultima categoria la suddivisione può essere ancora più fine, secondo la tipologia (pavimento/soffitto/parete, annegati nel massetto/bugnato, ecc.).

In alternativa, l'intera unità abitativa può essere considerata come un'unica zona termica, con un solo termostato posto in un locale di riferimento (nella quasi totalità dei casi, il soggiorno). Questa opzione è praticabile per alloggi di limitate dimensioni quali piccoli appartamenti.

All'estremità opposta del ventaglio di scelte, c'è il criterio della massima suddivisione, in cui ogni stanza viene considerata come una zona termica a sé stante. In questo caso si preferisce parlare di controllo a "singolo ambiente" o "per singoli vani", in quanto il concetto di "zona termica" viene deprezzato della sua originaria natura collettiva.

La regolazione "per singolo ambiente" è quella che più si avvicina al modello teorico

di “regolazione ideale”, cioè capace di dosare il calore nella quantità necessaria al soddisfacimento del fabbisogno termico istantaneo di ciascun locale, senza dar luogo a variazioni della temperatura ambiente. La regolazione “di zona” è in grado di avvicinare questo paradigma solo per quanto riguarda il locale di riferimento in cui è collocato il termostato di zona, mentre le altre stanze soffriranno di deviazioni dal *set-point* imposto più o meno accentuate. Scostamenti ancora più evidenti in termini di surriscaldamento o sottoraffreddamento si riscontrano se l’unico tipo di regolazione è quello sulla temperatura di mandata, senza alcun controllo della portata fluente nei vari circuiti.

Il concetto di regolazione locale, infatti, si declina meglio al complesso sistema fisico in oggetto, in cui il fabbisogno termico di ogni ambiente è dipendente da una molteplicità di fattori, tra i quali:

- il *solar gain* (porzione dell’irraggiamento solare accolta in ambiente, sia per trasmissione che per assorbimento e ri-emissione da parte dei componenti vetrati), il livello di occupazione, l’impianto di illuminazione, i dispositivi elettronici (PC, monitor, elettrodomestici, ecc.): essi giocano a favore della riduzione del fabbisogno termico;
- la rigidità della temperatura esterna, l’aumento della ventosità, l’apertura delle tende di schermatura davanti alle finestre, l’introduzione in ambiente di oggetti a temperatura minore del *set-point* impostato: essi contribuiscono ad aggravare l’entità di calore richiesto dall’ambiente.

Ad ogni modo, la regolazione locale può essere gestita in modo ottimale solo ottemperando a due istanze:

- i. ogni zona deve essere alimentata con una temperatura di mandata differente, pari al valore massimo tra le temperature di mandata richieste dai vari locali che compongono la zona; gli schemi idraulici con cui soddisfare a questa prescrizione sono stati già discussi nel paragrafo dedicato alla regolazione della temperatura di mandata (caldaie modulanti, valvole miscelatrici, pompe di iniezione, ecc.). Qualora ragioni impiantistiche impongano di lavorare con un’unica temperatura comune a tutte le zone, il controllo dovrà esercitarsi in portata, secondo schemi idraulici caratterizzati dall’impiego di attuatori elettrotermici, valvole di zona, o pompe dedicate;
- ii. il sistema di termoregolazione deve fare capo ad una centralina elettronica digitale (“unità di controllo” o “unità base”), in grado di sfruttare meccanismi di anticipazione del fabbisogno di un ambiente e di attuare in risposta le adeguate azioni tramite segnali di comando ai vari dispositivi. Presupposto irrinunciabile per la realizzazione della logica anticipatrice è la valutazione dell’inerzia termica legata alla struttura in cui è installato l’impianto radiante (alta/bassa massività, tipologia di rivestimento superficiale, ecc.).

3. La regolazione degli impianti radianti

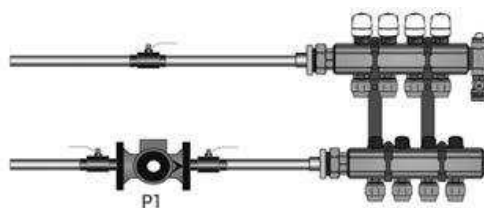
Secondo quanto prescritto dal primo punto, la regolazione della portata di fluido termovettore può a sua volta declinarsi in due modalità:

- i. regolazione della portata fluente in ogni zona, rappresentata da un collettore;
- ii. regolazione della portata fluente in ogni stanza, rappresentata da uno o più circuiti.

Gli schemi idraulici che permettono queste modulazioni di flusso sono comunemente inquadrati nelle seguenti categorie:

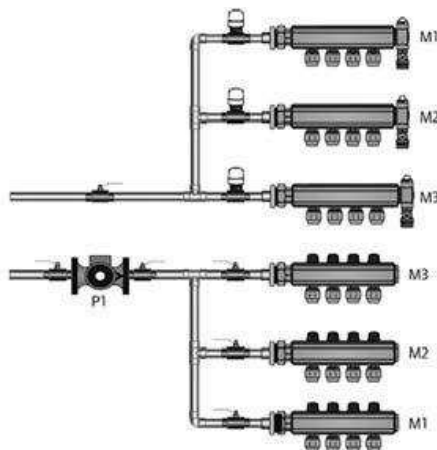
- i. Zone multiple ottenute con un singolo collettore dotato di attuatori

Un circolatore (P1) alimenta un unico collettore di mandata, da cui si dipartono molteplici circuiti. Ogni circuito (o gruppo di circuiti) costituisce una zona termica, è regolato in portata da un attuatore elettrotermico posto indifferentemente sul corrispondente attacco del collettore di mandata o di quello di ritorno e comandato da un termostato di zona, collegato via cavo. Quando tutti i circuiti sono chiusi, dei micro-interruttori ausiliari montati su ogni attuatore provvedono a spegnere la pompa di circolazione dell'impianto radiante.



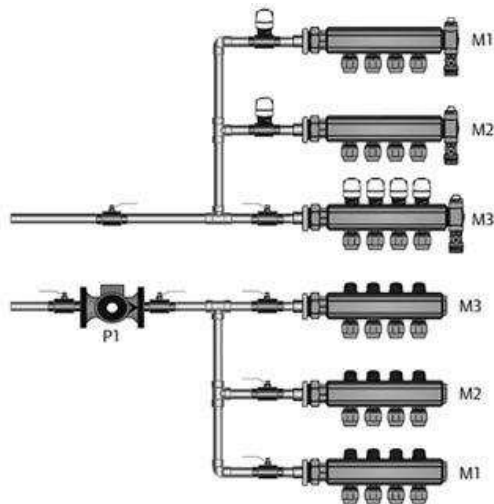
- ii. Zone multiple ottenute con collettori e valvole di zona

Un solo circolatore (P1) a portata variabile alimenta diversi collettori (M1, M2, M3), ciascuno rappresentante una zona termica diversa. La regolazione della portata fluente in ogni collettore (cioè in ogni zona) avviene per mezzo di una valvola a due vie ("valvola di zona"), installata indifferentemente a monte di ogni collettore di mandata o a valle di ogni collettore di ritorno, e comandata da un termostato di zona.



iii. Zone ottenute con collettori dotati di valvole di zona ed attuatori

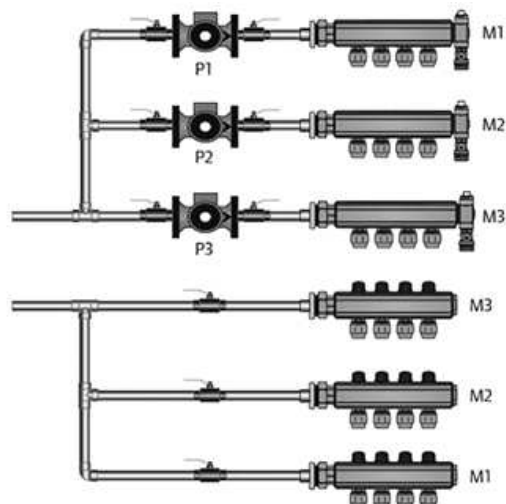
Questa soluzione è l'ibridazione delle due precedenti: un solo circolatore (P1) alimenta sia collettori a zona singola (M1 e M2, regolati mediante valvole di zona), sia collettori a zone multiple (M3, regolati mediante attuatori elettrotermici su ogni circuito).



iv. Zone singole ottenute con collettori dotati di pompe

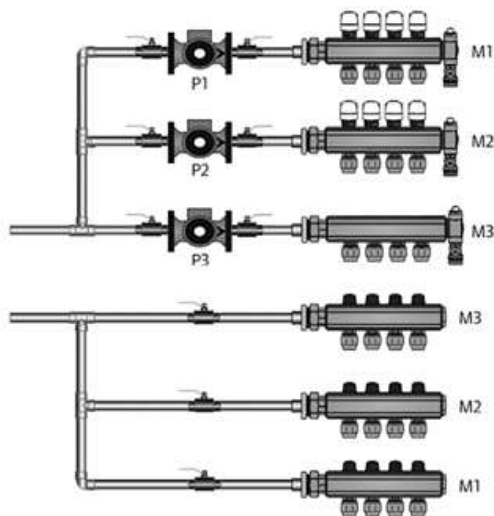
Ciascuna zona è rappresentata da un collettore (M1, M2, M3) alimentato da un circolatore dedicato (P1, P2, P3). Le pompe sono azionate da un termostato di zona, con comando on/off se a portata costante, oppure con comando modulante se a portata variabile.

v. Zone ottenute con collettori dotati di pompe ed attuatori



I circolatori (P1, P2, P3) possono alimentare sia collettori a zone multiple (M1 e M2, regolati mediante attuatori elettrotermici per ogni circuito), sia collettori a zona singola (M3, regolati mediante l'azione del termostato sulla pompa stessa).

3. La regolazione degli impianti radianti



Rivolgendo lo sguardo alle aziende che progettano e producono impianti radianti, si nota come esse stiano spostando l'obiettivo verso una regolazione a singolo ambiente, puntuale e precisa, per meglio rispondere alle esigenze dell'utenza. L'attuale sfida nel mercato del comparto è quella di contemperare per quanto possibile le esigenze di comfort termo-igrometrico con i costi di installazione ed esercizio del sistema di termoregolazione.

I componenti fondamentali di un sistema di regolazione "singolo ambiente" sono:

- una centralina elettronica digitale ("unità di controllo" o "unità base");
- uno o più moduli di espansione ("unità di espansione");
- un'unità di interfaccia utente ("terminale utente", "interfaccia di controllo" o "unità di comando");
- una o più sonde ambiente (Figura 73, Figura 74 e Figura 75).

Negli schemi idraulici presentati pocanzi per il controllo della portata, si è generalmente fatto riferimento al "termostato" quale elemento regolatore posto a comando di pompe, valvole o attuatori. Più precisamente, poiché ormai molti termostati implementano la funzione di programmazione temporale, è più corretto parlare di "cronotermostati".

Qualche sistema di regolazione, in luogo della temperatura ambiente, individua altre grandezze quali segnali di *input* per la centralina elettronica che dovrà modulare la portata; esse possono essere: la temperatura superficiale del pavimento, la temperatura di ritorno del fluido termovettore, la differenza di temperatura tra mandata e ritorno del fluido termovettore.

Ad ogni modo, oggi la tendenza è quella di scorporare l'elemento sensibile (rilevatore di temperatura) dall'elemento regolatore (centralina elettronica), caratterizzato da segnali di natura digitale e da logiche di controllo sempre più affinate ed intelligenti.

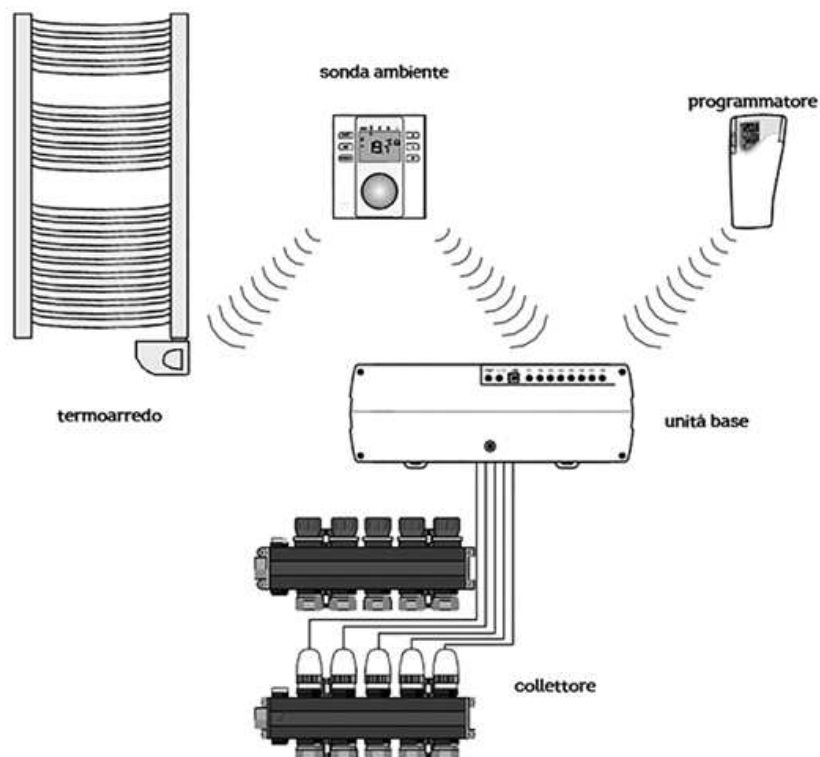


Figura 73. chema di collegamento di un kit per la regolazione a singolo ambiente in radio-frequenza.

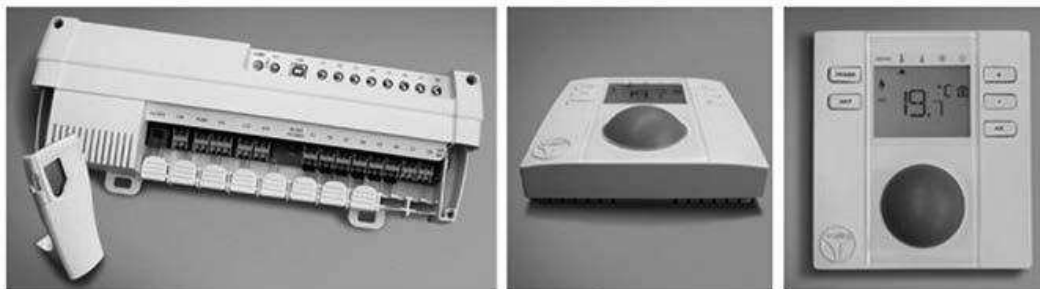


Figura 74. Unità base e termostato ambiente.

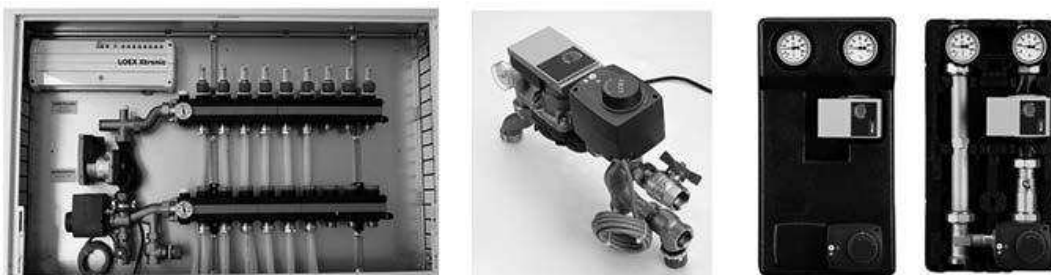


Figura 75. Collegamento elettrico tra l'unità base e le testine elettrotermiche dei circuiti del collettore.

Una centralina elettronica digitale riceve segnali dalle periferiche ad essa collegate (interfaccia utente, unità di espansione e sonde ambiente) secondo una delle seguenti modalità:

- elettrica: il collegamento avviene attraverso normali cavi elettrici schermati;
- elettronica: il collegamento avviene attraverso cavo Bus;
- radio: il collegamento avviene senza fili (*wireless*), attraverso la trasmissione di onde radio.

Quest'ultima funzionalità è sempre più appetita dall'utenza e quindi, di riflesso, dalle aziende. I benefici rispetto alle tradizionali reti cablate possono essere così sintetizzati: assenza di tracce nei muri per l'interconnessione di dispositivi posti in locali diversi, riduzione del costo di installazione, semplificazione della posa in opera, facile applicazione nei *retrofit*. Per quanto riguarda le problematiche di sicurezza, le soluzioni attuali offrono consolidate garanzie: la potenza di trasmissione è molto bassa (circa 3.6 mW, 250 volte meno di quella pertinente alla telefonia mobile) e, in condizioni di regime, avviene in modalità intermittente con periodi tipicamente di dieci minuti. Oltre alla salvaguardia dall'inquinamento elettromagnetico, anche la questione delle possibili interferenze elettromagnetiche è stata ampiamente risolta: la banda di frequenza di trasmissione è stretta e si attesta sugli 868.3 MHz, preservando la funzionalità di altre apparecchiature ad elevata qualità del segnale. Qualora l'antenna radio (o *access point*) in dotazione all'unità base non riesca a ricevere i segnali da parte di tutte le sonde ambiente installate (portate maggiori di 22-30 metri), è necessaria l'adozione di un ripetitore di segnale radio. Il sistema è basato sul protocollo di trasmissione KNX (*Konnex*), affermato standard aperto per l'automazione domestica ed edilizia. L'unità di controllo viene installata nella cassetta dei collettori di distribuzione, nelle sue immediate vicinanze o nel quadro elettrico. Se si tratta di una centralina ad onde radio, l'antenna deve, in ogni caso, sporgere all'esterno dell'armadietto metallico.



Figura 76. Antenna radio da applicare all'unità base per la comunicazione in radiofrequenza.

L'alimentazione della centralina elettronica avviene alla tensione di linea (230 V) o in bassa tensione (24 V), mentre le uscite sono così suddivise:

- attuatori elettrotermici sulle testine dei collettori;
- relè di blocco pompa (circolatore lato secondario), da attivare nel caso in cui tutti gli attuatori elettrotermici risultino chiusi;
- relè di blocco caldaia (circolatore lato primario), da attivare nel caso in cui la valvola miscelatrice per la definizione della temperatura di mandata sia completamente chiusa;
- opzionale: relè di attivazione dei sistemi di deumidificazione o di ricambio dell'aria (in maniera diretta o attraverso i corrispettivi moduli di espansione) – regolazione estiva (Figura 77).

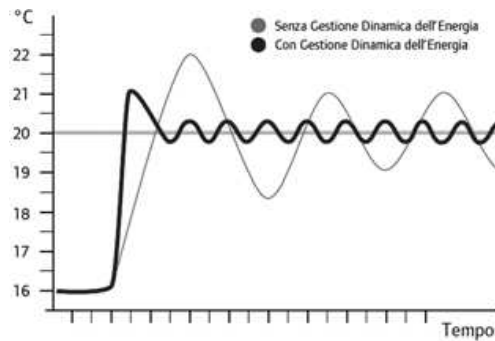


Figura 77. Confronto tra la regolazione locale in portata realizzata da un regolatore on/off e da un regolatore dotato di meccanismi di auto-bilanciamento.

La centralina elettronica è il “cervello” del sistema di regolazione, ruolo che una volta competeva ai singoli termostati. Il “braccio” invece sono gli attuatori elettrotermici, talvolta alimentati a 24 V¹⁶. Essi, a seconda del segnale che ricevono dall'unità base, aprono o chiudono le valvole in modo da realizzare la regolazione in portata a livello locale.

Ma qual è la logica secondo cui la centralina elettronica elabora i segnali ed impartisce i comandi?

A seconda dei modelli e delle aziende, lo stato dell'arte è così disposto:

- Auto-bilanciamento o “gestione dinamica dell'energia”

Il classico controllo on/off non è efficace per la regolazione di un impianto radiante, a causa di *overshoot* e *undershoot* dovuti alla massività tipica delle strutture in cui sono annegati i circuiti. Le oscillazioni della temperatura ambiente vengono smorzate se l'unità di base è in grado di valutare in anticipo l'inerzia termica del sistema, sulla base delle informazioni raccolte dalle varie sonde.

La centralina calcola ed aggiorna istante per istante il minimo quantitativo di energia necessario a mantenere stabile il livello termico interno, realizzando un risparmio energetico stimabile fino al 5% rispetto ai tradizionali sistemi di controllo. La stima dell'inerzia, ossia dei tempi entro cui si protrarranno le variazioni delle grandezze

¹⁶ Gli attuatori elettrotermici alimentati a 24 V sono a basso consumo energetico. Tuttavia, richiedono l'installazione di un trasformatore 230/24 V in cassetta.

