

2016

**IMPIANTI TERMOTECNICI - VOLUME II
IMPIANTI DI RISCALDAMENTO**



PROF. GIULIANO CAMMARATA

FILE: IMPIANTI TERMOTECNICI - VOLUME 2 - 16.DOCX
AUTORE: GIULIANO;CAMMARATA
DATA: 21 AGOSTO 2016

www.giulianocammarata.it
cammaratagiuliano@gmail.com

La riproduzione a scopi didattici di quest'opera è libera da parte degli utenti purché non siano cancellati i riferimenti all'Autore sopra indicati.
Non sono consentiti usi commerciali di alcun genere senza il consenso dell'Autore

STRUTTURA DEL VOLUME

1.		
1.	INTRODUZIONE	I
2.	GLI IMPIANTI TERMOTECNICI	1
3.	IMPIANTI DI RISCALDAMENTO	7
4.	LINEE GUIDA PER IMPIANTI DI RISCALDAMENTO	12
5.	GENERATORI TERMICI	77
6.	POMPE DI CALORE	125
7.	IMPIANTI AD ANELLO D'ACQUA	213
8.	RADIATORI E PANNELLI RADIANTI	222
9.	VALVOLA TERMOSTATICA	247
10.	TERMOVENTILCONVETTORI - BOCCHETTE	252
11.	APPARECCHIATURE DI SICUREZZA	271
12.	FLUIDI TERMOVETTORI	288
13.	SISTEMI DI PROTEZIONE DELLE RETI	301
14.	RECUPERATORI DI CALORE	305
15.	CONTABILIZZAZIONE DEL CALORE	316
16.	DICHIARAZIONE ISPESL	339
17.	SIMBOLISMO PER IMPIANTI MECCANICI	361

1. INTRODUZIONE

La problematica del riscaldamento degli edifici nasce con l’Uomo e fin dall’antichità ha posto notevoli problemi sia energetici che ambientali. Nell’antichità il riscaldamento degli ambienti era del tutto spontaneo e quasi sempre attuato con mezzi essenziali (bracieri, camini). Nelle terme romane si aveva un accenno di impianto di riscaldamento ambientale con vapore.

Fino all’inizio del secolo scorso erano gli edifici che erano capaci di offrire riparo rispetto alle condizioni climatiche esterne con poco dispendio di energia. Poi l’utilizzo di strutture intelaiate con murature leggere ha modificato sensibilmente il comportamento termico degli edifici fino a richiedere un forte intervento impiantistico detto anche *attivo* in contrapposizione al riscaldamento *passivo* realizzato mediante una mirata progettazione dell’involucro edilizio.

Storicamente l’impiantistica moderna nasce con l’impianto di riscaldamento della *Parliament House* di Londra alla fine dell’ottocento. I problemi termici e igrometrici, dovuti anche alla vicinanza del Tamigi, avevano dato origine ad una commissione di studio dalla quale scaturì la costruzione dell’impianto di riscaldamento e ventilazione.

In questo volume si parlerà diffusamente degli impianti di riscaldamento e sulle metodologie di progettazione. Si vedrà come questa progettazione sia ampiamente condizionata dall’applicazione delle numerose norme legislative e tecniche attualmente vigenti e cogenti.

Anche l’uso di CAD termotecnici è ormai legato al rispetto della normativa vigente, come si avrà modo di verificare. Gli impianti di riscaldamento costituiscono il minimo¹ indispensabile per l’impiantistica negli edifici. Essi debbono garantire le condizioni di comfort invernale e tutte le norme attualmente in vigore li considerano pressoché obbligatori. Del resto la mancanza di impianti di riscaldamento determina una perdita di valore dell’immobile di almeno il 20%.

Le tecnologie utilizzate per il riscaldamento ambientale sono le più consolidate anche se cominciano ad affacciarsi soluzioni avanzate, vedansi le pompe di calore, che garantiscono maggiore efficienza e conseguentemente un maggior risparmio energetico, in ottemperanza alle direttive europee.

Le pompe di calore elettriche presentano interessanti sviluppi sia perché in grado di fornire energia rinnovabile (vedi D.Lgs. 28/2011) sia perché nella visione dell’Europa le pompe di calore saranno ampiamente utilizzate per i futuri edifici NnZEB (*Net near Zero Energy Buildings*). Questi motivi, unitamente alla flessibilità e maturità raggiunta dalle pompe di calore oggi disponibili, si parlerà diffusamente di questo generatore termico tanto sofisticato quanto efficiente.

Si parlerà anche delle pompe di calore accoppiate con impianti ad energia solare ed impianti geotermici.

¹ Un edificio senza impianto di riscaldamento subisce un deprezzamento di almeno il 20%. Inoltre, anche fini della certificazione energetica, l’edificio di riferimento ha sempre un impianto di riscaldamento ed uno di produzione di acqua calda sanitaria (ACS).

Si farà poi cenno ai sistemi polifunzionali in grado di fornire contemporaneamente acqua calda (sia per climatizzazione che per ACS) e fredda per il condizionamento. Si tratta di sistemi flessibili che consentono sia il risparmio energetico (unico impianto per più usi) che la soluzione di problemi impiantistici in edifici complessi e soggetti a carichi termici fortemente condizionati dalle superfici vetrate.

Un utilizzo interessante delle pompe di calore si ha con “l’anello d’acqua” (WLHP, *Water Loop Heat Pump*) che consente di avere carichi contemporanei (e non) termici e frigoriferi.

Infine, data l’importanza assunta si parlerà anche dei sistemi di contabilizzazione del calore.

Buon lavoro.

Catania domenica 21 agosto 2016

Prof. Ing. Giuliano Cammarata

2. GLI IMPIANTI TERMOTECNICI

2.1 FINALITA' DEGLI IMPIANTI TERMOTECNICI

Gli *Impianti Termotecnici* (oggi meglio indicati come *Impianti Meccanici*) sono inseriti in strutture fra loro molto diversificate per la loro destinazione d'uso. Si parla di impianti termotecnici in edifici (civili, industriali, ...), nelle navi, negli aerei, nelle stazioni di ricerca polari, nelle astronavi e, in domani forse non molto lontano, in stazioni planetarie spaziali².

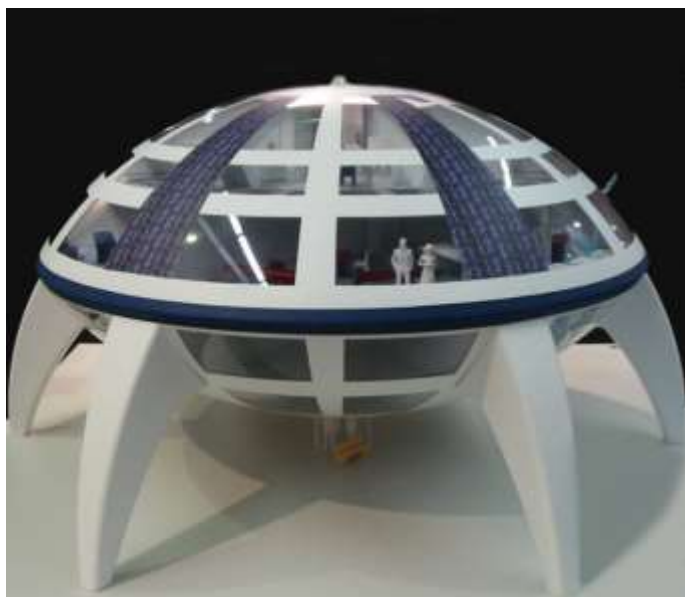


Figura 1: Esempio di struttura spaziale proposta come struttura antisismica terrestre

In tutti i casi la finalità dell'inserimento degli *Impianti Termotecnici* è quella di consentire il normale svolgimento della vita dell'Uomo o di creare condizioni ambientali ottimali per lavorazioni industriali o per altre finalità produttive. Certamente si hanno grandi differenze fra gli impianti di climatizzazione in edifici civili e gli impianti di climatizzazione di un aereo o di una industria. Tuttavia le problematiche impiantistiche sono concettualmente simili per i vari casi e pertanto l'approfondimento di una tipologia applicativa può essere di grande ausilio per le altre.

In questo volume si parlerà prevalentemente di *Impianti Termotecnici* in *edifici* e si faranno brevi riferimenti ad alcune tipologie impiantistiche innovative.

² Quest'ultima possibilità è già allo studio presso gli enti di ricerca spaziali (*ESA, NASA, ...*) sia in previsioni di futuri insediamenti (sulla *Luna*, su *Marte*) ma anche per le notevoli ricadute anche per le costruzioni terrestri, quali, ad esempio, strutture al limite della sopravvivenza (stazioni polari), strutture sottomarine, strutture antisismiche totali.

Il problema fondamentale da risolvere è di creare all'interno degli ambienti le migliori condizioni di comfort (*vedi il prossimo capitolo*) possibili.

In genere basterà sostituire l'obiettivo di *miglior comfort ambientale* con quello di *migliori condizioni operative* (ad esempio per *applicazioni industriali*) per avere una nuova metafora progettuale generale. Infatti, ad esempio, gli edifici industriali destinati alla produzione di componenti elettronici (*dischi, processori, memorie, ...*) sono oggi considerati fra i più tecnologici, eppure gli impianti termotecnici non sono concettualmente distanti da quelli civili.

Basta considerare la temperatura di progetto pari a quella ottimale di lavorazione (*anziché quella di maggior comfort*), così pure per l'umidità relativa, la portata di ventilazione e la qualità dell'aria (*filtrazione*) desiderata per avere tutte le specifiche di progetto necessarie per la progettazione degli impianti. Prima di procedere è opportuno fare qualche considerazione storica sugli impianti nell'edilizia. Fino all'inizio del 'novecento gli edifici presentavano una percentuale di impianti (in tutti i sensi) non superiore al 3% del costo totale degli immobili. Nei casi migliori si aveva un impianto fognario (*magari con pozzo nero esterno*) e un impianto idrico interno.

Si ricordi che fino a qualche decennio fa molti edifici non avevano i bagni interni e le stesse cucine presentavano notevoli problemi di igiene oggi certamente non accettabili. Molti Comuni d'Italia hanno costruito le reti fognanti nel dopoguerra e così pure le reti idriche comunali³.



Figura 2: Esempio di sopravvivenza al limite nello spazio ottenuta con ambiente artificiale

Anche considerando gli impianti idrici e fognari estesi a tutti gli ambienti di un edificio la percentuale degli impianti non superava il 3% del valore totale degli immobili.

Quando la disponibilità del petrolio lo ha consentito (primi decenni del 'novecento) si è pensato di riscaldare gli edifici mediante impianti di riscaldamento (quasi esclusivamente con radiatori alimentati a circolazione naturale, detta *a termosifone* per mancanza di energia elettrica) e la percentuale dell'impiantistica è salita al 7-10%. Successivamente si è cominciato a distribuire energia elettrica nelle grandi città e gli edifici si sono così arricchiti di una impiantistica elettrica interna, seppure ancora in fase iniziale, che ha portato la percentuale degli impianti, sempre in edifici avanzati, a circa il 12-15% del costo totale.

³ Una frase tipica del dialetto siciliano per indicare *grande confusione* è "*mi misi l'acqua rintra*". Questa frase si riferisce, infatti, alla grande confusione che i primi utenti degli acquedotti comunali di un quartiere avevano in casa loro perché tutto il vicinato ne approfittava per approvvigionarsi d'acqua presso di loro anziché andare nelle fontane pubbliche più distanti ed affollate.



Figura 3: Esempio di edilizia in climi rigidi – Città di Tampere (Finlandia)

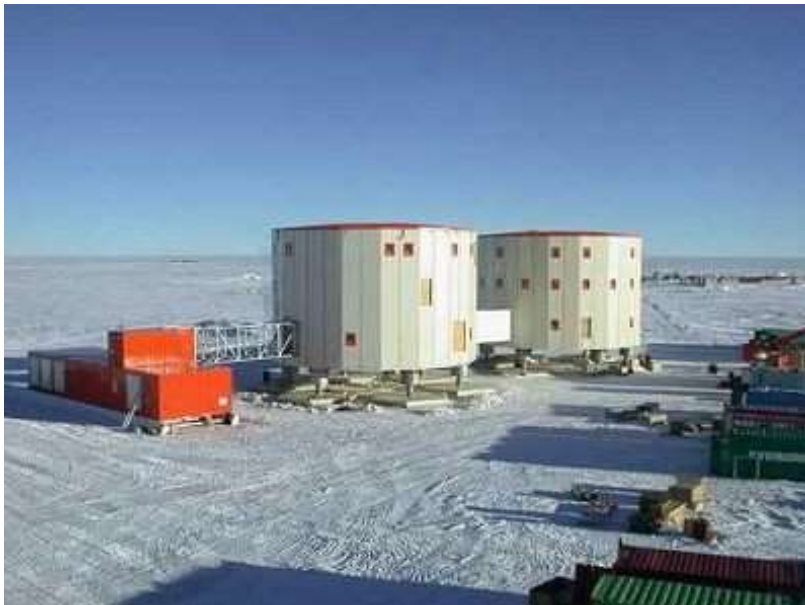


Figura 4: Stazione di ricerca polare

Sempre nel 'novecento si ha la nascita e la diffusione della telefonia, la diffusione degli ascensori elettrici, l'automazione dei servizi interni degli edifici e la percentuale degli impianti è ulteriormente cresciuta a circa il 20%. Oggi gli impianti correlati a vari servizi interni degli edifici sono ancora cresciuti di complessità e peso. Basti pensare che in un moderno edificio (*ospedali, tribunali, edifici pubblici, alberghi, ...*, per non dire di edifici industriali ad alta tecnologia quali quelli destinati all'elettronica) si hanno impianti di vario tipo:

- Idrico-sanitari;
- Fognari;
- Elettrici;
- Telefonici;
- Trasmissione dati (Ethernet e reti di vario tipo);
- Illuminotecnici interni ed esterni;

- Rilevamento di presenza;
- Controllo e sicurezza (anti intrusione);
- Riscaldamento;
- Condizionamento⁴
- Termoventilazione.

La percentuale dell'impiantistica oggi raggiunge percentuali elevatissime (fra 60-75% del costo totale) impensabili un secolo fa. Inoltre la gestione di tutti questi impianti risulta oggi complessa e delicata tanto da costruire sistemi di gestione del tutto automatizzati e controllati mediante computer. Sono così nati neologismi del tipo *intelligent building* per indicare edifici tecnologicamente avanzati e con impiantistica complessa dotata di controllo elettronico.

Oggi, quindi, la percentuale degli impianti rispetto al costo totale dell'edificio è divenuta *prevalente* rispetto al costo stesso della costruzione, almeno per le tipologie edilizie più tecnologiche ed impegnative.

Tuttavia in Italia, per effetto delle ultime leggi emanate nel settore delle opere pubbliche (L 109/1994 detta *Legge Merloni*, DPR 454/1999 e L 7/2002 *Regione Sicilia*) la figura professionale prevalente è ancora quello del *Progettista Edile*.

Lo stesso è avvenuto per la *Direzione dei Lavori* che è unica ed affidata al *Progettista Edile*. Mentre prima dell'entrata in vigore di queste leggi esistevano più figure professionali specialistici (*Progettista e Direttore dei Lavori edili*, *Progettista e Direttore dei Lavori per gli impianti elettrici*, *Progettista e Direttore dei Lavori per gli impianti termotecnici*, *Progettista e Direttore dei Lavori per le opere di cemento armato*) oggi la figura unica del *Direttore dei Lavori* porta ad avere solo collaborazioni esterne, dette *Direttori Operativi*, con funzione prevalentemente consultiva e con poco peso direttivo.

Gli appalti privilegiano le *Imprese Edili* rispetto a quelle specializzate negli impianti ormai rilegate a ruoli secondari⁵ e solo in casi di particolare importanza (*ad esempio per edifici tecnologicamente avanzati quali ospedali, industrie tecnologiche, ...*) attori comprimari in *Associazione Temporanee di Imprese (ATI)*.

Non si vuole qui criticare l'impianto legislativo attualmente vigente ma solo far osservare come l'esigenza di un controllo centralizzato della gestione dell'appalto e la necessità di evitare possibili cause di conflittualità fra varie figure professionali e imprenditoriali ha reso possibile la sottovalutazione dell'impiantistica (*di qualunque tipo*) rispetto all'edilizia e ciò malgrado, in base a quanto detto in precedenza, che l'incidenza delle opere edilizie sia oggi spesso minoritaria negli edifici più complessi e tecnologicamente più impegnativi. Appare strano, infatti, che il *Progettista di minoranza* abbia prevalenza sugli altri o quanto meno non vi sia un ruolo di comprimarietà fra tutti i progettisti. Si avverte spesso, infatti, una mancanza di comunicazione fra le parti con effetti deleteri sulla qualità del progetto finale.

Costituisce quindi una "*esigenza fondamentale che la progettazione architettonica-strutturale e la progettazione termotecnica-impiantistica procedano di pari passo ed in maniera integrata, dall'elaborazione preliminare del progetto sino alla definizione degli elaborati esecutivi*" (dalla Circolare Ministero Industria 13.12.93 n. 231 F).

⁴ Ancora oggi si costruiscono impianti separati per il riscaldamento e per il condizionamento estivo nella convinzione (*ancora diffusa e generalizzata*) che questa divisione sia economicamente conveniente rispetto agli impianti di climatizzazione completi.

⁵ Oggi assistiamo sempre più spesso ad affidamenti in sub appalti di opere impiantistiche di vario genere. Le imprese impiantistiche sono in grave difficoltà dovendo affrontare una concorrenza spietata, spesso senza regole, per avere un contratto. Tutto ciò avviene, è bene sottolinearlo, a scapito della qualità dei manufatti, spesso anche della sicurezza operativa (per l'eccessiva riduzione dei costi).

Ritornando al problema dell'impiantistica negli edifici si vuole qui puntualizzare l'esigenza, oggi inderogabile, dell'impiantistica termotecnica in un moderno edificio (*sia civile che industriale*).

Si è visto nel Volume sull'*Energetica degli Edifici*, come l'evoluzione della moderna *Architettura* abbia portato ad uno scollamento fra le capacità termofisiche e la capacità di mantenere quasi autonomamente un microclima interno.

In pratica si vedrà come la **capacità termica** (*Massa per calore specifico*) e la **resistenza termica** giochino un ruolo fondamentale nella cosiddetta **costante di tempo** dell'edificio ($\tau_0 = R \cdot C$): *quanto maggiore è la costante di tempo tanto minori sono le oscillazioni termiche interne dell'edificio e quindi tanto migliore il comportamento termico dello stesso.*

Potendosi scrivere la relazione $\tau_0 = R \cdot C$ (con τ_0 costante di tempo, R resistenza termica, C capacità termica) si deduce che con la riduzione della massa dell'edificio (*a causa dell'utilizzo di murature sempre più leggere e al sopravanzare dell'edilizia industrializzata*) la capacità termica C diminuisce e, a pari resistenza termica R , anche τ_0 .

Pertanto quando fino all'*ottocento* si costruivano gli edifici con muratura portante, quindi con muri di grande spessore per necessità costruttive, si avevano edifici termicamente più efficienti⁶ rispetto agli odierni edifici costruiti con strutture intelaiate in cemento armato (*quindi la capacità portante delle murature è venuta meno*) e con muri poco spessi, leggeri e in qualche caso addirittura mancanti.

Inoltre la mancanza di portanza delle murature ha reso possibile l'utilizzo di finestre vetrate di proporzioni generose (*si pensi alle finestre a nastro a tutta parete*) con effetti sensibili sull'*effetto serra* e quindi sul *surriscaldamento* interno degli ambienti.

La riduzione di massa delle pareti⁷ comporta, se non attentamente controbilanciata, anche una riduzione della resistenza termica e pertanto la riduzione della costante di tempo τ_0 risulta amplificata con effetti ancor più deleteri sul comportamento termico degli edifici.

In definitiva per decenni (in un arco temporale che va dal primo decennio alla fine degli anni *settanta* del secolo scorso) si è avuto uno sviluppo selvaggio ed incontrollato dell'*Architettura* che ha reso gli edifici totalmente svincolati dalle esigenze geometriche e costruttive delle murature portanti (*sempre presenti dalle fondazioni fino al tetto, perfettamente a piombo e di spessore decrescente verso l'alto*) e sottoposti solamente al gusto estetico del *Progettista*.

Adesso le pareti possono esistere o non esistere, tanto ci pensano le strutture portanti in cemento armato a tenere in piedi gli edifici! Possono esserci corpi aggettanti, possono esserci piani senza pareti (vedansi i *pilotis*), possono esserci pareti totalmente vetrate,

Possiamo costruire grattacieli interamente vetrati, dei veri e propri *buchi termici* in grado di esistere (*cioè di consentire la vita all'interno*) solo perché dotati di adeguati impianti di climatizzazione.

La metafora che per quei decenni anzidetti è stata seguita è stata: *costruiamo gli edifici come ci pare e piace tanto ci penseranno gli impianti termotecnici a rimettere le cose a posto.*

Questo comportamento è stato devastante sotto tutti i punti di vista perché le opere architettoniche della prima parte del '*novecento* sono destinate a sparire in breve tempo lasciando un vuoto culturale notevole.

Le opere di *Wright*, di *Le Corbusier* e di tanti altri maestri del '*novecento* stanno per sparire perché cadono a pezzi e si spendono molti soldi per tenerle ancora in piedi.

⁶ Bastava un semplice camino o qualche braciere per riscaldarsi.

⁷ Oggi sono utilizzati mattoni forati o materiali sempre più alleggeriti anche per motivi sismici.

Quando sono state realizzate, infatti, non si sono tenuti in considerazione gli effetti dell'umidità sui materiali costruttivi (si veda il *diagramma di Glaser* nel prosieguo) e l'effetto delle radiazioni solari sulle superfici delle pareti.

A partire dagli anni 'settanta già la *Commissione per l'Ambiente* dell'allora *Comunità Economica Europea* (oggi *Unione Europea*) pubblicò un rapporto tecnico denominato *Energy building conscious design* che pose ben in evidenza gli errori progettuali fatti fino a quel momento.

In quel periodo, sulla spinta delle varie crisi energetiche di quel periodo, prendeva coscienza anche un movimento architettonico centrato sulla *progettazione bioclimatica* che in qualche modo ripristinava i giusti equilibri fra la capacità termica e la resistenza termica (si veda il primo volume sull'*Architettura Bioclimatica*).

Dopo la pubblicazione di questo rapporto si è cercato di prendere coscienza delle problematiche energetiche connesse agli edifici.

La *Termofisica degli Edifici* è divenuta materia fondamentale per la piena conoscenza del comportamento termico degli edifici stessi e per l'introduzione nuovi criteri costruttivi dettati, quasi sempre, da leggi specificatamente predisposte per il risparmio energetico (vedansi la L. 373/76 prima, L. 10/91 ed oggi la L. 90/2013 con i suoi decreti attuativi).

Per effetto di queste leggi è stato introdotto il concetto di isolamento termico minimo necessario, per ogni edificio, alla verifica dei limiti di legge (*come si vedrà più approfonditamente nel volume sulla verifica e certificazione energetica, con la L. 90/2013 e i suoi decreti attuativi, DM 26/06/2015*) riparando, in un certo modo, allo scompiglio creato dalle tipologie costruttive leggere dianzi evidenziate.

E' triste osservare che ci sono volute molte leggi (dal 1976 ad oggi) e diverse direttive europee per costringere i progettisti ad isolare le pareti. Eppure non era difficile osservare, data la relazione iperbolica, $\tau_0 = R \cdot C$, che si poteva compensare la riduzione della capacità termica aumentando la resistenza termica dell'edificio.

Da quanto detto risulta chiaro quale deve essere lo scopo dell'impiantistica termotecnica: creare le migliori condizioni di vita (di *comfort*) all'interno degli edifici.

3. IMPIANTI DI RISCALDAMENTO

3.1 LE PROBLEMATICHE DEGLI IMPIANTI DI RISCALDAMENTO

L'evoluzione delle tecniche costruttive (edifici sempre più leggeri e con scarsa capacità termica) ha provocato uno scompensamento funzionale che ha amplificato le variazioni delle temperature interne degli edifici stessi avvicinandole sempre più a quelle esterne.

Le condizioni climatiche variano moltissimo da regione a regione e anche nella stessa regione (in Sicilia, ad esempio, si hanno tutte le classi climatiche previste in Italia, come si vedrà nel prosieguo).

Non sempre si è nelle condizioni, assolutamente privilegiate, di potere fare a meno⁸ di integrazioni energetiche nel periodo invernale. Quasi sempre occorre fare in modo che le condizioni ambientali interne di comfort siano raggiunte con l'ausilio di opportuni impianti che chiameremo, per il periodo invernale, di riscaldamento.

Si osservi tuttavia che, per quanto detto sulla classificazione degli impianti e per le condizioni di benessere interne degli edifici, una corretta climatizzazione deve controllare le tre variabili fisiche T , φ e v .

La velocità v è controllabile mediante il sistema di distribuzione del calore all'interno degli ambienti (ad esempio con radiatori, con termoventilconvettori, con pannelli radianti, con bocchette di immissione dell'aria calda, ...) mentre la temperatura T e l'umidità relativa φ sono controllate dagli impianti di climatizzazione.

Gli impianti di riscaldamento, di cui parlerò estesamente in questo volume, hanno una limitazione: essi consentono di controllare **solamente la temperatura degli ambienti** e non l'umidità. E' infatti esperienza comune che d'inverno si ha un essiccamento dell'aria, per effetto del riscaldamento, che spesso viene bilanciato con l'utilizzo di bacinelle poste sopra i radiatori o con veri e propri umidificatori dell'aria.

Pertanto è bene ricordare che gli impianti di riscaldamento sono solo **impianti parziali** che lasciano fluttuare l'umidità dell'aria.

Analogamente in estate abbiamo gli impianti di solo raffrescamento (ad esempio con impianti split che si esamineranno nel Volume sugli impianti di condizionamento) che lasciano fluttuare l'umidità.

I veri impianti di climatizzazione piena sono quelli di condizionamento (o di climatizzazione) che consentono il controllo di tutte e tre le variabili fisiche.

⁸ Si osservi che per effetto delle radiazioni solari che penetrano negli ambienti (apporti gratuiti) si può avere la condizione favorevole di non dover ricorrere agli impianti di riscaldamento. E' quello che avviene, ad esempio, in Sicilia, nelle ore diurne.

3.2 PROGETTAZIONE IMPIANTISTICA E VERIFICA ENERGETICA DEGLI EDIFICI

Come indicato in precedenza, la progettazione degli impianti meccanici è oggi fortemente condizionata da numerose leggi, decreti e norme del settore. Occorre distinguere due momenti fondamentali della progettazione impiantistica:

1. La **verifica energetica**, oggi regolamentata dai DM 26/06/2015;
2. La **progettazione esecutiva** degli impianti tecnici.

La prima fase, pur apparentemente interessando le prestazioni energetiche degli edifici, influenza pesantemente anche la progettazione degli impianti poiché l'isolamento termico dell'edificio riduce anche il carico termico invernale ed estivo.

Inoltre anche l'efficienza degli impianti (in particolare il **rendimento globale di impianto**) influenza il calcolo dell'**energia primaria** per la climatizzazione degli edifici e quindi la loro verifica energetica, come indicato nella figura seguente.

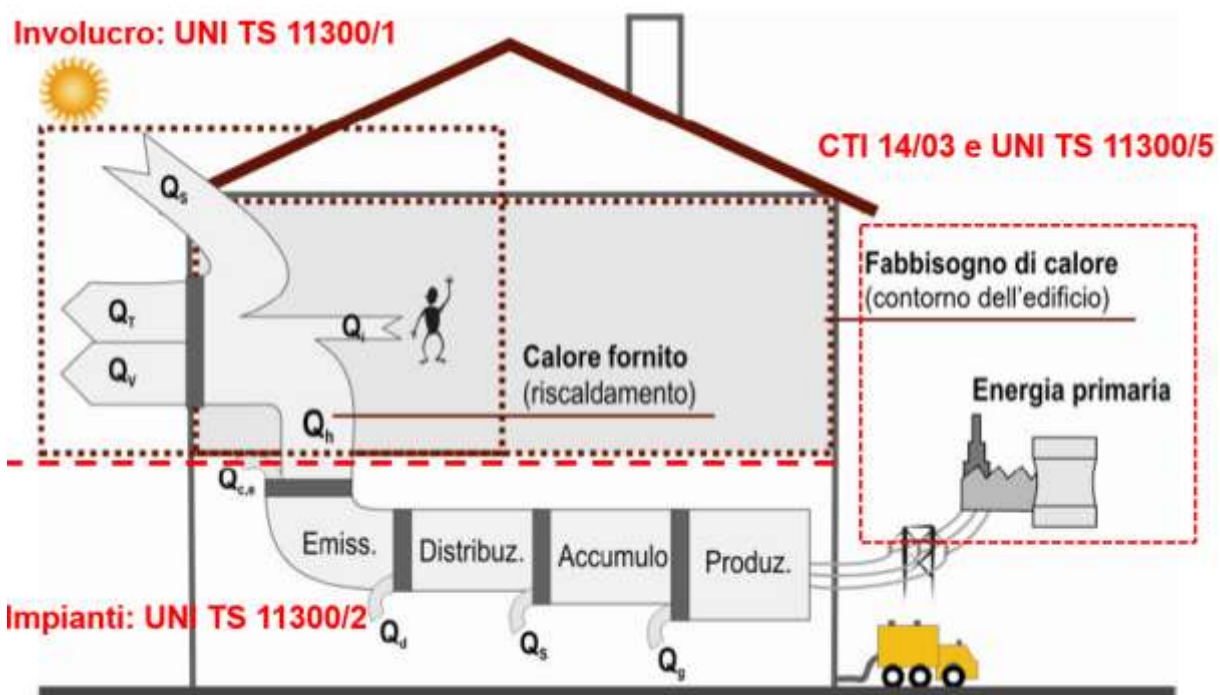


Figura 5: Verifica energetica ed efficienza degli impianti

In figura sono indicate le norme di calcolo UNI TS 11300/1, /2 e /5 che sono descritte nel Vol. 3° sulla verifica energetica e certificazione energetica degli edifici. Queste norme consentono di effettuare i calcoli delle energie stagionali sia per il riscaldamento (sopra indicate) che per il condizionamento.

Come si può osservare il calore fornito per il riscaldamento, Q_h di involucro, somma algebrica di varie componenti: Q_T , Q_V , Q_i e Q_s) viene fornito tramite un impianto di climatizzazione i cui componenti sono: produzione, accumulo, distribuzione, emissione e regolazione (non visibile in figura). Ne consegue che l'energia primaria Q_p da fornire al sistema

edificio – impianto è dato dal rapporto $Q_p = \frac{Q_h}{\eta_{gn}\eta_d\eta_r\eta_e}$ ove a denominatore di hanno i rendimenti (meglio dire efficienze) di generazione, di distribuzione, di regolazione e di emissione.

Se si indica con **rendimento globale di impianto**, η_g :

$$\eta_g = \eta_{gn}\eta_d\eta_r\eta_e$$

allora si intuisce come il sistema edificio – impianto dipende sia dalle caratteristiche dell'edificio, cioè dall'involucro, che dalle caratteristiche dell'impianto, tramite η_g .

Le cose si complicano ulteriormente se si considera che la verifica energetica è effettuata calcolando l'energia primaria⁹ (rinnovabile e non rinnovabile) necessaria per ciascuna tipologia di impianti (riscaldamento, condizionamento, ventilazione, illuminazione, acqua calda sanitaria e trasporti) in kWh mentre la progettazione degli impianti viene effettuata riferendosi alla potenza in W calcolata con i carichi termici.

Inoltre va considerato che la verifica energetica tiene conto degli apporti solari gratuiti per il riscaldamento e quindi l'energia termica necessaria è spesso di gran lunga inferiore rispetto a quella calcolabile senza apporti gratuiti.

Il punto di vista è diverso, quindi, ed è importante prenderne coscienza: la progettazione degli impianti è effettuata tenendo presenti le condizioni peggiori (**carico di picco**) che possono verificarsi mentre la verifica energetica è effettuata tenendo conto, anche se in modo fittizio, delle reali condizioni di esercizio.

Allora è necessario procedere su un doppio binario: da un lato occorre effettuare la verifica energetica (obbligatoria per legge) determinando le condizioni ottimali necessarie e in particolare:

- **L'involucro dell'edificio**: quindi la stratigrafie e le trasmittanze delle pareti, pavimenti, soffitti e degli infissi;
- **La tipologia di impianti**: quindi la scelta¹⁰ del generatore termico e del sistema impianto necessario alla verifica energetica;
- **L'utilizzo di Fonti Energetiche Rinnovabili (FER)** necessaria sia per la verifica energetica che per la verifica del D.Lgs. 28/2011.

Solo dopo aver verificato energeticamente l'edificio, in base al decreto DM 26/06/2015 sui requisiti minimi degli edifici, si può procedere alla progettazione esecutiva degli impianti di climatizzazione.

Si osservi che il diverso riferimento per le due fasi sopra indicate (energia per la verifica energetica e potenza per la progettazione esecutiva) porta a diversificare le procedure di calcolo anche in modo accentuato a seconda delle caratteristiche degli edifici. Così ad esempio, un edificio molto vetrato porta ad avere un elevato carico termico invernale di picco mentre ha un basso valore di energia di involucro a causa degli elevati apporti gratuiti solari attraverso le finestre.

Per meglio comprendere quest'osservazione si consideri che la facciata a sud del grattacielo Pirelli, a Milano, nelle giornate invernali soleggiate richiede il raffrescamento proprio a causa degli elevati apporti solari gratuiti. Tuttavia nelle giornate non soleggiate occorre anche riscaldare.

Quest'osservazione ci dice che occorre sempre verificare le reali condizioni per una corretta progettazione. Il caso degli edifici molto vetrati si risolve considerando una tipologia di impianti capace di riscaldare e/o raffrescare a secondo della necessità, ad esempio con fan coil con doppia batteria di scambio a quattro tubi (reti separate per il riscaldamento e per il condizionamento) e con un generatore polivalente in grado di dare acqua calda e/o acqua fredda in funzione delle reali esigenze.

⁹ L'energia primaria è quella fornita a monte di tutte le trasformazioni energetiche.

¹⁰ L'energia di involucro dipende dalle caratteristiche dell'edificio mentre l'energia primaria dipende anche dalle caratteristiche dell'impianto di climatizzazione. Questo significa che per effettuare una buona verifica energetica occorre conoscere anche la progettazione impiantistica.

La progettazione standard basata solo sul carico di picco serve a dotare l'edificio di un impianto di riscaldamento capace di affrontare in sicurezza le peggiori situazioni climatiche invernali ma queste possono essere solo episodiche e non sempre verificate.

3.3 LE FASI PROGETTUALI DEGLI IMPIANTI MECCANICI

Le procedure di calcolo per la progettazione degli impianti meccanici possono così essere schematizzate:

- 1. Individuazione delle specifiche di progetto (cioè dei dati progettuali quali la temperatura interna, esterna, umidità relativa ambiente, velocità dell'aria ambiente, qualità dell'aria, ...)***
- 2. Calcolo dei carichi termici della struttura in funzione delle condizioni ambientali esterne ed interne (microclima da realizzare);***
- 3. Scelta della tipologia impiantistica da realizzare per raggiungere le specifiche di progetto;***
- 4. Dimensionamento dei componenti di impianto;***
- 5. Schematizzazione della soluzione impiantistica (layout degli impianti);***
- 6. Dimensionamento delle reti di distribuzione dei fluidi di lavoro;***
- 7. Disegno esecutivo degli impianti.***

Nel prosieguo vedremo nel dettaglio ciascuna delle fasi sopra indicate. Si tenga presente che la trattazione completa degli impianti meccanici (riscaldamento, condizionamento, ventilazione, utilizzo di fonti rinnovabili, ...) è svolta su più volumi e pertanto le varie fasi sono trattate soprattutto nei primi cinque volumi.

Tuttavia la progettazione impiantistica richiede una conoscenza delle problematiche che può essere raggiunta solo con l'esperienza giornaliera in questo settore.

Si presentano, di seguito, alcuni criteri di progetto che non debbono ritenersi esaustivi della complessa problematica progettuale.

Questo capitolo vuole essere una sorta di linea guida alla progettazione degli impianti di riscaldamento (così analogamente per gli impianti di condizionamento, come si vedrà nel Vol. 4° sul condizionamento).

Occorre avere piena conoscenza degli argomenti correlati alle varie fasi progettuali e non è pensabile che si possa predisporre un progetto per sola emulazione di progetti fatti senza un'approfondita conoscenza teorica e pratica di tutte le problematiche progettuali.

Si farà riferimento a componenti di impianto che saranno esaminati nei capitoli successivi in maggior dettaglio.

Per di più alcuni componenti di impianto (quali le UTA, i refrigeratori reversibili a pompa di calore, i terminali e le reti tecnologiche) sono comuni anche agli impianti di condizionamento.

Pertanto alcuni componenti di impianto più specifici per il riscaldamento sono trattati con maggiore estensione in questo volume, altri nel volume relativo agli impianti di condizionamento.

Le regole qui esposte sono da intendersi come linee guida per la progettazione. Ciascun progettista potrà sperimentare di persona le problematiche progettuali consultando manuali tecnici specializzati e materiali divulgativi spesso resi disponibili dalle industrie del settore.

Si esaminano più dettagliatamente le fasi progettuali sopra indicate.

4. LINEE GUIDA PER IMPIANTI DI RISCALDAMENTO

In questo capitolo si sintetizzano le linee guida per il progetto degli impianti di riscaldamento. Si vuole qui fornire una sintesi delle operazioni progettuali che saranno poi affrontate nei successivi capitoli.

Si consiglia di leggere tutti i volumi previsti poiché gli argomenti qui trattati sono spesso comuni ad altre tematiche, in particolare agli impianti di condizionamento, Vol 4°, e al progetto delle reti tecnologiche, Vol. 5°.

4.1 SPECIFICHE DI PROGETTO

Si tratta di determinare, ricercare o precalcolare i parametri di progetto da realizzare. Spesso questi dati sono imposti dall'esterno (specifiche di *Capitolato*) sono imposti da norme tecniche specifiche (come, ad esempio, avveniva con la *L. 10/91* o anche col recente *DM 26/06/2015*: su questi argomenti si rinvia al capitolo precedente).

Comune di CATANIA (CATANIA)	
Progetto per la realizzazione di (tipo edificio)	
Edificio di civile abitazione	
Opere relative a	nuova costruzione
sito in	CATANIA
via/p.zza	Via P.zza Corso Viale
Concessione edilizia n°	<input type="text"/> del <input type="text"/>
Classificazione edificio	E.1(1) abitazione adibita a residenza con carattere continuativo
Numero unità abitative	<input type="text" value="1"/>
Committente	<input type="text"/>
Progettista impianto	nome e cognome...
Progettista isolamento	nome e cognome...
Direttore impianto	nome e cognome...
Direttore isolamento	nome e cognome...
Consistenza demografica	< 50.000
Situazione esterna	in piccolo agglomerato

Figura 6: Esempio di richiesta di dati di progetto

In altri casi occorre valutare le condizioni migliori in funzione della destinazione d'uso degli edifici. Ad esempio, si potranno calcolare le migliori condizioni termoigrometriche per edifici civili (metodo di *Fanger*) al variare dell'attività degli occupanti e delle prestazioni impiantistiche.

In ogni caso occorre sempre avere ben chiari questi dati perché da essi dipende tutto il prosieguo delle fasi progettuali e la buona riuscita del progetto. Nel prosieguo si vedranno con maggior dettaglio le specifiche per gli impianti tecnici nella edilizia.

Località	CATANIA	
Comune	CATANIA	
Provincia	CATANIA	
Altitudine	7	Clearness number 1.00
Latitudine	37°30'	Longitudine 15°05'
Temp. esterna	5	Località rif. TE CATANIA
Gradi giorno	833	Località rif. GG CATANIA

Periodo riscaldamento ZONA .. B			
Inizio	01-12	Fine	31-03
Durata	121	Ore	8

VENTO:			
Zona	3	Località rif.	
Velocità	4.40	Direzione	W

Consistenza demografica	<50.000
-------------------------	---------

DATI CLIMATICI MENSILI												
	gen	feb	mar	apr	mag	giu	lug	ago	set	ott	nov	dic
Hbh	5.7	7.7	10.5	14.1	18.6	21.6	22.1	19.8	14.1	9.2	6.6	5.0
Hdh	3.3	4.2	5.5	6.6	6.9	6.6	6.1	5.6	5.4	4.5	3.4	3.0
Rif	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2
Te	10.7	11.2	12.9	15.5	19.1	23.5	26.5	26.5	24.1	19.9	15.9	12.3
Pv	901.0	1003.0	1056.0	1182.0	1536.0	1884.0	2015.0	2307.0	1968.0	1572.0	1274.0	1023.0
DTge	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	10.0	10.0	10.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Tbse	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	33.5	33.5	33.5	0.0	0.0	0.0	0.0
URe	70.0	70.0	70.0	60.0	50.0	50.0	50.0	50.0	50.0	60.0	60.0	70.0

Figura 7: Esempio di dati climatici per Catania

Fra i dati di progetto vi sono anche i dati climatici del sito, cioè la conoscenza della zona climatica e dei parametri necessari al calcolo dei carichi termici.

Spesso i programmi di calcolo hanno in libreria i dati necessari, vedi figura, in altri casi occorre riferirsi ai dati CNR e/o a quanto indicato dall'UNI 10349¹¹.

4.1.1 LE ZONE TERMICHE

Un concetto importante, oltre che una vera esigenza impiantistica, da tenere presente nella progettazione meccanica è la **zonizzazione**. La definizione di zona data dalla UNI TS 11300/1:2014 è la seguente: *“Parte dell'ambiente climatizzato mantenuto a temperatura (ed eventualmente umidità) uniforme attraverso lo stesso impianto di climatizzazione”*.

Nella realtà la definizione di zona termica è molto più flessibile perché deve tenere conto anche della gestione dell'impianto. Ad esempio per una scuola possiamo ritenere che gli uffici amministrativi (presidenza, segreterie, aule di riunione, sale professori ...) abbia una gestione impiantistica diversa da quelle del corpo aule perché è possibile avere personale amministrativo che lavori nel pomeriggio o che si facciano delle riunioni dei professori senza che siano impegnate le aule.

Un altro esempio può essere dato da un edificio che abbia uno o più piani adibito ad attività commerciali ed altri piani ad uso abitativo: in questo caso le esigenze impiantistiche, quali gli orari di apertura dei negozi e le specifiche di progetto, sono diverse per i vari piano e pertanto risulta opportuno suddividere i vari piano in zone termiche diverse.

¹¹ In data 29/03/2016 è stata emanata la nuova UNI 10346 con i dati climatici aggiornati per le varie località italiane.

AGRIGENTO
ALESSANDRIA
ANCONA
AOSTA
ASCOLI PICENO
L'AQUILA
AREZZO
ASTI
AVELLINO
BARI
BERGAMO
BELLUNO
BENEVENTO
BOLOGNA
BRINDISI
BRESCIA
BOLZANO
CAGLIARI
CAMPOBASSO
CASERTA
CHIETI
CALTANISSETTA
CUNEO
COMO
CREMONA
COSENZA
CATANIA
CATANZARO
ENNA
FERRARA
FOGGIA
FIRENZE
FORLI
FROSINONE
GENOVA
GORIZIA
GROSSETO
IMPERIA
ISERNIA
CROTONE
LECCO
LODI
LECCE
LIVORNO
LATINA
LUCCA
MACERATA
MESSINA
MILANO
MANTOVA
MODENA
MASSA CARRARA
MATERA
NAPOLI
NOVARA
NUORO
ORISTANO
PALERMO
PIACENZA
PADOVA
PESCARA
PERUGIA

Figura 8: Selezione della località per i dati climatici

In un condominio le zone termiche sono, quasi per definizione, coincidenti con le singole unità abitative. In questo modo, fra l'altro, si avrà un unico punto di ingresso e di uscita delle reti idroniche mediante i collettori complanari.

Questa soluzione consente, fra l'altro, l'installazione di sistemi di contabilizzazione diretta, secondo la UNI 10220 sulla contabilizzazione del calore (vedi capitolo su quest'argomento).

Da quanto sopra indicato appare opportuno iniziare le fasi progettuali suddividendo l'edificio (o gli edifici nel caso di complessi alimentati da un impianto unico) in zone termiche.

Si vedrà (vedi **Vol. 3°** sulla verifica energetica e sulla certificazione degli edifici) che le stesse norme UNI TS 11300:2014 prevedono la zonizzazione e l'utilizzo di più centrali termiche che alimentano una o più zone.

Ciascuna centrale termica può fornire uno più servizi fra i seguenti:

- Riscaldamento;
- Condizionamento;
- Acqua Calda sanitaria;
- Ventilazione meccanica.

Si ricordi che una buona suddivisione in zone termiche contribuisce anche, e soprattutto, ad una migliore gestione energetica dell'edificio consentendo di avere la necessaria flessibilità richiesta dalle condizioni di esercizio.

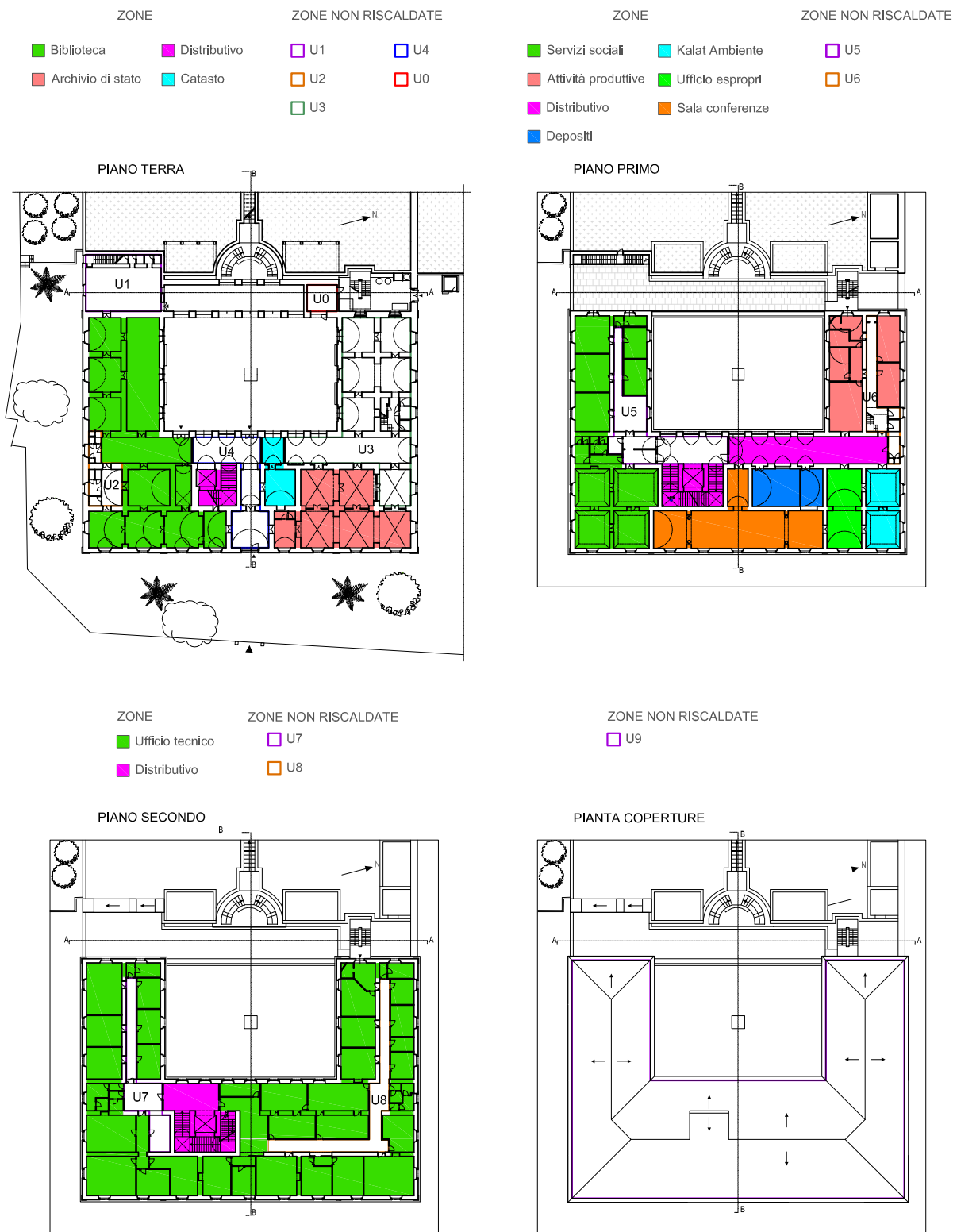


Figura 9: Esempio di suddivisione in zone termiche di un edificio storico pluriuso

4.2 CALCOLO DEI CARICHI TERMICI

Ciò che gli impianti meccanici fanno si può riassumere in una fornitura (con il proprio segno, considerando l'edificio un sistema termodinamico) di energia agli ambienti di ciascuna zona termica in cui è stato suddiviso.

Ad esempio, nelle condizioni invernali si hanno basse temperature all'esterno e temperature interne elevate (solitamente fissata ai valori di progetto¹² sopra indicati, valore tipico 20°C) e pertanto del calore passa, di norma, dall'interno dell'edificio verso l'esterno.

Per un sistema energetico aperto (quale si può schematizzare un edificio) questo flusso di calore uscente porta ad un raffreddamento interno che tende a livellare la temperatura interna con quella esterna.

L'impianto di riscaldamento fornisce all'edificio una quantità di calore tale da bilanciare quello uscente. In queste condizioni si raggiungono le condizioni di stazionarietà e la temperatura interna dell'edificio si stabilizza¹³ al valore desiderato (ad esempio 20 °C).

Allo stesso modo in estate si ha un flusso di calore dall'esterno (ove si suppone che vi sia una temperatura maggiore di quella interna, ad esempio 32 °C) verso l'interno (dove si suppone o si desidera una temperatura interna di 26 °C).

Simbolo e unità di misura	Definizione del parametro	Riferimento alla norma (pr)EN corrispondente
R_{si} ($m^2 \times K/W$)	Resistenza termica superficiale interna	EN ISO 6946
R_{se} ($m^2 \times K/W$)	Resistenza termica superficiale esterna	EN ISO 6946
λ ($W/m \times K$)	Conducibilità 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)	EN ISO 10456 EN 12524 EN ISO 13370 norme nazionali
R ($m^2 \times K/W$)	Resistenza termica di materiali (non) omogenei	EN ISO 6946
R_a ($m^2 \times K/W$)	Resistenza termica di strati d'aria o cavità: - strati d'aria non ventilati, leggermente ventilati e ben ventilati - in finestre accoppiate e doppie	EN ISO 6946 EN ISO 10077-1
U ($W/m^2 \times K$)	Trasmittanza termica: - metodo generale di calcolo - finestre, porte (valori calcolati e tabulati) - telai (metodo numerico) - vetrate	EN ISO 6946 EN ISO 10077-1 prEN ISO 10077-2 EN 673
Ψ ($W/m \times K$)	Trasmittanza termica lineare (ponti termici): - calcolo dettagliato (numerico - 3D) - calcolo dettagliato (2D) - calcolo semplificato	EN ISO 10211-1 EN ISO 10211-2 EN ISO 14683
χ (W/K)	Trasmittanza termica puntiforme (ponti termici 3D)	EN ISO 10211-1

Tabella 1: Parametri di calcolo indicati dalla UNI EN 12831

¹² La norma UNI TS 11300/1:2014 fissa le temperature interne di progetto a 20 °C in inverno e 26 °C in estate. Fanno eccezioni gli ambienti con particolari esigenze climatiche, quale, ad esempio, le sale operatorie, le scuole per l'infanzia, ...

¹³ E' opportuno tenere presente che la progettazione impiantistica viene effettuata in condizioni di progetto (*on design*) considerate stazionarie. In realtà la stazionarietà non è quasi mai raggiunta, ad eccezione per impianti industriali a carico fisso. Ciò comporta la necessità di dover sempre garantire che l'edificio abbia sempre la giusta quantità di energia necessaria a bilanciare gli scambi termici con l'esterno. Questo si ottiene dotando gli impianti di organi di regolazione sia locali (ad esempio con valvole termostatiche, come previsto dal DM 26/06/2015) che di centrale. Di questo argomento si parlerà nel Vol. 5°.

4.2.1 CARICO TERMICO INVERNALE DI PROGETTO

Il calcolo dei carichi termici era prima effettuato con la norma UNI 7357:1974. Successivamente è entrata in vigore la UNI EN 12831:2003 che sostituisce la precedente e modifica le modalità di calcolo nello stile europeo.

In pratica si procede con modalità simili a quelle per la verifica energetica (vedi Vol. 3° le norme UNI TS 11300:2014) ma anziché calcolare le energie stagionali si calcolano le potenze termiche richieste.

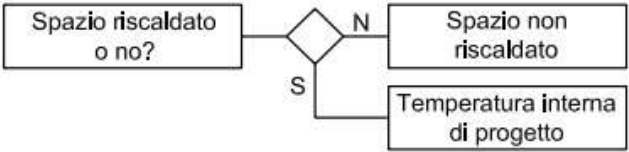
Passo a)	Determinazione dei dati di base: - temperatura esterna di progetto - temperatura esterna media annua	Dati climatici
Passo b)	Definizione di ciascun spazio dell'edificio. 	Stato di ciascun spazio e temperatura interna di progetto di ciascun spazio riscaldato
Passo c)	Determinazione di: - caratteristiche dimensionali - caratteristiche termiche di tutti gli elementi dell'edificio per ciascun spazio, riscaldato e non riscaldato	Dati dell'edificio
Passo d)	Calcolo delle dispersioni termiche di progetto per trasmissione: (coefficiente di dispersione termica di progetto) x (differenza di temperatura di progetto)	Per dispersioni termiche attraverso: - involucro edificio - spazi non riscaldati - spazi adiacenti - terreno
Passo e)	Calcolo delle dispersioni termiche di progetto per ventilazione: (coefficiente di dispersione per ventilazione di progetto) x (differenza di temperatura di progetto)	Calcolo delle dispersioni termiche dell'edificio
Passo f)	Calcolo delle dispersioni termiche totali di progetto: (dispersione termiche di progetto per trasmissione) + (dispersione termiche di progetto per ventilazione)	
Passo g)	Calcolo della potenza di ripresa: (Potenza addizionale richiesta per compensare gli effetti del riscaldamento intermittente)	Effetti del riscaldamento intermittente
Passo h)	Calcolo del carico termico totale di progetto: (Dispersione termica totale di progetto + potenza di ripresa)	Calcolo del carico termico di progetto

Tabella 2: Procedimento di calcolo della UNI EN 12831

Si fa ancora riferimento a condizioni fittizie con temperatura esterna costante (temperatura di progetto) e assenza sia degli apporti solari che degli apporti gratuiti per sorgenti interne.

Si può dire, pertanto, che il carico invernale di progetto è definito come il carico termico massimo ottenuto con condizioni climatiche di riferimento date da temperatura esterna pari a quella di progetto del luogo (supposta costante), assenza di apporti gratuiti (sia solari che interni) e pertanto si ha un carico fittizio detto di picco dato dalla relazione (come indicato con il simbolismo della ex UNI 7357):

$$\dot{Q}_p = \sum U_i S_i \Delta t_i + \sum \psi_i l_i \Delta t_i + \sum n_i \rho c V_i \Delta t$$

con U_i la trasmittanza termica delle pareti, ψ_i il coefficiente lineare per i ponti termici, n_i il numero di ricambi d'aria orari, l_i la lunghezza del ponte termici, Δt_i la differenza di temperatura, V_i il volume del generico ambiente ed S_i la superficie della generica parete.

La UNI 12831 utilizza un simbolismo tipico delle norme europee e in particolare la dispersione termica per trasmissione per uno spazio riscaldato è calcolata con la relazione:

$$\Phi_{T,i} = (H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_{T,ig} + H_{T,ij}) \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e)$$

ove si ha il seguente simbolismo:

- $\Phi_{T,i}$ dispersione termica per trasmissione per lo spazio i , (W);
- $H_{T,ie}$ coefficiente di dispersione¹⁴ termica per trasmissione dello spazio riscaldato i verso l'esterno, e , attraverso l'involucro edilizio, (W/K);
- $H_{T,iue}$ coefficiente di dispersione termica per trasmissione dello spazio riscaldato i verso l'esterno, e , attraverso lo spazio non riscaldato, u , (W/K);
- $H_{T,iue}$ coefficiente di dispersione termica per trasmissione dello spazio riscaldato i verso il terreno, g , (W/K);
- $H_{T,ij}$ coefficiente di dispersione termica per trasmissione dello spazio riscaldato i verso il terreno uno spazio adiacente, j , a diversa temperatura (W/K);
- $\theta_{int,i}$ temperatura di progetto dello spazio riscaldati, i , in °C;
- θ_e temperatura esterna di progetto, °C.

Le dispersioni $H_{T,ie}$ sono calcolate mediante le seguenti relazioni:

$$H_{T,ir} = \sum_k A_k U_k \theta_k + \sum_i \psi_i l_i \theta_i$$

ove si ha:

- A_k area dell'elemento k , m^2
- $\theta_k \theta_i$ fattori di correzione per l'esposizione, a condizione che non siano già stati considerati nelle trasmittanze U_k ;
- U_k trasmittanza termica dell'elemento, $W/(m^2.K)$;
- l_i lunghezza del ponte termico, m ;
- ψ_i trasmittanza lineare del ponte termico, $W(m$.

Analogamente per gli altri coefficienti di dispersione.

Si fa osservare che i programmi di calcolo disponibili in commercio implementano tutti i calcoli secondo la UNI EN 12831 alla quale si rimanda per tutti i dettagli operativi. Si rimanda al Vol. 1° per le modalità di calcolo delle trasmittanze termiche dei vari elementi di involucro.

Le perdite per ventilazione sono calcolate con la relazione:

¹⁴ Si ricordi che il coefficiente di dispersione H è definito come $H=U S$, con U trasmittanza termica dell'elemento disperdente ed S superficie.

$$\Phi_{v,i} = H_{v,i} (\theta_{int} - \theta_e)$$

ove si ha:

$$H_{v,i} = \dot{V}_i \rho c_p$$

ed è:

- \dot{V}_i portata d'aria di ventilazione, m³/s;
- ρ densità dell'aria, kg/m³;
- c_p capacità termica dell'aria, kJ/(kg.K).

Con riferimento all'aria nelle condizioni di esercizio si ha:

$$H_{v,i} = 0.34 \dot{V}_i$$

Si è soliti esprimere la portata di ventilazione in funzione del volume degli ambienti:

$$\dot{V}_i = n_{ric.orari} V_i$$

ove V_i è il volume dell'ambiente, m². Per il numero di ricambi orari si veda la seguente tabella.

4.2.2 CONSIDERAZIONI SUL CARICO DI PICCO

Come rappresentato nella seguente figura, il carico di picco è un carico **ideale e fittizio** che si ha nelle **peggiori condizioni esterne**: assenza di radiazione solare e di carichi interni gratuiti, temperatura esterna costante.

Esso non è mai raggiunto nella realtà ma rappresenta il dato di riferimento per la progettazione impiantistica.

DESTINAZIONE D'USO DEI LOCALI	Ricambi d'aria n (vol. amb./ora)	Portate minime (l/s persona)
Edifici residenziali	0,5	7,5
Uffici	1,5÷2,5	10
Edifici commerciali	1÷2	8
Bar	2÷3	15
Ristoranti	1÷2	10
Alberghi	0,5÷1	8
Asili nido e scuole materne	2,5	8
Scuole elementari	2,5	8
Scuole medie inferiori	3,5	8
Scuole medie superiori	5	8
Università	5	8
Ospedali - degenze in genere	2	13
Ospedali - degenze bambini	3	13
Ospedali - reparti diagnostica	6	8
Ospedali - sale operatorie	15÷20	15
Teatri e cinematografi	-	8÷10

Tabella 3: Numero di ricambi orari consigliato

Il carico termico di picco può essere oggi facilmente calcolato con l'utilizzo di software termotecnici. Se non si interviene con un impianto di climatizzazione le condizioni termoigrometriche interne variano in modo tale da portare la temperatura interna verso la temperatura esterna.

L’impianto in questo caso sottrae calore (ed agisce anche sull’umidità) all’ambiente in quantità pari a quello trasmesso dall’esterno.

Questi due semplici esempi ci mostrano l’importanza di calcolare con precisione i flussi termici entranti o uscenti dal sistema edificio: questa fase viene detta *Calcolo dei carichi termici*. Si tratta, quindi, di una fase importante e fondamentale per la progettazione degli impianti tecnici, come si vedrà nei capitoli successivi di questo volume.

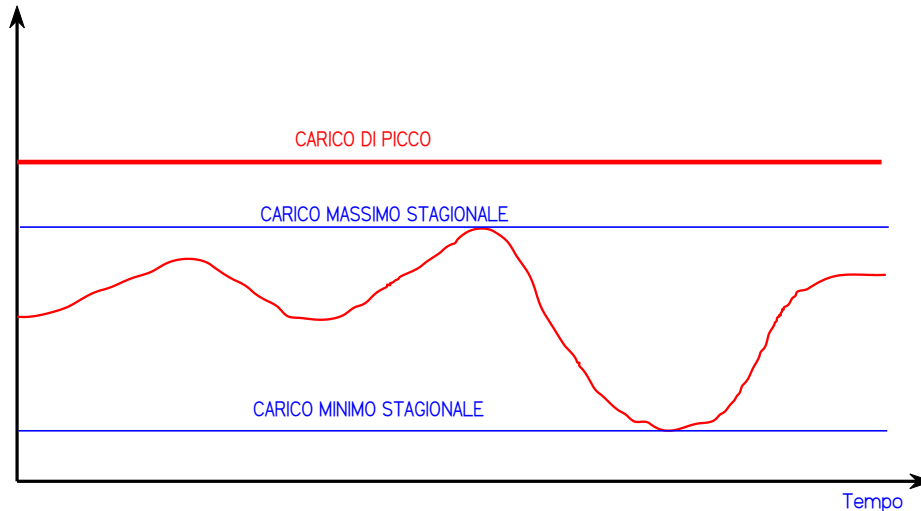


Figura 10: Andamento dei carichi reali stagionali e del carico di picco

Progetto: _____
 Corso Legge 10/91 - Esercitazione
 Calcolo convenzionale del fabbisogno termico ed energetico con verifica del sistema edificio-impianto secondo le procedure Legge 10/91 e Norme UNI. Palazzina di civile abitazione (6 unità immobiliari)

DATI di PROGETTO	
Altitudine	[m] 34
Latitudine	44°13'
Longitudine	12°02'
Temperatura esterna	Te [°C] -5
Località di riferimento per temperatura esterna	FORLI
Gradi giorno	[°C·24h] 2087
Località di riferimento per gradi giorno	FORLI
Zona climatica	D
Velocità del vento media giornaliera [media annuale]	[m/s] 2.3
Direzione prevalente del vento	NW
Località di riferimento del vento	
Zona vento	1
Località rif. irradiazione	:

Irradiazione globale su superficie verticale (MJ/m²)											
mese	N	NNE NNW	NE NW	ENE WNW	E W	ESE WSW	SE SW	SSE SSW	S	oriz	Te
novembre	1.9	1.9	2.2	3.1	4.3	5.7	7.0	8.2	8.7	5.5	9.3
dicembre	1.5	1.5	1.6	2.2	3.3	4.5	5.8	7.0	7.5	4.1	4.4
gennaio	1.7	1.7	1.9	2.7	3.8	5.1	6.4	7.7	8.2	4.8	3.0
febbraio	2.6	2.6	3.2	4.5	6.0	7.6	8.9	10.0	10.6	7.9	4.6
marzo	3.8	4.2	5.6	7.4	9.2	10.6	11.5	11.9	12.1	12.6	9.0
aprile	5.5	6.7	8.7	10.7	12.2	12.9	12.8	12.1	11.4	17.7	13.7

Inizio riscaldamento	01-11
Fine riscaldamento	15-04
Durata periodo di riscaldamento	p [giorno] 166
Ore giornaliere di riscaldamento	[ore] 12
Situazione esterna :	in complesso urbano
Temperatura aria ambiente	Ta [°C] 20.0
Umidità interna	Ui [%] 50.0
Classe di permeabilità all'aria dei serramenti esterni: (si veda singola struttura finestrata)	

Figura 11: Dati climatici di progetto.

Va comunque osservato che spesso il calcolo dei carichi termici, che pure dovrebbe essere univocamente matematicamente determinato, viene effettuato in modo fittizio, come avviene, ad esempio, per il calcolo dei carichi termici invernali a o anche (sotto certi aspetti) dei carichi estivi con metodi semplificati. In particolare si ricordi che la progettazione va sempre effettuata per le peggiori condizioni possibili: nel caso del riscaldamento queste sono date dal **carico di picco**. Per il riscaldamento ambientale solitamente si segue (e spesso si *deve* obbligatoriamente seguire) un iter di calcolo schematico e fittizio.

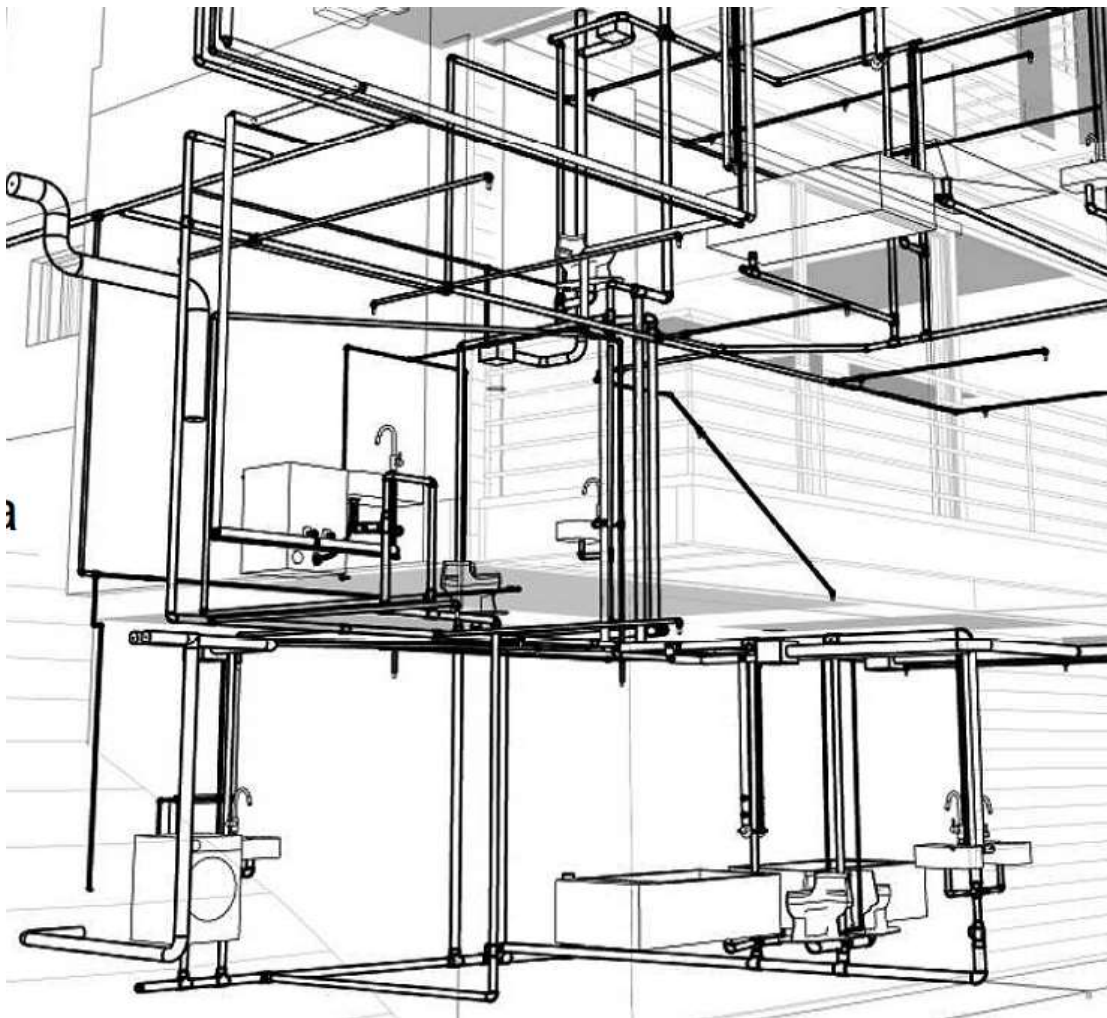


Figura 12: Impianti all'interno di un edificio

Va ancora osservato che il carico termico ambientale e totale dell'edificio è un dato fondamentale di progetto poiché da esso dipende la fase di selezione e progetto dei componenti di impianto e del progetto delle reti di distribuzione dei fluidi.

Tuttavia è solo una fase dell'iter progettuale, secondo lo schema di flusso sopra indicato.

Alla fine di questa fase di calcolo si ottiene un quadro completo dei carichi di ciascun ambiente, di ciascuna zona, di ciascun piano e di tutto l'edificio.

Questi sono i carichi da soddisfare con l'impianto, ossia occorre fornire a ciascun ambiente la potenza perduta o ricevuta (in estate) mediante una serie di componenti coordinati (terminali finali) collegati fra loro da una rete di distribuzione, secondo la sequenza:

Sezione di produzione dell'energia ⇒ **Sezione di trasporto dell'energia** ⇒ **Sezione di scambio**

Di ciascuna sezione si parlerà nel prosieguo.

Progetto:											
Corso Legge 10/91 - Esercitazione Calcolo convenzionale del fabbisogno termico ed energetico con verifica del sistema edificio-impianto secondo le procedure Legge 10/91 e Norme UNI. Palazzina di civile abitazione (6 unità immobiliari)											
CALCOLO DISPERSIONI DI CALORE PER SINGOLO AMBIENTE											
AMBIENTE : 010101 Soggiorno											
Te = - 5 Ta = 20		q	ric	largh	lungh	altez	volume	dispvol			
		1	0.5	6.25	5.00	3.30	103.1	316			
nr	Co-str	q	es	U	dt	lungh	al/la	A	A·U·dt	a.es	dispra
01	100 P.E	1	SW	0.50	25	6.25	3.30	13.58	168.45	1.05	177
02	204 S.E	4	SW	2.68	25	0.80	2.20	7.04	472.38	1.05	496
03	702 PTE	4	SW	0.14	25	6.00	1.00	0.00	84.00	1.05	88
04	301 P.I	1		2.05	0	11.00	3.30	36.30	0.00	1.00	0
05	303 P.I	1	U1	0.71	10	5.00	3.30	14.52	107.33	1.00	107
06	400 S.I	1	U1	1.34	10	0.90	2.20	1.98	27.62	1.00	28
07	510 PAV	1	T1	0.59	11	5.00	6.25	31.25	204.30	1.00	204
08	602 SOF	1	ZC	0.76	5	5.00	6.25	31.25	118.75	1.00	119
TOTALI:		dispvol	+		(dispra·au%)		=	A	volume	S/V	
		316			1100	15%	1700	68.38	103.1	0.66	
AMBIENTE : 010102 Bagno di servizio											
Te = - 5 Ta = 20		q	ric	largh	lungh	altez	volume	dispvol			
		1	2.0	1.20	2.70	3.30	10.7	131			
nr	Co-str	q	es	U	dt	lungh	al/la	A	A·U·dt	a.es	dispra
01	301 P.I	1		2.05	0	6.20	3.30	20.46	0.00	1.00	0
02	303 P.I	1	U1	0.71	10	1.20	3.30	3.96	29.27	1.00	29
03	510 PAV	1	T1	0.59	5	2.70	1.20	3.24	9.71	1.00	10
04	602 SOF	1	ZC	0.76	5	2.70	1.20	3.24	12.31	1.00	12
TOTALI:		dispvol	+		(dispra·au%)		=	A	volume	S/V	
		131			39	0%	182	7.20	10.7	0.67	
AMBIENTE : 010103 Camera											
Te = - 5 Ta = 20		q	ric	largh	lungh	altez	volume	dispvol			
		1	0.5	4.10	4.20	3.30	56.8	174			
		1	0.5	0.30	3.10	3.30	3.1	9			
nr	Co-str	q	es	U	dt	lungh	al/la	A	A·U·dt	a.es	dispra
01	100 P.E	1	NE	0.50	25	5.40	3.30	14.30	177.32	1.20	213
02	204 S.E	2	NE	2.68	25	0.80	2.20	3.52	236.19	1.20	283
03	702 PTE	2	NE	0.14	25	5.40	1.00	0.00	37.80	1.20	45
04	301 P.I	1		2.05	0	8.00	3.30	26.40	0.00	1.00	0
05	303 P.I	1	U1	0.71	10	1.70	3.30	5.61	41.47	1.00	41
06	304 P.I	1	ZC	0.65	5	4.00	3.30	13.20	42.70	1.00	43
07	510 PAV	1	T1	0.59	13	18.15	1.00	18.15	142.52	1.00	143
08	602 SOF	1	ZC	0.76	5	18.15	1.00	18.15	68.97	1.00	69
TOTALI:		dispvol	+		(dispra·au%)		=	A	volume	S/V	
		183			726	15%	1130	41.58	59.9	0.69	

Tabella 4: Esempio di riepilogo dei carichi dei singoli ambienti

RIEPILOGO		DISPERSIONI				
GLOBALE EDIFICIO	1140.8	1967.6	0.580	0.501	0.563	33630
Appart/zona/ambiente	A	volume	S/V	Cdr	Cdl	dispers
Piano/Scala: 01 P.no Terra						11707
0101 App. Zona Termica A	222.4	320.1	0.695			5766
01 Soggiorno	68.38	103.13	0.663			1700
02 Bagno di servizio	7.20	10.69	0.673			182
03 Camera	41.58	59.89	0.694			1130
04 Camera matrimoniale	45.52	58.82	0.774			1054
05 Bagno padronale	16.20	28.96	0.559			725
06 Cucina	39.74	46.20	0.860			1321
07 Disimpegno	3.75	12.38	0.303			66
0102 App. Zona Termica B	227.6	337.4	0.675			5941
01 Soggiorno	68.38	103.13	0.663			1746
02 Bagno di servizio	7.20	10.69	0.673			206
03 Camera	46.83	77.22	0.606			1249
04 Camera matrimoniale	45.52	58.82	0.774			1033
05 Bagno padronale	16.20	28.96	0.559			741
06 Cucina	39.74	46.20	0.860			1311
07 Disimpegno	3.75	12.38	0.303			86
Piano/Scala: 02 P.no Primo						10005
0201 App. Zona Termica C	125.4	337.4	0.372			4983
01 Soggiorno	37.12	103.13	0.360			1565
02 Bagno di servizio	3.96	10.69	0.370			186
03 Camera	23.43	77.22	0.303			1114
04 Camera matrimoniale	27.72	58.82	0.471			922
05 Bagno padronale	7.42	28.96	0.256			678
06 Cucina	25.74	46.20	0.557			1211
07 Disimpegno	0.00	12.38	0.000			64
0202 App. Zona Termica D	125.4	337.4	0.372			5022
01 Soggiorno	37.12	103.13	0.360			1565
02 Bagno di servizio	3.96	10.69	0.370			186
03 Camera	23.43	77.22	0.303			1114
04 Camera matrimoniale	27.72	58.82	0.471			930
05 Bagno padronale	7.42	28.96	0.256			690
06 Cucina	25.74	46.20	0.557			1230
07 Disimpegno	0.00	12.38	0.000			64

Tabella 5: Esempio di riepilogo dei carichi termici di un edificio

4.2.3 PARAMETRI DI CALCOLO PER IL CARICO TERMICO

Per il calcolo dei coefficienti liminari si possono utilizzare le seguenti espressioni tratte dalle varie norme UNI en 12831:2006 oggi vigenti, tutte espresse nel S.I.

Superfici verticali e orizzontali con flusso ascendente:

$$h_e = 2.3 + 10.5\sqrt{v} \quad (W / m^2 K)$$

Superfici orizzontali con flusso discendente:

$$h_e = 0.7 \cdot (2.3 + 10.5\sqrt{v}) \quad (W / m^2 K)$$

Per le strutture trasparenti:

$$h_e = 25 \text{ W/m}^2\text{K} \quad \text{per vetri normali } (\varepsilon=0.837)$$

$$h_e = 3.6 + 4.4 \frac{\varepsilon}{0.837} \quad (\text{W/m}^2\text{K}) \quad \text{per vetri selettivi}$$

con v velocità del vento in m/s. La precedente relazione ci dice che il contributo radiativo dipende dall'emissività dei vetri. Il valore nominale è pari a 0.837 ma si possono avere vetri basso emissivi con $\varepsilon=0.20$ o anche $\varepsilon=0.05$ per vetri camera ad alte prestazioni termiche.

Valori usuali dei coefficienti liminari, cioè da utilizzare di norma a meno di condizioni esterne che giustifichino il calcolo di nuovi valori di calcolo (ad esempio in zone particolarmente ventose) sono i seguenti:

Componenti opachi:

$$h_e = 25 \quad \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right)$$

$$h_i = 7.7 \quad \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right)$$

Nel caso di elementi disperdenti la cui trasmittanza varia nel tempo, ad esempio finestre con veneziane o altri tipi di elementi oscuranti, occorre considerare il valore della trasmittanza mediata nel tempo considerato.

Maggiorazioni per Orientamento

Il calcolo del carico termico deve essere completato apportando alcune maggiorazioni che hanno lo scopo di adeguare il calcolo fittizio del carico di picco alla situazione reale.

Le maggiorazioni che si apportano sono di solito per *esposizione* e per *intermittenza*. Le prime (*esposizione*) correggono l'errore introdotto nel calcolo delle dispersioni senza tener conto dell'esposizione della parete disperdente e quindi della temperatura aria-sole che dipende proprio dall'orientamento.

Nella tabella seguente si hanno le maggiorazioni consigliate per esposizione: gli intervalli indicati lasciano al progettista ampio margine di adeguamento del calcolo fittizio alla realtà.

S	SO	O	NO	N	NE	E	SE
0	2÷5%	5÷10%	10÷15%	15÷20%	15÷20%	10÷15%	5÷10%

Tabella 6: Maggiorazioni per orientamento

La seconda maggiorazione che si applica è quella per intermittenza (anche se la L. 10/91 non la prevede più). Vale la pena di osservare che oggi il calcolo manuale è limitato solamente a casi semplici e che l'uso di codici di calcolo opportuni semplifica enormemente la vita anche in considerazione dell'elevato numero di calcoli da fare.

Ponti Termici

Per il calcolo dei ponti termici (secondo blocco a destra della [1]) occorre far riferimento ai manuali specializzati che forniscono il valore del coefficiente lineare ψ_k per le varie situazioni possibili: ad esempio per intersezioni di pareti esterne, di pareti esterne ed interne, di pareti verticali e solai, di infissi per porte e finestre.