3. La regolazione degli impianti radianti

controllate in risposta alle forzanti, conferisce al sistema di regolazione una reattività migliore rispetto ai classici on/off: l'ambiente impiegherà fino al 25% del tempo in meno per portarsi a regime alle condizioni di comfort.

- Auto-apprendimento

La centralina memorizza il comportamento energetico dell'edificio e le esigenze di comfort degli occupanti, riproducendo nel tempo il funzionamento più adeguato alla situazione contingente.

la qualità dell'aria ambiente: una sonda ambiente rileva le concentrazioni di anidride carbonica e/o VOC (*Volatile Organic Compounds*) e, qualora queste superino i valori di soglia, il modulo di espansione attiva il rinnovo dell'aria tramite il sistema VMC (Ventilazione Meccanica Controllata) o la UTA (Unità di Trattamento Aria) (Figura 78);



Figura 78. Sonda per il rilevamento di VOC in ambiente.



Figura 79. Sonda per il rilevamento di VOC in ambiente.

- ulteriori sonde di temperatura ed umidità ambiente;
- un sistema di controllo dell'umidità relativa: un deumidificatore isoterma, un deumidificatore, un sistema VMC o una UTA. Gli organi finali di regolazione possono essere le serrande di presa aria esterna, di ricircolo e di aspirazione/mandata in ambiente, oppure la valvola di afflusso alla batteria di raffrescamento, l'eventuale valvola miscelatrice di zona o la pompa a monte della batteria, o ancora i ventilatori a velocità variabile (Figura 79).

Le sonde ambiente si distinguono, oltre che in base alla modalità di trasmissione dei segnali (cavo elettrico, cavo Bus, onde radio), anche in base a:

- la grandezza misurata: la temperatura dell'aria, la temperatura operativa, la tempe-

ratura superficiale, l'umidità relativa, la concentrazione di CO₂, ecc.;

- la tipologia: analogica (a rotella o incassata con coperchio) o digitale (con display LCD o semigrafico, con tastiera o *touchscreen*);
- le funzioni implementate: misurazione della grandezza monitorata, ed eventualmente impostazione del *set-point*, commutazione tra regime invernale ed estivo, nomenclatura della sonda, programmazione oraria o settimanale, commutazione da una modalità di funzionamento ad un'altra (*comfort/economica/standby*).

Le sonde di temperatura più indicate per la regolazione degli impianti radianti sono quelle predisposte per il rilevamento della temperatura operativa. Quest'ultima è definita come la temperatura uniforme di una cavità nera virtuale in cui il complesso degli scambi termici per convezione ed irraggiamento tra il soggetto e questo ambiente virtuale è pari alla somma degli scambi termici per convezione ed irraggiamento tra il soggetto e l'ambiente reale (non uniforme). Nella maggior parte dei casi, essa può essere calcolata con sufficiente approssimazione mediante l'equazione:

$$t_0 = \frac{h_r t_{mr} + h_c t_a}{h_r + h_c}$$

dove:

t_0 [°C] è la temperatura operativa (o "temperatura operante");

t_{mr} [°C] è la temperatura media radiante¹⁷;

t_a [°C] è la temperatura a bulbo secco dell'aria ambiente;

h_r [W/m²K] è il coefficiente di scambio termico radiativo (o "conduttanza termica radiativa");

h_c [W/m²K] è il coefficiente di scambio termico convettivo (o "conduttanza termica convettiva").

Tuttavia, negli ambienti termicamente moderati¹⁸, si può calcolare la temperatura operativa non più come la media ponderata tra quella media radiante e quella dell'aria, bensì come la loro semplice media aritmetica. Ai fini pratici, la temperatura operativa è il parametro che riassume gli scambi termici del corpo umano per irraggiamen-

17 La temperatura media radiante è definita come la temperatura fittizia di una cavità, nera ed isoterma, in cui una persona scambierebbe la stessa potenza termica per radiazione che scambia nell'ambiente reale (non uniforme). In termini analitici, essa può essere valutata come la sommatoria, estesa a tutte le superfici isoterme che "vedono" l'occupante (altre persone, mobilio, pareti, soffitto, pavimento, ecc.), del prodotto tra la temperatura di quella superficie ed il fattore di vista tra l'occupante e quella superficie. In termini più pratici, essa è la temperatura media delle superfici dei corpi che scambiano energia radiante con il corpo umano. Risulta evidente che si tratta di una grandezza fortemente dipendente dalla posizione dell'occupante, pertanto va prestata particolare cura al posizionamento della sonda a sensori infrarossi capace di valutare la temperatura media radiante dell'ambiente.

18 Si considerano ambienti "termicamente moderati" quelli in cui $11 < t_a < 19$ °C e la velocità dell'aria non supera i 0.20 m/s. In questo caso, i coefficienti di scambio termico radiativo e convettivo assumono valori simili.

to e per convezione. Questa proprietà le conferisce il ruolo di grandezza rappresentativa del comfort termico percepito dagli occupanti entro un ambiente.

Nel caso degli impianti radianti a bassa temperatura, assumere come grandezza controllata la temperatura operativa in luogo della temperatura dell'aria ambiente comporta particolari benefici:

- i. Poiché l'emissione di calore da parte dei pannelli radianti avviene per una quota superiore al 50% per mezzo dell'irraggiamento, rispetto ai tradizionali sistemi di tipo convettivo si può raggiungere la stessa temperatura operativa di comfort (20 °C) con elevate temperature medie radianti e conseguenti basse temperature dell'aria. Infatti, la pelle umana rappresenta un ottimo ricettore radiativo, e scambiando direttamente con fonti ad irraggiamento raggiunge una situazione di benessere anche se la temperatura dell'aria è al di sotto dei consueti livelli (stesso effetto dello stazionamento di fronte ad un caminetto).

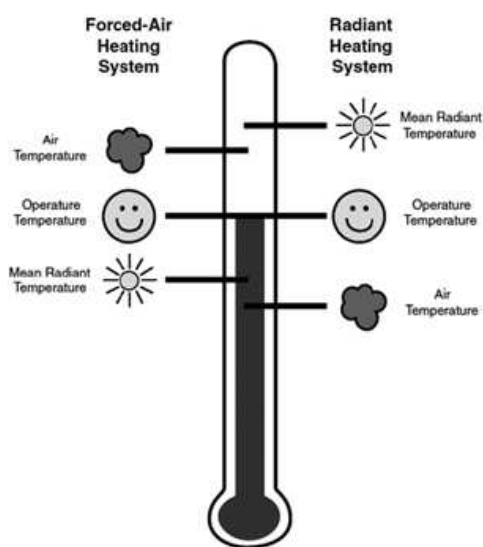


Figura 80. Confronto tra le temperature dell'aria e media radiante di due diverse tipologie di impianto (convettivo a tutta aria e radiante), a parità di temperatura operativa.

Se da una parte ciò permette di realizzare un risparmio energetico, dall'altra è fonte di inganno per l'utente medio: egli, guardando ad un tradizionale termometro sensibile alla temperatura a bulbo secco dell'aria, noterebbe dei valori inferiori alle sue aspettative e, trascendendo dalle proprie sensazioni di comfort termico, istintivamente provvederebbe ad innalzare il *set-point*, con conseguente surriscaldamento dell'ambiente. Ispirandosi ad una sorta di "effetto placebo", molti costruttori hanno perciò messo in commercio termostati privi di tacche numeriche per l'imposizione della temperatura ambiente desiderata, e dotati di selettore di modalità con etichette del tipo: "comfort", "caldo", "fresco", "neutro", ecc (Figura 80).

- ii. Il controllo della temperatura media radiante permette di attuare una sorta di meccanismo di "anticipazione" dei carichi termici. Infatti, a seguito dell'attivazione di una superficie calda/fredda all'interno dell'ambiente, i termometri tradizionali devono attendere che la temperatura dell'aria si sia innalzata/abbassata a seguito dello scambio termico per convezione (aria che lambisce le superfici) per comunicare la diminuzione/aumento del fabbisogno termico. Al contrario, la rilevazione

attraverso la misura della temperatura media radiante è diretta: il sistema di regolazione potrà dunque intervenire con una reattività nettamente migliore.

Pertanto, eccezion fatta per i pacchetti radianti molto compatti (spessore < 4 cm), in cui è sufficiente affidare il controllo a sonde di rilevazione della temperatura dell'aria, negli altri casi l'inerzia termica della struttura in cui è inserito il circuito radiante¹⁹ costringe a:

- misurare sia la temperatura dell'aria a bulbo secco, sia la temperatura del pavimento²⁰, cercando di mantenere entrambe costanti;
- oppure misurare la sola temperatura operativa come parametro rappresentativo del comfort ambientale (Figura 81).



Figura 81. Cronotermostato ambiente predisposto per il rilevamento della temperatura operativa.

Tipicamente, nei sistemi di regolazione “singolo ambiente”, in ogni stanza è installata una sola sonda con possibilità di visualizzazione della temperatura e, sovente, di impostazione del *set-point* locale. Le funzioni che la sonda non è in grado di assolvere vengono demandate ad un dispositivo integrativo, qual è l'interfaccia utente (Figura 82).

Dotata di *display* digitale e comandi da tastiera/*touchscreen*, l'interfaccia utente è un dispositivo che scambia informazioni a livello centrale con le varie sonde, offrendo un'ampia gamma di opzioni:

- raggruppamento delle sonde in blocchi/zone, ciascuno con la propria programmazione oraria settimanale e la possibilità di spegnimento indipendente;

19 Secondo uno studio di McDonell (2004), una regola pratica per stimare l'inerzia termica del calcestruzzo in cui sono tipicamente annegati i circuiti radianti è approssimare la costante di tempo a 12 ore per ogni pollice di spessore e per ogni Kelvin di differenza di temperatura applicata tra le due facce.

20 La temperatura superficiale del pavimento non può superare i limiti dettati dalle condizioni di comfort: 29 °C per le zone occupate e 35 °C per le zone perimetrali. Si considera come “zona perimetrale” la cornice di larghezza 0.80 – 1 m a ridosso di muri perimetrali esterni e finestre. In quest'area vengono accettate temperature maggiori in quanto, da un lato, c'è minore possibilità di stazionamento permanente da parte dell'utenza, dall'altro si cerca di contrastare le maggiori perdite di calore che avvengono appunto in prossimità di queste superfici disperdenti. Per conseguire temperature più elevate in quella zona, o si prevede che la prima spira della serpentina radiante (quella più calda) percorra proprio la cornice più esterna, oppure in quella zona si diminuisce il passo tra i tubi.

3. La regolazione degli impianti radianti



Figura 82. Interfaccia utente con comandi touchscreen (a sinistra) o da tastiera (in centro e a destra).

- scelta della modalità di funzionamento all'interno della programmazione: comfort (o "normale"), economica (o "ridotta", "attenuata"), *standby*, vacanze;
- impostazione del *range* di temperatura accettabile nell'intorno del *set-point* e del *set-point* stesso (qualora quest'operazione non avvenga direttamente sul termostato);
- funzioni di diagnostica di alimentazione e produzione di segnali di allarme o anomalia;
- auto-riconoscimento delle sonde (del tipo *Plug&Play*) e controllo stanze per verificare che tutti i collegamenti siano funzionanti.

Le sonde ambiente possono essere collegate all'interfaccia utente tramite cavi Bus, mentre l'interfaccia utente è a sua volta in comunicazione con l'unità base (o più unità base) attraverso un collegamento via cavo (Bus o telefonico) o in radiofrequenza (Figura 83).



Figura 83. Collegamento dell'unità base con l'interfaccia utente via onde radio.

Sempre più diffusa nel mercato, è la dotazione opzionale di un modulo di accesso remoto, capace di interfacciare la centralina elettronica con impianti domotici o supervisor esterni. Le informazioni dell'impianto vengono remotate attraverso la porta Ethernet e possono essere monitorate attraverso PC, *tablet* o *smartphone* collegati alla rete Lan o Web con un qualsiasi *browser*. In questo caso, il protocollo di trasmissione può essere il *ModBus*

(RTU, TCP o Slave) oppure l'EIB *Konnex*. Questa funzionalità si rivela particolarmente utile per la gestione delle seconde case, in quanto permette di visualizzare in tempo reale i parametri operativi degli ambienti, di ricevere eventuali allarmi circa il superamento di parametri di soglia e di predisporre la commutazione dalla modalità economica alla modalità comfort, in previsione di un imminente occupazione dell'abitazione (Figura 84).

Si è già riferito di come le regolazioni "climatica" e "a singolo ambiente" applicate singolarmente producano azioni inefficaci in termini globali:

- la sola regolazione "climatica" non consente di incidere in maniera puntuale in ambiente, poiché correla la temperatura esterna alla temperatura di mandata del fluido termovettore, in luogo della temperatura interna. Il tipico difetto riscontrato è quello del surriscaldamento dei locali in seguito ad imprevisti o aleatori apporti di calore (ingresso di persone nei locali, accensione di dispositivi o fonti di calore, aumento della quantità di irraggiamento, ecc.). Per conseguire maggior precisione e reattività nella risposta, servirebbe il *feedback* della temperatura interna, da attuarsi mediante sonde ambiente installate in ogni stanza: in tali termini, il passo verso una regolazione a "singolo ambiente" operata sulla portata è molto breve;
- la sola regolazione "a singolo ambiente", senza modulazione della temperatura di mandata, permette semplicemente di dosare pacchetti di energia sovente troppo pregiata per l'utilizzo richiesto: mettendo costantemente a disposizione l'elevato livello termico necessario nelle condizioni di progetto ("punto fisso"), non si realizzano certamente pratiche di risparmio energetico.

Il mercato si sta orientando verso soluzioni integrate, proponendo in parallelo all'impianto radiante il relativo kit di termoregolazione completo. In tal caso, la centralina elettronica digitale può essere unica o doppia.

Se la centralina è unica, essa riceve i segnali provenienti dalle varie sonde (esterna, ambiente, di mandata/ritorno) e comanda contemporaneamente la temperatura di mandata di una zona termica e la portata fluente nei vari circuiti che la compongono.



Figura 84. Modulo di accesso remoto da collegare alla centralina elettronica.

3. La regolazione degli impianti radianti

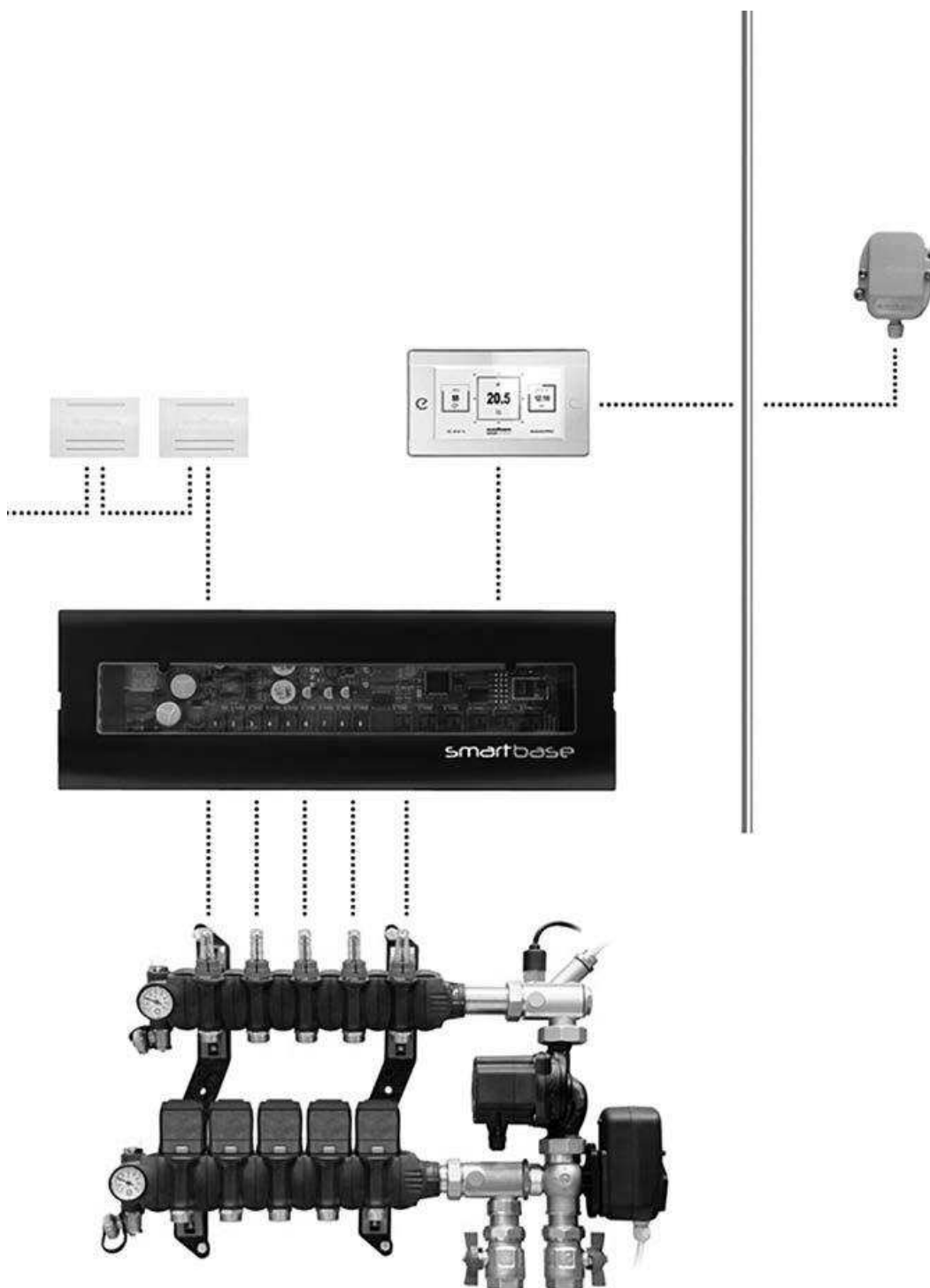


Figura 85. Esempio di collegamento di un kit di termoregolazione completo: l'interfaccia utente raccoglie la programmazione oraria prefissata dall'utente ed il segnale di temperatura esterna. Quest'ultimo viene poi inviato all'unità base posta nella cassetta dei collettori, assieme ai rilevamenti da parte delle sonde ambiente. La centralina elettronica digitale comanda quindi sia gli attuatori elettrotermici posti sulle testine del collettore (regolazione in portata) sia la valvola miscelatrice a tre vie (regolazione in temperatura).

Nel caso in cui la centralina elettronica sia sdoppiata, il regolatore climatico rimane un dispositivo fisicamente separato, tuttavia collegato via cavo, rispetto all'unità base (Figura 87).

In questo caso, il regolatore climatico riceve via cavo i segnali da parte della sonda esterna e della sonda interna (*feedback*), comandando la valvola miscelatrice a tre vie posta in centrale oppure a monte del collettore, o ancora la pompa di iniezione. A sua volta, il regolatore climatico comunica via cavo con una o più unità base (in questo caso dotate di collegamento *wireless*). Queste ultime, ricevendo segnali dall'interfaccia utente e dalle sonde ambiente (termo-

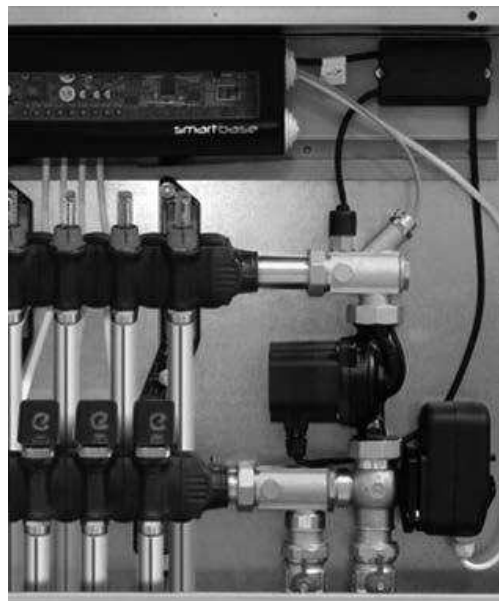


Figura 86. Particolare del collegamento elettrico tra la centralina elettronica digitale, gli attuatori elettrotermici e la valvola miscelatrice a tre vie.

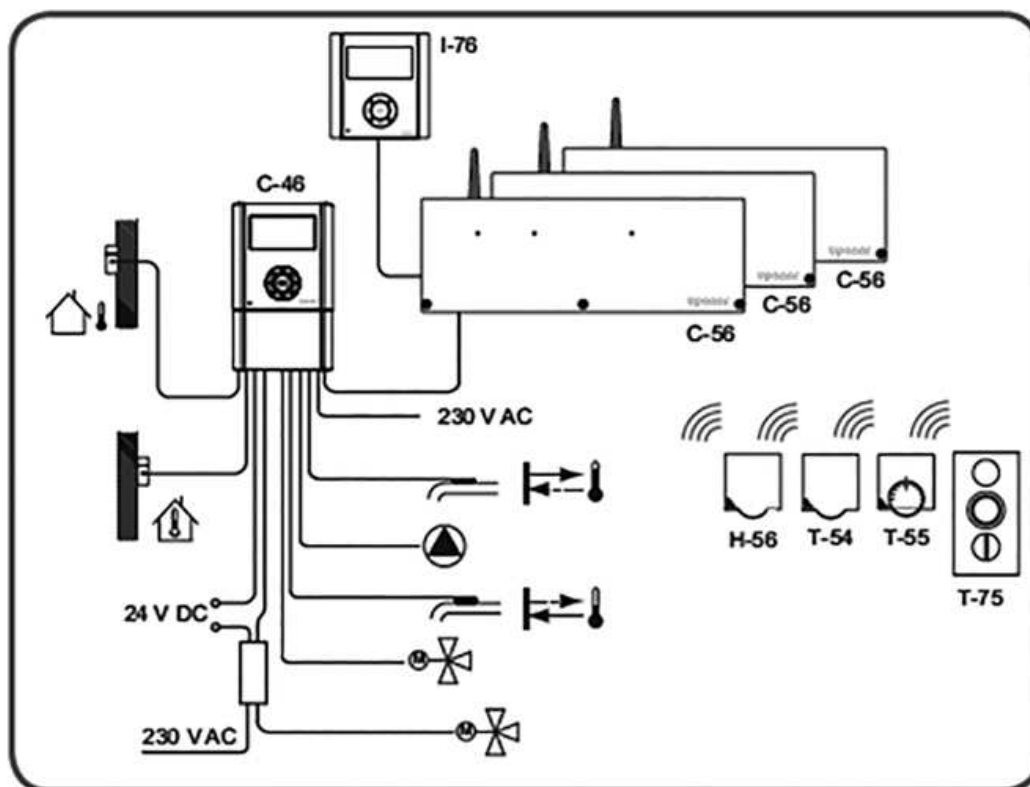


Figura 87. Esempio di regolatore climatico distinto dalla centralina elettronica digitale.

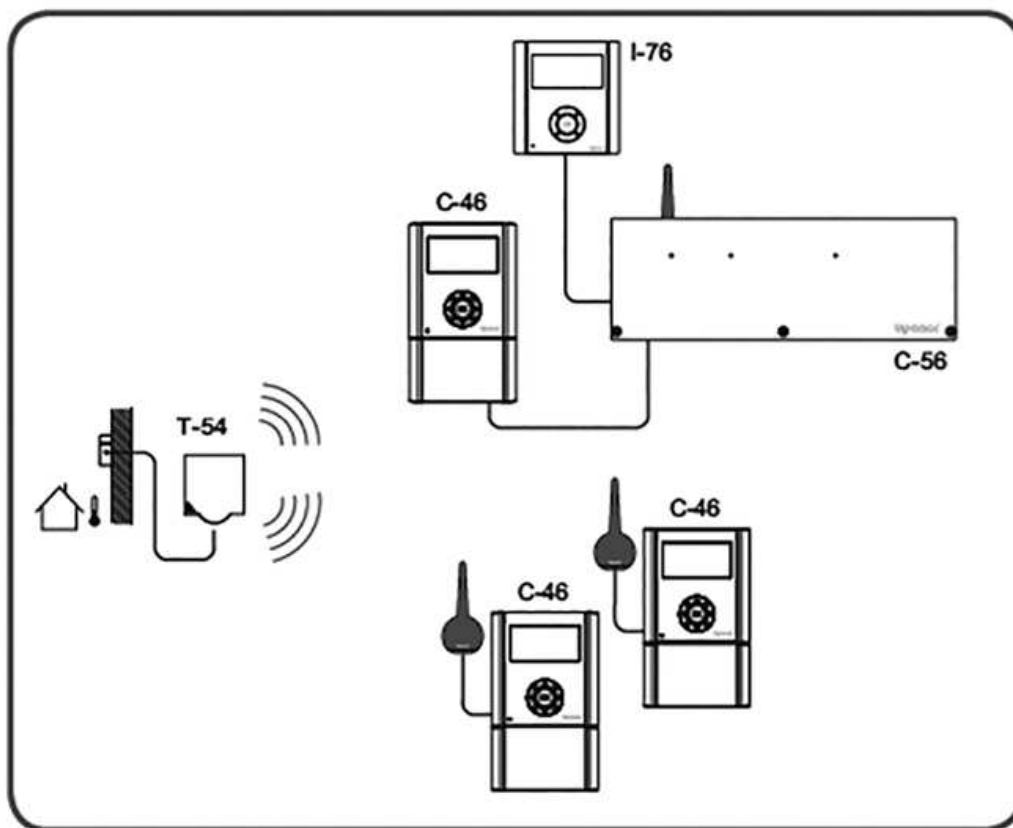


Figura 88. Esempio di regolatori climatici distinti dalla centralina elettronica digitale. In questo caso, la sonda esterna è di tipo wireless: la lettura viene condivisa con tutti i regolatori climatici (uno per zona) e con l'unità base. A sua volta, l'unità base è collegata via cavo all'interfaccia utente e, via cavo o in radiofrequenza, con i regolatori climatici.

stati e/o umidostati), è in grado di eseguire la regolazione a singolo ambiente sia nella stagione di riscaldamento che di raffrescamento.

Qualora le zone termiche fossero molteplici, cioè caratterizzate da diverse temperature di alimentazione e/o da programmazioni orarie diverse, servirebbe:

- un modulo di espansione per ciascun circuito miscelato aggiuntivo;
- oppure più regolatori climatici collegati alla stessa centralina elettronica digitale (Figura 88).

In funzione dell'architettura del sistema di regolazione, la centralina elettronica e le unità di espansione facenti capo ad essa permettono di controllare anche:

- un eventuale sistema di deumidificazione;
- altri terminali di impianto (esempi: ventilconvettori che servono aree saltuariamente utilizzate; termoarredi installati nei bagni e alimentati ad alta temperatura);
- l'impianto di produzione del caldo o del freddo (caldaia, pompa di calore, *chiller*, ecc.).

Come nelle sezioni precedenti, si intende chiudere il paragrafo con alcuni esempi rappresentativi tra quelli presenti sul mercato di sistemi di regolazione a singolo ambiente, in ogni caso integrati ad una pre-regolazione della temperatura di mandata.

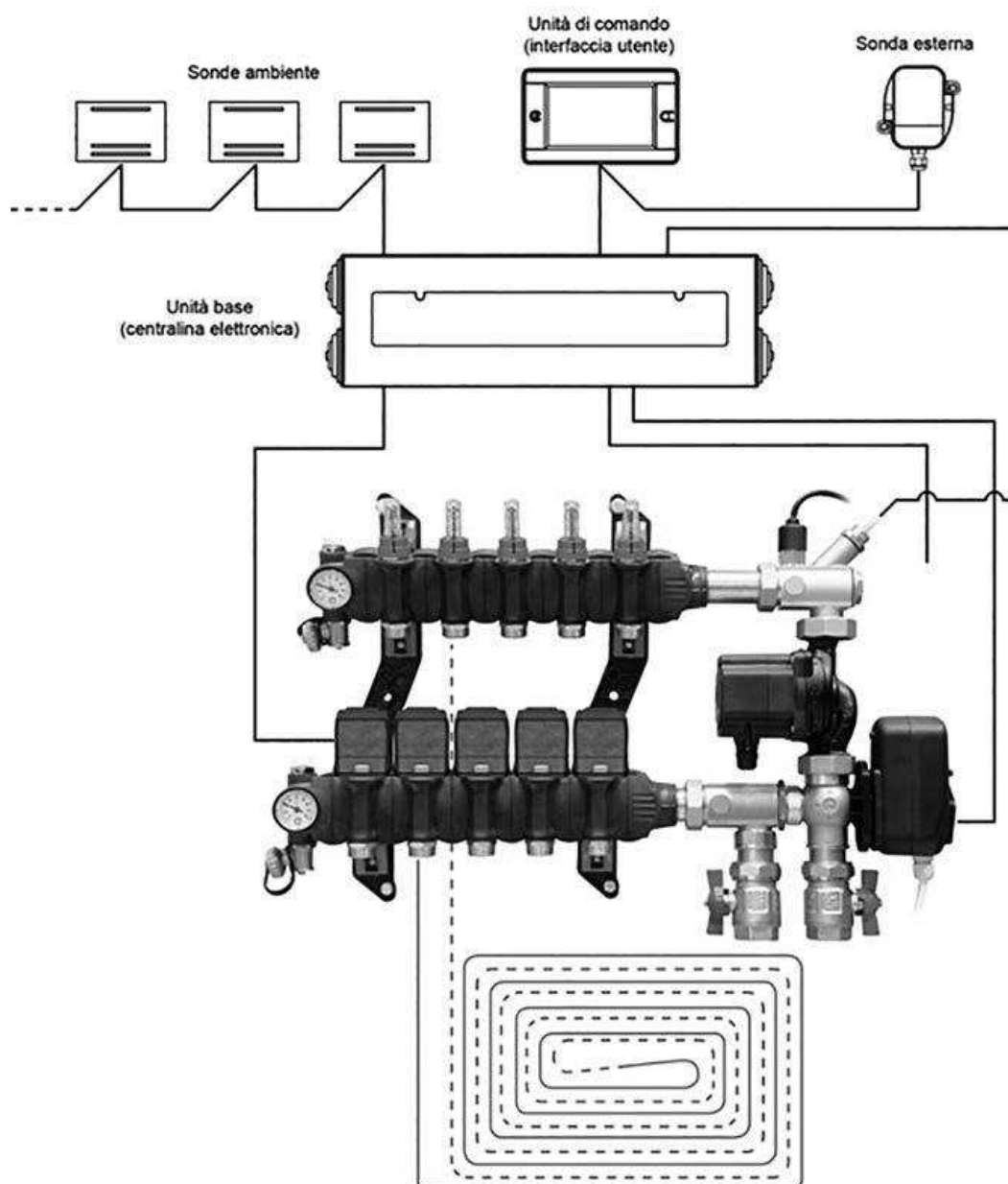


Figura 89. Esempio di regolatori climatici distinti dalla centralina elettronica digitale. In questo caso, la sonda esterna è di tipo wireless: la lettura viene condivisa con tutti i regolatori climatici (uno per zona) e con l'unità base. A sua volta, l'unità base è collegata via cavo all'interfaccia utente e, via cavo o in radiofrequenza, con i regolatori climatici.

3. La regolazione degli impianti radianti

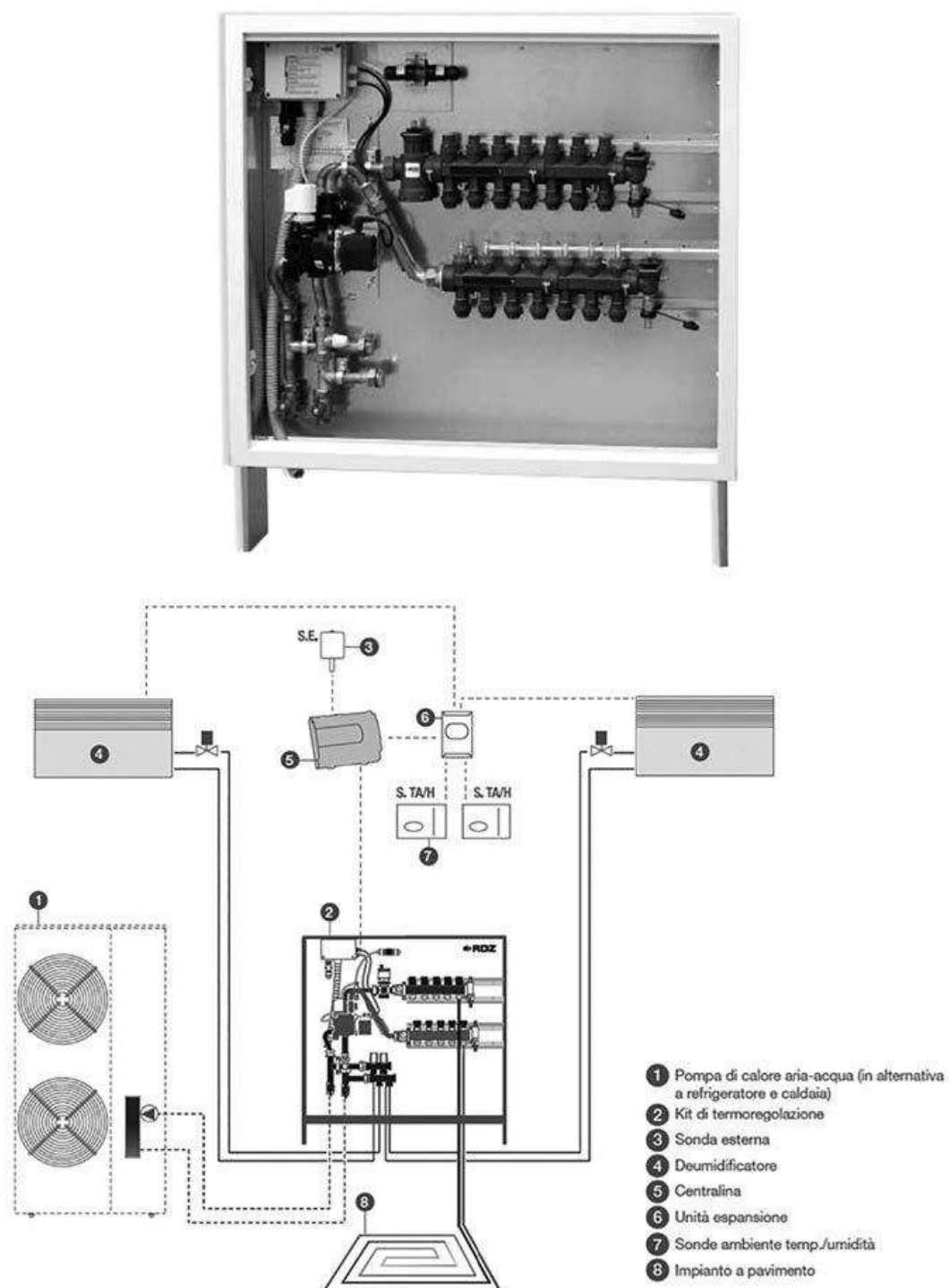


Figura 90. Schema di collegamento di un kit di termoregolazione climatica e singolo ambiente per riscaldamento e raffrescamento. La centralina elettronica digitale (5) è posta esternamente alla cassetta dei collettori, in quanto si tratta della stessa unità base che gestisce la regolazione a singolo ambiente: da essa, infatti, partono sia i comandi destinati agli attuatori elettrotermici posti sulle testine dei circuiti del collettore, sia i comandi destinati al servomotore posto sulla valvola miscelatrice a tre vie.

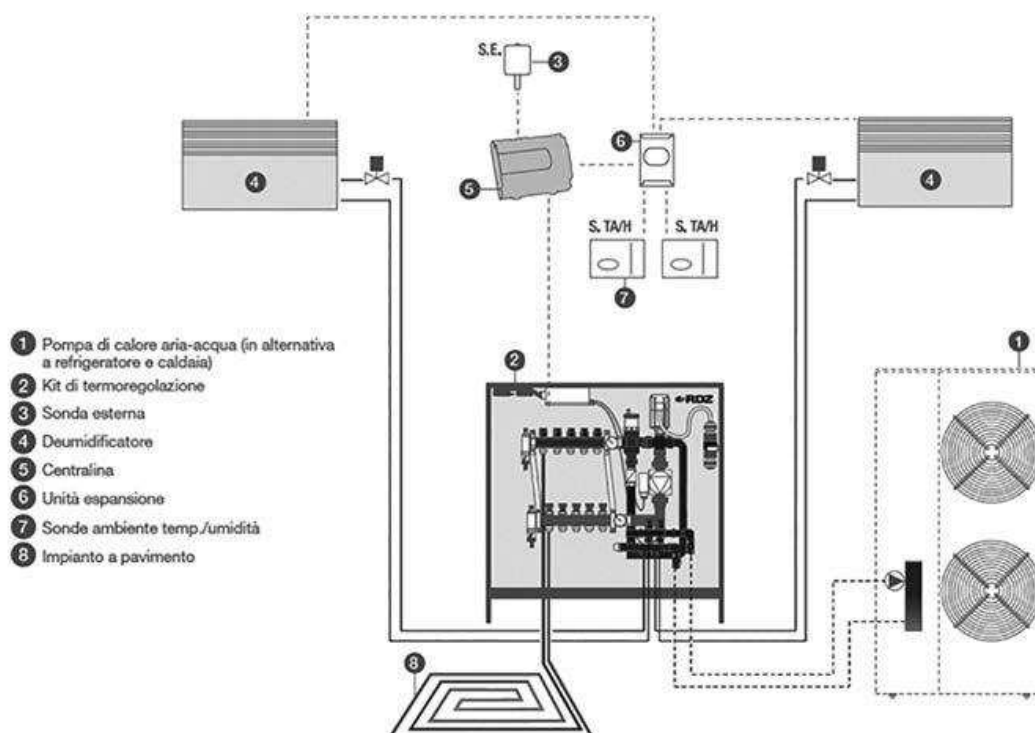
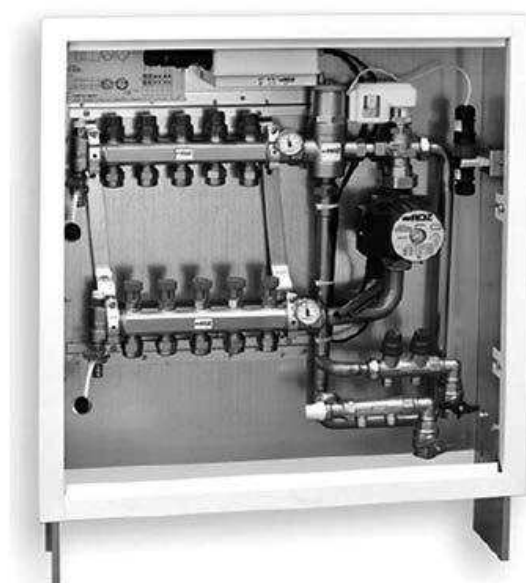


Figura 91. Schema di collegamento di un kit di termoregolazione climatica e singolo ambiente per riscaldamento e raffrescamento. Anche in questo caso la regolazione climatica ha luogo mediante una valvola miscelatrice a tre vie. Il sistema non è monoblocco: la valvola di miscelazione ed il circolatore sono fisicamente ben distinti. La valvola è mossa da un servomotore con segnale modulante 0-10 V, mentre il circolatore può essere comandato da un motore a tre velocità oppure da un motore a magneti permanenti accoppiato ad inverter. Inoltre, questa sottostazione di termoregolazione si presta bene alla gestione di impianti misti, costituiti da pannelli radianti e da radiatori. Il kit è particolarmente adatto al collegamento con una caldaia murale, con pompa già incorporata.