Le nuove norme UNI TS 11300 consentono di calcolare i coefficienti lineari solo con i metodi indicati dalla UNI EN 10211 e con la UNI EN ISO 14683:2008, come si dirà più in dettaglio nel **Vol. 3°** sulla verifica energetica e certificazione degli edifici.

In pratica, essendo unica la temperatura fra le due facce della parete con ponte termico, l'elemento avente minore resistenza termica (ovvero maggiore conduttanza termica) ha il maggior flusso di calore: si suol dire che funge da *by pass* (o ponte termico) rispetto all'elemento di minore conduttanza.

Ad esempio la presenza di un pilastro o di una trave comporta un ponte termico: basta considerare che una parete normalmente coibentata con isolante termico ha trasmittanza variabile fra $0.3 \div 0.7 \text{ W/m}^2\text{K}$ mentre il calcestruzzo delle strutture portanti ha trasmittanza variabile fra $2.2 \div 2.6 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Ne consegue che il flusso termico che attraversa le strutture in cemento armato è $7 \div 10$ volte maggiore di quello che attraversa le normali pareti coibentate e quindi le strutture portanti fungono da *by pass* per il flusso termico che dall'interno va verso l'esterno.

Come conseguenza del maggior flusso si ha anche una minore temperatura superficiale degli elementi più trasmissivi con la conseguenza che più facilmente si raggiunge la temperatura di condensazione del vapore (*a parità di pressione atmosferica totale*) con conseguente formazione di condensa e quindi di muffe superficiali che danneggiano e deteriorano le pareti, specialmente per effetto della formazione di infiorescenze negli intonaci interni ed esterni.

Il flusso totale attraverso una parete è dato dalla relazione:

$$Q_{tot.parete} = \underbrace{\sum_i U_i A_i \Delta T}_{\text{Pareti normali}} + \underbrace{\sum_j \Psi_j l_j \Delta T_j}_{\text{Ponti termici}} \quad [2]$$

ove si ha:

- U trasmittanza termica della parete, ($\text{W/m}^2\text{K}$),
- A area della parete, (m^2),
- ψ trasmittanza lineare, (W/m.K),
- l lunghezza del ponte termico, (m).

Nel caso di pareti d'angolo si ha la relazione:

$$Q_{tot.parete} = \underbrace{\sum_i U_i A_i \Delta T}_{\text{Pareti normali}} + \underbrace{\sum_j \Psi_j l_j \Delta T_j}_{\text{Ponti termici}} = U_1 A_1 \Delta T + U_2 A_2 \Delta T + 2 \Psi l \Delta T$$

Per il calcolo del calore di ventilazione dei singoli ambienti occorre tenere conto della destinazione d'uso dei singoli locali. Nella Tabella 3 si hanno suggerimenti per il valore di n da utilizzare nella precedente relazione.

Il calcolo delle dispersioni termiche di un edificio viene svolto nell'ipotesi di regime stazionario, cioè si assume che le temperature esterne ed interne si mantengano costanti.

Questo significa che il flusso termico che si instaura attraverso il muro è costante e che le linee isoterme, che descrivono i vari strati di temperatura nelle varie sezioni del muro, sono perfettamente parallele alle superfici del muro stesso.

Nella realtà questa ipotesi di distribuzione della temperatura per "*piani paralleli*" non risulta mai verificata perché la parete non è mai completamente omogenea e tanto meno di lunghezza infinita.

Di conseguenza l'andamento della temperatura all'interno della generica parete non è costante ma varia in relazione al tipo di disomogeneità o di configurazione geometrica.

I ponti termici¹⁵ possono essere generati dalle seguenti circostanze:

- disomogeneità termica dei materiali che compongono uno strato (ad esempio la composizione di un solaio o la presenza di un pilastro di cemento armato in una parete di materiale diverso);
- disomogeneità geometrica (angoli di parete o incroci).

La presenza di un ponte termico comporta, in generale, una diversa distribuzione delle temperature sia superficiali che interne al diaframma e quindi un aumento della quantità di calore disperso.

Nella pratica generale la presenza di un ponte termico viene affrontata fornendo semplicemente una maggiore quantità di calore all'ambiente, sottovalutando l'aspetto della diversa distribuzione delle temperature sulla parete che può portare a formazione di condensa e muffe, come documentato nelle figure seguenti.

In figura seguente si è messo a confronto l'andamento della temperatura superficiale interna, determinata con il metodo degli elementi finiti, di un angolo non isolato (la zona in azzurro lungo lo spigolo e l'angolo interno rappresenta la zona di pericolo di condensa) con quella di un angolo isolato mediante l'applicazione di appositi pannelli.

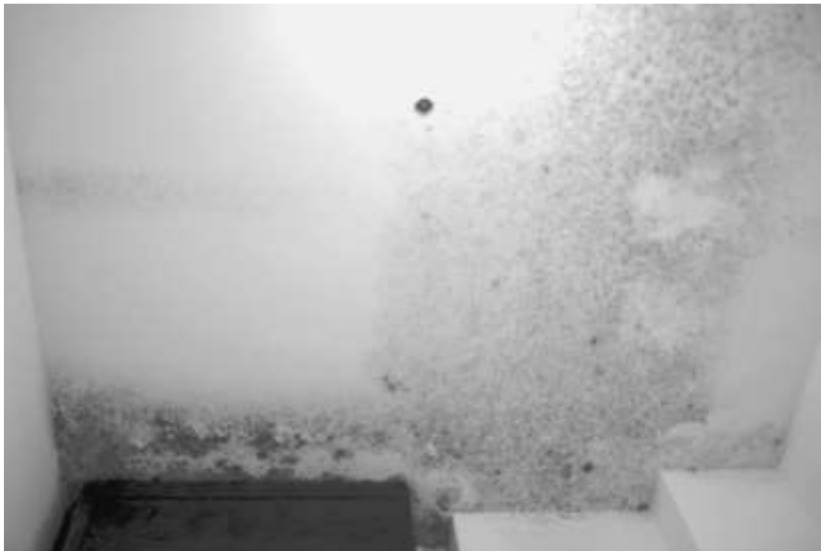


Figura 13: Formazione di condensa e muffa in corrispondenza di una discontinuità di tipo geometrico

Fungono quindi da ponte termico le zone dell'edificio dove l'isolamento termico è interrotto. Per esempio la continuità del muro di tamponamento viene arrestata dai cordoli perimetrali ovvero dalle travi alle quali si vincolano i travetti degli impalcati.

In questi punti si apre una via di fuga preferenziale al passaggio del calore, determinata dalla presenza del calcestruzzo armato che ha una trasmittanza più elevata del muro.

Altri tipici esempi di ponti termici si verificano in corrispondenza dei pilastri d'ambito esterno in facciata, delle soglie, dei davanzali, delle velette in c.a. ecc. che producono effetti quali:

- a) eterogeneità della temperatura superficiale che determina la formazione di moti convettivi e il deposito disomogeneo di pulviscolo;
- b) formazione di macchie antiestetiche prodotte dalla condensazione di vapore acqueo con progressivo e inevitabile degrado meccanico dei materiali;

¹⁵ Quest'argomento viene discusso anche nel Vol, 3° sulla Verifica e Certificazione energetica alla luce delle nuove norme UNI TS 11300:2014.

- c) formazione di fessurazioni nelle zone di contatto di materiali aventi differente trasmittanza termica e disgregazione superficiale causata dall'insorgere di tensioni.

La presenza di un ponte termico può causare quindi diversi effetti negativi oltre quelli già indicati. Gli accorgimenti per eliminare o almeno ridurre i ponti termici sono diversi ma non sempre di facile realizzazione e dipendono dalla particolarità geometrica della singola situazione.



Figura 14: Formazione di condensa e muffa in corrispondenza dell'intersezione di due pareti

Per esempio risulta abbastanza semplice isolare termicamente i pilastri perimetrali mediante la fasciatura termica interna o esterna realizzata con la muratura a cassetta.

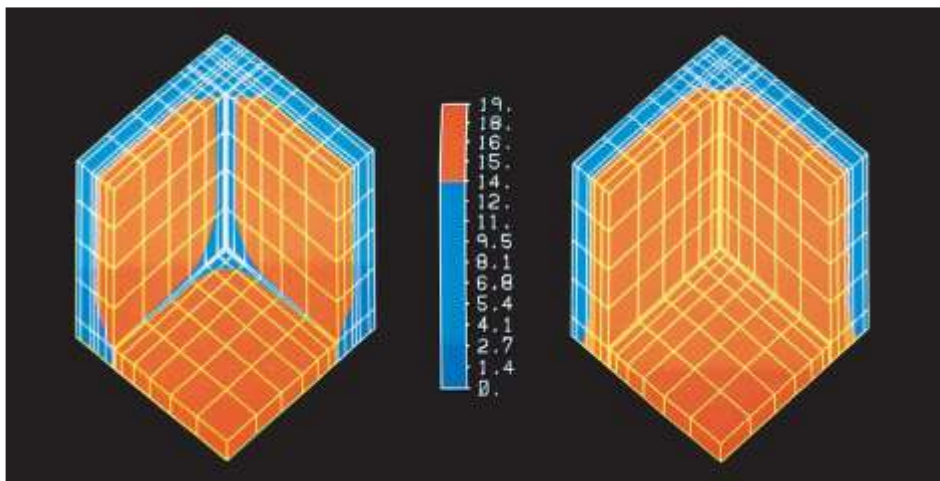


Figura 15: Andamento delle temperature superficiali interne determinato con il metodo degli elementi finiti

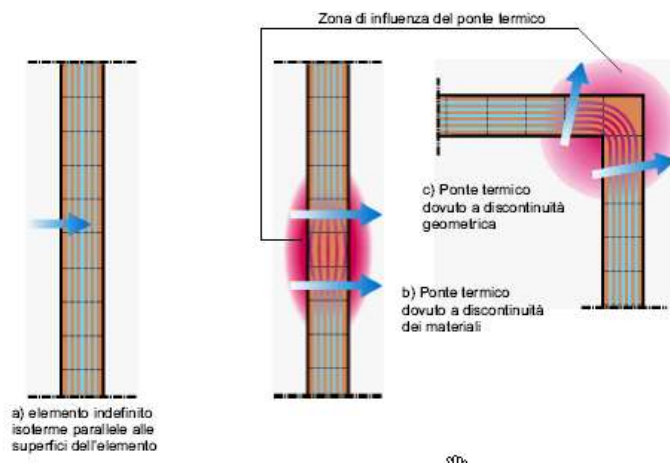


Figura 16: Trasmissione di calore attraverso i ponti termici

La riduzione del ponte termico in corrispondenza della trave di solaio implica invece la progettazione di dettagli costruttivi assai più complessi: cioè l'impiego di appositi elementi prefabbricati "marcapiano" che, isolati all'interno, consentono di deviare e allungare il percorso del flusso termico e quindi di minimizzarlo (vedi figure seguenti).

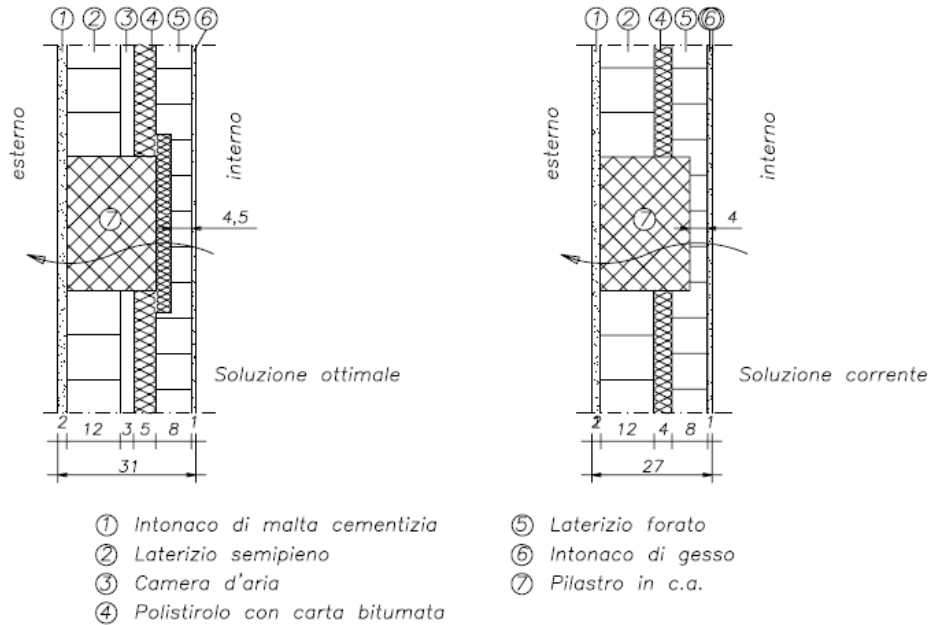


Figura 17: Ponte termico in corrispondenza del pilastro

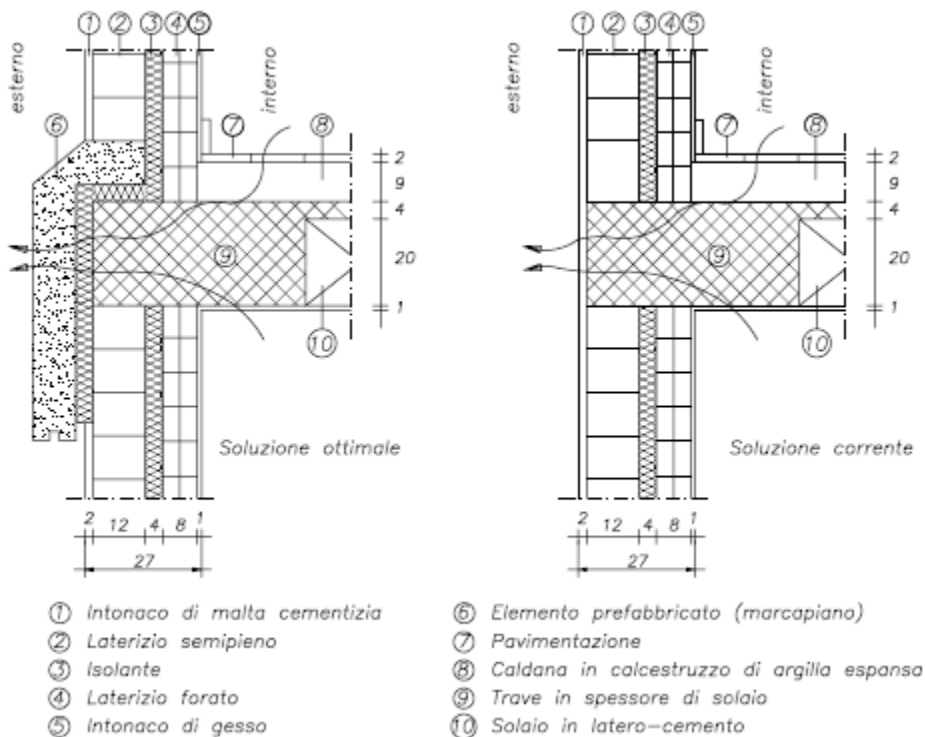


Figura 18: Ponte termico in corrispondenza della trave

Caratterizzazione delle zone climatiche

La L. 373/76¹⁶ suddivideva il territorio italiano in sei zone climatiche caratterizzate dai *Gradi-Giorno* secondo la seguente tabella.

ZONA CLIMATICA	GRADI-GIORNO
A	≤ 600
B	601 ≤ 900
C	901 ≤ 1400
D	1401 ≤ 2100
E	2101 ≤ 3000
F	> 3000

Tabella 7: Definizione delle zone climatiche

Le norme *UNI-10344* e *UNI- 10349*¹⁷ fissano, per ciascun comune italiano, i GG (*Gradi-Giorno*), la temperatura esterna (minima e media stagionale) nonché i valori di radiazione solare.

I GG sono definiti dalla relazione:

$$GG = \sum_{j=1}^N (t_{ri} - t_{e,j}) \quad \text{per } t_{e,j} \leq t_{ri}$$

ove si ha il seguente simbolismo:

- t_{ri} temperatura interna di riferimento, °C,
- $t_{e,j}$ temperatura media esterna del j.mo giorno, °C,
- N numero complessivo di giorni del periodo considerato.

La temperatura interna di riferimento in Italia è posta pari a 17 °C (per tenere conto degli apporti gratuiti), N è posto pari alla durata convenzionale del periodo di riscaldamento (funzione della zona climatica) che corrisponde ai giorni nei quali la temperatura media esterna resta inferiore a 17 °C.

4.3 SCELTA DELLA TIPOLOGIA IMPIANTISTICA

Se il calcolo dei carichi termici (*fittizi o reali*) viene effettuato con metodi matematici e spesso con l'ausilio di programmi di calcolo appositamente predisposti, la *scelta della tipologia impiantistica* è la fase più delicata ed impegnativa di tutto l'iter progettuale.

E' proprio in questa fase che il *Progettista* deve decidere come realizzare l'impianto. Qualche esempio può chiarire quanto si vuole evidenziare.

Un impianto di riscaldamento (*probabilmente la tipologia impiantistica più diffusa*) si può realizzare in più modi, ad esempio:

- con radiatori;
- con termoconvettori;
- ad aria calda (con distribuzione dell'aria mediante canali e bocchette di mandata);
- a pavimento (pavimento radiante).

La distribuzione dell'acqua calda può essere effettuata in diversi modi, ad esempio:

¹⁶ Questa suddivisione è rimasta invariata nelle leggi e norme successive. Inizialmente ogni comune d'Italia ha un numero di gradi giorno ricavabile dal UNI 10346:2001. Oggi, con l'emanazione della nuova UNI 10346:2016, si hanno valori aggiornati. Su quest'argomento vedasi anche il Vol. 3.

¹⁷ La nuova UNI 10349:2016 indica nella Parte 3 (Vedi Vol. 3° sulla Verifica e Certificazione Energetica degli edifici) indica le modalità di calcolo dei Gradi Giorno per varie temperature base.

- a collettori complanari;
- con distribuzione monotubo.

La scelta del generatore termico è quanto mai varia (come si vedrà nel prosieguo) e lo stesso si deve dire per i componenti di impianto.

Le cose si complicano ulteriormente per gli impianti di climatizzazione estivi per i quali si hanno almeno tre tipologie:

- ad aria;
- ad acqua;
- misti con aria primaria.

In definitiva questa fase è la più delicata ed impegnativa e fortemente dipendente dall'esperienza del progettista. Inoltre la scelta impiantistica è spesso dipendente (direi anche *fortemente dipendente*) anche dall'architettura dell'edificio.

Si hanno spesso condizionamenti di vario tipo che rendono difficile la progettazione degli impianti e la vita degli impiantisti.

Ad esempio spesso non si sa dove inserire gli impianti perché mancano gli spazi dei locali tecnici o non si hanno cavedi tecnici per il passaggio delle tubazioni e ancor più non si hanno spazi sufficienti per il passaggio dei canali che sono molto più ingombranti delle tubazioni.

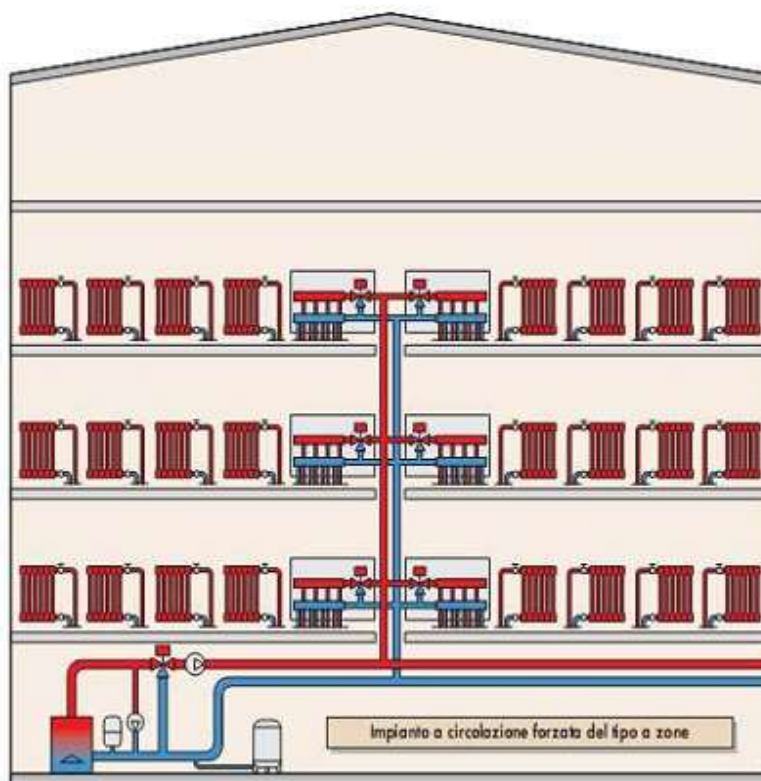


Figura 19: Esempio di impianto di riscaldamento

4.3.1 EFFICIENZA DELLE VARIE TIPOLOGIE DI IMPIANTO

Una tendenza comune nella progettazione termotecnica è di assemblare l'impianto nei vari componenti scegliendo una soluzione impiantistica sulla base dei costi (quasi sempre) o dell'efficienza energetica (raramente).

Spesso l'abitudine porta a scegliere soluzioni impiantistiche consolidate o più conosciute senza alcuna valutazione tecnico – economica e, ancora di più alla luce della recente

normativa DM 26/06/2015, su valutazioni di efficienza energetica complessiva del sistema edificio – impianto.

Come più volte detto, l'applicazione delle complesse normative sulla verifica energetica degli edifici (vedi Vol. 3°) e in particolare del decreto sui requisiti minimi degli edifici, DM 26/06/2015, porta a considerare con molta attenzione la scelta del sistema impiantistico. Si osserva, infatti, che si hanno due problemi da affrontare:

- La **massimizzazione dell'efficienza globale di impianto** (
- La **massima utilizzazione di energia rinnovabile** compatibile con la possibilità di utilizzare FER (*Fonti di Energia Rinnovabile*) nei confini dell'edificio. Questo significa scegliere una pompa di calore al posto di una normale caldaia a gas o a gasolio perché la prima fornisce una quota di energia rinnovabile mentre le seconde no.

L'effetto combinato delle due esigenze sopra indicate unite alle esigenze energetiche dell'edificio porta a scegliere tipologie di impianto più complesse, meno energivore e, nel binomio edificio – impianto, più convenienti.

Quest'ultima osservazione merita qualche approfondimento in più.

Nel caso di edifici di grandi dimensioni e con superfici vetrate oltre il 20% delle superfici delle pareti opache, per i quali gli effetti degli orientamenti delle finestre comportano grandi variazioni di carico durante le ore del giorno, si hanno quasi sempre esigenze climatiche contemporanee di riscaldamento e di raffrescamento.

In questi casi si utilizzano sistemi impiantistici polifunzionali (caldo e freddo contemporanei) composti da pompe di calore in parallelo o sistemi polifunzionali a 4 o 6 tubi a più stadi. Qualunque sia la combinazione di generatori termici, nasce sempre un problema di regolazione degli impianti sia per la gestione del parallelo dei generatori (ad esempio delle pompe di calore) che per gli effetti della massa d'acqua (e quindi della capacità termica) del circuito secondario di utilizzazione.

Una progettazione non ben studiata unita ad una regolazione poco efficiente può portare ad efficienze energetiche di impianto basse rispetto ai valori prevedibili e quindi a sprechi energetici non giustificati.

Vale la regola: *“tanto più complessi sono gli impianti tanto più efficiente deve essere la regolazione termica”*. Pertanto è sempre bene affidarsi agli specialisti del settore.

4.3.2 LE SEZIONI CHE COMPONGONO UN IMPIANTO DI RISCALDAMENTO

Gli impianti di climatizzazione possono essere di tipo diverso a seconda della destinazione d'uso degli edifici, del fluido termovettore utilizzato, dal costo e quindi dalla qualità che si desidera avere.

Ogni impianto di riscaldamento o di raffrescamento è composto di tre sezioni fondamentali (qui si trascura la sezione di controllo che sarà affrontata in un capitolo successivo):

Sezione di produzione dell'energia ⇒ **Sezione di trasporto dell'energia** ⇒ **Sezione di scambio**

Ciascuna di esse ha caratteristiche costruttive e progettuali proprie. In ogni caso è da tenere presente che l'obiettivo finale di riscaldare o raffrescare gli ambienti si raggiunge solamente se tutte e tre le sezioni sono congruenti e correttamente progettate.

Non basta, ad esempio, produrre in caldaia l'energia necessaria per il riscaldamento ma occorre anche trasportare tutta l'energia prodotta a destinazione e fare in modo che i terminali, ad esempio i radiatori, la cedano agli ambienti.

Se si sottodimensiona una di queste sezioni tutto l'impianto funzionerà male o non funzionerà affatto.

E non si deve pensare che il *sovradimensionare* le sezioni sia un bene, in genere si ottiene un decadimento della funzionalità complessiva soprattutto se il *punto di lavoro* effettivo è molto al di sotto delle singole potenzialità.

Avviene, infatti, che il rendimento dei componenti (*pompe, regolazione, generatori, terminali, ...*) non sia ottimale per tutto un grande intervallo bensì in un *range* ristretto¹⁸ e pertanto il sovradimensionamento porta spesso al malfunzionamento dell'impianto nella sua globalità.

In linea di massima possiamo qui classificare gli impianti secondo tre caratteristiche:

- Tipo di generatore di calore utilizzato: a gasolio, a gas, elettrico;
- Tipo di fluidi termovettore utilizzato: ad acqua, ad aria, misto.
- Tipo di terminali utilizzati: radiatori, termoconvettori, pannelli radianti.

Seguiranno alcune brevi note descrittive, soprattutto di tipo qualitativo visto che dobbiamo solo selezionare i componenti, sulle tipologie impiantistiche, sulle problematiche d'uso, di gestione e di installazione.

I criteri progettuali saranno ora brevemente discussi. In sede progettuale si selezionano i componenti di impianto dai cataloghi commerciali dei vari costruttori. Questa scelta è spesso impegnativa per la progettazione in quanto vincolata al componente selezionato.

Così, ad esempio, la potenzialità dei fan coil selezionati dipende dalla serie commerciale considerata, diversa da costruttore a costruttore. Allo stesso modo le caratteristiche di una pompa di circolazione dipendono dal catalogo commerciale selezionato.

Va ricordato che in Italia la progettazione allegata ad una gara pubblica non deve recare indicazioni che riconducano il progetto a componenti reali.

Ciò è un'anomalia tutta italiana perché è ben noto che la progettazione esecutiva non può prescindere dal riferimento a componenti reali.

Anzi in alcuni paesi la selezione dei componenti è oggetto di valutazione importante perché, oltre al costo totale dell'opera, viene valutato il rapporto prezzo/qualità.

Oggi la scelta dei componenti di impianto è resa molto più agevole dalla disponibilità di cataloghi commerciali in rete evitando, così, il ricorso a binder tecnici voluminosi ed ingombranti. Inoltre i cataloghi in rete sono sempre aggiornati dai costruttori.

Va considerata anche la possibilità di utilizzare strumenti di selezione (solitamente software opportunamente predisposti) che i vari costruttori mettono a disposizione per i loro prodotti più rilevanti quali i refrigeratori/pompe di calore, le UTA, le travi fredde, ...

¹⁸ Ad esempio per una pompa il *punto di lavoro* dipende, come si osserva nel volume 3° per il dimensionamento delle reti tecnologiche, dalla portata di fluido e dalle perdite totali agli attacchi della stessa ed è dato dall'intersezione della curva caratteristica della pompa con la curva delle perdite totali, entrambe di tipo quadratico ma a concavità. Se la rete di distribuzione è sovradimensionata si hanno minori perdite e ciò provoca lo spostamento del *punto di lavoro* verso il basso della curva caratteristica della pompa e quindi in una zona dove il rendimento della stessa scende al di sotto dei valori usuali ($\eta > 0.8$). Lo stesso accade se si sceglie una pompa di circolazione molto più potente rispetto alle necessità della rete di distribuzione: la curva caratteristica della pompa si innalza mentre la parabola dei carichi resta bassa e il *punto di lavoro* risulta basso, ancora con rendimento inferiore a 0.8. Ragionamento simile a quello fatto per le pompe si può fare per i generatori di calore: scegliere una caldaia molto più potente di quella necessaria significa avere regimi di funzionamento ridotti con alternanze frequenti di accensione e spegnimento del bruciatore. Il rendimento di combustione comunque scende al di sotto di quello nominale (cioè *corrispondenza alla piena potenzialità della caldaia*) con grave pregiudizio per il funzionamento globale dell'impianto. A questo proposito si osserva che la L. 10/91 prescrive anche un rendimento limite delle caldaie per il funzionamento a potenza ridotta. I terminali (*ad esempio i radiatori*) sono progettati per funzionare al meglio nelle condizioni nominali di progetto per cui sovradimensionare i radiatori porta ad avere una minore temperatura superficiale degli stessi e quindi una resa termica inferiore a quella nominale.

Si ricordi che questo metodo vincola la selezione dei prodotti commerciali e questo può non essere possibile per le offerte pubbliche, come sopra indicato.

Lo sviluppo dell'impiantistica in questi ultimi anni ha avuto un'impennata con l'introduzione di nuovi componenti e nuove tipologie di impianti.

In questa sede si darà enfasi all'impiantistica classica, consolidata da decenni di applicazioni. I successivi capitoli sono dedicati ai vari componenti principali di impianto.

Si invitano gli interessati a cercare altri approfondimenti nei manuali specializzati.

Per i componenti comuni anche agli impianti di condizionamento si veda il Vol. 4° per ulteriori dettagli.

4.4 SCHEMATIZZAZIONE DELLA SOLUZIONE IMPIANTISTICA

Per procedere al dimensionamento delle reti di distribuzione e alla selezione dei componenti di impianto occorre avere uno schema impiantistico e quindi i disegni delle piante e delle sezioni dell'edificio e segnare, anche in modo schematico, i percorsi delle tubazioni o dei canali a seconda del fluido termovettore selezionato.

Si hanno, solitamente, tre possibilità:

- Che l'impianto utilizzi solo acqua come fluido termovettore;
- Che l'impianto utilizzi solo aria come fluido termovettore;
- Che l'impianto sia misto e che utilizzi entrambi i fluidi termovettori.

Illustriamo brevemente ciascuno dei tre casi.

4.4.1 IMPIANTI CHE UTILIZZANO SOLO ACQUA

In questo caso si hanno solo utenze e reti ad acqua. Ad esempio in figura seguente si ha un edificio composto da due appartamenti.

La tipologia di impianto è con caldaia a gas, rete di distribuzione acqua a collettori complanari e radiatori in alluminio.

Se si osserva il primo ambiente in alto a sinistra, cucina, si ha la situazione di figura dove è visibile l'inserimento del radiatore nella parete esterna di sinistra.

Per il secondo ambiente, soggiorno, si hanno due corpi scaldanti a causa delle dimensioni del locale e dell'elevato carico termico richiesto (circa 2000 W suddivisi in 581 + 1434 W).

Si osserva ancora dalle precedenti figure che la caldaia è stata posta (in rosso) all'esterno e questa alimenta il collettore complanare posto al centro di ciascun appartamento.

Dal collettore complanare (uno di mandata ed uno di ritorno) si dipartono le tubazioni (di mandata e di ritorno) per ciascun corpo scaldante.

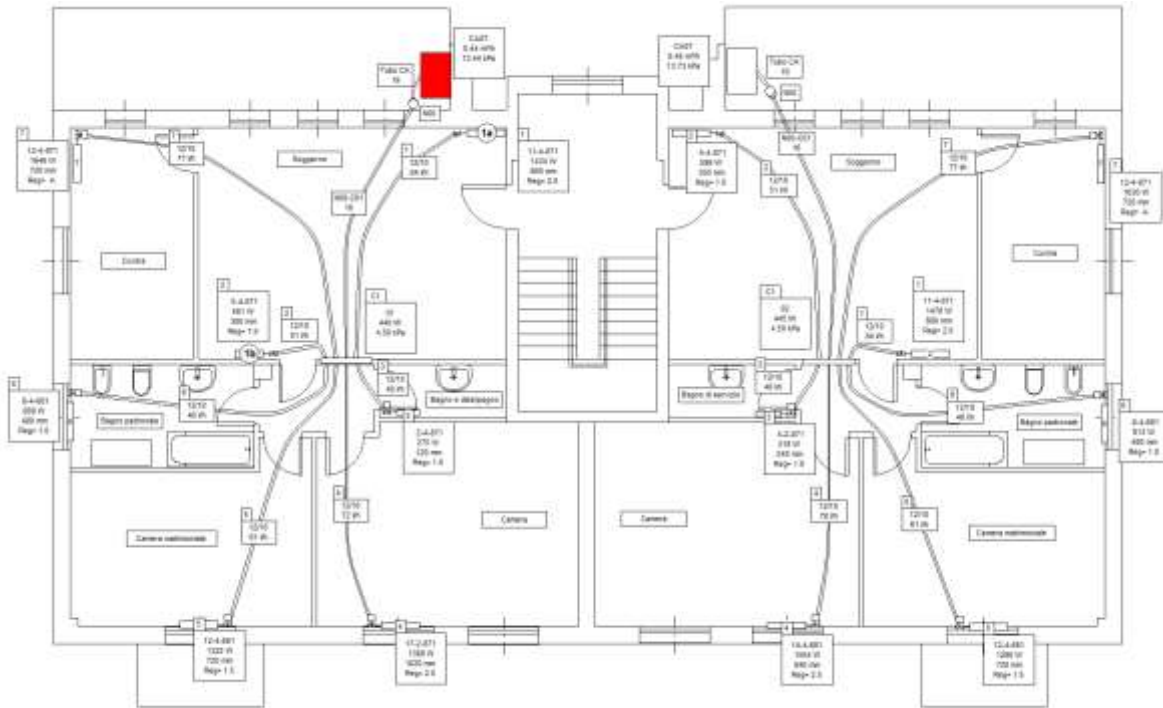


Figura 20: Pianta di un edificio su cui inserire l'impianto di riscaldamento

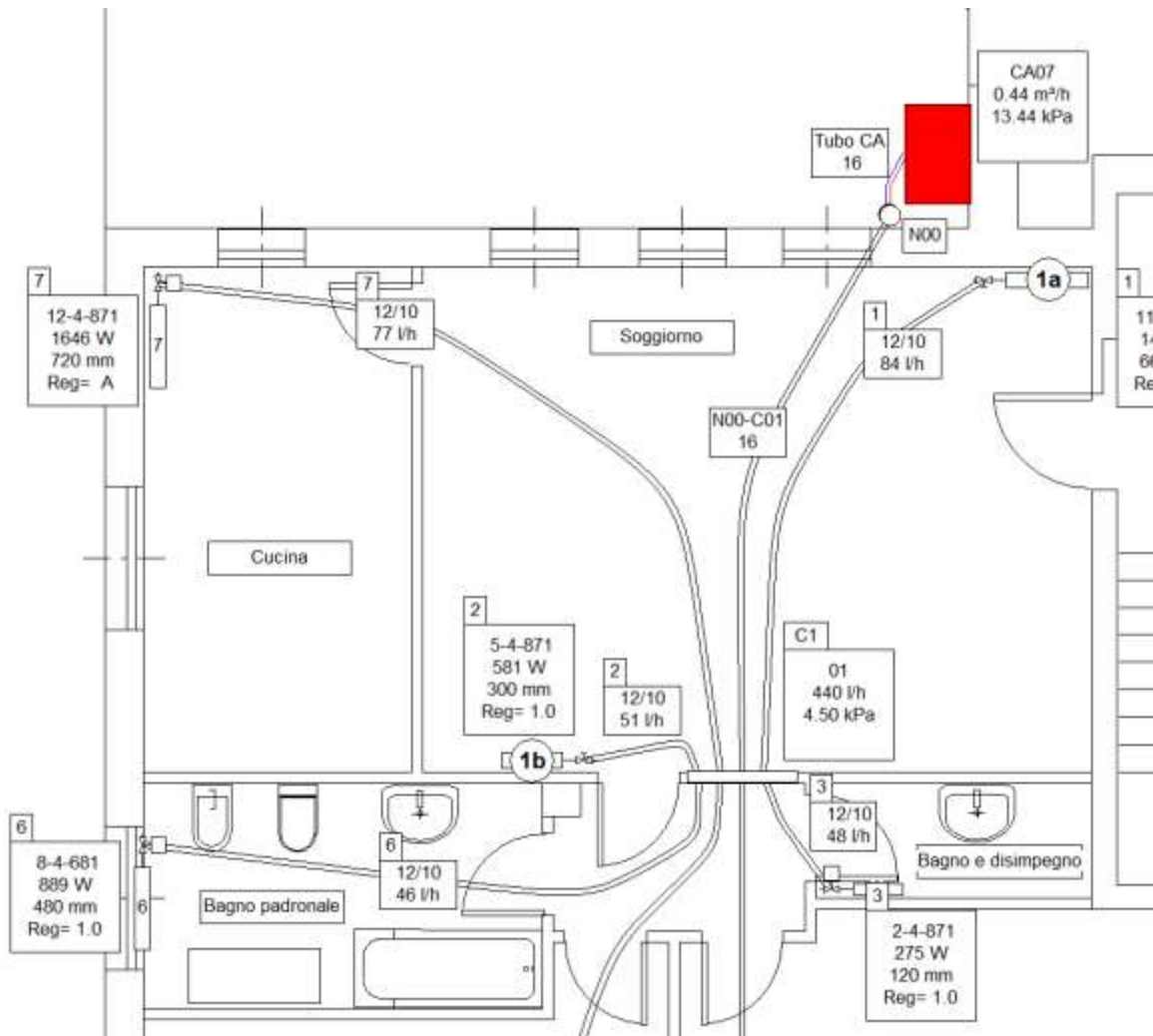


Figura 21: Esempio di disposizione dei corpi scaldanti e delle tubazioni

Si procede in questo modo per tutti gli ambienti, posizionando il o i corpi scaldanti e collegandoli al collettore complanare con percorsi delle tubazioni che tengano conto delle caratteristiche architettoniche degli edifici.

In particolare si osserva che se si sta progettando per un edificio nuovo da costruire allora si può pensare di far passare le tubazioni (di rame con isolamento esterno) al di sotto del pavimento mentre per un edificio esistente si fanno passare le tubazioni lungo i muri laterali, possibilmente nascondendole sotto il battiscopa, vedi figura seguente.

Il posizionamento dei generatori termici, dei corpi scaldanti e delle tubazioni va ripetuto per tutti i piani dell'edificio.

Nel caso di utilizzo dei fan coil, soprattutto per edifici terziari di grandi dimensioni, non si utilizza la distribuzione con collettori complanari ma ad anello, come si può osservare in figura.

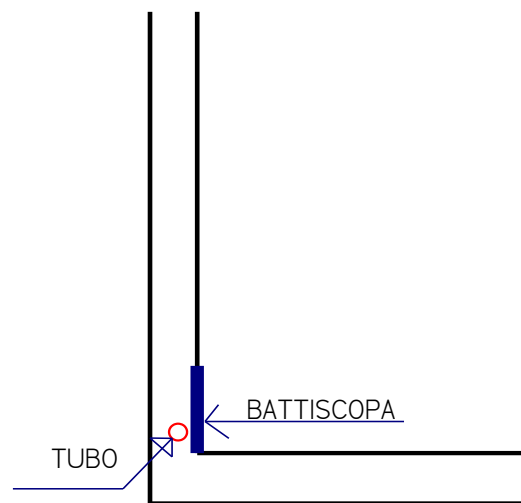


Figura 22: Posizionamento delle tubazione dietro il battiscopa

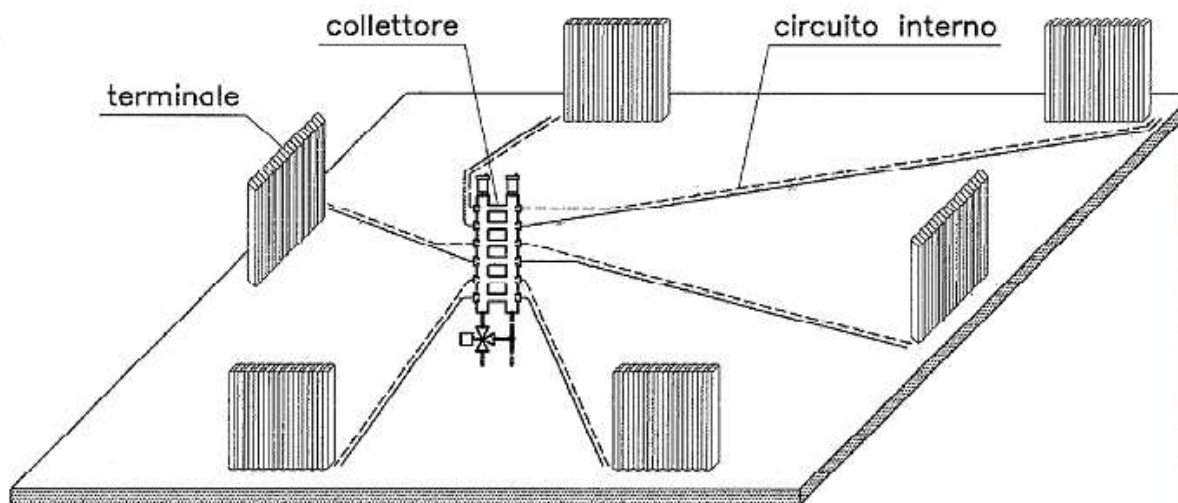


Figura 23: Vista assonometrica di una distribuzione a collettore complanare

Spesso i fan coil sono associati ad impianti misti (aria – acqua) nei quali il ricambio d'aria fisiologico viene assicurato mediante canali (di dimensioni più ridotte rispetto a quelli a tutt'aria, come si dirà nel Volume sulle reti tecnologiche) e pertanto si hanno entrambe le problematiche viste per le tubazioni e per i canali dell'aria.



Figura 24: Coppia di collettori complanare di mandata e di ritorno



Figura 25: Esempio di installazione dei collettori complanari

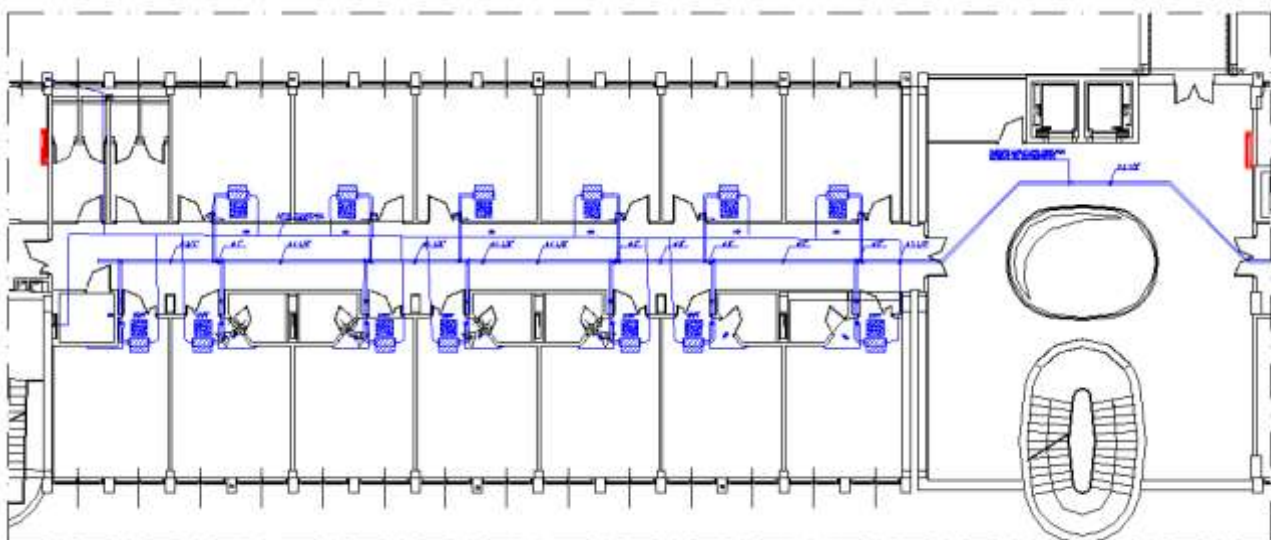


Figura 26: Esempio di rete di distribuzione per fan coil ad anello

4.4.2 CENTRALE TERMICA

La centrale termica ospita solitamente i componenti attivi dell'impianto e cioè i generatori di calore e, se presenti, i refrigeratori d'acqua unitamente ai vasi di espansione, alle pompe di circolazione e agli organi di sicurezza.

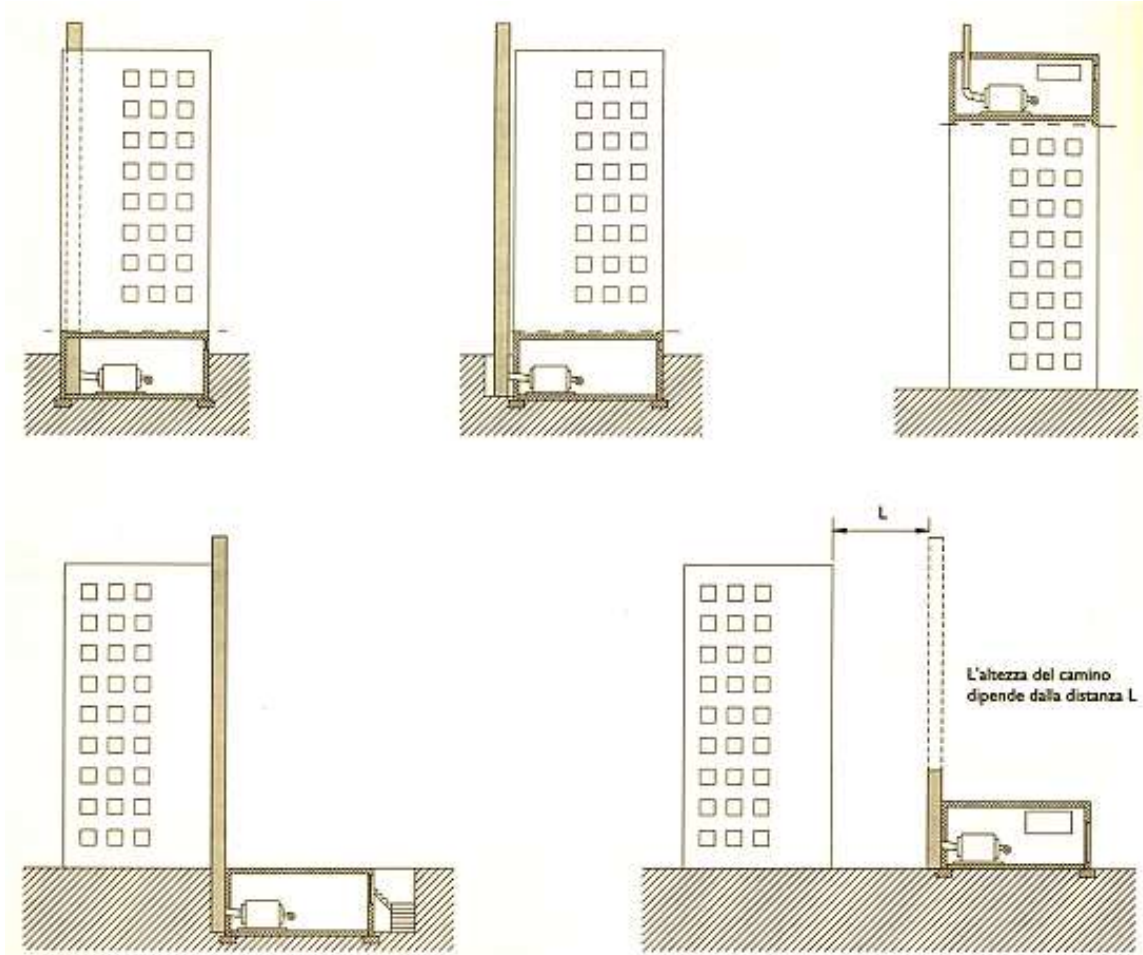


Figura 27: Localizzazione delle centrali termiche

La localizzazione della centrale termica deve essere fatta con cura perché deve soddisfare alla normativa di sicurezza dei Vigili del Fuoco e pertanto, ad esempio, deve sempre avere un'uscita a cielo aperto accessibile esternamente.

In figura si riportano le possibili localizzazioni delle centrali termiche.

4.4.3 CANNE FUMARIE

Le canne fumarie debbono consentire il corretto smaltimento in atmosfera dei prodotti di combustione. Esse possono essere singole o multiple ed avere un'altezza almeno 1 metro superiore a quella degli edifici vicini.

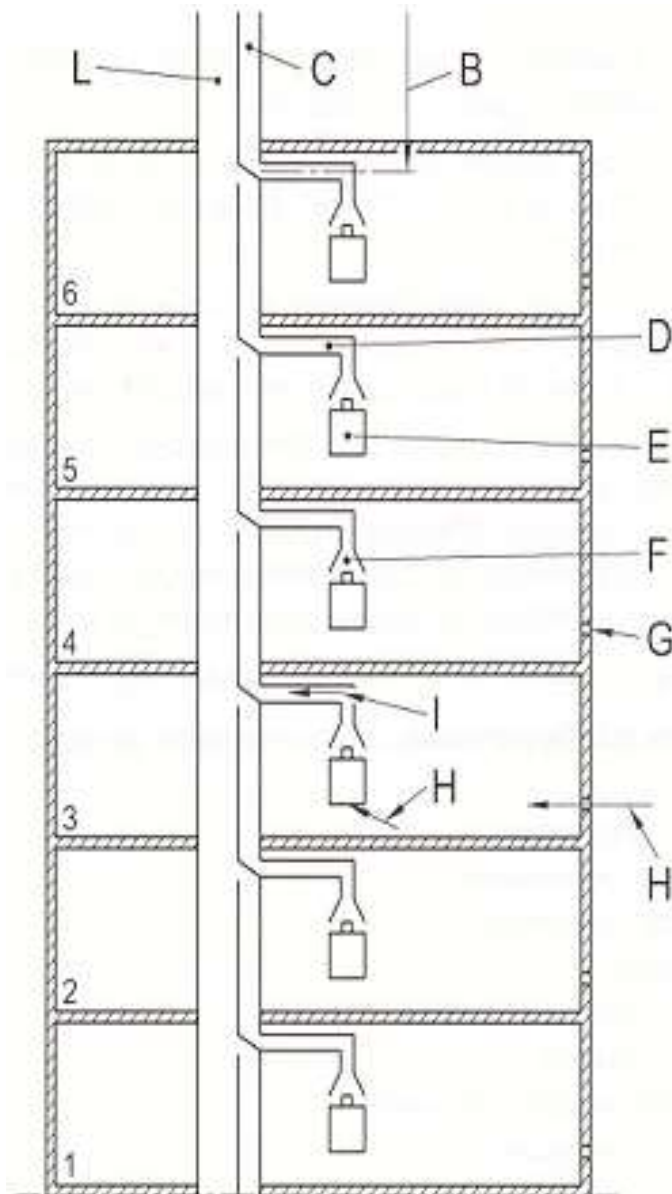


Figura 28: Esempio di canna fumaria multipla

4.4.1 IMPIANTI CHE UTILIZZANO ARIA

Nel caso si utilizzi come fluido termovettore l'aria allora si ha un impianto di termoventilazione. In questo caso occorre posizionare i terminali (bocchette di mandata o diffusori a soffitto) e poi i canali, inizialmente come schema unifilare in quanto le dimensioni dei singoli tronchi non sono a priori note.

Per i canali d'aria si hanno quasi sempre problemi geometrici dovuti allo scarso spazio disponibile. In genere è opportuno cercare in questa fase di eliminare conflittualità varie (ad esempio incroci di canali) che possono condizionare la fase successiva.

In figura si ha un esempio di ingombro dei canali d'aria posti in corridoio.

Altri problemi si hanno se i canali debbono scavalcare le travi a spessore, come indicato in figura: in pratica l'ingombro in sezione aumenta e ciò porta spesso ad avere problemi con il controsoffitto.

Spesso la dimensione verticale del canale viene ridotta in modo da potere nascondere l'impianto al di sopra del controsoffitto che lascia sempre spazi limitati.

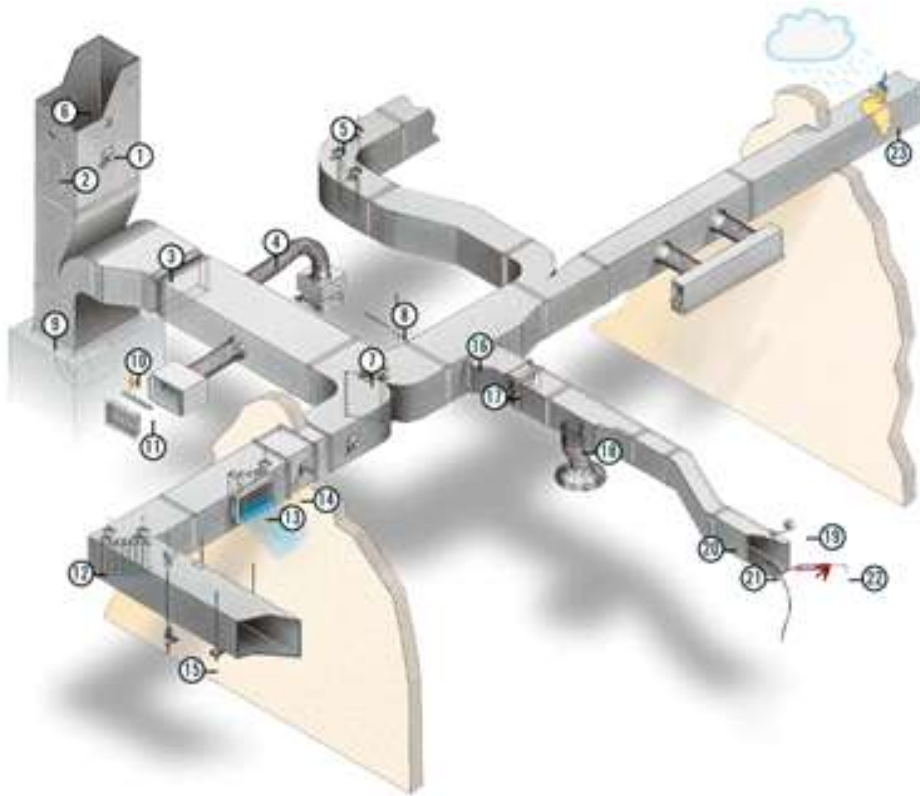


Figura 29: Schematizzazione di una rete di canali d'aria

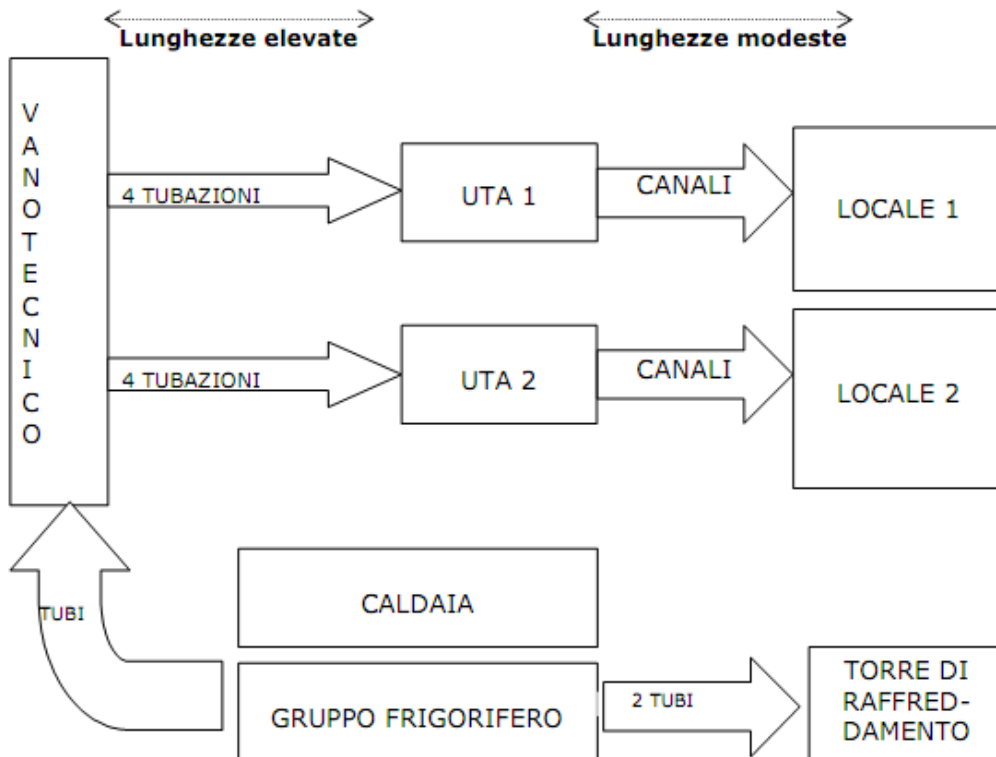


Figura 30: Schema funzionale di un impianto ad aria

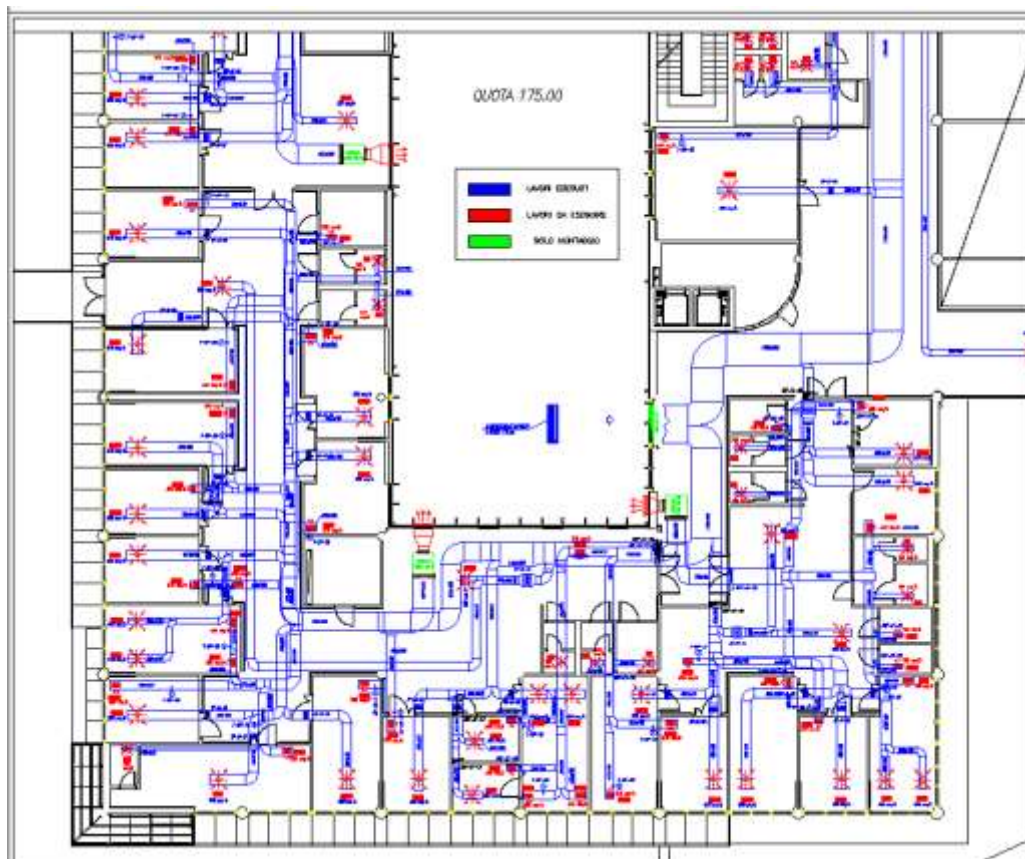


Figura 31: Esempio di posizione di terminali (bocchette di mandata) e di canali d'aria

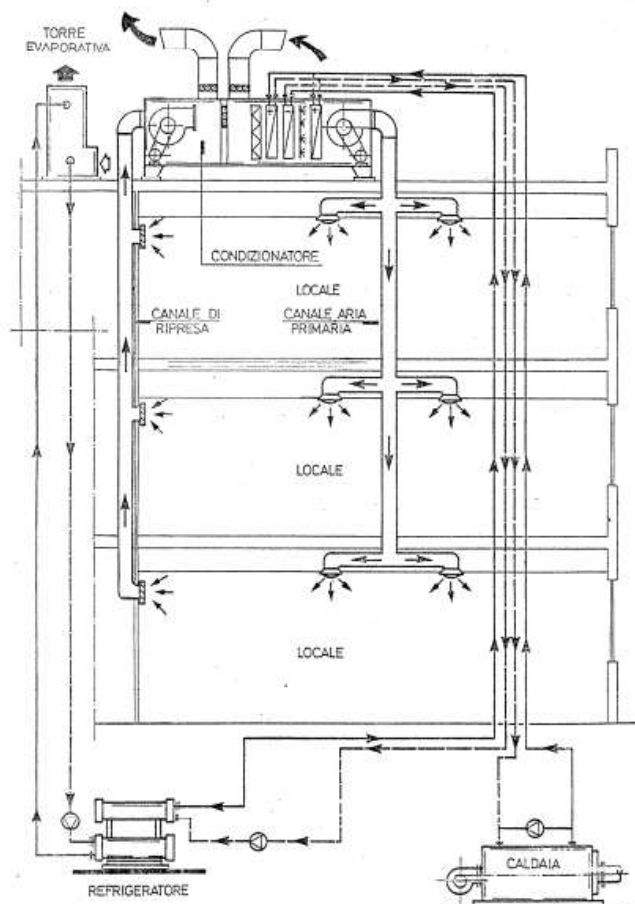


Figura 32: Schematizzazione del funzionamento degli impianti ad aria

Le cose si complicano ulteriormente se oltre al canale di mandata occorre posizionare anche il canale di ripresa dell'aria degli ambienti. In questo caso i problemi di spazio (sia in larghezza che in altezza) possono spesso essere complessi e/o non risolvibili.

Occorre qui osservare che se ben progettato l'edificio dovrebbe ben contenere tutti gli impianti che deve ospitare.

Tuttavia ancora troppo spesso l'impiantista deve operare su disegni già fatti ed approvati e con spazi e volumi tecnici non previsti. In questi casi l'ignoranza progettuale è evidente perché i canali d'aria corrono esternamente interagendo negativamente con i prospetti dell'edificio danneggiandoli. Una tale soluzione non è giustificabile per edifici nuovi ed è appena tollerabile per edifici esistenti dove gli spazi necessari proprio non esistono.

In generale gli impianti da inserire in edifici esistenti (e ancora di più se storici) devono fare i conti con murature portanti spesse da 50 a 100 cm, tetti a volte intoccabili, distribuzione degli ambienti in serie e possibilmente senza corridoi, ... Il retrofitting degli edifici esistenti è certamente fra i problemi più complessi che possono trovare soluzione, spesso, nella scelta di tecnologie innovative quali il riscaldamento radiativo, l'utilizzo di sistemi VRV, l'uso di canali flottanti, ...In ogni caso è fondamentale, per la buona progettazione impiantistica, collaborare con i progettisti architettonici fin dall'inizio della progettazione dell'edificio, ponendo sul tavolo tutte le problematiche dimensionali, topologiche e funzionali che l'impiantistica meccanica pone.

In special modo è necessario prevedere spazi di passaggio (cavedi) per i canali d'aria che attraversano i vari piani. In caso contrario si troveranno tali spazi cannibalizzando ambienti e/o gabbie ascensori. E' chiaro comunque che non esistono regole certe per il posizionamento degli impianti ma occorre una buona dose di esperienza e di buon senso.

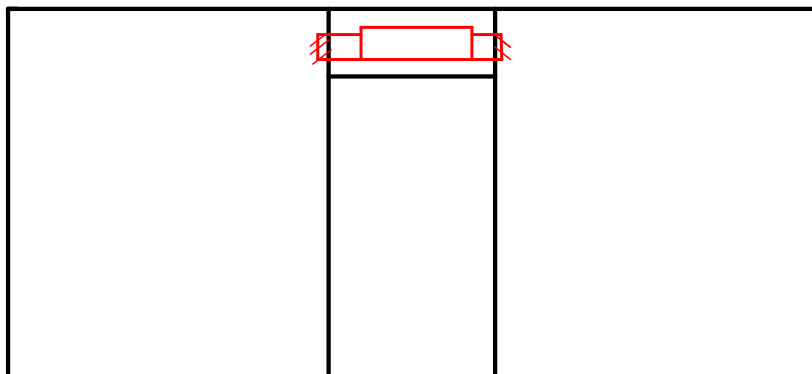


Figura 33: Esempio di sezione di passaggio dei canali in un corridoio

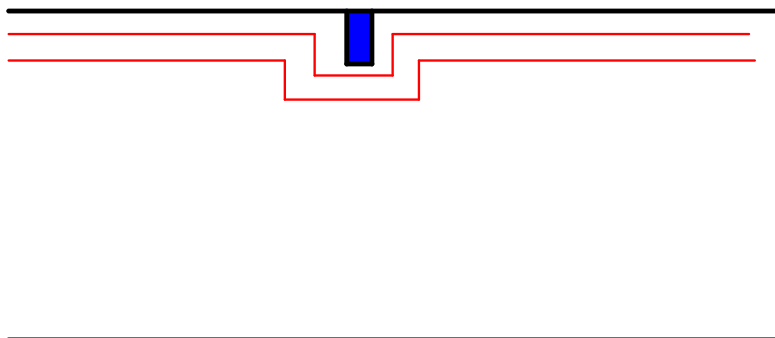


Figura 34: Esempio di deviazione di un canale per la presenza di una trave a spessore

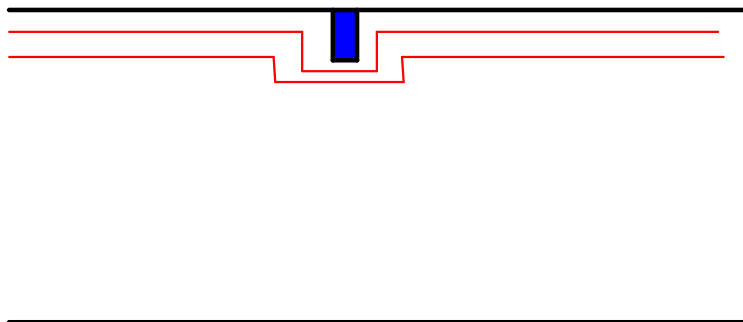


Figura 35: Restringimento dei canali per lo scavalco di travi a taglio

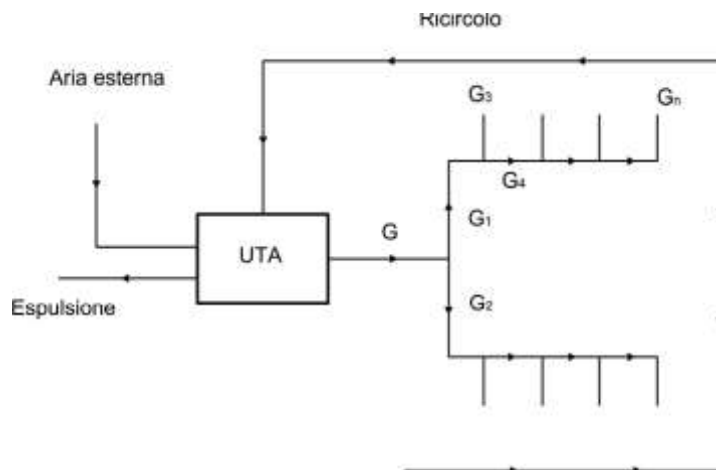


Figura 36: Schema unifilare di una rete di distribuzione dell'aria

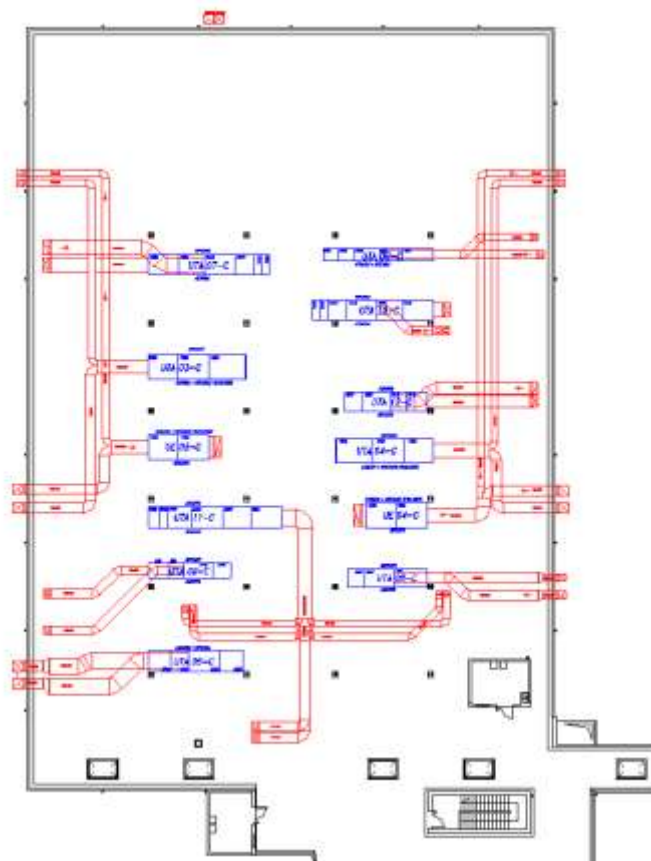


Figura 37: esempio di posizionamento in copertura delle UTA con canali che discendono esternamente

Inizialmente si traccia uno schema unifilare. Successivamente questa rete, effettuato il dimensionamento come descritto nel Volume 5°, avrà dimensioni in pianta ben esplicitate e quindi nel predisporre i disegni esecutivi finali si potranno risolvere i problemi di ingombro e di passaggio dei canali. Si osservi che una rete di canali è distinta in base alla tipologia di impiego. In particolare si hanno le seguenti tipologie.

Canali di mandata

Questi canali trasportano l'aria opportunamente trattata nell'UTA verso i terminali di distribuzione degli ambienti. Si osservi che i canali di mandata sono sempre in sovrappressione mentre i canali di ripresa sono in depressione.

Canali di ripresa

Sono i canali che riprendono l'aria dagli ambienti per portarla verso i ventilatori di espulsione o verso le UTA nel caso di impianti a ricircolo (vedi Volume 2°).

Canali di espulsione

Sono i canali che raccordano i ventilatori di espulsione verso l'ambiente esterno.

Tenuta dei canali per l'aria

Per quanto si operi correttamente i canali per l'aria presentano sempre fughe di aria verso l'esterno che possono raggiungere percentuali elevate (20-30%). Si tratta di fughe dalle giunzioni fra tronchi per problemi nelle guarnizioni di tenuta o per difetti di saldature.

Le norme SMACNA fissano le percentuali massime di fughe d'aria a seconda della tipologia applicativa.

Si intuisce, ad esempio, che i canali per un ospedale debbono essere realizzati ad elevata tenuta, sia quelli in sovra che in depressione, per evitare possibili rischi di contagio.

Classificazione dei canali

I canali vengono classificati in base alla velocità dell'aria che trasportano secondo la seguente tabella.

CONDOTTE DI MANDATA		
Impianti commerciali e residenziali	a) a bassa velocità b) ad alta velocità	fino a 10 m/s (normalmente compresa tra 5 e 8) oltre 10 m/s
Impianti industriali	a) a bassa velocità b) ad alta velocità	fino a 12 m/s (normalmente compresa tra 7 e 12) oltre 12 m/s
CONDOTTE DI RIPRESA		
Impianti commerciali e residenziali	a) a bassa velocità	fino a 9 m/s (normalmente compresa tra 4.5 e 7)
Impianti industriali	a) a bassa velocità	fino a 10 m/s (normalmente compresa tra 5 e 9)

Tabella 8: Classificazione dei canali per l'aria

Le velocità massime ammesse nei circuiti, specialmente quelli prossimi agli ambienti abitati, debbono essere tali da evitare i problemi di rumorosità (vedi Volume 3°). Nella tabella seguente si ha un riepilogo dei valori consigliati.

	Residenze Uffici	Teatri Luoghi di riunione	Locali industriali
Bocca premente ventilatore	2.5	8	10
Condotti principali	3.5 - 4.5	5 - 6.5	6 - 12
Condotti secondari	3	4	5
Bocchette di mandata	3 - 5	4 - 7	4 - 7
Bocchette di estrazione	1 - 2	1 - 2	1 - 5
Prese d'aria esterna	2.5	2.5	2.5
Griglie di espulsione	4	4	5

Tabella 9: Velocità massime consigliate, in m/s, per l'aria nei canali

In base alla pressione totale (statica più dinamica) raggiungibile all'interno i canali sono poi classificati in:

- Bassa pressione, fino a 900 Pa – Classe I;
- Media pressione, da 900 a 1700 Pa – Classe II;
- Alta pressione, oltre 1700 Pa – Classe III.

Unità di trattamento aria (UTA)

Gli impianti ad aria sono caratterizzati dal fatto che il riscaldamento (o il raffreddamento) dell'aria, e in genere tutte le trasformazioni psicrometriche che si vedranno nel Vol. 2° per il condizionamento, avvengono in uno speciale dispositivo detto *Unità di Trattamento Aria (UTA)* o anche Centrale di trattamento aria (CTA).

Mediante batterie alettante alimentate da acqua calda, per il riscaldamento, o acqua fredda, per il raffreddamento, l'aria viene portata alla temperatura desiderata (vedi Vol. 2° per maggiori approfondimenti). Sul dimensionamento degli organi interni dell'UTA si rimanda al Vol. 2° sul Condizionamento. L'aria termicamente trattata viene poi inviata nella rete di distribuzione mediante un ventilatore di mandata che crea la prevalenza utile per tale distribuzione. In figura seguente si ha un esempio di UTA con i collegamenti idronici delle batterie di scambio. L'UTA può essere di dimensioni variabili in funzione della portata d'aria da smaltire e della velocità di attraversamento imposta. Si possono avere UTA di piccole dimensioni, tali da potere installare questi dispositivi nel soffitto, ovvero di dimensioni ragguardevoli (2-3 m di larghezza per 2-4 m di altezza per 6-14 m di lunghezza).

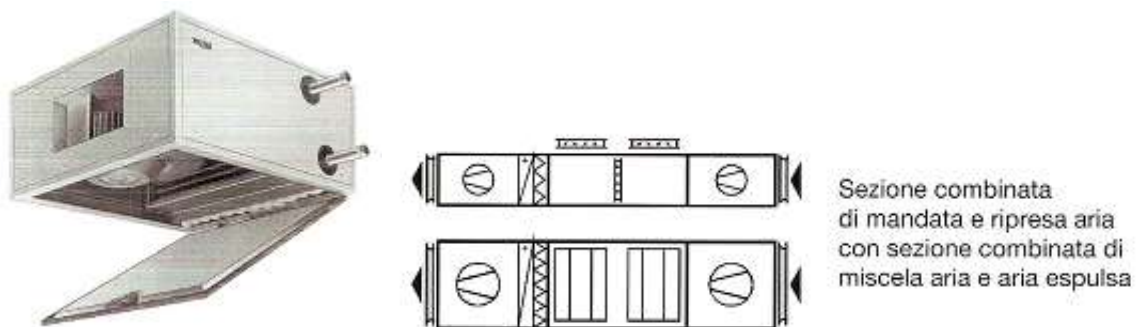


Figura 38: UTA compatta per installazione a soffitto semplice o a sezioni multiple

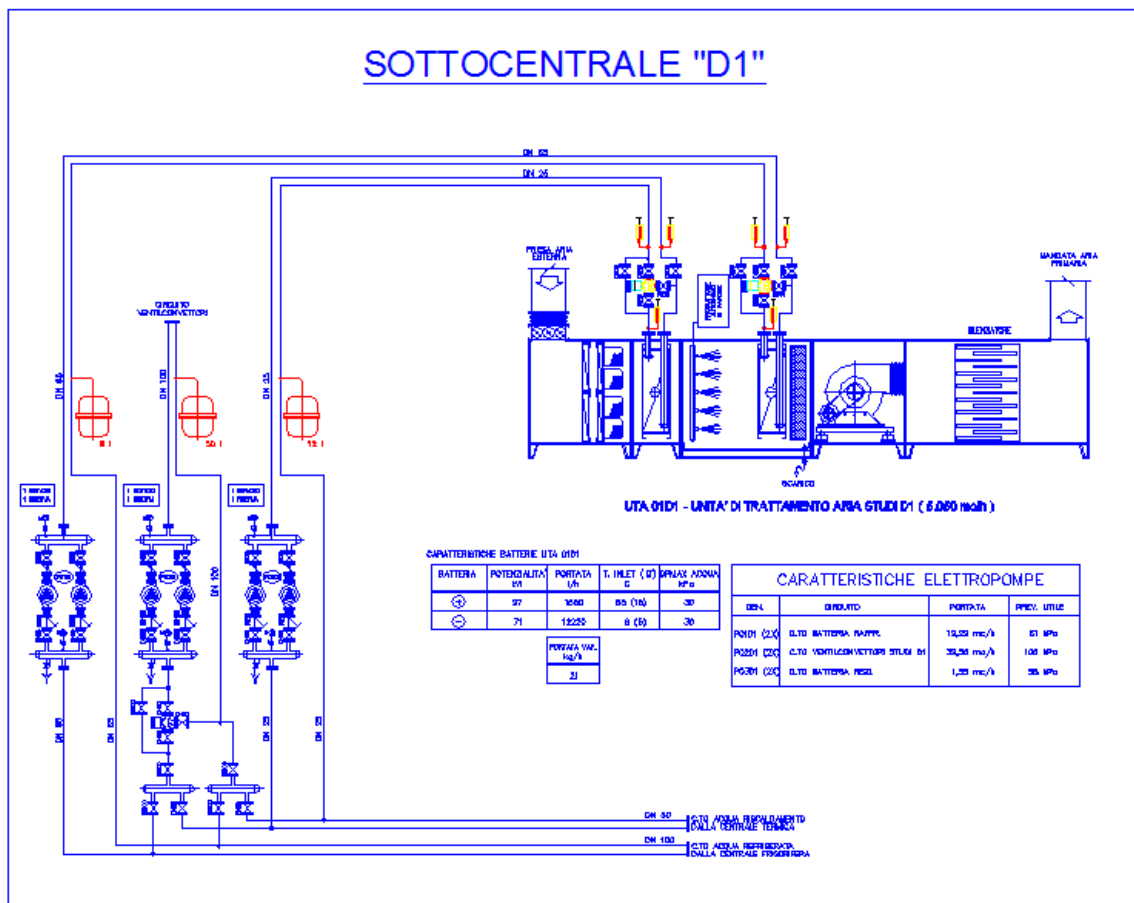


Figura 39: Centrale di trattamento aria

Le UTA vanno comunque installate in ambienti capaci di assicurare i necessari apporti di aria (quindi opportunamente finestrati) oppure, in versione speciale, possono essere poste in copertura. Come indicato nell'esempio di figura. In questo caso occorre prevedere un opportuno e generoso cavedio tecnico per il passaggio dei canali dalla copertura al piano sottostanti.