3. La regolazione degli impianti radianti

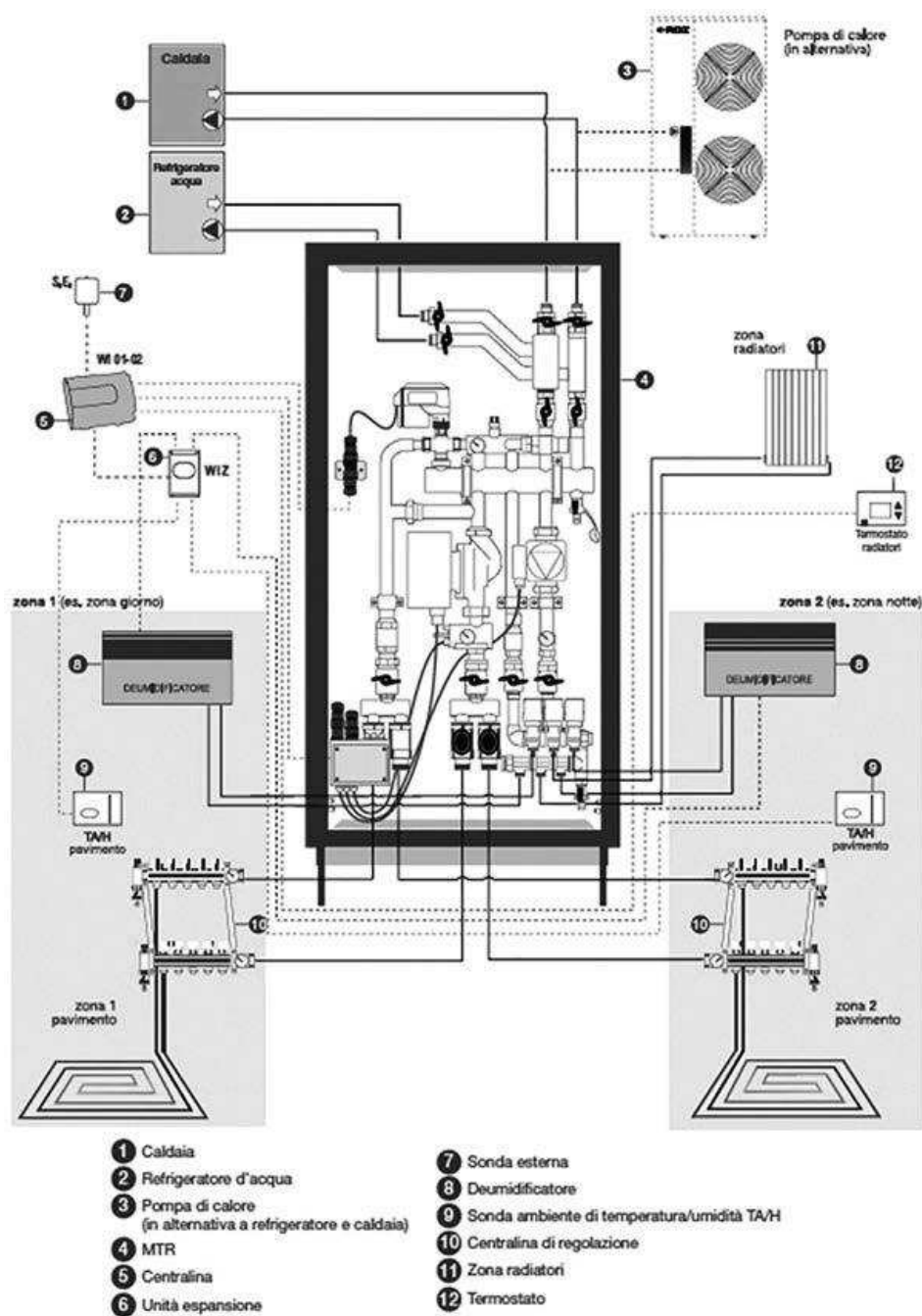


Figura 92. Schema di collegamento di un kit di termoregolazione climatica e multi ambiente per riscaldamento e raffrescamento. La centralina elettronica climatica è esterna, in quanto coincide con l'unità base del sistema di regolazione a singolo ambiente (5). Essa è collegata alla sonda di temperatura esterna (7) e ad un modulo di espansione (6) che riceve i dati dai termo-umidostati in ambiente (9) e comanda l'eventuale attivazione dei deumidificatori (8). La centralina elettronica esegue sia il controllo della portata fluente nell'impianto radiante (azione sugli attuatori elettrotermici del collettore) sia della temperatura di mandata all'impianto radiante, con logica climatica (azione sulla valvola miscelatrice a tre vie in cassetta). Vi è la possibilità di collegare una zona di terminali ad alta temperatura (11), comandata in maniera indipendente per mezzo di un termostato dedicato (12).

3.4. Regolazione degli impianti radianti in raffrescamento

Durante la trattazione, si è assunta come paradigmatica la situazione della regolazione in riscaldamento, omettendo volontariamente specifiche indicazioni circa il comportamento in fase di raffrescamento. Ora che sono stati descritti gli strumenti a disposizione per un accurato controllo dell'impianto nella stagione invernale, ci si può muovere con più agilità nel campo della regolazione estiva.

Per quanto riguarda la temperatura di mandata, la regolazione più diffusa non è di tipo climatico, ma a punto fisso con *set-point* variabile in funzione della temperatura di rugiada dell'ambiente a maggior tasso di umidità entro l'edificio, allo scopo di prevenire problemi legati al fenomeno della condensazione del vapor acqueo presente in ambiente sulla superficie radiante. Più precisamente, la centralina elettronica riceve i dati dalle sonde di temperatura e di umidità all'interno degli ambienti, ricavandone la temperatura di rugiada²¹ con semplici algoritmi che implementano le proprietà dell'aria umida. Una volta calcolato il punto di rugiada di ogni stanza, il regolatore seleziona quello più alto ed impone una temperatura di mandata che superi questo valore di un certo margine di sicurezza.

Il margine di sicurezza teoricamente potrebbe anche essere ridotto fino al suo completo annullamento, in quanto:

- la temperatura del fluido termovettore aumenterà necessariamente, seppur di poco, nel percorso tra la valvola di miscelazione a tre vie ed il circuito radiante della stanza;
- la temperatura superficiale del pavimento sarà sicuramente maggiore della temperatura di mandata dell'acqua, poiché vi si frappone una serie di resistenze termiche (convettiva lato acqua, conduttiva nel tubo plastico, nel massetto e nel rivestimento superficiale): ai fini pratici, la condensazione superficiale avviene solo se il pavimento o soffitto radiante si trova ad una temperatura inferiore a quella di rugiada dell'aria ambiente. Basterebbe pertanto verificare, tramite apposite sonde a pavimento, che la temperatura di mandata sia tale da conseguire, sulla superficie, un livello termico superiore a quello di rugiada.

In alcuni casi, gli umidostati non vengono distribuiti in tutti i locali, ma si seleziona un ambiente di riferimento per ciascuna zona termica, in genere quello in cui è previsto si registrerà la maggior umidità relativa. Nelle altre stanze, eventualmente, possono essere installate sonde di temperatura superficiale oppure rilevatori di condensa sulle superfici radianti, in modo da garantire comunque una protezione contro i danni alle strutture. L'architettura di regolazione che è stata appena descritta viene largamente adottata

21 L'umidità relativa o grado igrometrico (UR) è la percentuale di vapore presente nell'aria in rapporto alla massima quantità in essa contenibile ad una certa temperatura. La temperatura di rugiada è quella a cui si raggiunge la condizione di saturazione (UR = 100%) attraverso un processo di raffreddamento isobaro (e quindi ad umidità specifica costante).

nei sistemi radianti in fase di raffrescamento, tuttavia non mancano alcune varianti:

- se il radiante è applicato a pavimento, alcune aziende raccomandano il rispetto di un valore minimo della temperatura di mandata non solo in relazione al punto di rugiada, ma anche alla temperatura superficiale del pavimento: le norme UNI EN 1264 e UNI EN ISO 7730 raccomandano che la temperatura superficiale del pavimento non scenda sotto i 19 °C, per non generare discomfort termico per gli occupanti, siano essi seduti che in piedi²²;
- altri produttori invece si affidano alla “compensazione climatica”, con innalzamento del *set-point* della temperatura ambiente non in funzione della temperatura di rugiada, ma di quella esterna. Questa pratica è ispirata dal principio di minimizzare gli sbalzi termici eccessivi per un utente che passi dall'esterno all'interno o viceversa (Figura 93).

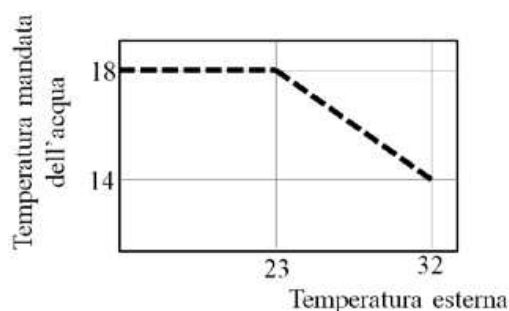


Figura 93. Compensazione climatica della temperatura di mandata in funzione della temperatura esterna.

Oltre al controllo della temperatura di mandata, vi è poi una più fine regolazione in portata a livello locale (tramite il controllo di pompe, valvole di zona o testine elettrotermiche), in modo da evitare sgradevoli fenomeni di sottoraffreddamento o surriscaldamento all'interno dei singoli ambienti. A differenza del regime invernale, in questo caso il comando dell'organo finale di regolazione è affidato ai cronotermostati installati nei singoli vani ed è di tipo on/off.

Come evidenziato, rispetto alla regolazione in riscaldamento, è necessario aggiungere alla lista dei componenti del kit di termoregolazione gli umidostati per la rilevazione dell'umidità relativa in ambiente. Essi comunicano le misure alla centralina elettronica, la quale procede al confronto con i limiti impostati. I valori di soglia sono definiti in relazione a due distinte questioni:

- la necessità di deumidificare l'ambiente;
- la necessità di prevenire la condensazione superficiale sulla superficie radiante
- ragioni di comfort.

Infatti, gli impianti radianti in fase di raffrescamento si caratterizzano per la temperatura più elevata in rapporto ai tradizionali terminali di tipo convettivo. Se ciò permet-

²² Una simile prescrizione non è prevista per un soffitto raffrescante, in quanto non può avvenire contatto tra l'utenza e la superficie radiante. Per soffitti radianti nella stagione estiva bisogna assolvere solo alle restrizioni imposte dalla temperatura di rugiada.

te, da un lato, di conseguire risparmi in termini di energia primaria, dall'altro costringe ad integrare l'impianto con un sistema di deumidificazione: l'acqua circolante nel pannello radiante non si trova a temperatura sufficientemente bassa da consentire la contemporanea sottrazione di calore sensibile e latente dall'ambiente. Questa problematica non è affatto trascurabile, in quanto nella stagione di raffrescamento l'umidità potrebbe facilmente innalzarsi fino a superare i limiti di comfort, a causa sia delle condizioni climatiche esterne, sia del notevole carico latente introdotto in ambiente dagli occupanti. Dunque, i livelli di allarme sono settati attorno ad un'umidità relativa del $60 \div 65\%$, valori che la norma UNI EN ISO 7730 indica come limiti massimi per garantire una sensazione di benessere e mantenere l'aria salubre. Deumidificare l'ambiente significa sottrarre vapore acqueo, abbassando l'umidità specifica e, insieme ad essa, il punto di rugiada. Il beneficio è dunque duplice: in prima battuta, si mantiene l'umidità relativa entro un *range* idoneo al soddisfacimento del comfort termo-igrometrico, in seconda battuta si garantisce un'ulteriore sicurezza nei riguardi della problematica della condensazione superficiale.

La centralina elettronica, dopo aver effettuato il confronto con questi valori di soglia, in caso di necessità, può operare su tre livelli progressivi di intervento:

- comandare ad un relè remoto l'attivazione di un eventuale sistema di deumidificazione;
- agire sulla sottostazione di raffrescamento per aumentare la temperatura di mandata del fluido termovettore all'impianto radiante;

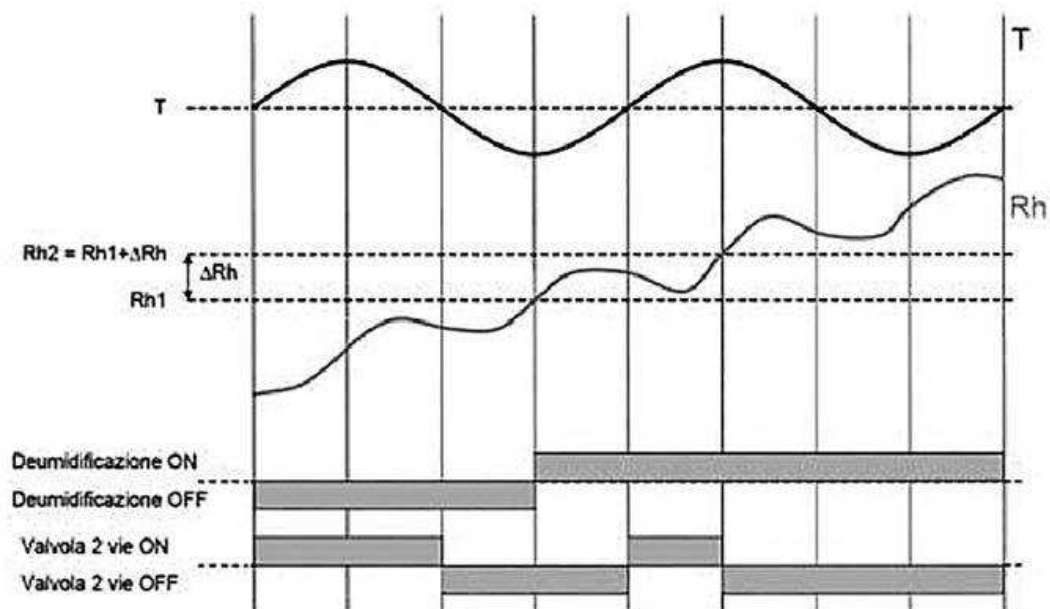


Figura 94. Logica di funzionamento per la regolazione integrata di temperatura (T) ed umidità relativa (Rh) all'interno di un ambiente. Se la temperatura scende sotto al set-point, la valvola a due vie chiude per evitare il sottoraffreddamento dell'ambiente. Nel frattempo, l'umidità relativa può eccedere il primo livello di allarme, richiedendo l'attivazione del sistema di deumidificazione.

- comandare l'interruzione della circolazione del fluido termovettore nell'impianto radiante, attraverso un relè di blocco pompa o la chiusura della valvola di zona (Figura 94).

Il monitoraggio da parte dell'umidostato è costante: anche quando l'impianto di raffrescamento non è attivo, se il livello di umidità relativa in ambiente eccede i limiti impostati, viene comandata l'accensione del sistema di deumidificazione.

Tra i sistemi di deumidificazione più comuni, si segnalano:

- il deumidificatore isoterma (o "isotermico"): l'aria prelevata dall'ambiente attraversa in serie una batteria di pre-raffreddamento, l'evaporatore ed il condensatore di un ciclo frigorifero, ed una batteria di post-raffreddamento; l'aria subisce una deumidificazione ed un raffreddamento ad opera dell'evaporatore, tuttavia il successivo passaggio nel condensatore e nello scambiatore finale ne permette la re-immissione in ambiente a temperatura neutra;
- il deu-climatizzatore: l'aria attraversa una batteria di pre-raffreddamento e l'evaporatore di un ciclo frigorifero, in cui subisce una deumidificazione ed un leggero raffreddamento sensibile; successivamente, può attraversare il condensatore ad aria riportandosi a temperatura neutra, oppure essere immessa direttamente nelle condizioni di uscita dall'evaporatore (deumidificata e raffreddata), riducendo così il carico termico di cui i pannelli radianti devono farsi carico;
- il ventilconvettore (o "*fancoil*"): l'aria ambiente viene trattata da una batteria di raffreddamento e di deumidificazione in cui tipicamente circola acqua a 7/12 °C; a parità di portata di aria trattata, la capacità di deumidificazione minore dei dispositivi precedenti, però l'impianto radiante viene coadiuvato anche per quanto riguarda la rimozione di calore sensibile;
- l'unità di trattamento aria (UTA): essa è il nucleo di un impianto misto o a tutta aria; ciascun dispositivo presente nella centrale è funzionale al mantenimento di uno specifico parametro termo-igrometrico in ambiente, tra i quali figura anche l'umidità relativa;
- il sistema di ventilazione meccanica controllata (VMC): esso immette aria pulita proveniente dall'esterno ed estrae l'aria carica di inquinanti, scaricandola all'esterno dopo aver effettuato un eventuale recupero termico. Si tratta di un sistema particolarmente conveniente perché provvede contestualmente al controllo della qualità dell'aria e dell'umidità relativa in ambiente.
- il sistema integrato di ventilazione meccanica (VMC) e deu-climatizzazione: si tratta di un'unità che abbina il recupero termico dell'aria pulita esterna tipica della ventilazione meccanica con una deumidificazione e/o integrazione estiva; talvolta l'unità è in grado di effettuare un ulteriore riscaldamento dell'aria in inverno o un free-cooling in estate.

Finora si è parlato di condensazione superficiale presso le superfici radianti, tuttavia bisogna prevenire tale fenomeno anche in corrispondenza dei punti più critici del si-

stema di distribuzione, come le tubazioni di adduzione (specie se non sono a tenuta stagna) e le giunzioni del collettore. In questi punti particolarmente freddi possono essere installati segnalatori di condensa: essi sono sensori a contatto del tipo "a bracciale", da applicare sulle tubazioni e da collegare alla centralina elettronica. Quest'ultima, se viene rilevata condensa, provvede a mandare in chiusura la valvola miscelatrice e a spegnere la pompa di circolazione a secondario. Normalmente sono adottate protezioni anti-condensa sulle tubazioni, in materiale isolante. Per limitare il fenomeno della



Figura 95. Isolamenti anti-condensa da applicare sulle tubazioni attraversate da acqua refrigerata.

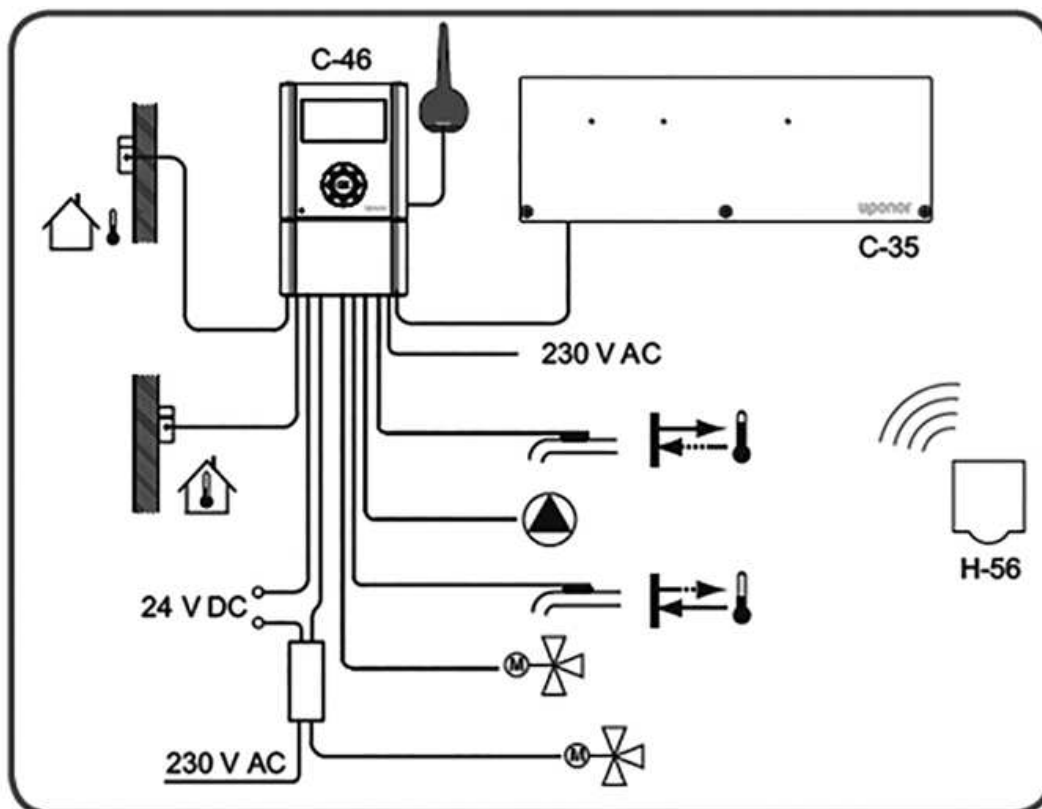


Figura 96. Regolatore climatico distinto dalla centralina elettronica digitale per la termoregolazione in riscaldamento ed in raffrescamento. In questo caso, il regolatore climatico riceve via cavo i segnali da parte della sonda esterna e della sonda interna (compensazione dinamica), comandando la valvola miscelatrice a tre vie posta in centrale oppure a monte del collettore, oppure la pompa di iniezione. Inoltre, vengono raccolti i segnali in radiofrequenza dagli umidostati dislocati nelle varie stanze, verificando che la temperatura di mandata all'impianto ecceda la temperatura di rugiada di ogni locale. Infine, il regolatore climatico comunica via cavo con un'unità base, per consentire una regolazione locale in portata, agendo nella cassetta dei collettori di distribuzione.

condensa, spesso anche che gli stessi collettori sono in materiale plastico (Figura 95). Altre specificazioni peculiari per la termoregolazione nella stagione estiva sono:

- i circuiti radianti dei bagni non devono mai essere attivati in raffrescamento.
- nella modalità di funzionamento “vacanze” l’impianto radiante viene completamente spento, senza limitazione all’eventuale surriscaldamento (diversamente da quanto accade nella stagione di riscaldamento, in cui è presente la protezione antigelo);
- per aumentare il grado di sicurezza nei confronti dei problemi di condensazione superficiale, è possibile installare una sonda di temperatura sulla superficie radiante (pavimento o soffitto).