Si osserva che i cavedi tecnici per i canali d'aria possono avere dimensioni paragonabili ad un vano scala e quindi è necessario prevederlo in fase di progettazione architettonica. Un tale volume difficilmente può essere ottenuto quando il progetto è completato negli ambienti definiti.

Per gli impianti ad aria è importante posizionare prima di tutto le UTA necessarie e poi schematizzare la rete dei canali d'aria. Si osservi che possono essere installate più UTA nello stesso edificio, ad esempio suddividendo la distribuzione per piani o per zone omogenee (ad esempio, uffici amministrativi da un lato e palestra e servizi dall'altro).

Perdite di pressione all'interno delle UTA

Le UTA possono essere considerate dei canali attrezzati con all'interno delle apparecchiature necessarie per la preparazione dell'aria di immissione. Si hanno essenzialmente filtri, serrande di regolazione, filtri, plenum, batterie di riscaldamento e/o raffreddamento, umidificatori (ad acqua o a vapore), separatori di gocce, ventilatori, silenziatori, ...

Ciascun componente interno produce una caduta di pressione che deve essere tenuta in conto per la selezione dei ventilatori di mandata e/o di ripresa.

Si veda la seguente tabella.

DISCONTINUITA'	CADUTA DI PRESSIONE (Pa)
CAMERA DI MISCELA	20 Pa
FILTRI PIANI	60 Pa
FILTRI AD ANGOLO	40 Pa
FILTRI A RULLO	50 Pa
FILTRI A TASCHE	80 Pa
SEZIONE UMIDIFICANTE	20 Pa
SEPARATORE DI GOCCE	30 Pa
FILTRI ASSOLUTI	500 Pa
BATTERIE DI RISCALDAMENTO	25 Pa per rango
BATTERIE DI RAFFREDDAMENTO	70 Pa (2 ranghi)
	80 Pa (3 ranghi)
	100 Pa (4 ranghi)
	140 Pa (6 ranghi)

Tabella 10: Perdite di carico nei componenti interni delle UTA

Perdite di pressione all'esterno delle UTA

Le perdite di pressione all'esterno delle UTA sono quelle che si verificano nelle reti aerauliche di distribuzione dell'aria negli ambienti. Solitamente si è soliti definire queste perdite come Δp_{utile} , nel senso che sono quelle utilizzate per la rete esterna.

La soffiante dell'UTA deve sopperire alla somma delle cadute di pressione interne e quelle esterne, cioè deve essere:

$$\Delta p_{\text{totale}} = \Delta p_{\text{UTA}} + \Delta p_{\text{utile}}$$

e pertanto la prevalenza della soffiante è determinata solo se si conoscono i componenti interni dell'UTA e le cadute di pressioni esterne aerauliche.

4.4.2 IMPIANTI MISTI ARIA – ACQUA

Gli impianti misti sono oggi molto utilizzati perché sono flessibili, relativamente economici e meno invasivi degli impianti ad aria. Con questi impianti si distribuisce aria per il ricambio fisiologico agli ambienti e si completa il loro bilancio termico con i termoventilconvettori (fan coil).

Da un punto di vista impiantistico si ha la doppia necessità di prevedere l'installazione sia della rete ad acqua che la rete ad aria. Ad esempio, per gli ambienti di figura precedente che raffigura la rete di distribuzione dei fan coil si ha, a completamento, la rete dell'aria riportata in figura seguente.

Va osservato, come si vedrà meglio nel Vol. 4° e nel Vol. 5°, che le dimensioni dei canali d'aria (detta anche *aria primaria*) sono solitamente inferiori a quelle corrispondenti ad impianti a tutt'aria perché debbono trasportare solo l'aria di ricambio fisiologico che può essere una frazione piccola (10-40%) di quella corrispondente alla portata termodinamica a tutt'aria (vedi Vol. 4°).

Tale riduzione consente una più facile sistemazione dei canali e quindi si hanno minori difficoltà architettoniche da superare. Il dimensionamento degli impianti misti va fatto in modo opportuno per bilanciare i carichi degli ambienti, come verrà illustrato nel Volume 5° al quale si rimanda per questo approfondimento.

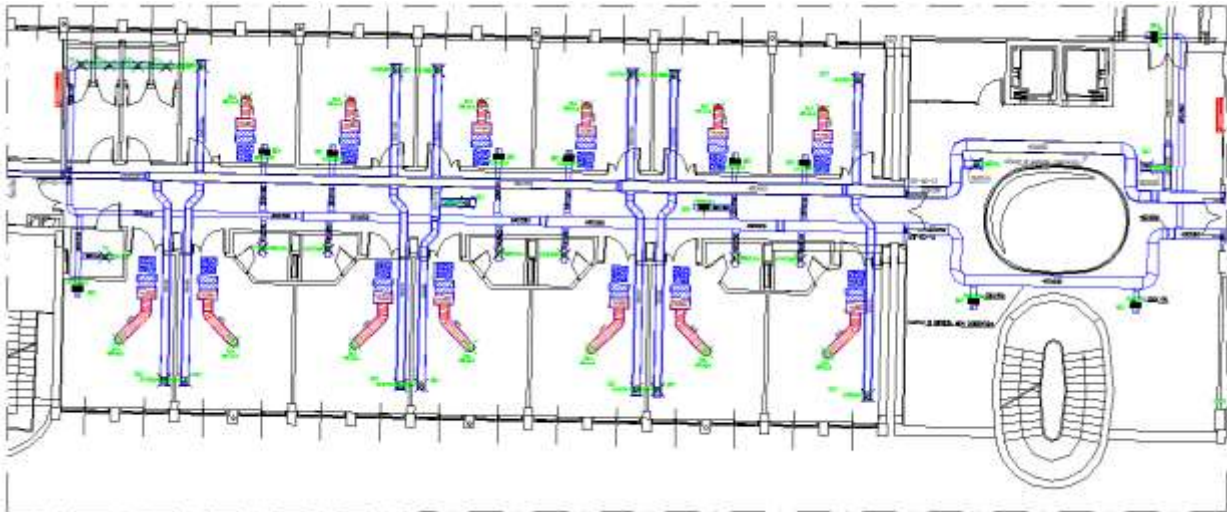


Figura 40: rete di canali per l'aria primaria in aggiunta ai fan coil del caso precedente

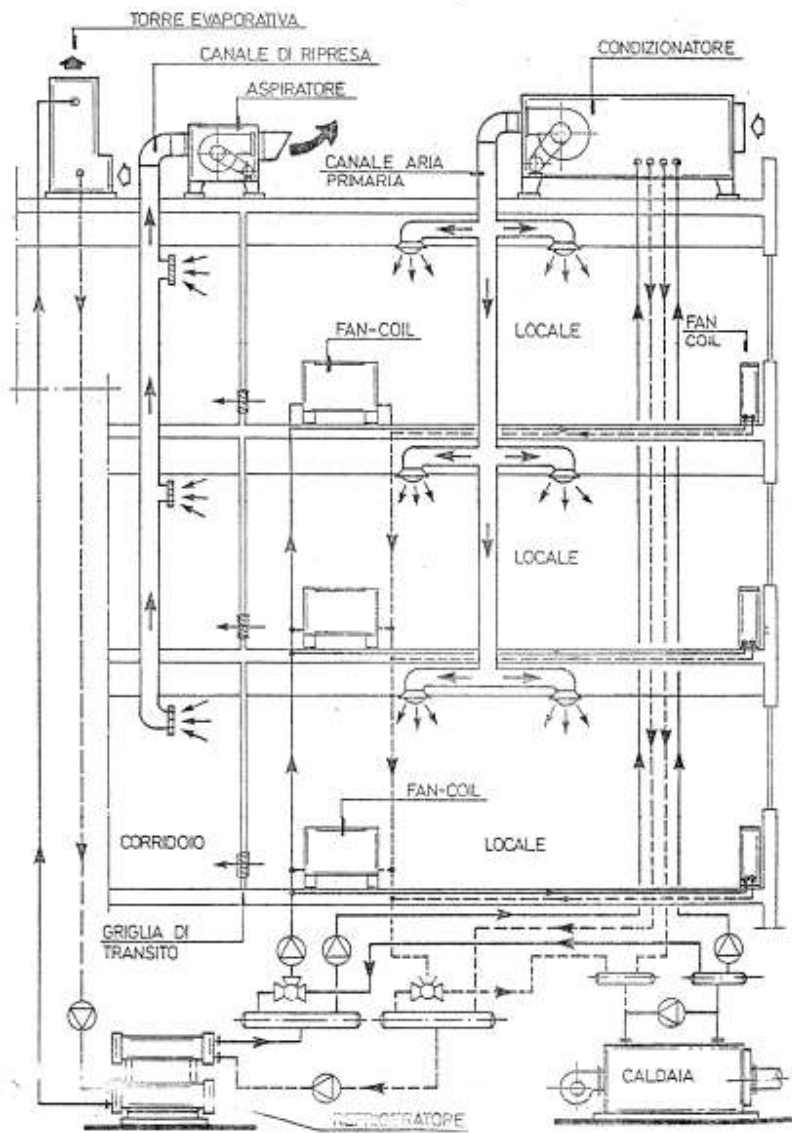


Figura 41: Schematizzazione degli impianti misti acqua – aria

4.5 SELEZIONE DEI COMPONENTI DI IMPIANTO

Dopo aver posizionato i componenti principali di impianto si passa alla fase di selezione¹⁹ dei componenti stessi. Tali componenti non vengono progettati ex novo ma selezionati mediante regole tecniche e l'ausilio dei cataloghi delle case costruttrici. In questa fase si dimensionano i radiatori, i fan coil, le centrali di trattamento aria, le caldaie, i gruppi di refrigerazione o le pompe di calore, le pompe di circolazione, i ventilatori, gli organi di controllo ...

La selezione dei componenti va effettuata tenendo presente la produzione industriale disponibile per ciascuno di essi. Nel prosieguo si vedrà in dettaglio questa fase e saranno discussi i singoli componenti di impianto.

MODELLO				01	02	03
Impianto a 2 tubi						
RAFFREDDAMENTO Temp. acqua ingresso: 7°C Temp. acqua uscita: 12°C Temp. aria ingresso: 27°C d.b.+19°C u.b.	Potenza frigorifera totale	W	max	2.040	2.460	4.420
		W	med	1.730	2.000	4.200
		W	min	1.450	1.870	3.710
	Potenza frigorifera sensibile	W	max	1.700	1.990	3.440
		W	med	1.450	1.700	3.320
		W	min	1.200	1.550	2.890
Portata acqua	l/h	max	351	423	760	
Perdite di carico lato acqua	kPa	max	18	20	68,1	
RISCALDAMENTO Temp. aria: 20°C Temp. ingresso acqua: 50°C	Potenza termica	W	max	2.590	3.320	5.640
		W	med	2.220	2.420	5.240
		W	min	1.810	2.210	4.510
	Portata acqua	l/h	max	351	423	760
Perdite di carico lato acqua	kPa	max	16,7	17	59,8	
RISCALDAMENTO Temp. aria: 20°C Temp. ingresso acqua: 70/80°C	Potenza termica	W	max	4.500	5.606	9.418
		W	med	3.924	5.249	8.792
		W	min	3.234	4.817	7.654
	Portata acqua	l/h	max	387	482	810
Perdite di carico lato acqua	kPa	max	16	18	62,6	
ULTERIORI DATI	Portata aria	m³/h	max	440	433	860
		m³/h	med	334	365	748
		m³/h	min	268	355	585
	Livello di potenza sonora	dB(A)	max	56	54	81
		dB(A)	med	54	50	57
		dB(A)	min	49	46	50
	Livello di pressione sonora	dB(A)	max	45,4	45,4	52,4
		dB(A)	med	43,4	41,4	49,4
		dB(A)	min	40,4	37,4	41,4
	Potenza elettroventilatore	W	max	30	30	60
	Corrente elettroventilatore	A	max	0,13	0,13	0,26
	Contenuto acqua	L	-	0,58	0,64	1,6
Peso netto	kg	-	9	9	21	
Attacchi idraulici	Ø	-	1/2"	1/2"	1/2"	
Attacco scarico condensati	Ø mm	-	16,5	16,5	16,5	

Figura 42: Caratteristiche generali dei fan coil di un costruttore

Si fa presente che in questa fase occorre interagire con le produzioni industriali dei vari componenti, nel senso che questi ultimi non sono progettati costruttivamente ma selezionati da una serie di prodotti industriali commercialmente disponibili.

Tranne pochi casi particolari (ad esempio le Unità di Trattamento Aria, di cui parlerà nel prosieguo nel volume sugli impianti di condizionamento) i componenti sono già disponibili su cataloghi commerciali e, in genere, non possono essere modificati.

¹⁹ Sui componenti di impianto si parlerà nei successivi capitoli in modo più dettagliato. Va anche precisato che molti componenti per gli impianti di riscaldamento sono comuni agli impianti di condizionamento e quindi si rimanda anche al Vol. 4* per un ulteriore dettaglio.

Mod.	FCX	17	22	24	32	34	42	44	50	54	62	64	82	84	102
Potenza termica	W (max.)	2490	3400	3950	4975	5850	7400	8600	8620	10100	12920	14300	15140	17100	17020
	W (med.)	2070	2700	3200	4085	4850	6415	6930	7530	8760	10940	11500	13350	14420	15240
	W (min.)	1610	1915	2200	3380	3850	5115	5200	5420	6240	8330	8500	10770	11200	12560
Potenza termica* (acqua Ingresso 50°C)	W (E)	1360	2100	2320	3160	3550	4240	5250	4900	6100	6460	7810	7990	10400	9670
Potenza termica (resistenza elettrica) W		700	950	-	1300	-	1650	-	1950	-	2200	-	2200	-	2200
Portata acqua	l/h	214	292	340	427	503	636	740	741	869	1110	1230	1300	1471	1464
Perdite di carico acqua	kPa	2,8	6,3	4,0	14,2	8,0	14,1	21,0	14,2	22,0	14,8	22,0	19,8	30,0	16,6
Potenza frigorifera totale	W (max.) (E)	1000	1500	1730	2210	2800	3400	4450	4190	4970	4860	6350	7420	8600	7620
	W (med.)	890	1330	1500	2055	2450	2800	3780	3640	4770	4660	5520	5500	7600	7140
	W (min.)	720	1055	1150	1570	2050	2310	2970	2840	3620	3950	4500	4710	6270	6270
Potenza frigorifera sensibile	W (max.) (E)	830	1240	1380	1750	2130	2760	3300	3000	3540	3980	5030	5680	5780	5980
	W (med.)	710	1055	1140	1540	1789	2115	2722	2750	3101	3510	4195	4250	5016	4984
	W (min.)	540	755	828	1100	1441	1635	2079	2040	2281	2825	3330	3450	4013	4263
Portata acqua	l/h	172	258	297	380	482	585	765	721	855	836	1092	1276	1479	1311
Perdite di carico acqua	kPa (E)	2,6	5,8	3,0	16,6	9,0	14,3	19,2	19,3	25,9	11,6	13,0	13,5	22,0	19,2
Portata d'aria	m³/h (max.)	200	290	290	450	450	600	600	720	720	920	920	1140	1140	1300
	m³/h (med.)	160	220	220	350	350	460	460	600	600	720	720	930	930	1120
	m³/h (min.)	110	140	140	260	260	330	330	400	400	520	520	700	700	900
Numero di ventilatori	n.	1	1	1	2	2	2	2	2	2	3	3	3	3	3
	dB (A) (max.)	36,5	41,5	42,5	39,5	39,5	42,5	46,5	47,5	47,5	48,5	48,5	53,5	52,5	57,5
	dB (A) (med.)	29,5	34,5	37,5	32,5	32,5	35,5	41,5	42,5	44,5	42,5	42,5	48,5	48,5	52,5
Potenza sonora	dB (A) (min.)	22,5	22,5	26,5	25,5	27,5	28,5	32,5	33,5	35,5	33,5	35,5	41,5	42,5	47,5
	dB (A) (max.) (E)	45,0	50,0	51,0	48,0	48,0	51,0	55,0	56,0	56,0	57,0	57,0	62,0	61,0	66,0
	dB (A) (med.) (E)	38,0	43,0	46,0	41,0	41,0	44,0	50,0	51,0	53,0	51,0	51,0	57,0	57,0	61,0
Contenuto acqua	l	0,58	0,79	1,0	1,11	1,5	1,48	1,9	1,48	1,9	2,52	3,4	2,52	3,4	2,52
	Potenza max. motore (W) (E)	35	25	33	44	44	57	67	67	82	91	106	106	131	
	Corrente max. assorbita (A)	0,16	0,12	0,25	0,21	0,45	0,28	0,51	0,35	0,36	0,40	0,48	0,49	0,62	0,58
Potenza max. motore con resistenza elettrica (W)		735	975	-	1344	-	1707	-	2017	-	2282	-	2306	-	2331
Corrente assorbita con resistenza elettrica (A)		3,2	4,25	-	5,86	-	7,45	-	8,83	-	9,97	-	10,06	-	10,15
Attacchi batteria	ø (4R)	-	-	3/4"	-	3/4"	-	3/4"	-	3/4"	-	3/4"	-	3/4"	-
	ø (3R)	1/2"	1/2"	-	1/2"	-	3/4"	-	3/4"	-	3/4"	-	3/4"	-	3/4"
	ø (1R)	1/2"	1/2"	-	1/2"	-	1/2"	-	1/2"	-	1/2"	-	1/2"	-	1/2"

Figura 43: Caratteristiche generali dei fan coil di un altro costruttore

La selezione commerciale dei componenti di impianto difficilmente porta ad avere caratteristiche reali di questi ultimi coincidenti con le caratteristiche teoriche calcolate in precedenza.

Di solito si hanno prestazioni diverse ed in genere superiori a quelle richieste. Così, ad esempio, se un ambiente ha bisogno di 857 W di potenza per il riscaldamento invernale si troverà un radiatore che potrà fornire 920 W o un termoconvettore che fornisce una potenza di 1100 W.

Queste discrepanze progettuali comportano l'assoluta necessità di un sistema di controllo e regolazione dell'impianto in tutte le componenti.

4.5.1 ESECUTIVI DI PROGETTO

Quando si predispone il progetto esecutivo di un'opera si cerca di predisporlo in modo il più possibile realistico.

Tuttavia quando si predispone un progetto per un'opera pubblica che, quindi, dovrà essere sottoposto a gara di appalto occorre un progetto che possiamo definire "anonimo", cioè un progetto nel quale non si fa riferimento ad alcun prodotto commerciale. Questo per non incorrere in denunce per turbativa d'asta.

Si vedrà più avanti nel prossimo capitolo come non sia possibile avere caratteristiche ideali dei componenti perché questi sono costruiti dai vari costruttori secondo specifiche interne e con dimensioni stabilite dalle serie commerciali.

Il diametro dei tubi, ad esempio, varia in modo discreto secondo serie commerciali stabilite dalle norme UNI e DIN (serie UNI, serie gas, serie DIN, ...) e pertanto la tubazione di 3" è perfettamente reperibile commercialmente perché tutti i costruttori forniscono tubazioni con questo diametro.

Le dimensioni delle sezioni di attraversamento delle UTA (si vuol dire la classe delle UTA) non sono standardizzate e pertanto se la sezione teorica di passaggio è di $0,86 \text{ m}^2$ si può avere una sezione commerciale di un costruttore di $0,85 \text{ m}^2$ o di $0,87 \text{ m}^2$ di un altro costruttore.

Pertanto le dimensioni reali e le prestazioni reali dei componenti commerciali non sono standardizzate per i vari componenti di impianto ma obbediscono a criteri progettuali interni delle varie ditte costruttrici.

Ancora un altro esempio. Se desideriamo selezionare fan coil possiamo subito osservare la grande variabilità di offerta del mercato.

In figura si hanno le caratteristiche generali dei fan coil forniti da un primo costruttore e in figura seguente quelle di un secondo costruttore.

Se si confrontano le rese termiche o quelle frigorifere dei vari modelli si osserva che, ad esempio, il primo fornisce 2580 W con il modello 01 mentre il secondo fornisce 2490 W.

E' chiaro che se scegliamo i modelli del primo costruttore dovremo poi dimensionare le reti di distribuzione dell'acqua calda per le portate richieste dai quei modelli e le portate d'acqua possono variare anche sensibilmente dall'uno all'altro caso.

Lo stesso dicasi per le caldaie, le pompe di calore, le pompe di circolazione e/o le soffianti, per i vasi di espansione e per tutti gli altri componenti.

Non potendo eseguire la progettazione senza un riferimento dimensionale concreto è allora opportuno scegliere i componenti commerciali secondo i criteri che il Progettista si è imposto (qualità, prestazioni, garanzia, prezzi, reperibilità dei prodotti, qualità dell'assistenza, ...) e completare tutto il progetto come se si dovesse realizzare con i componenti selezionati.

Al momento di predisporre i documenti tecnico contabili (Analisi Prezzi, Elenco Prezzi, Computo Metrico, Capitolato Speciale, ..., vedi dopo) allora è necessario descrivere le caratteristiche di ciascun componente così come selezionato ma aggiungere la frase *Tipo modello XX del costruttore YYY.*

In definitiva le caratteristiche tecniche e funzionali elencate in descrizione di ciascuna voce debbono servire come linea guida per l'Appaltatore per selezionare quei componenti commerciali che più si avvicinano (secondo le indicazioni anche del Direttore dei Lavori) a quelli di progetto.

E' allora necessario descrivere con completezza queste caratteristiche funzionali in modo da essere un vincolo contrattuale per l'Appaltatore.

Così, ad esempio, se indichiamo genericamente " ... fan coil con potenza termica resa di 2090 W" senza specificare la tipologia costruttiva (in acciaio protetto o altra tipologia costruttiva), il tipo di ventilatore (centrifugo, tangenziale), le caratteristiche elettriche (alimentazione, corrente e potenza richiesta) e di protezione (IP) e quant'altro necessario per identificare il prodotto con le caratteristiche prese a riferimento in fase progettuale allora l'Appaltatore potrà scegliere qualunque dispositivo che risponda al nome di fan coil e con potenzialità termica non inferiore a 2090 W senza rispondere di qualsivoglia altra caratteristica:

Egli sceglierà semplicemente il dispositivo più economico possibile!

DATI GENERALI

Serie RAX	Modello	432	532	632	732	832	1032	1232
* Potenza frigorifera	kW	94	109	127	164	191	225	266
	frig/h	80.800	93.700	109.200	141.000	164.300	193.500	229.000
* Potenza assorbita totale	kW	38,5	40,5	48,5	62,6	72,3	84,2	98
* Corrente assorbita	A	220 V 130	-	-	-	-	-	-
		380 V 75	76	98	120	141	163	182
* Portata acqua	l/s	4,49	5,21	6,07	7,83	9,13	10,75	12,72
	m³/h	16,16	18,74	21,84	28,2	32,86	38,7	45,8
* Perdita di carico	kPa	27,5	28,4	37,3	54,9	37,3	53	54,9
	m C.A.	2,8	2,9	3,8	5,6	3,8	5,4	5,6
Superficie batterie condensanti	m²	2 x 2,45	2 x 3,35	2 x 3,35	4 x 2,25	4 x 2,78	4 x 3,65	4 x 3,65
Ranghi	n°	2	2	2	2	2	2	2
Portata aria totale	m³/h	40.000	43.700	52.000	71.500	78.100	91.300	106.000
	m³/s	11,11	12,14	14,44	19,86	21,69	25,36	29,44
Potenza sonora globale	dB(A)	85,5	90	91	92	92	94	95

Serie RAX-H	Modello	432	532	632	732	832	1032	1232
* Potenza frigorifera	kW	91,3	111	124	171	192	215	240
	frig/h	78.500	95.500	106.600	147.000	165.100	184.900	206.400
* Potenza assorbita totale	kW	37	36,5	45,1	59	66	79,2	94,3
* Corrente assorbita	A	220 V 125	-	-	-	-	-	-
		380 V 72,5	68	91	114	129	155	182
* Portata acqua	l/s	4,36	5,31	5,92	8,17	9,17	10,27	11,47
	m³/h	15,7	19,1	21,32	29,4	33,02	36,98	41,28
* Perdita di carico	kPa	26,5	29,4	35,3	58,9	37,3	49	45,1
	m C.A.	2,7	3	3,6	6	3,8	5	4,6
○ Potenza termica	kW	103,5	129	135	186	200	234	270
	kcal/h	89.000	111.000	116.100	160.000	172.000	201.200	232.000
○ Potenza assorbita totale	kW	39,3	39,5	48,8	62,2	69,2	80,25	96,5
○ Corrente assorbita	A	220 V 133	-	-	-	-	-	-
		380 V 77	75	99	120	139	157	186
○ Portata acqua	l/s	4,94	6,17	6,45	8,89	9,56	11,18	12,89
	m³/h	17,8	22,2	23,22	32	34,4	40,24	46,4
○ Perdita di carico	kPa	24,5	29,4	31,4	52	30,4	43,2	42,2
	m C.A.	2,5	3	3,2	5,3	3,1	4,4	4,3
Superficie batterie condensanti	m²	2 x 2,45	2 x 3,35	2 x 3,35	4 x 2,25	4 x 2,78	4 x 3,65	4 x 3,65
Ranghi	n°	3	3	3	3	3	3	3
Portata aria totale	m³/s	10	11,86	13,89	19,44	21,53	24,44	28,9
	m³/h	36.000	42.700	50.000	70.000	77.500	87.500	103.500
Potenza sonora globale	dB(A)	86	88,5	90,5	91,5	91,5	94	95

Serie RAX – RAX-H	Modello	432	532	632	732	832	1032	1232
Tipo evaporatore		fascio tubiero						
Contenuto acqua evaporatore	dm³	29	32,5	32,5	40	48	61,5	65,8
Collegamenti idraulici		flangiati						
Diametro collegamenti idraulici		2 1/2"	3"	3"	3"	4"	4"	4"
Tipo compressore alternativo		ermetico						
Numero compressori / circuiti		2	2	2	2	2	2	2
Parzializzazione	%	0 - 50 - 100						
Avviamento		diretto						
Potenza motori ventilatori (1)	n° x kW	4 x 0,55	4 x 0,55	4 x 0,75	6 x 0,75	6 x 0,75	8 x 0,75	8 x 0,75
Velocità motori ventilatori	g/m	930	935	935	930	930	950	950
	g/s	15,5	15,6	15,6	15,5	15,5	15,8	15,8
Corrente di spunto	A	220 V 365	-	-	-	-	-	-
		380 V 210	165	177	210	239	360	420
Dimensioni	altezza	mm	1.430	1.830	1.830	1.830	2.180	2.180
	larghezza	mm	1.900	2.200	2.200	2.200	2.200	2.200
	Profondità	mm	2.820	2.930	2.930	3.915	3.915	4.900
Peso	kg	RAX	1.160	1.610	1.670	2.020	2.236	2.720
		RAX-H	1.296	1.836	1.900	2.300	2.536	3.070

Figura 44: Esempio di un data sheet per la selezione delle pompe di calore

4.5.2 ESECUTIVI DI CANTIERE PER I COMPONENTI DI IMPIANTO

Con questo termine ci si riferisce a disegni esecutivi che tengono conto degli effettivi dispositivi selezionati. Si ricorda che la scala minima indicata dall'attuale legislazione per i disegni esecutivi impiantistici è 1/50 con scale più dettagliate (1/20 o 1/10) per la descrizione di particolari esecutivi.

Solitamente l'Appaltatore può utilizzare i disegni esecutivi di progetto tal quali, accettando quanto proposto dal Progettista, oppure rifare tutti gli esecutivi tenendo conto delle scelte impiantistiche e dei materiali selezionati.

In questo caso i disegni riportano le sigle commerciali dei componenti di impianto, tengono conto delle loro dimensioni e delle caratteristiche di funzionamento (specifiche tecniche).

Nel caso dei fan coil dianzi esaminato l'Appaltatore scegli quale tipo di fan coil installare e da questa scelta deriva poi il progetto della rete di distribuzione dell'acqua calda (e/o fredda per il caso estivo).

Oggi sono disponibili CAD elettronici che consentono di effettuare disegni esecutivi di cantiere in modo rapido in quanto hanno già, al loro interno, una libreria dati di vari costruttori per ciascun componente di impianto e pertanto, una volta effettuata la scelta del componente commerciale, si ha facilmente l'inserimento del simbolo e quant'altro nei disegni esecutivi.

4.6 DIMENSIONAMENTO DELLE RETI DI DISTRIBUZIONE

Il dimensionamento delle reti di distribuzione dell'acqua (idroniche) e/o dell'aria (aeruliche) è descritto approfonditamente nel Vol. 5° al quale si rimanda per gli approfondimenti.

Solitamente questi calcoli sono effettuati con programmi di calcolo appositamente predisposti. Nel sito www.giulianocammarata.it sono disponibili due fogli Excel predisposti le due tipologie di reti tecnologiche.

E' opportuno considerare che le reti di distribuzione tecnologiche non sono univoche ma dipendono da numerosi fattori quali la tipologia di terminali, la tipologia di rete (ad anello, a collettore, con ritorno inverso, ...) e, soprattutto, dall'edificio.

Non esiste una regola unica per progettare le reti tecnologiche. Queste possono essere ideate diversamente a seconda che l'edificio sia nuovo o che sia esistente. Così, ad esempio, le reti idroniche possono essere predisposte a pavimento nel caso di edificio nuovo o debbono contornare i muri nel caso di edifici esistenti.

Le cose si complicano molto se si debbono progettare le reti aeruliche (canali d'aria) a causa delle loro grandi dimensioni (almeno rispetto alle reti idroniche).

Molto spesso, purtroppo, non sono previsti gli spazi necessari per il loro passaggio ed allora occorre letteralmente *arrangiarsi* cercando passaggi ove possibile, al limite mettendo i canali a vista e all'esterno (vedi figura sul centro Pompidou a Parigi).



Figura 45: Esempio di ingombro dei canali d'aria



Figura 46: Centro Pompidou a Parigi (Renzo Piano)

4.6.1 SCELTA DELLA DIFFERENZA DI TEMPERATURA DI PROGETTO

Uno dei dati di progetto più importanti e da cui dipende tutta la progettazione delle reti di distribuzione e la scelta della differenza di temperatura di progetto fra l’uscita ed il ritorno dell’acqua ai generatori termici. Questo parametro influenza anche il dimensionamento dei corpi scaldanti (radiatori, pavimenti radianti, termoconvettori, ...) e non può più essere cambiato in seguito, ad esempio per ristrutturazione degli impianti, senza provocare gravi sbilanciamenti e malfunzionamento dei componenti.

La temperatura di mandata viene scelta in funzione del tipo di generatore termico: le caldaie a condensazione, ad esempio, lavorano bene a bassa temperatura 50-60 °C, le pompe di calore fra 40 e 50 °C.

Nella seguente tabella si ha un quadro riassuntivo delle possibili scelte progettuali.

Temperature di mandata e di ritorno di progetto per $(t_p - t_r) = 10\text{ °C}$		Temperature di mandata e di ritorno di progetto per $(t_p - t_r) = 20\text{ °C}$		Temperature di mandata e di ritorno di progetto per $(t_p - t_r) = 30\text{ °C}$		Temperature di mandata e di ritorno di progetto per $(t_p - t_r) = 40\text{ °C}$		Temperatura media del fluido termovettore t_m	Differenza di temperatura tra fluido e ambiente Δt	Emissione termica del corpo scaldante espressa come percentuale di quella nominale UNI EN 442	Classificazione temperatura media
°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	%	--
85	75	--	--	--	--	--	--	80	60	127	Molto alta
80	70	85	65	--	--	--	--	75	55	113	Alta
75	65	80	60	85	55	--	--	70	50	100	Nom. UNI EN 442
70	60	75	55	80	50	85	45	65	45	87	Medio alta
65	55	70	50	75	45	80	40	60	40	75	Media
60	50	65	45	70	40	75	35	55	35	63	Medio bassa
55	45	60	40	65	35	70	30	50	30	51	Bassa
50	40	55	35	60	30	65	25	45	25	41	Molto bassa

Tabella 11: Selezione delle differenza di temperatura di progetto

Si osservi che la temperatura di mandata per gli impianti di riscaldamento è legata alla tipologia di generatore termico selezionato. Così, ad esempio, se si sceglie una caldaia a condensazione la temperatura di mandata non supera i 70 °C a causa dei limiti di temperatura raggiungibili con questo tipo di generatore. Se si sceglie una pompa di calore allora la temperatura di mandata varia fra i 40 e 50 °C sia in funzione del tipo di fluido refrigerante utilizzato nel ciclo frigorifero sia perché, come si vedrà più avanti, il COP e la potenza resa delle pompe di calore dipende molto dalla temperatura di pozzo caldo (cioè del condensatore e quindi della temperatura di mandata dell'acqua calda). In particolare si ha molta convenienza a ridurre il più possibile la temperatura di mandata (oggi ci va sui 43-45 °C per fan coil e 35-40 °C per pannelli radianti).

La fase finale di progetto è quella di progettare le reti di distribuzione sia idroniche che aerauliche. Si vedrà nel volume 5° come dimensionare correttamente tali reti, qui si vuole solo indicare una fase procedurale del progetto.

I metodi di calcolo sono in genere deterministici e possono anche essere implementati con programmi elettronici o con fogli elettronici.

Dimensionare le reti significa, in pratica, determinare i diametri commerciali delle tubazioni o le sezioni costruttive dei canali. Le altre dimensioni geometriche (lunghezza, altezza dei canali, ...) sono in genere imposti dall'architettura dell'edificio.

Occorre tenere ben presente che le reti di distribuzione debbono consentire ai componenti di impianto (terminali di cessione dell'energia agli ambienti) di funzionare correttamente e pertanto esse vanno progettate sulle reali esigenze dei terminali di impianto.

Questo è necessario per garantire, oltre al corretto funzionamento dei terminali, anche la possibilità di regolazione dell'impianto e delle reti tecnologiche.

In definitiva per potere dimensionare la rete dobbiamo prima conoscere quali saranno i terminali utilizzati e le loro potenzialità richieste, ecco perché questa fase è ultima nella sequenza progettuale.

Non è possibile dimensionare una rete su richieste teoriche che necessariamente non troveranno riscontro su campo.

Così, ad esempio, un fan coil ha bisogno di una ben precisata portata di acqua calda o di acqua fredda per assicurare le sue prestazioni termiche, un radiatore deve avere un ben preciso ΔT fra la temperatura media dello stesso radiatore e l'ambiente per potere garantire la sua effettiva potenzialità termica.

Di queste esigenze termotecniche e progettuali si parlerà ampiamente nel Volume 5° sul progetto delle reti tecnologiche.

Per potere effettuare il corretto dimensionamento delle reti occorre prima studiare i vari criteri di progetto che verranno illustrati nel prosieguo.

In genere si possono avere più reti di distribuzione e, per gli impianti misti, anche dei due tipi: ad acqua e ad aria.

Va tenuto presente che ogni rete di distribuzione d'acqua parte dalla una pompa e che tutti i circuiti sono sempre da considerarsi in parallelo con la pompa che li alimenta. Pertanto l'organo motore è l'elemento di primaria importanza e va selezionato con molta cura.

Per i canali d'aria occorre considerare che ogni rete d'aria parte da una soffiante posta all'interno di un'UTA.

Le reti aerauliche sono solitamente aperte (cioè si chiudono negli ambienti). L'aria può essere ripresa dagli ambienti ed inviata nuovamente alle UTA di competenza nel caso sia necessario effettuare il recupero di calore (dalla zona climatica C in su).

Anche in questo caso entrambi i tipi di circuiti sono in parallelo fra soffiante ed ambiente o fra mandata e ritorno delle soffianti.

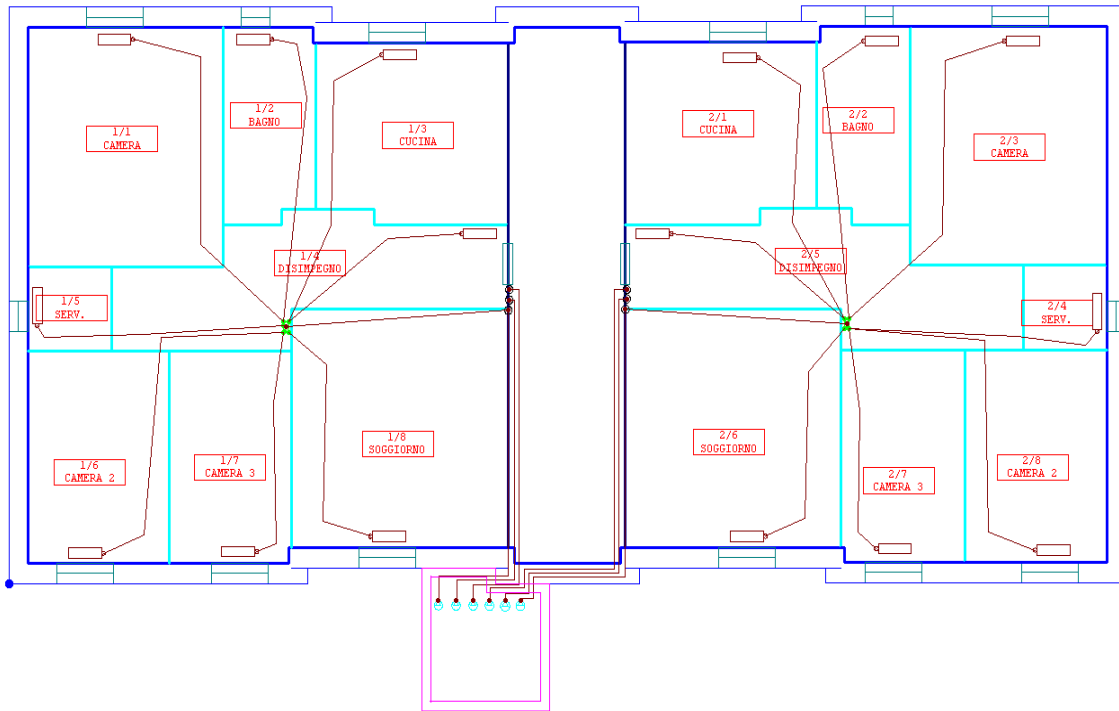


Figura 47: Esempio di schematizzazione di una rete di distribuzione a collettori complanari

PERDITE DI CARICO CONTINUE

$$r = 3,3 \cdot v^{0,13} \cdot \rho \cdot \frac{G^{1,87}}{D^{5,01}}$$

r (mm c.a./m); v (m²/s); ρ (kg/m³); G (l/h); D (mm)

PERDITE DI CARICO LOCALIZZATE

$$z = \xi \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2}$$

z = perdita di carico localizzata, Pa
 ξ = coefficiente di perdita localizzata, adimensionale
 ρ = massa volumica del fluido, kg/m³
 v = velocità media del flusso, m/s

Geometria	Variable indipendente	ξ
	r/D = 1,0	0,28
	= 2,0	0,15
	= 4,0	0,13
	= 6,0	0,12
	D ₂ /D ₁ = 1,1	0,030
	= 1,1	0,17
	= 1,5	0,31
	= 2,0	0,56
	= 4,0	0,88
	= 6,0	0,95
	D ₂ /D ₁ = ∞	1,66
	D ₂ /D ₁ = ∞	1,00
	D ₂ /D ₁ = 0,90	0,631
	= 0,80	0,13
	= 0,70	0,22
	= 0,50	0,33
	= 0,30	0,42
	= 0,10	0,48
	D ₂ /D ₁ = 0	0,78
	D ₂ /D ₁ = 0	0,50
	D ₂ /D ₁ = 0	0,23

Figura 48: Dati relativi al dimensionamento delle reti di distribuzione

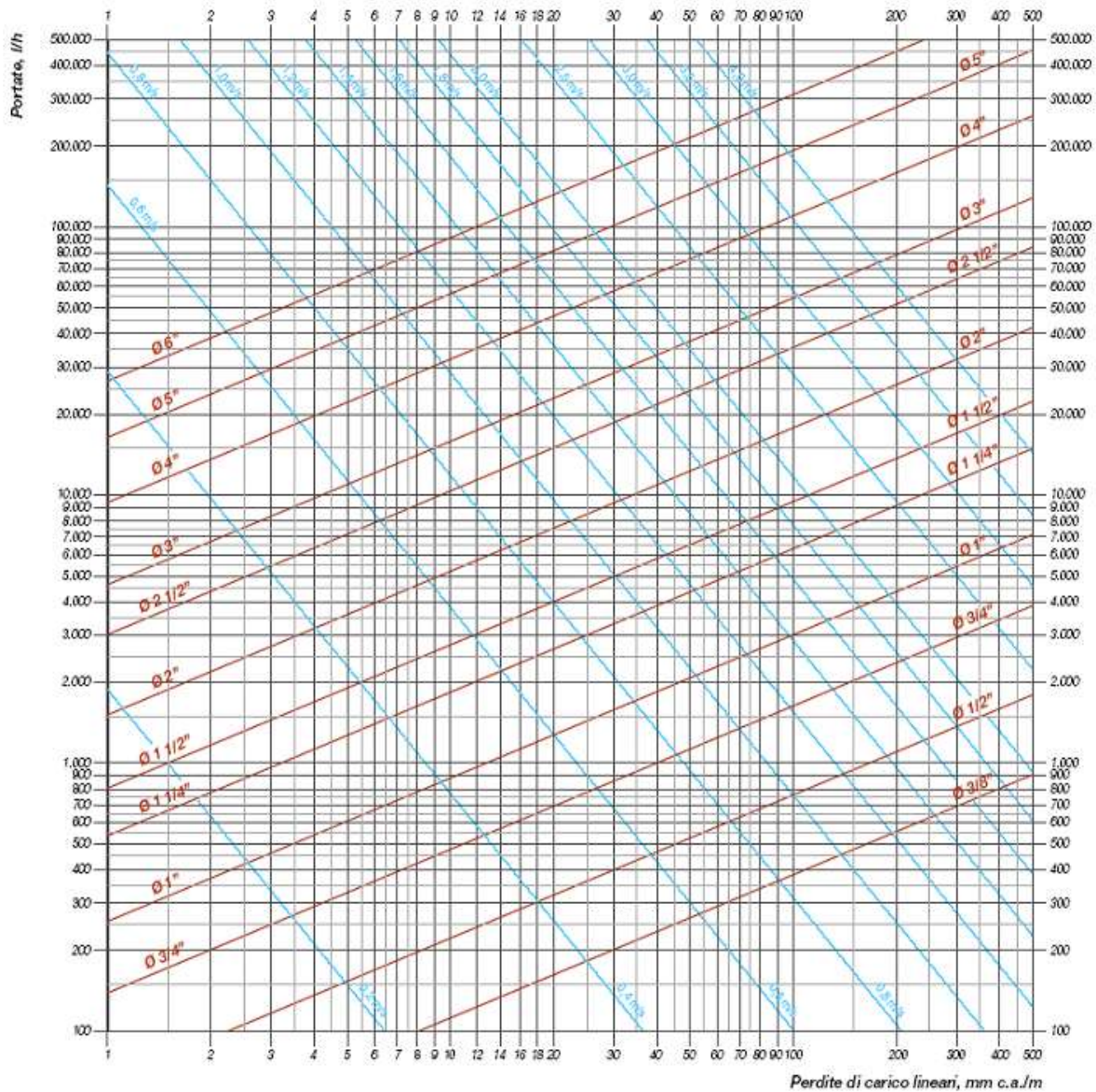


Tabella 12: Abaco per il calcolo delle perdite specifiche nelle tubazioni d’acqua

4.6.2 ISOLAMENTO DELLE TUBAZIONI

Le tubazioni calde e/o fredde debbono essere isolate termicamente per evitare perdite di energia dalla superficie laterale.

Nella seguente tabella si hanno indicazioni sui valori degli spessori in funzione del diametro dei condotti.

Maggiori dettagli sul progetto delle reti tecnologiche possono trovarsi nel Vol. 5° al quale si rimanda per gli approfondimenti necessari.

ISOLAMENTO DELLE RETI DI DISTRIBUZIONE DEL CALORE NEGLI IMPIANTI TERMICI

Le tubazioni delle reti di distribuzione dei fluidi caldi in fase liquida o vapore degli impianti termici devono essere coibentate con materiale isolante il cui spessore minimo è fissato dalla seguente tabella 1 in funzione del diametro della tubazione espresso in mm e della conduttività termica utile del materiale isolante espressa in W/m° C alla temperatura di 40° C.

Tabella 1

Conduttività termica utile dell'isolante (W/m °C)	Diametro esterno della tubazione (mm)					
	< 20	da 20 a 39	da 40 a 59	da 60 a 79	da 80 a 99	> 100
0.030	13	19	26	33	37	40
0.032	14	21	29	36	40	44
0.034	15	23	31	39	44	48
0.036	17	25	34	43	47	52
0.038	18	28	37	46	51	56
0.040	20	30	40	50	55	60
0.042	22	32	43	54	59	64
0.044	24	35	46	58	63	69
0.046	26	38	50	62	68	74
0.048	28	41	54	66	72	79
0.050	30	44	58	71	77	84

Figura 237: Spessori degli isolanti delle tubazioni

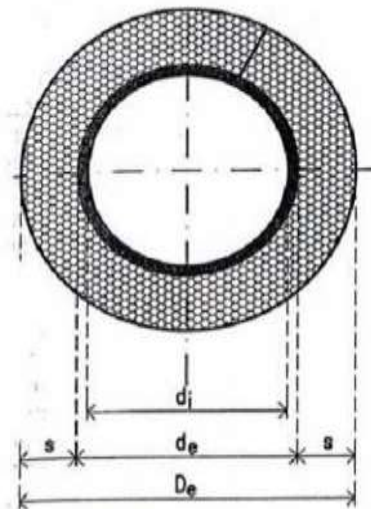


Figura 49: Schema di isolamento delle tubazioni

4.6.3 DISEGNO ESECUTIVO DELLE RETI TECNOLOGICHE

Avute, dalla fase precedente, le dimensioni delle tubazioni e dei canali si può procedere al tracciamento finale delle reti risolvendo tutti i possibili problemi di compatibilità architettonica.

Occorre poi predisporre i disegni impiantistici di ciascun componente e cella centrale termica, come illustrato nelle due figure seguenti.

Si osservi che gli esecutivi di cantiere sono gli unici documenti che sono disponibili in cantiere e pertanto debbono contenere tutte le informazioni (dimensionali, termotecniche o di qualsivoglia altra natura) necessarie all'esecuzione dei lavori.

I disegni debbono avere una scala grafica consigliata di 1:50, utilizzare i simbolismi grafici standard dei componenti, indicare tutti i dati dimensionali e in genere tutte le informazioni impiantistiche necessarie per l'installazione degli impianti meccanici.

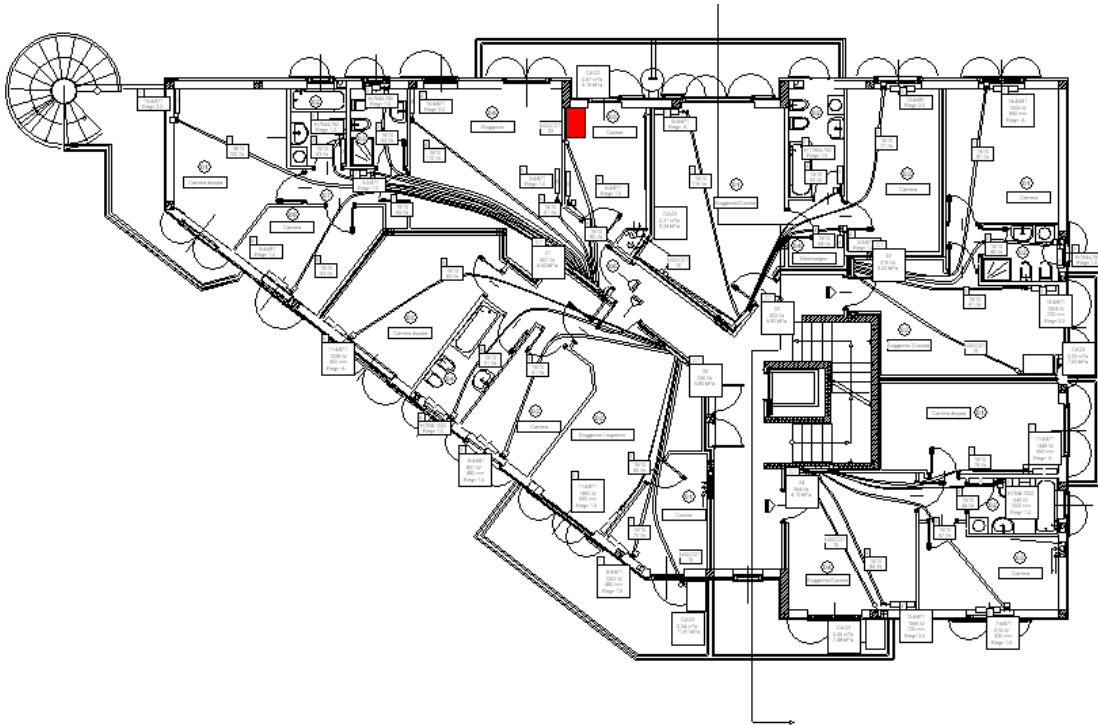


Figura 50: Esempio di rete a collettori complanari dimensionata



Figura 51: Esempio di rete di distribuzione dell'aria dimensionata

Spesso, un po' forse per un'abitudine antica, i disegni esecutivi sono schematici (ad esempio linee unifilari per i canali) e privi delle necessarie indicazioni pratiche.

Si ricordi che gli operai lavorano bene solo quando hanno tutto sott'occhio e non debbono fare i conti in cantiere.

Schema di una centrale termica con bollitore ad accumulo

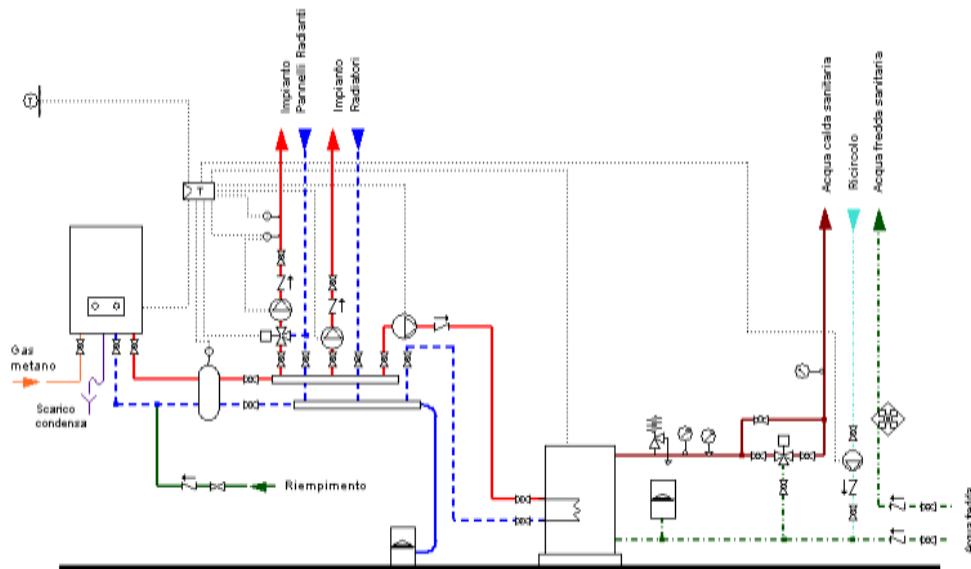


Figura 52: Schema di installazione di un generatore termico

Ad esempio le quotature sono spesso *“insufficienti”* nel senso che si possono avere alcune dimensioni solo facendo somma o differenza di due o più quotature. Questo è un rischio grave perché una somma o una sottrazione mal eseguita in cantiere porta ad avere un errore di installazione che può risultare grave. Quindi occorre quotare i disegni non avendo di mira di indicare il numero di dimensioni minimo per conoscere tutto le altre dimensioni bensì considerando che gli operai non debbono calcolare nulla e quindi tutte le dimensioni (anche se ridondanti) debbono essere esplicite.

Valvolame Segno grafico generale		Giunto scorrevole Segno grafico generale	
Valvola a sfera		Giunto isolante	
Valvola a maschio		Giunto elastico antivibrante	
Valvola a globo		Tappo	
Valvola con otturatore a diaframma		Fondello	
Valvola a farfalla		Riduzione concentrica	
Valvola a galleggiante		Riduzione eccentrica	
Valvola per terminali		Supporto	
Valvola ad angolo (a squadra)		Supporto scorrevole	
Valvola a tre vie		Supporto a punto fisso	

Tabella 13: Esempi di simboli grafici per i disegni esecutivi

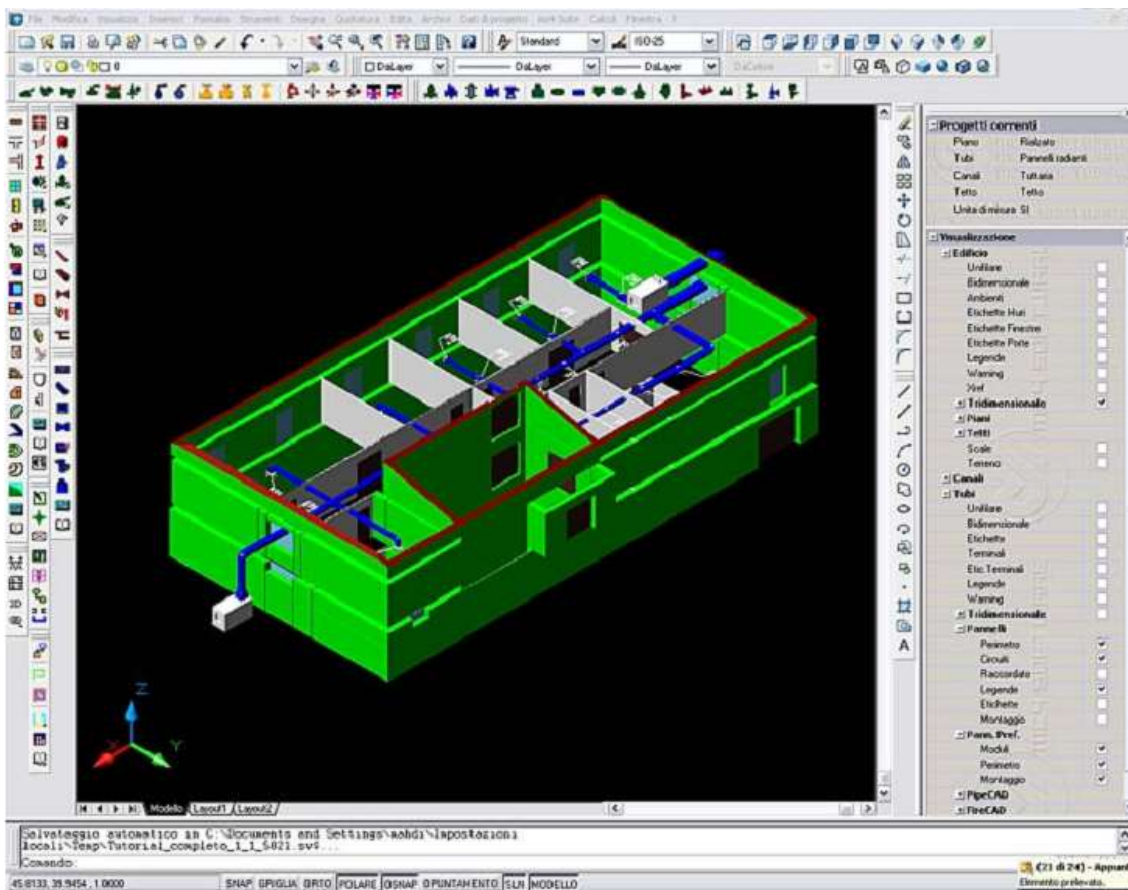


Figura 53: Uso di CAD per il progetto delle reti di distribuzione

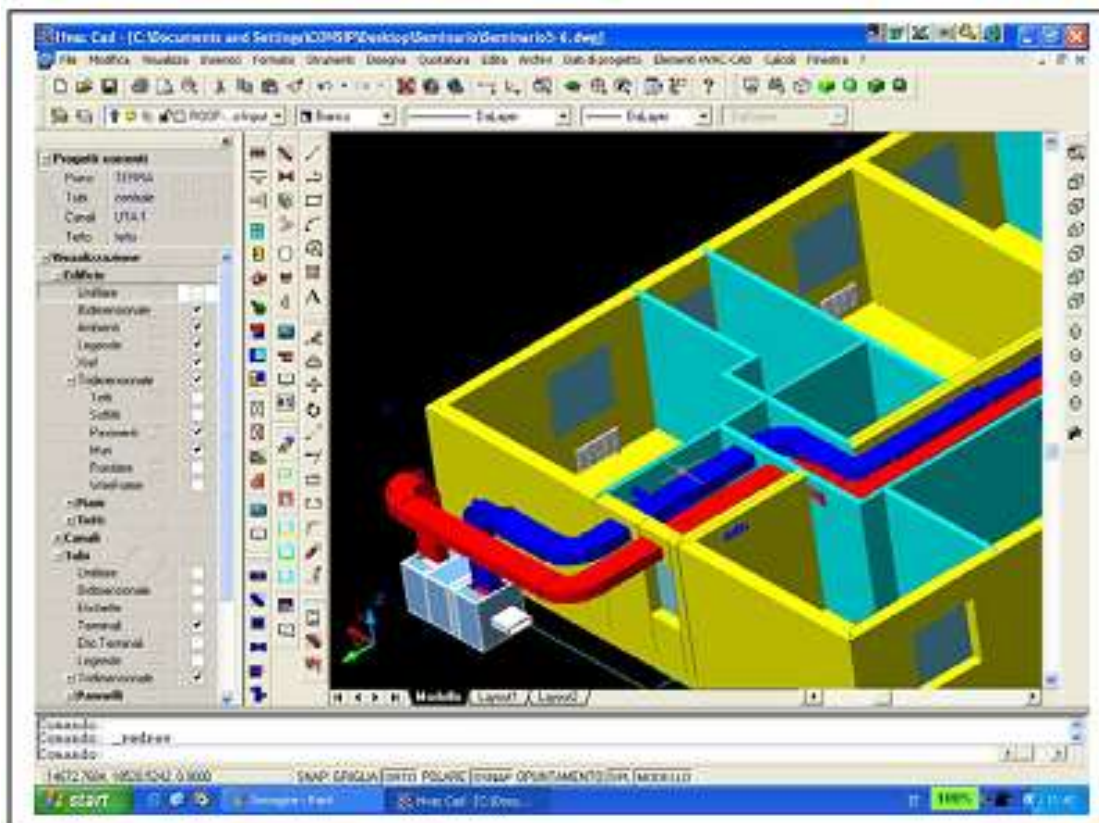


Figura 54: Esempio di uso di CAD termotecnici

4.7 DOCUMENTI TECNICO CONTABILI

La necessità di avere impianti all'interno degli edifici²⁰ è stata ampiamente discussa in relazione alle variazioni climatiche esterne al fine di raggiungere e mantenere le condizioni di comfort all'interno degli ambienti.

Si osservi come il termine *ambiente* è qui utilizzato in modo assai generalizzato: è *ambiente* anche la cabina di una astronave all'interno della quale si debbono creare condizioni termoigrometriche che debbono garantire la sopravvivenza degli occupanti. Nel capitolo sulle *Condizioni Ambientale di Benessere* si sono discusse ampiamente sia le stesse condizioni di benessere che le conseguenze che si hanno sugli occupanti quando ci si allontana da esse.

In questo ultimo decennio è sempre più sentita l'esigenza di una *progettazione di qualità* in senso lato e sono state emanate norme tecniche (vedi la *UNI-EN 19000, 19001, 19002, 19003* derivate dalla analoghe norme *ISO 9000*) atte a garantire un percorso procedurale che porti ad una progettazione congruente con le leggi e le norme esistenti, cioè ad una *progettazione a regola d'arte*.

Nel campo impiantistico la *progettazione di qualità* impone vincoli ancora maggiori che in altri campi perché, oltre alle norme tecniche e legali, occorre soddisfare anche l'esigenza degli individui al comfort ambientale. E' allora necessario raggiungere un sistema di qualità negli impianti di climatizzazione che non sia limitato solo al momento iniziale (*progettuale*) ma anche alla gestione e manutenzione degli stessi impianti.

Ciò è richiesto dalle ultime leggi emanate in materia di sicurezza ed uso razionale dell'energia negli impianti di climatizzazione (ex *L. 46/90* del 5/3/90 sostituita dal *DM 27/03/2008 N. 37, L. 10/91* del 9/01/91 e successivi aggiornamenti, *DPR 224* del 24/5/88 relativo alla responsabilità per danno da prodotto difettoso).

La qualità negli impianti di climatizzazione garantisce, in fondo, la sicurezza e l'affidabilità sia agli operatori (clienti e fornitori) che ai fruitori dei servizi. La progettazione di qualità garantisce, inoltre, la competitività e il guadagno ponendo come obiettivo l'eliminazione degli sprechi e degli errori. Si vuole qui dare un breve cenno sui richiami legislativi in materia di qualità negli impianti. Alcuni concetti risulteranno più chiari dopo lo studio progettuale degli impianti di climatizzazione che avrà inizio dal successivo capitolo.

In particolare si desidera evidenziare che la progettazione non si conclude con la stesura dei disegni esecutivi ma occorre completare i progetti con una serie di altri allegati tecnici contabili che si vedranno nel prosieguo.

4.7.1 PRINCIPALI RICHIAMI LEGISLATIVI

Ai fini qui proposti sono evidenziabili, nell'ambito delle leggi sopra indicate:

- la tutela del consumatore;
- l'obiettivo di migliorare la qualità della vita nel rispetto dell'ambiente;
- l'obbligatorietà della progettazione degli impianti di climatizzazione (cioè di tutti quelli destinati alla climatizzazione invernale di qualsiasi potenza e destinazione d'uso degli edifici nonché gli impianti destinati al condizionamento estivo con potenzialità superiore a 42 kW nell'ambito delle abitazioni civili);
- la progettazione e l'esecuzione a regola d'arte delle opere;
- la certificazione di conformità dei lavori svolti;
- l'utilizzo, nella costruzione degli impianti, di prodotti certificati;

²⁰ Si ricordi che ci si sta riferendo agli edifici (*civili ed industriali*) per comodità di trattazione. Quanto segue può essere facilmente estrapolato a qualsivoglia situazione progettuale impiantistica. Non si trascuri quest'ultimo aspetto.

- il collaudo delle opere realizzate (sole dove è previsto in relazione a leggi specifiche);
- la verifica nel tempo degli impianti (solo nelle centrali termiche);
- la certificazione energetica dell'edificio (ancora in attesa del decreto attuativo).

E' opportuno chiederci cosa si può intendere con progettazione di qualità alla luce di quanto brevemente sopra esposto. La progettazione di qualità ha lo scopo di perseguire:

- Il miglioramento della qualità della vita;
- Una maggior sicurezza negli impianti;
- Un maggior risparmio energetico;
- Un conseguente minor inquinamento ambientale.

Pertanto si può intendere per progettazione di qualità un insieme di regole che consenti di ottenere impianti e sistemi che garantiscano nel tempo il miglior risultato di comfort con il minor costo di gestione. Un tale sistema-impianto può, di conseguenza, conferire maggior valore (anche commerciale) alla struttura e al complesso *edificio-impianto* relativamente al costo di investimento. La qualità nella progettazione impiantistica deve, pertanto, creare procedure normalizzate che tendano ad annullare la possibilità di errori. Queste procedure possono brevemente essere così classificate:

Procedure Interne

- Raccolta dei dati di progetto;
- Metodologie di calcolo;
- Esecuzione dei tabulati;
- Archiviazione dei dati;
- Circolazione delle informazioni;
- Stesura dei manuali di funzionamento;
- Collaudo e gestione

Procedure Esterne

- Interdisciplinarietà con studi di progettazione collegati: edili, elettrici, architettonici, ...
- Verifiche di cantiere;
- Aggiornamenti dovuti a modifiche;
- Collaudo parziale durante l'esecuzione delle opere;
- Collaudo finale con riporto dei dati al fine di migliorare il prodotto futuro.

4.7.2 SCOPO DI UN IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE

Al fine di effettuare una buona progettazione occorre avere ben chiaro lo scopo di un impianto di climatizzazione permanente. Possiamo così riassumerlo:

- creare e mantenere nel tempo, all'interno degli ambienti, condizioni termoigrometriche di comfort²¹ indipendentemente dalle condizioni esterne;
- controllare il movimento dell'aria nella zona abitata;
- fornire una buona qualità dell'aria grazie ad adeguati ricambi e ad efficaci filtrazioni;

²¹ Si ricorda che il *comfort* è legato ad un giudizio da parte degli occupanti quindi ad una soggettività della risposta che non potrà mai essere totale al 100% degli occupanti. Pertanto occorre tener conto delle percentuali di insoddisfatti per classificare il grado di comfort che si intende realizzare.

- evitare infiltrazioni d’aria dall’esterno o migrazioni indesiderate tra ambienti interni;
- riuscire ad essere flessibile sino alla personalizzazione, proprio per garantire il comfort e il benessere ad un sempre maggior numero di soggetti che usufruiscono di queste tecnologie;
- garantire accessibilità ed affidabilità per un ottimo rapporto gestionale di costi/benefici.

Ciascuna delle azioni sopra indicate richiede una ben precisa scelta progettuale, come si cercherà di evidenziare nel prosieguo.

4.7.3 PRINCIPALI FASI PER LA REALIZZAZIONE E CONDUZIONE DEGLI IMPIANTI

Per il raggiungimento di un prodotto di qualità si possono schematizzare, in successione logica e di responsabilità, quattro fasi fondamentali:

- Progettazione
- Installazione
- Collaudo
- Gestione

4.7.4 CODIFICAZIONE DELLA TIPOLOGIA IMPIANTISTICA

Con riferimento alla Norma UNI 10339 si possono così classificare gli impianti:

Posizione	Lettera	Cifra	Significato
1	X	-	Impianti per climatizzazione
	Y	-	Impianti per termoventilazione
	Z	-	Impianti per ventilazione
2	-	0	Servizio permanente
	-	1	Servizio Invernale
	-	2	Servizio estivo
3	-	0	Funzionamento continuo
	-	1	Funzionamento discontinuo periodico
	-	2	Funzionamento discontinuo aperiodico
4	-	0	Trattamento centralizzato
	-	1	Trattamento centralizzato dell’aria esterna
	-	23	Trattamento locale

Tabella 14: Codificazione degli Impianti secondo la UNI 10339

Le funzioni da svolgere per le varie tipologie di impianto sono le seguenti:

Tipo di Impianto	Funzione svolta					
	Filtrazioni e	Filtrazione opzionale	Riscaldamento	Raffrescamento	Umidificazioni e	Deumidificazioni e
Climatizzazione	X		X	X	X	X
Climatizzazione invernale	X		X		X	X
	X		X	X	X	
Climatizzazione estiva	X			X	X	X
	X			X		X
Termoventilazione	X		X			

Termoventilazione invernale	X		X			
Termoventilazione estiva	X			X		
Ventilazione		X			X	X
		X			X	
		X				X
		X				

Tabella 15: Funzioni svolte per tipologie di impianti

4.7.5 RICHIESTA DI UN PROGETTO

Si possono avere varie forme di richiesta di un progetto di impianti tecnici per l'edilizia e in particolare:

- Richiesta generica di progetto offerta
- Richiesta in base ad un progetto di massima del Committente
- Richiesta in base ad un progetto esecutivo del Committente.

Vediamo brevemente quali sono le fasi e gli allegati progettuali necessari.

4.7.6 RICHIESTA GENERICA DI PROGETTO – OFFERTA IMPIANTISTICA

Occorre richiedere al Committente i disegni planimetrici, le sezioni e i prospetti dell'edificio corredati almeno dalle seguenti indicazioni:

- Orientamenti, situazione topografica, edifici circostanti, presenza di piante ad alto fusto ,...
- Composizione e caratteristiche delle strutture e dei componenti architettonici necessari ad individuare il comportamento termico dell'edificio quale, ad esempio, le stratigrafie, le ombre portate da elementi architettonici, le caratteristiche dei vetri utilizzati;
- Locali o spazi disponibili per ospitare le apparecchiature che compongono l'impianto e la posizione di eventuali canne fumarie, delle prese d'aria, degli espulsori, degli esalatori, delle colonne di scarico;
- Carichi massimi ammissibili delle strutture destinate a sostenere le apparecchiature (in kg/m² o N/m²);
- Posizione degli allacciamenti dei servizi esterni: fognature, energia elettrica, acque di rete, gas naturale, servizi telefonici e telematici, ...
- Destinazione d'uso dei singoli ambienti;
- Affollamenti di riferimento. In assenza di riferimenti certi si adottano gli indici di affollamento di cui al prospetto VIII dell'Appendice A della Norma UNI 10339;
- Valore di potenza termica ceduta all'abitazione dalle eventuali fonti interne di calore (illuminazione, apparecchi elettrici, altre sorgenti, ...) previsto nell'arco della giornata;
- Dettaglio degli eventuali usi variabili o discontinui (settimanali o saltuari);
- Altri elementi rilevanti ai fini del dimensionamento degli impianti (ad esempio, le cappe di estrazione dell'aria, le sorgenti di calore latente diverse dalle persone).

4.7.7 RICHIESTA IN BASE AD UN PROGETTO PRELIMINARE DEL COMMITTENTE

Oltre a quanto già indicato nel punto precedente occorre avere il Progetto Preliminare corredato dalle seguenti informazioni:

- Relazione Preliminare comprendente:

- Tipo di impianto prescelto, con riferimento a quanto specificato nella precedenti tabelle (UNI 10399);
- Descrizione delle funzionalità con disegni funzionali schematici;
- Costo previsto del progetto.

4.7.8 RICHIESTA IN BASE AD UN PROGETTO DEFINITIVO DEL COMMITTENTE

- Relazione di Progetto Definitivo contenete:
 - Calcoli sui carichi termici;
 - Dimensionamento preliminare dei componenti;
 - Funzionalità del progetto.
- Disegni relativi al progetto definitivo contenenti:
 - Posizione dell'apparecchiatura e dei dispositivi costituenti l'impianto;
 - Percorsi indicativi delle tubazioni e condotti d'aria;
 - Schemi di principio dell'impianto.
- Capitolato comprendente:
 - Tipologia dei materiali;
 - Caratteristiche delle principali apparecchiature previste.
 - Descrizione dei costi totali

Si osserva che la progettazione definitiva risulta poi vincolante per la progettazione esecutiva. Inoltre è richiesto che la progettazione esecutiva sia fatta da Persona diversa da quella della progettazione definitiva.

4.7.9 RICHIESTA IN BASE AD UN PROGETTO ESECUTIVO DEL COMMITTENTE

Occorre avere il progetto esecutivo composto almeno dalle seguenti parti:

- Relazione finale sul Progetto Esecutivo.
- Capitolato Speciale d'appalto contenente le indicazioni espresse nel precedente punto e le modalità di collaudo;
- Specifiche tecniche di fornitura e posa in opera dei materiali e delle apparecchiature;
- Disegni esecutivi dell'impianto.

In relazione ai termini economici della richiesta d'offerta (a forfait, a ribasso o a rialzo su elenco prezzi unitari, ...) possono essere allegati al progetto esecutivo l'elenco dei prezzi unitari ed il computo metrico (eventualmente estimativo).

4.7.10 CONTENUTI DI UN PROGETTO -OFFERTA

La presentazione del Progetto – Offerta in base alla prescrizione di cui ai paragrafi precedenti implica la scelta dei parametri di calcolo, dei criteri progettuali e del tipo di impianto più adatto a soddisfare le richieste del Committente.

In particolare il Progetto – Offerta deve contenere quanto di seguito riportato:

- Una o più tabelle riassuntive:
 - Dei parametri assunti a base di calcolo, tra cui le condizioni interne ed esterne di riferimento nonché le portate di aria esterna introdotta e velocità medie dell'aria negli ambienti climatizzati;
 - Delle condizioni di funzionamento delle apparecchiature in corrispondenza del massimo carico dell'impianto;

- Dei massimi valori di velocità dell'acqua e dell'aria e delle perdite di carico rispettivamente nelle tubazioni e nei condotti dell'aria.
- Relazione tecnica illustrativa dell'impianto con indicazione almeno di:
 - Impianto prescelto, con riferimento a quanto specificato alla norma UNI 10399;
 - Caratteristiche funzionali dei principali apparati e componenti: portate e prevalenze di pompe e ventilatori, condizioni termoigrometriche dei trattamenti d'aria, potenze termiche prodotte da generatori o scambiate in scambiatori di calore, potenze elettriche assorbite;
 - Sistema di regolazione automatica con indicazione delle modalità e dei parametri di funzionamento (nelle diverse stagioni);
 - Potenza elettrica installata e massima contemporanea e consumi di punta dei combustibili e dell'acqua, relative posizioni di consegna.
- Disegni esecutivi particolareggiati dell'impianto con le seguenti indicazioni:
 - Posizioni dei principali componenti ed eventuali interventi strutturali e/o edili richiesti per la loro collocazione;
 - Limiti di fornitura e caratteristiche degli allacciamenti per combustibili, fluidi ed energia elettrica (pressioni, portate, tensioni, potenze elettriche, livelli di temperatura, ...).

4.7.11 DATI DI PROGETTO PER UN IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE

E' utile predisporre una scheda di raccolta dei dati necessari per la progettazione di impianto di climatizzazione, ai sensi della *UNI 10339*. Quanto segue presuppone la conoscenza delle tecniche progettuali e pertanto se ne consiglia la *rilettura* solo dopo aver completato una prima lettura degli altri argomenti. I significati di alcuni termini saranno chiari dopo questa lettura.

4.7.12 DATI GEOGRAFICI E TERMOIGROMETRICI ESTERNI

- Località
- Numero dei gradi giorno
- Zona climatica
- Durata giornaliera del periodo di riscaldamento, h
- Durata giornaliera del periodo di funzionamento dell'impianto, h
- Durata annuale del periodo di riscaldamento, g
- Valore minimo della temperatura esterna invernale, °C
- Umidità relativa invernale, %
- Valore medio stagionale della temperatura esterna, °C
- Escursione media stagionale della temperatura esterna, °C
- Valore massimo della temperatura esterna estiva, °C
- Umidità relativa estiva, %
- Valore massimo medio della temperatura estiva a base dei calcoli, °C
- Escursione termica giornaliera estiva, °C

4.7.13 COEFFICIENTI DI TRASMITTANZA TERMICA

Per le strutture rilevanti ai fini dei calcoli termotecnici occorre disporre dei seguenti dati:

- Trasmittanza del tamponamento esterno, W/m^2K

- Trasmittanza dei serramenti esterni, W/m^2K
- Trasmittanza della copertura, W/m^2K
- Trasmittanza del pavimento, W/m^2K
- Trasmittanza dei muri interni, W/m^2K
- Trasmittanza delle solette intermedie, W/m^2K
- Presenza di ombreggiamenti esterni rilevanti

4.7.14 AFFOLLAMENTI NEGLI AMBIENTI

- Affollamento massimo negli ambienti, numero di persone presenti costantemente,
- Affollamento massimo, numero di persone per unità di superficie calpestabile
- Calore sensibile emesso per attività moderata, W
- Calore latente emesso per attività moderata, W
- Attività metabolica estiva, Met
- Resistenza termica dell'abbigliamento estivo, Clo
- Attività metabolica invernale, Met
- Resistenza termica dell'abbigliamento invernale, Clo

4.7.15 ILLUMINAZIONE ED UTENZE ELETTRICHE

- Carico termico dovuto all'illuminazione, W/m^2
- Carico termico dovuti ad apparecchiature varie, W/m^2
- Carico termico dovuto ai computer, W/m^2

4.7.16 GIORNO DI RIFERIMENTO NEL PROGETTO

- Mese considerato per il carico termico estivo
- Giorno considerato
- Ora considerata

4.7.17 VARIABILI INTERNE AI LOCALI CONDIZIONATE

- Temperatura interna invernale, $^{\circ}C (\pm 2^{\circ}C)$
- Umidità relativa invernale, $\% (\pm 5\%)$
- Temperatura interna estiva, $^{\circ}C (\pm 1^{\circ}C)$
- Umidità relativa estiva, $\% (\pm 5\%)$
- Velocità dell'aria nella zona occupata, m/s
- Rumorosità dovuta all'impianto (metodo NR, NC o RC), dB
- Volumi dei locali dei servizio, m^3

4.7.18 VALORI LIMITI NELLA PROGETTAZIONE

Si osservi ancora che, ai fini della corretta progettazione occorre rispettare i seguenti limiti:

- Temperatura media radiante delle pareti di $\pm 4^{\circ}C$ rispetto alla temperatura ambiente;
- Asimmetrie radianti verticali, $< 5^{\circ}C$
- Asimmetrie radianti orizzontali, $< 10^{\circ}C$
- Velocità massima di variazione della temperatura a bulbo secco, $1^{\circ}C/h$
- Velocità massima di variazione dell'umidità relativa, $10\%/h$
- Velocità massima dell'aria considerata con intensità di turbolenza, 60%

- Variazione massima del livello sonoro secondo quanto indicato dalla norma UNI 8199/81
- Voto medio previsto, PMV
- Percentuale di insoddisfatti, PPD

4.7.19 RICAMBI D'ARIA

Per ciascuna zona occorre indicare i ricambi d'aria espressi in m³/persona o in Vol_amb./h

4.7.20 MAGGIORAZIONI PER DISPERSIONI

Le maggiorazioni per dispersioni sono date in forma percentuale delle dispersioni basilari

S	SO	O	NO	N	NE	E	SE
-	5%	10%	15%	20%	20%	15%	10%

Tabella 16: Maggiorazione delle dispersioni per orientamento

4.7.21 MAGGIORAZIONI PER INTERMITTENZA

Le maggiorazioni per intermittenza sono espresse in forma percentuale delle dispersioni di base.

4.7.22 DATI PER IL DIMENSIONAMENTO DELLE APPARECCHIATURE PER LA CLIMATIZZAZIONE/RISCALDAMENTO

- Temperatura del fluido caldo dell'unità di trattamento aria, °C
- Temperatura fluido freddo del condizionatore dell'aria primaria, °C
- Temperatura del fluido caldo del circuito primario degli scambiatori di calore, °C
- Temperatura del circuito dei ventilconvettori in fase di riscaldamento, °C
- Temperatura del circuito dei ventilconvettori in fase di raffrescamento, °C
- Temperatura del fluido caldo con utilizzo del desurriscaldatore del gruppo frigorifero, °C

4.7.23 POTENZE IMPIEGATE ED ASSORBITE DALLE PRINCIPALI APPARECCHIATURE

- Potenza dei gruppi termici, kW
- Resa dei gruppi termici
- Potenza dei refrigeratori, kW
- Resa dei refrigeratori
- Potenza assorbita dalle CTA, kW
- Potenza assorbita dalle pompe di circolazione, kW
- Potenza assorbita dai ventilatori, kW
- Potenza assorbita dai ventilconvettori, kW
- Alimentazione elettrica: 380/3/50 + N , 220/1/50 (24 V cc per ausiliari)
- Alimentazione gas metano, nm³/h
- Pressione di alimentazione del gas metano, bar
- Alimentazione dell'acqua, m³/h
- Pressione di alimentazione dell'acqua, bar
- Motori ad avviamento diretto, < 7.5 kW

- Motori ad avviamento stella – triangolo, > 7.5 kW

4.8 COLLAUDO DEGLI IMPIANTI TERMICI

Il collaudo di un impianto termico deve verificare la conformità e la funzionalità dell'impianto termico alle specifiche di Capitolato Speciale di Appalto. In una visione più moderna, anche alla luce delle recenti tendenze nell'ambito della *qualità* (vedi *ISO-EN 19000*), si può affermare che il collaudo è anche una verifica di qualità del prodotto intesa come *capacità di rispondere al dettato di una norma o ad un patto contrattuale*.

Per quanto ora affermato scaturisce la necessità (direi anche l'obbligatorietà) di precisi riferimenti normativi progettuali, esecutivi e funzionali. In questi ultimi anni si sta verificando una sorta di rinascimento in questo settore anche grazie, e lo si più volte sottolineato, alle norme europee. In genere le norme sono viste con sospetto dai progettisti poiché sono considerate (e in parte lo sono veramente) limitative della loro libertà e fantasia creativa.

Dai più la norma è vista come *sicurezza per gli incompetenti, stimolo per gli esperti, deterrente per i disonesti*. Volendo qui sottolineare solamente gli aspetti positivi si può dire che la norma protegge il committente non esperto perché gli fornisce precise indicazioni sui suoi diritti. Protegge anche l'installatore dal committente che vuole fare il furbo richiedendo più di quanto è nel suo diritto (soprattutto in mancanza di un riferimento contrattuale preciso e dettagliato).

4.8.1 RIFERIMENTI NORMATIVI PER IL COLLAUDO

I riferimenti normativi per il collaudo di impianti termici sono i seguenti:

- UNI CTI 5364 del settembre 1976 per gli impianti per civili abitazione;
- UNI CTI 8854 del 1986 per edifici adibiti ad attività artigianali ed industriali.
- L. 46/90 sulla sicurezza degli impianti termici ed elettrici negli edifici;
- L. 10/91 e sue norme e regolamenti collegati per il risparmio energetico.

Le norme fanno esplicita richiesta di codificare gli impianti e di fissare con attenzione le specifiche progettuali.

4.8.2 CRITERI COSTRUTTIVI DEGLI IMPIANTI TERMICI

Per una migliore analisi si riporta integralmente quanto previsto dal *Capitolato Speciale di Appalto* per l'installazione di impianti di riscaldamento e condizionamento, aggiornato alla *L. 18/11/1998 n. 415*.

PARTE QUINTA - PRESCRIZIONI TECNICHE PER L'ESECUZIONE DI IMPIANTI DI RISCALDAMENTO E DI CONDIZIONAMENTO

Art. I: DEFINIZIONI GENERALI IMPIANTI

Ferme restando le disposizioni di carattere generale riportate negli articoli precedenti, gli impianti da realizzare si intendono costruiti a regola d'arte e dovranno pertanto osservare le prescrizioni del presente capitolato, dei disegni allegati, delle norme tecniche dell'UNI e della legislazione tecnica vigente.

Il progetto esecutivo finale degli impianti, se eseguito dall'Appaltatore, dovrà essere approvato dal Committente almeno 90 giorni prima dell'inizio dei lavori relativi e presentato contestualmente alla campionatura di tutti gli elementi; se eseguito dal Committente, dovrà essere consegnato all'Appaltatore almeno 90 giorni prima dell'inizio dei lavori relativi.

Le caratteristiche di ogni impianto saranno così definite:

- a) dalle prescrizioni generali del presente capitolato;
- b) dalle prescrizioni particolari riportate negli articoli seguenti;
- c) dalle eventuali descrizioni specifiche aggiunte come integrazioni o come allegati al presente capitolato;
- d) da disegni, dettagli esecutivi e relazioni tecniche allegati al progetto.

Resta, comunque, contrattualmente fissato che tutte le specificazioni o modifiche apportate nei modi suddetti fanno parte integrante del presente capitolato.

Tutte le tubazioni od i cavi necessari agli allacciamenti dei singoli impianti saranno compresi nell'appalto ed avranno il loro inizio dai punti convenuti con le Società fornitrici e, comunque, dovranno essere portati al cancello d'ingresso del lotto o dell'area di edificazione; tali allacciamenti ed i relativi percorsi dovranno comunque essere in accordo con le prescrizioni fissate dalla Direzione dei Lavori e saranno eseguiti a carico dell'Appaltatore.

Restano comunque esclusi dagli oneri dell'Appaltatore i lavori necessari per l'allaccio della fognatura dai confini del lotto alla rete comunale; in ogni caso l'Appaltatore dovrà realizzare, a sue spese, la parte di rete fognante dai piedi di ciascuna unità abitativa fino alle vasche o punti di raccolta costituiti da adeguate canalizzazioni e pozzetti di ispezione con valvole di non ritorno ed un sistema di smaltimento dei rifiuti liquidi concorde con la normativa vigente.

Art. II: REDAZIONE DEL PROGETTO

Fatta salva l'applicazione di norme che impongono una progettazione degli impianti, la redazione del progetto, di cui all'art. 6 della legge 46/90 è obbligatoria per l'installazione, la trasformazione e l'ampliamento dei seguenti impianti:

- a) per gli impianti di cui all'art. 1, comma 1, lettera c) della legge 46/90, per le canne fumarie collettive ramificate, nonché per gli impianti di climatizzazione per tutte le utilizzazioni aventi una potenzialità frigorifera pari o superiore a 40.000 frigoriferi/ora;
- b) per gli impianti di cui all'art. 1, comma 1, lettera e) della legge 46/90, per il trasporto e l'utilizzazione di gas combustibili con portata termica superiore a 34,8 kW o di gas medicali per uso ospedaliero e simili, nel caso di stoccaggi;
- c) per gli impianti di cui all'art. 1, comma 1, lettera g) della legge 46/90, qualora siano inseriti in un'attività soggetta al rilascio del certificato prevenzione incendi e comunque quando gli idranti sono in numero pari o superiore a 4 o gli apparecchi di rilevamento sono in numero pari o superiore a 10.

I progetti devono essere redatti da professionisti, iscritti negli albi professionali, nell'ambito delle rispettive competenze.

I progetti debbono contenere gli schemi dell'impianto e i disegni planimetrici, nonché una relazione tecnica sulla consistenza e sulla tipologia dell'installazione, della trasformazione o dell'ampliamento dell'impianto stesso, con particolare riguardo all'individuazione dei materiali e componenti da utilizzare e alle misure di prevenzione e di sicurezza da adottare. Si considerano redatti secondo la buona tecnica professionale i progetti elaborati in conformità alle indicazioni delle guide dell'Ente italiano di unificazione (UNI).

Qualora l'impianto a base di progetto sia variato in opera, il progetto presentato deve essere integrato con la necessaria documentazione tecnica attestante tali varianti in corso d'opera, alle quali, oltre che al progetto, l'installatore deve fare riferimento nella sua dichiarazione di conformità.

La redazione del progetto per l'installazione, la trasformazione e l'ampliamento degli impianti di cui al comma 1 del presente articolo è obbligatoria al di sopra dei limiti dimensionali indicati nel regolamento di attuazione di cui all'articolo 15 della legge 46/90.

Sono soggetti all'obbligo di depositare presso le autorità comunali il progetto corredato della relazione tecnica, da redigere secondo le modalità previste dal successivo paragrafo, tutti i committenti di impianti termici costituiti almeno da: generatori di calore, rete di distribuzione e apparecchi di utilizzazione, per gli impianti ad acqua od a fluido diatermico; generatore di aria calda o generatore di acqua calda con termoventilatore e circuiti di distribuzione, per gli impianti ad aria.

Il progetto è depositato:

a) presso gli organi competenti al rilascio di licenze di impianto o di autorizzazioni alla costruzione quando previsto dalle disposizioni legislative e regolamentari vigenti;

b) presso gli uffici comunali, contestualmente al progetto edilizio, per gli impianti il cui progetto non sia soggetto per legge ad approvazione.

Il Comune, all'atto del ricevimento del progetto, rilascia attestazione dell'avvenuto deposito, convalidando copia della documentazione che rimane al proprietario o possessore dell'impianto, il quale deve esibirla in sede di collaudo o di controllo.

Relazione tecnica inerente l'impianto termico

La relazione tecnica da presentare alle autorità comunali deve contenere i seguenti dati: categoria dell'edificio (art. 3 del D.P.R. n. 1052/77); volume V espresso in m^3 , definito come nel decreto; coefficiente volumico C_g espresso in $kcal/h \text{ } ^\circ C \text{ } m^3$ oppure in $W/^\circ C \text{ } m^3$: valore consentito dalla legge e valore effettivo di progetto, calcolato quest'ultimo come indicato al successivo art. 21 del D.P.R. n. 1052/77; potenza termica massima consentita, ricavata dal prodotto²² $C_g V (SP[t])$, essendo $SP[t]$ espresso in $^\circ C$, definito all'art. 21 del D.P.R. n. 1052/77; potenza termica del generatore, resa al fluido vettore ed espressa in $kcal/h$ oppure in W ; componenti della centrale termica soggetti ad omologazione della ex A.N.C.C., ora ISPESEL; descrizione del sistema automatico di regolazione e relative curve di funzionamento; schema della rete di distribuzione, completa dei diametri delle tubazioni e delle sezioni dei canali calcolati e delle caratteristiche delle pompe e dei ventilatori; indicazione di un tronchetto flangiato per l'eventuale inserzione di un contatore d'acqua o di una flangia tarata per la misura della portata complessiva che attraversa il od i generatori di calore; indicazione della coibentazione della rete di distribuzione per il riscaldamento degli ambienti e per i servizi igienici e sanitari (tipo e spessore della coibentazione); fabbisogno termico per singolo ambiente, espresso in $kcal/h$ oppure in W ; indicazione dei componenti dell'impianto di utilizzazione, che devono risultare omologati dall'A.N.C.C.; elencazione e descrizione delle caratteristiche dei locali con particolari esigenze termiche e quindi passibili di deroga rispetto alla temperatura limite di $20^\circ C$; giustificazione della potenza termica necessaria per la produzione dell'acqua calda per usi igienici e sanitari; rapporto tra il consumo previsto di combustibile ed il volume V . Nel caso di sostituzione o di modifica di impianti esistenti, la relazione tecnica deve contenere la valutazione del consumo di combustibile solo per gli impianti di potenza termica al focolare superiore a $100.000 \text{ } kcal/h$ ($116.000 \text{ } W$).

Art. III: INSTALLAZIONE DEGLI IMPIANTI

Le imprese installatrici sono tenute ad eseguire gli impianti a regola d'arte utilizzando allo scopo materiali parimenti costruiti a regola d'arte. I materiali ed i componenti realizzati secondo le norme tecniche di sicurezza dell'Ente italiano di unificazione (UNI) nonché nel rispetto di quanto prescritto dalla legislazione tecnica vigente in materia, si considerano costruiti a regola d'arte.

Tutti gli impianti realizzati alla data di entrata in vigore della legge 46/90 devono essere adeguati, entro tre anni da tale data. I materiali e componenti gli impianti costruiti secondo le norme tecniche per la salvaguardia della sicurezza dell'UNI, nonché nel rispetto della legislazione tecnica vigente in materia di sicurezza, si considerano costruiti a regola d'arte.

Nel caso in cui per i materiali e i componenti gli impianti non siano state seguite le norme tecniche per la salvaguardia della sicurezza dell'UNI, l'installatore dovrà indicare nella dichiarazione di conformità la norma di buona tecnica adottata. In tale ipotesi si considerano a regola d'arte i materiali, componenti ed impianti per il cui uso o la cui realizzazione siano state rispettate le normative emanate dagli organismi di normalizzazione di cui all'allegato II della direttiva n. 83/189/CEE, se dette norme garantiscono un livello di sicurezza equivalente.

Con riferimento alle attività produttive, si applica l'elenco delle norme generali di sicurezza riportate nell'art. 1 del decreto del Presidente del Consiglio dei Ministri 31 marzo 1989, pubblicato nel supplemento ordinario alla *Gazzetta Ufficiale* n. 93 del 21 aprile 1989.

Per l'adeguamento degli impianti già realizzati alla data di entrata in vigore della legge 46/90 è

²² Si osserva che questa relazione fa uso del coefficiente globale di perdita dell'edificio, C_g , definito come rapporto fra il carico di picco rispetto al volume e al ΔT di progetto $C_g = \frac{Q_{picco}}{V \cdot \Delta t}$. Oggi quest'indice non è più richiesto dalle norme vigenti e pertanto è opportuno riferirsi al carico di picco calcolato come indicato nei precedenti capitoli.

consentita una suddivisione dei lavori in fasi operative purché l'adeguamento complessivo avvenga comunque nel triennio previsto dalla legge, vengano rispettati i principi di progettazione obbligatoria con riferimento alla globalità dei lavori e venga rilasciata per ciascuna fase la dichiarazione di conformità che ne attesti l'autonoma funzionalità e la sicurezza.

Art. IV: MANUTENZIONE DEGLI IMPIANTI

Gli impianti con potenza termica al focolare superiore a 50.000 kcal/h (58.000 W) devono essere muniti di un "libretto di centrale" (allegato 2 del D.P.R. n. 1052/77), nel quale devono essere registrate le operazioni di manutenzione e di controllo.

Per gli impianti esistenti la compilazione iniziale del libretto è effettuata dall'installatore, dal proprietario o dal conduttore dell'impianto. Per gli impianti nuovi il libretto è compilato inizialmente dal progettista. Gli elementi da sottoporre a verifica durante la manutenzione sono i seguenti: rendimento di combustione; stato delle coibentazioni accessibili; stato e taratura delle regolazioni e delle apparecchiature di controllo. Il rendimento di combustione è valutato con una prova termica da eseguirsi secondo le modalità indicate nell'allegato 3 del D.P.R. n. 1052/77. Il rendimento di combustione deve risultare: a) per gli impianti esistenti: non inferiore di oltre 15 unità percentuali rispetto ai valori di rendimento indicati dal Ministero dell'industria, del commercio e dell'artigianato; b) per gli impianti installati dopo l'entrata in vigore del decreto n. 1052/77: non inferiore di oltre 5 unità percentuali rispetto al valore in sede di omologazione.

Il controllo dell'avvenuta manutenzione deve essere effettuato almeno ogni tre anni, a cura degli enti locali che potranno anche avvalersi di altri organismi aventi specifica competenza tecnica. L'esecuzione della manutenzione dell'impianto, secondo le disposizioni del regolamento, è a cura del proprietario dell'immobile o, nel caso di condominio, dell'amministratore dello stesso. Il proprietario deve conservare, insieme al libretto di centrale, i libretti d'uso e manutenzione forniti dai costruttori dei vari componenti dell'impianto.

Art. V: REGOLE TECNICHE DI PREVENZIONE INCENDI (D.M. Interno 19/8/96 All. 12)

Regola tecnica di prevenzione incendi per la progettazione, costruzione ed esercizio dei locali di intrattenimento e di pubblico spettacolo. Impianti di produzione calore: gli impianti di produzione di calore funzionanti a combustibile solido, liquido e gassoso dovranno essere realizzati nel rispetto delle specifiche normative di prevenzione incendi. Impianti di condizionamento e ventilazione: gli impianti di condizionamento e ventilazione devono essere progettati e realizzati nell'osservanza dei seguenti criteri:

a) Impianti centralizzati - Le unità di trattamento dell'aria e i gruppi frigoriferi non possono essere installati nei locali ove sono ubicati impianti di produzione calore. I gruppi frigoriferi devono essere installati in appositi locali, realizzati con strutture di separazione di caratteristiche di resistenza al fuoco non inferiori a REI 60, aventi accesso direttamente dall'esterno o tramite disimpegno aerato di analoghe caratteristiche, munito di porte REI 60 dotate di dispositivo di autochiusura. L'aerazione nei locali dove sono installati i gruppi frigoriferi non deve essere inferiore a quella indicata dal costruttore dei gruppi stessi, con una superficie minima non inferiore a 1/20 della superficie in pianta del locale. Nei gruppi frigoriferi devono essere utilizzati come fluidi frigoriferi prodotti non infiammabili e non tossici. I gruppi refrigeratori che utilizzano soluzioni acquose di ammoniaca possono essere installati solo all'esterno dei fabbricati o in locali aventi caratteristiche analoghe a quelli delle centrali termiche alimentate a gas. Le centrali frigorifere destinate a contenere gruppi termorefrigeratori ad assorbimento a fiamma diretta devono rispettare le disposizioni di prevenzione incendi in vigore per gli impianti di produzione calore, riferiti al tipo di combustibile impiegato. Non è consentito utilizzare aria di ricircolo proveniente da cucine, autorimesse e comunque da spazi a rischio specifico.

b) Condotte - Le condotte devono essere realizzate in materiale di classe 0 di reazione al fuoco; le tubazioni flessibili di raccordo devono essere di classe di reazione al fuoco non superiore a 2. Le condotte non devono attraversare: luoghi sicuri, che non siano a cielo libero; vani scala e vani ascensore; locali che presentino pericolo di incendio, di esplosione e di scoppio. L'attraversamento dei soprarichiamati locali può tuttavia essere ammesso se le condotte sono racchiuse in strutture resistenti al fuoco di classe almeno pari a quella del vano attraversato.

Qualora le condotte attraversino strutture che delimitano i compartimenti, nelle condotte deve essere installata, in corrispondenza degli attraversamenti, almeno una serranda avente resistenza al

fuoco pari a quella della struttura che attraversano, azionata automaticamente e direttamente da rivelatori di fumo. Negli attraversamenti di pareti e solai, lo spazio attorno alle condotte deve essere sigillato con materiale di classe 0, senza tuttavia ostacolare le dilatazioni delle stesse.

c) Dispositivi di controllo - Ogni impianto deve essere dotato di un dispositivo di comando manuale, situato in un punto facilmente accessibile, per l'arresto dei ventilatori in caso d'incendio. Inoltre, gli impianti a ricircolo d'aria, a servizio di più compartimenti, devono essere muniti, all'interno delle condotte, di rivelatori di fumo che comandino automaticamente l'arresto dei ventilatori e la chiusura delle serrande tagliafuoco. L'intervento dei rivelatori deve essere segnalato nella centrale di controllo degli impianti di rivelazione e segnalazione automatica degli incendi. L'intervento dei dispositivi, sia manuali che automatici, non deve consentire la rimessa in marcia dei ventilatori senza l'intervento manuale dell'operatore.

d) Impianti localizzati - È consentito il condizionamento dell'aria a mezzo di armadi condizionatori, purché il fluido refrigerante non sia infiammabile né tossico. È comunque escluso l'impiego di apparecchiature a fiamma libera.

Art. VI: UTILIZZO DI FONTI ENERGETICHE RINNOVABILI (FER)²³ (L. n. 457/78 art. 56 modificato dall'art. 5 D.L. n. 9/82

Nella concessione di contributi pubblici per la costruzione di edifici residenziali sarà data la preferenza agli interventi che prevedono l'installazione di impianti di riscaldamento e di produzione di acqua calda alimentati da fonti energetiche non tradizionali. Per i predetti interventi il Comitato per l'edilizia residenziale può stabilire una elevazione del limite massimo dei costi ammissibili di cui alla lettera n) art. 3 della legge 457/78. Ai fini dell'elevazione del limite massimo di costo di cui al comma precedente, si considerano anche gli impianti che siano soltanto parzialmente alimentati da fonti energetiche non tradizionali, secondo le modalità precisate con deliberazione del CER. Entro sei mesi dalla data di entrata in vigore della legge 457/78, il Comitato per l'edilizia residenziale provvederà a formare un elenco, da aggiornare ogni biennio, delle fonti energetiche da considerarsi non tradizionali ai fini dell'applicazione del precedente comma, con l'osservanza delle norme contro l'inquinamento.

Art. VII: NORME PER IL CONTENIMENTO DEL CONSUMO DI ENERGIA (Legge 10/91)

Ambito di applicazione (art. 25 legge 10/91)

Sono regolati dalla legge 10/91 i consumi di energia negli edifici pubblici e privati, qualunque ne sia la destinazione d'uso, nonché, mediante il disposto dell'articolo 31 della legge 10/91, l'esercizio e la manutenzione degli impianti esistenti. Nei casi di recupero del patrimonio edilizio esistente, l'applicazione del presente titolo è graduata in relazione al tipo di intervento, secondo la tipologia individuata dall'articolo 31 della legge 5 agosto 1978, n. 457.

Progettazione, messa in opera ed esercizio di edifici e di impianti (art. 26 legge 10/91)

Ai nuovi impianti, lavori, opere, modifiche, installazioni, relativi alle fonti rinnovabili di energia, alla conservazione, al risparmio e all'uso razionale dell'energia, si applicano le disposizioni di cui all'articolo 9 della legge 28 gennaio 1977, n. 10, nel rispetto delle norme urbanistiche, di tutela artistico-storica e ambientale. Gli interventi di utilizzo delle fonti di energia di cui all'articolo 1 della legge 10/91 in edifici ed impianti industriali non sono soggetti ad autorizzazione specifica e sono assimilati a tutti gli effetti alla manutenzione straordinaria di cui agli articoli 31 e 48 della legge 5 agosto 1978, n. 457. L'installazione di impianti solari e di pompe di calore da parte di installatori qualificati, destinati unicamente alla produzione di acqua calda e di aria negli edifici esistenti e negli spazi liberi privati annessi, è considerata estensione dell'impianto idrico-sanitario già in opera. Gli edifici pubblici e privati, qualunque ne sia la destinazione d'uso, e gli impianti non di processo ad essi associati devono essere progettati e messi in opera in modo tale da contenere al massimo, in relazione al progresso della tecnica, i consumi di energia termica. Gli impianti di riscaldamento al servizio di edifici di nuova costruzione, la cui concessione edilizia sia rilasciata dopo la data di entrata in vigore della legge 10/91, devono essere progettati e realizzati in modo tale da consentire l'adozione di sistemi di termoregolazione e di contabilizzazione del calore per ogni singola unità immobiliare.

Negli edifici di proprietà pubblica o adibiti ad uso pubblico è fatto obbligo di soddisfare il fabbisogno

²³ Sull'utilizzo delle fonti energetiche rinnovabili, FER, (l'attributo alternativo è ormai desueto) si rimanda all'applicazione del D.Lgs. 28/2011, come descritto in precedenza.

energetico degli stessi favorendo il ricorso a fonti rinnovabili di energia o assimilate salvo impedimenti di natura tecnica od economica. La progettazione di nuovi edifici pubblici deve prevedere la realizzazione di ogni impianto, opera ed installazione utili alla conservazione, al risparmio e all'uso razionale dell'energia.

Relazione tecnica sul rispetto delle prescrizioni (art. 28 legge 10/91)

Il proprietario dell'edificio, o chi ne ha titolo, deve depositare in Comune, in doppia copia insieme alla denuncia dell'inizio dei lavori relativi alle opere di cui agli articoli 25 e 26 della legge 10/91, il progetto delle opere stesse corredate da una relazione tecnica, sottoscritta dal progettista o dai progettisti, che ne attesti la rispondenza alle prescrizioni della presente legge. Nel caso in cui la denuncia e la documentazione di cui al comma 1 non sono state presentate al Comune prima dell'inizio dei lavori, il sindaco, fatta salva la sanzione amministrativa di cui all'articolo 34 della legge 10/91, ordina la sospensione dei lavori sino al compimento del suddetto adempimento.

La documentazione di cui al comma 1 deve essere compilata secondo le modalità stabilite con proprio decreto dal Ministro dell'industria, del commercio e dell'artigianato.

Una copia della documentazione di cui al comma 1 è conservata dal Comune ai fini dei controlli e delle verifiche di cui all'articolo 33 della legge 10/91.

La seconda copia della documentazione, restituita dal Comune con l'attestazione dell'avvenuto deposito, deve essere consegnata a cura del proprietario dell'edificio, o di chi ne ha titolo, al Direttore dei Lavori ovvero, nel caso l'esistenza di questi non sia prevista dalla legislazione vigente, all'esecutore dei lavori. Il direttore ovvero l'esecutore dei lavori sono responsabili della conservazione di tale documentazione in cantiere.

Controlli e verifiche (art. 33 legge 10/91)

Il Comune procede al controllo dell'osservanza delle norme della legge 10/91 in relazione al progetto delle opere, in corso d'opera ovvero entro cinque anni dalla data di fine lavori dichiarata dal Committente. La verifica può essere effettuata in qualunque momento anche su richiesta e a spese del Committente, dell'acquirente dell'immobile, del conduttore, ovvero dell'esercente gli impianti. In caso di accertamento di difformità in corso d'opera, il sindaco ordina la sospensione dei lavori. In caso di accertamento di difformità su opere terminate il sindaco ordina, a carico del proprietario, le modifiche necessarie per adeguare l'edificio alle caratteristiche previste dalla legge 10/91. Nei casi previsti dai commi 3 e 4 della stessa legge, il sindaco informa il prefetto per la irrogazione delle sanzioni di cui al paragrafo successivo

Sanzioni (art. 34 legge 10/91)

L'inosservanza dell'obbligo di presentazione della documentazione tecnica completa e degli obblighi conseguenti è punita con la sanzione amministrativa non inferiore a lire un milione e non superiore a lire cinque milioni. Il proprietario dell'edificio nel quale sono eseguite opere difformi dalla documentazione depositata e che non osserva le disposizioni prescritte dall'art. 27 della legge 10/91 è punito con la sanzione amministrativa in misura non inferiore al 5 per cento e non superiore al 25 per cento del valore delle opere. L'installatore e il Direttore dei Lavori che omettono la certificazione di cui all'articolo 29 della legge 10/91, ovvero che rilasciano una certificazione non veritiera nonché il progettista che rilascia la relazione tecnica non veritiera, sono puniti in solido con la sanzione amministrativa non inferiore all'1 per cento e non superiore al 5 per cento del valore delle opere, fatti salvi i casi di responsabilità penale. Il collaudatore che non ottempera a quanto stabilito dall'articolo 29 della legge 10/91 è punito con la sanzione amministrativa pari al 50 per cento della parcella calcolata secondo la vigente tariffa professionale.

Il proprietario o l'amministratore del condominio, o l'eventuale terzo che se ne è assunta la responsabilità, che non ottempera a quanto stabilito dall'articolo 31, commi 1 e 2 della legge 10/91, è punito con la sanzione amministrativa non inferiore a lire un milione e non superiore a lire cinque milioni. Nel caso in cui venga sottoscritto un contratto nullo ai sensi del comma 4 del medesimo articolo 31 della legge 10/91, le parti sono punite ognuna con la sanzione amministrativa pari a un terzo dell'importo del contratto sottoscritto, fatta salva la nullità dello stesso. L'inosservanza delle prescrizioni di cui all'articolo 32 della legge 10/91 è punita con la sanzione amministrativa non inferiore a lire cinque milioni e non superiore a lire cinquanta milioni, fatti salvi i casi di responsabilità penale. Qualora soggetto della sanzione amministrativa sia un professionista, l'autorità che applica la sanzione deve darne comunicazione all'ordine professionale di appartenenza per i provvedimenti disciplinari conseguenti.

L'inosservanza della disposizione che impone la nomina, ai sensi dell'articolo 19 della legge 10/91, del tecnico responsabile per la conservazione e l'uso razionale dell'energia, è punita con la sanzione amministrativa non inferiore a lire dieci milioni e non superiore a lire cento milioni.

Provvedimenti di sospensione dei lavori

Il sindaco, con il provvedimento mediante il quale ordina la sospensione dei lavori, ovvero le modifiche necessarie per l'adeguamento dell'edificio, deve fissare il termine per la regolarizzazione. L'inosservanza del termine comporta la comunicazione al prefetto, l'ulteriore irrogazione della sanzione amministrativa e l'esecuzione forzata delle opere con spese a carico del proprietario.

L'esame attento di quanto sopra riportato unitamente ad una corretta progettazione dell'opera può essere indispensabile per la stesura di un buon CSA.

4.8.3 PROCEDURE PER IL COLLAUDO

Le procedure sono numerose e quasi tutte a valle dell'esecuzione dei lavori (in alcuni casi si ha necessità di operare un collaudo in corso d'opera, come ad esempio per il collaudo della tenuta idraulica delle tubazioni, prove a fuoco, ...). In genere si possono sintetizzare le seguenti fasi (i riferimenti di legge e normativi vanno aggiornati ad oggi):

- Operazioni precedenti le attività in campo: acquisizione dei documenti riguardanti il progetto, l'offerta dell'installatore o dell'impresa, il contratto (o i contratti nel caso di più imprese), le certificazioni dei componenti, le dichiarazioni di conformità rilasciate dall'installatore ai sensi della L. 10/91 e L. 46/90, i manuali delle case costruttrici per i componenti più sensibili, richiedere l'equilibratura delle reti, i capitolati speciali di appalto e, se previste, le norme per l'esecuzione del collaudo;
- Verifica e quantitativa delle opere: mediante visita in cantiere, presenti l'impresa installatrice, il committente e la direzione lavori, controllare, avendo in mano i progetti esecutivi aggiornati, l'ubicazione dell'impianto, la scelta dei materiali, la presenza di vie di fuga e di mezzi di estinzione degli incendi (vedi CSA sopra riportato), la presenza di vie di ventilazione, la rispondenza degli impianti alle norme CEI, alla L. 46/90 per le protezioni di terra, l'esistenza di dispositivi di controllo e di sicurezza, gli scarichi dei liquidi oleosi, dei separatori d'olio, degli scarichi delle acque di impianto, dell'assenza di pozzetti a perdere in centrale termica, verifica dell'inquinamento acustico ai sensi del D.P.C.M. 14/11/97 e D.M. 5/3/98, la presenza di tutti i componenti di centrale, lo spessore degli isolamenti termici. E' opportuno verificare tutte le voci di computo metrico e predisporre una tabella comparativa.
- Prove preliminari: prima del collaudo vero e proprio occorre controllare i circuiti, le dilatazioni termiche, verificare le tenute, mettere in funzione la caldaia per un periodo sufficiente al raggiungimento del regime stazionario;
- Prove di collaudo definitivo: controllo del funzionamento della centrale termica con la verifica ai valori di progetto eventualmente con le correzioni previste per condizioni esterne diverse da quelle di riferimento, controllo delle temperature dei singoli ambienti (prelevate a 1,5 m dal pavimento. Si ricordi che se la temperatura interna non è conforme a quella indicata in contratto o prevista dalle norme il collaudo può proseguire solo a discrezione del Collaudatore), controllo delle umidità relative (se ci riferisce ad un impianto di climatizzazione), controllo della sicurezza dell'impianto e di tutti i suoi organi, controllo delle norme di risparmio energetico (in particolare della presenza del tronchetto flangiato per la verifica della portata totale del fluido primario e quindi per la verifica della potenzialità effettiva del generatore);

- Stesura della relazione di collaudo: in essa debbono essere riportati tutti i dati necessari alla completezza del collaudo, di tutte le osservazioni inerenti la rispondenza delle opere al progetto esecutivo depositato, alla congruenza dei materiali, alla congruenza delle misurazioni e di ogni altra operazione di collaudo con i valori limiti progettuali.

In questa sede ci si sta riferendo al collaudo tecnico.

5. GENERATORI TERMICI

In base alla precedente classificazione la scelta del tipo di generatore è fondamentale per l'impianto di riscaldamento sia perché sono questi dispositivi a fornire energia agli impianti di riscaldamento sia perché il loro funzionamento (*e in particolare il loro rendimento*) è oggi fortemente regolato dalla L. 90/2013 e dal suo decreto attuativo DM 26/06/2015 sia perché oggi siamo in condizioni di costruire caldaie con caratteristiche tecnologiche impensabili già venti anni fa.

Possiamo classificare le moderne caldaie in funzione del loro funzionamento:

- caldaie a modulazione di fiamma
- caldaia a temperatura scorrevole
- caldaia a condensazione
- caldaia a più passaggi di fumi

In tutti i casi sono esclusi i combustibili solidi e in qualche caso anche i liquidi. Vediamo brevemente il loro funzionamento.

5.1 CALDAIE A MODULAZIONE DI FIAMMA

Il funzionamento di una caldaia è dettato dal funzionamento del suo bruciatore, vedi Figura. Esso può essere di vari tipi in funzione del combustibile utilizzato (*gasolio, olio combustibile, gas, ...*) e del regime di funzionamento e regolazione della fiamma.

In queste caldaie (*alimentate sia con combustibili liquidi che con gas*) si agisce sul bruciatore modulandone la potenza in vari modi:

- Modulazione in regime monostadio di tipo on – off: si tratta del tipo più semplice e la modulazione del bruciatore non avviene per variazione della sua potenza ma con semplice spegnimento quando viene raggiunta la temperatura massima dell'acqua e con l'accensione quando questa scende sotto il valore minimo prefissato.
- Regime bistadio 50÷ 100%: il bruciatore può funzionare a due regimi a seconda del valore della temperatura dell'acqua in caldaia. Quando si chiede la massima potenza si ha il 100% del funzionamento mentre per regimi attenuati si ha un funzionamento al 50%.
- Regime modulante fra 50÷ 100%: in questo caso la potenza del bruciatore varia con continuità fra il 50% e il 100% della potenza massima. In questo modo si ha la massima efficienza e si riducono fortemente gli sprechi energetici.

5.2 CALDAIE A CONDENSAZIONE

L'utilizzo di combustibili gassosi a basso tenore di zolfo consente di costruire caldaie a *condensazione* nelle quali si recupera il calore latente del vapore acqueo contenuto nei fumi. Il punto di rugiada dei fumi del metano in funzione dell'eccesso d'aria varia secondo quanto indicato in Figura 247. Queste caldaie consentono di abbassare la temperatura dei fumi fino a $50 \div 70$ °C recuperando il calore latente di condensazione dell'acqua. Il rendimento di queste caldaie riferito al potere calorifico inferiore del combustibile risulta $> 100\%$ (com'è ovvio non tenendosi conto del calore latente di condensazione nel p.c.i.) mentre risulta $< 100\%$ se riferito al potere calorifico superiore.

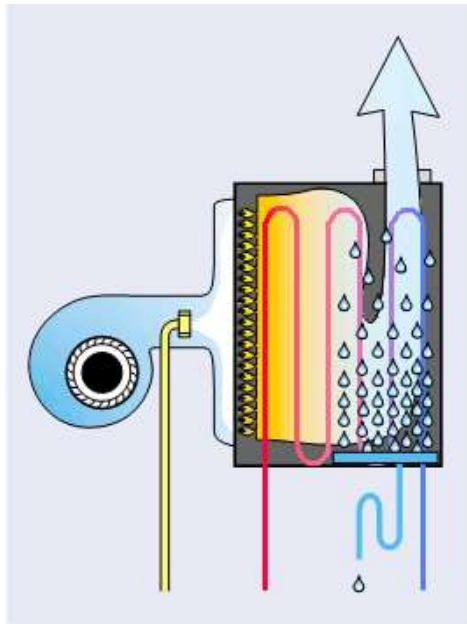


Figura 55: Schema di principio di una caldaia a condensazione

Per condensare il vapore dei fumi, le caldaie a condensazione sfruttano la temperatura dell'acqua di ritorno dall'impianto termico, più fredda rispetto alla temperatura dell'acqua di mandata. I fumi vengono fatti passare in uno speciale scambiatore - condensatore che permette di sottrarre, tramite condensazione, il calore latente del vapore acqueo.

In questo modo la temperatura dei fumi in uscita si mantiene allo stesso valore della temperatura di mandata, ben inferiore ai 140/160 °C dei generatori tradizionali ad alto rendimento. Le caldaie a condensazione sono sempre dotate di ventilatore di estrazione dei fumi (tiraggio meccanico) per potere:

- Vincere le resistenze fluidodinamiche create dal condensatore;
- Migliorare lo scambio termico convettivo (si ha convezione forzata) fra fumi e acqua;
- Minimizzare l'eccesso di aria e le perdite di calore sensibile nella combustione;
- Massimizzare il rendimento.
- Nelle caldaie tradizionali i gas combusti vengono normalmente espulsi ad una temperatura di circa 110°C e sono in parte costituiti da vapore acqueo. Nella caldaia a condensazione, i prodotti della combustione, prima di essere espulsi all'esterno, sono costretti ad attraversare uno speciale scambiatore all'interno del quale il vapore acqueo condensa, cedendo parte del calore latente di condensazione all'acqua del primario. In tal modo, i gas di scarico fuoriescono ad una temperatura di circa 40°C.
- La caldaia a condensazione, a parità di energia fornita, consuma meno combustibile rispetto ad una di tipo tradizionale. Infatti, la quota di energia recuperabile tramite la

condensazione del vapore acqueo contenuto nei gas di scarico è dell'ordine del 16-17%.

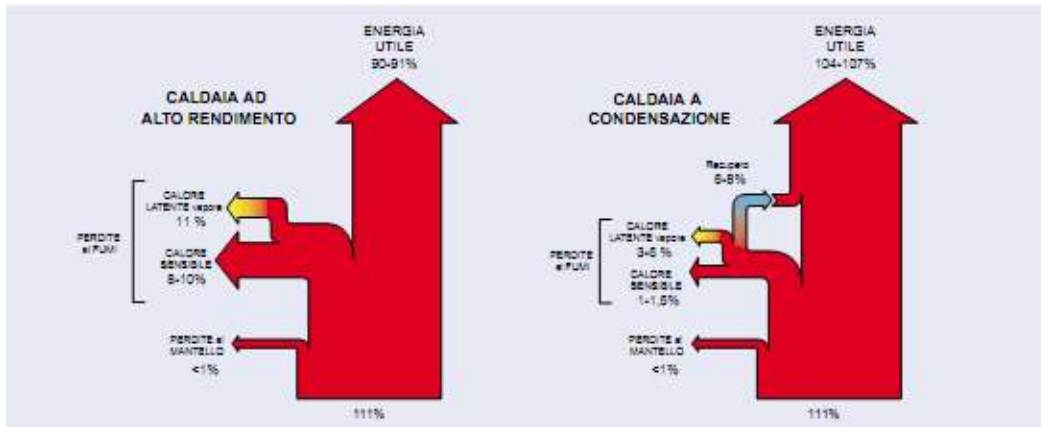


Figura 56: Confronto delle perdite di energia fra differenti tipi di generatori

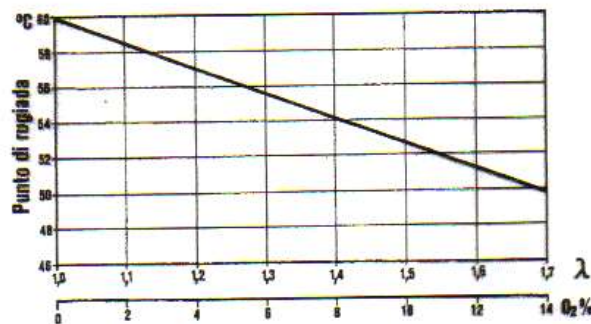


Figura 57: Punto di rugiada dei fumi di metano

Le caldaie a condensazione esprimono il massimo delle prestazioni quando vengono utilizzate con impianti che funzionano a bassa temperatura (30-50°C), come ad esempio con impianti a pannelli radianti. Il D.Lgs. 192/05 e il DPR 59/09 indicano una temperatura dell'acqua di uscita dal generatore termico non superiore a 70 °C nel caso di sostituzione del generatore esistente. Tale valore di temperatura è compatibile solo con la tipologia di caldaia a condensazione e non con le altre tipologie presenti sul mercato.

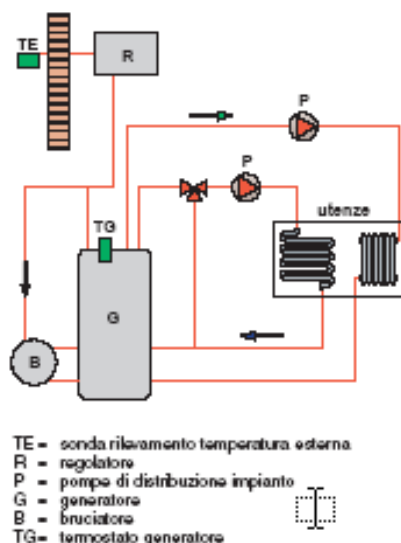


Figura 58: Schema logico di una caldaia a condensazione

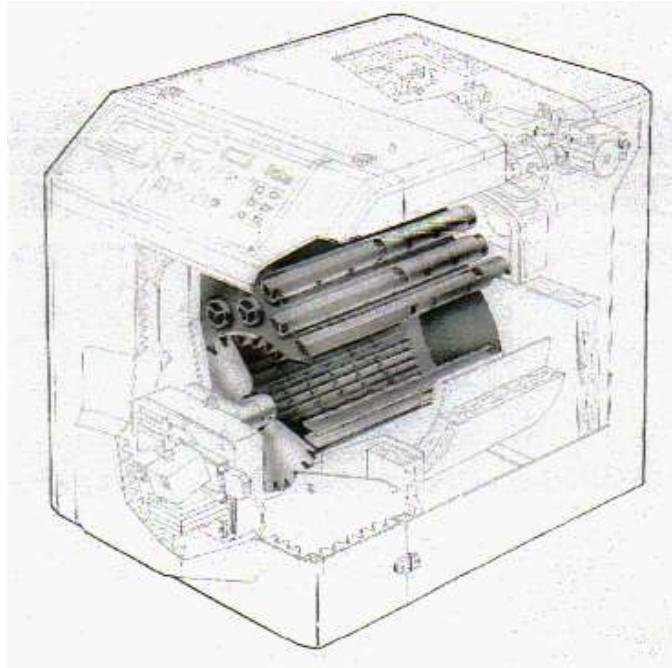


Figura 60: Camera di combustione di una caldaia a temperatura scorrevole

Nella figura seguente si hanno i particolari dei tubi di fumo che presentano tre settori circolari che assicurano un contatto indiretto parete-acqua evitando i rischi della condensazione del vapore quando la temperatura della caldaia scende al di sotto del punto di rugiada.

Il pericolo della condensazione si ha quando la caldaia lavora a bassi regimi e nelle caldaie tradizionali si utilizza una pompa di ricircolo asservita alla caldaia.

Nella figura si ha uno spaccato di una caldaia a temperatura scorrevole nel quale si possono vedere i particolari sopra indicati.

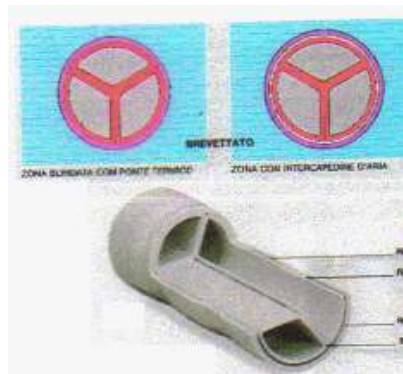
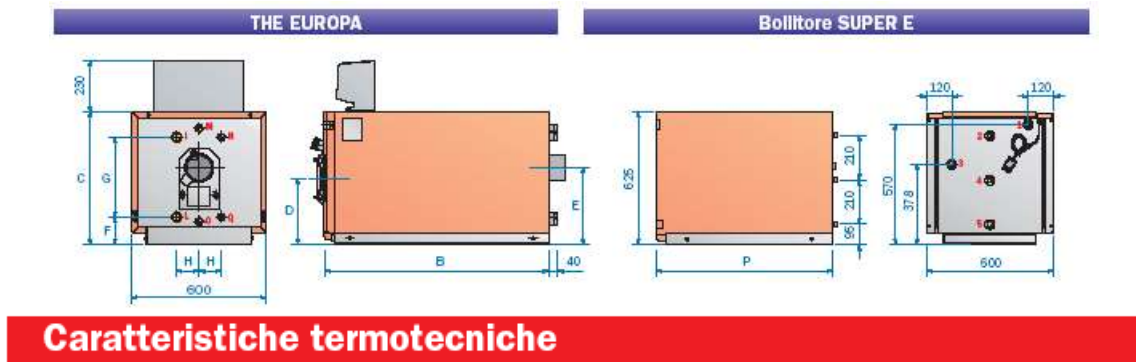


Figura 61: Tubi di fumo per caldaia a temperatura scorrevole

In figura si ha il confronto dei rendimenti di diversi tipi di caldaie di moderna costruzione: la caldaia a temperatura scorrevole (indicata con il logo *TRISECAL*[®]) presenta i valori più elevati, soprattutto ai bassi gradi di utilizzazione.

I generatori termici di questo tipo quando sono abbinati ai pannelli di controllo elettronici con regolazione climatica, possono esercire con logica di temperatura scorrevole, adeguando la temperatura di caldaia in funzione del carico termico richiesto (legato al valore della temperatura esterna), con notevoli risparmi di gestione.

La modulazione della potenza, ottenuta attraverso i cicli di on – off degli stadi del bruciatore, consente al generatore di operare con temperatura variabile tra 80 e 40 °C.



GENERATORE EUROPA		U.M.	20	29	35	45	60	70
Potenzialità termica focolare	minima	kW	17,5	24,5	34,5	41,0	55,0	70,0
	massima	kW	24,5	34,5	41,0	55,0	70,0	85,5
Potenzialità termica utile	minima	kW	16,0	22,4	31,3	37,5	50,4	63,8
	massima	kW	22,2	31,4	37,3	49,7	63,5	77,2
Rendimento al 100%	minimo	%	91,4	91,5	91,3	91,5	91,6	91,4
	maximo	%	90,7	91,0	90,8	90,4	90,7	90,2
	medio	%	91,5	91,6	92,0	91,4	91,4	91,6
Rendimento al 90%	minimo	%	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
	maximo	%	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1
	medio	%	2,2	1,9	1,9	2,5	2,2	2,7
Temperatura uscita fumi lorda		°C	160 + 180	160 + 180	160 + 180	160 + 180	160 + 180	160 + 180
Portata massiccia fumi (Pot. max)		kg/sec	0,013	0,017	0,019	0,025	0,032	0,038
Pressione in camera di combustione		mbar	0,2	0,25	0,26	0,40	0,55	0,70
Volume focolare		m³	1,00	1,25	1,40	1,71	2,10	2,60
Superficie totale di scambio		m²	490	690	745	690	800	774
Carico termico volumetrico (Pot. max)		kW/m³	23,0	26,0	27,5	30,0	31,2	30,4
Resistenza lato acqua ΔT° 10 °C		mbar	12	14	15	21	28	32
Resistenza lato acqua ΔT° 20 °C		mbar	3,2	3,8	4,3	5,7	6,9	8,5
Contenuto acqua		litri	51	60	56	90	84	110
Pressione massima esercizio		bar	5	5	5	5	5	5

Riferimenti normativi: UNI 10348, UNI 7036, UNI 9188.
 (1) Sono riferiti ad una differenza di temperatura media dell'acqua in caldaia e quella ambiente di 50 °C.
 (2) Lunghezza boccaglio bruciatore: 100 mm (THE 20-70/50) 100 mm (THE 70) valore consigliato per superare di 30-50 mm il limite anteriore della camera di combustione. Variazione massima ammessa pari al 15% (in eccesso).
 I valori dei parametri riportati nella tabella fanno riferimento alle seguenti condizioni di prova: caldaia pulita, con gas di prova e regolazione ottimizzata del bruciatore attraverso monitoraggio continuo dei parametri di combustione.

BOLLITORE SUPER E	U.M.	130	170	220
Contenuto acqua sanitaria	l	130	170	220
Contenuto acqua serpentino	l	5,9	8,6	10,6
Potenza massima assorbita (primario 80°C)	kW	31,5	37	43
Produzione acqua sanitaria (ΔT° 35 °C)	l/h	775	910	1056
Perdite di carico circuito secondario bollitore (2)	mbar	8	12	13
Prelievo in 10' con accumulo 48 °C (1)	l	140	190	240
Prelievo in 10' con accumulo 60 °C (1)	l	240	330	410
Tempo di ripristino (ΔT° 35 °C)	min.	9	11	13
Superficie di scambio serpentino	m²	0,97	1,42	1,75
Pressione massima esercizio bollitore	bar	7	7	7
Alimentazione elettrica	V/Hz	230/50	230/50	230/50
Potenza elettrica assorbita	W	115	115	115

(1) Con T entrata 13°C e T media scorio 43°C - Prestazioni ottenute con pompe di carico alla massima velocità.
 (2) Con portata relativa a ΔT 35°C secondo DM 2 aprile 1998. Le prestazioni dichiarate sono ottenute applicando ai bollitori una potenza utile del generatore adeguata.

Figura 62: Esempi di dati tecnici di una caldaia a temperatura scorrevole

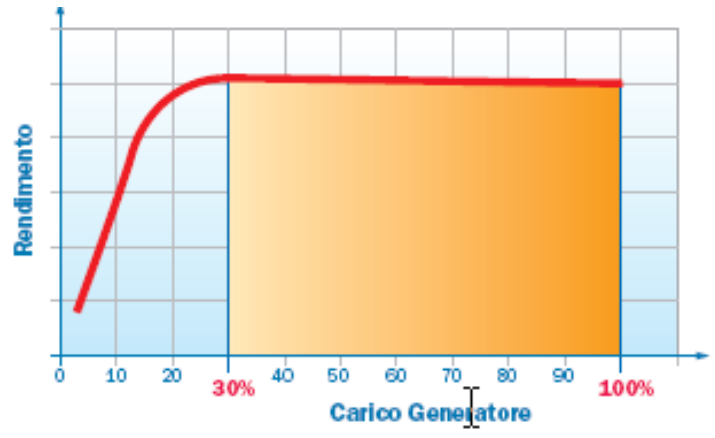


Figura 63: Rendimento di una caldaia a temperatura scorrevole

5.4 CALDAIA A PIÙ PASSAGGI DI FUMI

Per ridurre le emissioni nocive (soprattutto di NOx) si costruiscono oggi caldaie a *più passaggi di fumi* (ad esempio a tre passaggi) che ottimizzano sia gli scambi convettivi dei fumi

sia la fase di inversione che viene realizzata non più in camera di combustione ma in un volume diverso posto al di sopra di questa.

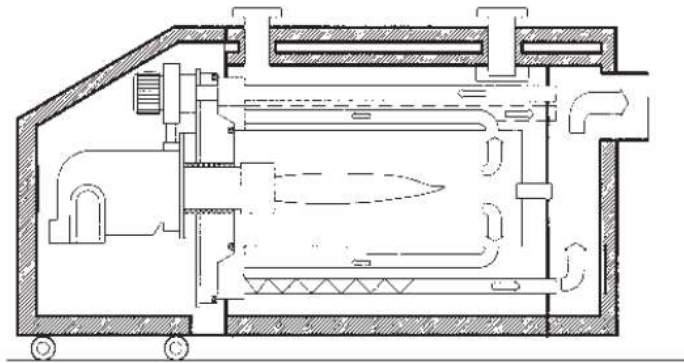


Figura 64: Sezione di una caldaia a temperatura scorrevole

Questo tipo di caldaie è progettato per avere basse contrazioni di NOx in uscita facendo sì che i gas di scarico siano condotti in uscita con una uniforme distribuzione della temperatura. Oggi queste caldaie sono anche a temperatura scorrevole e consentono temperature minime di ritorno in caldaia fino a 35 °C. Per sfruttare l'energia dei fumi i tubi del terzo giro sono dotati di turbolatori spiraliformi.

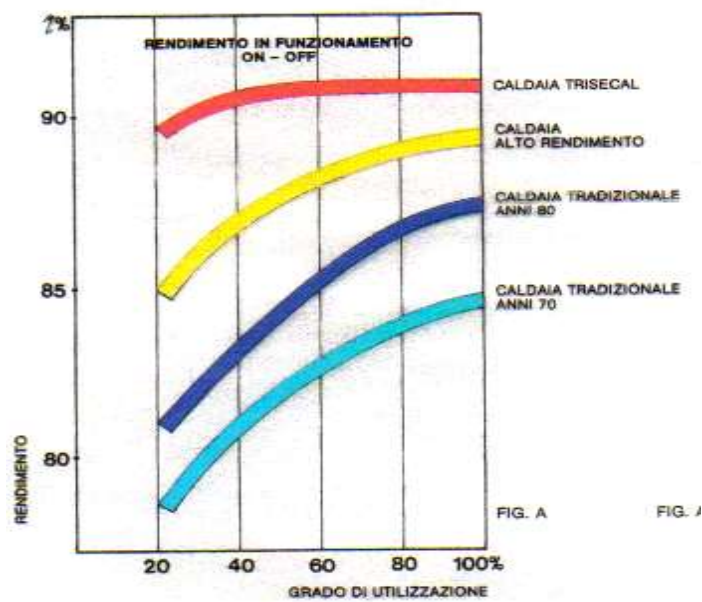


Figura 65: Confronto fra rendimenti dei diversi tipi di caldaia

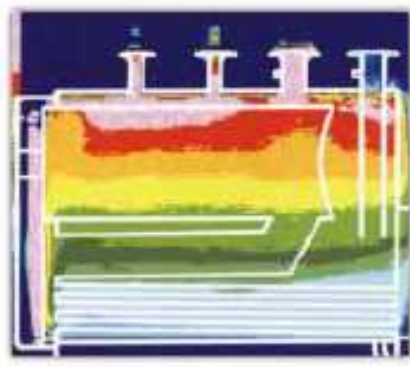


Figura 66: Distribuzione della temperatura



Figura 67: Schema di una moderna caldaia a tre passaggi di fumi

5.5 FUNZIONAMENTO DEI GENERATORI DI CALORE

Il generatore di calore è, in ultima analisi, uno scambiatore di calore che consente di trasferire il calore dei prodotti di combustione (*fumi*) all'acqua (o al vapore) calda. L'elemento attivo che fornisce calore è il bruciatore che bruciando combustibile produce i fumi, come indicato in figura seguente.

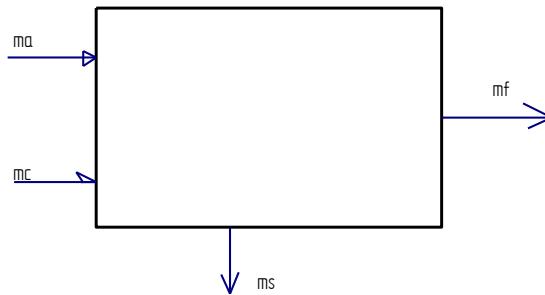


Figura 68: Sistema termodinamico di un generatore

In base al principio di conservazione della massa possiamo scrivere il bilancio:

$$\dot{m}_c + \dot{m}_a = \dot{m}_f + \dot{m}_s$$

ove si ha:

- \dot{m}_c portata massica del combustibile
- \dot{m}_a portata massica di aria comburente
- \dot{m}_f portata massica dei fumi prodotti e che escono dal camino
- \dot{m}_s portata massica di scorie eventualmente prodotte.

Questa relazione si può scrivere opportunamente definendo l'*indice d'aria* come:

$$n = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{at}}$$

ove \dot{m}_{at} è il flusso di aria teorica necessaria per la combustione stechiometrica del combustibile. Pertanto la precedente relazione diviene:

$$1 + na_t = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_c} + \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_c}$$

ove n_t è l'indice d'aria e a_t è l'aria teorica di combustione.

Sempre con riferimento al sistema di figura si può scrivere il bilancio energetico:

$$\dot{E} + \dot{Q} - \dot{L} = \sum_{j=1}^u \left[\dot{m} \left(h + gz + \frac{w^2}{2} \right) \right]_j - \sum_{j=1}^i \left[\dot{m} \left(h + gz + \frac{w^2}{2} \right) \right]_j$$

dove a primo membro abbiamo, nell'ordine, la potenza elettromagnetica, termica e meccanica che entrano nella superficie di controllo, \dot{m}_j la portata di massa e in parentesi tonda la *entalpia*²⁴ delle masse entranti ed uscenti dal sistema. Lo scambio di potenza attraverso la superficie di controllo (1° membro) produce una variazione di entalpia nelle portate di massa che attraversano la superficie di controllo.

Nel caso dei generatori termici poniamo a zero la potenza meccanica \dot{L} poiché non viene compiuto lavoro attraverso l'involucro. Inoltre si possono trascurare i termini gravimetrici (gz) e cinetici ($w^2/2$) rispetto alla variazione di entalpia h ottenendo:

$$\dot{E} + \dot{Q} = \sum_{j=1}^u (\dot{m}h)_j - \sum_{j=1}^i (\dot{m}h)_j$$

Con riferimento alla figura la precedente equazione diviene:

$$\dot{E} - \dot{Q}_d - \dot{Q}_t = \dot{m}_f h_f + \dot{m}_s h_s + \dot{m}_I H_I - (\dot{m}_a h_a + \dot{m}_c h_c + \dot{m}_c H)$$

ove si ha il simbolismo:

- \dot{E} potenza elettrica entrante per azionamento degli ausiliari
- \dot{Q}_d potenza termica dispersa dall'involucro del generatore
- \dot{Q}_t potenza termica utile e quindi ceduta al fluido termovettore
- h_f entalpia massica dei fumi
- h_s entalpia massica delle scorie (assunte come solido inerte)
- \dot{m}_I portata di massa degli incombusti (trascurabile rispetto ad \dot{m}_f)
- H_I potere calorifico inferiore degli incombusti
- h_a entalpia massica dell'aria comburente
- h_c entalpia massica del combustibile (inteso come fluido inerte)
- H potere calorifico inferiore (a pressione costante) del combustibile)

Le condizioni di riferimento (t_0, p_0) delle entalpie sono quelle del combustibile. La precedente relazione si può ancora scrivere nella forma:

$$\dot{E} + \dot{m}_c H = \dot{Q}_t + \dot{Q}_d + \left[\dot{m}_f h_f - (\dot{m}_a h_a + \dot{m}_c h_c) \right] + \dot{m}_I H_I + \dot{m}_s h_s$$

²⁴ Si ricordi dalla *Fisica Tecnica* che si definisce *entalpia* (detta anche *entalpia totale*) la somma: $h + w^2/2 + gz$.

Questa equazione ci dice che la potenza del combustibile e degli ausiliari elettrici viene convertita in parte in potenza utile (\dot{Q}_t) e la restante parte viene persa in disperdimenti vari.

Si osservi che la potenza elettrica degli ausiliari (\dot{E}) è di solito trascurabile (qualche %) rispetto alla potenza del combustibile e alla potenza utile ma la si è esplicitamente indicata per tenere conto dell'alto valore exergetico rispetto alle energie termiche.

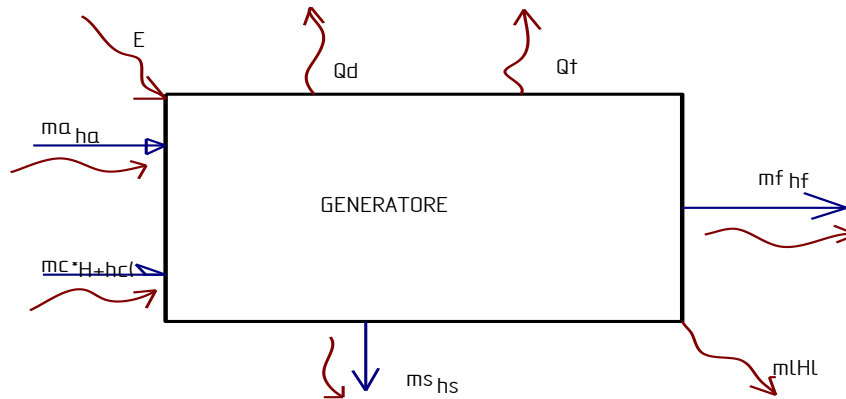


Figura 69: Bilancio energetico per un generatore

Viene definita *potenza al focolaio* il prodotto:

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_c H \quad [62]$$

cioè la potenza fornita al bruciatore e rappresenta l'energia primaria in ingresso (oltre quella elettrica per gli ausiliari) al generatore, fondamentale per tutte le analisi economiche. La grandezza principale di uscita è rappresentata dall'*energia utile* (\dot{Q}_t) che è anche lo scopo fondamentale del generatore termico. La potenza dispersa per dispersioni attraverso il mantello si calcola, tenendo conto della coibentazione termica normalmente presente e della bassa temperatura superficiale esterna, mediante la relazione:

$$\dot{Q}_d = hA(t_p - t_e)$$

avendo indicato con t_p la temperatura superficiale esterna del mantello, t_e la temperatura dell'aria esterna, h il coefficiente di convezione termica e con A la superficie disperdente del mantello. Il termine $\dot{m}_f h_f - (\dot{m}_a h_a + \dot{m}_c h_c)$ è la potenza termica dispersa con i fumi nel camino.

Questa potenza può essere espressa nella forma:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_f c_f (t_f - t_0) - [\dot{m}_c c_c (t_c - t_0) + \dot{m}_a c_a (t_a - t_0)]$$

avendo indicato con c i calori specifici e t_0 la temperatura di riferimento.

Si osservi che h_a ed h_c sono trascurabili rispetto ad h_f e pertanto, trascurando anche il contributo delle scorie (oggi di poco conto con i combustibili liquidi e gassosi) si può ancora scrivere che le perdite al camino sono essenzialmente date da:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_f c_f (t_f - t_a)$$

La potenza perduta per incombusti ($\dot{m}_t H_t$) dipende dalla qualità della combustione e quindi dalla maggiore o minore presenza di sostanze che non sono state completamente ossidate.

5.5.1 TEMPERATURA TEORICA DI COMBUSTIONE

Se assumiamo le ipotesi:

- assenza di scambio termico, $\dot{Q}_t = 0$
- assenza di disperdimenti $\dot{Q}_{ds} = 0$
- reazione di ossidazione completa (e quindi $\dot{m}_l H_l = 0$)
- assenza di scorie calde (e quindi $\dot{m}_s h_s = 0$)

possiamo scrivere l'equazione di bilancio:

$$\dot{m}_c H = \dot{m}_f c_f (t_{ad} - t_0) - \dot{m}_a c_a (t_a - t_0) - \dot{m}_c c_c (t_c - t_0)$$

La temperatura teorica viene anche detta *temperatura adiabatica di combustione*, indicata con t_{ad} , e vale, dalla precedente equazione:

$$t_{ad} = t_0 + \frac{H + n a_t c_a (t_a - t_0) + c_c (t_c - t_0)}{(1 + n a_t) c_f}$$

Ne deriva che la temperatura adiabatica dipende dall'eccesso d'aria (attraverso n), dall'entalpia dei reagenti (attraverso t_a e t_c) e dal tipo di combustibile (attraverso H ed a_t).

5.5.2 RENDIMENTI E PERDITE

Scriviamo la [61] in forma adimensionale dividendo ambo i membri per la potenza al focolaio $\dot{m}_c H$ per cui otteniamo:

$$\frac{\dot{E}}{\dot{m}_c H} + 1 = \eta + P_d + P_c + P_l + \frac{\dot{m}_s h_s}{\dot{m}_c H}$$

ove si sono indicati:

- η rendimento del generatore termico
- P_d perdite per dispersioni
- P_c perdite al camino
- P_l perdite per incombusti.

Questa equazione non dice nulla di nuovo rispetto alla [61] ma è espressa in forma più semplice. Il *rendimento energetico* del generatore è dato da:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_t}{\dot{m}_c H}$$

e in pratica viene calcolato valutando separatamente sia il numeratore che il denominatore con metodi diretti (cioè valutando i singoli termini) che indiretti (cioè valutando quanto ceduto all'acqua sottraendo alla potenza al focolare le perdite di calore).

La *perdita per dispersione* è definita dalla relazione:

$$P_d = \frac{\dot{Q}_d}{\dot{m}_c H}$$

e in genere è piccola (qualche %) rispetto alla potenza utile grazie all'isolamento del mantello. La perdita per dispersione cresce al diminuire del carico in quanto il denominatore della [69] diminuisce.

La *Potenza perduta al camino* vale:

$$P_c = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{m}_c H}$$

che può ancora scriversi, per la [64] nella forma:

$$P_c = \frac{\dot{m}_f c_f (t_f - t_a)}{\dot{m}_c H}$$

Le perdite al camino dipendono dal sistema di regolazione del bruciatore. Questo può essere:

- **Modulante:** se la portata di combustibile viene variata con continuità fra un valore minimo e quello massimo (nominale);
- **Tutto o Niente:** quando la portata di combustibile è solo quella nominale e quindi si regola accendendo o spegnendo il bruciatore stesso. Questo tipo di bruciatori sono certamente più grossolani ma meno costosi di quelli modulanti e sono utilizzati per generatori di piccola potenza.

Con regolazione *tutto o niente* il generatore lavora sempre a regime nominale quando il bruciatore è in funziona e quindi le perdite al camino sono pressoché costanti.

Con la regolazione modulante se la portata di combustibile scende (a pari indice d'aria) si riduce la t_f e quindi le perdite al camino.

La *Perdita per incombusti* vale:

$$P_I = \frac{\dot{m}_I H_I}{\dot{m}_c H}$$

Nel caso di incombusti gassosi si può scrivere:

$$P_I = \frac{V_I \rho_I}{V_f \rho_f} \frac{H_I (1 + n a_t)}{H}$$

ove ρ_I è la densità degli incombusti, ρ_f la densità dei fumi (in condizioni normali) e il rapporto V_I/V_f è il contenuto di incombusti in volume nei prodotti della combustione secchi.

5.6 TIPOLOGIE DI CALDAIE

Le caldaie, oltre per il funzionamento, possono essere classificate per il tipo di combustibili utilizzati e in particolare di tipo:

- Solido
- Liquido
- gassoso
- e/o di energia elettrica.

Vediamo brevemente le caratteristiche salienti di ciascun tipo.

5.6.1 GENERATORI A GASOLIO

Si tratta del tipo più diffuso di generatore di calore. Esso è costituito da una caldaia, da un bruciatore e da un serbatoio per il gasolio. Ha buone caratteristiche d'uso: rendimenti di combustione elevati, specialmente nelle caldaie di nuova generazione, buona regolazione, bassi costi di installazione e di manutenzione, buona affidabilità e tecnologia diffusamente

conosciuta (e quindi facile reperibilità della mano d'opera) e buona economia di esercizio. Gli spazi necessari per la centrale termica sono stabiliti da apposite norme tecniche pubblicate dall'UNI. Per potenzialità superiore ai 35 kW occorre anche ottenere un *Nulla Osta* da parte dei Vigili del Fuoco. Occorre prevedere la porta di accesso alla centrale termica del tipo *a cielo aperto* (per necessità dei V.V.F) e la localizzazione del serbatoio di combustibile in modo che siano facilmente espletabili le operazioni di scarico del carburante.

In figura si ha lo spaccato di una moderna caldaia a gasolio per fluidi diatermici²⁵ nella quale sono visibili sia i percorsi dei fumi e dei fluidi riscaldati che gli organi di controllo. Il bruciatore montato nella caldaia garantisce la cessione di energia al fluido.

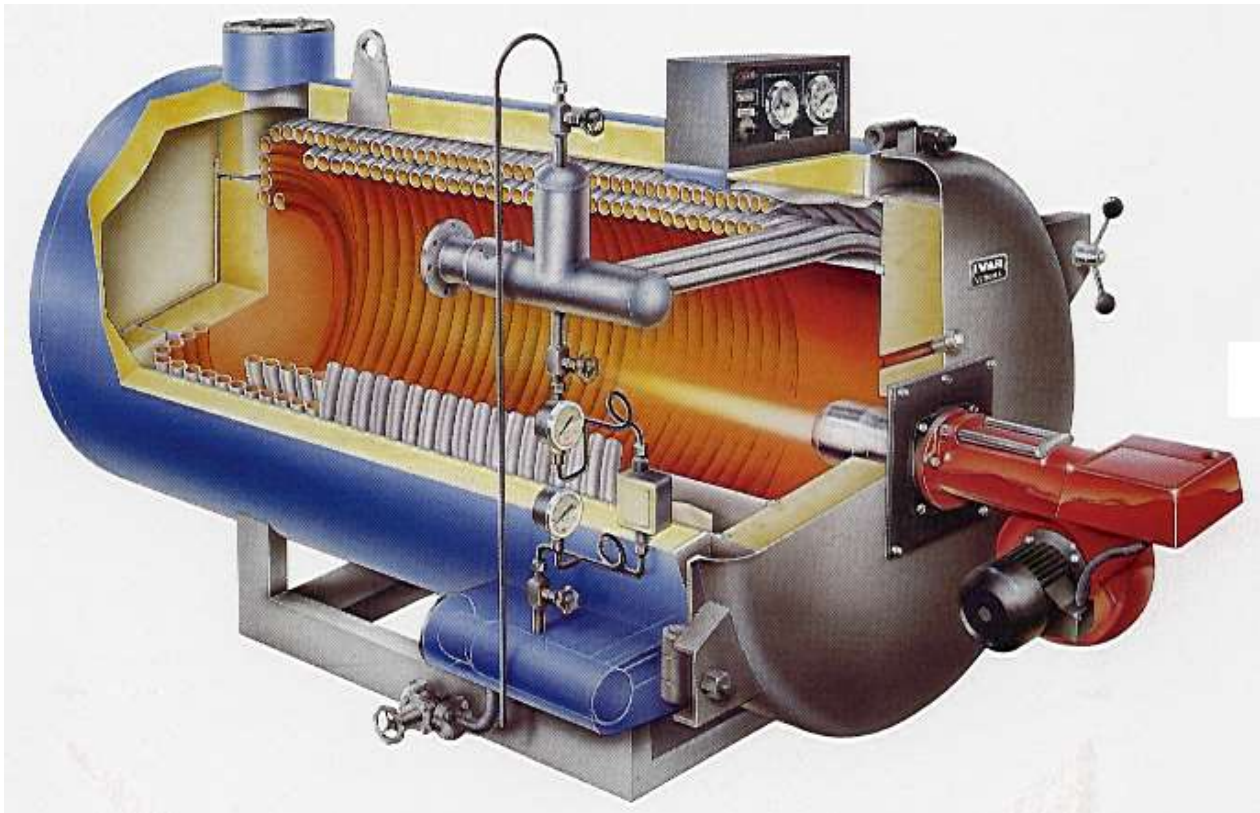


Figura 70: Schema di una caldaia alimentata a gasolio per fluidi diatermici

In figura seguente si ha un esempio di layout di un impianto di produzione di vapore con due generatori ad olio diatermico. Si osservi lo scambiatore a fascio tubiero posto lateralmente a ciascuno dei generatori e il collegamento del circuito dell'olio diatermico al serbatoio interrato. Pari attenzione meritano i vasi di espansione aperti posti al di sopra di ciascun generatore diatermico.

In figura si ha la foto di una moderna caldaia del tipo a mantello in acciaio: nella parte a destra si ha l'apertura dello sportello con la vista dei tubi di fumo interni. In figura si ha lo schema costruttivo di una caldaia con elementi in ghisa. Questo tipo di generatore è utilizzato quasi esclusivamente per il riscaldamento di condomini e/o di grandi edifici pubblici, meno frequentemente per il riscaldamento di abitazioni singole (villette o appartamenti isolati).

Normalmente la rete di distribuzione del fluido vettore è ad acqua e quindi le esigenze di spazio da questa occupato sono ridotte. I terminali possono essere di qualunque tipo.

²⁵ I fluidi diatermici sono particolari oli in grado di riscaldarsi a temperature superiori a 100 °C senza raggiungere il punto di vaporizzazione. Essi sono utilizzati in impianti nei quali la temperatura del fluido di lavoro deve essere maggiore di 100 °C senza ricorrere alla pressurizzazione.

La selezione dei generatori a gasolio si effettua mediante i cataloghi forniti dai costruttori nei quali sono indicati diversi parametri funzionali fra i quali:

- La potenzialità resa all'acqua (cioè quella fruibile realmente), (W)
- La potenzialità al focolare, cioè dovuta alla combustione del gasolio da parte del bruciatore, (W)
- Il rendimento globale del generatore (rapporto fra le due precedenti potenzialità) che deve essere conforme alla L10/91 e suoi regolamenti di esecuzione;
- Le dimensioni reali del generatore di calore;
- I diametri degli attacchi dell'acqua,
- Il diametro della canna fumaria.

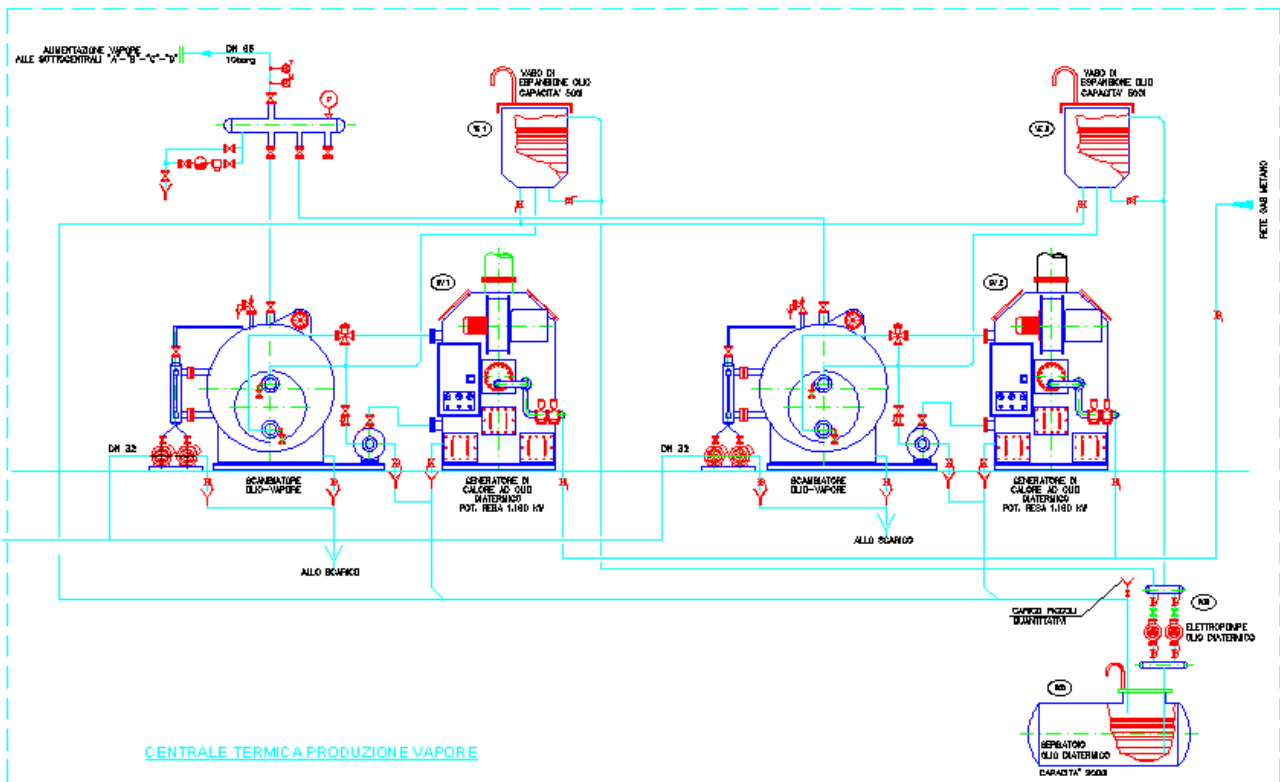


Figura 71: Esempio di centrale termica con generatori ad olio diatermico



Figura 72: Esempio di caldaia a mantello in acciaio



Figura 73: Elemento di una caldaia in ghisa

5.6.2 GENERATORI A GAS

Con la diffusione del gas metano si sta assistendo ad una buona diffusione delle caldaie alimentate a gas. Normalmente si tratta di generatori di piccola taglia, adatti al riscaldamento unifamiliare o di piccoli condomini e non richiedono particolari autorizzazioni dei VV.F. Proprio questa caratteristica, unitamente alle ridotte dimensioni e quindi facilità di installazione anche in un balcone, sta contribuendo alla diffusione di questi generatori per singole utenze.

I rendimenti sono buoni, specialmente nei modelli più recenti, l'esercizio è quasi del tutto automatizzato dalle installazioni monoblocco. Presentano qualche pericolosità se installate all'interno degli appartamenti a causa del consumo d'aria di combustione che, se non rinnovata, può portare alla formazione del monossido di carbonio, altamente pericoloso perché mortale. La rete di distribuzione del fluido termovettore è, di solito, ad acqua con terminali del tipo a radiatori o termoconvettori.

Si fa osservare che la diffusione di queste piccole caldaie può portare ad una diminuzione globale del rendimento di combustione rispetto a quello ottenibile con un generatore unico a gasolio. La tendenza al controllo personalizzato del proprio impianto di riscaldamento induce alla diffusione di questo tipo di caldaie a gas ma il rendimento di 100 caldaie singole di un **condominio non è lo stesso** del rendimento di un generatore unico di potenzialità termica equivalente.

Spesso i singoli proprietari non effettuano la necessaria manutenzione e quindi le condizioni di esercizio spesso non sono ottimali. Inoltre i disperdimenti termici (dovute al mantello e ai fumi) sono certamente superiori. Stranamente in Italia si sta avendo un'evoluzione positiva per il riscaldamento monoutente mentre in altre nazioni, vedi ad esempio la Francia, si ha una tendenza opposta che porta a sostituire le caldaie singole con un impianto centralizzato, più economico nell'esercizio e nell'installazione.

Le difficoltà di gestione personalizzata del periodo di riscaldamento giornaliero, che è l'unico motivo ancora valido per la preferenza delle caldaie singole, è oggi superata, nei nuovi impianti, con la contabilizzazione elettronica dell'energia termica consumata per il riscaldamento.



Figura 74: Caldaia Murale a gas – Configurazione Chiusa e Aperta

In caso di uso condominiale deve esserci la contabilizzazione dell'energia termica mediante un semplice *entalpimetro*²⁶ e che quindi ciascun utente paghi in relazione al consumo vero di energia termica e non in base a *quote millesimali* fittizie.

Ciò rende del tutto inutile l'imposizione di periodi di riscaldamento unici per tutti i condomini poiché si può sempre avere il generatore in funzione (soprattutto nelle zone climatiche più fredde, dalla C in poi) ed attivare i singoli impianti condominiali (ciascuno con alimentazione indipendente) nelle ore nelle quali si desidera avere il riscaldamento.

Naturalmente è facile avere questa flessibilità per i nuovi impianti, progettati già in funzione della contabilizzazione e della flessibilità di esercizio. Per i vecchi impianti risulta difficile intervenire se non con costi elevati di installazione e riadattamento. L'uso del gas può anche essere ammesso per grandi centrali termiche, in sostituzione del gasolio. Si ha il risparmio del serbatoio di combustibile ed una maggiore facilità di esercizio.

L'installazione dei bruciatori a gas richiede una maggiore attenzione progettuale. Il gas può essere utilizzato anche per far marciare le macchine ad assorbimento sia per il riscaldamento che per il condizionamento estivo.

Si tratta, invero, di impianti particolari e non molto diffusi in Italia. La selezione dei generatori a gas viene effettuata ancora su *catalogo*, come indicato per i generatori a gasolio. Per potenzialità piccole (*abitazioni unifamiliari*) spesso si ha un esubero che può essere utilizzato per la produzione di acqua sanitaria.