La commutazione della modalità operativa dal riscaldamento al raffrescamento può avvenire in maniera:

- manuale con selettore frontale da termostato, cronotermostato, interfaccia utente, o centralina elettronica digitale, a seconda del kit di termoregolazione;

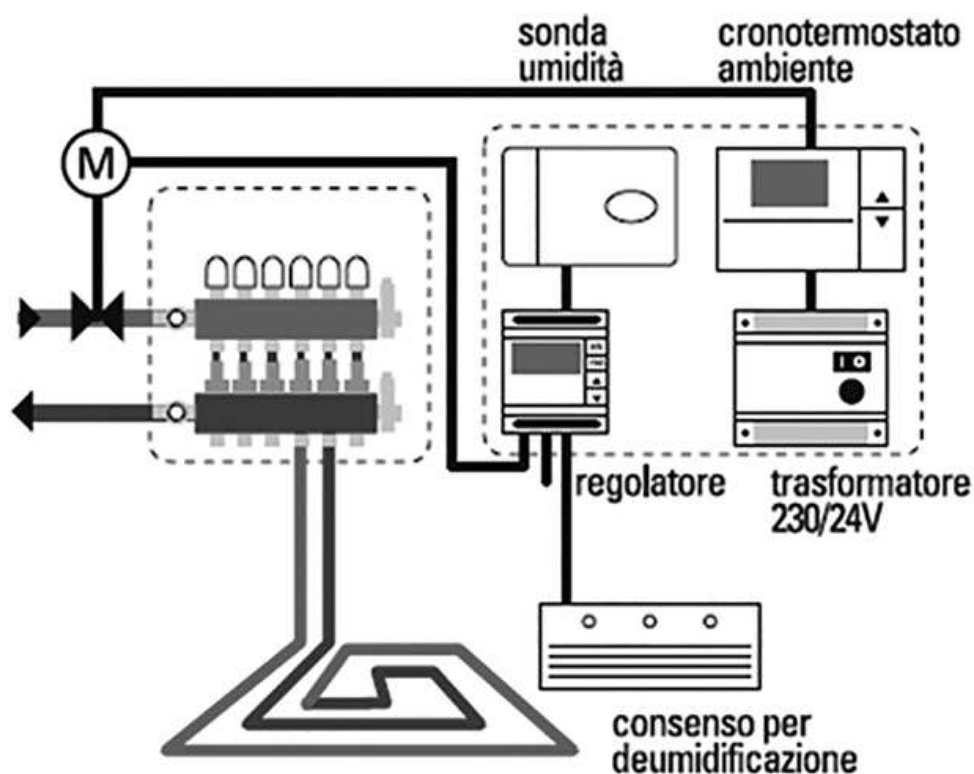


Figura 97. Regolazione di zona in fase di raffrescamento. Il cronotermostato ambiente, alimentato a 24 V, garantisce che non si verifichi il sottoraffreddamento a livello locale, potendo modulare la portata fluente nei circuiti agendo sul servomotore della valvola di zona posta a monte del collettore di mandata. Vi è poi un regolatore che, in base ai valori di umidità in ambiente rilevati dalla sonda, garantisce che non avvenga il fenomeno della condensazione superficiale, potendo intervenire su due livelli: in prima battuta, può attivare il sistema di deumidificazione, e poi, se necessario, interrompere la circolazione del fluido termovettore nell’impianto radiante, mandando in chiusura la valvola di zona, perdendo però la possibilità di controllare la temperatura ambiente.

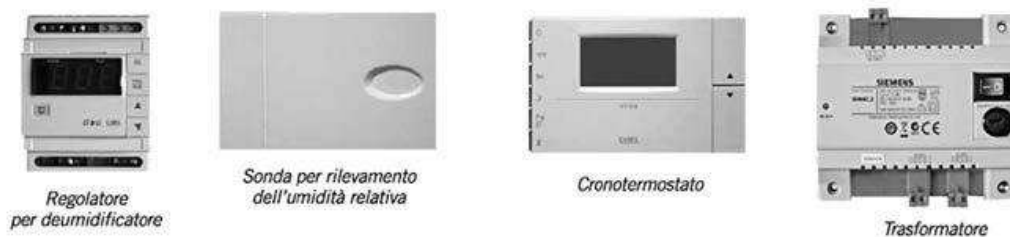


Figura 98. Componenti del sistema di regolazione.

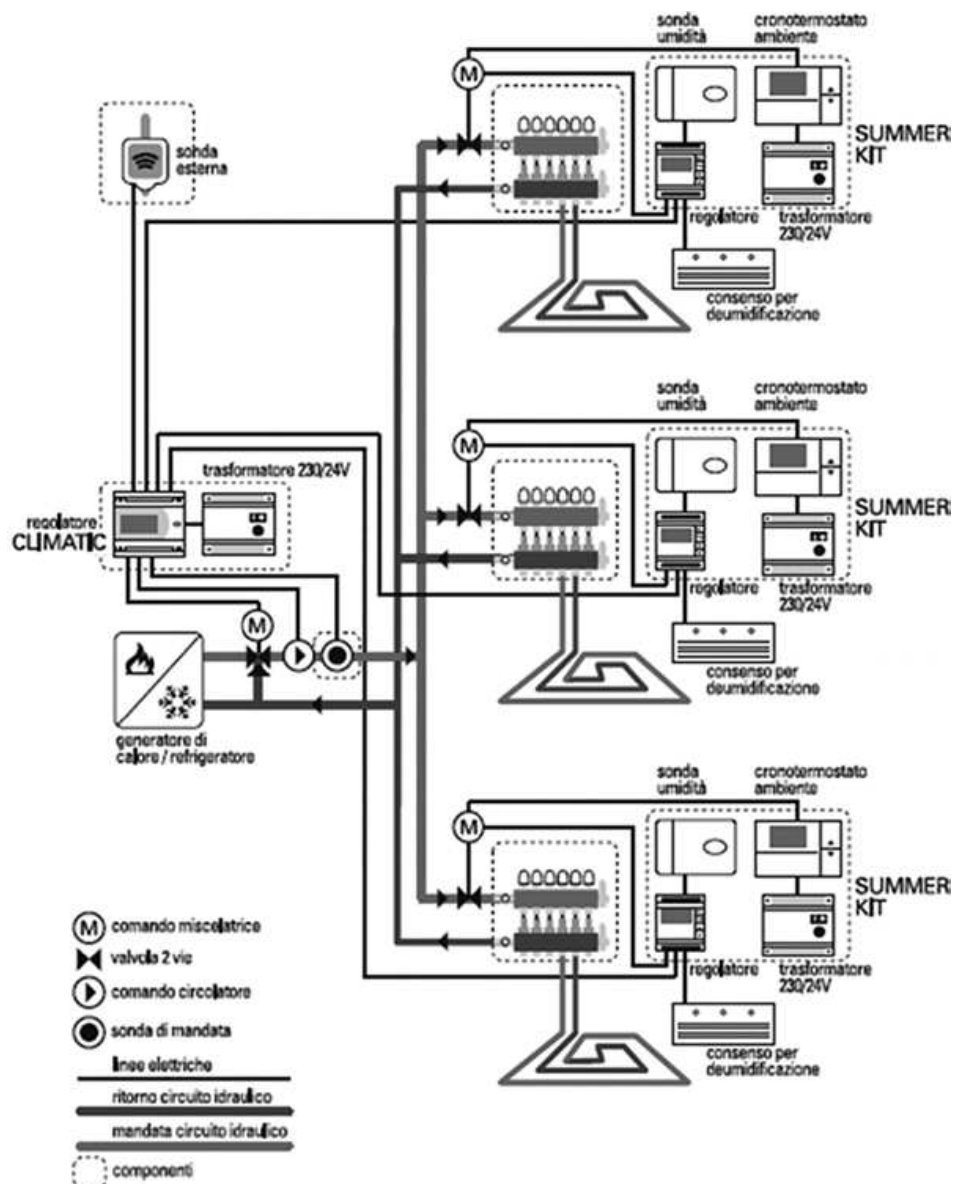


Figura 99. Schema completo di regolazione nella stagione di raffrescamento. Oltre alla regolazione locale già descritta (Summer Kit), è rappresentato il regolatore climatico operante a monte: esso, alimentato a 24 V, riceve la lettura della temperatura esterna dalla relativa sonda, muovendo il servomotore della valvola miscelatrice a tre vie in modo da seguire la curva di compensazione estiva (set-point di temperatura ambiente variabile).

3.5. Circolatori

Le pompe sono macchine operatrici idrauliche preposte alla movimentazione del fluido termovettore entro gli impianti di distribuzione: esse devono fornire una prevalenza (o pressione differenziale) tale da far circolare nell'impianto la portata desiderata, bilanciando gli attriti incontrati nel percorso e gli eventuali salti geodetici (nel caso dei circuiti aperti). Il principio di funzionamento richiede il trascinamento da parte di un motore elettrico: quest'ultimo, alimentato con corrente elettrica, mette a disposizione all'albero la potenza meccanica necessaria per la rotazione della pompa. Quest'ultima, a sua volta, attraverso l'interazione delle pale del rotore con le particelle di liquido, trasmetterà al fluido una determinata potenza idraulica, con un certo rendimento di conversione della potenza meccanica assorbita all'asse.

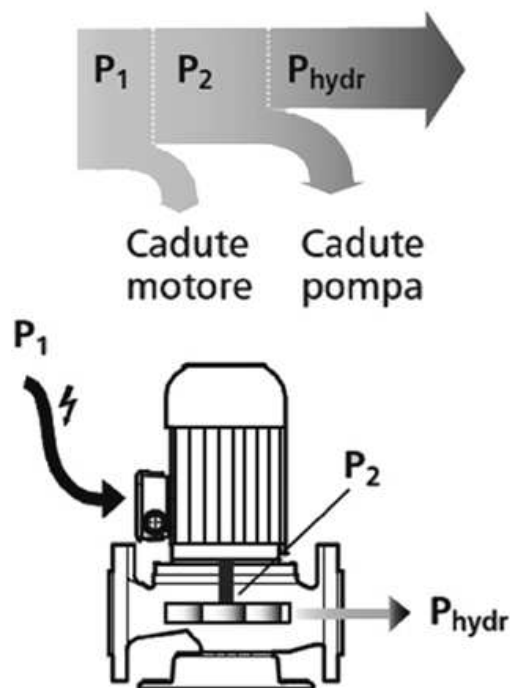


Figura 100. Diagramma di flusso della potenza con l'indicazione delle perdite di tipo elettrico ed idraulico (sopra) e rappresentazione schematica del punto in cui i vari tipi di potenza vengono sviluppati e/o trasmessi.

La potenza idraulica è dunque la potenza utile trasferita dalla girante della pompa al fluido termovettore, e può essere calcolata con la seguente formula:

$$P_{hydr} = Q \cdot H \cdot \rho \cdot g$$

dove:

Q [m^3/s] = portata volumetrica di fluido termovettore²³;

H [m.c.l.] = prevalenza o pressione differenziale fornita dalla pompa²⁴;

ρ [kg/m^3] = densità del fluido termovettore;

g [m/s^2] = accelerazione gravitazionale.

²³ Le unità di misura più comuni sono i [m^3/h] e i [l/s], tuttavia entrambe richiedono fattori di conversione per ottenere la potenza idraulica in [W].

²⁴ Affinché la potenza idraulica risulti in [W], la prevalenza deve essere fornita in metri di colonna liquida [m.c.l.]. Essa può essere indicata alternativamente con H o con Δz . Nel caso in cui si intenda esprimerla in termini di pressione ([bar], [atm], [kPa], ecc.) bisogna definire la grandezza Δp come prodotto di $H \cdot \rho \cdot g$.

Alternativamente, si può far riferimento alla portata di massa di fluido termovettore $\dot{m}$ [kg/s], inglobando in un'unica grandezza il prodotto $Q \cdot \rho$.

Come detto, la potenza idraulica risulta dalla conversione della potenza meccanica, secondo la seguente relazione:

$$P_{\text{hydr}} = P_2 \cdot \eta_{\text{hydr}}$$

dove:

P_2 [W] = potenza meccanica resa disponibile dal motore all'albero;

η_{hydr} = rendimento idraulico della pompa.

A sua volta, la potenza meccanica fornita dal motore trae origine dall'alimentazione elettrica, come descritto dalla seguente equazione:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{mecc}}$$

dove:

P_1 [W] = potenza elettrica assorbita dal motore;

η_{mecc} = rendimento elettrico del motore.

È dunque possibile definire un rendimento globale per il sistema di pompaggio:

$$\eta = \eta_{\text{hydr}} \cdot \eta_{\text{mecc}} = \frac{P_{\text{hydr}}}{P_1}$$

Il rendimento globale viene sovente riportato nei diagrammi portata-prevalenza recanti la curva caratteristica della pompa. La curva del rendimento assume la tipica forma a campana, annullandosi a portata nulla e a portata massima, ed individuando un punto a massimo rendimento (BEP, *Best Efficiency Point*), spesso segnalato con un angolino sulla curva caratteristica. È evidente che bisognerebbe scegliere sempre una pompa le cui condizioni effettive di funzionamento coincidano con quelle aventi rendimento massimo. Entrambe le curve di interesse vengono definite per un ben preciso valore della velocità di rotazione n , espressa in [rpm], cioè *rotation per minute*, oppure in [s⁻¹]: al diminuire di questo parametro, le curve si avvicinano all'origine degli assi, dando origine ad una famiglia di curve per ciascuna pompa (Figura 101).

Un'ultima grandezza utile per la caratterizzazione delle pompe trascinate da motore elettrico è l'NPSH (*Net Positive Suction Head*, o "altezza totale netta disponibile all'aspirazione"): essa rappresenta il valore minimo di pressione alla bocca di aspirazione, al di sotto del quale la pompa non presenta più un funzionamento

regolare dal punto di vista idraulico e, conseguentemente, meccanico. In particolare, qualora la pressione del liquido aspirato all'ingresso del circolatore risulti inferiore alla tensione di vapore caratterizzante il fluido a quella temperatura, avviene la formazione di vapore con successiva cavitazione della pompa. Questo fenomeno è fortemente deleterio nei confronti dei materiali della pompa, ed inoltre è fonte di rumorosità e di vibrazioni, perciò va evitato per preservare la durata di vita della stessa. L'NPSH cresce con la portata (diminuisce la capacità di aspirazione all'aumentare della portata), dipende dalla velocità di rotazione, mentre è invariante rispetto al diametro della girante.

In genere, i produttori mettono a disposizione, per i diversi tipi di pompe e per le diverse possibili velocità di rotazione, le curve caratteristiche portata-prevalenza, corredate dalle curve di rendimento, di potenza assorbita e, spesso, anche da quelle relative all'NPSH (Figura 102).

Poiché negli impieghi più comuni gli impianti termotecnici richiedono portate e prevalenze medio-piccole ed il fluido termovettore è poco viscoso, le pompe utilizzate sono tutte di tipo centrifugo, a rotore bagnato oppure con motore a secco. Circostanziando la trattazione alle pompe inserite negli impianti di regolazione e distribuzione a servizio dei sistemi radianti, si può identificare come unica categoria di interesse la prima tra le due menzionate. I circolatori a rotore bagnato si basano su una tecnologia a rotore stagno: pompa e motore formano un gruppo integrato, privo di una tenuta a baderna o di una tenuta meccanica, e dotato di sole guarnizioni come tenuta. Per questo motivo, il liquido pompato ricircola all'interno della scatola del rotore, raffreddando il motore e lubrificando i cuscinetti. Le pompe a rotore bagnato sono semplici, a prova di perdite e relativamente economiche. Tuttavia, in un raffronto con le pompe con motore a secco,

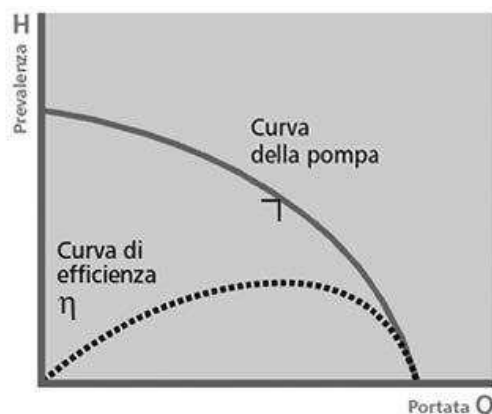


Figura 101. Curva caratteristica portata-prevalenza e curva del rendimento di una pompa centrifuga.

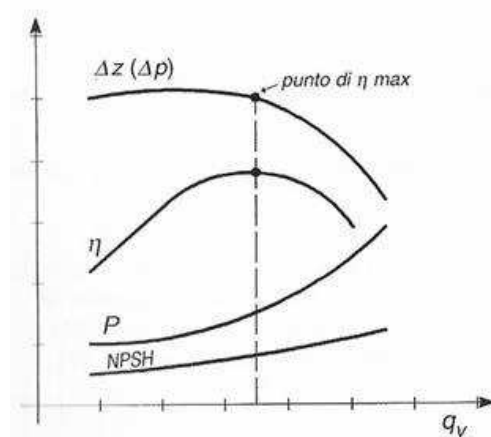


Figura 102. Diagramma descrittivo delle prestazioni di una pompa centrifuga. Sono tracciate, in funzione della portata, le curve di prevalenza, rendimento, potenza assorbita e NPSH, per una data velocità di rotazione.

bisogna considerare la durata inferiore e la minore efficienza energetica, pertanto il calcolo finale non è necessariamente favorevole. Inoltre, le pompe a rotore bagnato sono più sensibili ai detriti nel liquido pompato e non possono essere utilizzate con fluidi aggressivi. Le pompe a rotore bagnato devono sempre essere installate con l'albero motore in posizione orizzontale, in quanto il motore è lubrificato dal mezzo pompato e l'installazione in verticale potrebbe non garantire una lubrificazione sufficiente. Inoltre, per evitarne il possibile blocco, le pompe di questo tipo devono essere messe in funzione almeno ogni due settimane (Figura 103).

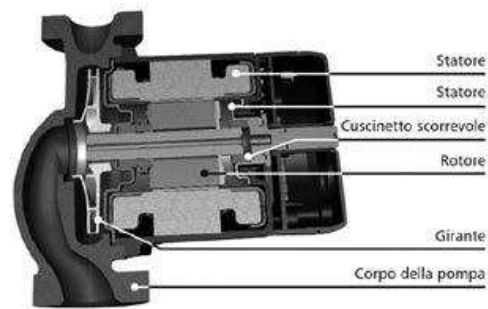


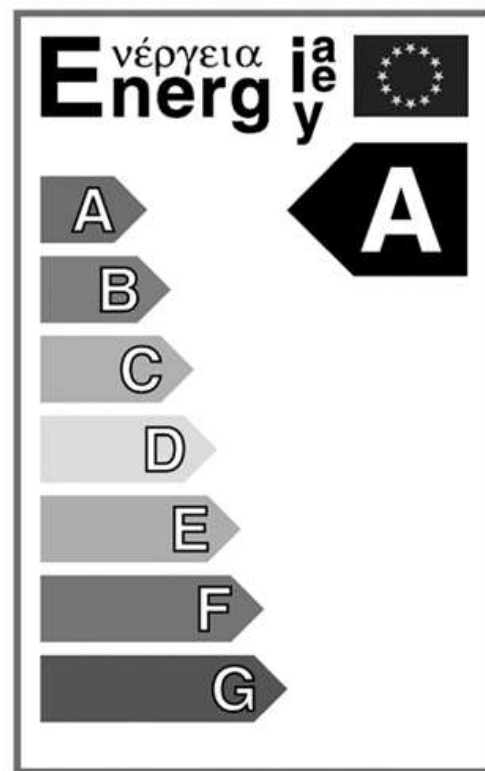
Figura 103. Sezione di una pompa centrifuga a rotore bagnato con indicazione dei principali componenti.

L'Unione Europea aveva introdotto un sistema di classificazione energetica per circolatori a rotore bagnato fino ai 2.5 kW. In seguito al recepimento della Direttiva Europea 2005/32/CE, in commercio oggi esistono dei circolatori in classe energetica A.

3.5.1. Direttiva europea Eco-Design

Il regolamento (CE) 641/2009 e la successiva modifica (UE) 622/2012 traducono in termini applicativi quanto disposto dalla Direttiva Europea 2005/32/CE in merito alla "progettazione ecocompatibile dei circolatori senza premistoppa indipendenti e dei circolatori senza premistoppa integrati in prodotti". La Direttiva Europea 2005/32/CE, nota come EuP (*Energy Using Products*) o *Direttiva Eco-Design*, è di carattere più generale e fornisce indicazioni per la progettazione di tutti i dispositivi che consumano energia. Nel

2009, essa è stata sostituita dalla nuova direttiva 2009/125/CE, nota come ErP (*Energy Related Products*), e recante vincoli che devono essere rispettati in senso lato da tutti i prodotti connessi all'energia. Lo scopo di queste disposizioni è la riduzione per il 2020 del 12% del consumo energetico del 2007, per un risparmio complessivo di 341 TWh.