Particolare attenzione deve essere prestata alla ventilazione della centrale termica sia per garantire il buon funzionamento del bruciatore a gas che per condizioni di sicurezza, in particolare per generatori unifamiliari.

²⁶ L'*entalpimetro* è un semplice apparecchio misuratore costituito da due termosonde inserite nella tubazione di mandata e di ritorno dell'acqua di riscaldamento, da una turbinetta per la misura della portata dell'acqua calda e da uno strumento integratore (anche meccanico ma la diffusione dell'elettronica ha portato ad avere strumenti elettronici più economici) che effettua l'integrale $Q = \int_{\tau_1}^{\tau_2} \dot{m} c_p (t_i - t_u) d\tau$, cioè la somma continua fra gli istanti τ_1 e τ_2 del prodotto della portata di massa \dot{m} per la differenza di temperatura fra ingresso e uscita dell'acqua.

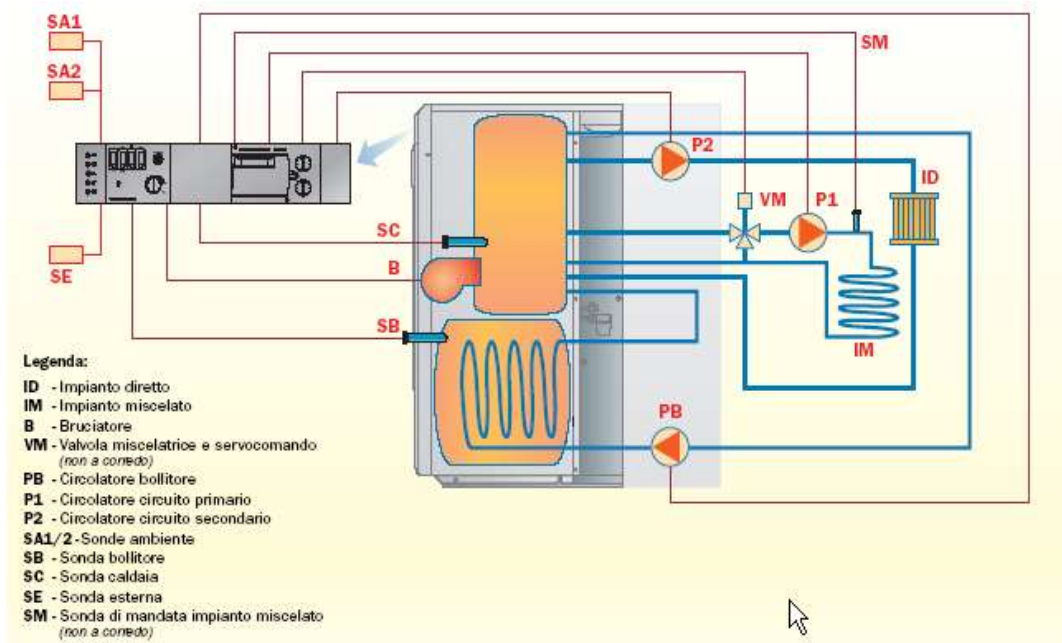


Figura 75: Schema funzionale di una caldaia murale a gas

In figura si ha una vista di una caldaia murale a gas in configurazione chiusa e in configurazione aperta e si possono vedere all'interno gli organi principali quali il bruciatore, la pompa di circolazione, gli organi di controllo e l'eventuale soffiante per i fumi se la caldaia è pressurizzata.

In figura si ha lo schema funzionale di una caldaia murale a gas nel quale sono indicati i collegamenti alla rete idrica di alimentazione e di distribuzione dell'acqua calda (sia per il riscaldamento che per l'acqua sanitaria).

5.6.3 CALDAIE A BIOMASSA

Negli ultimi anni, anche per effetto degli incentivi della legislazione vigente (principalmente la UNI TS 11300/4 e il D.Lgs. 28/2011), si stanno diffondendo molto le caldaie a biomassa.



Figura 76: Tipologie di biomassa

Quest’ultima deriva da scarti di lavorazione del legno (ad esempio il cippato) o dal legno stesso, dai rifiuti della lavorazione delle olive e dell’uva e dai residui organici di lavorazione del comparto agro-alimentare.

In effetti il combustibile utilizzato viene considerato non inquinante nel breve periodo nel senso che la CO₂ liberata dalla combustione viene riutilizzata dalle piante nella fotosintesi clorofilliana per riprodurre la stessa biomassa (ad esempio il legno). In definitiva si ha un ciclo virtuoso che non sovraccarica l’ambiente di CO₂.

In effetti se si allarga l’intervallo temporale anche il petrolio deriva dalla conversione ad alta pressione di biomasse. Tuttavia il periodo di formazione è datato di migliaia di anni e quindi non più bilanciabile a scala temporale ridotta (alcuni decenni).

Combustibile	kWh	Rendimento	Costo €	€/kWh utile
1 mc metano	9,8	90%	0,7	0,08
1 litro gasolio	10	80%	1,1	0,14
1 litro (1 Kg) GPL	7 (12,8)	90%	0,96 (1,8)	0,16
1 Kg legna	4,3	80%	0,13	0,04
1 Kg pellet	4,8	90%	0,23	0,05

Tabella 17: Caratteristiche energetiche ed economiche delle biomasse

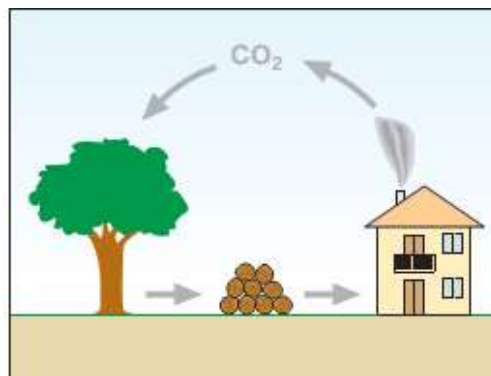


Figura 77: Ciclo della CO₂ per le biomasse

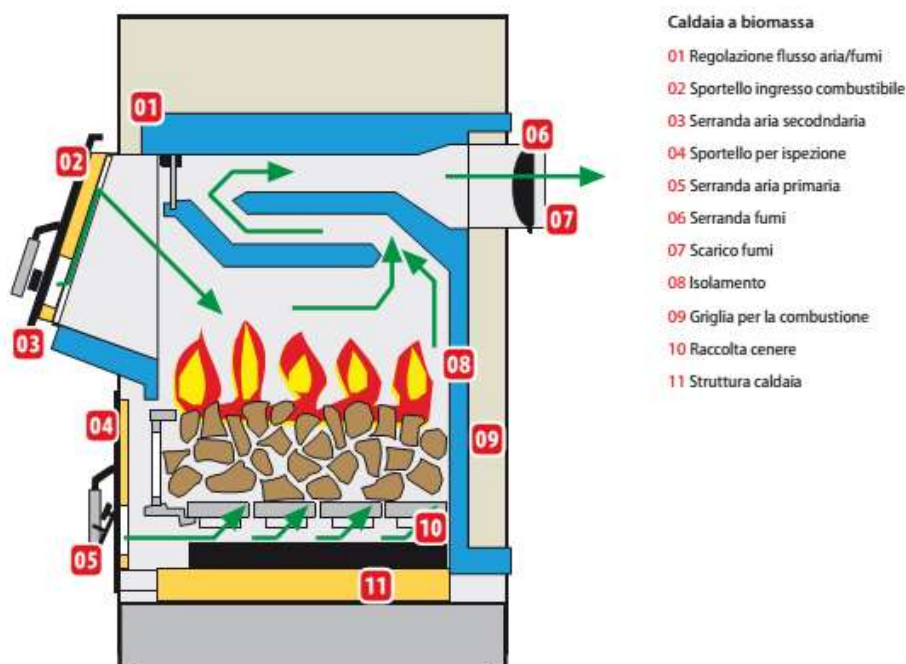


Figura 78: Funzionamento di una caldaia a legna

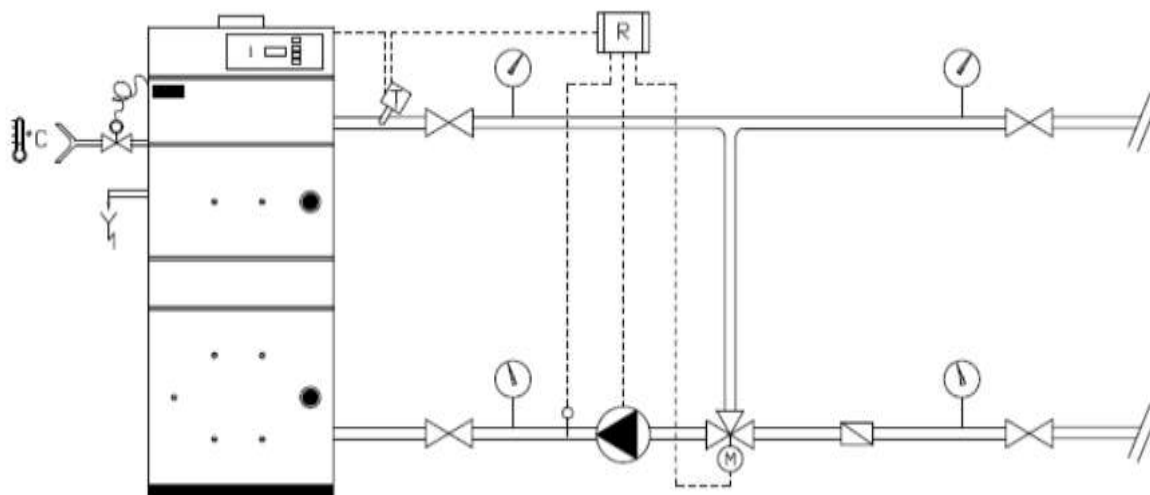


Figura 79: Installazione di una caldaia a biomassa

Una caldaia a biomassa di nuova concezione deve prima di tutto poter regolare in modo automatico l'afflusso d'aria in funzione della combustione, una delle tecniche più evolute è quella della sonda lambda.

Il concetto di base di una regolazione della combustione con biomassa è quello di monitorare l'aria primaria e quella secondaria, e regolarne l'afflusso nella camera di combustione.

Si pensi per esempio ad un camino, quando si brucia della legna è necessario che ci sia un'apertura inferiore che crei un apporto d'aria (primaria) e poi mediante una ventilazione manuale si crea un apporto di ulteriore aria (secondaria).

Il combustibile è solido, quindi c'è necessità di stoccaggio in prossimità della caldaia, e di trasporto del combustibile stesso all'interno della camera di combustione.

Questo per rendere il più possibile autonomo il funzionamento della caldaia.

Le diverse tipologie di sonde lambda si differenziano per il tipo di ceramica utilizzata per rilevare la presenza di ossigeno nei fumi della caldaia. La superficie esterna dell'elemento in ceramica è a diretto contatto con i fumi, mentre la superficie interna con l'atmosfera. Entrambe le superfici sono rivestite di un sottile strato (generalmente di platino). L'ossigeno attraversa lo strato ceramico e carica elettricamente il rivestimento che quindi genera un segnale elettrico che viene inviato, mediante il cavo di connessione del sensore, alla regolazione elettronica che adeguerà di conseguenza l'afflusso dell'aria agendo sul ventilatore.



Figura 80: Sonda lambda

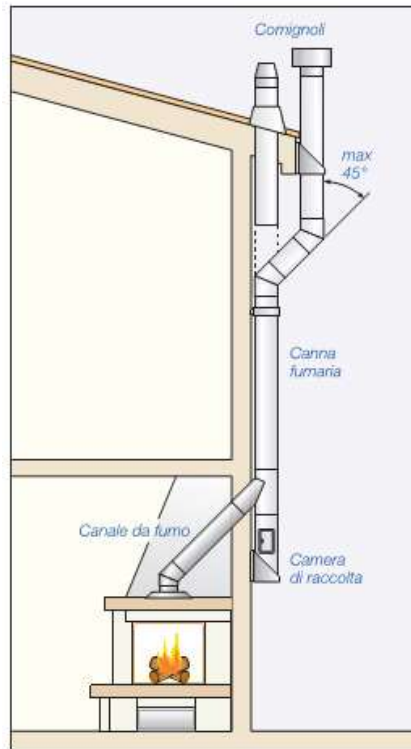


Figura 81: Installazione del camino per caldaia a biomassa

Nella seguente tabella si ha un esempio di data sheet per caldaie a biomassa commerciali di piccola taglia (mono o plurifamiliari).



CALDAIA A PELLETT	Modello BPH	-10	-15	-25	-35
Potenza termica nominale	kW	9,2	14,9	25	35
Campo di potenza nominale	kW	2,4-9,2	4,5-14,9	6,7-25	8,3-35
Altezza caldaia	A mm	1400	1340	1500	1750
Altezza complessiva	B mm	1450	1395	1500	1750
Larghezza caldaia	C mm	900	1060	1300	1300
Profondità complessiva caldaia	D mm	480	685	650	650
Mandata caldaia	E mm	240	490	475	465
Ritorno caldaia	F mm	370	615	845	1110
Collegamento caldaia	G mm	25	58	-	-
Collegamento caldaia	H mm	-	-	325	325
Attacco scarico fumi	J mm	240	330	1090	1335
Attacco scarico fumi	K mm	320	530	325	325
Diametro scarico fumi	mm	130	130	130	130
Attacchi di mandata e ritorno	R	¾"	1"	1"	1"
Contenuto d'acqua della caldaia	Ltr.	25	50	80	120
Pressione massima di esercizio caldaia	bar	3,0	3,0	3,0	3,0
Tiraggio necessario	Pa	0-5	0-5	0-5	0-5
Temperatura massima di mandata	°C	80	90	90	90
Temperatura fumi massima	°C	95	125	120	97
Portata fumi a potenza nominale	g/s	5,3	9,0	15	22
Volume camera di stoccaggio pellet	Ltr.	40	60	100	200
Peso	kg	270	330	370	430
Alimentazione elettrica		230 V/50 Hz/10A			

Figura 82: Data Sheet per caldaie a biomassa



Figura 83: Funzionamento di una caldaia a pellets

Le UNI TS11300/4 stabiliscono le caratteristiche dei fumi provenienti dalle caldaie a biomassa. L'efficienza di questo tipo di caldaie non è comparabile con quelle a gasolio o a gas metano. Essa si aggira intorno a 0.75.

Tuttavia le R14/2013 del CTI indica per le caldaie a biomassa un fattore di energia primaria rinnovabile pari al 70% e non rinnovabile pari al 30%. Si intuisce la grande convenienza ad utilizzare questo tipo di caldaia.

5.6.4 CALDAIE MODULARI

Si tratta di caldaie che possono essere composte in più moduli fino ad arrivare a potenze elevate. Ciascun modulo ha una potenzialità di 40-100 kW e il numero di moduli può arrivare a 6-8. Esse sono una valida alternativa alle centrali termiche tradizionali.

Di fatto una caldaia modulare è a tutti gli effetti una centrale termica preassemblata, a norma, pronta per essere installata in pochissimo tempo, ovunque: all'esterno, su tetti piani, negli scantinati, sui terrazzi.

Negli impianti centralizzati la potenza della caldaia viene calcolata come massimo fabbisogno delle giornate più fredde, relativamente poche, sovradimensionando così il generatore per la maggior parte della stagione. A maggior ragione se la caldaia viene utilizzata anche per produrre acqua calda sanitaria, cioè se viene tenuta in funzione anche quando il riscaldamento non è attivo.

La modularità permette di frazionare la potenza in base alle richieste dell'impianto e di erogare sempre la potenza strettamente necessaria, sia che si tratti di riscaldamento, sia di produzione di acqua calda sanitaria, con rapporti di modulazione impensabili nei sistemi tradizionali.

Una centrale termica a quattro stelle in classe V di NO_x, con massimo rendimento medio stagionale ed emissioni inquinanti quasi inesistenti.

Ulteriori vantaggi:

- Emissioni acustiche praticamente impercettibili.
- Produzione contemporanea di calore per l'impianto di riscaldamento e per un eventuale bollitore remoto.
- Eliminazione quasi totale delle perdite energetiche che si hanno nelle caldaie tradizionali a bruciatore spento.
- Funzionamento senza interruzioni anche in fase di manutenzione.
- Omologazione ISPESL.

L'installazione delle caldaie modulari deve seguire uno schema ben preciso, come indicato nella seguente figura. In particolare i dispositivi di protezione non devono mai essere intercettati ed il vaso di espansione può essere intercettato solo da una valvola a tre vie.

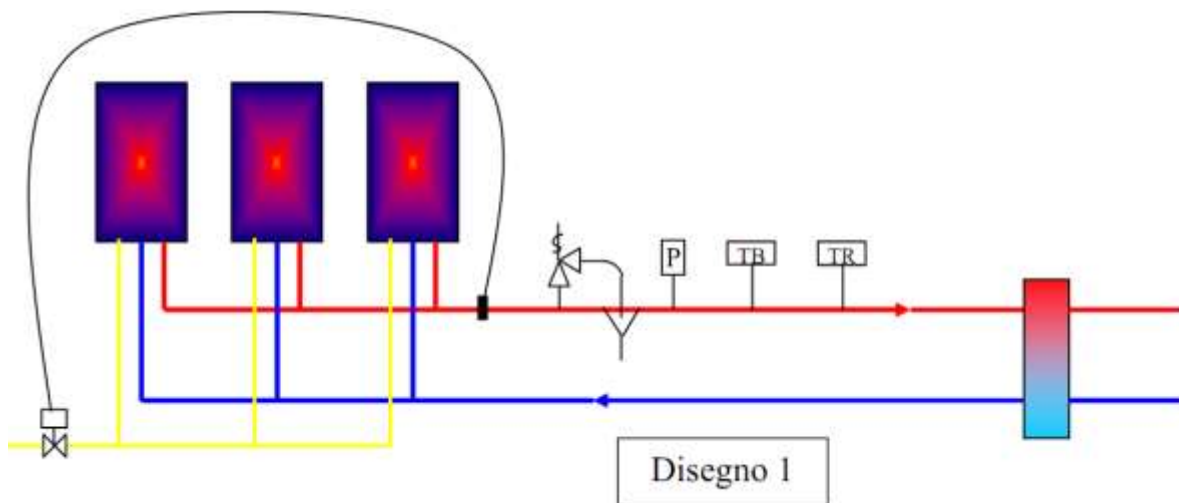


Figura 84: Corretta installazione di caldaie modulari

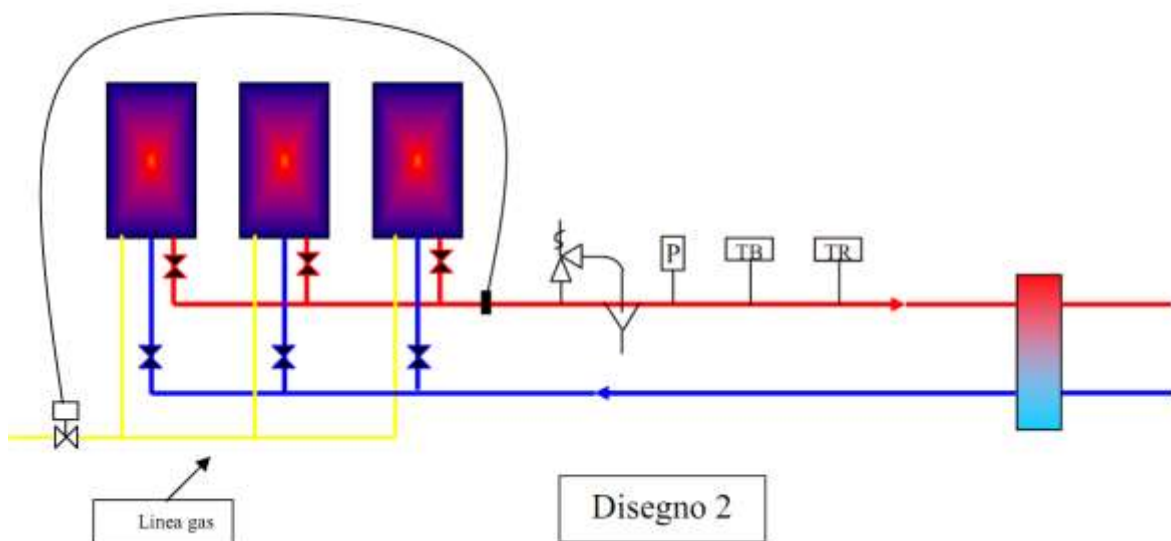


Figura 85: Non corretta installazione delle caldaie modulari

5.7 SELEZIONE DELLE CALDAIE

La selezione del generatore termico richiede la conoscenza della **potenza utile** da fornire all'acqua, cioè della potenza che viene immessa nella rete di distribuzione e che dovrà soddisfare le richieste degli ambienti dell'edificio. E' questo il parametro fondamentale di selezione.

In Tabella 109 si ha un esempio di catalogo commerciale per le caldaie in acciaio del tipo viste in precedenza. Pertanto, scelta la tipologia di caldaia, fra quelle sopra indicate, si seleziona il modello da catalogo in modo che la potenza utile (detta anche potenza all'acqua) sia soddisfatta.

Il costruttore fornisce anche la potenza al focolare (cioè quella generata dal bruciatore), la pressione di esercizio massima, le dimensioni, il peso e i diametri per gli attacchi.

E' anche utile conoscere il contenuto d'acqua al fine di determinare il volume del vaso di espansione (vedi più avanti).

5.8 BRUCIATORI

I bruciatori sono i dispositivi che trasformano energia chimica dei combustibili in energia termica (fiamma e fumi) che viene poi ceduta all’acqua delle caldaie.

Sono organi complessi ed importanti per il buon funzionamento dei generatori termici.

Si vedranno nel prosieguo il funzionamento e le tipologie principali disponibili nel mercato.

In genere i bruciatori hanno dimensioni e caratteristiche tecniche in funzione della potenzialità termica da fornire. I piccoli bruciatori (qualche decina di kW) hanno funzionamento on off anche al fine di ridurre i costi di acquisto.

I bruciatori medi (da alcune decine di kW ad un centinaio di KW) hanno una regolazione a più stadi ed infine i bruciatori di grande potenza (centinaia di KW) hanno una regolazione modulante che, essendo costosa, giustifica il suo prezzo anche per il costo elevato dei bruciatori di grossa taglia.

I bruciatori hanno un corpo principale che contiene la soffiante per l’aria di combustione, la pompa combustibile (per il gasolio) ed una cannula nella quale avviene l’innesco della combustione.

La fiamma viene poi lanciata verso l’interno della caldaia in modo da riscaldare, per irraggiamento e convezione, l’acqua che scorre all’interno di tubi posti circonferenzialmente alla camera di combustione.

Caratteristiche tecniche	Unità di misura	VICTRIX 90		VICTRIX 115	
Codice caldaia metano/Codice caldaia GPL		3.020208/3.020208GPL		3.020209/3.020209GPL	
Certificato CE		0051BO2448		0051BO2448	
Codice dima		1.029286		1.029286	
Portata termica nominale massima	kW (kcal/h)	92,3 (79.417)		112,8 (96.986)	
Portata termica nominale minima	kW (kcal/h)	23,0 (19.777)		30,1 (25.896)	
Potenza termica massima utile	kW (kcal/h)	90,0 (77.400)		111,0 (95.460)	
Potenza termica minima utile	kW (kcal/h)	22,5 (19.350)		29,5 (25.370)	
Rendimento termico utile al 100% Pn (80/60 °C)	%	97,5		98,4	
Rendimento termico utile al 30% del carico nom. (80/60 °C)	%	100,6		100,3	
Rendimento termico utile al 100% Pn (50/30 °C)	%	106,0		106,8	
Rendimento termico utile al 30% del carico nom. (50/30 °C)	%	108,3		106,4	
Rendimento termico utile al 100% Pn (40/30 °C)	%	108,7		108,7	
Rendimento termico utile al 30% Pn (40/30 °C)	%	108,3		108,8	
Perdite al camino bruciatore ON 100% Pn (80/60 °C)	%	1,8		1,8	
Perdite al camino bruciatore OFF	%	0,01		0,01	
Perdite al mantello bruciatore ON 100% Pn (80/60 °C)	%	0,7		0,2	
Perdite al mantello bruciatore OFF	%	0,41		0,28	
Rendimento termico utile al 100% della potenza nominale (ai sensi del D. Lgs. 192/05 e successive modificazioni)		> 93+2·log Pn (Pn = 90 kW)		> 93+2·log Pn (Pn = 111 kW)	
Classe di NOx		5		5	
NOx ponderato	mg/kWh	23,3		28	
CO ponderato	mg/kWh	20,0		19	
Portata gas al bruciatore a potenza max e min riferita al metano (G20)	m³/h	9,77 - 2,43		11,94 - 3,19	
Prevalenza disponibile ventilatore (max - min)	Pa	170 - 2		235 - 6	
		G20	G31	G20	G31
Portata in massa dei fumi a potenza nominale (50/30 °C)	Kg/h	148	147	179	179
Portata in massa dei fumi a potenza minima (50/30 °C)	Kg/h	37	38	50	49
CO ₂ a Potenza nominale/minima (50/30 °C)	%	9,3/9,1	10,7/10,2	9,4/8,9	10,7/10,3
CO a 0% di O ₂ a Potenza nominale/minima (50/30 °C)	ppm	180/10	215/12	215/10	240/11
Temperatura fumi a potenza nominale (50/30 °C)	°C	52	53	52	53
Temperatura fumi a potenza minima (50/30 °C)	°C	49	49	44	46
Temperatura max di esercizio	°C	90		90	
Temperatura regolabile riscaldamento	°C	25 - 85		25 - 85	

Tabella 18: Dati caratteristici per una caldaia in acciaio

La lunghezza della cannula è variabile e va scelta in funzione delle dimensioni e dell'attacco della caldaia. Nelle figure seguenti si hanno indicazioni dimensionali e di funzionamento, come appena descritto.

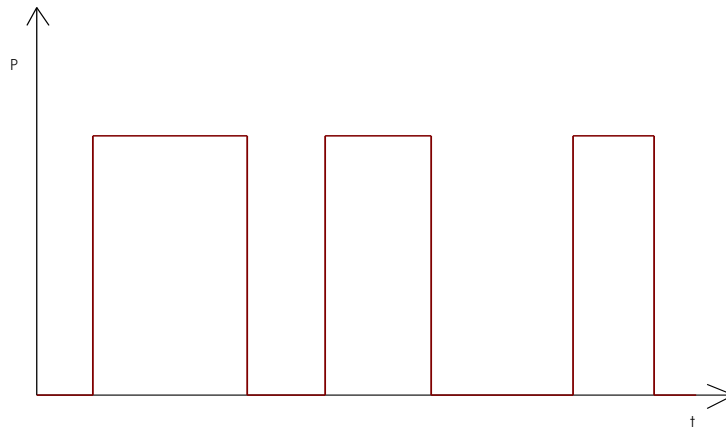


Figura 86 Regolazione Monostadio On-Off

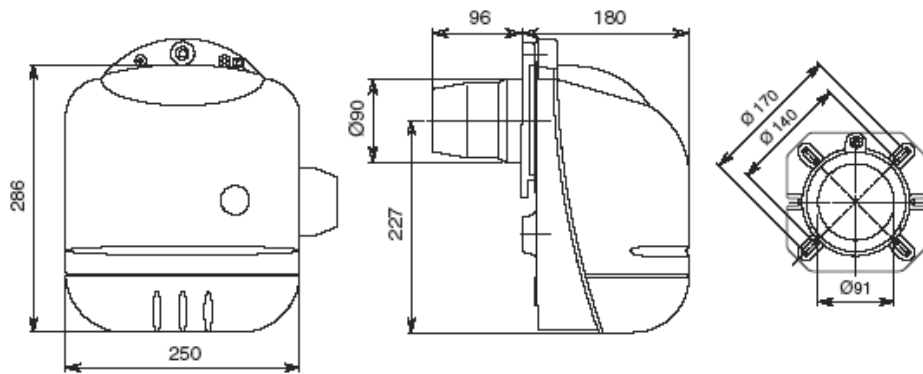


Figura 87: Esempio di bruciatore monostadio

Portata	min	kg/h	1,12
	max	kg/h	4,9
Potenza	min	kW	13,3
	max	kW	58,1
Funzionamento	monostadio		
Alimentazione	230V - 50 Hz		
Potenza assorbita		W	220
Grado di protezione	IP 40		

Tabella 19: Esempio di dati di targa di un bruciatore monostadio

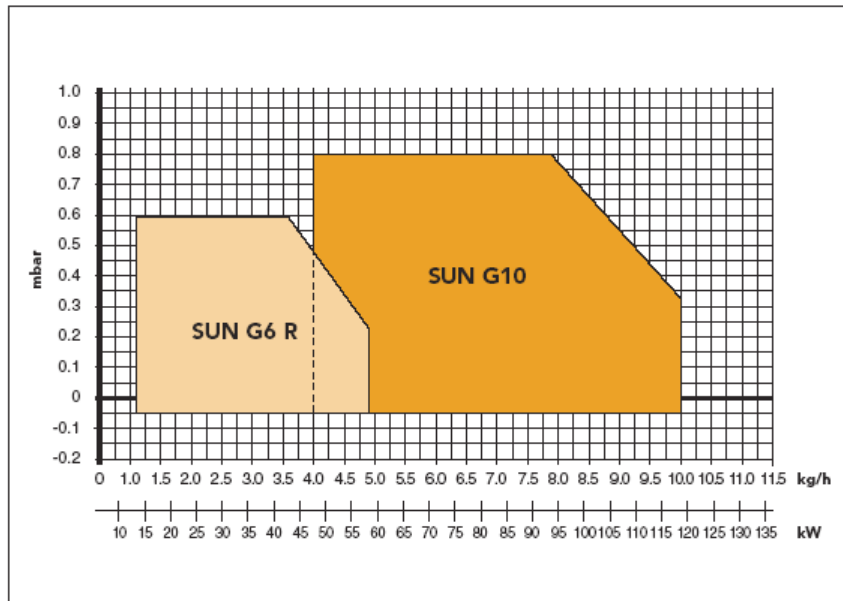


Figura 88: Esempio di campi di lavoro di bruciatori monostadio

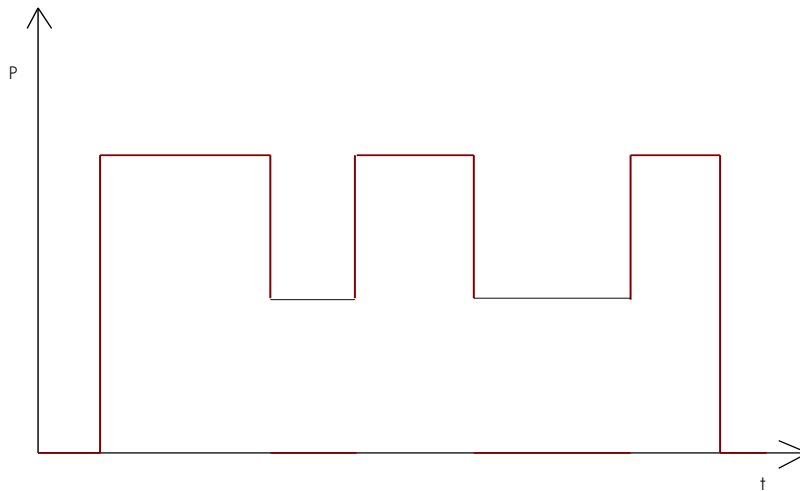


Figura 89: Regime Bistadio 50÷ 100%

Portata	1° stadio min	kg/h	8
	2° stadio min	kg/h	10
	2° stadio max	kg/h	20
Potenza	1° stadio min	kW	95
	2° stadio min	kW	118,6
	2° stadio max	kW	237,2
Funzionamento			bistadio
Alimentazione			230V - 50 Hz
Potenza assorbita			W
Grado di protezione			IP 40

Tabella 20: Esempio di dati di targa di un bruciatore bistadio

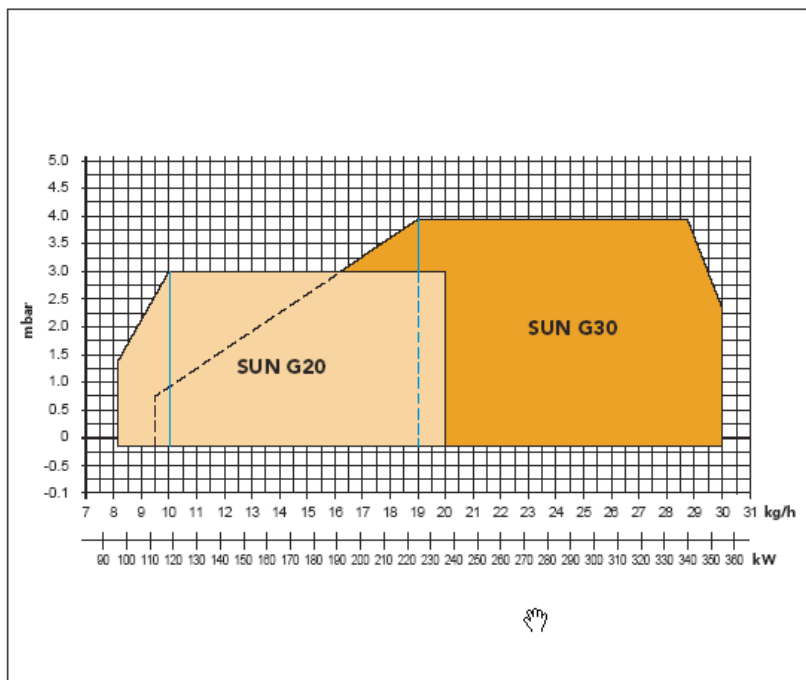


Figura 90: Esempi di campi di lavoro di bruciatori bistadio

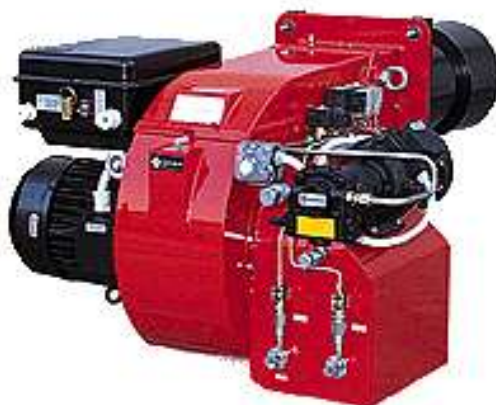


Figura 91: Esempio di bruciatore modulante

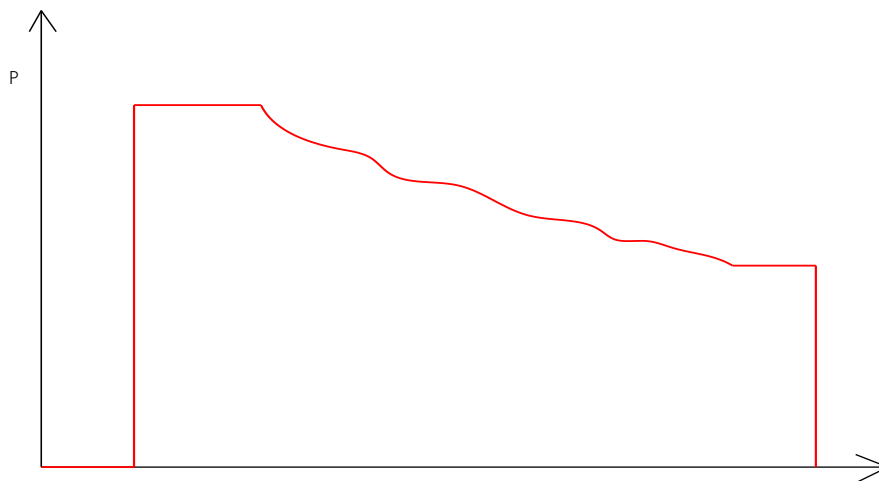
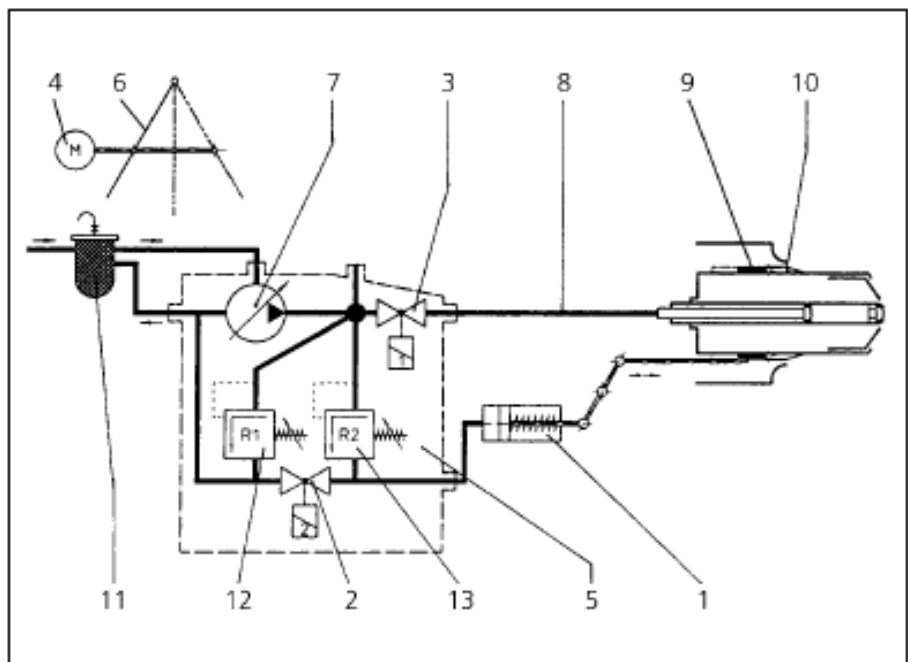


Figura 92: Regime modulante fra 50 e 100%



Schema di principio

- 1 Servocomando ottimizzatore afflusso d'aria
- 2 Valvola magnetica, carico totale
- 3 Valvola magnetica, carico di base
- 4 Servocomando elettrico per clappa di chiusura dell'aria
- 5 Monoblocco pompa olio 2-stadi con reg. pressione e valvole magnetiche
- 6 Clappa di chiusura dell'aria
- 7 Pompa di aspirazione
- 8 Stanga ugello
- 9 Cono ottimizzatore, pos. carico totale
- 10 Cono ottimizzatore, pos. carico di base
- 11 Filtro con spurgo aria
- 12 Regolatore pressione olio, carico totale
- 13 Regolatore pressione olio, carico di base

Figura 93: Schema di principio della regolazione di un bruciatore

5.8.1 INSTALLAZIONE DEI BRUCIATORI

I bruciatori sono componenti di impianto particolarmente pericolosi e vanno installati secondo le prescrizioni indicate dalla Circolare del 29-07-71 per quelli a gasolio e danna norma UNI 8042 per quelli a gas.

In particolare vanno rispettate scrupolosamente le prescrizioni di sicurezza che qui si riassumono schematicamente.

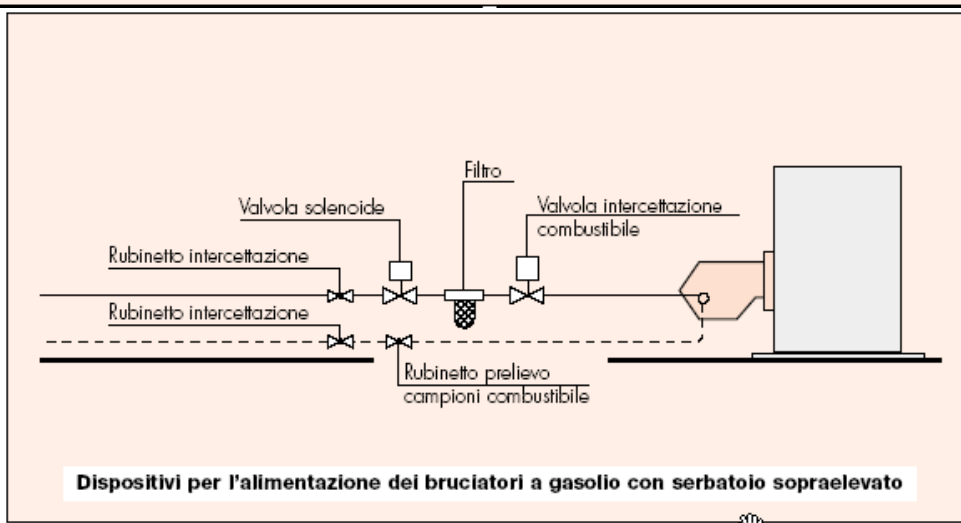
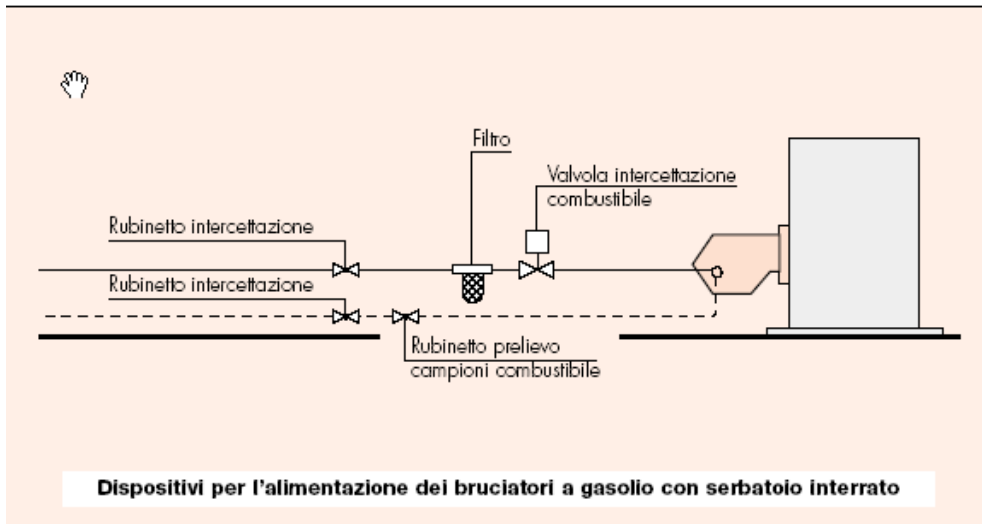


Figura 94: Schemi di installazione dei bruciatori a gasolio

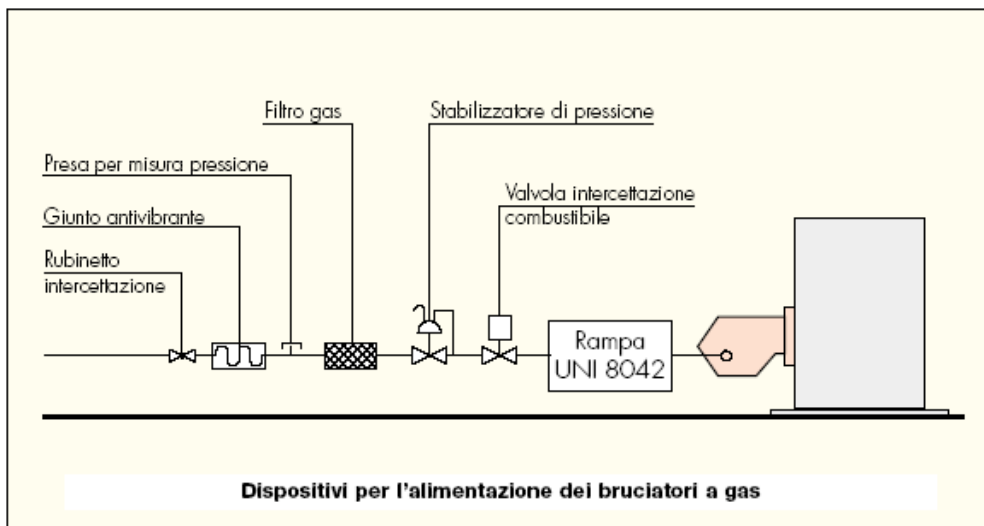


Figura 95: Schema di installazione dei bruciatori a gas

5.8.2 SELEZIONE DEI BRUCIATORI

Come tutti i componenti di impianto anche i bruciatori si selezionano da catalogo commerciale in funzione della potenza da fornire al focolare e al tipo di combustibile.

Il costruttore fornisce, per l'elemento selezionato, la portata di alimento del combustibile, la potenza elettrica degli accessori, la produzione di CO ed NOx ed il campo di pressione. E' importante anche il grado di protezione elettrica IP. Lavori utili possono essere anche i livelli di rumorosità prodotta.

Tipo							
Potenza termica min - max *	kW	18+23	22+27	26+35,5	34+40	39+44	43+52
(secondo EN 267)	Mcal/h	15,5+19,8	18,9+23,2	22,4+30,5	29,4+34,4	33,5+37,8	37+44,7
Portata min - max *	kg/h	1,5+1,9	1,8+2,3	2,2+3,0	2,9+3,4	3,3+3,7	3,6+4,4
Combustibile		gasolio	gasolio	gasolio	gasolio	gasolio	gasolio
potere calorifico inferiore	kWh/kg	11,86	11,86	11,86	11,86	11,86	11,86
	Mcal/kg	10,2	10,2	10,2	10,2	10,2	10,2
densità	kg/dm ³	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82
viscosità a 20°C max	mm ² /s	6	6	6	6	6	6
Impiego standard		caldaie ad acqua, a vapore, ad olio diatermico					
CO ***	mg/kWh	7	4	1	3	1	3
NOx ***	mg/kWh	94	81	87	84	90	91
Alimentazione elettrica	V/Hz	230V ±10%/50					
Motore elettrico	rpm	2800	2800	2800	2800	2800	2800
	A	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
Trasformatore d'accensione	kV	8	8	8	8	8	8
	mA	22	22	22	22	22	22
Pompa campo di pressione	bar	8+15	8+15	8+15	8+15	8+15	8+15
Pot. elettrica assorbita max	kW	0,261	0,261	0,300	0,300	0,300	0,300
Grado di protezione elettrica	IP	40	40	40	40	40	40
Rumorosità **	dB(A)	<60	<60	<60	<60	<60	<60
Peso	kg	15	15	15	15	20	20

Tabella 21: Esempio di catalogo commerciale per bruciatori di bassa potenza

5.9 SISTEMA GENERATORE – CAMINO

I generatori di calore visti nei precedenti paragrafi sono in pratica costituiti da un bruciatore (elemento attivo) ed uno scambiatore di calore (mantello della caldaia) che fornisce il calore generato dai prodotti di combustione all'acqua di riscaldamento. Il circuito *aria – fumi* assume notevole importanza ai fini impiantistici. Come si può osservare in figura, l'aria esterna a pressione atmosferica viene inviata al bruciatore nel quale si ha la reazione di combustione con il combustibile formando i fumi che proseguono, attraverso il generatore nel quale cedono la potenza termica Q, fino all'atmosfera attraverso il camino.

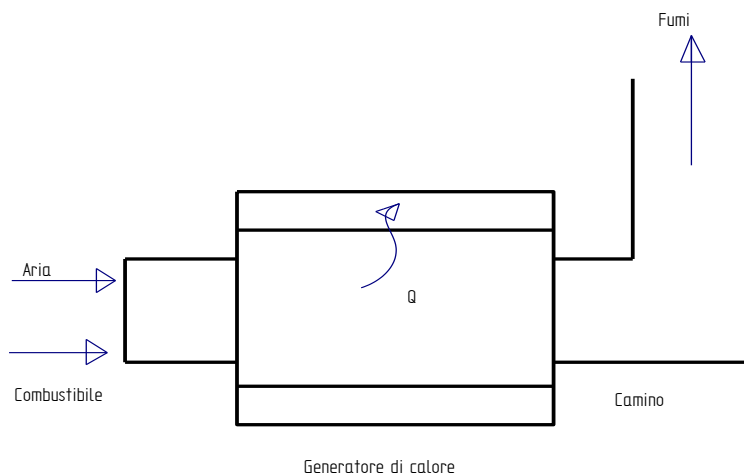


Figura 96: Sistema Generatore – Camino

Il circuito è aperto e la pressione di funzionamento è circa quella atmosferica (condizioni iniziali e finali). Si possono avere tre casi:

- **Circuito dei fumi pressurizzato:** si ha una ventola in ingresso al generatore che pone sotto una leggera pressione il circuito dei fumi, come evidenziato in figura. Questa soluzione favorisce lo smaltimento dei fumi al camino ed è indicata per generatori di potenzialità medio - grande. Questa soluzione richiede tenute di sovrappressione per evitare la fuoriuscita dei fumi lateralmente.
- **Circuito dei fumi depressurizzato:** non si ha la ventola nel bruciatore e l'andamento delle pressioni è del tipo indicato in figura. In uscita dal generatore si ha una leggera depressione generata dalle perdite di attraversamento. In questo caso occorre inserire un ventilatore in uscita dal generatore per far uscire i fumi dal camino. Questa soluzione può provocare l'immissione di aria nel circuito dei fumi e quindi occorre sigillare attentamente il generatore. La depressione può essere creata anche dal camino. Questa tipologia di impianto va bene per piccoli generatori.
- **Circuito dei fumi equilibrato:** in questo caso si hanno due ventilatori, uno in ingresso nel bruciatore ed uno in uscita alla base del camino, che fanno in modo da equilibrare le pressioni all'interno del generatore di calore, come indicato in figura. Questa tipologia di impianto va bene per grandi generatori e consente di controllare molto bene la portata dei fumi di scarico al camino. Occorre avere tenute molto buone sia per la sovrappressione che per la depressione.

5.9.1 IL CAMINO

E' il condotto di scarico dei prodotti della combustione dal generatore all'atmosfera. Esso deve garantire di smaltire la portata dei fumi prodotta in modo da scaricarla in una posizione che non sia nociva²⁷ all'ambiente.

Occorre che i camini abbiano un'altezza adeguata in modo tale che i prodotti della combustione possano ricadere al suolo in lontananza e in ogni caso essa deve garantire che la concentrazione a terra degli inquinanti sia inferiore ai limiti consentiti dalla Legge.

Il camino è in genere formato dal tratto orizzontale (o anche inclinato) di collegamento al generatore e dal tratto verticale.

Ai fini del calcolo ci interessa il tratto verticale che deve garantire un adeguato *tiraggio* per lo scarico dei prodotti della combustione.

Se si hanno sistemi in sovrappressione (*camini ventilati*) le condizioni di funzionamento risultano più agevoli e non si hanno vincoli eccessivi per il progetto. In caso contrario occorre fare in modo che l'altezza del camino, nelle condizioni operative in cui si trova, garantisca la forza motrice necessaria a portare la portata dei fumi nell'atmosfera.

²⁷ Questa definizione è pleonastica poiché l'immissione di scarichi gassosi in atmosfera è sempre dannosa per l'ambiente. In realtà qui si vuole indicare un danno immediato per le persone se lo scarico avviene in loro vicinanza.

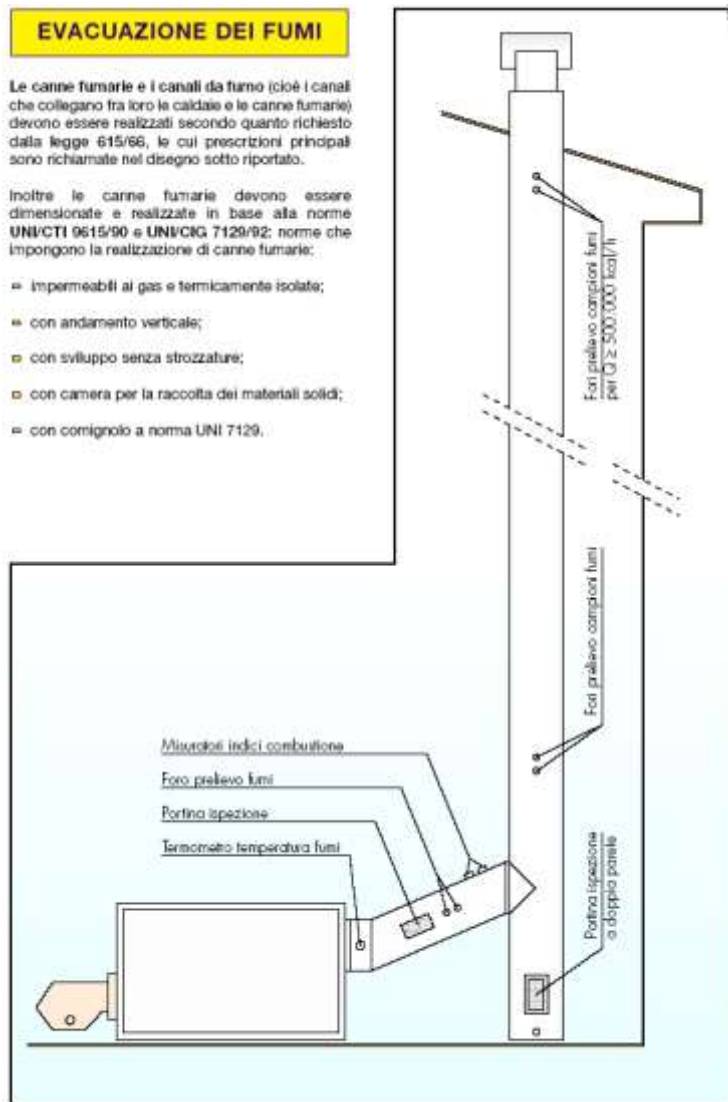


Figura 97: Sistema Generatore – Camino

Con riferimento alla seguente nel quale si suppone che la densità dei fumi sia inferiore a quella dell'aria, la prevalenza motrice (o *tiraggio*) ha la seguente espressione:

$$\delta p_{st} = gz(\rho_a - \rho_f)$$

dove:

z è la differenza di quota fra z_2 (ove la pressione è quella p_2 dell'aria esterna) e z_1 (in cui è idealmente posto il setto di separazione tra le due colonne a diversa densità).

Questa relazione si può scrivere in modo più utile facendo l'ipotesi che l'aria e i fumi seguano la legge dei gas perfetti con eguale costante di elasticità nell'equazione di stato. La densità dell'aria si calcola con la relazione:

$$\frac{p}{\rho_a T} = \frac{p_r}{\rho_{ar} T_r}$$

ove $\rho_{ar} = 1.293 \text{ kg/m}^3$ per $T_r = 273 \text{ K}$ e $p_r = 1.013 \text{ bar}$.

In figura si ha l'andamento del tiraggio statico (in Pa) riferito all'altezza in funzione della temperatura dei fumi per due valori della temperatura dell'aria. Nel funzionamento di un generatore il tiraggio può essere naturale o forzato.

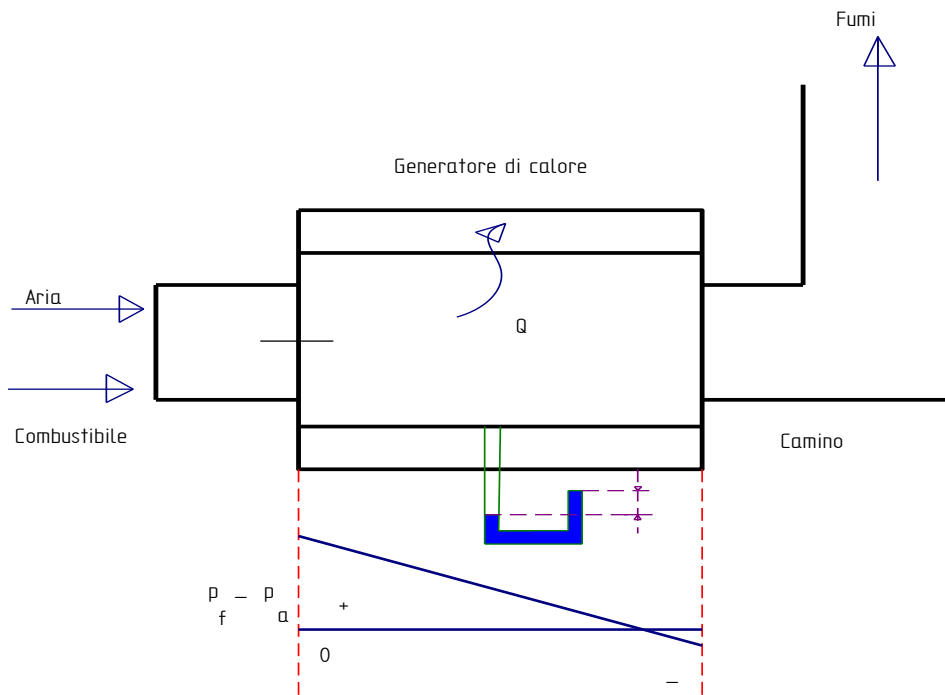


Figura 98: Circuito dei fumi pressurizzato

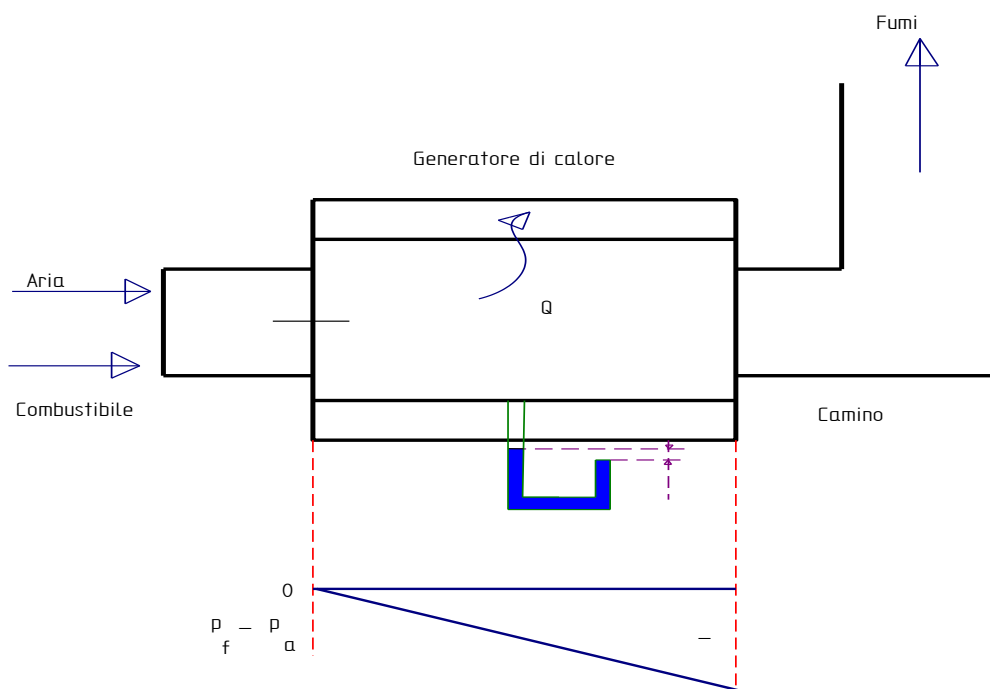


Figura 99: Circuito dei fumi depressurizzato

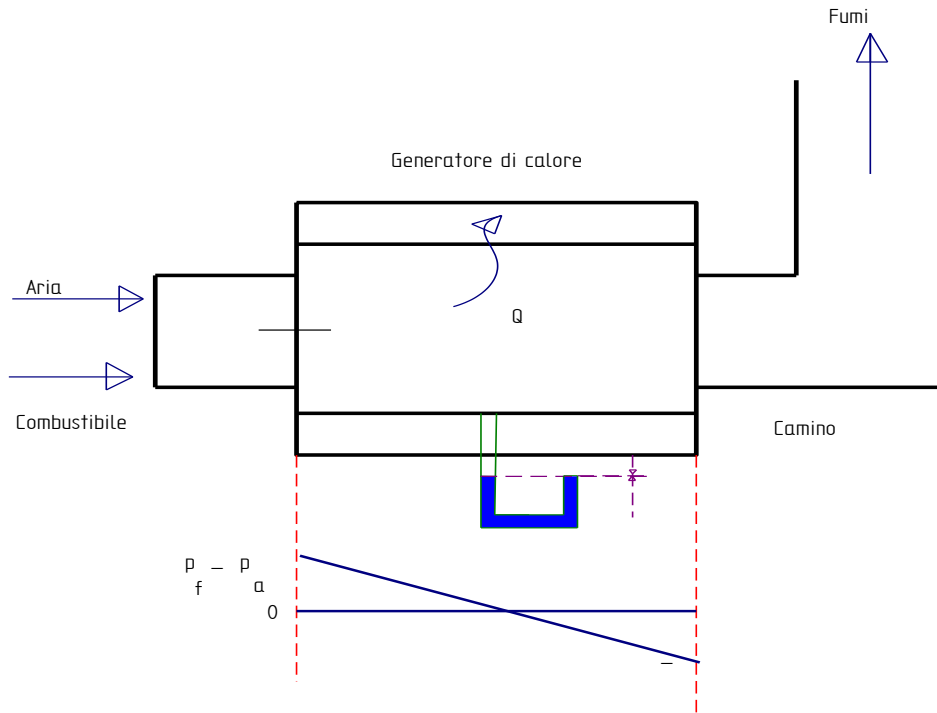


Figura 100: Circuito dei fumi equilibrato

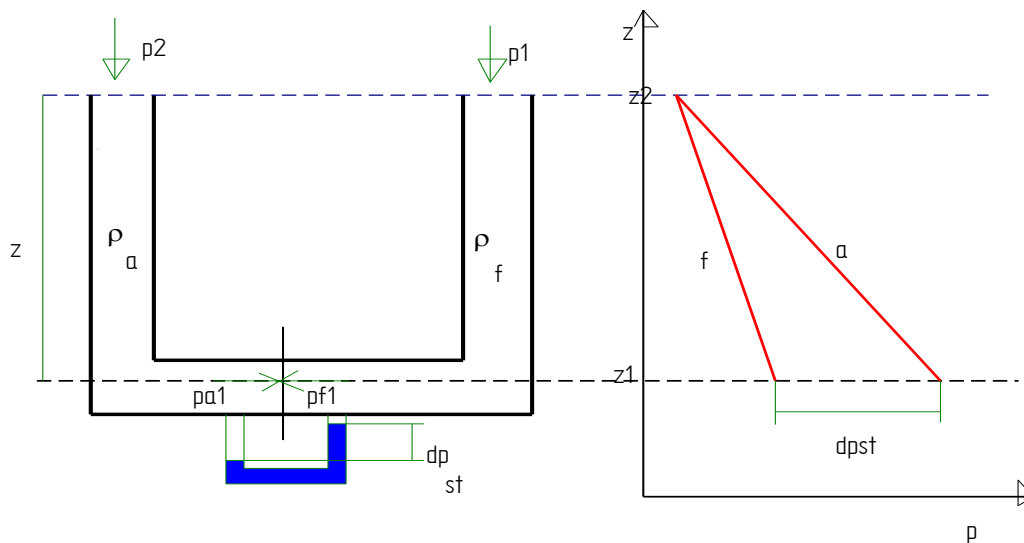


Figura 101: Schema di funzionamento del camino

$$\delta p_{st} = gz\rho_a \left(1 - \frac{T_a}{T_f} \right)$$

Tiraggio Naturale

In questo caso il moto dei fumi avviene solamente per effetto della *driving force* generata alla differenza di densità tra l'aria esterna e i prodotti di combustione.

Questa differenza di densità si mantiene grazie al fatto che l'atmosfera si comporta come un serbatoio termodinamico per cui la sua temperatura e densità non variano pur ricevendo i fumi dal camino.

In figura è segnato anche un condotto di aspirazione che genera un battente di pressione per effetto della quota z ma nella realtà questo condotto non viene inserito poiché l'atmosfera garantisce l'effetto di pressione esterna.

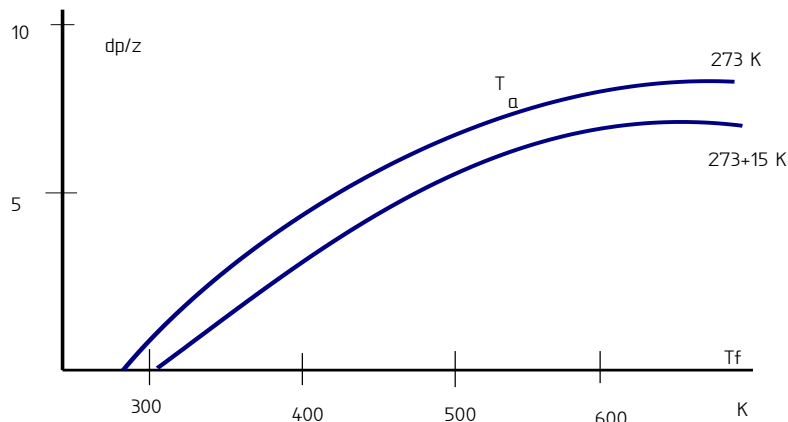


Figura 102: Tiraggio statico in funzione della temperatura dei fumi

Applicando l'equazione di Bernoulli al camino fra le sezioni 1 e 2 di figura precedente, supponendo per il momento un tiraggio naturale (per cui non vi è lavoro esterno, $l=0$) si ha:

$$v_f (p_2 - p_1) + g (z_2 - z_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + R_{12} = 0$$

Possiamo riscrivere questa equazione nella forma:

$$(p_2 - p_{1e}) + (p_{1e} - p_1) + \rho_f g (z_2 - z_1) + \rho_f \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \rho_f R_{12} = 0 \quad [77]$$

ove si è posto p_{1e} la pressione alla quota 1 nell'aria esterna al camino.

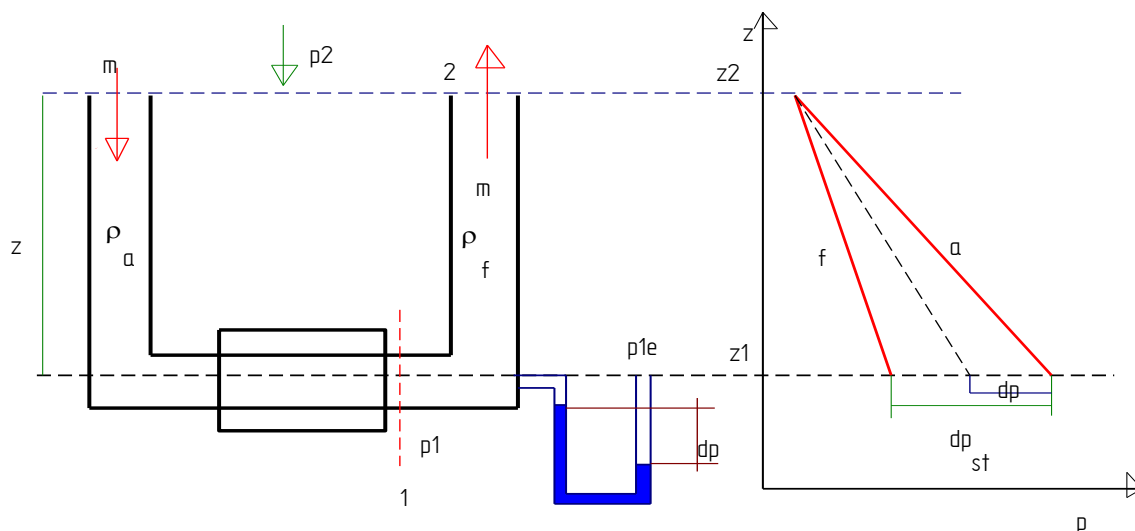


Figura 103: Tiraggio nel sistema generatore – camino

Indicando con:

$$\delta p = p_{1e} - p_1$$

e ricordando che è:

$$p_2 - p_{1e} = -gz\rho_a$$

si ottiene l'equazione:

$$-gz(\rho_a - \rho_f) + \delta p + \rho_f \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \rho_f R_{12} = 0$$

da cui ricaviamo δp :

$$\delta p = \delta p_{st} - \rho_f R_{12} - \rho_f \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$$

Pertanto il *tiraggio* δp è pari al tiraggio statico δp_{st} diminuito della resistenza al moto dei fumi nel camino e del termine cinetico che risulta positivo se $w_2 > w_1$ come deve essere per favorire la diffusione dei fumi in atmosfera. La precedente può riscriversi in forma diversa, più utile per le applicazioni:

$$\delta p = gz\rho_a \left(1 - \frac{T_a}{T_f} \right) - \xi \frac{L_{eq}}{D_{eq}} \frac{\dot{m}_f^2}{2\rho_f A_1^2} - \frac{\dot{m}_f^2}{2\rho_f A_1^2} \left(\frac{A_1^2}{A_2^2} - 1 \right)$$

dove:

- T_a temperatura dell'aria esterna
- T_f temperatura media dei fumi lungo L_{eq}
- A_1 area della sezione 1
- A_2 area della sezione 2
- L_{eq} lunghezza equivalente del camino per tutta la lunghezza del percorso dei fumi ($L_{eq} > z$) e delle resistenze concentrate espresse come lunghezze equivalenti per perdite distribuite
- D_{eq} diametro equivalente della sezione del camino.

La [82] si risolve iterativamente poiché il camino non è adiabatico e quindi la temperatura media T_f non è un dato iniziale noto ma dipende dalle dispersioni termiche della parete del camino che sono legate al coefficiente di convezione interna fumi – parete che dipende dalla portata stessa dei fumi. Al crescere della portata dei fumi la resistenza al moto cresce fino ad annullare il tiraggio. Lo stesso avviene se si diminuisce il diametro del camino.

Tiraggio Forzato

In questo caso fra le sezioni 1 e 2 vi è un ventilatore che aiuta la prevalenza statica del camino.

La [precedente ora diviene:

$$\delta p - \rho_f l = \delta p_{st} - \rho_f R_{12} - \rho_f \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$$

Se il ventilatore è inserito a monte della sezione 1, come avviene nei bruciatori monoblocco che contengono al loro interno un ventilatore, allora il generatore è pressurizzato e può funzionare anche a pressione nulla: $p_1 = p_{1e}$.

I costruttori di generatori termici e di bruciatori forniscono abachi per il progetto della sezione dei camini del tipo di quello riportato in figura nel quale, per data potenza nominale del bruciatore e altezza del camino si rileva la sezione ϕ circolare.

Si osservi che con tiraggio forzato la funzione del camino è solo quella di convogliare i fumi in atmosfera e non di fornire il tiraggio necessario che viene fornito dal ventilatore. In base alla norma UNI 9615 la temperatura dell'aria è posta pari a $T_a=15 + 273= 278 K$

La portata dei fumi è legata alla potenza nominale del bruciatore dalla relazione:

$$\dot{m}_f = \dot{Q}_n \frac{1+n a_t}{\eta H} \approx \dot{Q}_n \frac{n a_t}{\eta H}$$

dove si ha:

- n indice dell'aria
- a_t aria teorica di combustione
- η rendimento del generatore di calore
- H potere calorifico inferiore del combustibile.

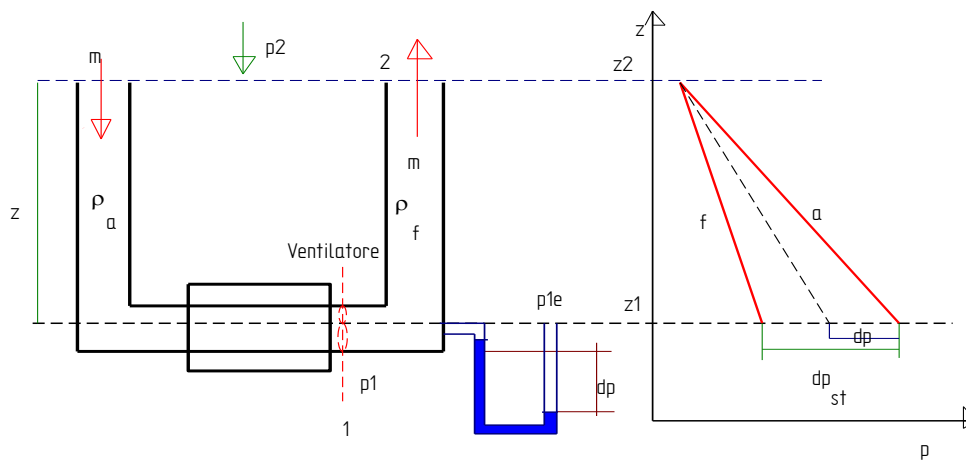


Figura 104: Schema di funzionamento per tiraggio forzato

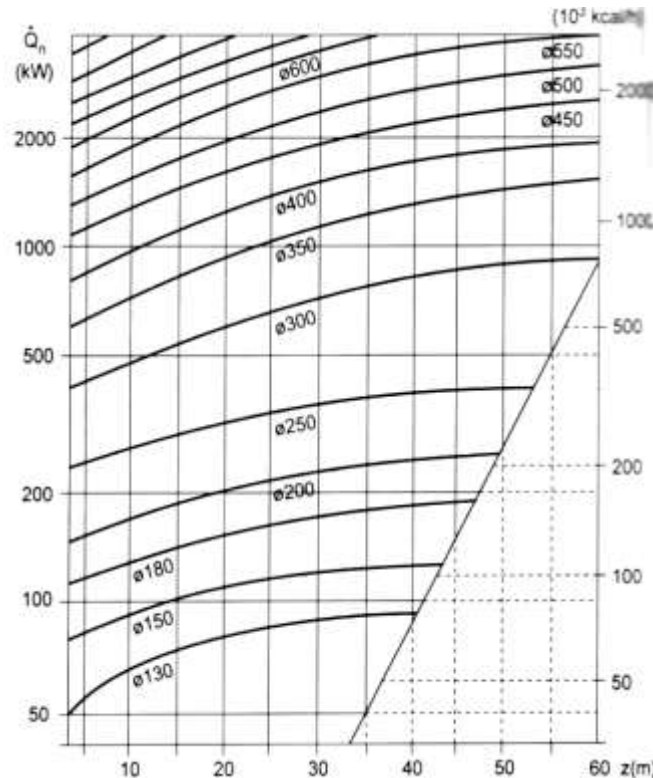


Figura 105: Abaco per la selezione dei camini commerciali in acciaio

Il rapporto $na_t/\eta H$ è circa costante per gasolio, gas naturale ed olio combustibile essendo aH sensibilmente costante. Le resistenze al moto sono calcolate assumendo $A_1=A_2$ ed una lunghezza equivalente totale che tenga conto di curve e gomiti. La scabrezza assoluta si pone pari a 0,1 mm.

La resistenza termica del camino si pone pari (per acciaio) a $R = 0.65 \text{ m}^2\text{K/W}$. Si osservi ancora che nella trattazione sin qui svolta non si è tenuto conto di fenomeni di condensazione del vapore d'acqua nei fumi del camino. Questi vanno comunque evitati perché dannosi sia per il camino che per il generatore.

5.9.2 USO DEI CAD PER LA SELEZIONE DEI CAMINI

Anche per il progetto dei camini si possono utilizzare programmi di calcolo ad hoc che semplificano la procedura di calcolo e al tempo stesso ottimizzano i risultati.

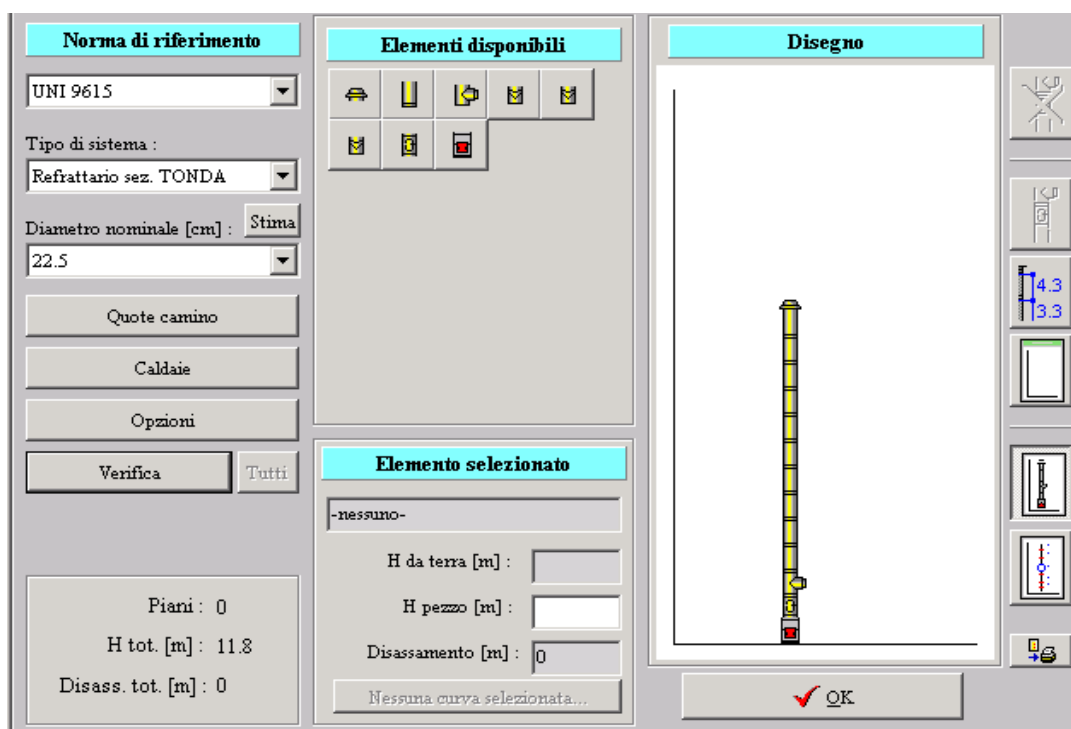


Figura 106: Esempio d'uso del CAD per i camini

In figura si ha un esempio di CAD²⁸ dedicato ai camini con il quale, cliccando sugli elementi in acciaio (zona degli *elementi disponibili*) si costruisce il camino. E' possibile selezionare la norma di riferimento (in figura è segnata la UNI 9615 ma è possibile selezionare anche la UNI 10640 e 10641), la caldaia (vedi Figura) e la sezione di verifica). In figura seguente si ha la maschera di selezione delle opzioni di calcolo. Il programma consente di visualizzare i dati e le ipotesi di calcolo (vedi Figura) ottenendo, alla fine, la stampa del progetto, come riportato nel prosieguo.

Stampa dei risultati di calcolo

DATI DEL GENERATORE DI CALORE

Generatore e Combustibile

²⁸ Si tratta di *EasyCamini*[®] della Secos Engineering, Torino.

Tipo Caldaia :
 Potenza termica nominale : 50 [kW]
 Combustibile : Gasolio
 Combustione :
 Dimensione del foro uscita fumi dal generatore
 Forma : Circolare
 Dimensione (diametro?) : 0.15 [m]
 Dati fisici dei fumi
 Temperatura dei fumi all'uscita del generatore : 140 [°C]
 Pressione alimentazione necessaria al generatore: $P_w = 0$ [N/m²]
 Percentuale di CO₂: 9.17005 [%]
 Portata in massa dei fumi : 0.0328489 [kg/s]
 Costante di elasticità dei fumi : 300 [m²/s²]
 Calore specifico isobaro dei fumi : 1040.8 [J/kgK]
 Temperatura di Rugiada dei fumi : 51.9797 [°C]

Stima delle sezioni

UNI 9615 | Tipo B (UNI 10640)

$S = Q * 13.8 / \sqrt{H}$

Q [kW] = H [m] = S [cm²] = Ø [cm] =

Imposta dati del progetto

Legenda :
 Q = Portata termica della caldaia
 H = Altezza utile di calcolo (-0.5 m ogni 500 m di altitudine)

Figura 107: Stima delle sezioni per un camino

5.9.3 CANNE FUMARIE

Le canne fumarie rivestono un ruolo fondamentale e la loro progettazione è oggi regolamentata dalle norme *UNI 9615*, *UNI 10640* e *UNI 10641*. Esse debbono garantire il corretto smaltimento dei fumi senza formazione di condensa e senza inquinare l'ambiente o influire sui vicini.