Per quanto concerne il comparto dei circolatori a rotore bagnato²⁵, i due regolamenti della Commissione Europea hanno fissato una serie di scadenze cui i produttori devono adeguarsi, secondo la seguente programmazione:

- Fase 1: dal 1 gennaio 2013 i circolatori indipendenti devono essere di classe A; il limite per accedervi è ridotto da un valore di EEI di 0.40 ad un valore di 0.27;
- Fase 2: dal 1 agosto 2015 i circolatori indipendenti ed integrati di nuova installazione devono soddisfare un EEI massimo di 0.23;
- Fase 3: dal 1 gennaio 2020 la sostituzione di circolatori integrati in altri prodotti devono avvenire con nuovi apparecchi dall'EEI massimo di 0.23.

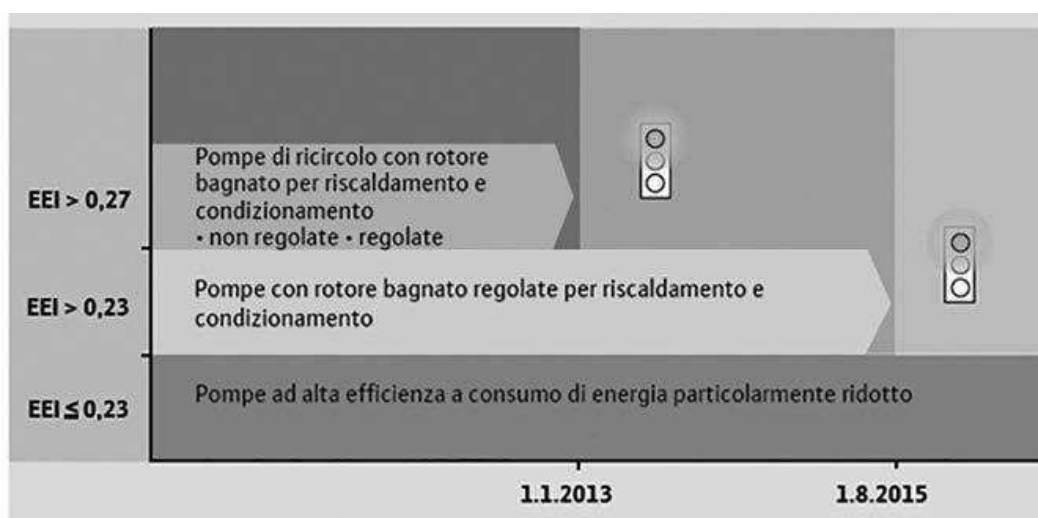


Figura 104. Scadenze previste dal regolamento (CE) 641/2009 per circolatori a rotore bagnato.

L'EEI (*Energy Efficiency Index*), noto anche come IEE (Indice di Efficienza Energetica) è il parametro definito dal regolamento (CE) 641/2009 per valutare la bontà del circolatore in rapporto al suo consumo energetico, una volta stabilito un profilo di carico standard (percentuale di tempo nella quale viene elaborata una portata pari al 25%, 50%, 75% o 100% del valore di portata corrispondente al punto in cui il prodotto $Q \cdot H$ è massimo). L'indice assume forma percentuale in quanto vengono rapportate le prestazioni del circolatore in esame a quelle di una pompa di riferimento media. Minore è l'indice, maggiore è l'efficienza della pompa.

25 Il regolamento (CE) parla di "circolatori senza premistoppa", intesi come quelli in cui l'albero motore è direttamente accoppiato alla girante e il cui rotore è immerso nella sostanza pompata. A sua volta, si discerne tra circolatori "indipendenti" da quelli "integrati". I primi sono progettati per essere installati all'esterno del dispositivo di cui sono posti a servizio (esempio: generatore di calore) e per funzionare in maniera autonoma rispetto ad esso. Gli altri sono invece progettati in quanto parte di un prodotto (ad esempio: l'alloggiamento della pompa è montato internamente alla stazione solare o al generatore di calore), e la loro regolazione non può essere distinta da quella del dispositivo.

Il parametro EEI ha rimpiazzato da gennaio 2013 la classica suddivisione in classi energetiche, in quanto le scadenze citate autorizzano al commercio di una ristretta sezione di quella che era la classe A. I valori di EEI massimi (detti MEI) vengono istituiti in maniera che, al momento della loro definizione, solo il 20% dei circolatori disponibili rientri nella soglia di riferimento. I circolatori meno efficienti sono così messi al bando dal commercio europeo: i criteri di eco-design sono parte integrante della dichiarazione di conformità (marchio CE), requisito necessario perché un prodotto possa essere venduto all'interno dell'Unione Europea. Tuttavia, non vengono richiesti sforzi economici sproporzionati: grazie ad un risparmio di energia del 70-80% rispetto ai circolatori tradizionali, i tempi di ritorno dell'investimento risultano notevolmente ridotti.

3.5.2. Circolatori a velocità costante

I circolatori tradizionali²⁶ sono mossi da motori elettrici asincroni a numero di giri fisso, in genere a due poli e con rotore a gabbia di scoiattolo.

La curva resistente dell'impianto descrive la resistenza interna incontrata dal fluido termovettore circolante nel sistema: sia le perdite di tipo concentrato (valvole, curve, filtri, sonde, ecc.), sia quelle di tipo distribuito (attriti del fluido lungo le pareti interne delle condutture). Poiché generalmente un impianto è a circuito chiuso, non è necessario superare alcuna prevalenza geodetica, ma soltanto queste perdite per attrito. Le perdite concentrate dipendono dal numero di curve e valvole presenti nelle condutture ed aumentano con la velocità del liquido, mentre le perdite nelle sezioni diritte delle condutture dipendono dalla velocità del liquido e dalla lunghezza, dal diametro e dalla rugosità relativa delle tubazioni. In generale, si può affermare che le perdite per attrito, siano esse continue che localizzate, aumentano con legge quadratica all'aumentare della velocità, da cui la forma parabolica della curva resistente del circuito. Naturalmente, al variare delle condizioni di funzionamento, muta la pendenza di questa curva. Il punto di lavoro del sistema è dato dall'intersezione della curva resistente con la caratteristica della pompa, e perciò è vincolato a muoversi lungo quest'ultima. Se, per esempio, diminuisce la richiesta di riscaldamento, le valvole di regolazione della portata vanno in chiusura, diminuendo il flusso circolante nell'impianto, e facendo registrare forti incrementi della prevalenza. La ragione di questo comportamento è la tipica concavità rivolta verso il basso di tutte le curve caratteristiche portata-prevalenza dei circolatori (Figura 105).

Ne conseguono alcuni risvolti indesiderati:

- l'aumento della rumorosità dell'impianto, in particolare presso le valvole;
- il rendimento globale si riduce, imponendo maggiori consumi di energia elettrica;
- alle basse portate le pompe lavorano "fuori campo", cioè sotto sforzo, con bassa resa e possibile rischio di bruciatura.

26 Anche noti come circolatori a giri costanti, a portata costante/fissa, o circolatori non regolati.

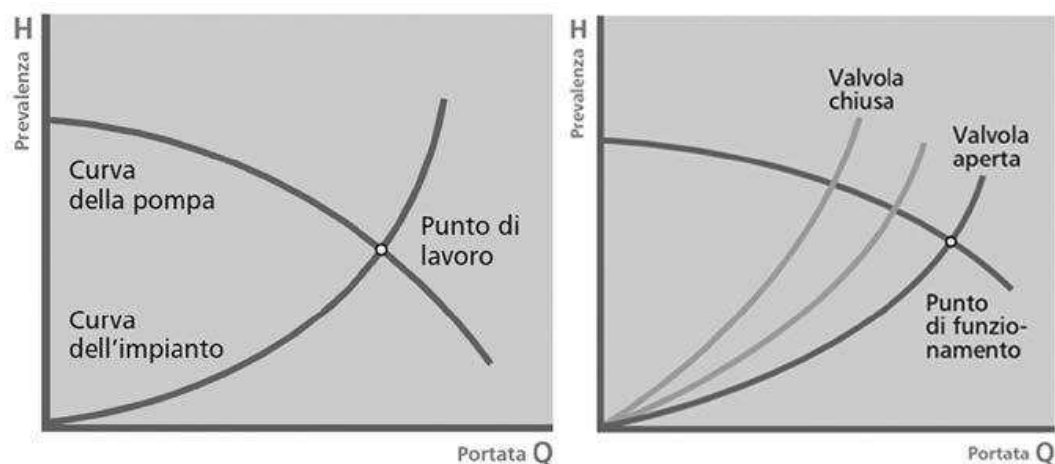


Figura 105. Individuazione del punto di lavoro come intersezione delle curve caratteristiche di pompa ed impianto (sinistra) e variazione della sua posizione in funzione della resistenza offerta dal circuito (destra).

Per limitare questi e altri inconvenienti, è prassi, negli impianti termotecnici, impiegare pompe con curve caratteristiche abbastanza ripide. In questo modo:

- le variazioni di portata cui è soggetto l'impianto quando gli organi di regolazione vanno in chiusura o in modulazione non comportano una variazione troppo accentuata della prevalenza sviluppata dalla pompa;
- eventuali errori di calcolo delle resistenze del circuito non comportano la circolazione di una portata molto diversa da quella prevista dal calcolo di progetto.

Le pompe a velocità fissa, perciò, trovano impiego negli impianti caratterizzati da un carico perlopiù costante: in questo caso, anche le portate si muoveranno entro un limitato *range*, assicurando che il punto di lavoro non differisca per $\pm 10\%$ rispetto a quello di massimo rendimento. Qualora il carico termico presenti maggior variabilità, è opportuno orientarsi verso soluzioni a geometria variabile (diametro della girante) o a velocità di rotazione variabile.

3.5.3. Circolatori a velocità variabile²⁷

a. Con velocità regolabile manualmente

La pompa è dotata di variatore del numero di giri del motore con comando manuale: la commutazione avviene agendo sull'interruttore graduato a scatti, selezionando tra un numero finito di velocità disponibili (nella quasi totalità dei casi, esse sono due o tre). Il selettore di velocità non è altro che un potenziometro inserito nella morsettiera

²⁷ Anche noti come circolatori a giri variabili, a portata variabile, a prevalenza variabile.

assiale sul lato frontale della pompa.

La selezione della curva massima è raccomandata nei periodi in cui la richiesta di portata è più consistente (ad esempio, impianti in cui la priorità è data all'acqua calda sanitaria). La regolazione a curva minima può invece essere impiegata in periodi in cui è necessaria una portata minima (ad esempio, funzionamento notturno manuale).



Figura 106. Pompa a velocità regolabile manualmente. Particolare del selettore di velocità.

Il beneficio legato ad una riduzione della velocità di rotazione del gruppo di pompaggio risulta evidente richiamando le leggi di affinità (o "leggi di similitudine"), le quali correlano le tre grandezze caratteristiche della pompa centrifuga (portata volumetrica, prevalenza, potenza idraulica) al numero di giri dell'albero motore.

Dette n_1 e n_2 due tra le possibili velocità di rotazione della pompa, valgono le seguenti relazioni:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^1$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3$$

$$\eta_1 \cong \eta_2$$

In altri termini, dimezzando la velocità della pompa:

- la portata volumetrica si riduce del 50%;
- la prevalenza si riduce del 75%;
- la potenza idraulica, ma anche quella meccanica e quindi quella elettrica assorbita, si riducono dell'87.5%;
- il rendimento, con buona approssimazione, resta costante (Figura 107).

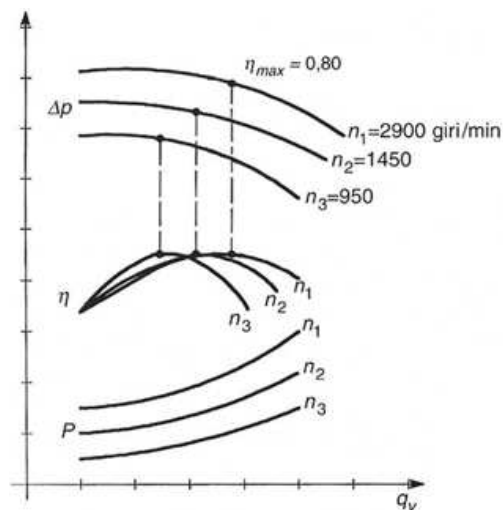


Figura 107. Famiglie di curve di prevalenza, rendimento e potenza assorbita dalla pompa, in funzione della portata volumetrica e parametrizzate secondo la velocità di rotazione.

Si intuisce, perciò, l'entità dei margini di risparmio energetico e monetario correlata ad un adattamento della velocità della pompa alle condizioni dell'impianto. Tuttavia,

poiché il selettore viene regolato con azione manuale ed il numero delle velocità selezionabili è limitato, risulta impossibile adeguare con costanza e precisione le prestazioni della pompa alla mutevolezza del fabbisogno energetico di cui l'impianto deve farsi carico.

b. Elettroniche²⁸

Nelle pompe con controllo elettronico, la velocità di rotazione viene regolata automaticamente per ottenere la portata richiesta in funzione della richiesta termica istantanea. In questo caso, l'inseguimento del fabbisogno non necessita di continui aggiustamenti manuali sulla pompa, bensì è essa stessa ad adattare autonomamente le proprie prestazioni, selezionando la velocità relativa alla curva caratteristica che soddisfi la domanda con la minima prevalenza: in tal modo, si garantisce il comfort ottimale con un consumo energetico minimo. Quando aumenta il fabbisogno, la pressione tenderebbe a diminuire e la pompa aumenta la velocità per compensarla. Quando diminuisce il fabbisogno, la pressione aumenta e la pompa riduce la velocità per mantenere la pressione al livello corretto.

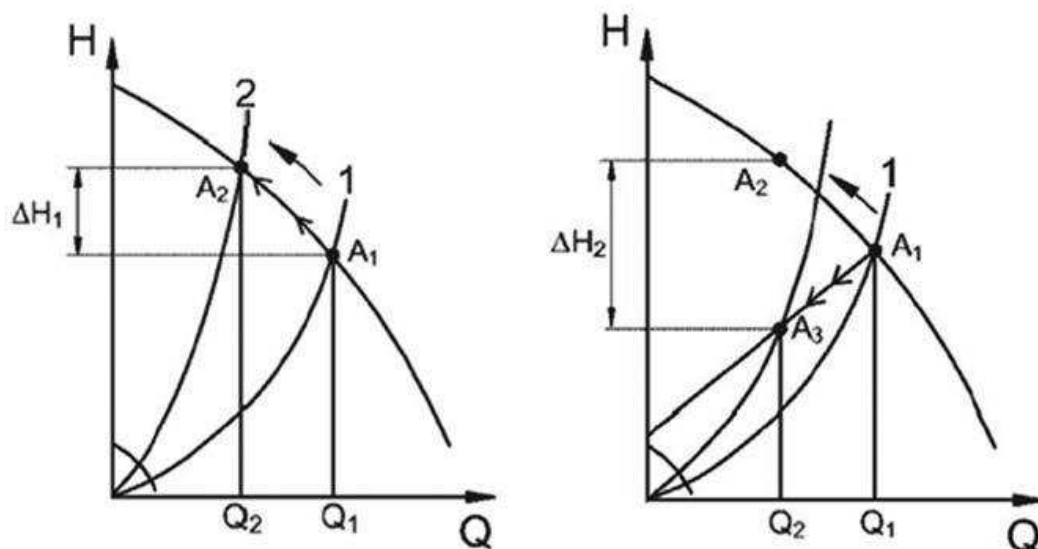


Figura 108. Confronto tra una pompa non regolata (a velocità fissa) ed una pompa regolata (a velocità variabile). Nel caso in cui il fabbisogno termico diminuisca, le valvole dell'impianto vanno in chiusura riducendo la portata da Q_1 a Q_2 . Se la pompa è a velocità fissa (Figura di sinistra), il punto di lavoro si muove lungo la curva caratteristica (da A_1 ad A_2), subendo inevitabilmente un aumento di prevalenza pari a ΔH_1 . Se la pompa è a velocità variabile (Figura di destra), il punto di lavoro segue una legge prefissata (in questo caso lineare) tale da ridurre la prevalenza contestualmente alla portata (da A_1 ad A_3). Rispetto al caso della pompa non regolata, la pressione differenziale si riduce di ΔH_2 , segmento proporzionale al risparmio energetico realizzato.

²⁸ Anche noti come circolatori a portata e prevalenza controllate elettronicamente, o a controllo elettronico della velocità.

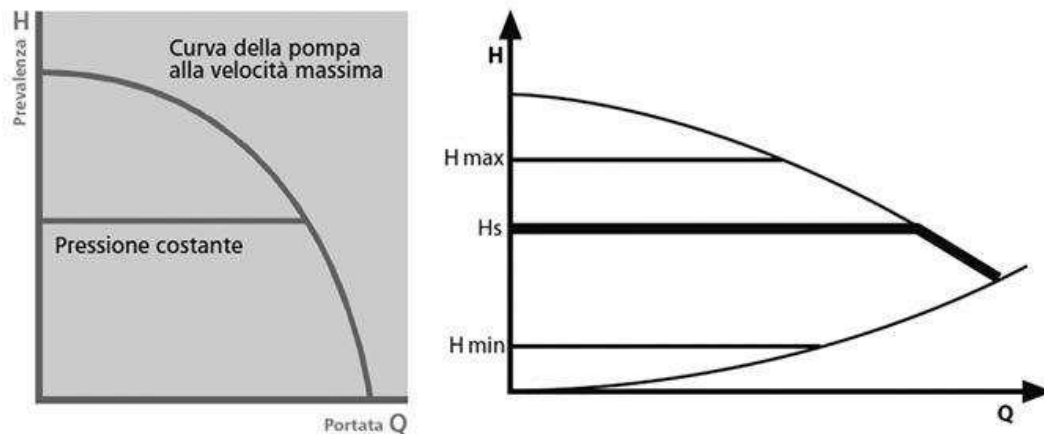
Esistono diverse logiche secondo cui l'elettronica può regolare la velocità della pompa:

i. Modalità a pressione costante (Δp -c)

La prevalenza fornita dalla pompa rimane ad un livello costante all'aumentare della portata richiesta e quindi della velocità di rotazione. Il mantenimento del valore fissato viene garantito da un pressostato differenziale, il quale con un segnale di *feedback* comanda le variazioni di velocità in base alle letture effettuate. Al raggiungimento del valore massimo della velocità, la regolazione riprende a seguire una curva caratteristica a velocità fissa, riducendo la prevalenza ad eventuali ulteriori aumenti della portata richiesta.

Questa modalità di regolazione è particolarmente indicata per:

- impianti radianti, dove tutti i circuiti devono essere bilanciati per la stessa caduta di prevalenza;
- impianti multi-zona;
- impianti di piccole-medie dimensioni;
- impianti con carico variabile e perdite di carico relativamente ridotte.



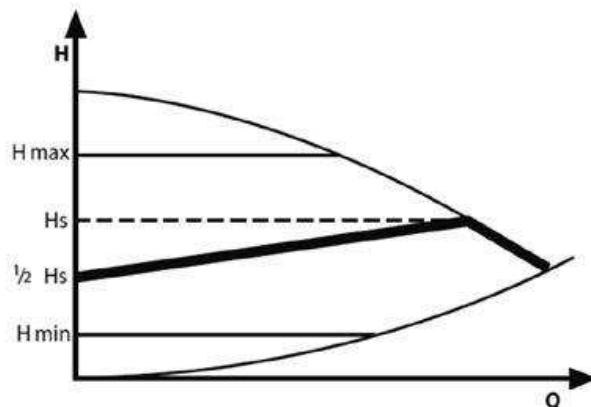
ii. Modalità a pressione variabile lineare (Δp -v) o a pressione proporzionale

In questo caso, il valore massimo di prevalenza viene assunto in corrispondenza alla curva relativa alla velocità massima di rotazione. Al calare della portata richiesta, la logica di controllo riduce la velocità di rotazione e, contestualmente, anche la prevalenza sviluppata, realizzando importanti risultati di risparmio energetico. Poiché la riduzione avviene in maniera lineare in rapporto alla portata, la curva di regolazione assume il nome di "retta di lavoro"; la pratica tecnica vuole che la sua intercetta sull'asse delle ordinate (prevalenza a portata nulla) non difetti al di sotto del 50% del valore di prevalenza massima, pena forti rischi di sbilanciamento della rete idronica. Questa modalità di regolazione è particolarmente indicata per:

- impianti a radiatori;

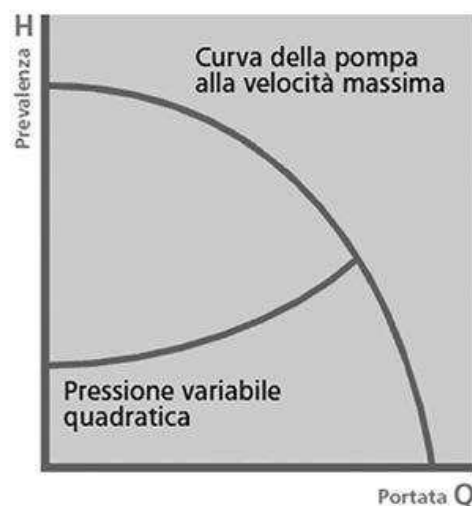
3. La regolazione degli impianti radianti

- impianti dotati di valvole termostatiche;
- impianti con carico variabile e perdite di carico relativamente elevate;
- impianti monotubo e a due tubi.



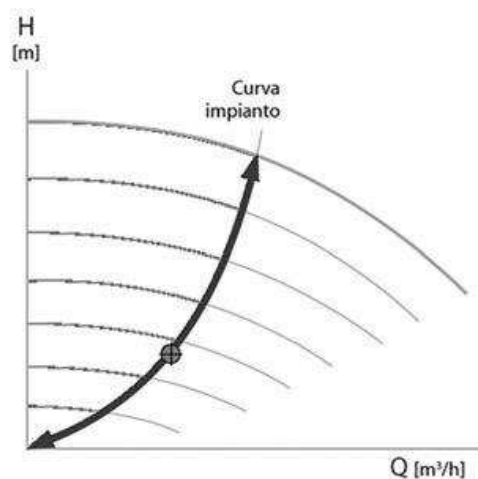
iii. Modalità a pressione variabile quadratica ($\Delta p-v$)

Anche questa logica di regolazione prevede la progressiva riduzione della pressione differenziale erogata dalla pompa, di pari passo con la diminuzione della portata richiesta, tuttavia questa volta la legge impostata è di tipo parabolico. In questo modo, la modulazione dell'attività della pompa è in grado di seguire più fedelmente il profilo del fabbisogno termico.



iv. Modalità a temperatura costante

La pompa viene regolata in modo che sia costante la temperatura in un certo punto dell'impianto. In questo caso, il segnale di comando per variare la velocità di rotazione del circolatore viene prodotto dalle sonde di temperatura inserita localmente nella posizione di interesse. La pompa fungerà quindi da organo di regolazione della portata (in luogo delle valvole) allo scopo di ottenere un controllo a punto fisso del livello termico.



Quando si tratta di pompe a portata variabile controllate elettronicamente, il motore cui sono accoppiate è a quattro poli, sincro a magneti permanenti²⁹, a frequenza e tensione variabili, e comandato da convertitore statico di frequenza (*inverter*). In questo caso, la Direttiva ErP accetta che il motore, a velocità variabile, possa appartenere indifferentemente al livello di efficienza IE3 o IE2, quando invece ai motori a velocità fissa è fatto obbligo di rientrare nella sola categoria IE3.

La tendenza delle aziende produttrici è quella di immettere sul mercato circolatori a basso consumo energetico, coerenti con i livelli di efficienza richiesti dalla Direttiva per il 2015 (*ErP Ready 2015*). I modelli più evoluti sono dotati di selettore della modalità di funzionamento:

- a velocità fissa (a tre valori differenti);
- a velocità variabile con prevalenza proporzionale;
- a velocità variabile con prevalenza costante;
- modalità auto-adattiva.

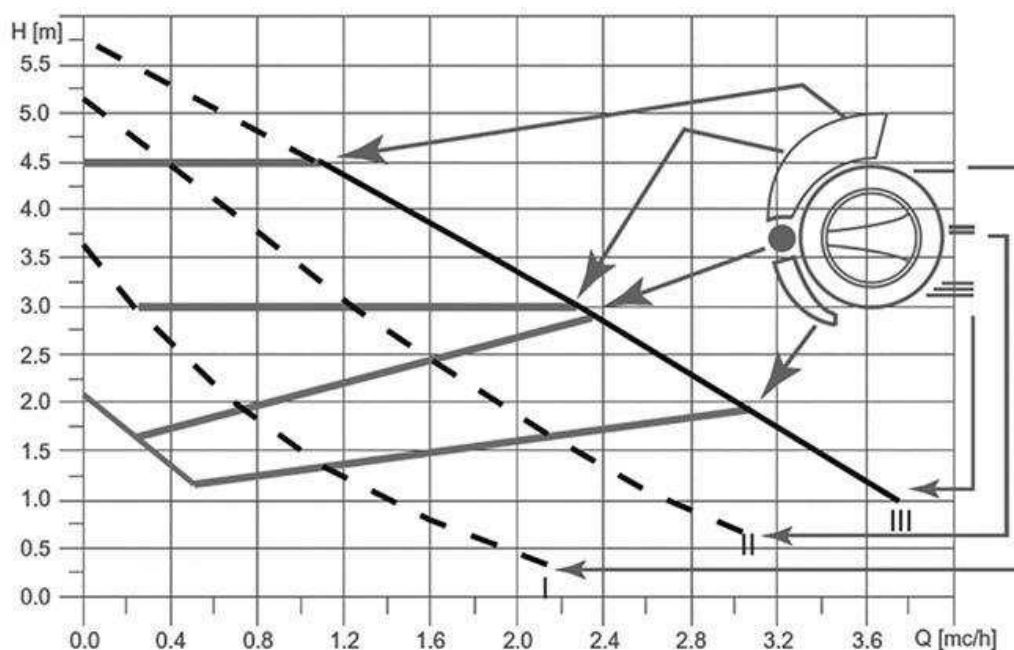


Figura 109. Curve caratteristiche di una pompa a controllo elettronico, a seconda della posizione assunta dal selettore della modalità di funzionamento.

La tipologia auto-adattiva consiste in una regolazione intelligente capace di correggere continuamente la curva a pressione proporzionale, impostando automaticamente

²⁹ Il motore a magneti permanenti permette di risparmiare il 25% di elettricità rispetto ad un motore asincrono classico della stessa potenza. I magneti si sostituiscono all'energia elettrica della rete per magnetizzare il motore permanente. Il rendimento di quest'ultimo risulta quindi più elevato.

quella più efficiente in base alle dimensioni dell'impianto e alle variazioni di carico nel tempo. La curva più efficiente è quella che realizza la prevalenza minima per soddisfare i requisiti del sistema termico, garantendo un consumo energetico minimo senza compromettere le esigenze di comfort. Adottando questa modalità di controllo delle prestazioni, nella quasi totalità degli impianti non sono necessarie ulteriori aggiustamenti.

La pompa comincia a funzionare su un punto di lavoro preimpostato in fabbrica, su una curva a pressione proporzionale al centro dell'area di regolazione.

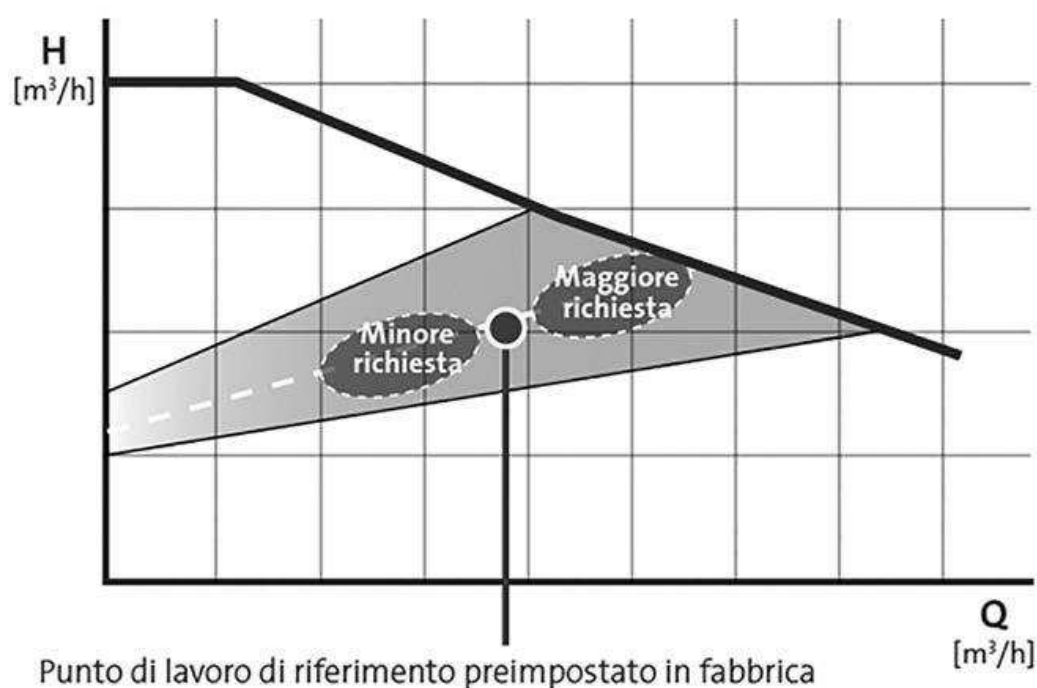


Figura 110. Modalità auto-adattiva: punto di lavoro pre-impostato in fabbrica.

Da quel momento, la pompa inizia ad analizzare le caratteristiche dell'impianto. Se il punto di lavoro del sistema, nel tempo, si scosta dal punto di lavoro preimpostato in fabbrica, il circolatore regola automaticamente le proprie prestazioni, selezionando una curva di pressione proporzionale più alta se la domanda del sistema supera il punto di lavoro di riferimento ed una curva più bassa se il punto di lavoro di riferimento supera la domanda del sistema (Figura 111).

Avendo selezionato la curva a pressione proporzionale che meglio si adatta alla domanda del sistema, la pompa imposta automaticamente anche un nuovo punto di lavoro di riferimento. Da questo momento in avanti, il processo descritto ricomincia nuovamente, per garantire che la pompa si adatti sempre alle variazioni del sistema.

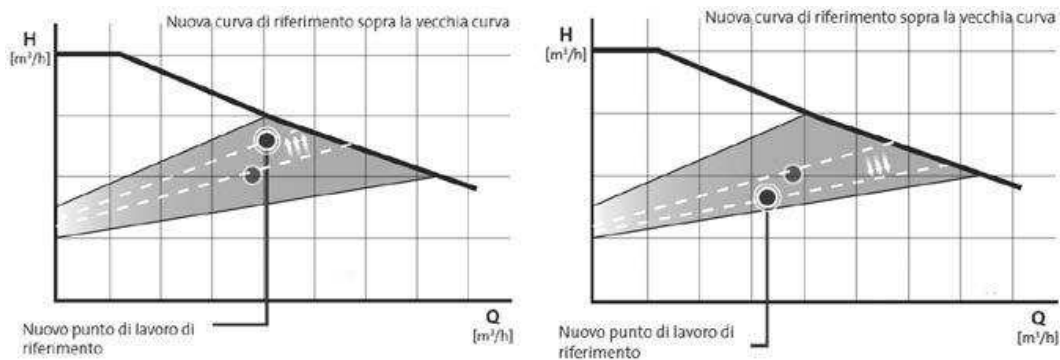


Figura 111. Modalità auto-adattiva: modifica della posizione del nuovo punto di lavoro di riferimento.

Le variazioni al punto di lavoro di riferimento e alla curva della pressione proporzionale si basano su un'analisi dell'impianto di riscaldamento nel corso di un paio di giorni. Fluttuazioni immediate nella domanda sono invece coperte dalla regolazione proporzionale della prevalenza in funzione della portata.

Altre funzionalità comunemente implementate nei circolatori più moderni sono:

- Riduzione di potenza notturna: la pompa lavora al minimo assoluto delle prestazioni e del consumo energetico, riducendo la velocità di rotazione quando la temperatura del liquido pompato cala bruscamente. Ciò avviene a patto che la pompa non stia lavorando in modalità velocità fissa e che sia stata installata sulla tubazione di mandata. Il circolatore passa automaticamente al funzionamento notturno quando viene registrato un calo della temperatura di mandata dell'ordine di $10 \div 15$ °C in un paio d'ore. L'abbassamento della temperatura deve essere di almeno $0,1$ °C/min. Il ritorno al funzionamento normale avviene immediatamente a seguito di un aumento della temperatura di mandata di circa 10 °C;
- Visualizzazione in tempo reale della potenza elettrica assorbita istantaneamente [W] oppure della portata di fluido termovettore elaborata [m^3/h];
- Limitazione della portata: garantendo che non venga superato il valore massimo di portata, si elimina la necessità di una valvola di regolazione separata.

4. La classificazione energetica dei sistemi radianti

4.1. Introduzione

La **classificazione energetica** dei sistemi radianti è un progetto realizzato dal Consorzio Q-RAD e dal Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Padova che ha avuto inizio nel 2013.

La classificazione definisce i riferimenti normativi e la metodologia di calcolo per la determinazione dell'indice di efficienza energetica dei sistemi radianti a bassa differenza di temperatura (sistemi a pavimento, parete e soffitto) abbinati a strategie di regolazione, bilanciamento e pompe di circolazione in fase di riscaldamento.

4.2. Obiettivi

Diversi sono gli obiettivi della classificazione. Tra questi **fornire un indice complessivo** che aiuti il progettista nella scelta di sistemi efficienti di regolazione. Aspetto fondamentale risulta inoltre il **bilanciamento** del sistema, che viene coinvolto nel calcolo dell'indice. L'aggiunta del coefficiente che diversifica le tipologie di **circolatore** (quali pompe a portata costante oppure variabile) è stata suggerita **dall'Agenzia CasaClima**, che ritiene di grande importanza il consumo elettrico degli ausiliari.

Un altro importante obiettivo è far comprendere ai progettisti, agli installatori e agli utenti finali che un sistema radiante è composto da una molteplicità di componenti e che si può ottenere un **risparmio energetico e un elevato comfort** solo se questi sono accuratamente scelti, progettati e installati.

La classificazione inoltre punta alla **valorizzazione di tutti i componenti** come la regolazione i circuiti e le pompe di circolazione che vanno ad integrare un sistema radiante che necessariamente deve rispettare le normative del settore quali UNI EN 1264, UNI EN 15377 e altre.

4.3. L'indice RS_{EE}

L'indice RS_{EE} è definito come 'Radiant System Energy Efficiency' e rappresenta l'efficienza complessiva di un sistema radiante composto da tubazioni a parete, soffitto o

pavimento, collegamenti, collettore, sistema di regolazione. Viene inoltre considerato il bilanciamento complessivo del sistema, definito di seguito.

La determinazione dell'indice globale RS_{EE} prevede il seguente iter:

- 1) Valutazione dell'efficienza di emissione
- 2) Valutazione dell'efficienza di regolazione
- 3) Valutazione del bilanciamento e dell'efficienza dei circolatori
- 4) Calcolo dell'indice di efficienza globale del sistema RS_{EE} .

$$RS_{EE} = \eta_e \cdot \eta_{rg} \cdot \eta_{bal} \cdot \eta_{circ}$$

(η_e)		(η_{rg})										(η_{bal})		(η_{circ})											
Sistema	Regolazione										Bilanciamento	Efficienza circolatore													
	Solo di zona					Solo per singolo ambiente							Zona + climatica					Per sing. ambiente + climatica							
Tipologie	On off	P banda prop. 2°C	P banda prop. 1°C	P banda prop. 0.5°C	Pi e PID	On off	P banda prop. 2°C	P banda prop. 1°C	P banda prop. 0.5°C	Pi e PID*	On off	P banda prop. 2°C	P banda prop. 1°C	P banda prop. 0.5°C	Pi e PID	On off	P banda prop. 2°C	P banda prop. 1°C	P banda prop. 0.5°C	Pi e PID	Sistema non bilanciato	Sistema bilanciato	EEI > 0.23	EEI ≤ 0.23	
Pannelli annegati a pavimento	0.99	0.91	0.92	0.95	0.96	0.97	0.92	0.93	0.96	0.97	0.98	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99	0.97	1.00	0.98	1.00
Pannelli annegati a soffitto	0.97	0.91	0.92	0.95	0.96	0.97	0.92	0.93	0.96	0.97	0.98	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99	0.97	1.00	0.98	1.00
Pannelli a parete	0.97	0.91	0.92	0.95	0.96	0.97	0.92	0.93	0.96	0.97	0.98	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99	0.97	1.00	0.98	1.00

Figura I 12. Calcolo dell'indice RS_{EE} .

Attraverso il prodotto dei quattro rendimenti è possibile determinare l'indice RS_{EE} che corrisponde alla classi sotto riportate:

			Riduzione di energia termica utile*
CLASSIFICAZIONE AAA	> 0.98	AAA	- 2.172 kWh/anno
CLASSIFICAZIONE AA	0.94 - 0.98	AA	- 2.064 kWh/anno
CLASSIFICAZIONE A	0.92 - 0.94	A	- 1.893 kWh/anno
CLASSIFICAZIONE B	0.90 - 0.92	B	- 1.774 kWh/anno
CLASSIFICAZIONE C	0.88 - 0.90	C	- 1.648 kWh/anno
CLASSIFICAZIONE D	< 0.88	D	- 1.517 kWh/anno

Figura I 13. Classi dell'indice RS_{EE} .

La riduzione di energia termica utile (*) si riferisce ad un edificio residenziale con superficie calpestabile 100 m² con consumo annuo di 50 kWh/(m² anno). Il confronto

4. La classificazione energetica dei sistemi radianti

è fatto rispetto ad un edificio con rendimento del sistema di regolazione pari a 0.75 secondo UNI EN 15251-2-1.

4.4. Riferimenti normativi

I riferimenti normativi contenuti nella classificazione sono riportati di seguito:

UNI TS 11300-2 (aggiornamento 2014)

Calcolo secondo regolamento CE 641

(η_r)		(η_{reg})												(η_{bal})		(η_{circ})										
Sistema		Regolazione												Bilanciamento		Efficienza del circolatore										
Tipologie		Solo di zona				Solo per singolo ambiente				Zona + climatica				Per sing. ambiente + climatica				Sistema non bilanciato	Sistema bilanciato	E.E.I. > 0.23	E.E.I. < 0.23					
		On off	P banda prop. 2°C	P banda prop. 1°C	P banda prop. 0.5°C	Pi o PID	On off	P banda prop. 2°C	P banda prop. 1°C	P banda prop. 0.5°C	Pi o PID	On off	P banda prop. 2°C	P banda prop. 1°C	P banda prop. 0.5°C	Pi o PID										
Pannelli annegati a pavimento		0.99	0.91	0.92	0.95	0.96	0.97	0.92	0.93	0.96	0.97	0.98	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99	0.97	1.00	0.98	1.00
Pannelli annegati a soffitto		0.97	0.91	0.92	0.95	0.96	0.97	0.92	0.93	0.96	0.97	0.98	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99	0.97	1.00	0.98	1.00
Pannelli a parete		0.97	0.91	0.92	0.95	0.96	0.97	0.92	0.93	0.96	0.97	0.98	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99	0.97	1.00	0.98	1.00

Valori aggiornati secondo l'esperienza delle aziende del Consorzio Q-RAD

UNI EN 15316-2-1

Valori aggiornati secondo l'esperienza delle aziende del Consorzio Q-RAD

UNI EN 15316-2-1

Figura I 14. Riferimenti normativi.

Il principale riferimento della classificazione è la norma UNI TS 11300-2, aggiornata ad ottobre 2014. Come si evince dalla tabella non vengono differenziati sistemi ad alta oppure bassa inerzia; l'unica differenza tra i sistemi di **emissione** è la collocazione, che può essere a pavimento, a parete oppure a soffitto.

Alcuni valori dei rendimenti di **regolazione** sono stati aggiornati secondo l'esperienza delle aziende fondatrici del Consorzio Q-RAD.

I rendimenti di **bilanciamento** (η_{bal}) sono riportati nella normativa UNI EN 15316-2-1 (2007).

Il collettore di distribuzione deve essere dotato di valvole micrometriche di regolazione delle portate nel singolo circuito. Nel caso di impianto con più di un collettore devono inoltre essere presenti valvole di regolazione nella linea di alimentazione.

L'efficienza dei **circolatori** (η_{circ}) si riferisce all'indice di efficienza energetica del circolatore IEE riportato nel Regolamento CE 641 del 2009. Tale indice è stato ricavato attraverso un'analisi condotta dal Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Univer-

sità degli Studi di Padova, confrontando un vecchio circolatore a portata fissa con un novo circolatore ad alta efficienza a portata variabile.

4.5. La classificazione come norma UNI/TR

Le norme UNI sono di carattere volontario ma rappresentano lo standard di riferimento per il contesto nazionale. Nello specifico la **norma UNI/TR (Rapporto tecnico nazionale)** è un documento tecnico, a carattere informativo e di applicazione volontaria che:

- Viene elaborato e pubblicato sulla base di una procedura UNI ben definita;
- È messo a punto da parti interessate che svolgono attività a livello nazionale;
- Descrive prodotti, processi e servizi.