La sezione minima di progetto è data dalla relazione:

$$A = k \frac{Q}{\sqrt{H}}$$

ove:

- Q è la potenzialità della caldaia, kW o kcal/h;
- H è l'altezza netta della canna fumaria, m
- A la sezione della canna fumaria, m².

Il fattore *k* dipende dal tipo di combustibile utilizzato:

- K = 0.025 per combustibili solidi,
- K = 0.015 per combustibili liquidi.

Archivio caldaie per UNI 9615.

Marca
 Modello

Combustibile
 Carbone man. Metano
 Carbone aut. Gpl
 Gasolio

Combustione
 Pressurizzata
 Non pressurizzata

Tipo	Q [kW]	dP [Pa]	Uscita fumi [m]	T fumi [°C]
▶ Caldaia	50	3	0.15	140
Caldaia	150	0	0.18	190
Caldaia	500	0	0.3	180

Figura 108: Selezione di una caldaia per il progetto dei camini

Opzioni generali...

Camino

Co (z) comignolo
 Co (z) aggiuntivo
Co (z) totale

Resist. termica parete condotto primario
 Resist. termica parete condotto secondario
 Rugosità [m]

Ambiente esterno

Altezza geodetica [m]
 Press. aria esterna [Pa]
 T esterna (rugiada) [°C]
 T esterna (tiraggio) [°C]

Altre opzioni

Coeff. secur. SE
 Coeff. temp. non cost. SH1
 Coeff. temp. non cost. SH2

Canale/i da fumo

Diametro [mm]
 Resist. termica parete
 Rugosità predefinita [m]

Figura 109: Selezione delle opzioni per il progetto dei camini

Generatore di calore

Potenza nominale kW Combustibile

Percentuale CO2 % Combustione

Sezione uscita fumi

Forma

Area m²

Diametro mm

Perimetro m

Temperatura fumi °C

Portata fumi kg/s

P. scarico fumi Pa

P. aria comburente Pa

Temperatura rugiada °C

Figura 110: Verifica dei dati di calcolo

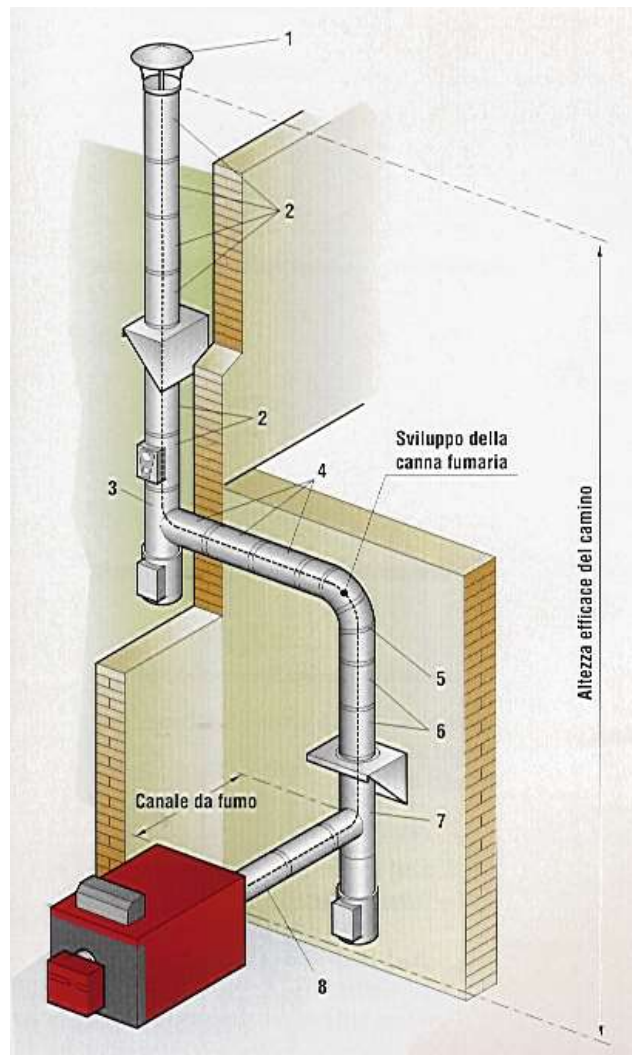


Figura 111: Disposizione corretta di una canna fumaria

Per caldaie pressurizzate (cioè con combustione ventilata e controllata da una ventola nel bruciatore) si sceglie $K = 0.01$. Per caldaie a gas si hanno opportune tabelle in funzione della potenzialità della caldaia e dell'altezza H . L'altezza da considerare nella precedente relazione è quella netta data dalla differenza fra il dislivello comignolo – caldaia e 0.5 m per ogni curva lungo il percorso. Se le canne fumarie servono più impianti occorre garantire il corretto funzionamento di ciascuna caldaia senza riversamenti di fumi. In figura si ha lo schema di montaggio corretto di una canna fumaria: sono visibili in basso il tronchetto di ispezione con lo sportello apribile, gli ancoraggi, le curve e gli elementi terminali di protezione dalla pioggia.

5.9.4 CLASSIFICAZIONE DEI BRUCIATORI

Essi bruciano il combustibile (*solido, liquido o gassoso*) generando i prodotti di combustione che, con percorsi interni al generatore, riscaldano il fluido. Si hanno diverse classificazioni ma qui si presenta la classificazione commerciale.

Bruciatori Atmosferici

Sono apparecchi a combustibile gassoso con premiscelazione di aria e combustibile a pressione atmosferica, vedi Figura. Il combustibile effluisce da un ugello con portata dipendente dalla pressione di alimentazione. Il getto di gas perviene in un condotto a forma di tubo Venturi nel quale si determina anche l'aspirazione per induzione della portata d'aria di combustione, \dot{m}_{a1} . La miscela di gas ed aria primaria percorre il condotto fino alla zona di efflusso dove, a contatto con una superficie porosa, si ha formazione di fiammelle con combustione quasi completa. Questi bruciatori non hanno organi in movimento e possono realizzare potenze fino a 500 kW/m^2 di superficie porosa.

Bruciatori Premiscelati

Questi bruciatori non sono atmosferici poiché hanno all'interno un ventilatore che forniscono una pressurizzazione alla caldaia. Essi sono più compatti e sono meno influenzati dalle variazioni di tiraggio al camino proprio per la pressurizzazione che possono realizzare, vedi Figura. In questi bruciatori il moto dell'aria è determinato dalla presenza di un ventilatore che serve a vincere la resistenza al moto dello stesso bruciatore e a pressurizzare la camera di combustione.

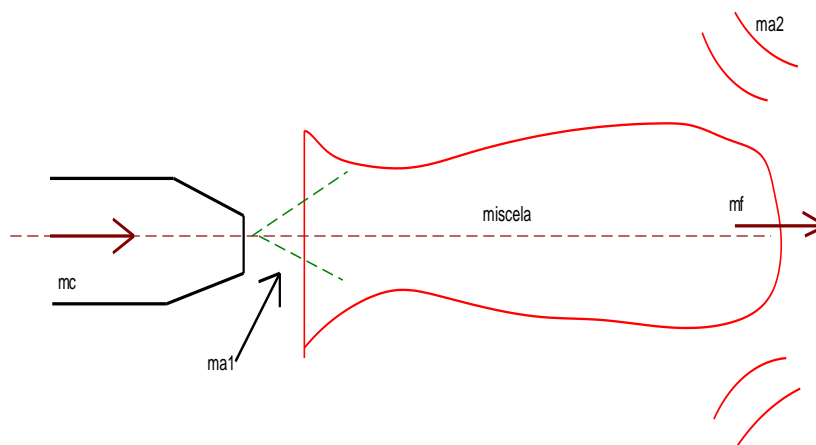


Figura 112: Bruciatore atmosferico

Il combustibile effluisce dall'ugello U con un getto conico che induce una corrente d'aria controllata dal deflettore D. La fiamma di combustione emerge dalla testa di combustione T. Davanti a D si crea una depressione che provoca un moto di ricircolo interno che trasporta prodotti di combustione caldi nella zona di efflusso del combustibile determinando l'accensione e la formazione di una fiamma stabile. I bruciatori ad aria soffiata vengono prodotti in grande serie e in versione monoblocco per un campo di utenze che vanno da 10 a 5000 kW di potenza al focolaio con combustibili sia liquidi che gassosi. Per potenze industriali (oltre 10 MW) si costruiscono bruciatori specifici anche a più getti.

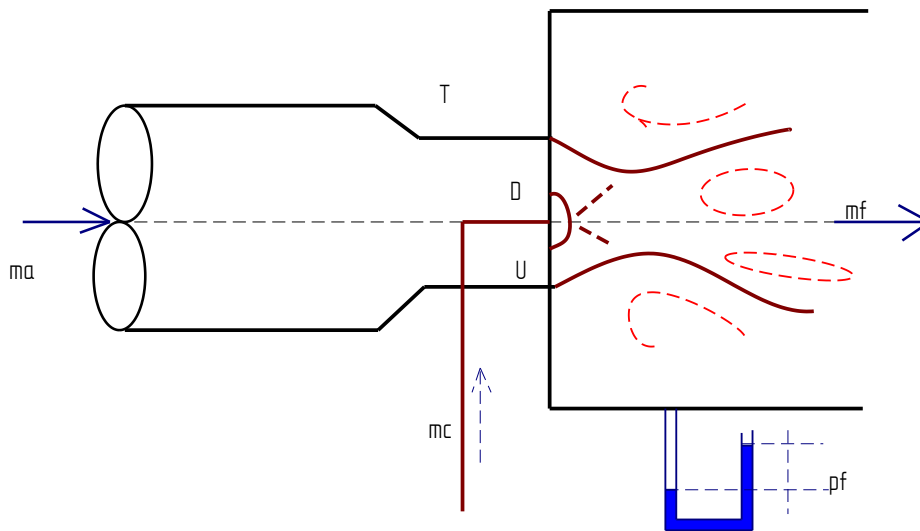


Figura 113: Bruciatore ad aria soffiata

5.10 CENTRALI TERMICHE

Le centrali termiche debbono ospitare le caldaie e molti dei componenti di impianto (pompe di circolazione, vasi di espansione, organi di controllo, ...) e pertanto debbono soddisfare ad alcune regole sia dimensionali che funzionali. Le centrali termiche debbono sempre avere almeno una parete in comunicazione con il cielo aperto, debbono essere accessibili dai VV.F. dall'esterno ed avere almeno una parete cedevole.

Le dimensioni debbono essere tali da lasciare, attorno alla o alle caldaie ospitate, almeno 70 cm di spazio per la pulizia e la manutenzione ed una superficie capace di accettare tutte le apparecchiature presenti in modo da consentire, sempre, la manutenzione e la sostituzione dei componenti. Di solito si assegnano dimensioni minime che possono essere desunte dalla seguente Tabella 110:

Potenzialità Termica		Superficie della Centrale Termica
(kW)	(kcal/h)	(m ²)
116	100000	20
232	200000	25
464	400000	40
696	600000	50
1160	1000000	70

Tabella 22: Dimensioni minime consigliate per le centrali termiche

Le norme impongono che si utilizzino più generatori di calore se la potenzialità globale dell'impianto supera 464 kW (400000 kcal/h).

L'altezza della centrale termica deve essere di almeno 2.5 m e le aperture di ventilazione debbono consentire la corretta combustione. Le dimensioni delle aperture dipendono dal tipo

di combustibile utilizzato. In ogni caso non debbono aversi dimensioni inferiori ad 1/30 della superficie in pianta della centrale.

Per potenzialità termica totale maggiore di 1160 kW (1000000 kcal/h) la **superficie di ventilazione** deve essere almeno 1/20 della superficie in pianta del locale.

Per caldaie alimentate a gas si impone che sia:

$$S_v = \frac{P}{100} \quad \text{in cm}^2$$

con P potenzialità del generatore in $kcal/h$. La distanza fra pareti e caldaia a gas è incrementata ad un valore minimo di 1.30 m. In base alle nuove disposizioni contenute nel *DPR 551/1999*, se si utilizzano caldaie a gas di tipi B1 per singolo appartamento allora occorre prevedere una apertura di ventilazione di almeno 0,4 m².

La centrale termica non deve avere accessi da altri locali ma solo dall'esterno (*consigliato*) o da un disimpegno con almeno un lato attestato a cielo aperto ed aventi un'apertura senza serramenti verso l'esterno di almeno 0,5 m².

La centrale termica non deve essere sottostante a locali per comunità. Le porte della centrale termica debbono essere incombustibili ed autochiudenti. All'esterno della centrale deve essere posto un *interruttore generale* con sportello di vetro a rompere in modo da intercettare l'alimentazione di tutte le apparecchiature in caso di incendio.

Nella figura seguente si ha uno schema esecutivo di centrale termica completa di organi di controllo e con produzione di acqua calda sanitaria. In figura seguente si ha uno schema di una centrale termica per riscaldamento completa degli organi di controllo previsti dalla *Raccolta "R"* del DM 1.12.1975 (verifica ISPESL).

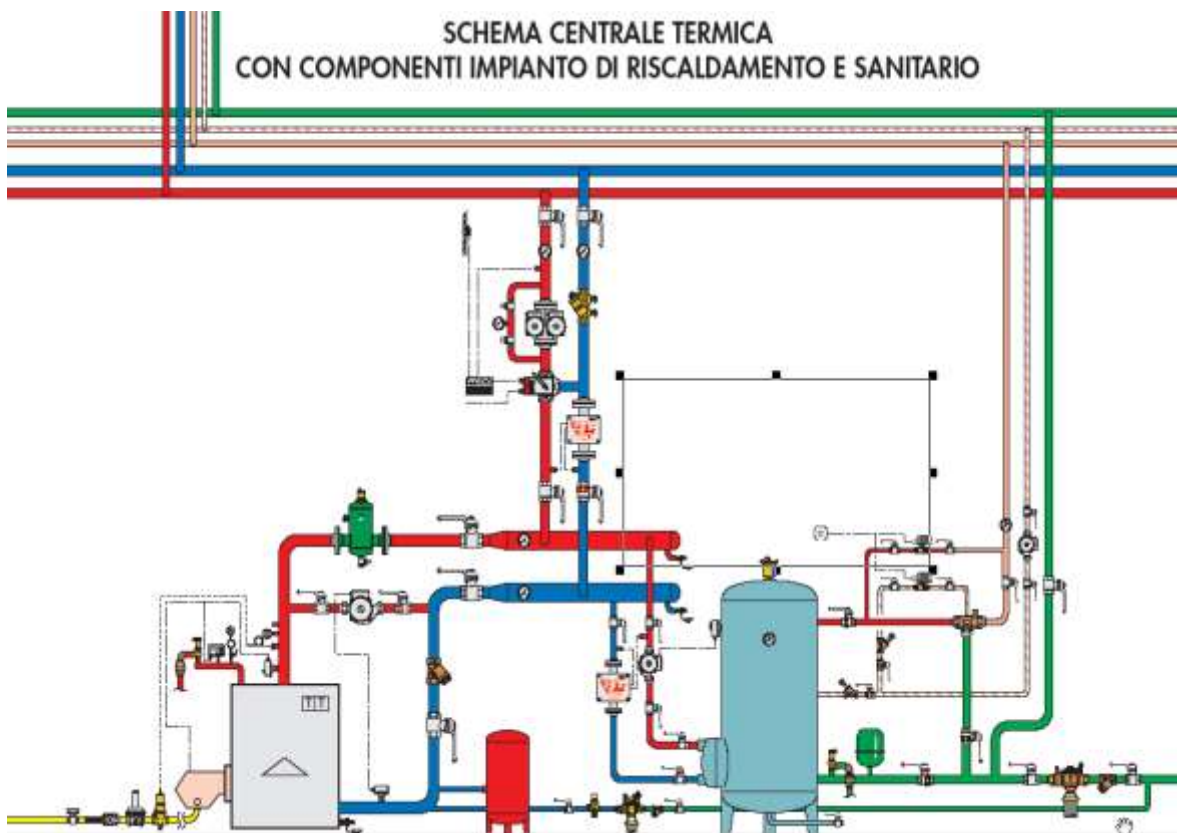


Figura 114: Schema di una centrale termica completa

Nella figura seguente si ha un quadro sinottico delle caratteristiche costruttive delle centrali termiche a seconda della potenzialità del generatore.

In figura si hanno alcune prescrizioni sulle distanze minime che i generatori di calore debbono avere dalle pareti e dal soffitto.

**SCHEMA CENTRALE TERMICA CON COMPONENTI PREVISTI DAL D.M. 1.12.1975
E DALLE RELATIVE SPECIFICHE DELLA RACCOLTA "R"**

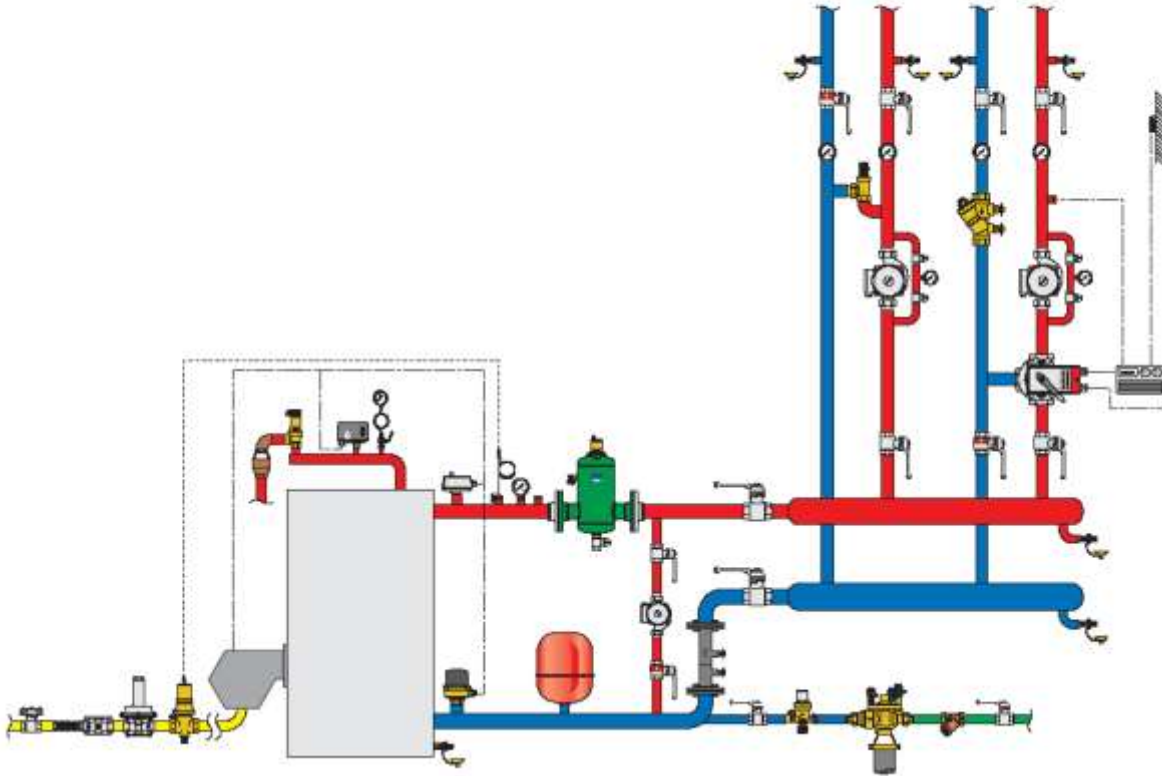


Figura 115: Schema completo di una centrale termica secondo DM 1.12.1975

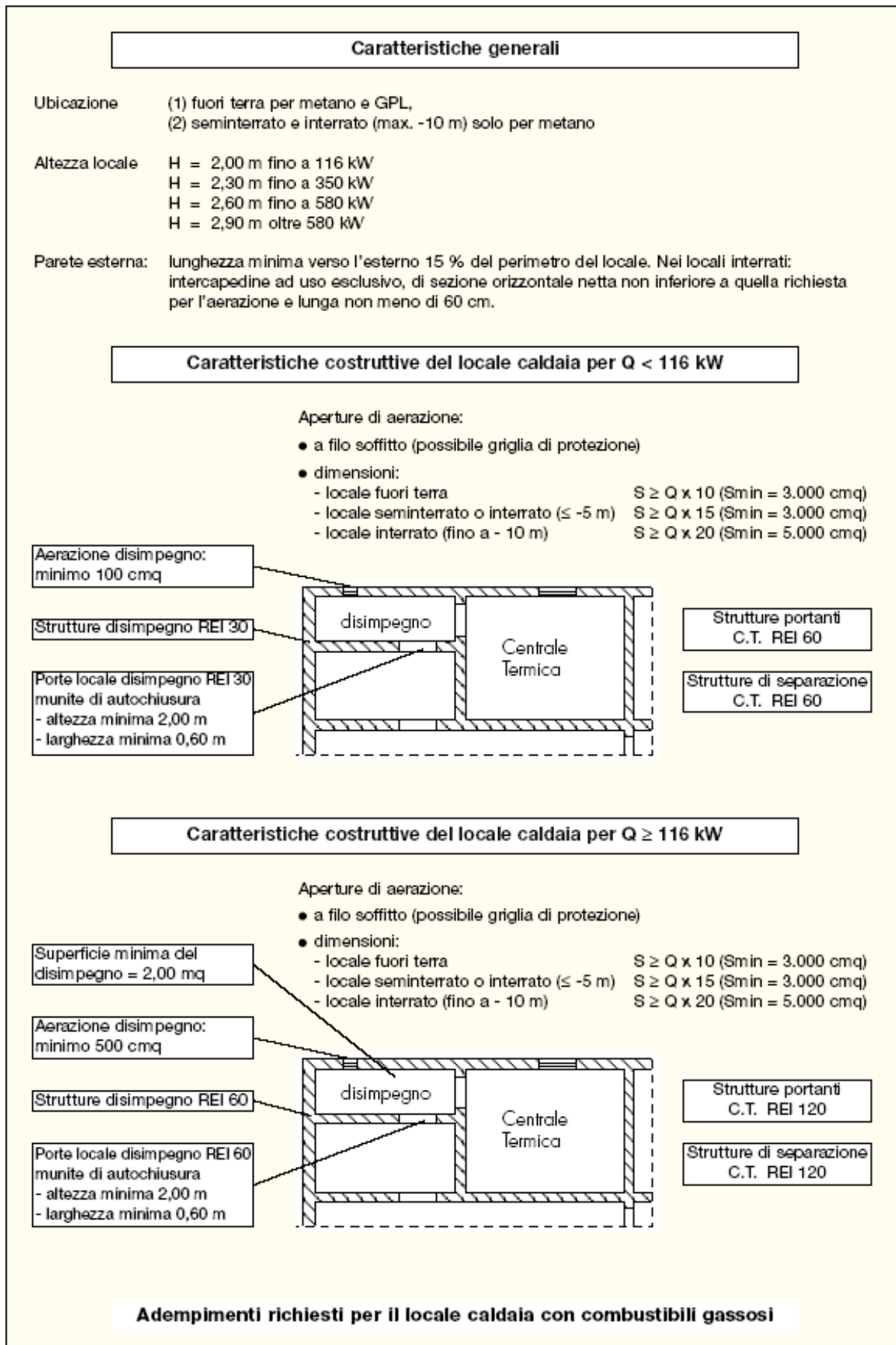


Figura 116: Caratteristiche costruttive delle centrali termiche

PRESCRIZIONI DA RISPETTARE

Possono essere suddivise in prescrizioni che riguardano la produzione del calore e in prescrizioni che riguardano la sicurezza, la protezione e il controllo degli impianti.

PRESCRIZIONI CHE RIGUARDANO LA PRODUZIONE DEL CALORE

Sinteticamente riassunte negli schemi di seguito riportati, esse stabiliscono:

1. come costruire il locale caldaia;
2. come dimensionare e realizzare i condotti per fumi;
3. quali sono le distanze da rispettare nella posa in opera delle caldaie;
4. dove installare i serbatoi per il combustibile;
5. come alimentare i bruciatori.

Sono prescrizioni contenute nell'ambito delle seguenti leggi e norme:

- **LEGGE 615 – 13.07.66**
Provvedimenti contro l'inquinamento atmosferico.

- **D.P.R. 1.391 – 22.12.70**
Regolamento per l'esecuzione della Legge 615 contro l'inquinamento atmosferico.
- **CIRCOLARE 73 – 29.07.71**
Norme di sicurezza per impianti termici ad olio combustibile e gasolio.
- **UNI/CIG 8042 – 04.98**
Bruciatori di gas – prescrizioni di sicurezza.
- **UNI/CTI 9615 – 12.90**
Calcolo delle dimensioni interne dei camini.
- **D.M – 12.04.96**
Regola tecnica di prevenzione incendi per la progettazione, costruzione ed esercizio degli impianti termici alimentati da combustibili gassosi (ved. Idraulica, n. 11).

PRESCRIZIONI CHE RIGUARDANO LA SICUREZZA, LA PROTEZIONE E IL CONTROLLO DEGLI IMPIANTI

In merito valgono le disposizioni dell'ISPESL, e cioè il **D.M. 1.12.75** e le relative specifiche della **Raccolta R**: disposizioni per le quali si rinvia alla vasta documentazione Caleffi, costituita da: schede tecniche, note informative di prodotto e depliant.

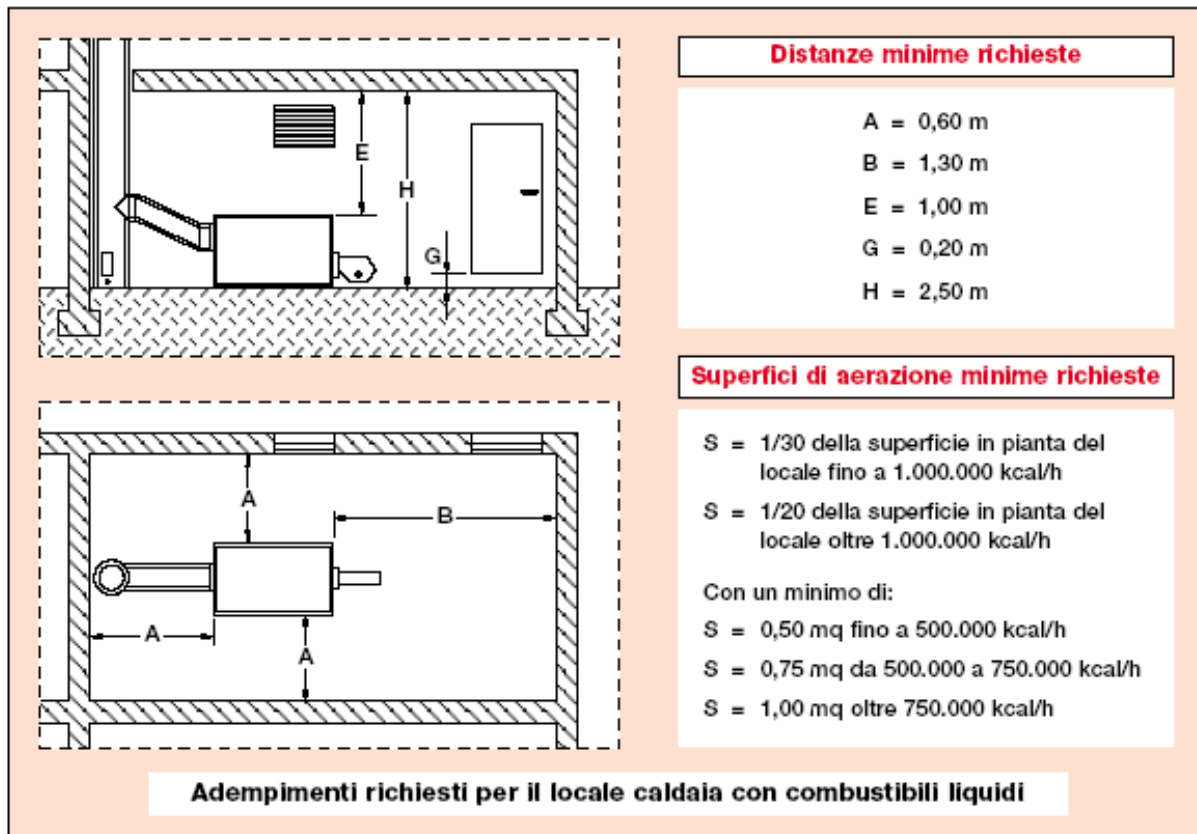


Figura 117: Prescrizioni per le Centrali Termiche

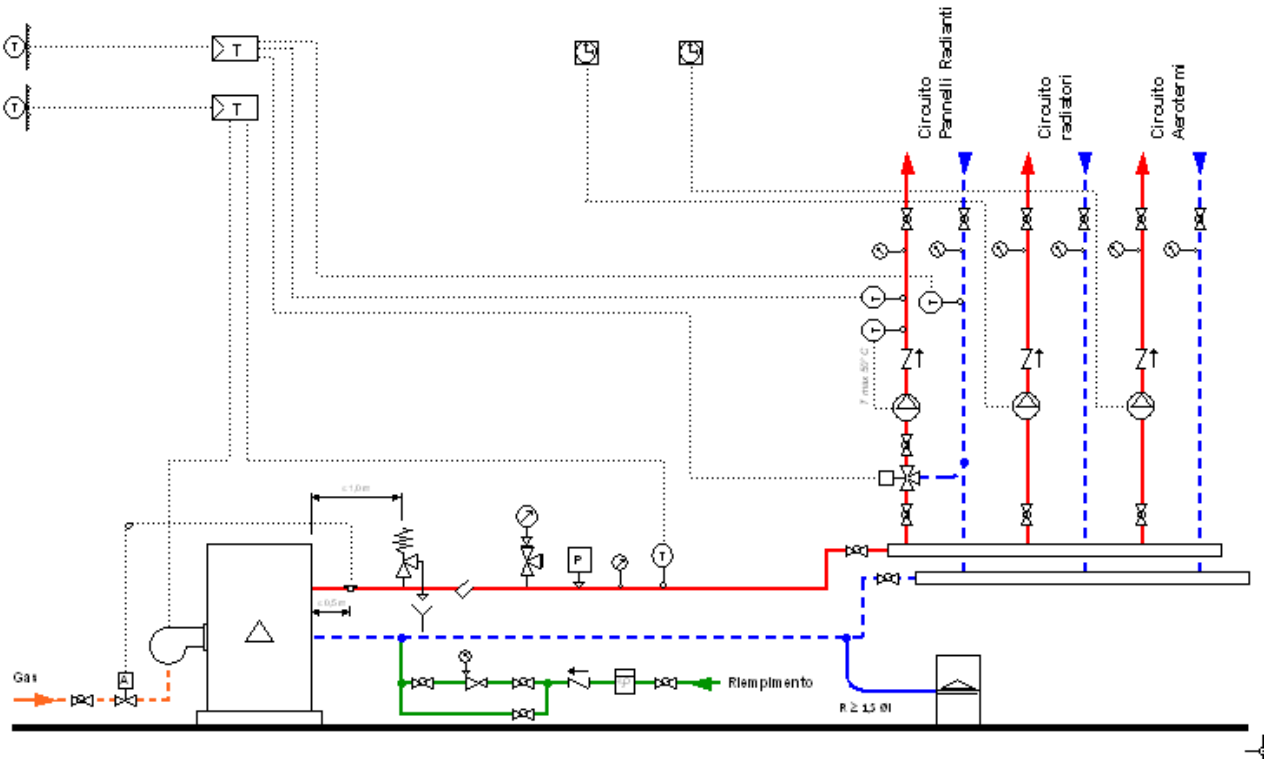


Figura 118: Schema di centrale con collettori di mandata e ritorno

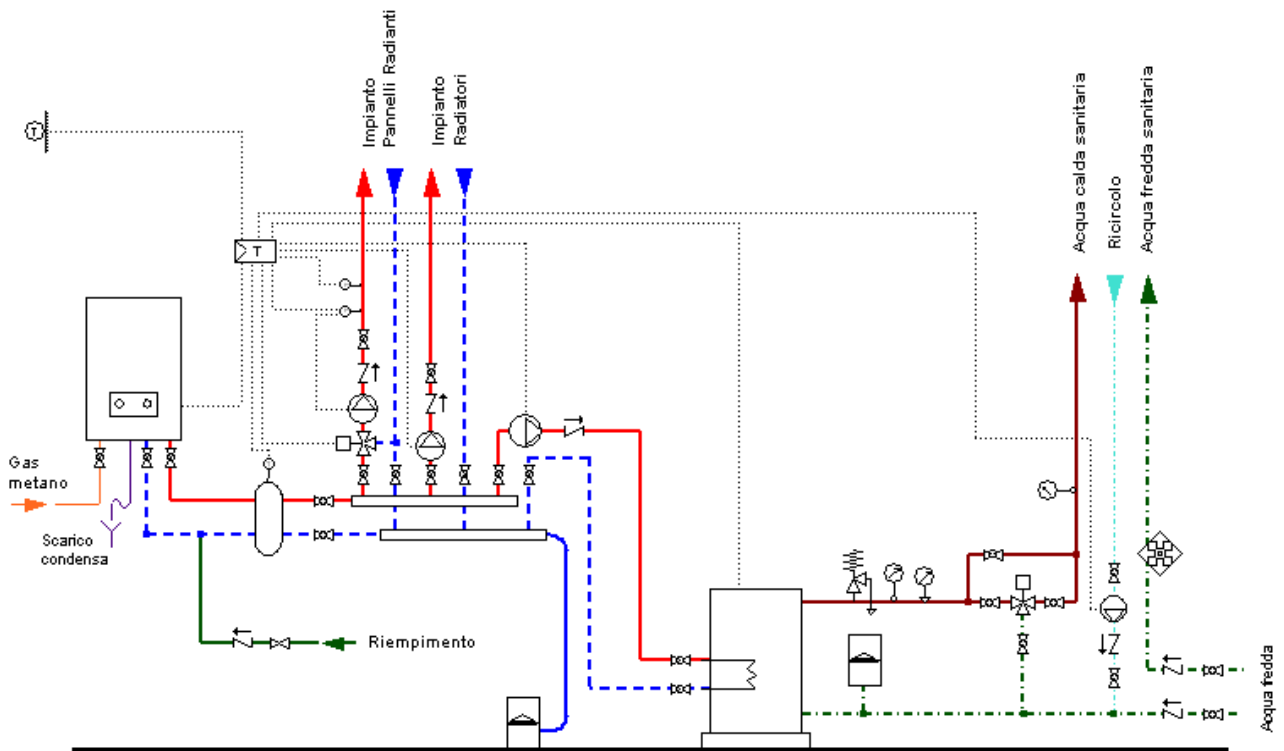


Figura 119: Schemi di centrale con bollitore ad accumulatore

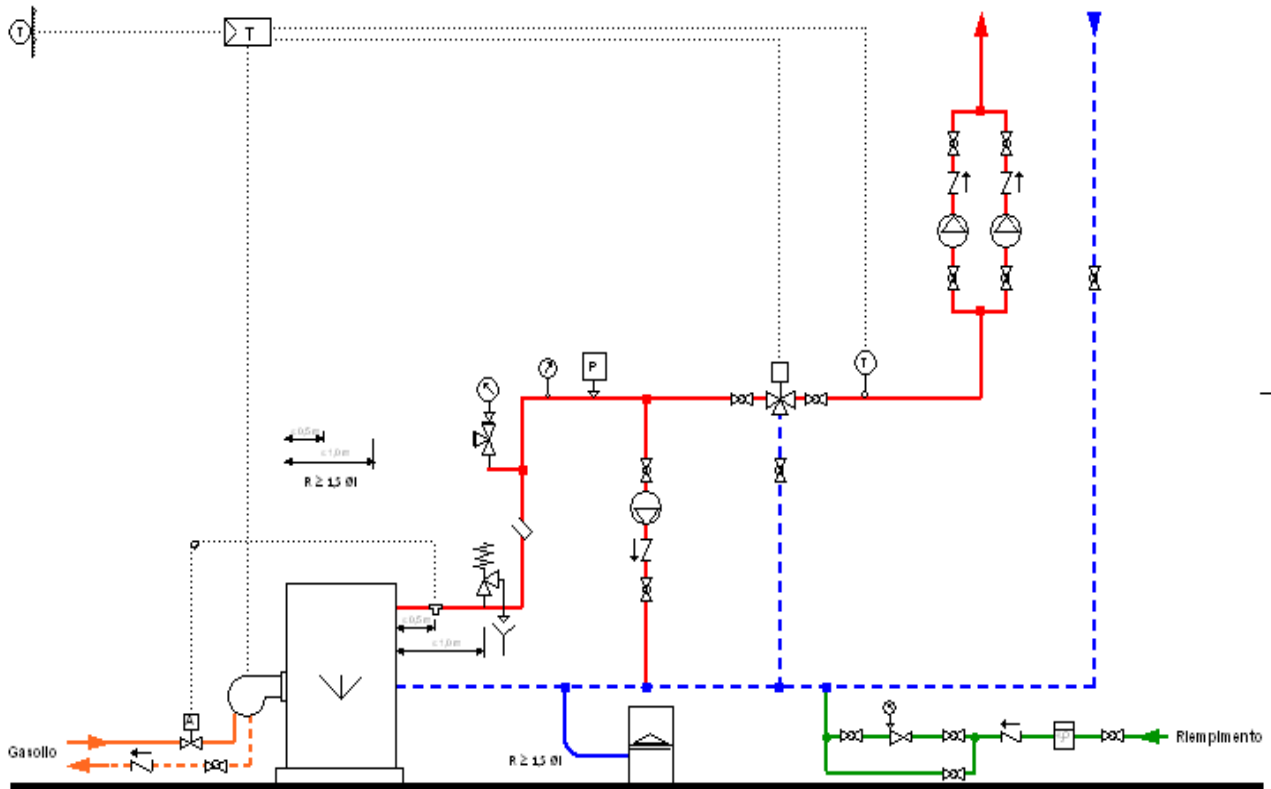


Figura 120: Schema di centrale con vaso chiuso e singolo circuito di utenza

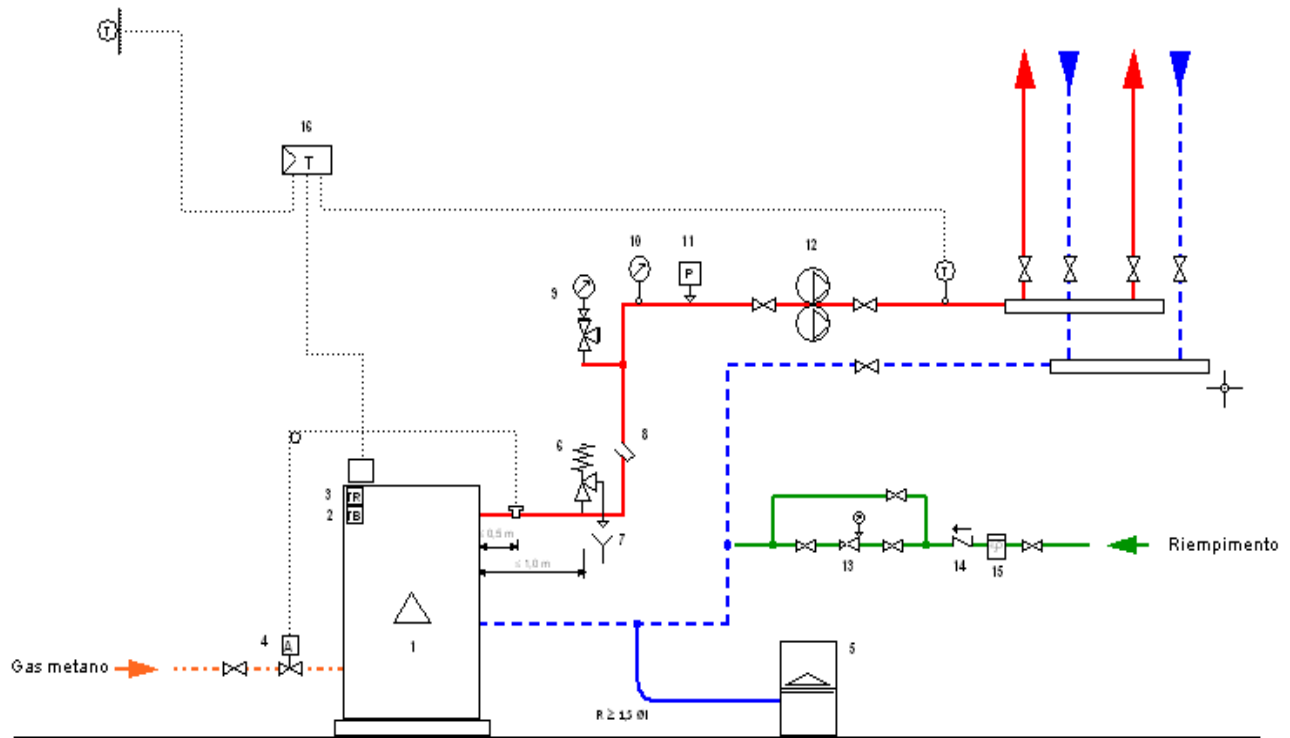


Figura 121: Schema di centrale con caldaia a gas – vaso chiuso e collettori di mandata e ritorno

6. POMPE DI CALORE

6.1 UTILIZZO DELL'ENERGIA ELETTRICA

L'uso dell'energia elettrica per usi termici (*riscaldamento ambientale*) non è del tutto ortodosso in senso *exergetico*²⁹ ma sempre più spesso si ricorre ad essa per situazioni di comodo o dove non esistono impianti di riscaldamento tradizionali (a gasolio e/o a gas).

A giudicare dall'evoluzione delle leggi e delle norme tecniche di questi ultimi anni si può dire che il futuro è roseo per gli impianti a pompe di calore. Il Legislatore, infatti, ha sempre più assunto un atteggiamento premiale verso questi dispositivi elettrici che oggi hanno raggiunto una notevole maturità tecnica e commerciale.

Come già detto in precedenza, vedi anche Vol. 3° sull'efficienza e la certificazione energetica, sia il DM 26/06/2015 che, soprattutto, il D.Lgs. 26/06/2015, vedono nella pompa di calore un componente importante per ridurre i fabbisogni di energia primaria non rinnovabile.

L'attuale legislazione derivante dalla direttiva 2010/31/CE è incentrata sugli edifici a quasi zero energia (nZEB) che dovrebbero essere entrati in funzione a partire dal 2019/21. In alcune regioni si richiede che già adesso (vedi la Lombardia) gli edifici siano nZEB,

Si prevede che fra circa due anni si avrà una nuova direttiva sugli edifici nZEB (*Net near Zero Energy Building*) cioè di edifici collegati in rete ad energia quasi zero che modificherà in modo sostanziali anche l'attuale normativa sugli edifici nZEB.

In pratica si prevede un futuro in cui l'energia elettrica giocherà un ruolo fondamentale e quindi anche le pompe di calore avranno uno sviluppo ancora più rilevante.

²⁹ Si ricorda che l'*exergia* è la massima energia primaria utilizzabile per una data quantità di calore. Nel caso sorgenti ad elevata temperatura T (quale la temperatura di fiamma nei bruciatori delle caldaie) l'*exergia* è data da $E = Q \left(1 - \frac{T_a}{T} \right)$

ove T_a è la temperatura dell'ambiente e l'espressione in parentesi è il rendimento ideale di una macchina di Carnot che opera fra queste temperature. Nelle caldaie a gasolio e a gas bruciamo combustibile pregiato capace di generare calore a temperature elevate (dell'ordine di 1400°C) per poi degradarlo alla temperatura di 80÷90 °C per il riscaldamento degli ambienti. Il *rendimento exergetico* (rapporto fra *exergia* utilizzata e quella massima ottenibile) di questo processo è bassissimo (qualche %) e questo ci induce a riflettere sul cattivo uso che stiamo ancora facendo dell'energia termica da combustibili fossili. Il *rendimento energetico* (rapporto fra *energia* utilizzata e quella massima disponibile) è però elevato, circa il 95%, nel senso che il 95% dell'energia termica generata (non si parla più di temperatura di utilizzo!) dalla caldaia è ceduta all'acqua di riscaldamento. Per l'energia elettrica le cose sono un po' più complesse: nelle centrali elettriche viene bruciato combustibile fossile per ottenere energia meccanica utilizzata per gli alternatori elettrici che forniscono energia elettrica. Il rendimento *exergetico* di trasformazione è dell'ordine del 35÷40% e quindi buono per le attuali tecnologie. Il *rendimento energetico* è all'incirca eguale e pari a 35÷42% il che significa che riusciamo a convertire in energia elettrica circa il 40% dell'energia chimica dei combustibili fossili. L'energia che troviamo disponibile in casa nelle prese elettriche è ancora meno se teniamo conto delle perdite di distribuzione nelle linee elettriche, nei trasformatori da alta a media e da questa a bassa tensione. Diciamo che circa il 33% dell'energia chimica iniziale è disponibile nelle prese elettriche di casa. Se utilizzassimo questa energia elettrica per alimentare delle normali stufe elettriche del tipo a resistenza (e quindi utilizzando l'effetto Joule) allora cederemmo all'ambiente circa il 33% dell'energia chimica disponibile alla fonte nelle centrali elettriche e quindi di gran lunga percentualmente inferiore rispetto all'uso delle caldaie tradizionali.

Del resto questo tipo di generatore risulta oggi maturo, affidabile e con un elevato grado di flessibilità. Esso può essere utilizzato sia per il riscaldamento che per il condizionamento (con pompe di calore reversibili) e la produzione di ACS. Le pompe di calore **polivalenti** sono in grado, nelle varie configurazioni possibili, di soddisfare tutte le richieste energetiche di edifici complessi con necessità di carico variabili.

Si possono avere sostanzialmente due forme di utilizzo dell'energia elettrica: mediante resistenze termiche o mediante macchine frigorifere (che nel riscaldamento divengono *pompe di calore*). L'uso di resistenze elettriche è oltremodo irrazionale e non giustificabile se non per usi saltuari e particolari: esso è costoso, poco efficiente. In alcuni casi l'energia elettrica viene utilizzata per alimentare resistenze elettriche (scaldiglie) di integrazione per le pompe di calore, come si dirà nel prosieguo per il funzionamento al di sotto della temperatura bivalente.

Per contro le stufe elettriche costano poco e non hanno problemi di installazione se non nella potenza elettrica massima al contatore.

Un utilizzo più razionale ed efficiente dell'energia elettrica si ha con le *pompe di calore*: si tratta, in pratica, di macchina frigorifera a compressione di vapori saturi alimentate elettricamente e che funzionano *a pompa di calore*.

6.2 FUNZIONAMENTO DELLE POMPE DI CALORE

In figura seguente è riportato lo schema funzionale di una macchina frigorifera/pompa di calore e il ciclo ideale di riferimento (ciclo di Carnot inverso).

Gli impianti frigoriferi sono discussi in un capitolo del 4° volume, considerato il notevole interesse che hanno sia per la climatizzazione che per l'industria del freddo.

Alimentando elettricamente il compressore si ottiene freddo all'evaporatore e caldo (relativamente all'evaporatore) al condensatore. In figura si ha il layout impiantistico di un ciclo frigorifero: sono ben visibili il compressore e i due scambiatori di calore denominati *condensatore e evaporatore*.

Pertanto se utilizziamo questa macchina ponendo l'evaporatore in corrispondenza di un serbatoio freddo (un lago, un grosso fiume, il mare, un pozzo geotermico o l'ambiente esterno) e il condensatore in corrispondenza di un ambiente da riscaldare, o una qualsiasi utenza di calore, allora il calore Q_2 sottratto dall'evaporatore più il lavoro L fornito al compressore si riversano, tramite il condensatore, nell'ambiente da riscaldare:

$$Q_1 = Q_2 + L$$

Quindi l'energia elettrica che forniamo al compressore diventa calore ambiente ma non solo questa poiché ad essa si somma anche Q_2 sottratto al serbatoio freddo. Il *coefficiente di effetto utile* ε' della pompa di calore (detto anche **COP Coefficient Of Performance**) è definito dalla relazione:

$$\varepsilon = \frac{\text{Effetto} \text{ _ Ottenuto}}{\text{Energia} \text{ _ Spesa}}$$

che con il simbolismo di figura diviene:

$$\varepsilon' = \frac{Q_1}{L} = \frac{Q_2 + L}{L} = 1 + \varepsilon$$

$$\text{ove è: } \varepsilon = \frac{Q_2}{L}$$

I valori usuali di ϵ' per le macchine commerciali oggi disponibili vanno da circa 2 a circa 4 a seconda delle modalità di scambio termico nel condensatore e nell'evaporatore.

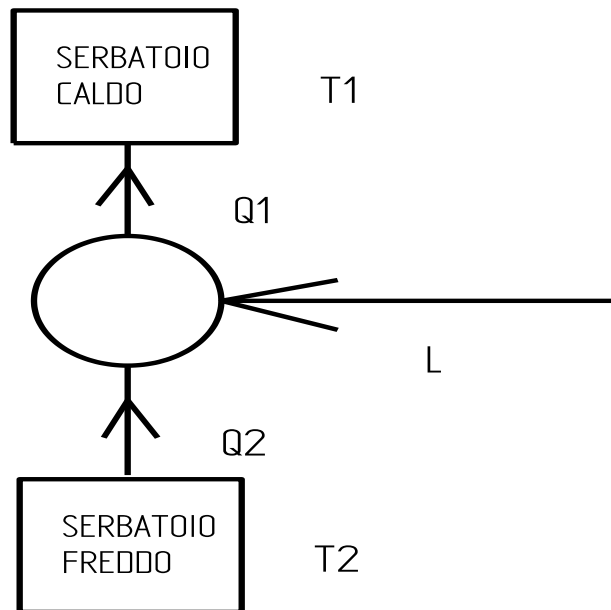


Figura 122: Ciclo inverso per la pompa di calore

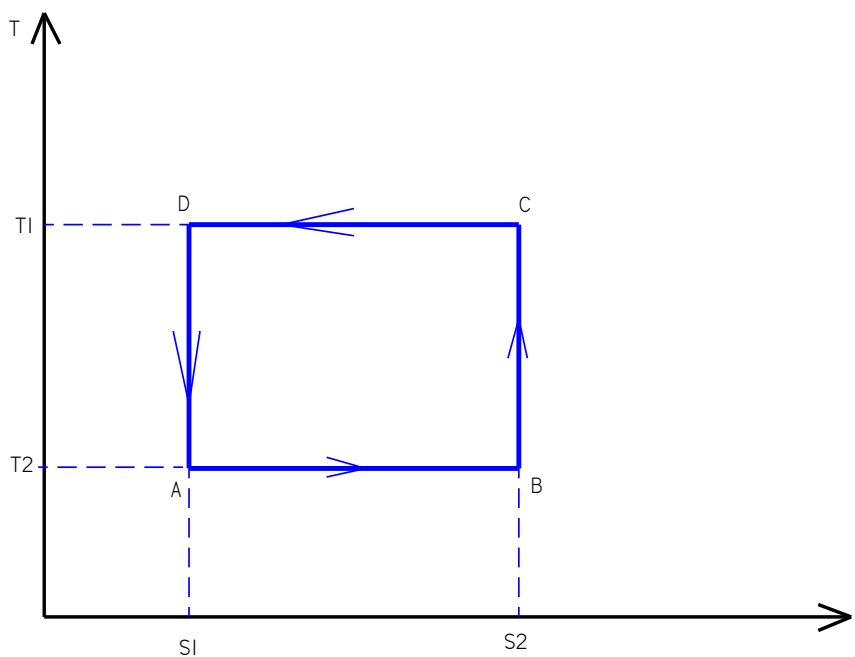


Figura 123: Ciclo di Carnot inverso

Si osservi che, con riferimento ad una macchina di Carnot inversa, si definisce COP_{max} il rapporto:

$$COP_{max} = \frac{t_c + 273.15}{t_c - t_f}$$

ove:

- t_c è la temperatura della sorgente calda, °C;
- t_f è la temperatura della sorgente fredda, °C.

A seconda del fluido di scambio (aria o acqua) si hanno valori minimi per le pompe *aria-aria* e massimi per le pompe di grossa potenzialità del tipo *acqua-acqua*.

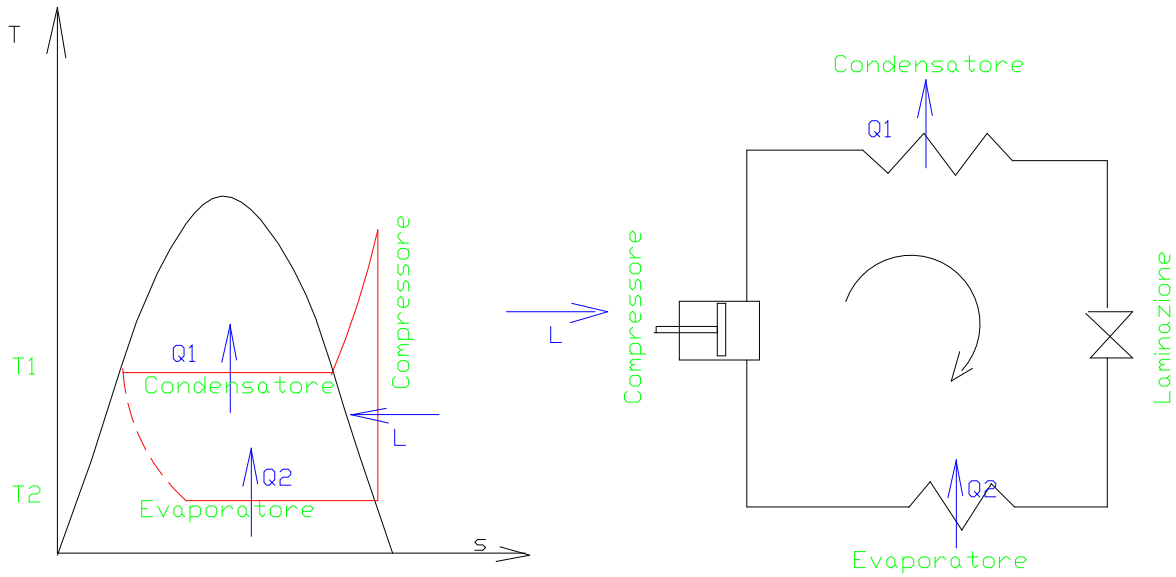


Figura 124: Schema di una macchina frigorifera e/o di una pompa di calore

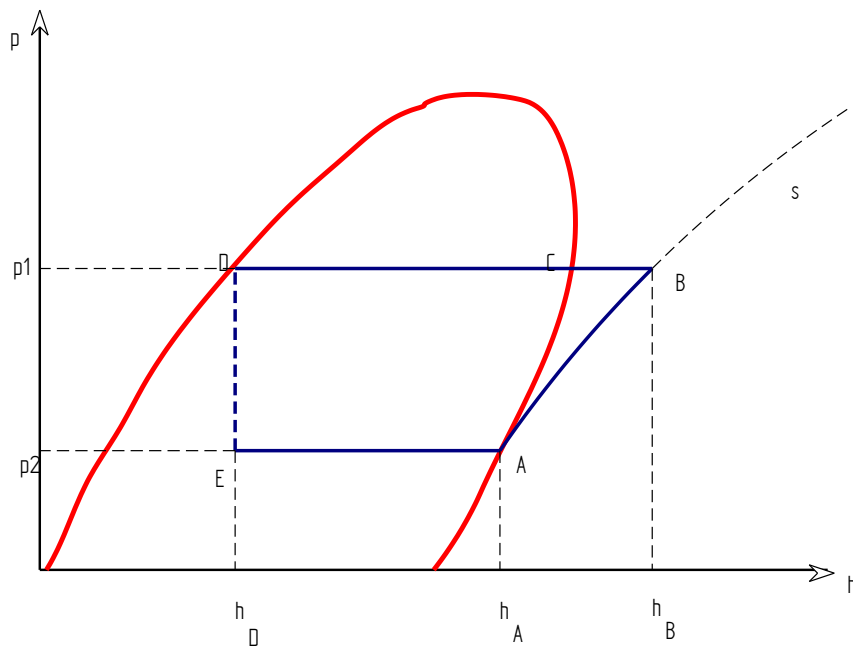


Figura 125: Ciclo frigorifero a compressione di vapore saturo nel piano (h,p)

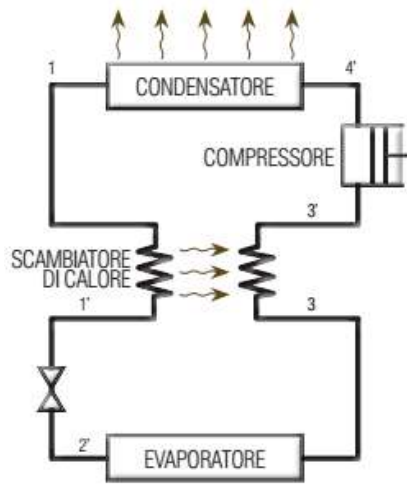


Figura 126: Ciclo frigorifero con sottoraffreddamento

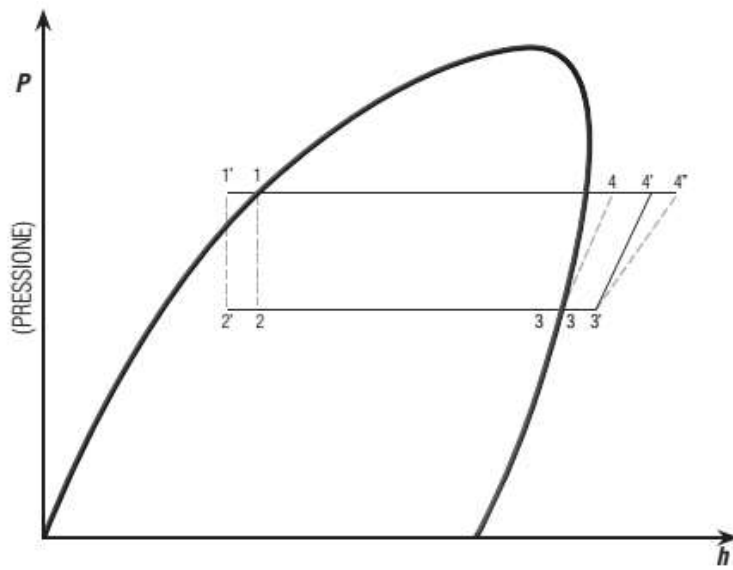


Figura 127: Ciclo frigorifero con sottoraffreddamento nel piano (h, p)

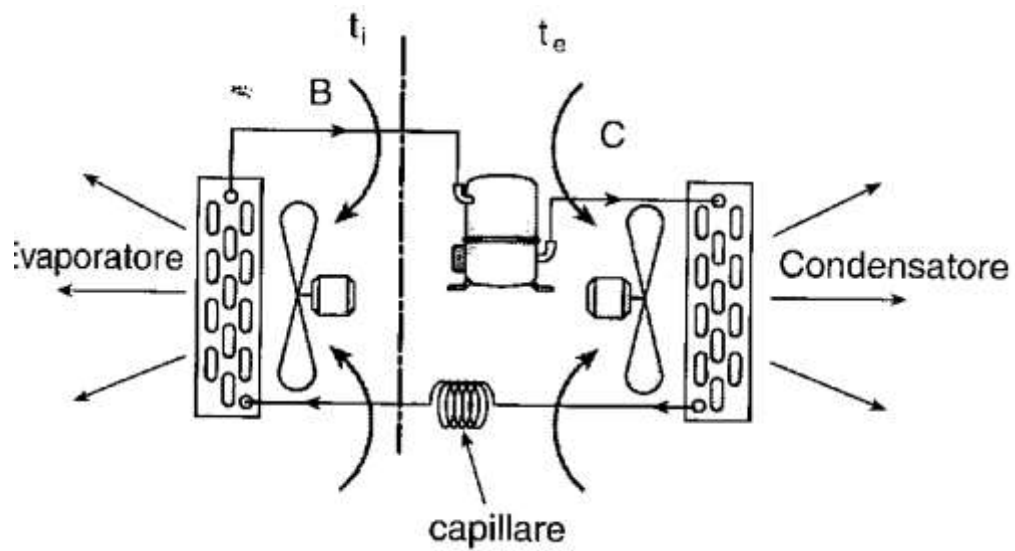


Figura 128: Schema impiantistico di un ciclo frigorifero a vapori saturi

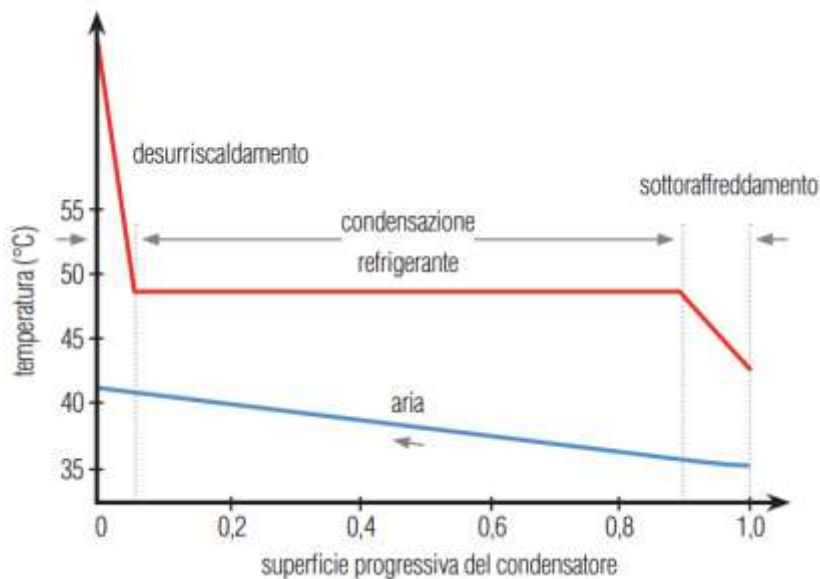


Figura 129: Trasformazioni nel condensatore della pompa di calore

Si intuisce che avere un COP pari a 3 significa ottenere 3 kJ di energia termica nell'ambiente da riscaldare contro 1 kJ di energia elettrica impegnata per alimentare il compressore e quindi si ha un effetto di moltiplicazione dell'energia elettrica convertita in energia termica e ciò, in qualche modo, compensa la perdita di trasformazione dell'energia termica in elettrica effettuata nelle centrali elettriche.

La fase che ci interessa maggiormente nell'utilizzo delle pompe di calore è la cessione di calore al condensatore, come illustrato nella seguente figura.

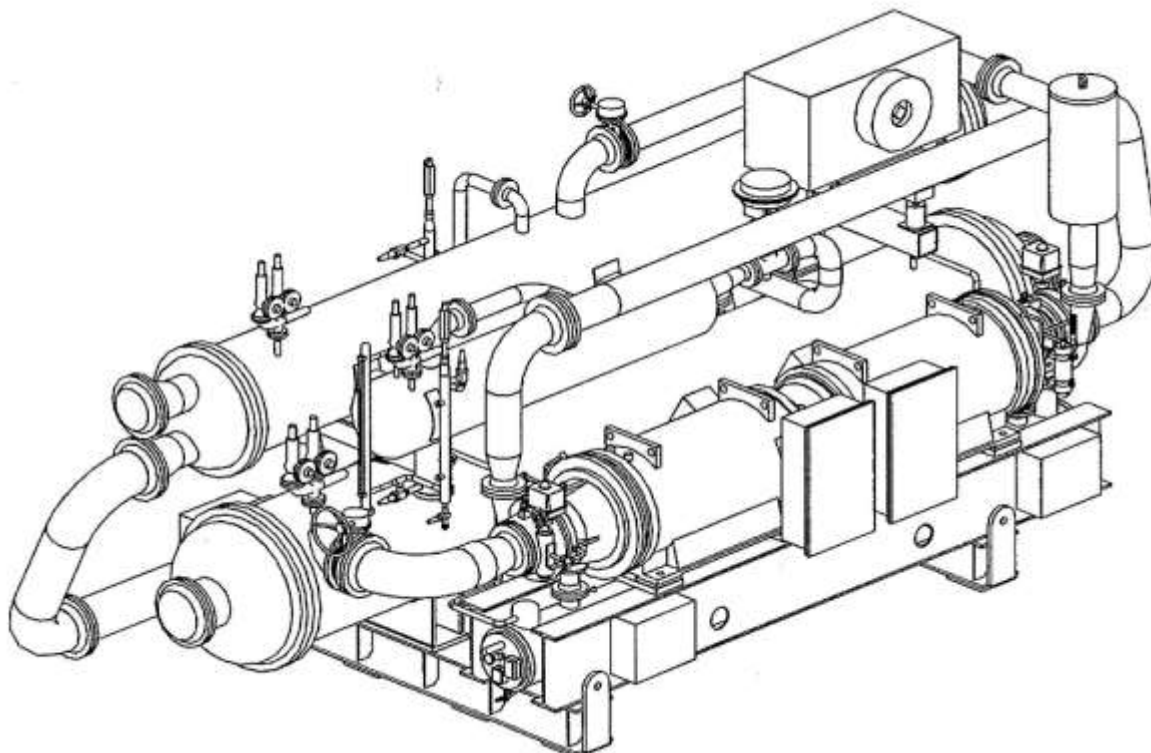


Figura 130: Assonometria di una pompa di calore del tipo acqua – acqua

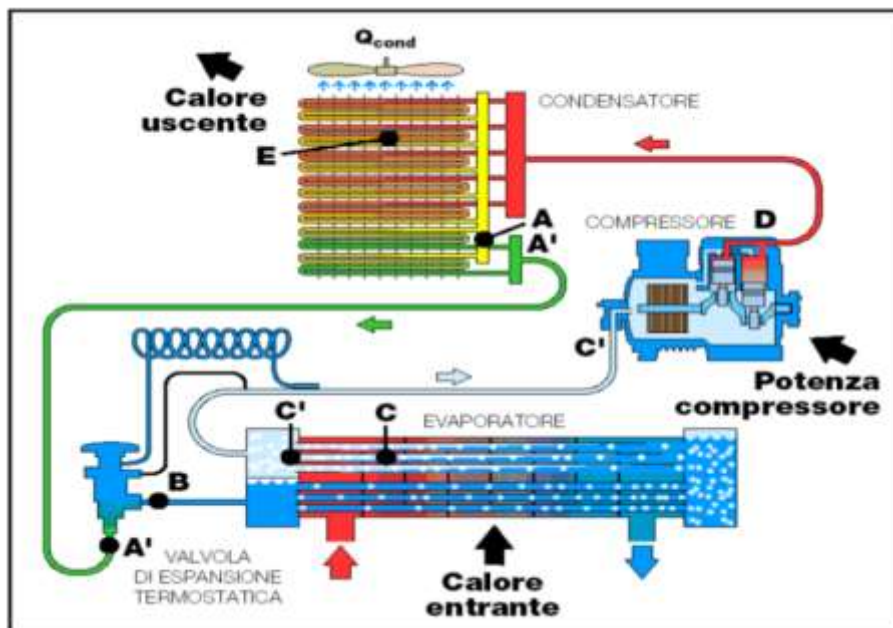


Figura 131: Layout di un impianto frigorifero

6.2.1 SISTEMI INNOVATIVI PER MIGLIORARE L'EFFICIENZA DELLE POMPE DI CALORE

Sistemi con inverter

I sistemi ad *"inverter"*, variando la frequenza di alimentazione del compressore, sono in grado di gestirne la velocità di rotazione, e quindi la portata di massa di refrigerante, in funzione del carico estivo e/o invernale.

Ne consegue una maggiore efficienza stagionale, in quanto, in breve, il compressore consuma solamente l'energia elettrica sufficiente per fornire all'impianto la potenza richiesta in quel dato istante.

Se si pensa che il carico termico di un impianto è per il 90% del tempo inferiore al 60% del carico massimo di progetto, il vantaggio risulta evidente. Si evita inoltre il funzionamento ad intermittenza che comporta un'usura prematura del compressore e l'inefficienza della pompa di calore.

Circuito frigorifero con Economizzatore

Il circuito frigorifero con economizzatore, per l'incremento di efficienza del ciclo, sfrutta la tecnologia E.V.I. (*Enhanced Vapor Injection*) che si basa sull'iniezione di vapore a media pressione al compressore e il complementare sottoraffreddamento del liquido in uscita dal condensatore.

Una parte di refrigerante in uscita dal condensatore, viene espansa attraverso una valvola termostatica fino alla pressione intermedia di iniezione.

La portata spillata passa poi attraverso uno scambiatore di calore che da un lato sottoraffredda il liquido in uscita dal condensatore, dall'altra permette un leggero surriscaldamento del vapore preservando l'affidabilità del compressore.

Il vapore surriscaldato è poi iniettato ad una pressione intermedia nel compressore. In questo modo si riescono ad ottenere pressioni e temperature più alte rispetto ad un comune ciclo frigorifero, ma anche si aumenta il salto entalpico subito dal refrigerante all'evaporatore con conseguente aumento della potenza e dell'efficienza energetica.

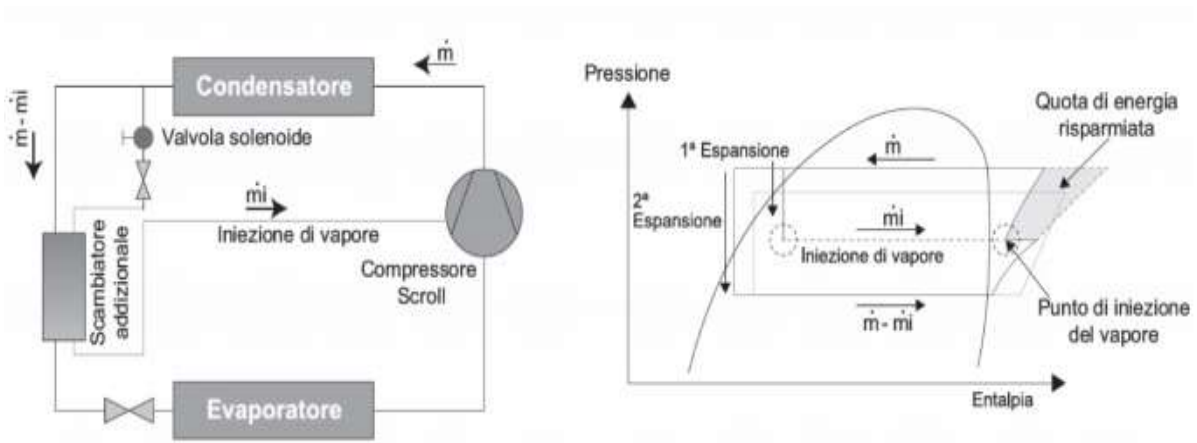


Figura 132: Circuito frigorifero con economizzatore

6.3 TIPOLOGIA DEI COMPRESSORI FRIGORIFERI

Oggi sono disponibili diversi tipi di compressori frigoriferi, come schematizzato nelle figure seguenti.

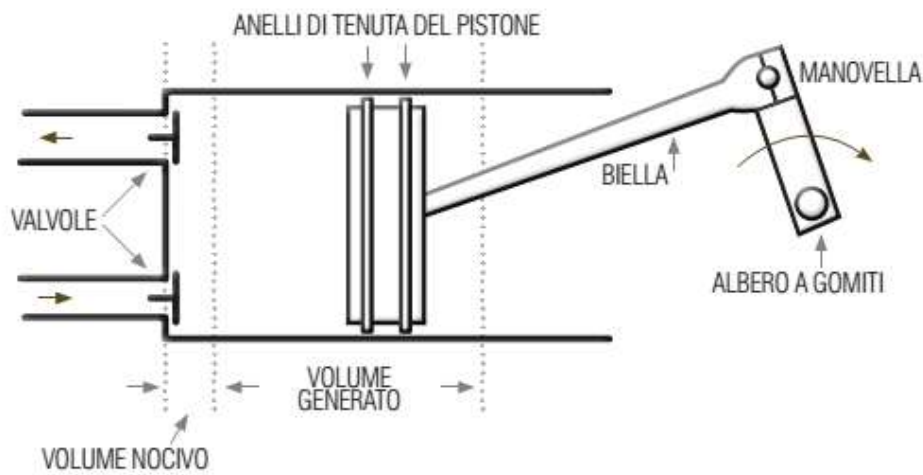


Figura 133: Compressori alternativi

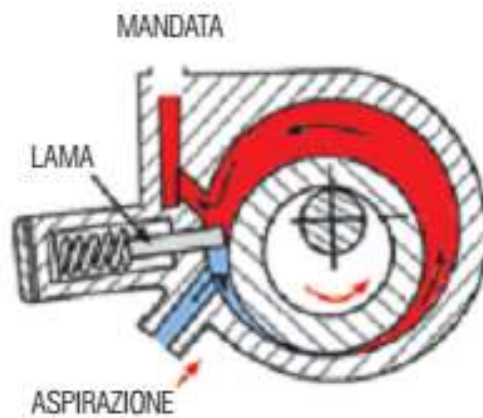


Figura 134: Compressori rotativi

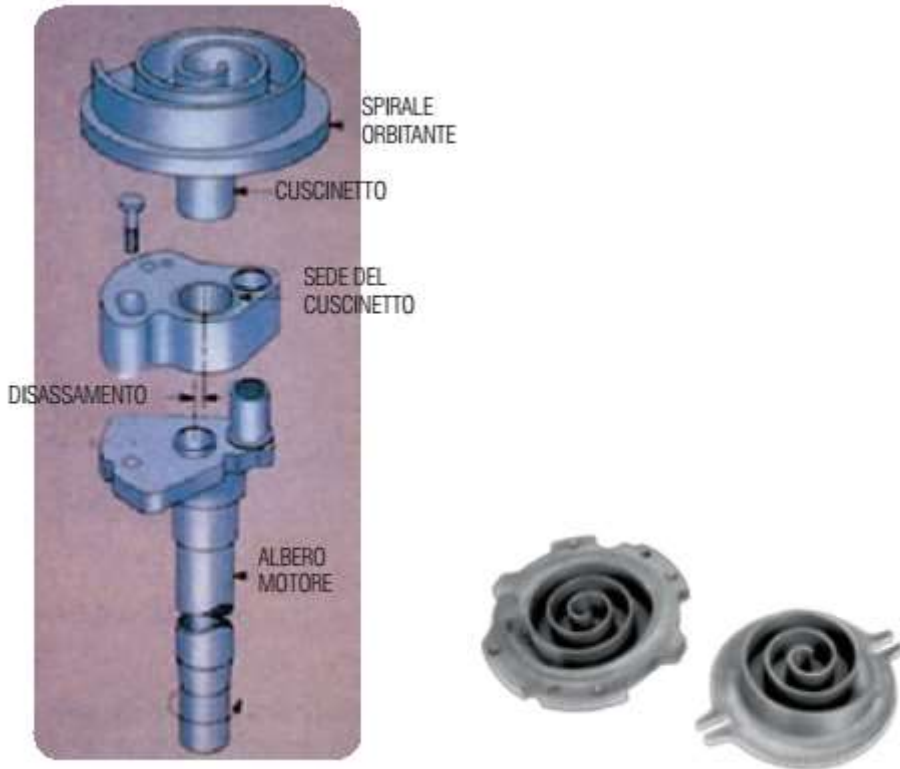


Figura 135: Compressori scroll

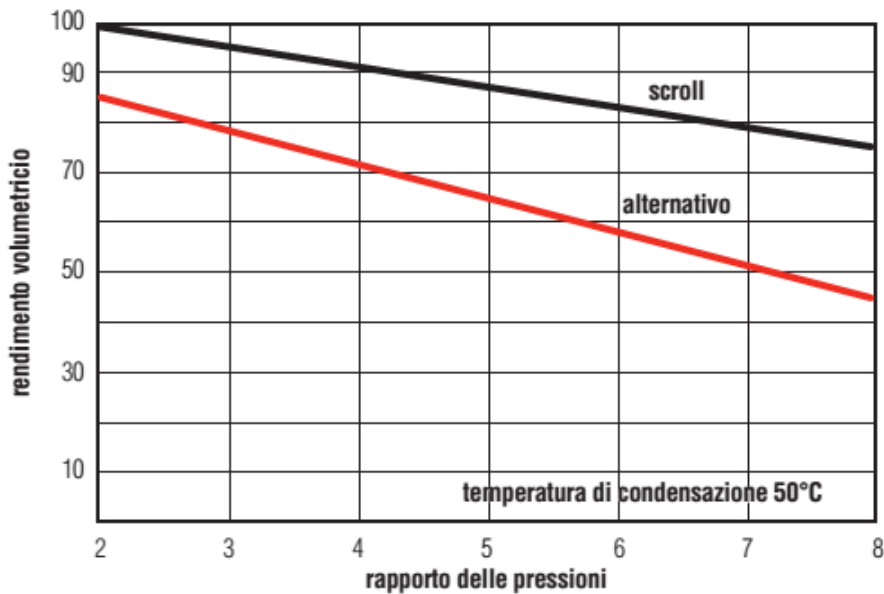


Figura 136: Rendimento volumetrico per compressori alternativi e scroll

Una trattazione più completa della tipologia di compressori è data nel volume IV sul Condizionamento.

La pompa di calore è spesso utilizzata in modo reversibile: come macchina refrigeratrice in estate e come pompa di calore in inverno. Per ottenere questa dualità occorre invertire le funzionalità del refrigeratore e del condensatore. Ciò si ottiene mediante un ciclo di inversione dei tipi rappresentato in figura.

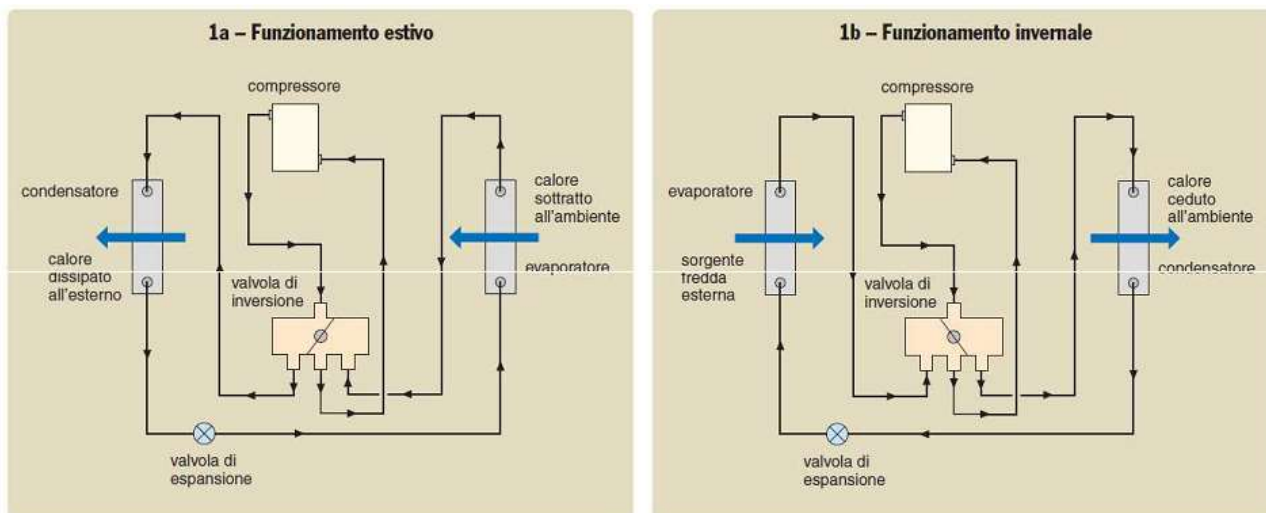


Figura 137: Ciclo di inversione Refrigeratore – Pompa di Calore

6.4 TIPOLOGIE DI POMPE DI CALORE

Le Pompe di Calore (Refrigeratori) si dividono in due grandi categorie:

1. Pompe di Calore **idroniche**;
2. Pompe di Calore ad **espansione diretta (DX)**.

Nel primo caso il ciclo inverso viene totalmente attuato on board e la macchina scambia calore con l'esterno per il riscaldamento mediante un circuito ad acqua (idronico). Queste macchine vengono utilizzate moltissimo in impianti di medio grandi dimensioni.

Nel secondo caso il ciclo inverso è attuato in modo diffuso poiché il condensatore (in inverno) o l'evaporatore (in estate) sono posti all'interno degli ambienti da climatizzare e pertanto le tubazioni trasportano fluido refrigerante che, mediante batterie ad espansione diretta, raffrescano (estate) o riscaldano (inverno) l'ambiente. Queste macchine vengono utilizzate in impianti di piccole – medie dimensioni a causa anche dei limiti imposti per le lunghezze massime delle tubazioni di refrigerante. I nomi commerciali di questa tipologia di macchine è **VRF (Variant Refrigerant Flow)** o, per qualche costruttore, **VRV (Variant Refrigerant Volume)**. In figura si hanno alcuni esempi di pompe di calore commerciali con compressori scroll del tipo componibile: si possono così ottenere elevate potenze termiche.

6.4.1 SISTEMI IDRONICI

E' una tecnologia semplice, innovativa e soprattutto matura dal punto di vista applicativo consente oggi con costi d'esercizio molto contenuti di realizzare in modo confortevole ed efficiente con un unico impianto la climatizzazione estate-inverno uniformemente distribuita in tutti gli ambienti. Unica condizione preliminare per la realizzazione dell'impianto idronico è che questa scelta venga effettuata prima della posa in opera della tubazione di distribuzione dell'impianto, avendo detto circuito caratteristiche diverse rispetto a quello di un normale impianto di riscaldamento. Il sistema idronico (a circolazione d'acqua), si avvale di un circuito di distribuzione in rame opportunamente dimensionato per la circolazione di fluido refrigerato. L'isolamento dei tubi sarà costituito necessariamente in elastomero al fine d'evitare fenomeni di condensa per la quale dovrà essere previsto, per ogni punto radiante, il relativo scarico. L'aria fresca-calda sarà erogata da **ventilconvettori** che potranno essere scelti nella versione a soffitto a parete o a pavimento opportunamente dimensionati e posizionati nei diversi locali.



Figura 138: Esempio di PdC del tipo VRF

I vantaggi dei sistemi idronici sono così riassumibili:

- Disponibilità anche d'acqua calda prodotta dalla stessa caldaia a gas
- Minor costo dell'apparecchiatura refrigerante.
- Minor consumo d'energia elettrica:
 - a) sia sotto il profilo dell'assorbimento elettrico vero e proprio;
 - b) sia per non dover aumentare l'impegno di potenza del contatore;
- Minore ingombro e quindi minori problemi estetici relativi al posizionamento dell'unità refrigerante che si presenta singola, compatta e facilmente occultabile.
- Possibilità d'avere il fresco dove si vuole utilizzando gli stessi ventilconvettori che ci servono per il riscaldamento invernale ed evitando quindi ingombri d'altre apparecchiature.
- Maggiore sicurezza e rispetto dell'ecologia in quanto in casa non circola gas freon, ma solo acqua.
- Nel periodo estivo, contrariamente al periodo invernale, non è necessario rinfrescare contemporaneamente tutti gli ambienti, ma esclusivamente quelli alternativamente abitati e cioè la zona notte o la zona giorno.
- Per esigenze particolari la percentuale di tale contemporaneità può essere elevata, incrementando in proporzione la potenza del refrigeratore d'acqua.

Gli impianti idronici consentono una grande flessibilità impiantistica potendosi avere:

- Impianto con aria primaria e fan coil (Impianti Aria – Acqua);
- Impianti per singola zona;
- Impianti Multizone;
- Impianti a doppio canale (Dual Conduit);
- Impianti a portata d'aria variabile, VAV;
- Impianti ad anello d'acqua (*Water Loop Heat Pump, WLHP*);
- Impianti geotermici.

Le condizioni operative ideali degli impianti idronici debbono soddisfare le seguenti condizioni, estensibili a qualsivoglia tipologia di impianto:

- Mantenere il controllo delle condizioni di ciascuna zona senza compromessi;
- Il controllo di ciascuna zona deve avvenire in tutte le ore del giorno e in tutti i giorni dell'anno nei quali l'edificio è occupato;
- Il controllo delle condizioni di zona deve avvenire con la massima efficienza energetica (massimo COP) soprattutto ai carichi parziali.

Sistemi idronici con fan coil a due tubi

Le lunghezze dei circuiti (mandata + ritorno) sono differenti per tutte le unità.

È un sistema sempre squilibrato e richiede valvole ausiliarie o flange tarate per controllare la perdita di carico e regolare la portata d'acqua.

Il costo dei materiali è più basso del circuito a ritorno inverso, ma richiede una taratura più lunga.

È giustificato quando le unità presentano perdite di carico differenti che richiedono comunque valvole ausiliarie di bilanciamento.

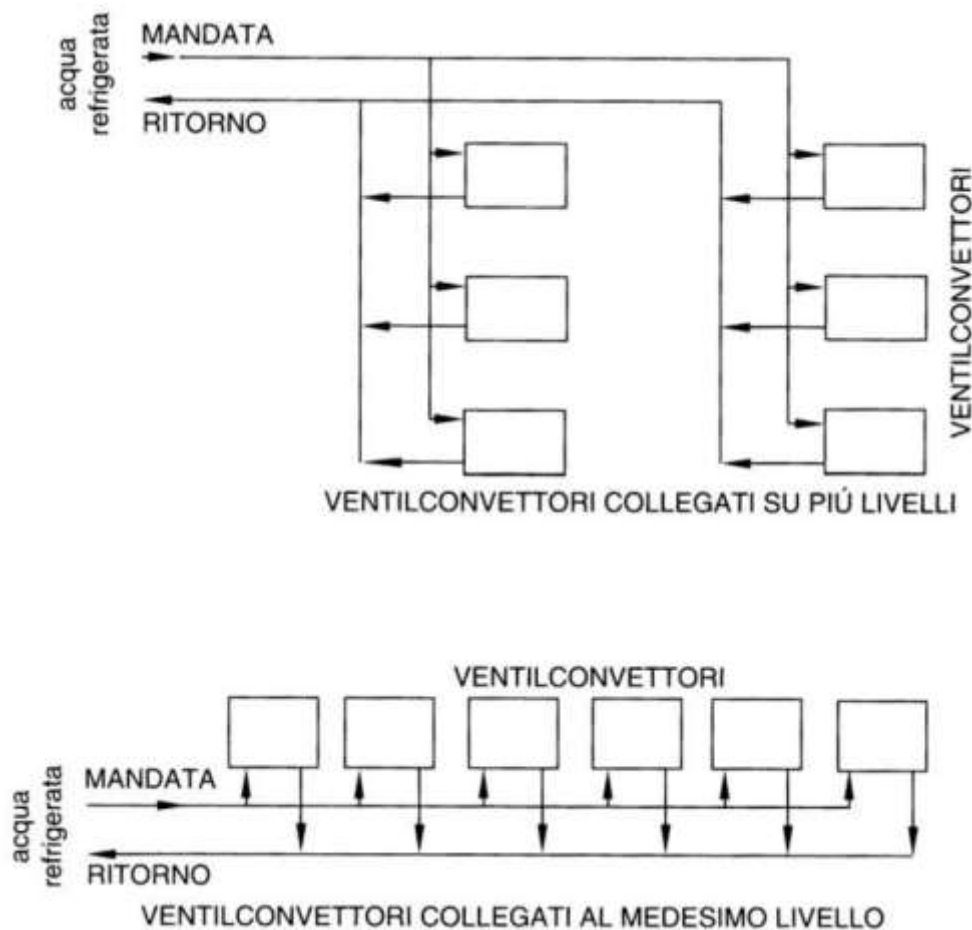


Figura 139: Sistemi idronici con fan coil a due tubi

Sistemi idronici con fan coil a tre tubi

La lunghezza del circuito mandata + ritorno è uguale per ogni unità.

È idoneo pressoché in tutti i sistemi chiusi e soprattutto quando le unità presentano perdite di carico simili.

In questi casi non si richiedono in pratica operazioni di taratura.

Il costo dei materiali è maggiore del circuito a ritorno diretto.

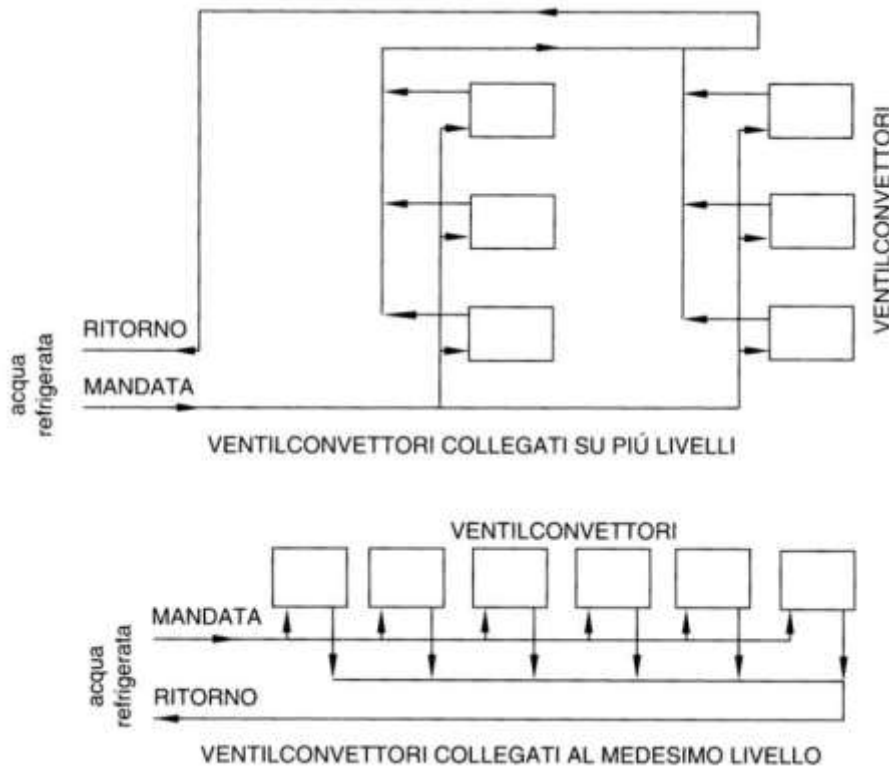


Figura 140: Sistemi idronici con fan coil con anello inverso (3 tubi)

Sistemi idronici a portata variabile (VAV)

Sono impianti a tutta aria funzionanti a temperatura costante e portata variabile

Una cassetta di regolazione a monte dei diffusori varia la portata d’aria su comando del termostato in ambiente. Deve essere previsto un sistema di regolazione della velocità del ventilatore. Funzionamento con bassi consumi di energia ai carichi parziali. Dimensionamento dell’impianto solo per il massimo carico contemporaneo e non per la somma dei massimi. Ciò permette di sottodimensionare l’impianto rispetto agli altri tipi a tutta aria.

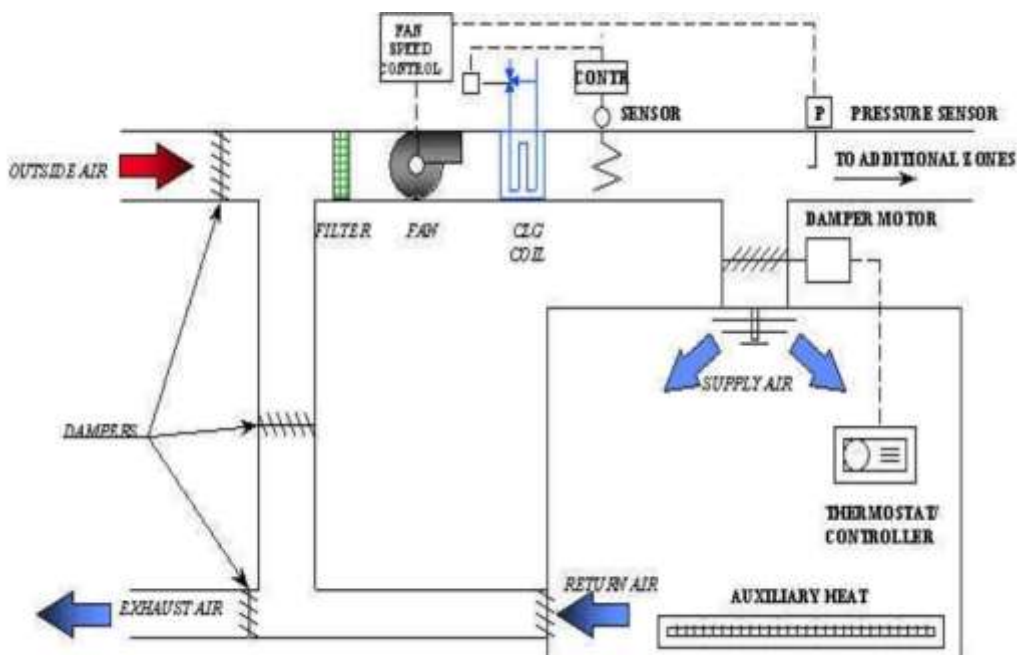


Figura 141: Sistemi idronici con portata variabile (VAV)

Sistemi idronici con anello d'acqua

È basato sull'impiego di apparecchi autonomi a pompa di calore acqua-aria, collegati tra loro da un **anello d'acqua** che funge da **sorgente di calore in fase invernale e da sistema di smaltimento di calore in fase estiva**. Le pompe di calore utilizzano i carichi interni degli edifici per bilanciare i carichi di riscaldamento o di raffreddamento senza ricorrere, se il circuito è ben bilanciato, a sorgenti esterne. Tutte le pompe di calore sono connesse in modo **idronico** formando un vero e proprio anello chiuso di acqua che è mantenuto ad una temperatura variabile fra 16 e 35 °C. Nel caso in cui si abbia sottoraffreddamento o surriscaldamento dell'acqua allora si fa intervenire una caldaia supplementare esterna o una torre di raffreddamento.

In breve le pompe di calore reversibili **assorbono calore** (in riscaldamento all'evaporatore) o **cedono calore** (in raffreddamento al condensatore) secondo i carichi ambientali dell'edificio.

In presenza di carichi contemporanei di riscaldamento e di raffreddamento, se l'anello è bilanciato, si ha che la temperatura dell'acqua nell'anello si mantiene all'interno del range di temperatura indicato.

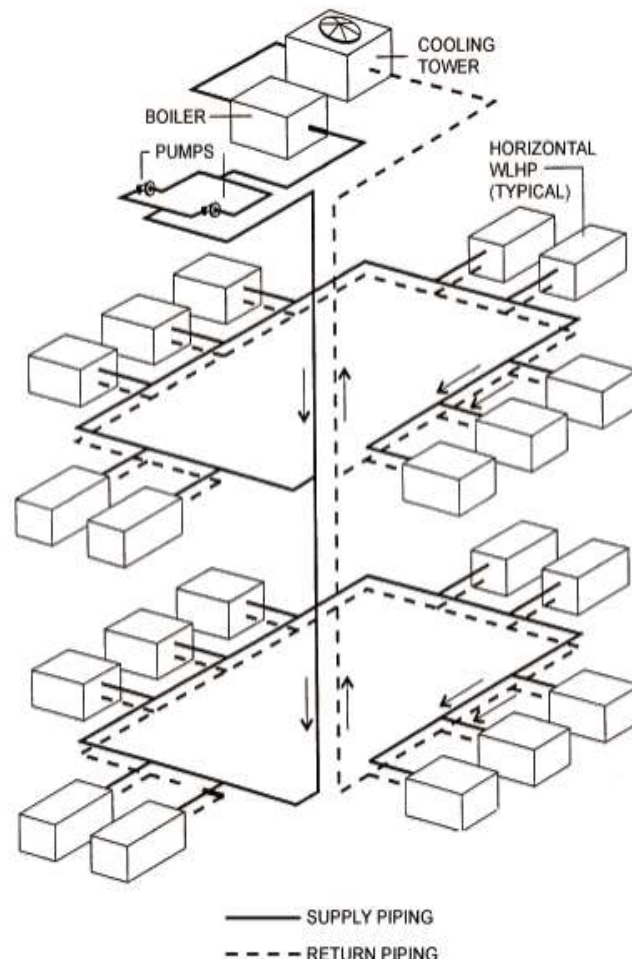


Figura 142: Sistemi idronici con anello d'acqua

6.4.2 SISTEMI AD ESPANSIONE DIRETTA (DX)

È un sistema modulare per la realizzazione di un unico circuito frigorifero di collegamento tra la sola unità esterna e le unità interne. Presenta i seguenti vantaggi:

- Elevate efficienze, specialmente ai carichi parziali;
- Regolazione individuale della temperatura;
- Impianti modulari espandibili;
- Sezioni delle tubazioni ridotte;
- Minimi spazi e elevata velocità di installazione, ottimi per edifici esistenti e/o ristrutturati;
- Assenza di Centrali Termiche e conseguenza assenza di linee di adduzione gas metano;
- Non necessitano di verifiche o approvazioni da parte dei VVF;
- Nessuna canna fumaria o emissione di fumo;
- Facile conversione dell'impianto da funzionamento invernale a funzionamento estivo e viceversa;
- Possibilità di accesso agli sgravi fiscali nazionali;
- Sono classificati come impianti;
- Nessun rischio di perdita di acqua e pertanto nessun rischio di danneggiamento della struttura edilizia ospitante;
- Non c'è rischio di congelamento delle tubazioni anche in caso di inutilizzo prolungato dell'impianto nel periodo estivo

Gli impianti VRV-VRF garantiscono, infine, elevati livelli di risparmio energetico, grazie alla massiccia diffusione della tecnologia **inverter**.

Un punto critico degli impianti VRV-VRF risiede nel fatto che le pompe di calore riducono la capacità di riscaldamento quando la temperatura dell'aria esterna si abbassa, nel momento in cui, cioè, il fabbisogno termico dell'edificio aumenta, in particolare quando la temperatura esterna e condizioni esterne possono portare alla formazione di ghiaccio sulle batterie delle unità esterne.

La **tecnologia inverter** viene in aiuto nella gestione di tali situazioni in quanto riesce a compensare la minore resa termica alle basse temperature, aumentando la velocità di rotazione del compressore.

In modo opposto, quando la temperatura dell'aria esterna aumenta, l'inverter modula la frequenza, adeguando la potenza erogata al fabbisogno termico richiesto e diminuendo drasticamente i consumi elettrici.

Un **impianto VRV/VRF** è un impianto del tipo ad espansione diretta nel quale è presente una unità esterna dotata di compressore e di una batteria di scambio. Attraverso linee distributive realizzate con tubazioni in rame adatte a tali impianti, vengono alimentate le singole unità interne le quali comprendono, oltre al ventilatore, la batteria di scambio, la valvola termostatica elettronica e la valvola di deviazione a cassetto. Nella conformazione più semplice, gli impianti VRV-VRF sono dei semplici impianti frigoriferi con inversione di ciclo, nei quali tutte le unità interne lavorano in riscaldamento o in raffreddamento a seconda della stagione, garantendo la **possibilità di agire sulla regolazione delle temperatura interna per ogni singolo locale e sulla velocità del ventilatore**.

Le unità interne che possono essere adottate sono di **varie tipologie**, lasciando massima flessibilità nelle scelte soprattutto dove è richiesta la massima integrazione architettonica o, in casi particolari, dove sono richieste unità particolari. Le unità interne, in molti casi, possono essere equipaggiate con sensori presenza o un sensore che rileva le condizioni termiche al pavimento.

È possibile regolare il *setpoint*, o addirittura spegnere il terminale, se non viene rilevata la presenza di persone all'interno del locale, oppure la macchina regola ed orienta automaticamente il flusso d'aria lontano dagli occupanti per evitare la formazione di correnti fastidiose.

Consentono il raffreddamento e il riscaldamento separati, con una notevole efficienza energetica. I COP si mantengono elevati nei due regimi e in tutte le condizioni di carico.

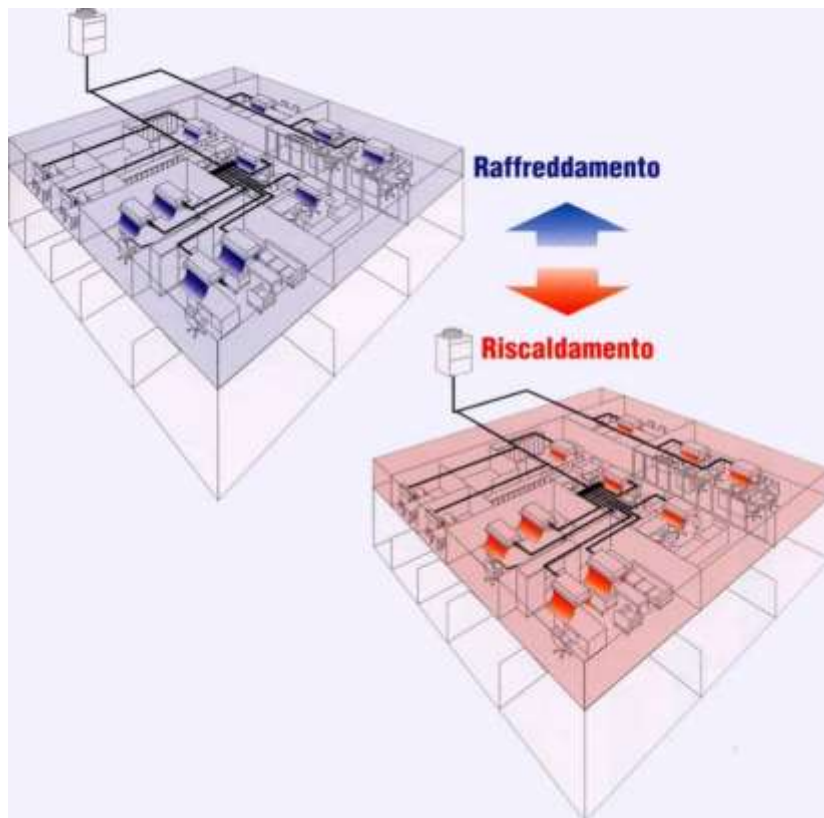


Figura 143: Sistemi DX per raffrescamento o riscaldamento

Sistemi ad espansione diretta con Recupero di Calore

Gli impianti ad espansione diretta VRV-VRF sono impianti di cui si apprezza la flessibilità e la facilità di utilizzo per gli utenti finali. A volte, però, capita che per la conformazione e le dimensioni dell'edificio sia necessario adottare soluzioni o accorgimenti particolari, soprattutto nelle mezze stagioni, che molto spesso vengono trascurate in fase progettuale, ma che possono comportare seri problemi nella gestione e nel mantenimento delle condizioni interne di comfort.

È il caso di edifici composti da locali che hanno **differenti esposizioni**. Nella mezza stagione può accadere che ci siano locali nei quali gli utenti hanno necessità di climatizzare, ed altri di riscaldare contemporaneamente, o per semplici necessità fisiologiche, o perché i locali esposti a Est rispetto a quelli esposti ad Ovest, possono dover essere climatizzati alla mattina e riscaldati nel tardo pomeriggio e viceversa. A questo punto esistono due possibilità:

- Prevedere e suddividere uno stesso piano in due impianti distinti, di cui un impianto gestisca il semipiano Est e l'altro il semipiano Ovest. Anche in questo caso però rimangono delle limitazioni, a causa della percezione differenziata dei singoli occupanti;
- Prevedere un impianto del tipo a **recupero di calore**, con il quale è possibile, avendo la stessa unità esterna, riscaldare un ambiente, mentre se ne sta climatizzando un altro.

Il sistema di **recupero del calore** prevede che il vapore surriscaldato in uscita dal condensatore possa essere inviato in parte all'unità esterna, e in parte deviato verso una o più delle unità interne che sono in modalità riscaldamento.

In questo caso le batterie delle unità interne lavorano anch'esse da condensatore e il liquido ad alta pressione in uscita viene inviato, assieme a quello proveniente dalla batteria dell'unità esterna, alle batterie delle altre unità interne con funzione di evaporatore.

Nel caso in cui il carico tra gli ambienti e le relative unità che richiedono riscaldamento e gli ambienti e le relative unità interne che richiedono il condizionamento sia perfettamente bilanciato, l'intera quantità del refrigerante condensa nelle unità funzionanti in riscaldamento ed evapora nelle altre, by-passando la batteria dell'unità esterna.

Quando i carichi sono contrapposti, con predominanza in riscaldamento, vi è il recupero di **energia frigorifera**. Il vapore surriscaldato in uscita dal compressore viene inviato esclusivamente alle batterie delle unità interne, con funzione di condensatore. Il liquido passa le termostatiche, abbassandosi di pressione, e viene inviato parte alla batteria dell'unità esterna, che funge da evaporatore, e parte alle batterie delle unità in raffreddamento, per poi ricongiungersi.

Questo ciclo di riutilizzo e recupero dell'energia frigorifera viene gestito in due modi differenti a seconda del tipo di produttore dell'impianto VRV-VRF.

Esistono, infatti, impianti a recupero di calore caratterizzati da una distribuzione del freon con **tre tubazioni**, e un altro tipo di impianti con distribuzione a **due tubi**, nei quali è presente un sistema di gestione e controllo all'interno del quale risiede un separatore liquido/gas che permette all'unità esterna di produrre una **miscela** (in due fasi) di gas caldo per il riscaldamento e di liquido per il raffreddamento, come avviene in un normale ciclo in pompa di calore.

Solo quando il fluido frigorifero raggiunge l'unità, la miscela viene separata e ad ogni unità interna viene inviata la fase corretta in base alle necessità individuali di riscaldamento o raffreddamento.

Offrono il raffreddamento e riscaldamento simultanei e consentono di raggiungere la massima efficienza energetica oggi possibile, con valori di COP ai massimi livelli dell'industria.

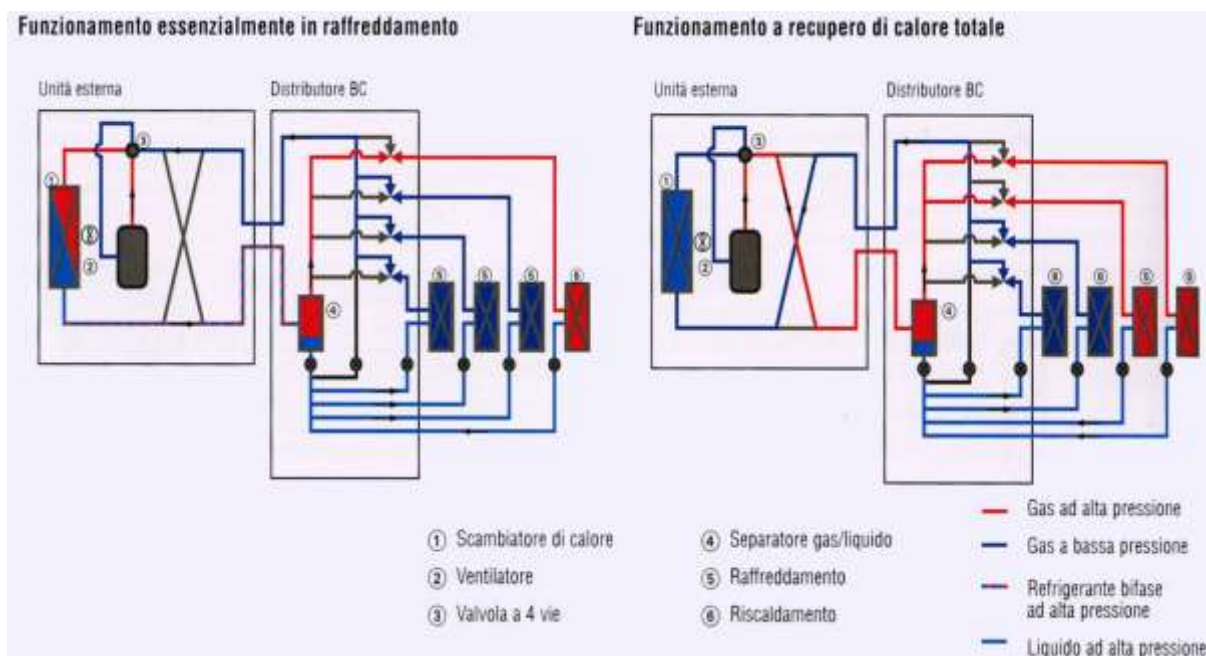


Figura 144: Sistemi DX con recuperatore di calore

Sistemi DX ibridi Freon – Acqua

Può capitare che per questioni logistiche e distributive dell'edificio, o altri motivi, esista la necessità di produrre e gestire anche l'**acqua calda sanitaria**, senza dover ricorrere a

soluzioni puramente elettriche. È proprio da tale esigenza che i più recenti impianti VRV-VRF, possono essere equipaggiati con speciali sistemi di scambio del calore, con i quali, attraverso il **freon**, è possibile produrre acqua calda da utilizzare nel modo migliore, necessaria alle esigenze impiantistiche e di utilizzo dell'immobile.

Il kit idronico è un'unità grazie alla quale è possibile produrre acqua calda a una temperatura anche fino a **70°C**, attraverso cicli bistadio, e può essere utilizzata sia per alimentare dei normali terminali idronici, che per produrre acqua calda sanitaria, che, più semplicemente, a seguito di interventi di ristrutturazione o di ampliamento dell'edificio, nel caso in cui si voglia mantenere l'impiantistica esistente, intervenendo solo sulla realizzazione del nuovo impianto.

Esistono nel mercato dei kit idronici che sono dei semplici sistemi di scambio energetico tra freon e acqua, che permettono di ottenere un **fluido a circa 45°C**, e delle evoluzioni dei cicli di compressione a due stadi. Questo sistema è ben noto nel settore della refrigerazione perché permette di raggiungere temperature particolarmente basse (fino a -60°C), ma è ancora poco conosciuto nel settore della produzione del calore.

Maggior costi dei sistemi DX

I maggiori costi possono essere approssimativamente calcolati in circa il **40%** in più rispetto a quelli di un comune impianto di riscaldamento.

Un sacrificio economico certamente non grande rispetto al grosso vantaggio di potere avere anche aria fresca uniformemente distribuita in qualsiasi ambiente dell'abitazione.

Da rilevare poi che per ottenere lo stesso risultato aggiungendo all'impianto di riscaldamento i comuni split in commercio costerebbe certamente di più con risultati funzionali, estetici e di efficienza energetica notevolmente inferiori.

Se l'impianto sostituisce un impianto obsoleto di riscaldamento già esistente o in sede di ristrutturazione dei locali si ha diritto alla detrazione IRPEF pari al 36% dei costi sostenuti.

Si può senza dubbio concludere che l'impianto a Pompa di Calore rappresenta una scelta impiantistica intelligente che accomuna i benefici di un normale impianto di riscaldamento e di condizionamento sommandone i vantaggi ma diminuendone le problematiche ed i relativi costi sia d'impianto che d'esercizio. Esso inoltre si presenta facile da installare, sicuro e soprattutto flessibile e versatile.

6.5 EFFICIENZA MEDIA STAGIONALE E CLASSIFICAZIONE DELLE POMPE DI CALORE

Si osservi che il **COP** è riferito alle condizioni **nominali** di funzionamento. E' in fase propositiva l'**ES COP** (*European Seasonal Coefficient of Performance*) definito come efficienza media stagionale con riferimento alle condizioni climatiche di riferimento esterne.

Si definisce anche un valore medio stagionale, detto SCOP (vedi Figura), definito dalla relazione:

$$SCOP = \frac{\int_{stagione} Q_{pozzo_caldo}}{\int_{stagione} L_{compressore+Ausiliari}}$$

Si vedrà nel Volume 4° sulle FER l'applicazione della Norma UNI TS 11300/4. Tale norma fissa le condizioni di riferimento per pompe di calore per solo riscaldamento o con funzionamento combinato, come indicato nella seguente tabella.

CONDIZIONI DI RIFERIMENTO PER UNA POMPA DI CALORE PER SOLO RISCALDAMENTO O FUNZIONAMENTO COMBINATO

Sorgente fredda	Temperatura sorgente fredda				Temperatura pozzo caldo riscaldamento ad aria ¹⁾	Temperatura pozzo caldo riscaldamento idronico ²⁾			Temperatura pozzo caldo produzione acs ³⁾	
	-7	2	7	12		35	45	55	45	55
Aria	-7	2	7	12	20	35	45	55	45	55
Acqua		5	10	15	20	35	45	55	45	55
Terreno/roccia	-5	0	5	10	20	35	45	55	45	55

1) Temperatura di ripresa.
 2) Per almeno una delle temperature indicate. Altri dati suggeriti: 25°C, 65°C.
 3) Per almeno una delle temperature indicate.

Tabella 23: Condizioni di riferimento per una pompa di calore per riscaldamento

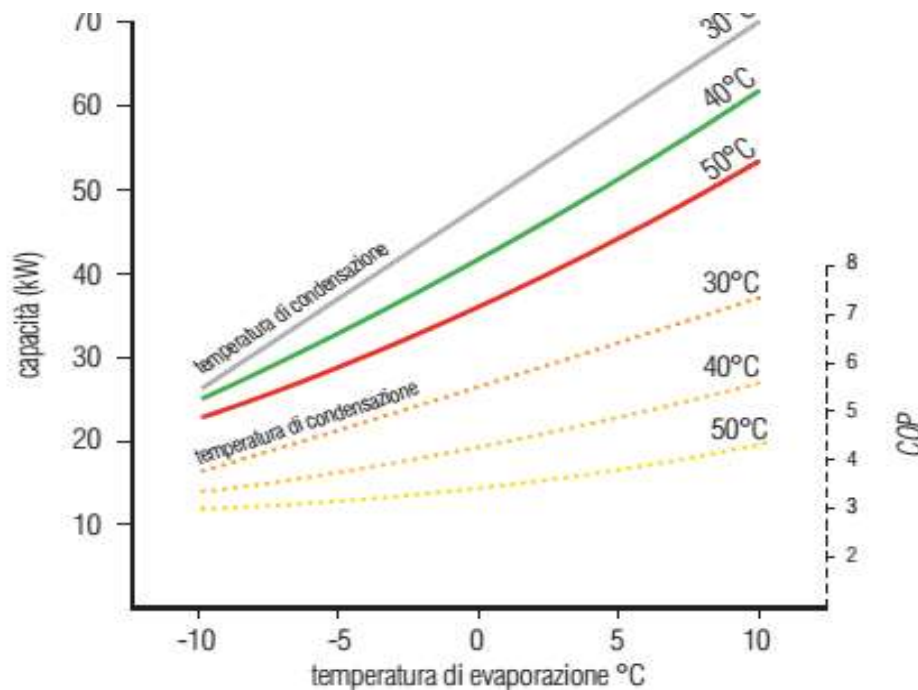


Figura 145: Andamento della potenza e COP al variare della temperatura esterna

La potenza termica delle pompe di calore dipende dalla temperatura esterna (serbatoio freddo). Ad esempio in figura si hanno varie tipologie per pompe di calore di vari costruttori nella quale si evidenzia la variazione della potenza e del COP al variare della temperatura esterna. A partire dall' 1 gennaio 2013, per effetto della direttiva 2005/32/CE, i calcoli delle prestazioni cambieranno da COP a SCOP e da EER a SEER. L'aggiunta della "S" indica le prestazioni stagionali raggiunte grazie alla pompa di calore.

Questo nuovo sistema di calcolo stagionale permetterà all'utente di valutare meglio la reale efficienza dell'impianto di condizionamento e della pompa di calore, la cui tensione nominale non supera i 12 kW.

Il nuovo sistema verrà adottato gradualmente, dal 1 gennaio 2013 al 1 gennaio 2019, con le seguenti scadenze per le diverse categorie di prodotto:

- 1 gennaio 2013: A+++, A++, A+, A, B, C, D, E, F e G.
- 1 gennaio 2015: A+++, A++, A+, A, B, C, D, E e F.
- 1 gennaio 2017: A+++, A++, A+, A, B, C, D e E.
- 1 gennaio 2019: A+++, A++, A+, A, B, C e D.

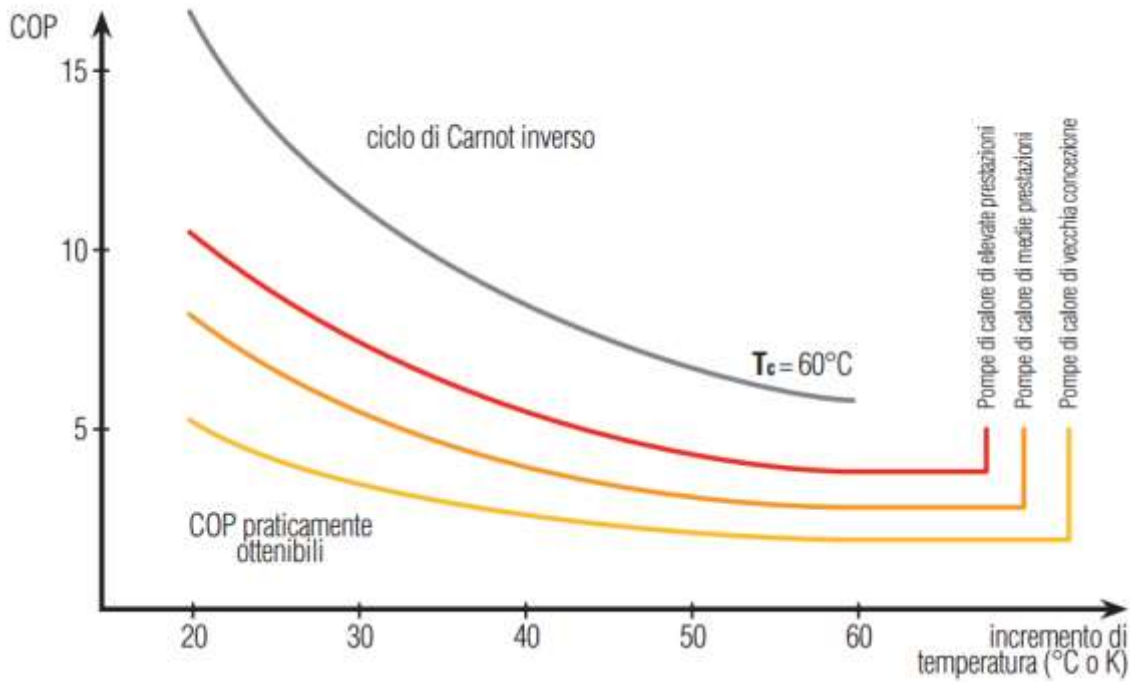


Figura 146: andamento dei COP istantanei per varie tipologie di PdC

DATI TECNICI		HP - WARM 55	HP - WARM 70	HP - WARM 90	HP - WARM 120	HP - WARM 145
Codice		DHPI000055	DHPI000070	DHPI000090	DHPI00001C	DHPI00001F
Classe energetica Eurovent		A	A	A	A	A
RISCALDAMENTO						
Potenza termica nominale	6 °C b.u. - 7°C b.s.	kW	5,49	6,91	8,8	12
Potenza assorbita	30/35°C	kW	1,33	1,70	2,17	2,96
COP EN 14511	Sistemi radianti		3,9	3,9	3,9	3,93
COP Eurovent			4,13	4,07	4,06	4,06
RAFFRESCAMENTO						
Potenza frigorifera	35 °C b.u. - 24°C b.s.	kW	4,17	6,24	7,96	10,2
Potenza assorbita	23/18°C	kW	1,1	1,7	2,12	2,78
EER - EN 14511	Sistemi radianti		3,6	3,6	3,65	3,61
EER - Eurovent			3,79	3,67	3,75	3,67
ESEER			6,84	6,59	6,75	6,6
RISCALDAMENTO						
Potenza termica	6 °C b.u. - 7°C b.s. 40/45°C	kW	5,28	6,64	8,35	11,6
Potenza assorbita	Convettori, ventilconvettori e radiatori bassa temperatura (ΔT 22,5 K)	kW	1,64	2,07	2,61	3,61
COP - Eurovent			3,22	3,21	3,2	3,21
RAFFRESCAMENTO						
Potenza frigorifera	35 °C b.u. - 24°C b.s.	kW	3,81	5,15	6,01	8,71
Potenza assorbita	12/7°C	kW	1,48	2	2,28	3,32
EER - Eurovent	Terminali		2,58	2,57	2,64	2,62
ESEER			4,65	4,57	4,69	4,66
SCOP - Z.C. Average	Pannelli radianti		3,72	3,62	3,68	3,8
SCOP - Z.C. Average	Terminali e radiatori B.T.		3,25	3,22	3,3	3,36
SCOP - Z.C. Warmer	Pannelli radianti		4,92	4,79	4,81	5,02
SCOP - Z.C. Warmer	Terminali e radiatori B.T.		4,48	4,43	4,47	4,59
Contenuto in peso del gas refrigerante		kg	1,3	1,9	1,9	3,5
Massima potenza assorbita	Massime condizioni ammesse	kW	2,9	3,52	4,35	6,69
Massima corrente assorbita		A	13	15,8	19	11,5
Alimentazione		VHz	230 - 50	230 - 50	230 - 50	400/3 - 50
Potenza sonora		dB (A)	62	62	63	64
Dimensioni		mm	895x378x992	895x378x992	895x378x992	1038x410x1234
Peso		kg	110	114	122	168

Figura 147: Data Sheet di una moderna pompa di calore con l'indicazione dello SCOP

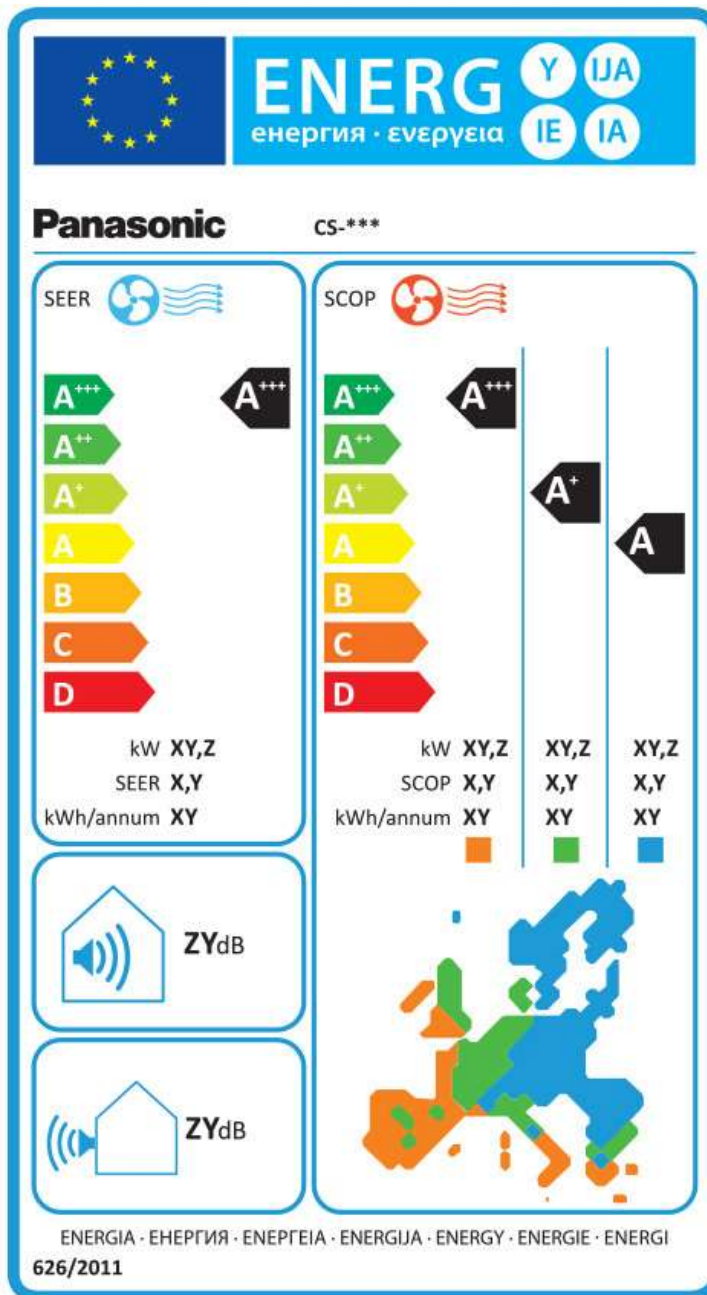
- **Indice di efficienza energetica stagionale (SEER)**– rappresenta il rapporto di efficienza energetica stagionale dell'unità, rappresentativo dell'intera stagione di raffreddamento. È calcolato come il fabbisogno annuo di raffreddamento di riferimento diviso per il consumo annuo di energia elettrica a fini di raffreddamento.
- **Coefficiente di prestazione stagionale» (SCOP)** – rappresenta il coefficiente complessivo del rendimento dell'unità, rappresentativo dell'intera stagione di riscaldamento indicato (il valore di SCOP è specifico per una data stagione di riscaldamento). È calcolato come il fabbisogno annuo di riscaldamento di riferimento diviso per il consumo annuo di energia elettrica a fini di riscaldamento.

Il costruttore può scegliere di dichiarare i dati per tutte le zone. Tuttavia il clima *medio* (*Average*) è l'unico obbligatorio e quindi ogni costruttore deve riportare i dati caratteristici per almeno due zone: la **Average** e la **Colder** o la **Average** e la **Warmer**.

6.5.1 CONSIDERAZIONI SULLE PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE

Per meglio comprendere i motivi degli andamenti delle curve del COP e della potenza al variare delle temperature di sorgente fredda e di pozzo caldo si tengano presenti le seguenti considerazioni:

- All'aumentare del **salto di temperatura** fra condensatore ed evaporatore si ha un aumento di pressione e quindi un incremento del lavoro del compressore che comporta una diminuzione del COP;
- Al **diminuire della temperatura dell'evaporatore** si ha un aumento della densità del gas e quindi diminuisce la massa di gas trasferito. Essendo il compressore una macchina volumetrica si ha una diminuzione della potenza utile;
- All'aumentare **della temperatura di condensazione** aumenta la pressione finale e pertanto cresce il lavoro del compressore sull'unità di massa trasferito ed aumenta la potenza assorbita;
- Le **variazioni stagionali di temperatura delle sorgenti**, per le combinazioni sopra indicate, si ripercuotono sulle prestazioni della pompa di calore e quindi sullo SCOP.



SEER

A+++	SEER ≥ 8.50
A++	6.10 ≤ SEER < 8.50
A+	5.60 ≤ SEER < 6.10
A	5.10 ≤ SEER < 5.60
B	4.60 ≤ SEER < 5.10
C	4.10 ≤ SEER < 4.60
D	3.60 ≤ SEER < 4.10
E	3.10 ≤ SEER < 3.60
F	2.60 ≤ SEER < 3.10
G	SEER < 2.60

SCOP

A+++	SCOP ≥ 5.10
A++	4.60 ≤ SCOP < 5.10
A+	4.00 ≤ SCOP < 4.60
A	3.40 ≤ SCOP < 4.00
B	3.10 ≤ SCOP < 3.40
C	2.80 ≤ SCOP < 3.10
D	2.50 ≤ SCOP < 2.80
E	2.20 ≤ SCOP < 2.50
F	1.90 ≤ SCOP < 2.20
G	SCOP < 1.90

Figura 148: Nuova etichettatura dei refrigeratori e pompe di calore

6.6 UTILIZZO DELLE POMPE DI CALORE

L'uso delle *pompe di calore* è allora razionale e certamente ammissibile rispetto all'uso delle semplici resistenze elettriche.

Oggi le pompe di calore si stanno diffondendo notevolmente grazie alla possibilità di inversione rapida del funzionamento da estivo ad invernale e viceversa che viene effettuata mediante una apposita cassetta di scambio.

Ad esempio in figura si ha un normale ciclo frigorifero aria-aria in funzionamento estivo.

In figura seguente si ha lo stesso impianto in funzionamento invernale: si osservi come le funzioni del condensatore e dell'evaporatore siano state invertite mediante la cassetta di scambio senza dovere fisicamente scambiare le posizioni dei due scambiatori di calore.

Le problematiche impiantistiche che le pompe di calore pongono sono diverse. Esse richiedono impianti elettrici di maggiore potenza installata e pertanto si ha un aggravio di costo anche nel canone mensile pagato all'Azienda Elettrica. Pertanto risulta più ragionevole pensare di avere impianti *reversibili* cioè capaci di fornire freddo in estate (condizionamento) e caldo in inverno (riscaldamento a pompa di calore).

In quest'ottica gli impianti a pompa di calore risultano convenienti. Gli spazi occupati dalle pompe di calore è solitamente limitato e la rete di distribuzione può essere sia ad acqua che ad aria. I terminali possono essere del tipo *fan coil* (cioè dei *termoventilconvettori* capaci di funzionare sia per il riscaldamento che per il condizionamento) o delle *Unità di trattamento aria (UTA)* canalizzate o non. L'esercizio di queste macchine è oltremodo semplice e non richiede alcuna particolare attenzione.

La regolazione è solitamente effettuata dalla stessa macchina e risulta molto efficiente (specialmente nei modelli più recenti che fanno uso di logica *fuzzy*).

E' bene tenere presente che quando si hanno reti di distribuzione ad aria (quindi canali) gli spazi occupati da queste non sono trascurabili e debbono essere tenuti in debito conto in sede progettuale sia impiantistica che architettonica.

Di regola i canali d'aria hanno dimensioni non trascurabili e non possono essere nascoste nelle murature, come si fa normalmente con le tubazioni per l'acqua. Il progettista deve prevedere spazi adeguati (dell'ordine del metro) per il passaggio dei canali e per i cavedi di attraversamento fra i vari piani.

La mancanza di questi spazi costituisce un grave problema nel momento della posa di questi tipi di impianti e quasi sempre le soluzioni di compromesso comportano modifiche architettoniche e superfetazioni non facili da accettare.

In figura seguente si riporta un esempio dell'impiantistica necessaria per l'installazione di una pompa di calore che alimenta una rete ad aria canalizzata. Sono ben visibili gli spazi necessari per la posa dei canali, per gli attraversamenti murari e per i terminali di mandata.

Questo tipo di impianti richiede spesso la controsoffittatura degli ambienti o quanto meno delle zone interessate dall'attraversamento dei canali o dalla presenza delle UTA e dei terminali di mandata.

I cicli frigoriferi vengono utilizzati, nei grandi impianti, in opportune macchine per il raffreddamento dell'acqua di alimento delle batterie di acqua fredda nelle centrali di trattamento dell'aria. Queste unità possono raggiungere dimensioni notevoli.

DATI GENERALI

Serie RAX	Modello	432	532	632	732	832	1032	1232
* Potenza frigorifera	kW	94	109	127	164	191	225	266
	frig/h	80.800	93.700	109.200	141.000	164.300	193.500	229.000
* Potenza assorbita totale	kW	38,5	40,5	48,5	62,6	72,3	84,2	98
* Corrente assorbita	A	220 V 130	—	—	—	—	—	—
		380 V 75	76	98	120	141	163	182
* Portata acqua	l/s	4,49	5,21	6,07	7,83	9,13	10,75	12,72
	m³/h	16,16	18,74	21,84	28,2	32,86	38,7	45,8
* Perdita di carico	kPa	27,5	28,4	37,3	54,9	37,3	53	54,9
	m C.A.	2,8	2,9	3,8	5,6	3,8	5,4	5,6
Superficie batterie condensanti	m²	2 x 2,45	2 x 3,35	2 x 3,35	4 x 2,25	4 x 2,78	4 x 3,65	4 x 3,65
Ranghi	n°	2	2	2	2	2	2	2
Portata aria totale	m³/h	40.000	43.700	52.000	71.500	78.100	91.300	106.000
	m³/s	11,11	12,14	14,44	19,86	21,69	25,36	29,44
Potenza sonora globale	dB(A)	85,5	90	91	92	92	94	95

Serie RAX-H	Modello	432	532	632	732	832	1032	1232
* Potenza frigorifera	kW	91,3	111	124	171	192	215	240
	frig/h	78.500	95.500	106.600	147.000	165.100	184.900	206.400
* Potenza assorbita totale	kW	37	36,5	45,1	59	66	79,2	94,3
* Corrente assorbita	A	220 V 125	—	—	—	—	—	—
		380 V 72,5	68	91	114	129	155	182
* Portata acqua	l/s	4,36	5,31	5,92	8,17	9,17	10,27	11,47
	m³/h	15,7	19,1	21,32	29,4	33,02	36,98	41,28
* Perdita di carico	kPa	26,5	29,4	35,3	58,9	37,3	49	45,1
	m C.A.	2,7	3	3,6	6	3,8	5	4,6
○ Potenza termica	kW	103,5	129	135	186	200	234	270
	kcal/h	89.000	111.000	116.100	160.000	172.000	201.200	232.000
○ Potenza assorbita totale	kW	39,3	39,5	48,8	62,2	69,2	80,25	96,5
○ Corrente assorbita	A	220 V 133	—	—	—	—	—	—
		380 V 77	75	99	120	139	157	186
○ Portata acqua	l/s	4,94	6,17	6,45	8,89	9,56	11,18	12,89
	m³/h	17,8	22,2	23,22	32	34,4	40,24	46,4
○ Perdita di carico	kPa	24,5	29,4	31,4	52	30,4	43,2	42,2
	m C.A.	2,5	3	3,2	5,3	3,1	4,4	4,3
Superficie batterie condensanti	m²	2 x 2,45	2 x 3,35	2 x 3,35	4 x 2,25	4 x 2,78	4 x 3,65	4 x 3,65
Ranghi	n°	3	3	3	3	3	3	3
Portata aria totale	m³/s	10	11,86	13,89	19,44	21,53	24,44	28,9
	m³/h	36.000	42.700	50.000	70.000	77.500	87.500	103.500
Potenza sonora globale	dB(A)	86	88,5	90,5	91,5	91,5	94	95

Serie RAX – RAX-H	Modello	432	532	632	732	832	1032	1232
Tipo evaporatore		fascio tubiero						
Contenuto acqua evaporatore	dm³	29	32,5	32,5	40	48	61,5	65,8
Collegamenti idraulici		flangiati						
Diametro collegamenti idraulici		2 1/2"	3"	3"	3"	4"	4"	4"
Tipo compressore alternativo		ermetico			semiermetico			
Numero compressori / circuiti		2	2	2	2	2	2	2
Parzializzazione	%	0 - 50 - 100						
Avviamento		diretto			part - winding			
Potenza motori ventilatori (1)	n° x kW	4 x 0,55	4 x 0,55	4 x 0,75	6 x 0,75	6 x 0,75	8 x 0,75	8 x 0,75
Velocità motori ventilatori	g/m	930	935	935	930	930	950	950
	g/s	15,5	15,6	15,6	15,5	15,5	15,8	15,8
Corrente di spunto	A	220 V 365	—	—	—	—	—	—
		380 V 210	165	177	210	239	360	420
Dimensioni	altezza	mm	1.430	1.830	1.830	1.830	2.180	2.180
	larghezza	mm	1.900	2.200	2.200	2.200	2.200	2.200
	Profondità	mm	2.820	2.930	2.930	3.915	3.915	4.900
Peso			RAX	1.160	1.610	1.670	2.020	2.236
			RAX-H	1.296	1.836	1.900	2.300	2.536

Tabella 24: Dati tecnici relativi ai refrigeratori d'acqua (e/o pompe di calore)

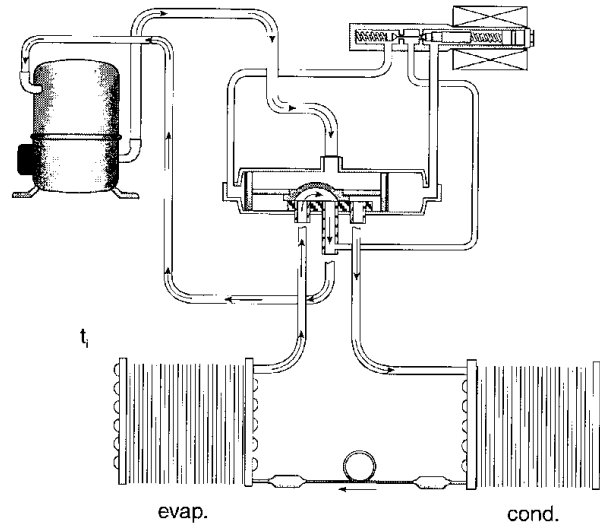


Figura 149: Funzionamento estivo di un ciclo frigorifero reversibile

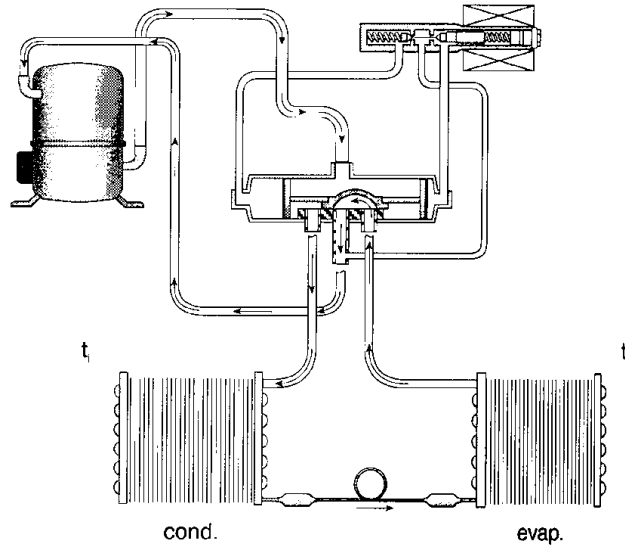


Figura 150: Funzionamento invernale di un ciclo frigorifero reversibile

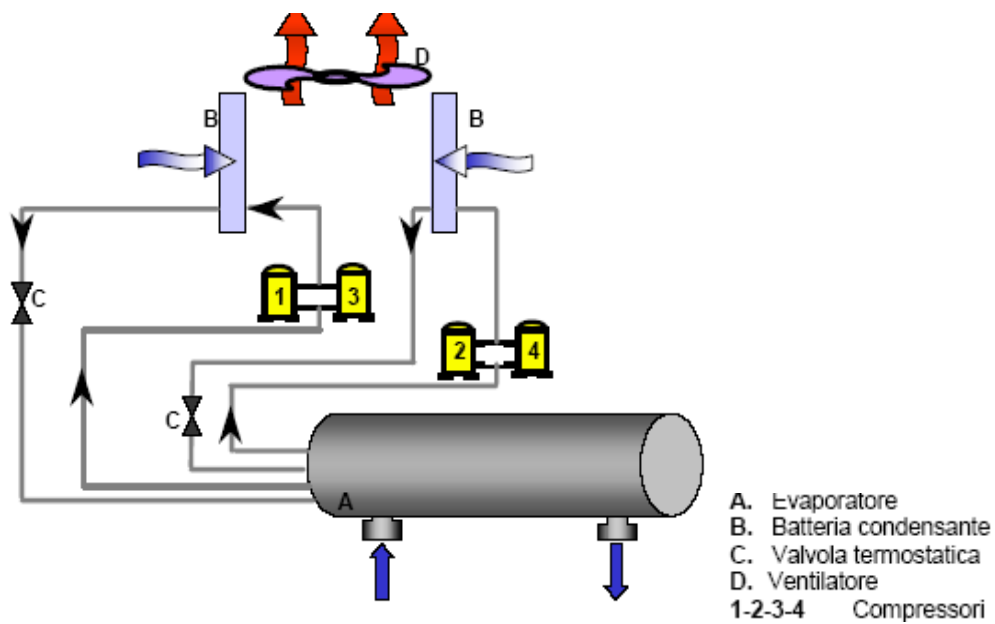


Figura 151: Layout impiantistico di un refrigeratore in funzionamento estivo

Al loro interno si hanno tutti gli organi meccanici ed elettrici indicati in precedenza. Sono ben visibili i compressori alimentati elettricamente, l'evaporatore, il condensatore e il sistema di raffreddamento a ventola in copertura.

Queste macchine sono oggi molto diffuse nell'impiantistica perché consentono di avere acqua fredda senza la necessità del raffreddamento dei condensatori ad acqua.

Questi ultimi, seppure più vantaggiosi dal punto di vista dell'efficienza, richiedono la disponibilità di acqua corrente o l'installazione di torri di raffreddamento ingombranti e complesse. Le stesse macchine possono funzionare anche come *Pompa di calore*: in questo caso il circuito interno viene invertito mediante elettrovalvole e lo scambiatore di calore che di norma è il condensatore diviene l'evaporatore (e quindi assorbe calore dall'aria tramite le ventole) mentre l'evaporatore diviene il condensatore che viene raffreddato dall'acqua del circuito di riscaldamento interno degli edifici.

La selezione dei refrigeratori d'acqua e delle pompe di calore viene effettuata tramite i cataloghi forniti dal costruttore nel quale si hanno tutti i dati necessari sia alla selezione del modello che alla progettazione impiantistica (potenza dei motori, diametro di attacco, ingombro geometrico, peso, schemi elettrici, tipo di alimentazione, ...).

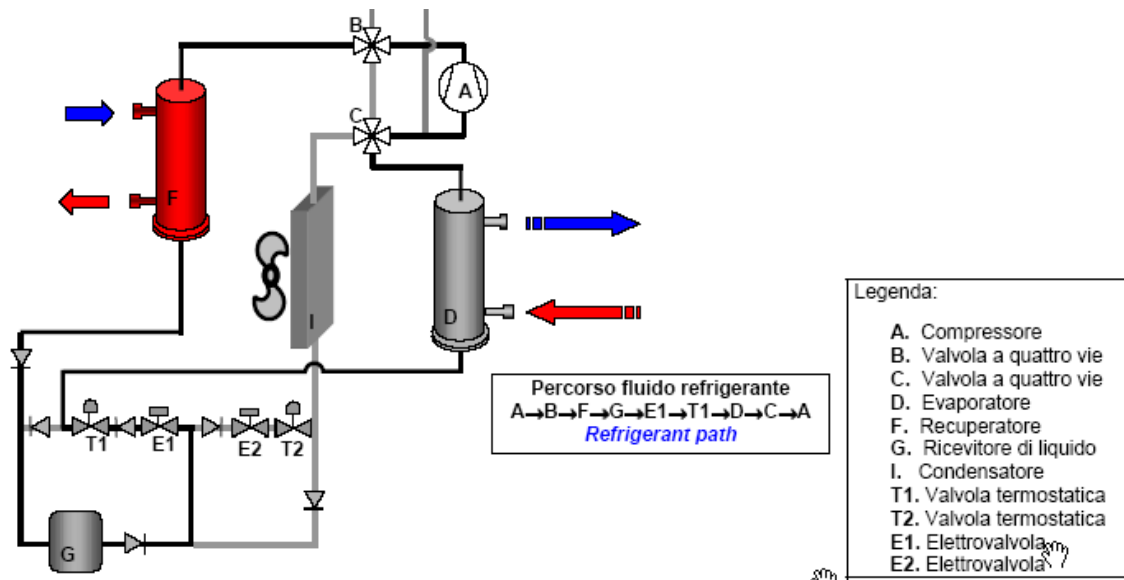


Figura 152: Layout impiantistico di un refrigeratore in funzionamento estivo

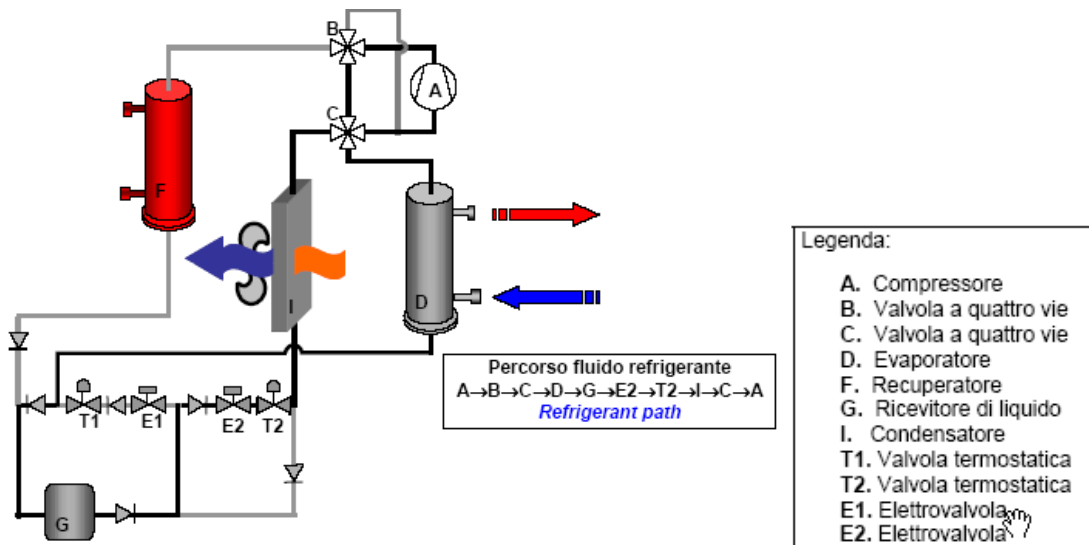


Figura 153: Layout impiantistico per una pompa di calore- stagione invernale

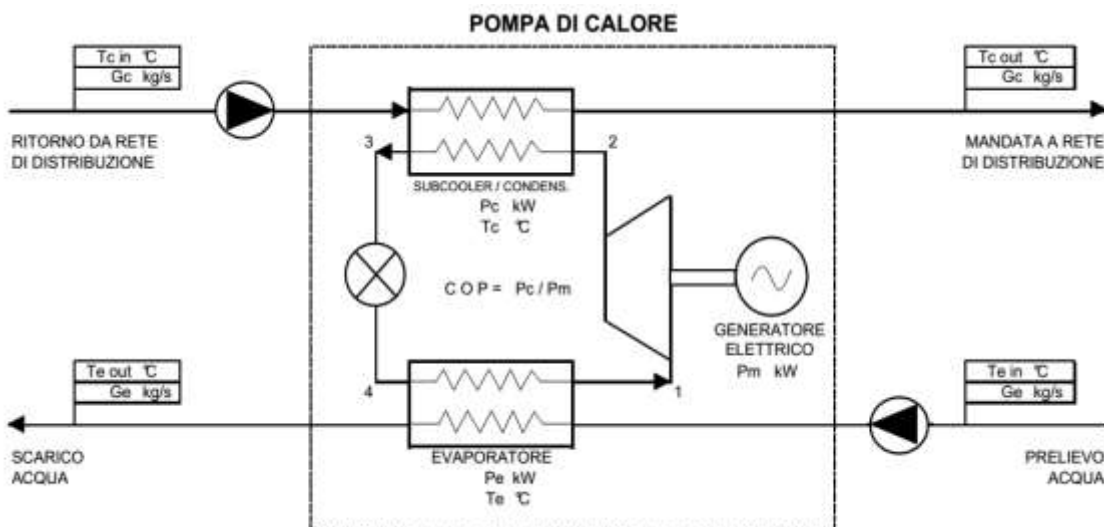


Figura 154: Schema di funzionamento della pompa di calore

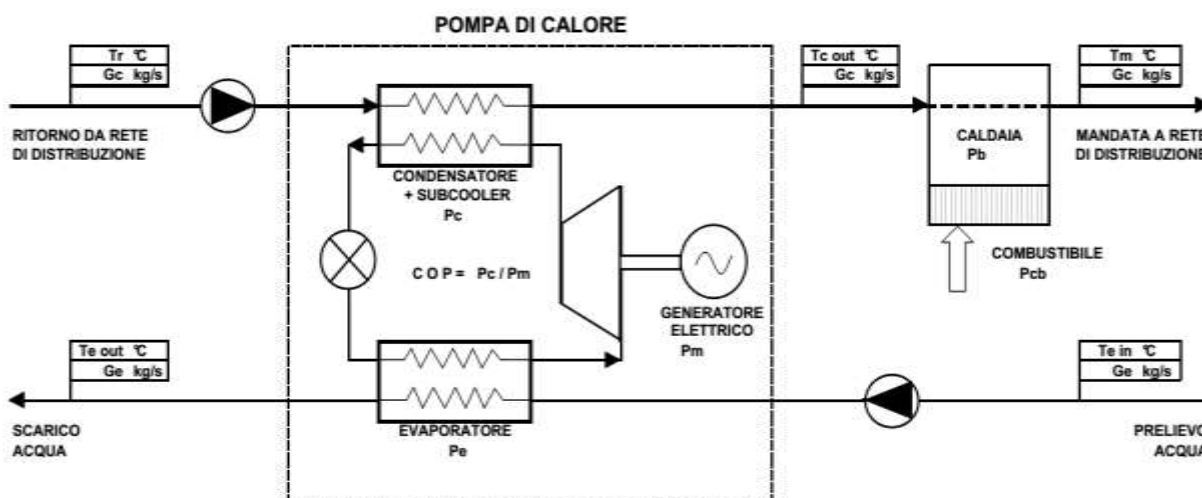


Figura 155: Schema di impianto di una pompa di calore ed una caldaia di integrazione

6.7 TEMPERATURA BIVALENTE

Se si riporta su un diagramma la potenza termica ottenuta da una pompa di calore al variare della temperatura della sorgente fredda e la potenza termica richiesta dall'edificio (carico termico al variare della tessa temperatura esterna), si ha il grafico di figura seguente.

Si osserva in questo diagramma che:

- La potenza della pompa di calore al pozzo caldo cresce al crescere della temperatura esterna (sorgente fredda aeraulica);
- Al di sotto della temperatura di cut-off la pompa di calore non funziona;
- Il punto di equilibrio si ha quando la potenza fornita dalla pompa di calore bilancia il carico termico dell'edificio. La temperatura corrispondente al punto di equilibrio viene detta **temperatura bivalente**.
- A sinistra del punto di equilibrio la pompa di calore non può soddisfare da sola il carico termico e pertanto è necessaria un'integrazione;
- A destra del punto di equilibrio la pompa di calore fornisce più potenza di quanto ne richieda l'edificio e pertanto funziona a carico ridotto ($CR < 1$).

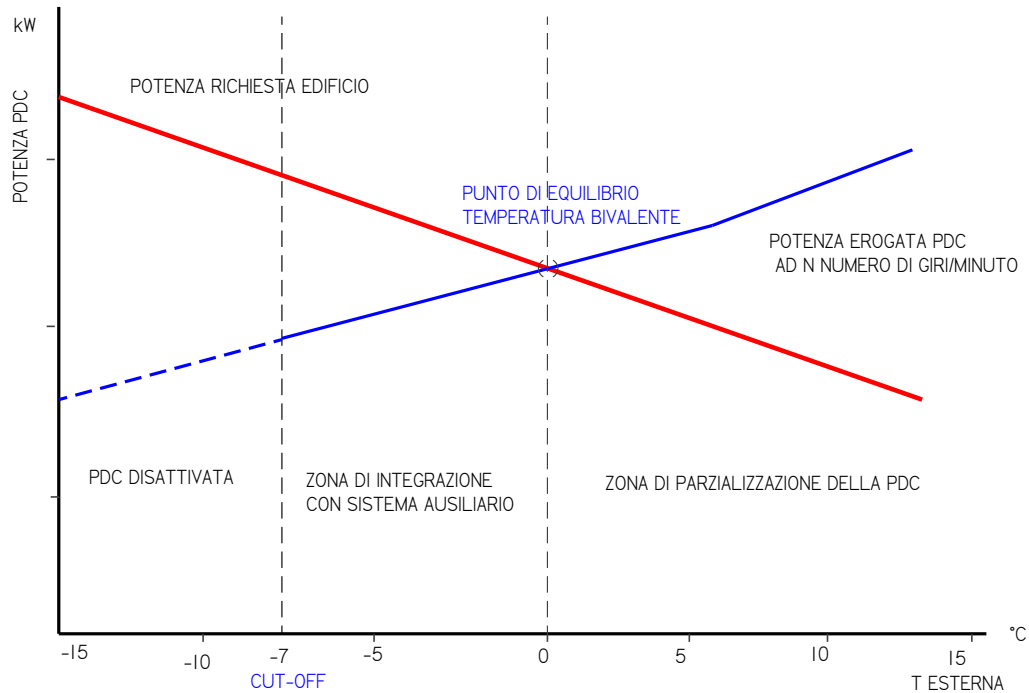


Figura 156: Punto di equilibrio e temperatura bivalente

Al variare della temperatura del pozzo caldo il precedente diagramma si modifica, come indicato in figura nella quale si osserva che al crescere della temperatura suddetta la curva di potenza della pompa di calore si abbassa e quindi il punto di equilibrio (e quindi anche la temperatura bivalente) si sposta verso destra.

Questo effetto può essere ottenuto con una pompa di calore con inverter che può fornire una potenza variabile con la frequenza dell’inverter.

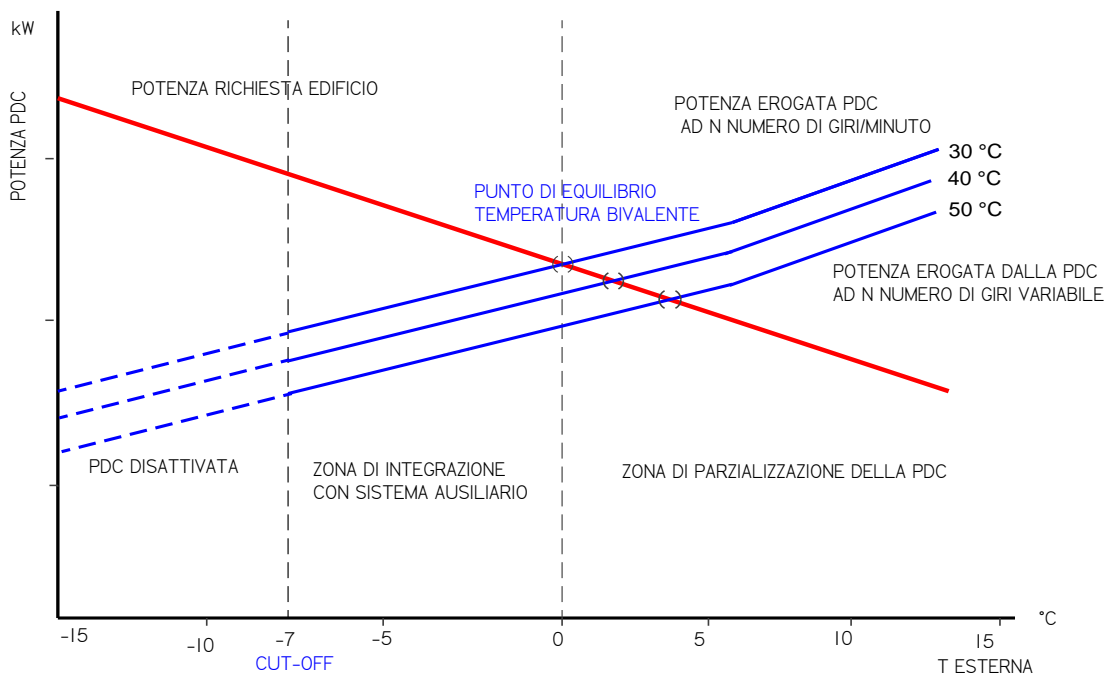


Figura 157: Variazione del punto di equilibrio al variare della temperatura di pozzo caldo

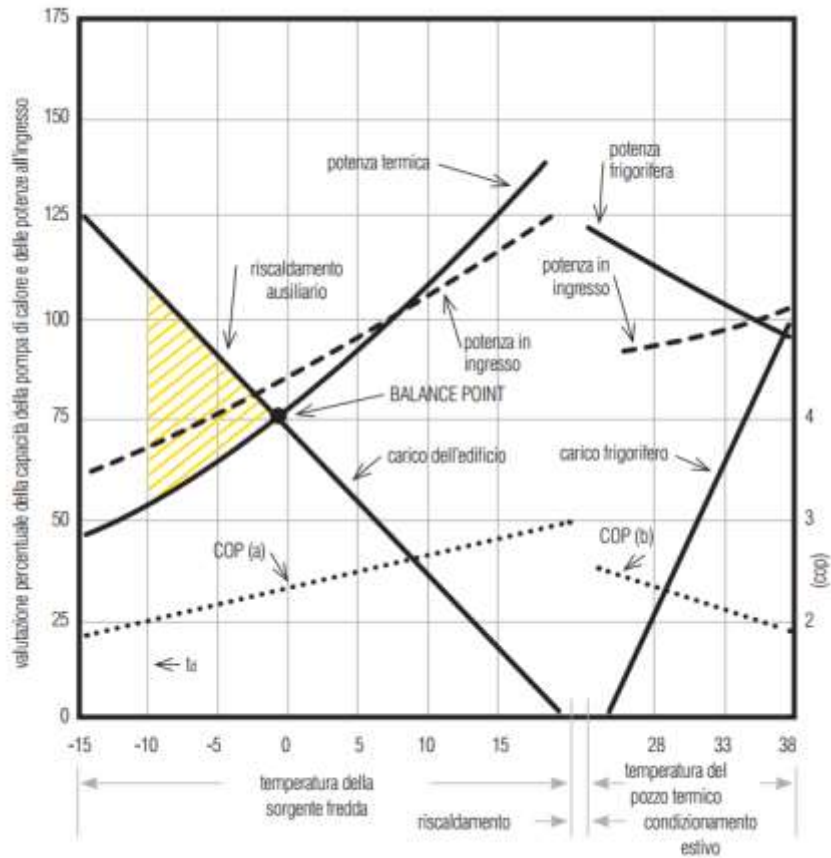


Figura 158: andamento del COP e dell'EER di una macchina frigorifera

La temperatura bivalente delle pompe di calore viene selezionata dai Costruttori in funzione delle zone climatiche europee: **Warmer, Average e Colder**, come riportato in figura.