La classificazione mira a diventare norma con la prospettiva di essere un **riferimento nazionale** per differenziare sistemi radianti in riscaldamento e raffrescamento, fornendo un **indice di valutazione globale** che potrà **orientare le scelte** dei progettisti e degli utenti finali.

Per la fase di studio della normativa il Consorzio si è avvalso delle competenze del TIS (Centro di Innovazione di Bolzano), del CTI e dell'UNI. Nella prima fase è stato scelto di proporre una Prassi di Riferimento; questa tipologia è stata poi scartata su suggerimento dell'UNI che ha ritenuto ci fossero gli estremi per produrre una UNI/TR, standard di più elevato livello, le cui caratteristiche sono di seguito riportate.

Attualmente la norma è in inchiesta pubblica e a breve verrà pubblicata.

La classificazione come ausilio per la progettazione e per l'utente finale

Vengono di seguito riportati alcuni esempi pratici per meglio comprendere come la classificazione possa essere utilizzata come strumento per orientare le scelte progettuali.

Esempio 1

Appartamento di 70 m², con sistema radiante a pavimento, un unico termostato nel soggiorno (regolazione solo di zona), ON/OFF, sistema bilanciato e con un vecchio circolatore poco efficiente (Figura 115).

Per calcolare l'indice RS_{EE} si utilizza la formula $RS_{EE} = \eta_e \cdot \eta_{rg} \cdot \eta_{bal} \cdot \eta_{circ}$

Nell'esempio 1 risulta: $RS_{EE} = 0.99 \cdot 0.91 \cdot 1.00 \cdot 0.98 = 0.882$

Nell'esempio 1 il sistema rientra nella Classe C ovvero la classe con RS_{EE} tra 0.88 e 0.90.



Figura 115. Esempio 1.

Esempio 2

Appartamento di 70 m², con sistema radiante a pavimento, un unico termostato nel soggiorno con una sonda climatica esterna (regolazione zona + climatica), Regolatore P con banda proporzionale 1 °C, sistema bilanciato e con un vecchio circolatore poco efficiente (Figura 116).

Per calcolare l'indice RS_{EE} si utilizza la formula $RS_{EE} = \eta_e \cdot \eta_{rg} \cdot \eta_{bal} \cdot \eta_{circ}$

Nell'esempio 2 risulta: $RS_{EE} = 0.99 \cdot 0.96 \cdot 1.00 \cdot 0.98 = 0.931$

Nell'esempio 2 il sistema rientra nella Classe A ovvero la classe con RS_{EE} tra 0.92 e 0.94.

Esempio 3

Appartamento di 70 m², con sistema radiante a pavimento, un sensore in ogni zona con una sonda climatica esterna (regolazione per singolo ambiente + climatica), Regolazione PID, sistema bilanciato e con un circolatore efficiente (Figura 117).

Per calcolare l'indice RS_{EE} si utilizza la formula $RS_{EE} = \eta_e \cdot \eta_{rg} \cdot \eta_{bal} \cdot \eta_{circ}$

Nell'esempio 3 risulta: $RS_{EE} = 0.99 \cdot 0.99 \cdot 1.00 \cdot 1.00 = 0.980$

Nell'esempio 3 il sistema rientra nella Classe AAA ovvero la classe con RS_{EE} maggiore di 0.98.

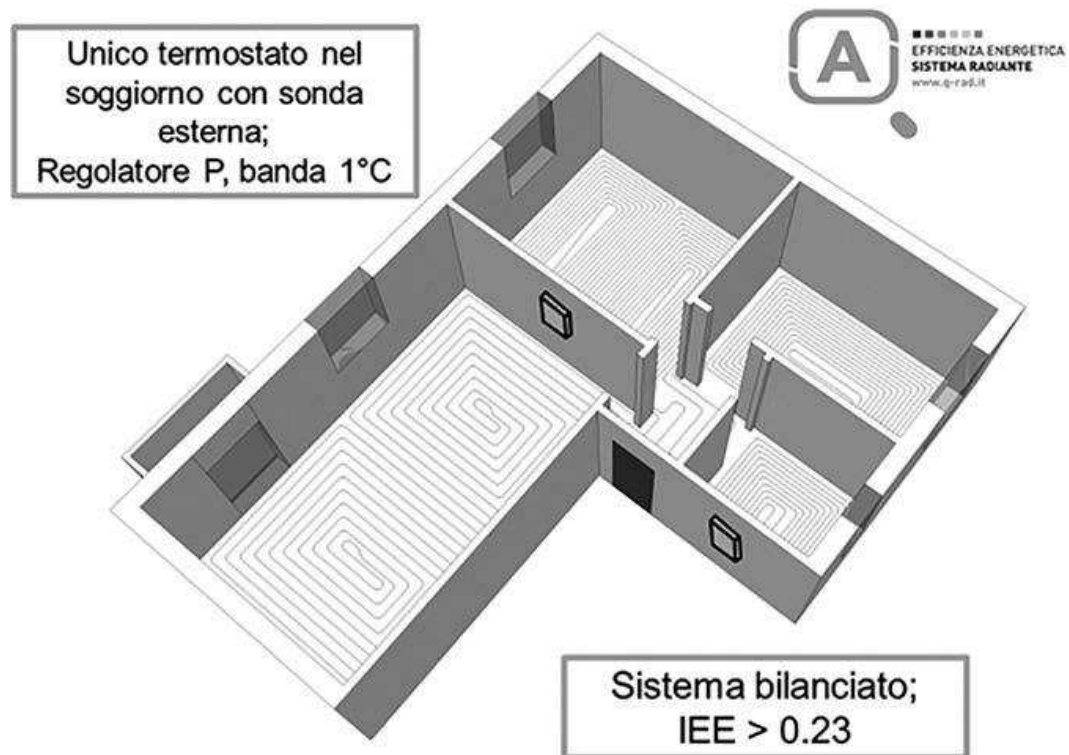


Figura I 16. Esempio 2.

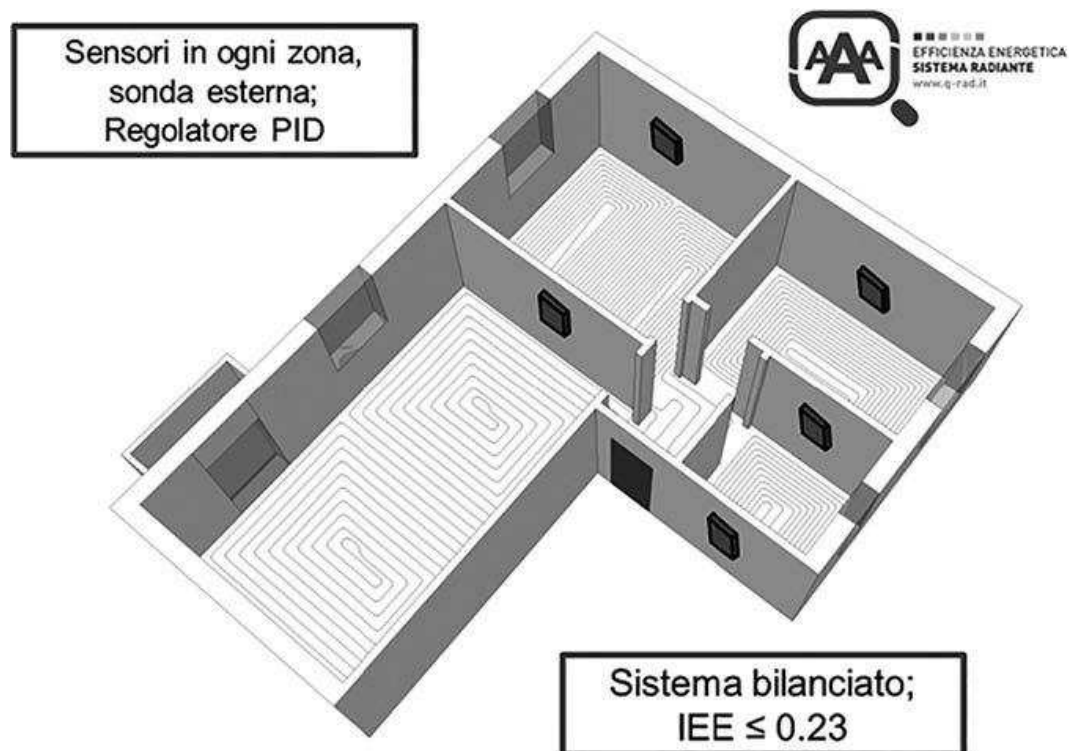


Figura I 17. Esempio 3.

Bibliografia

AA. VV. – Manuale degli impianti di climatizzazione, volume 2 – Tecniche Nuove, 2008.

AA. VV. – Manuale d'ausilio alla progettazione termotecnica. Miniguide AICARR – AICARR Editore, 2008.

Rossi N. – Manuale del termotecnico – Hoepli Editore, 2009.

Bonacina C., Cavallini A., Mattarolo L. – Trasmissione del calore – Cleup Editore, 1994.

Watson R. D., Chapman K. S. – Radiant Heating and Cooling Handbook – McGraw-Hill, 2004.

Piperno N. – Regolazione Automatica – Hoepli Editore, 1989.

Olesen B. W. (2001) – Control of floor heating and cooling systems– Clima 2000/ Napoli 2001 World Congress.

Zaheer-uddin M., Zhang Z. L., Cho S. H. (2002) – Augmented control strategies for radiant floor heating systems – International Journal of Energy Research 2002; 26; 79-92.

Simmonds P. (1994) – Control Strategies for combined heating and cooling radiant systems – Ashrae Transactions v. 100, Part 1.

Ahn B.-C., Song J.-Y. (2010) – Control characteristics and heating performance analysis of automatic thermostatic valves for radiant slab heating system in residential apartments – Elsevier, Energy 35 (2010), 1615-1624.

Lim J.-H., Jo J.-H., Kim Y.-Y., Yeo M.-S., Kim K.-W. (2006). Application of the control methods for radiant floor cooling systems in residential buildings – Elsevier, Building and Environment 41 (2006), 60-73.

Beghi A., Cecchinato L., Rampazzo M. (2011) – Thermal and Comfort Control for Radiant Heating/Cooling Systems – IEEE International Conference on Control Applications (CCA), Denver (CO, USA), 2011.

McDonell G. (2004) – Radiant Slab Heating and Cooling Control – PM Engineering, October 7, 2004.

Zilio C. (2012) – Tendenze attuali di controllo degli impianti di climatizzazione – Atti del convegno AICARR “Le strategie per il controllo ed il monitoraggio di macchine e impianti per la climatizzazione ai fini del risparmio energetico”, Padova, giugno 2012, pag. 73-86.

AA. VV. – Atti del convegno “Termoregolazione e contabilizzazione” – Comitato Tecnico Proenergy+, Padova, aprile 2013.

Assotermica – Impianti termici. Concetti innovativi dalla normativa vigente – Edizioni Assotermica-Anima.

Soma F., Soma D., Chierotti A. – La regolazione della temperatura ambiente – Progetto 2000, n. 43, dicembre 2012.

UNI EN 1264:2009. Sistemi radianti alimentati ad acqua per il riscaldamento e il raffrescamento integrati nelle strutture.

UNI EN 15316-2-1:2008. Impianti di riscaldamento degli edifici – Metodo per il calcolo dei requisiti energetici e dei rendimenti dell'impianto – Parte 2-1: Sistemi di emissione del calore negli ambienti.

UNI/TS 11300-2:2014. Prestazioni energetiche degli edifici – Parte 2: Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria.

Regolamento (CE) N. 641/2009 della commissione del 22 luglio 2009 recante modalità di applicazione della direttiva 2005/32/CE del Parlamento europeo e del Consiglio in merito alle specifiche per la progettazione ecocompatibile dei circolatori senza premistoppa indipendenti e dei circolatori senza premistoppa integrati in prodotti.

Indice

Presentazione	4
Approfondimenti per la progettazione di impianti radianti a bassa differenza di temperatura	
Prefazione	9
1. Introduzione	11
2. Fenomeni di scambio termico e aspetti energetici	13
2.1. Scambi termici per conduzione	13
2.1.1. Conduzione in regime monodimensionale	13
2.1.2. Conduzione in regime bidimensionale	15
2.1.3. Scambi termici per convezione	17
2.1.4. Scambi termici per radiazione	17
2.1.5. Scambio termico totale per una superficie attiva	19
2.2. Bilancio termico globale di un ambiente	22
2.2.1. Bilancio invernale	23
2.2.2. Bilancio estivo	25
2.3. Le perdite di un impianto	26
2.3.1. Perdite legate alla cessione del calore in ambiente	28
2.3.2. Perdite di distribuzione	31
2.3.3. Perdite di generazione	33
2.3.4. UNI TS 11300-2	34
2.4. Energia primaria	34
Esempio di calcolo	36
2.5. Potenzialità di risparmio energetico di un impianto radiante	37
3. Il benessere termoigrometrico negli impianti di riscaldamento e raffrescamento per radiazione	45
3.1. Scambi termici del corpo umano con l'ambiente	45

3.2. Sensazioni provate negli ambienti e loro valutazione	47
3.2.1. Comfort termico globale	47
3.2.2. Comfort termico locale	55
4. I sistemi radianti	59
4.1. Tipologie di sistemi	59
4.1.1. I sistemi radianti a soffitto	63
4.1.2. I sistemi radianti a parete	63
4.2. Componenti	65
4.2.1. Tubazioni	65
4.2.2. Materiali isolanti	66
4.2.3. Giunti di dilatazione perimetrale	68
4.2.4. Massetto	69
4.2.5. Rivestimenti	69
4.2.6. Giunti	75
4.3. Prestazione acustiche di sistemi radianti a pavimento e a soffitto	76
4.4. Condizionamento chimico per impianti termici a circuito chiuso	80
5. Calcolo della potenza in riscaldamento e in raffrescamento	81
5.1. Potenza termica in regime invernale	81
5.1.1. Dati richiesti	82
5.1.2. Dispersione termica totale di progetto	83
5.1.3. Casi particolari	86
Esempio di calcolo	89
5.2. Potenza frigorifera in regime estivo	90
5.2.1. Calcolo del carico sensibile	91
5.2.2. Calcolo del carico latente	98
Esempio di calcolo	101
6. Dimensionamento dei sistemi radianti	109
6.1. Normativa	109
6.1.1. Norma UNI EN 14240	110
6.1.2. UNI EN 1264	110
6.1.3. UNI EN 15377	110
6.2. Resa termica di un impianto radiante	111
6.2.1. Scambio termico tra acqua e ambiente	111
6.2.2. Scambio termico tra superficie e ambiente	118
Esempio di calcolo	123
Esempio di calcolo	124

Esempio di calcolo	127
Esempio di calcolo	128
Esempio di calcolo	129
Esempio di calcolo	130
6.3. Scelta e dimensionamento di un sistema radiante	133
 Impianti radianti a bassa differenza di temperatura	
Approfondimenti per l'installazione	
 1. Introduzione	 145
2. Elementi che compongono i sistemi radianti	147
2.1. Tubazioni	147
2.1.1. Il polietilene reticolato	150
2.1.2. Tubazioni multistrato	151
2.1.3. PE-RT	152
2.1.4. PB e PP-R	152
2.1.5. Tubi in metallo	152
2.1.6. Tubi capillari	152
2.2. Valvole di arresto e dispositivi di bilanciamento	154
2.3. Sistemi di ancoraggio dei tubi allo strato di isolante o di posa	154
2.3.1. Le clips	154
2.3.2. Profili fermatubo	155
2.4. Curve di sostegno per le tubazioni	155
2.5. Striscia perimetrale (giunto di dilatazione perimetrale)	156
2.6. Strati di isolamento termico che possono avere anche funzione di isolamento acustico	157
2.6.1. Isolamento da rumori di calpestio	160
2.7. Strato di protezione dello strato di isolamento	161
2.8. I giunti	161
2.8.1. Giunti di dilatazione	162
2.8.2. Giunti di frazionamento	163
2.9. I collettori	163
2.9.1. Il bilanciamento idraulico	165
Tubazioni: indicazioni pratiche	166
Lo strato di protezione: indicazioni pratiche (UNI EN 1264-4)	166
I giunti: indicazioni pratiche	167
I collettori: indicazioni pratiche	167

3. Tipologie di sistemi radianti a bassa differenza di temperatura	169
3.1. Applicazione a pavimento	169
3.1.1. Tubazione in pannelli prefabbricati sagomati (bugnato)	172
3.1.2. Pannelli preformati con foglio di copertura rigido separato	185
3.1.3. Tubazione in pannelli prefabbricati lisci con rete metallica	185
3.1.4. Tubazione in pannelli prefabbricati lisci senza rete metallica	189
3.1.5. Tubazioni fissate su binario	191
3.1.6. Tubazioni inserite in pannelli prefabbricati sagomati con lamina conduttiva	193
3.2. Applicazione a soffitto	195
3.2.1. Lastra in cartongesso accoppiata a isolante e tubazione preinstallata	196
3.2.2. Lastra metallica preforata	198
3.2.3. Tubi capillari inseriti in pannelli in cartongesso a soffitto	199
3.3. Applicazione a parete	201
3.3.1. Tubazioni inserite in pannelli prefabbricati sagomati	201
3.3.2. Elementi prefabbricati con tubazioni preinserite	202
3.3.3. Applicazioni su guida o a parete	204
3.4. TABS: attivazione termica della massa	205
3.4.1. Sistema con reti di supporto con reti prefissate	206
3.4.2. Sistema con tubazioni inserite nella lastre predalle	207
Posa del massetto: indicazioni pratiche	208
Dimensionamento del controsoffitto	208
3.4.3. Sistema su lamiera grecata	208
4. Massetti, sistemi a secco e rivestimenti per sistemi radianti	209
4.1. I massetti	209
4.1.1. Indicazioni per la corretta realizzazione dei massetti negli impianti radianti a pavimento	211
4.1.2. Normativa di riferimento:	214
4.1.3. Additivi per massetti	214
4.1.4. Additivi	215
4.1.5. I massetti fluidi	219
4.1.6. Possibili difetti dei massetti e modalità di ripristino	220
4.2. Elementi di completamento e applicazioni a secco	223
4.2.1. Massetti a secco per pavimenti radianti	223
4.2.2. Applicazioni a soffitto con elementi in cartongesso	225
4.3. Rivestimenti superficiali	229
4.3.1. Prodotti per la posa dei rivestimenti superficiali	230

5. Parametri caratteristici dell'acqua dei circuiti a pannelli radianti	235
5.1. I problemi comuni ad altre tipologie d'impianto: incrostazioni e corrosioni	235
5.2. Il problema dei microorganismi e le sue conseguenze sugli impianti	237
5.3. La prevenzione dei problemi: trattamento inibitore e biocida	239
5.4. Il monitoraggio dei trattamenti	243
5.5. Il lavaggio degli impianti con presenza di fanghi organici	245

La regolazione dei sistemi radianti a bassa differenza di temperatura

1. Introduzione	253
2. La regolazione degli impianti termotecnici	255
2.1. Introduzione	255
2.2. Il sistema di regolazione	257
2.2.1. Attuatori	260
2.2.2. Sensori	261
2.3. Strategie di regolazione per impianti termici	266
2.3.1. Regolazione manuale centrale	266
2.3.2. Regolazione climatica	267
2.3.3. Regolazione a punto fisso	269
2.3.4. La valvola termostatica	273
2.4. Tipologie di regolatore	278
2.4.1. Livello di campo	280
2.4.2. Regolatore on/off, tutto o niente, a due posizioni	280
2.4.3. Regolatore proporzionale (P) o modulante	283
2.4.4. Regolatore proporzionale integrale (PI)	287
2.4.5. Regolatore proporzionale integrale derivativo (PID)	289
2.4.6. Livello di supervisione	291
2.4.7. Metodi basati su modelli	291
2.4.8. Metodi basati su mappe di prestazione	292
3. La regolazione degli impianti radianti	293
3.1. Introduzione	293
3.2. Regolazione della temperatura di mandata del fluido termovettore	297
3.2.1. Regolazione in centrale termica	297
3.2.2. Regolazione a punto fisso sull'impianto radiante	300
3.2.3. Regolazione climatica sull'impianto radiante	319

3.3. Regolazione della portata di fluido termovettore	341
3.4. Regolazione degli impianti radianti in raffrescamento	362
3.5. Circolatori	369
3.5.1. Direttiva europea Eco-Design	372
3.5.2. Circolatori a velocità costante	374
3.5.3. Circolatori a velocità variabile	375
4. La classificazione energetica dei sistemi radianti	383
4.1. Introduzione	383
4.2. Obiettivi	383
4.3. L'indice RS_{EE}	383
4.4. Riferimenti normativi	385
4.5. La classificazione come norma UNI/TR	386
Indice	391