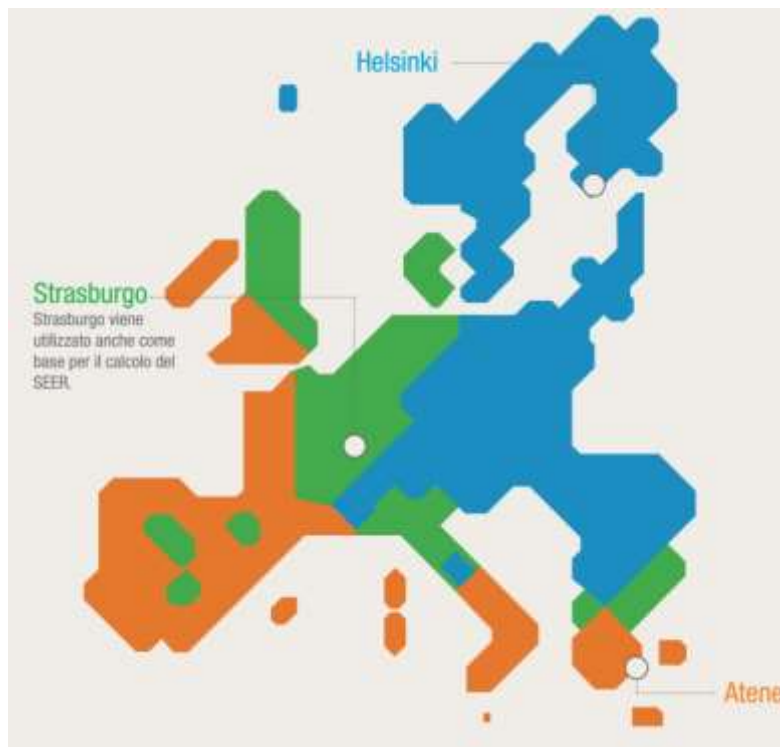


Figura 159: Zone climatiche europee

Calda (Atene)				Media (Strasburgo)				Fredda (Helsinki)			
Condizioni di temperatura				Condizioni di temperatura				Condizioni di temperatura			
Carico Parziale	Esterno		Interno	Carico Parziale	Esterno		Interno	Carico Parziale	Esterno		Interno
	DB	WB	DB		DB	WB	DB		DB	WB	DB
–	–	–	20 °C	88%	-7 °C	-8 °C	20 °C	61%	-7 °C	-8 °C	20 °C
100%	2 °C	1 °C	20 °C	54%	2 °C	1 °C	20 °C	37%	2 °C	1 °C	20 °C
64%	7 °C	6 °C	20 °C	35%	7 °C	6 °C	20 °C	24%	7 °C	6 °C	20 °C
29%	12 °C	11 °C	20 °C	15%	12 °C	11 °C	20 °C	11%	12 °C	11 °C	20 °C

Figura 160: Condizioni operative europee

Tre condizioni di riferimento sono definite dalla UNI EN 14825: Average (A), Warmer (W) and Colder (C). In particolare si ha:

- θ_{des} “**Colder**” condizioni di temperatura a bulbo secco -22 °C temperatura esterna e 20 °C interna;
- θ_{des} “**Average**” condizioni di temperatura a bulbo secco -10 °C temperatura esterna e 20 °C interna;
- θ_{des} “**Warmer**” condizioni di temperatura a bulbo secco +2 °C temperatura esterna e 20 °C interna.

Temperatura bivalente θ_{biv} è definita come:

- Per la stagione di riscaldamento in condizioni “**Colder**” la temperatura a bulbo secco bivalente è pari a -7 °C o minore;
- Per la stagione di riscaldamento in condizioni “**Average**” la temperatura a bulbo secco bivalente è pari a +2 °C o minore;
- Per la stagione di riscaldamento in condizioni “**Warmer**” la temperatura a bulbo secco bivalente è pari a +7 °C o minore.

6.8 SBRINAMENTO DELLE POMPE DI CALORE

Il COP di una pompa di calore dipende anche dall’umidità esterna in quanto quest’ultima determina le fermate per inversione termica di sbrinamento dell’evaporatore. Vale la seguente figura:

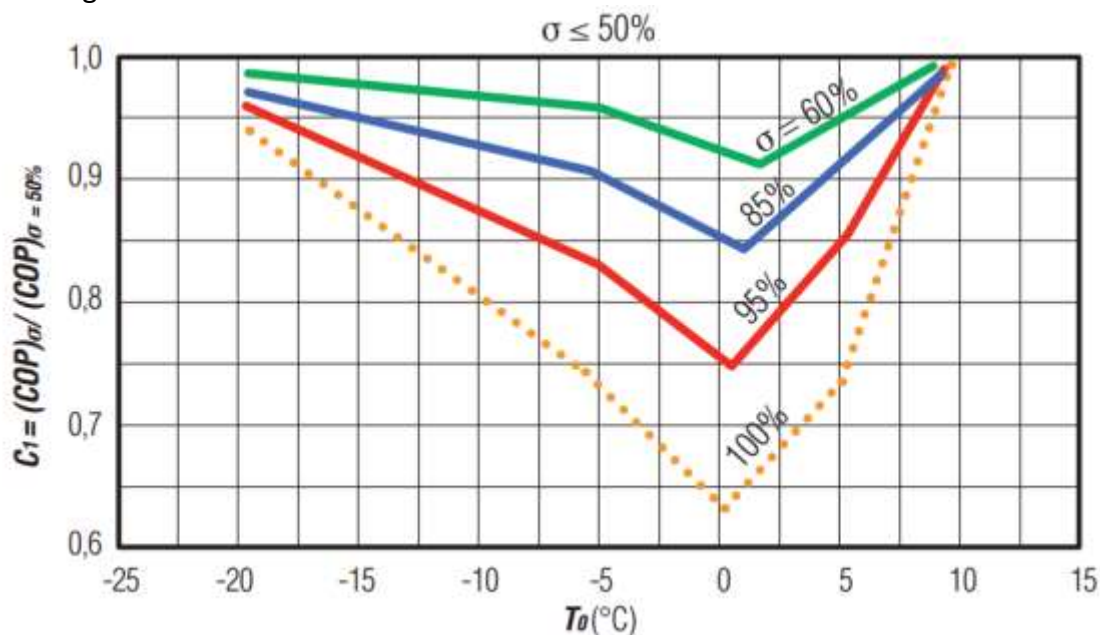


Figura 161: Variazione del COP con l’umidità relativa esterna

L'andamento ottimale dell'intervallo di tempo fra due sbrinamenti successivi è dato in figura.

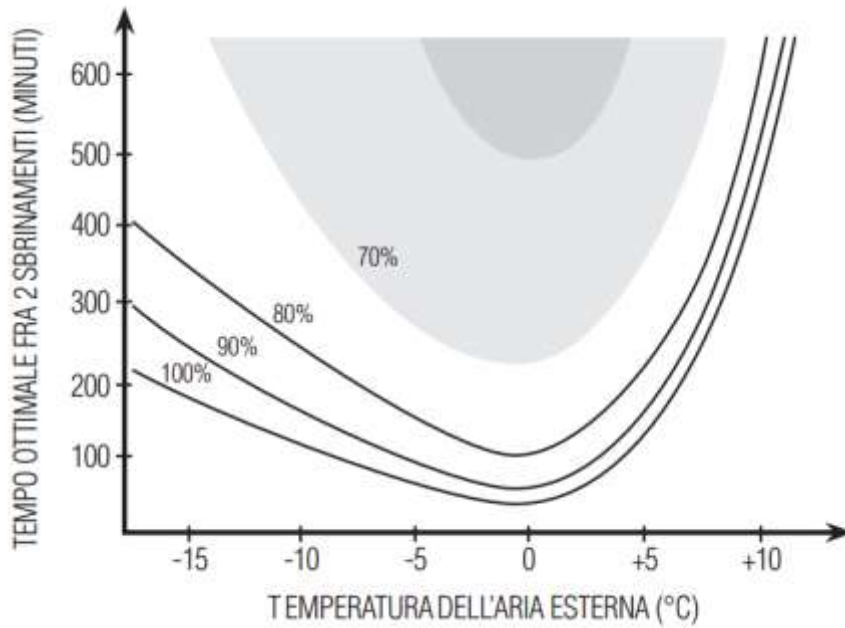


Figura 162: Tempi ottimali fra due sbrinamenti

L'andamento del COP al variare della temperatura esterna è dato nella seguente figura.

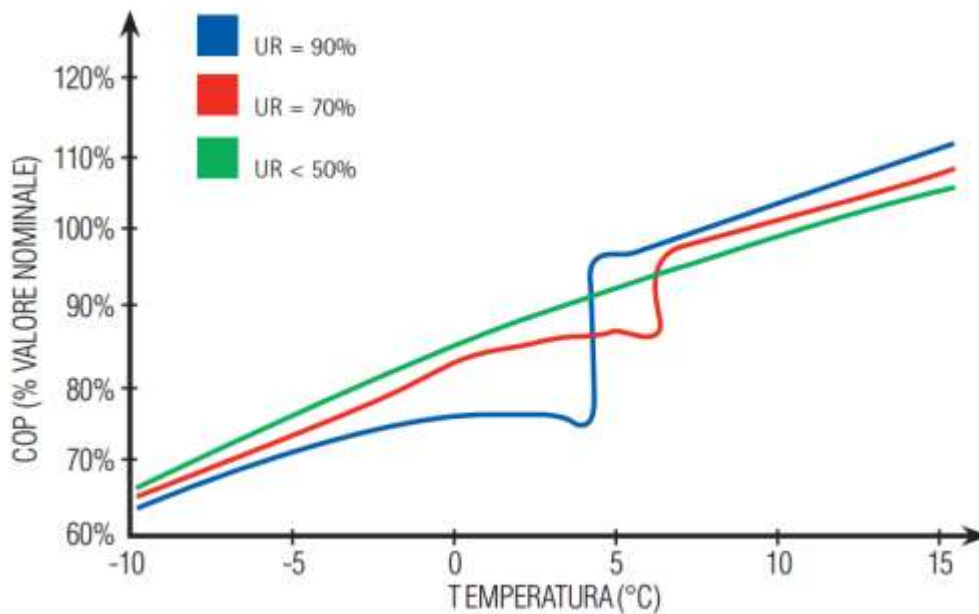


Figura 163: Andamento del COP con la temperatura esterna e l'umidità relativa

6.9 DECADIMENTO DEL COP DELLE POMPE DI CALORE

In figura seguente si può osservare come varia il rapporto $COP/COP_{nominale}$ al variare della temperatura di sorgente fredda in questo caso dell'aria esterna). Si osserva come spostandosi verso le basse temperature esterne, cioè verso il cut -off, si abbiano perdite di efficienza superiori al 30%. In questi casi occorre utilizzare sistemi con aria miscelata che sposti la temperatura all'evaporatore verso valori più prossimi alla temperatura nominale.

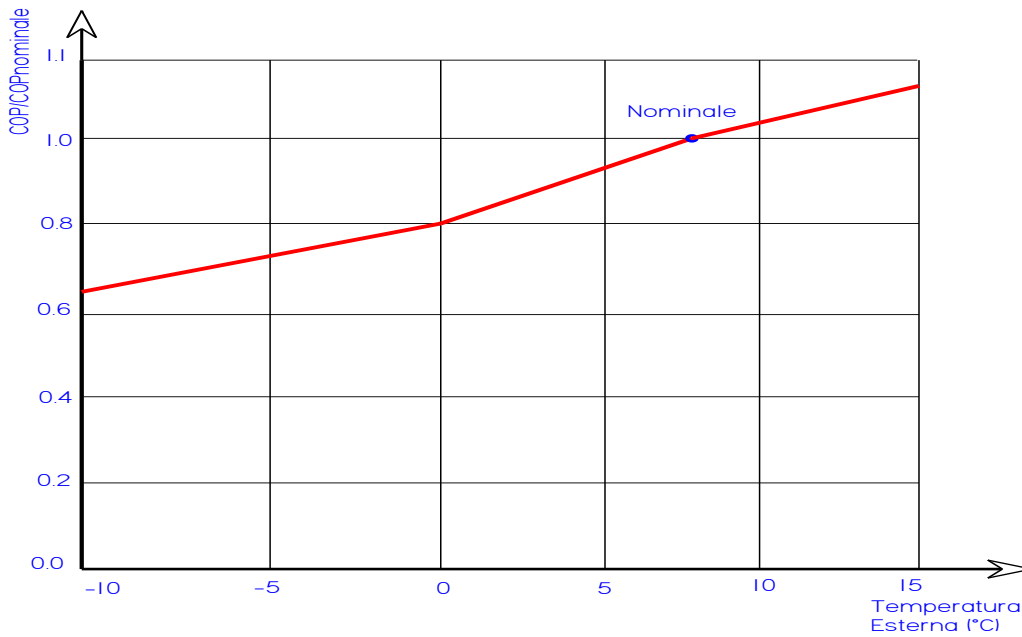


Figura 164: Variazione del rapporto COP/COP_{nominale}

6.9.1 METODI PER INCREMENTARE LE PRESTAZIONI DELLE POMPE DI CALORE

In base a quanto sopra detto per incrementare l’efficienza delle pompe di calore occorre procedere secondo le seguenti vie:

- ridurre la temperatura di mandata dell’impianto (ad es. uso di impianti a pannelli radianti a pavimento, termoconvettori a bassa temperatura,...)
- cercare sorgenti esterne a temperatura più alta possibile, ad es.:
 - flussi di scarto (aria di ventilazione);
 - terreno, acqua di falda (sorgenti geotermiche);
 - acque superficiali: laghi, corsi d’acqua.
- uso di inverter, suddivisione della potenza installata su più macchine, ...
- necessità di sbrinamento della batteria esterna (nel caso di pompe di calore evaporanti in aria)

Nelle figure seguenti si hanno gli schemi funzionali per l’utilizzo dell’aria di ventilazione degli edifici e per l’utilizzo di sorgenti geotermiche.

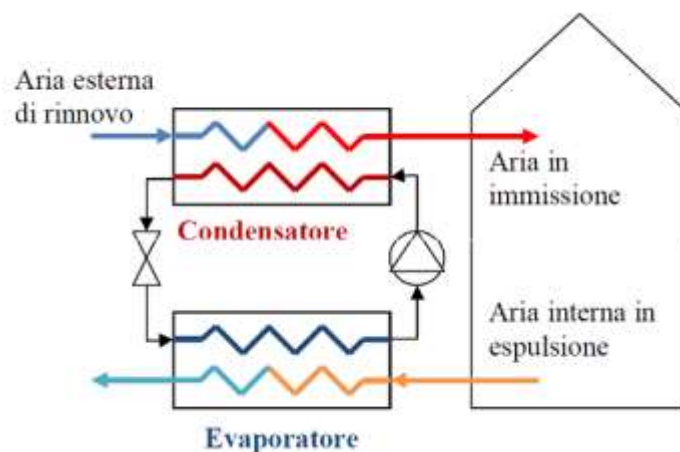


Figura 165: Recupero di calore dell’aria di espulsione

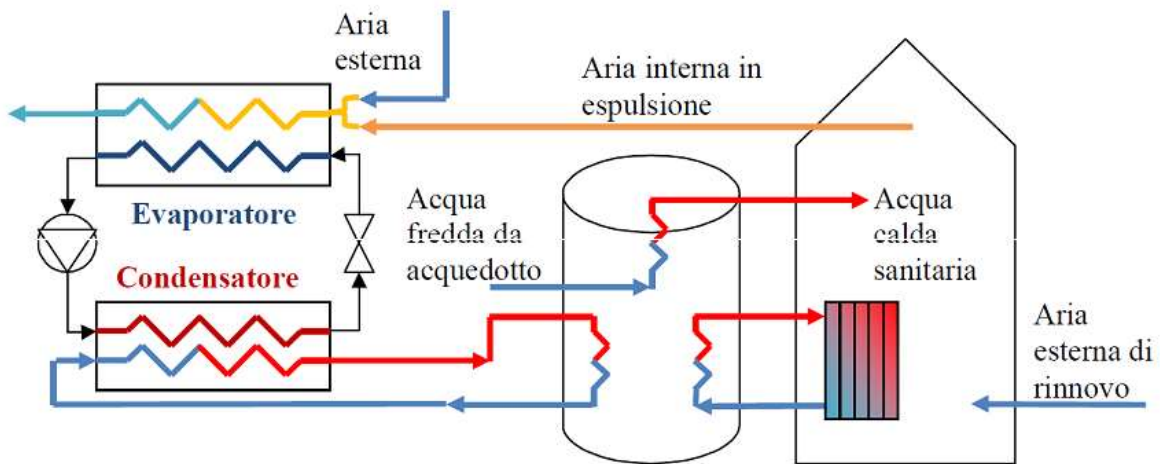


Figura 166: Recupero di calore dell'aria di espulsione per riscaldamento e ACS

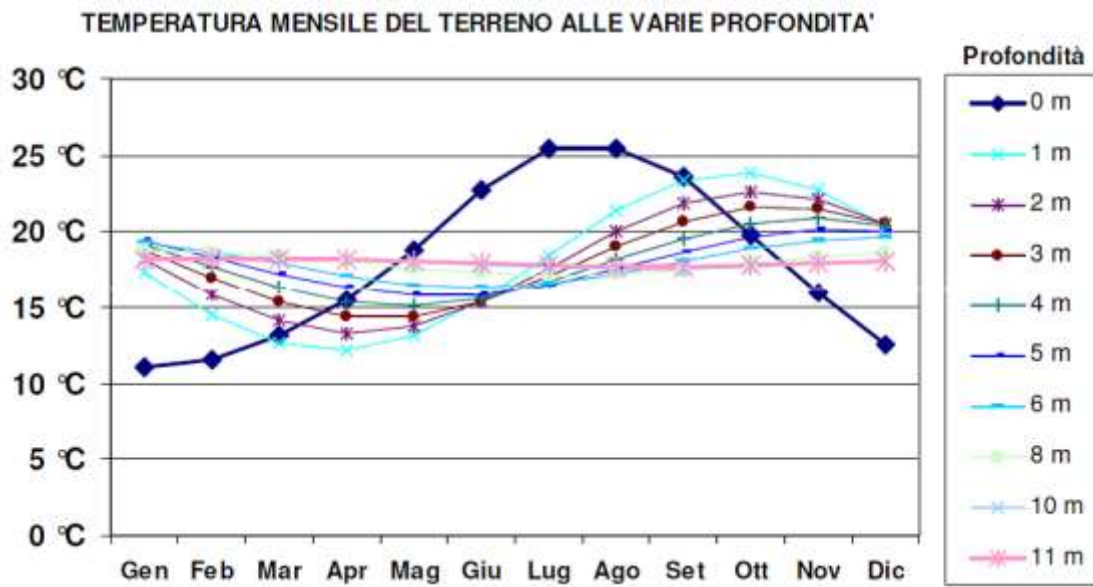


Figura 167: Andamento della temperatura del terreno a varie profondità

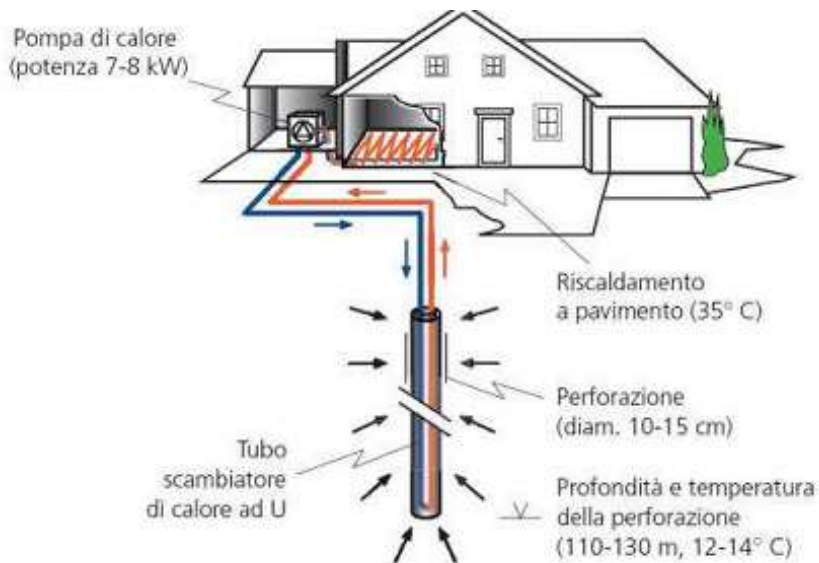


Figura 168: Schema impiantistico di una pompa di calore geotermica

6.9.2 CAMPI DI APPLICAZIONE DELLE POMPE DI CALORE AL VARIE DELLE ZONE CLIMATICHE

Per una assegnata temperatura di pozzo caldo (ad esempio 40 °C), il diagramma seguente sintetizza in modo qualitativo l’andamento dello SCOP (valore medio stagionale del COP) al variare dei Gradi-Giorno e quindi delle zone climatiche.

Si osserva che fino a circa 1400 GG le PdC ad aria possono essere convenienti da utilizzare, se si eccettua la superiorità delle pome alimentate ad acqua valida per qualunque zona climatica.

Oltre i 1400 GG sono convenienti le PdC geotermiche che hanno una temperatura di sorgente fredda più elevata.

Se si dispone di acqua di falda, di lago o di mare l’utilizzo di PdC che hanno sorgente fredda in acqua risulta sempre la più conveniente.

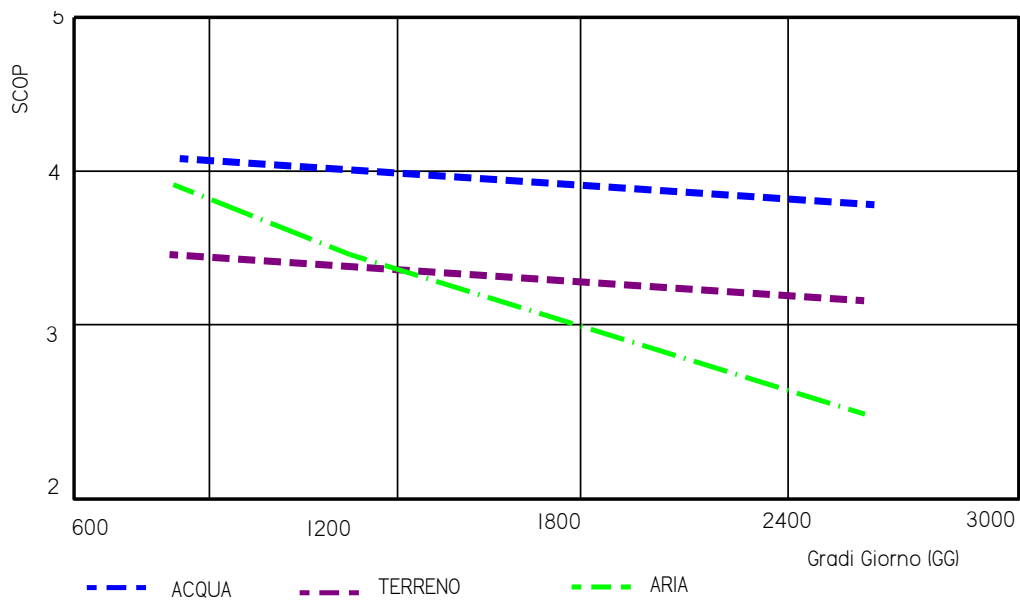


Figura 169: Andamento dello SCOP per varie zone climatiche

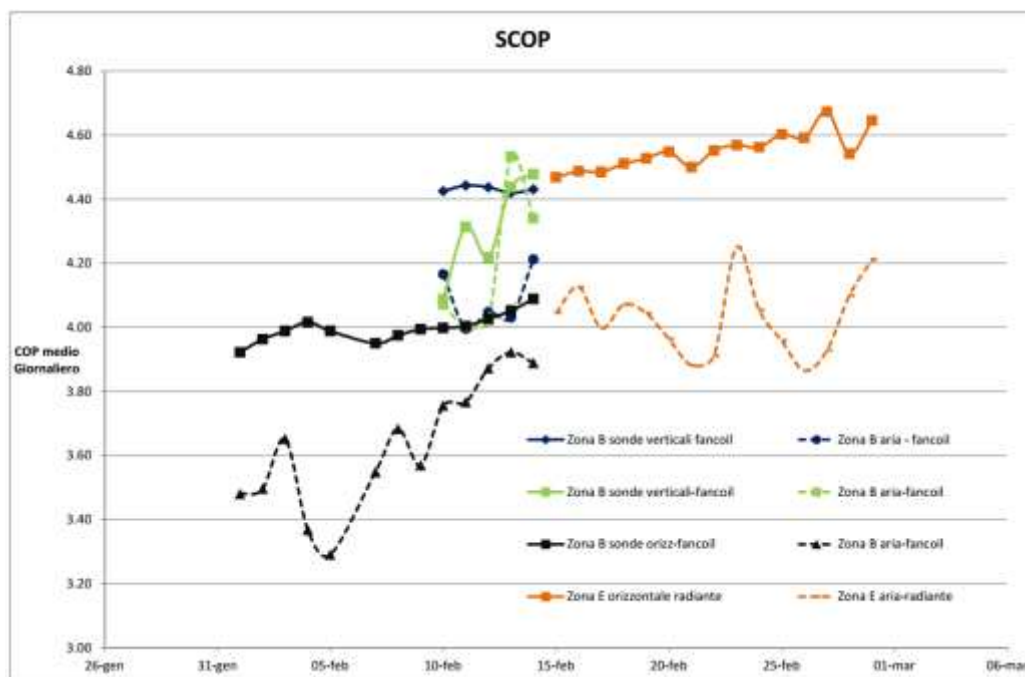


Figura 170: Esempi di andamenti del COP per PdC aeruliche e geotermiche

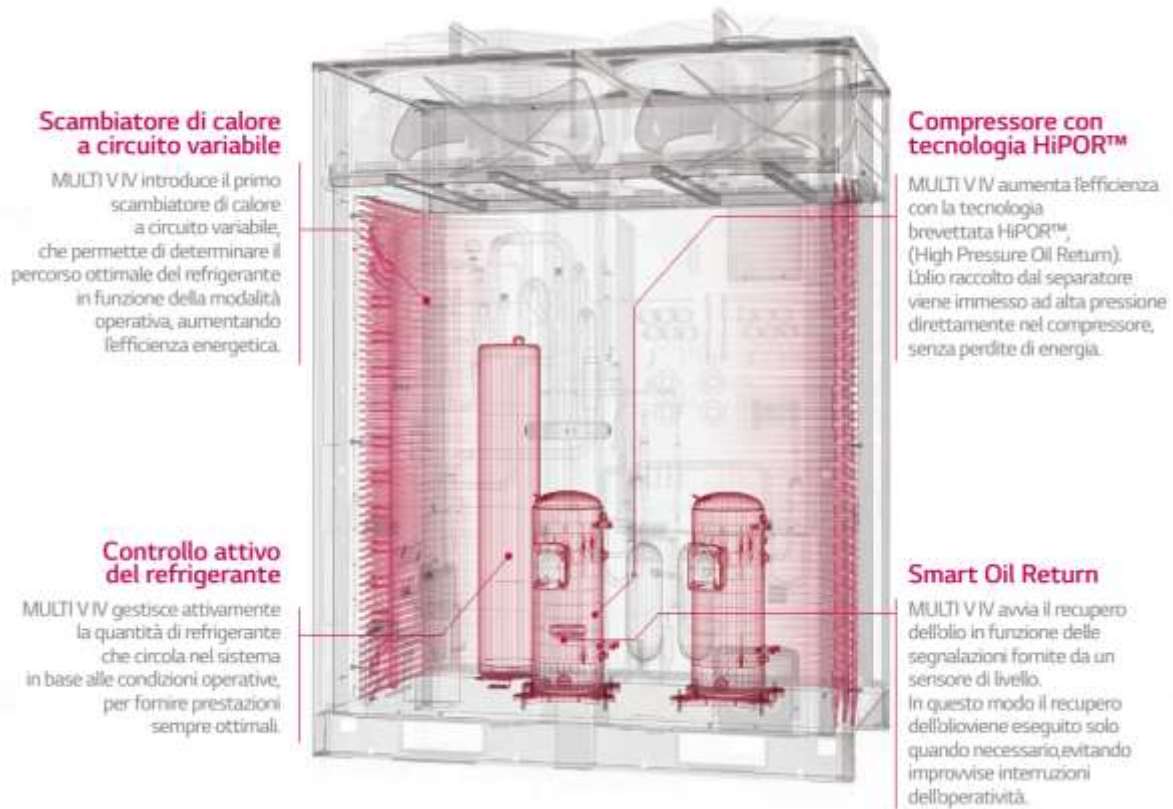


Figura 171: Sezione di una moderna pompa di calore

6.9.3 RIDUZIONE DELL'EER PER PRODUZIONE DI ACS

Se si desidera produrre ACS a 55-60 °C allora la temperatura del pozzo caldo deve raggiungere i 70 °C.

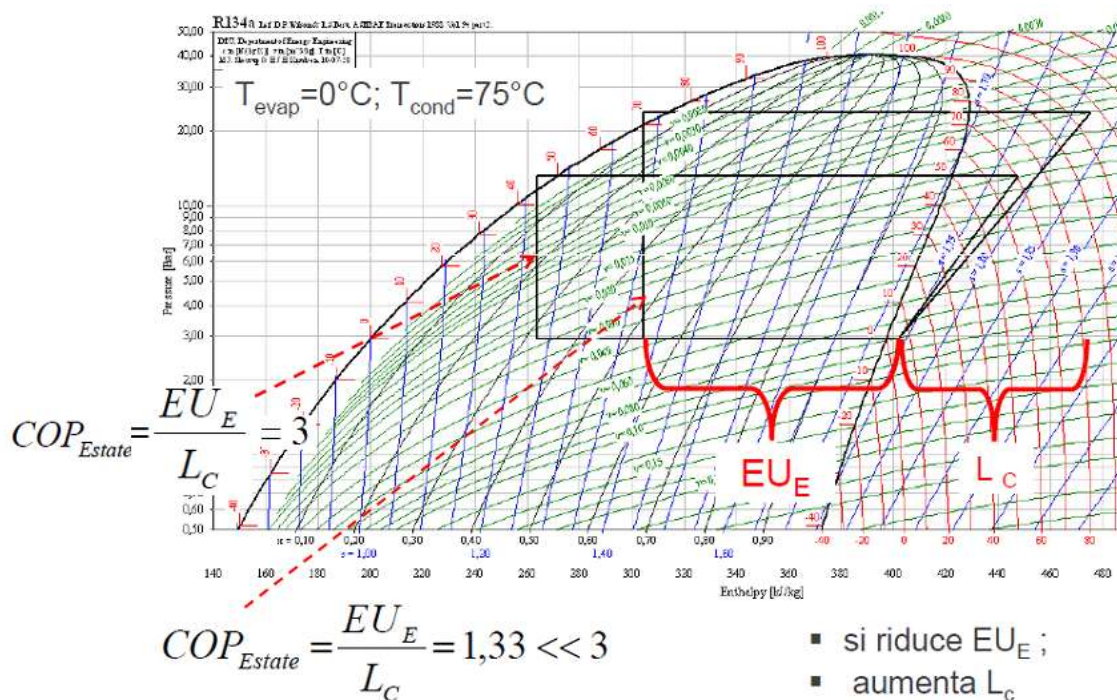


Figura 172: Riduzione dell'EER per la produzione di ACS

Questo comporta una riduzione dell'effetto frigorifero, vedi figura, e quindi dell'EER³⁰, come schematizzato in figura.

Pertanto le pompe di calore che debbono contemporaneamente fornire acqua calda per usi sanitari e per il riscaldamento degli ambienti hanno efficienze minori.

Come già detto, è sempre opportuno lavorare alla temperatura di pozzo caldo più bassa possibile.

6.9.4 CONVENIENZA DELLE POMPE DI CALORE

Si desidera ora verificare quando si ha la convenienza nell'utilizzo della pompa di calore rispetto ad una caldaia.

Con riferimento alla figura seguente si ha per la pompa di calore:

$$\frac{E_T}{E_p} = COP \eta_{EL}$$

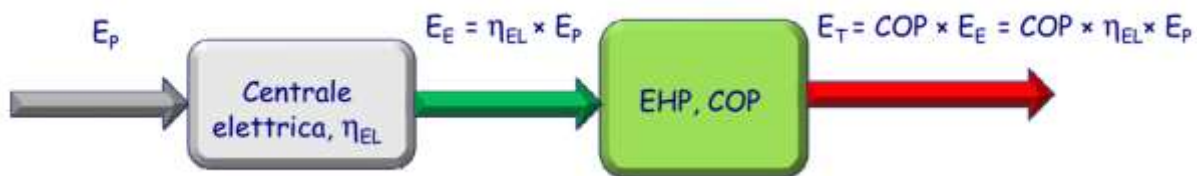


Figura 173: Consumo di energia primaria della pompa di calore

Per la caldaia questo rapporto è pari all'efficienza della caldaia, η_{CA} .

La pompa di calore risulta energeticamente più conveniente quando risulta:

$$COP \eta_{EL} > \eta_{CA}$$

ossia quando si ha:

$$COP > \frac{\eta_{CA}}{\eta_{EL}}$$

In Figura 174 seguente si ha un abaco che indica il COP minimo per verificare la convenienza rispetto alle caldaie tradizionali al variare del rendimento elettrico di riferimento.

Si osserva che per $\eta=0.46$ (secondo le attuali indicazioni della R. 14/2013 CTI) le pompe di calore risultano convenienti già a partire da $COP=2.22$.

Questa osservazione è importante per comprendere l'evoluzione dell'attuale normativa che, come già accennato in precedenza, appare premiale verso le pompe di calore.

La convenienza di questi dispositivi sarà sempre più accentuata quanto maggiore sarà nel futuro il rendimento primario di trasformazione.

Questo dipende dal rendimento elettrico medio europeo ed è funzione sia dell'evoluzione tecnologica degli impianti di produzione (centrali a ciclo combinato gas – vapore) che dal maggiore utilizzo di fonti energetiche rinnovabili.

³⁰ L'indice EER (*Energy Energy Ratio*) è definito per il funzionamento frigorifero come: $EER = \frac{Q_{evaporatore}}{L_{compressore}}$. Si

dimostra facilmente che è $COP = EER + 1$. Analogamente allo SCOP si definisce un valore medio stagionale di EER detto SEER.

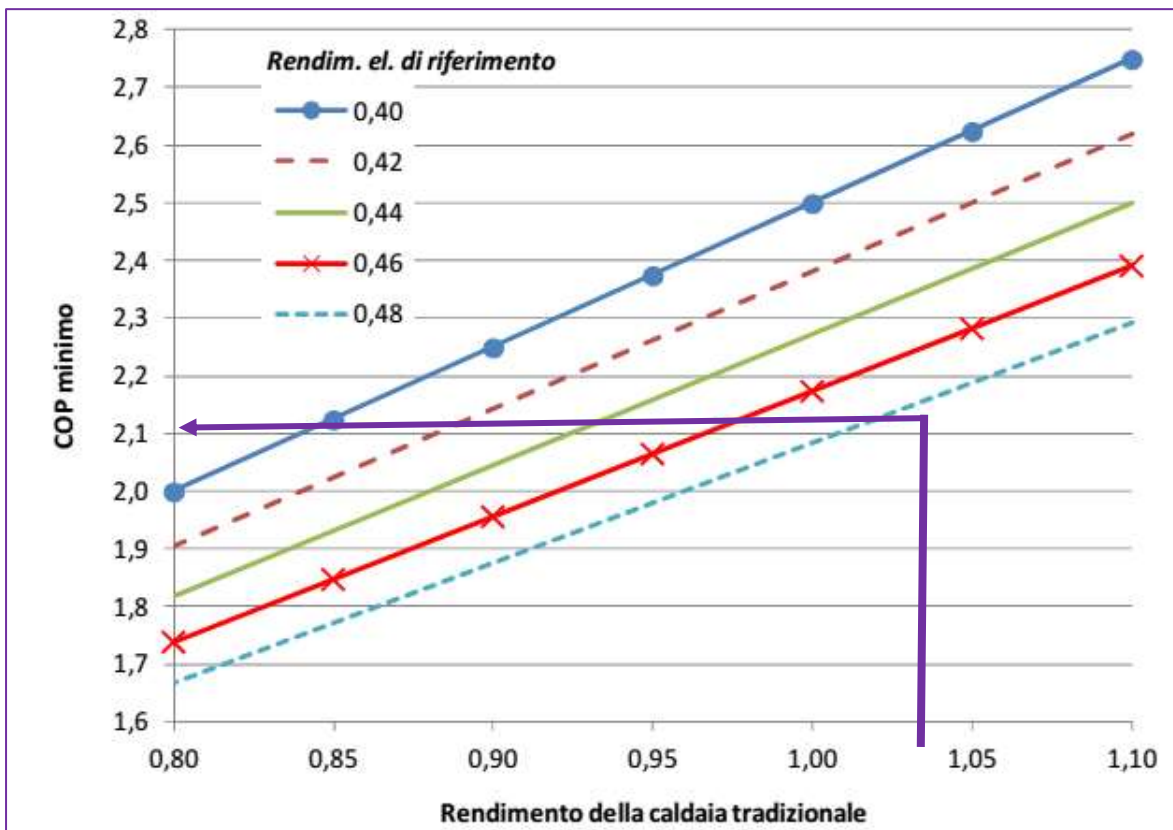


Figura 174: Convenienza delle PdC rispetto alle caldaie tradizionali

6.10 PROBLEMATICHE NELL'UTILIZZO DELLE POMPE DI CALORE

Sebbene l'utilizzo delle pompe di calore sia oggi molto più esteso rispetto ad una decina di anni fa per i vantaggi sopra esposti, vanno tuttavia tenute in considerazione alcune problematiche che si possono presentare nel loro utilizzo. La pompa di calore è un componente complesso e funziona secondo un ciclo termodinamico, contrariamente al funzionamento di una caldaia che è un semplice scambiatore di calore.

La pompa di calore ha un funzionamento legato sia alle condizioni esterne (temperatura di sorgente fredda) che alle condizioni di utilizzo (temperatura di pozzo caldo). Pertanto, come si detto in precedenza, sia la potenza termica (Capacità della pompa di calore) che il COP variano con queste condizioni.

Inoltre il funzionamento del ciclo inverso richiede un sistema di controllo e regolazione complesso, oggi affidato a sistemi elettronici *on board*.

Per le condizioni climatiche esterne si consideri che la temperatura dell'aria esterna non può variare liberamente ma è soggetta a limiti massimi indicati dai vari Costruttori.

In ogni caso si ha, in genere, un limite (*cut off*) a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ e in qualche caso anche $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Pertanto in zone climatiche molto fredde (dalla D in su) spesso è impossibile utilizzare le pompe di calore avendo come sorgente direttamente l'aria esterna.

Inoltre l'utilizzo di impianti con acqua quale fluido di lavoro (quindi escludendo i sistemi split con batterie ad espansione diretta) può avvenire solo con forti percentuali di antigelo (glicole etilenico) variabili da 20 al 35%.

Ciò comporta anche un dimensionamento ad hoc della rete di distribuzione a causa della sensibile variazione della densità dell'acqua additivata.

Una seconda importante considerazione per l'utilizzo delle pompe di calore è che, nel caso di unità di trattamento aria con presa di aria esterna, nei climi più freddi, già al di sotto

di 0 °C, occorre evitare la ghiacciatura dell'acqua nelle batterie di scambio quando l'impianto è spento inserendo opportune batterie di riscaldamento (*scaldiglie*) atte ad evitare la ghiacciatura dell'acqua o a scongelarla nel caso si sia già verificata.

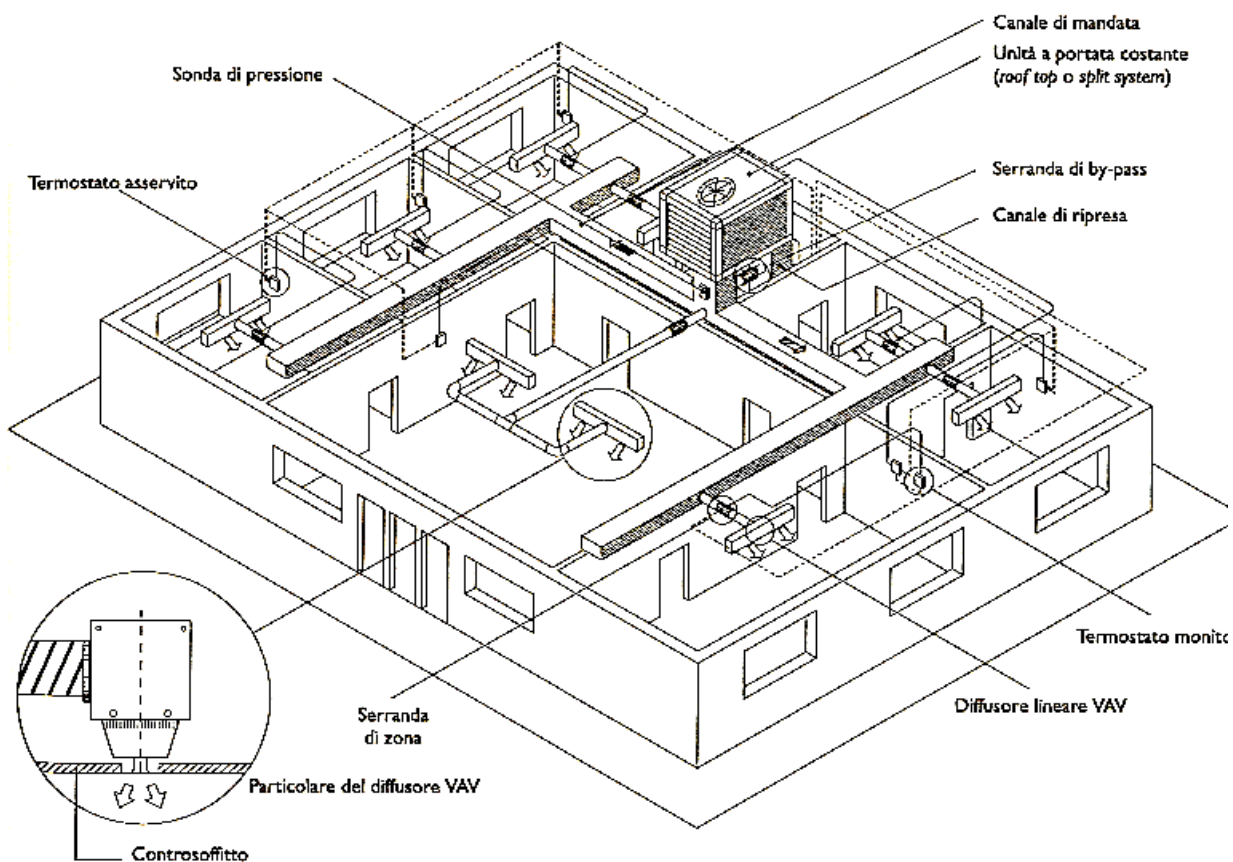


Figura 175: Esempio di impianto a pompa di calore con distribuzione ad aria

Una terza importante considerazione deriva dall'osservazione che le potenzialità delle pompe di calore sono praticamente equivalenti (si ha qualche per cento in più per la resa termica invernale) per l'estate e per l'inverno e pertanto la stessa macchina deve potere far fronte ad entrambi i carichi mediante semplice inversione.

Tuttavia per le zone climatiche più fredde (dalla zona C in su) è possibile che i carichi invernali siano sensibilmente più elevati rispetto a quelli estivi e pertanto si perde la simmetria di utilizzo delle pompe di calore.

In pratica le condizioni estive variano relativamente poco in Italia (temperature esterne variabili da 30 a 34 °C ed umidità relative esterne variabili fra il 40 e il 60%) e pertanto i carichi estivi risultano comparabili nelle varie regioni italiane.

In inverno abbiamo temperature esterne di progetto variabili fra i 5 °C delle zone A ai -15 o anche -20 °C delle zone montane e per conseguenza i carichi termici invernali possono più che raddoppiare fra le varie situazioni climatiche.

A parte le considerazioni esposte nei primi due punti, la dissimmetria del carico termico stagionale richiede l'installazione di più unità per far fronte al carico invernale oppure si sostituiscono le pompe di calore con normali generatori termici.

6.10.1 UNITÀ CON MODULO IDRONICO INCORPORATO

Per le unità a pompa di calore del tipo aria – acqua si hanno ingombri notevoli dovute alle batterie del condensatore. Ne deriva che queste unità sono degli enormi parallelepipedi praticamente vuoti all'interno.

Molti Costruttori hanno pensato di dotare le unità di refrigerazione (e quindi anche le pompe di calore) di un modulo idronico costituito dal serbatoio di accumulo, valvole di sicurezza e gruppo di pompaggio, vedi ad esempio lo schema di Figura. Il vantaggio che ne deriva è di avere delle unità complete del necessario per l'installazione nell'impianto senza dover prevedere spazi aggiuntivi per gli organi sopra indicati. La selezione delle pompe può essere effettuata su catalogo in funzione della prevalenza necessaria per la rete di distribuzione.

6.10.2 FUNZIONAMENTO IN FREE COOLING

Quando l'impianto è asservito a sistemi tecnologici operanti anche con temperature esterne basse, è energeticamente molto conveniente utilizzare i refrigeratori dotati di *free cooling*.

Nei refrigeratori appartenenti a tale serie è implementato il sistema *free cooling* che permette, qualora la temperatura esterna sia sufficientemente bassa, di non utilizzare la parte "refrigerante" del *chiller* e cioè i compressori, che sono i componenti principalmente responsabili dei consumi energetici. In tali unità, infatti, l'acqua refrigerata è prodotta utilizzando l'aria esterna e quindi il consumo energetico è limitato ai soli ventilatori.

In tal modo si potrà disporre di acqua refrigerata a costo zero. In tali casi il funzionamento è detto misto: il refrigeratore utilizzerà l'aria esterna per pre-raffreddare il fluido refrigerante sottoponendo i compressori ad un lavoro inferiore ed ottenendo ancora un risparmio energetico.

Vi saranno pertanto tre regimi di funzionamento, esemplificati schematicamente nel diagramma di figura:

- ***Free cooling*** (funzionamento di ventilatori e pompa di free-cooling);
- ***Misto*** (funzionamento di ventilatori, pompa di free cooling ed in parte dei compressori);
- ***Raffreddamento meccanico*** (Espansione diretta) (funzionamento di ventilatori e compressori).

L'idea che sta alla base del funzionamento *free cooling* è, come detto sopra, quella di produrre acqua refrigerata utilizzando l'aria esterna anziché il funzionamento in espansione diretta. Il sistema di regolazione a microprocessore, quando la temperatura dell'aria esterna è sufficientemente bassa, abilita il funzionamento in *free cooling*: attraverso l'apposita pompa.

L'acqua viene fatta circolare all'interno di apposite batterie di scambio termico e raffreddata dall'aria esterna forzata dai ventilatori che, assieme alla pompa, sono gli unici componenti che assorbono energia. L'acqua viene quindi re-immessa nel circuito e fornita all'utenza. Si osservino, nei data sheet delle pompe di calore, i dati tecnici circuitali (potenze elettriche assorbite, portate di fluido, scambiatori di calore) e i dati relativi alle potenzialità frigorifere (funzionamento estivo) e termiche (funzionamento invernale). In figura si ha la vista interna di refrigeratore monoblocco completo di vaso di espansione e di pompe di circolazione adeguate all'uso. Infine in figura seguente si hanno indicazioni sulle distanze minime da rispettare per l'installazione di queste macchine. Tali distanze sono necessarie per interventi di manutenzione ordinaria e straordinaria (sostituzione di pezzi difettosi o guasti).

E' opportuno rispettarle sempre con la dovuta attenzione.

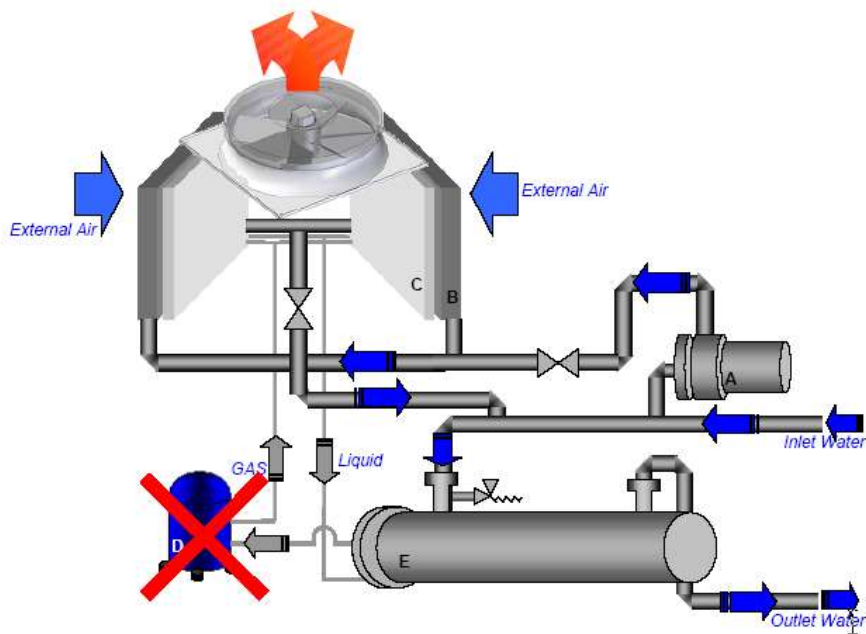
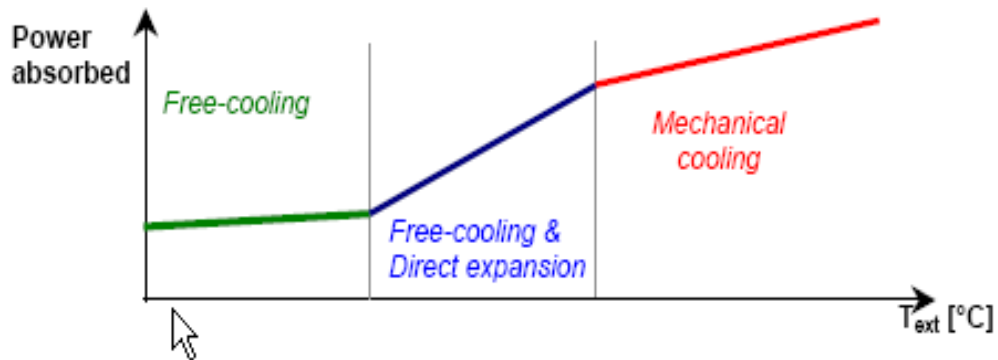


Figura 176: Regimi di funzionamento in free cooling

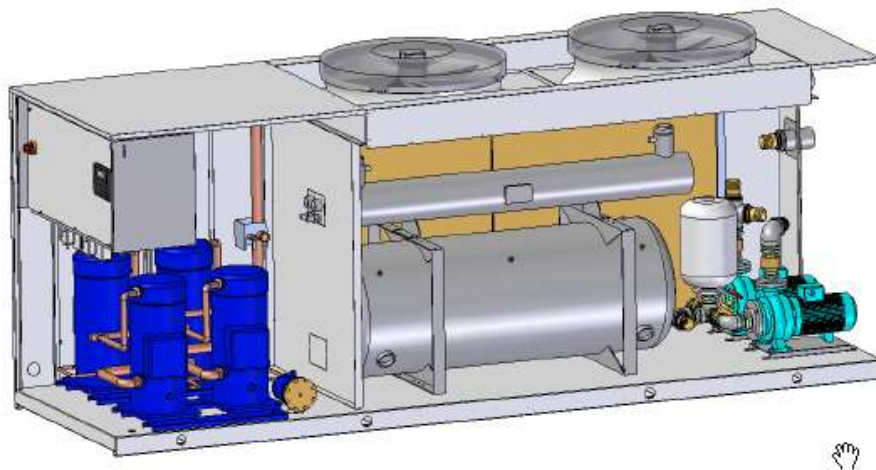


Figura 177: Vista dell'interno di un refrigeratore reversibile completo di vaso di espansione e pompe di circolazione

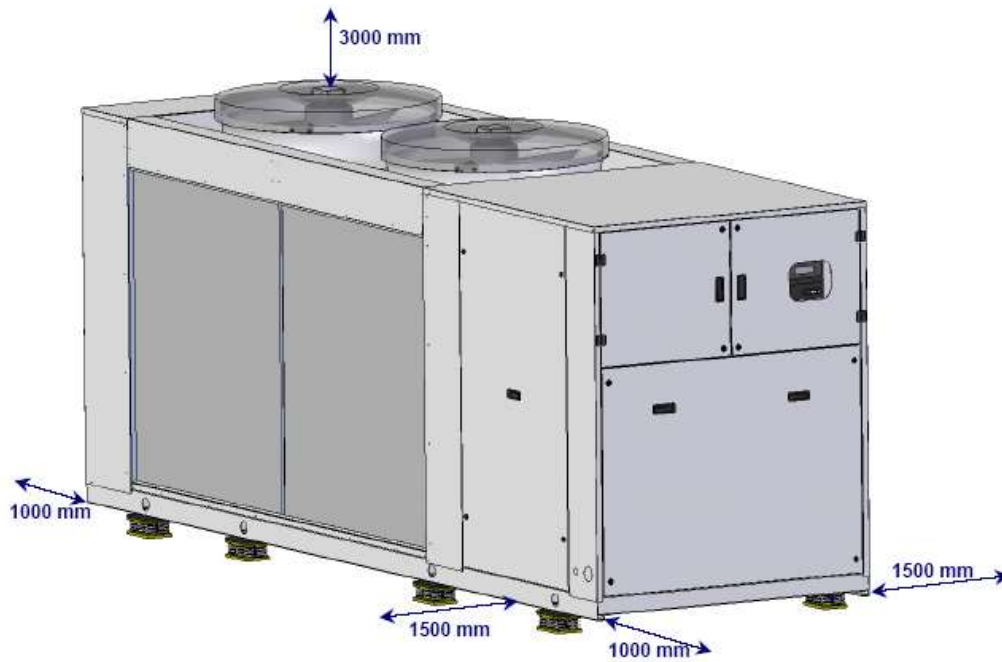


Figura 178: Distanze minime di montaggio di un refrigeratore

6.11 SELEZIONE DELLA POMPA DI CALORE

La selezione della pompa di calore va sempre fatta su cataloghi commerciali conoscendo, quale parametro fondamentale, la potenza utile nominale da fornire all’impianto. I costruttori forniscono poi tutti i dati costruttivi e funzionali necessari per l’installazione.

Occorre sempre tenere presente che una pompa di calore, a differenza di un generatore termico tradizionale, fornisce una potenza variabile durante la stagione invernale in funzione sia della temperatura esterna che di quella di pozzo caldo (cioè della temperatura di utilizzo).

Un modo per verificare la copertura effettiva del carico termico nelle reali condizioni operative è quello di utilizzare il metodo Bin (Vedi applicazione della UNI TS 11300/4).

per

ACS		SELEZIONATO											
Acqua calda sanitaria richiesta													
Mese	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre	totale anno
[kWh/mese]	4.670,27	4.216,31	4.670,27	4.519,61	4.670,27	4.519,61	4.670,27	4.670,27	4.519,61	4.670,27	4.519,61	4.670,27	54.988,62
Acqua calda sanitaria prodotta													
Mese	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre	totale anno
[kWh/mese]	4.482,82	4.068,45	4.680,72	4.783,06	5.240,46	5.410,22	5.780,56	5.797,51	5.470,82	5.333,42	4.816,79	4.623,83	60.475,67
Risultati													
Mese	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre	media annua
Fabbisogno soddisfatto [%]	96,0%	96,4%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	99,0%	99,3%
Energia elettrica consumata													
Mese	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre	totale anno
[kWh/mese]	1.581,80	1.428,24	1.597,40	1.575,74	1.668,33	1.641,54	1.835,86	1.839,03	1.654,34	1.681,84	1.583,88	1.531,74	18.400,40

SELEZIONATO Sorgente fredda (aria esterna)

Selezionare città:

Figura 179: Esempio di verifica con il metodo Bin per ACS

RISCALDAMENTO												SELEZIONATO	
Fabbisogno energia termica richiesta per riscaldamento													
Mese	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre	totale anno
[kWh/mese]	1.280,99	1.157,02	1.280,99	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	1.280,99	5.000,00
Energia termica prodotta per riscaldamento													
Mese	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre	totale anno
[kWh/mese]	1.280,99	1.157,02	1.280,99	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	1.280,99	5.000,00
Energia richiesta per riscaldamento (consumo)													
Mese	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre	totale anno
[kWh/mese]	575,08	526,20	574,76	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	577,15	2.253,18
COPERTURA FABBISOGNO TOTALE													
	100%	100%	100%	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	100%	
COPERTURA FABBISOGNO													
	NON NECESSITA' INTEGRAZIONE TERMICA	NON NECESSITA' INTEGRAZIONE TERMICA	NON NECESSITA' INTEGRAZIONE TERMICA	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	NON NECESSITA' INTEGRAZIONE TERMICA	

Figura 180: Esempio di verifica con il metodo Bin per riscaldamento ed ACS

Va tuttavia osservato che il metodo Bin non tiene conto degli sbrinamenti, della presenza del serbatoio inerziale (vedi volume sugli impianti di condizionamento) e della regolazione giorno/notte degli impianti.

Pertanto è consigliabile un utilizzo critici di questo metodo, specialmente nelle condizioni limite di funzionamento.

Inoltre la scelta impiantistica può essere diversa dalla scelta per la verifica energetica. Accade, infatti, che la verifica energetica ai sensi del decreto sui requisiti minimi degli edifici, DM 236/06/2015, sovrastimi gli apporti solari gratuiti riducendo, in alcuni casi anche in modo considerevole, l'energia necessaria per il riscaldamento. Questo può portare a dovere scegliere, sempre ai fini della verifica energetica, una pompa di calore avente una minore potenza (a volte anche inferiore al 50%) di quella che si sceglie per l'impianto reale.

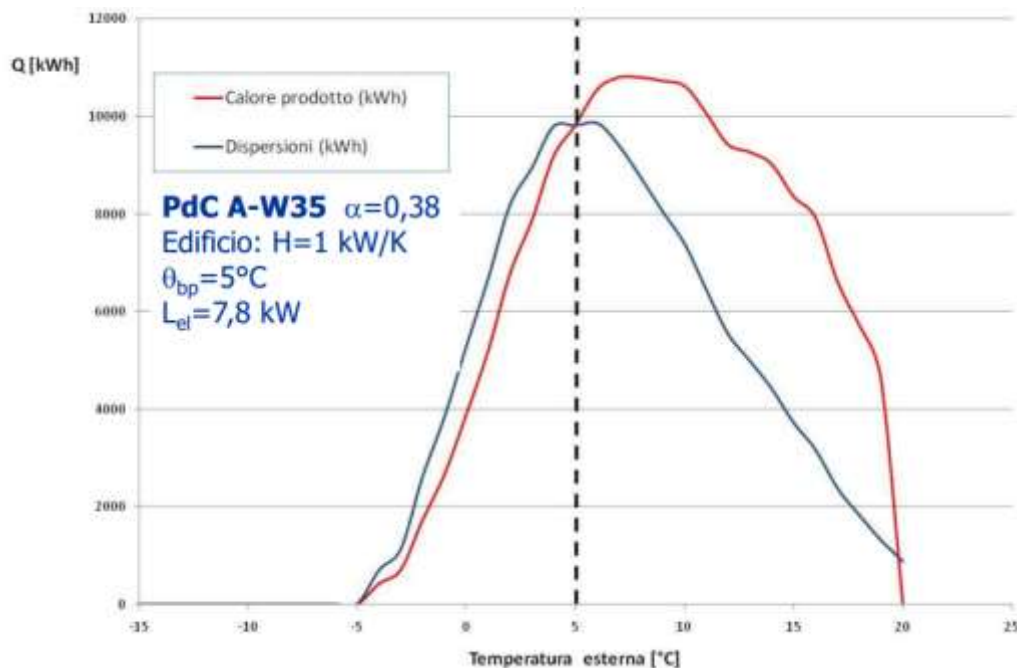


Figura 181: Verifica della copertura del carico termico per una pompa di calore

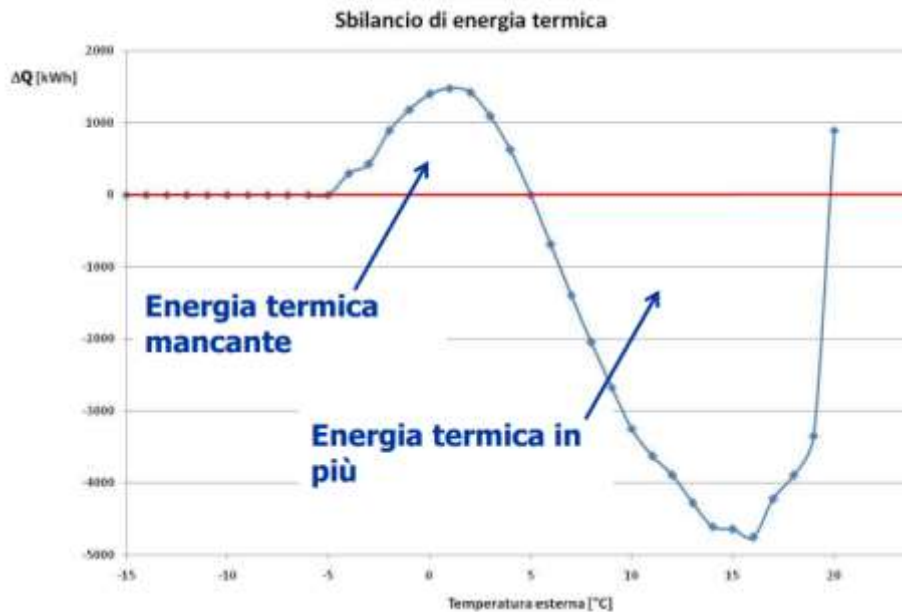


Figura 182: Andamento dell'energia effettivamente resa di una pompa di calore

Questa scelta è dovuta alla necessità di aumentare la **Quota Rinnovabile**, QR, vedi volume sulla verifica e certificazione energetica) per rispettare le richieste del D.Lgs. 2/2011.

Ai fini impiantistici occorre tenere conto del carico di picco e non dell'energia media stagionale. Ne consegue che la scelta migliore è quella di riferirsi al carico di picco per evitare di avere potenze rese insufficienti in determinati periodi dell'anno.

6.1.1.1 CRITERI DI SELEZIONE DELLE POMPE DI CALORE

Le valutazioni da fare per scegliere la **potenza della pompa di calore** risiedono in diversi fattori:

1. dimensioni degli ambienti da riscaldare;
2. tipo di coibentazione degli ambienti da riscaldare;
3. esposizione dell'edificio da riscaldare;
4. se la pompa di calore servirà solo per il riscaldamento domestico o ad uso combinato;
5. se la potenza della pompa di calore servirà anche per produrre acqua calda sanitaria;
6. se la pompa di calore dovrà provvedere anche al raffreddamento dell'appartamento.

Un primo calcolo per determinare il dimensionamento della pompa di calore si può eseguire tenendo conto solo del *fabbisogno termico dell'appartamento* da riscaldare (carico termico). Questo calcolo, che poi va verificato con il metodo Bin, è sufficiente se si desidera usare la pompa di calore solo per il riscaldamento domestico ma non basta negli altri casi.

Dimensionamento della pompa di calore

Scegliere la potenza della pompa di calore quando questa dovrà provvedere anche alla produzione di acqua calda sanitaria. In caso di normali livelli di comfort occorre considerare, ove necessario, un fabbisogno di acqua calda massimo di 80 – 100 litri al giorno a persona. In questo caso, per stimare la potenza della pompa di calore basta aggiungere 0,2 kW per ogni persona.

Non solo bisognerà considerare il numero massimo di persone ma anche se ci sono abitudini particolari come l'impiego di una vasca idromassaggio o una piscina riscaldata. La regolazione della produzione di acqua calda con pompa di calore avviene mediante un programmatore che, in base al fabbisogno, attiva la produzione di acqua calda in modo ottimale.

Nelle pompe di calore reversibili con scambiatore di calore supplementare è possibile usare il calore residuo prodotto in esercizio di raffrescamento per la produzione di acqua calda.

6.11.2 CRITERI DI PROGETTO DEGLI IMPIANTI CON POMPA DI CALORE

Per gli impianti complessi e/o per sistemi polivalenti (vedi nel prosieguo), data la loro complessità sia del funzionamento che di regolazione, è bene seguire i seguenti criteri di progetto:

- Ogni fonte di calore deve potere essere inserita o disinserita idronicamente;
- Ogni pompa deve avere la portata³¹ necessaria al corrispondente circuito;
- Il comando in serie di pompe di diversi circuiti idronici deve essere evitato per avere un'inserzione dei circuiti idraulici senza pressioni antagoniste;
- La pompa di carica del serbatoio inerziale a tampone deve essere dimensionata per una portata d'acqua superiore a quella necessaria per tutti gli utilizzi (consigliabile il 120% della portata necessaria). Le l'alimentazione fosse inferiore a questo valore si potrebbe avere il caso di non potere caricare totalmente l'accumulatore;
- L'acqua per i servizi deve essere prodotta con una pompa di calore separata (vedi argomento dianzi trattato) adatta all'utilizzo (60 – 70 °C) in modo anche di consentire alla pompa di calore destinata al riscaldamento di essere regolata secondo le condizioni climatiche.

Si ribadisce la delicatezza del funzionamento di circuiti complessi per effetto delle innumerevoli combinazioni di carico e conseguenti azioni di regolazione possibili.

6.12 CLASSIFICAZIONE DELLE POMPE DI CALORE IN BASE AL FLUIDO TERMOVETTORE

Nell'utilizzo della pompa di calore per riscaldamento ambiente, le principali sorgenti fredde dalle quali estrarre il calore gratuito sono:

6.12.1 L'ARIA

- - esterna al locale dove è installata la pompa di calore;
- - estratta dal locale dove è installata la pompa di calore.

6.12.2 L'ACQUA

- - di falda, di fiume, di lago, presente in prossimità dei locali da riscaldare e a ridotta profondità;
- - accumulata in serbatoi e riscaldata da collettori solari.

³¹ Oggi si tende ad utilizzare impianti idronici a portata variabile sia nel circuito primario (che alimenta le batterie di scambio delle pompe di calore) che secondario. Su questo argomento si discuterà più avanti. In ogni caso questi sistemi, pur consentendo economie di esercizio, presentano difficoltà di controllo e gestione che debbono essere attentamente analizzati e risolti.

Il terreno nel quale possono sotterrarsi apposite tubazioni collegate all'evaporatore.

A seconda delle combinazioni delle sorgenti fredde disponibili e del fluido (acqua o aria) usato per la distribuzione del calore negli ambienti, si possono avere pompe di calore:

aria-aria	acqua-aria	terra-aria
aria-acqua	acqua-acqua	terra-acqua

Tabella 25: Classificazione delle pompe di calore

L'aria come sorgente fredda ha il vantaggio d'essere disponibile ovunque; tuttavia la potenza resa dalla pompa di calore diminuisce con la temperatura della sorgente fredda. Nel caso si utilizzi l'aria esterna, è necessario (intorno ai 4-5°C), un sistema di sbrinamento che comporta un ulteriore consumo d'energia elettrica. In definitiva l'efficienza della pompa di calore si abbassa quando la temperatura dell'aria esterna scende al di sotto di 5°C fin quando potrà rendersene conveniente lo spegnimento.

L'acqua, come sorgente fredda, garantisce ottime prestazioni della pompa di calore, senza risentire delle condizioni climatiche esterne; il suo utilizzo può richiedere un leggero costo aggiuntivo dovuto al sistema d'adduzione. Anche il terreno, usato come sorgente fredda, ha il vantaggio di subire minori sbalzi di temperatura rispetto all'aria.

Le tubazioni orizzontali vanno interrate ad una profondità minima da 1 a 1,5 m per non risentire troppo delle variazioni di temperatura dell'aria esterna e mantenere i benefici effetti dell'insolazione. Questa soluzione è però costosa sia per il terreno necessario sia per la complessità dell'impianto.

6.13 REGOLAZIONE DELLE POMPE DI CALORE

Il compressore della pompa di calore può essere controllato in più modi:

- Regolazione ON/OFF (acceso – spento);
- Regolazione a due gradini;
- Regolazione a più gradini;
- Regolazione progressiva continua.

Il primo metodo (ON/OFF) è il più semplice ma incide notevolmente sulla durata della vita del compressore che dipende molto dal numero di accensioni e dalla loro frequenza dovuta alla capacità di accumulo termico (volano termico) dell'utenza. E' il sistema più utilizzato per piccole potenze.

Per medio - grandi potenze si utilizza il sistema a due o più gradini comandati da un inseritore in funzione delle condizioni climatiche (temperatura di mandata e temperatura esterna).

La regolazione progressiva è certamente quella economicamente più conveniente ed è attuata agendo, in molti casi, sulla velocità di rotazione del compressore. Alcuni tipi di compressori (a vite) consentono di avere una regolazione continua dal 10 al 110% della potenza. In altri casi, utilizzando un inverter con compressori centrifughi, si può avere un risultato simile. L'inverte ha un suo assorbimento di potenza e pone alcuni problemi con la produzione di frequenze spurie che obbligano ad usare opportuni filtri schermanti.

6.13.1 INSERIZIONE DI GRUPPI DI POMPE DI CALORE

Spesso si utilizzano più gruppi di compressori. Si utilizzano principalmente circuiti:

- Con 2 o più compressori ad uno stadio raggruppati insieme;

- Con 2 o più compressori a 2 stadi, con commutazione del numero di giri, collegati insieme.

Quando si utilizzano compressori multistadi, anche con la massima richiesta da parte dell'utenza, l'inserzione dei singoli stadi (o gradini) dei compressori è temporizzata in modo da evitare una dannosa inserzione contemporanea di tutta la potenza.

6.13.2 INFLUENZA DELL'ACCUMULO TERMICO

Il funzionamento della pompa di calore dipende moltissimo dalla capacità termica dell'utenza in quanto questa influenza direttamente la frequenza di inserimento dei compressori. Vediamo cosa succede nei due casi più frequenti.

Circuito secondario con grande capacità termica

L'effetto di una grande capacità di accumulo (ad esempio impianti a pannelli radianti moto estesi) limita la frequenza di inserimento dei compressori prolungandone la vita. Questo si verifica, ad esempio, con meno di 6 avviamenti per ora con pausa di pochi minuti dopo la disinserzione. In genere si utilizza una regolazione climatica con termosonda sul ritorno ad azione proporzionale. Ciò consente di tenere conto anche degli apporti termici interni che non vengono rilevati dalle sonde di temperatura esterne.

La temperatura di ritorno, infatti, a parità di temperatura di mandata tiene conto dell'effettivo fabbisogno termico dell'edificio.

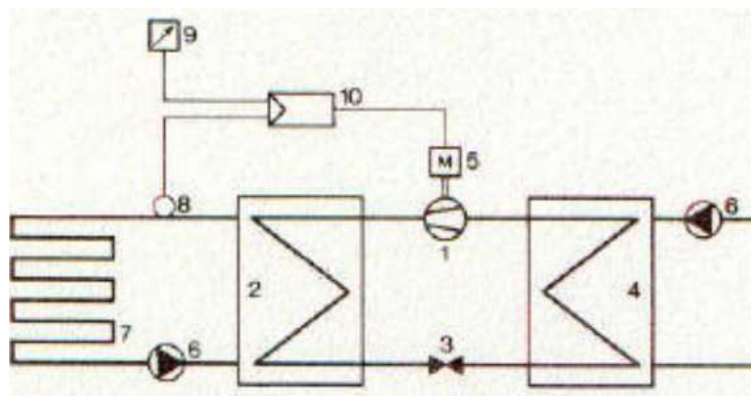


Figura 183: Utilizzo di una pompa di calore con grande capacità di accumulo

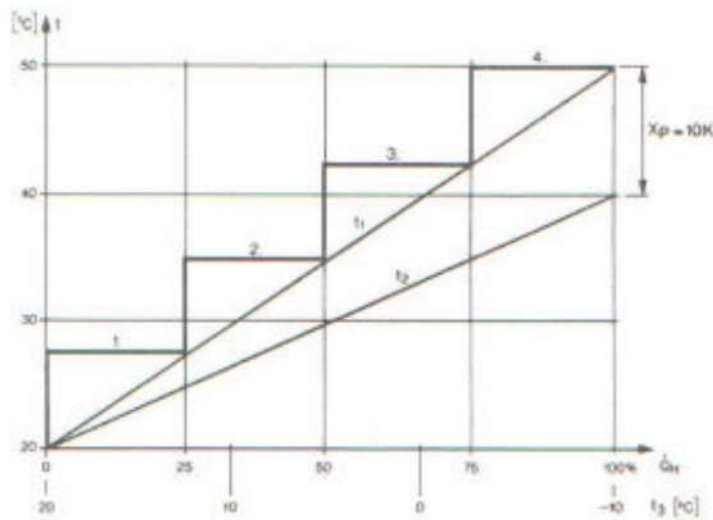


Figura 184: Diagramma di funzionamento a gradini con regolazione proporzionale sul ritorno

Circuito secondario con piccola capacità termica

Per circuiti con ridotta capacità termica (ad esempio per ridotto volume di acqua) occorre utilizzare un serbatoio inerziale che riduca la frequenza di inserimento del compressore. Sulla posizione del serbatoio inerziale ci sono varie tendenze. E' bene avere 0.2-0.8 m³/kW per il volume del serbatoio inerziale in funzione della potenza della pompa di calore.

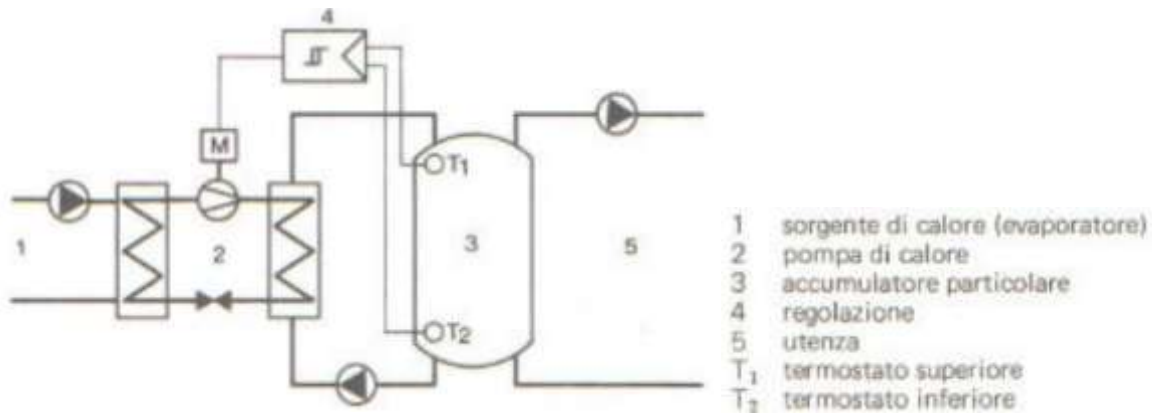


Figura 185: Pompa di calore con accumulo termico a tampone

Il volume del serbatoio inerziale dipende dal volume di acqua del circuito e dalla potenza della pompa di calore. Se è grande si ha una riduzione della frequenza di inserzione del compressore e minore difficoltà di funzionamento dell'impianto idronico.

REFRIGERATORI e POMPE DI CALORE ACQUA - ACQUA

POTENZA [kW]	Salto termico all'evaporatore					
	4K		5K		6K	
	ottimale	minimo	ottimale	minimo	ottimale	minimo
5	0,09	0,04	0,07	0,03	0,06	0,02
10	0,18	0,07	0,14	0,06	0,12	0,05
15	0,27	0,11	0,22	0,09	0,18	0,07
20	0,36	0,14	0,29	0,11	0,24	0,10
25	0,45	0,18	0,36	0,14	0,30	0,12
30	0,54	0,22	0,43	0,17	0,36	0,14
40	0,72	0,29	0,57	0,23	0,48	0,19
50	0,90	0,36	0,72	0,29	0,60	0,24
60	1,08	0,43	0,86	0,34	0,72	0,29
70	1,25	0,50	1,00	0,40	0,84	0,33
80	1,43	0,57	1,15	0,46	0,96	0,38
90	1,61	0,65	1,29	0,52	1,08	0,43
100	1,79	0,72	1,43	0,57	1,19	0,48
150	2,69	1,08	2,15	0,86	1,79	0,72
200	3,58	1,43	2,87	1,15	2,39	0,96
250	4,48	1,79	3,58	1,43	2,99	1,19
300	5,38	2,15	4,30	1,72	3,58	1,43
350	6,27	2,51	5,02	2,01	4,18	1,67
400	7,17	2,87	5,73	2,29	4,78	1,91
450	8,06	3,23	6,45	2,58	5,38	2,15
500	8,96	3,58	7,17	2,87	5,97	2,39
600	10,75	4,30	8,60	3,44	7,17	2,87
700	12,54	5,02	10,03	4,01	8,36	3,34
800	14,33	5,73	11,47	4,59	9,56	3,82
900	16,13	6,45	12,90	5,16	10,75	4,30
1000	17,92	7,17	14,33	5,73	11,94	4,78

Tabella 26: Volume di acqua in mc del serbatoio inerziale per PdC acqua – acqua

POMPE DI CALORE ARIA - ACQUA

POTENZA [kW]	Salto termico al condensatore					
	4K		5K		6K	
	ottimale	minimo	ottimale	minimo	ottimale	minimo
5	0,18	0,06	0,14	0,05	0,12	0,04
10	0,36	0,13	0,29	0,10	0,24	0,08
15	0,54	0,19	0,43	0,15	0,36	0,13
20	0,72	0,25	0,57	0,20	0,48	0,17
25	0,90	0,32	0,72	0,25	0,60	0,21
30	1,08	0,38	0,86	0,30	0,72	0,25
40	1,43	0,51	1,15	0,40	0,96	0,34
50	1,79	0,63	1,43	0,51	1,19	0,42
60	2,15	0,76	1,72	0,61	1,43	0,51
70	2,51	0,89	2,01	0,71	1,67	0,59
80	2,87	1,01	2,29	0,81	1,91	0,67
90	3,23	1,14	2,58	0,91	2,15	0,76
100	3,58	1,26	2,87	1,01	2,39	0,84
150	5,38	1,90	4,30	1,52	3,58	1,26
200	7,17	2,53	5,73	2,02	4,78	1,69
250	8,96	3,16	7,17	2,53	5,97	2,11
300	10,75	3,79	8,60	3,04	7,17	2,53
350	12,54	4,43	10,03	3,54	8,36	2,95
400	14,33	5,06	11,47	4,05	9,56	3,37
450	16,13	5,69	12,90	4,55	10,75	3,79
500	17,92	6,32	14,33	5,06	11,94	4,22
600	21,50	7,59	17,20	6,07	14,33	5,06
700	25,08	8,85	20,07	7,08	16,72	5,90
800	28,67	10,12	22,93	8,09	19,11	6,75
900	32,25	11,38	25,80	9,11	21,50	7,59
1000	35,83	12,65	28,67	10,12	23,89	8,43

Tabella 27: Volume di acqua in mc del serbatoio inerziale per PdC aria – acqua

Per separare circuiti primario e secondario è necessario porre un collettore di disconnessione idraulica. Si può allora pensare di inserire l'accumulo nello schema d'impianto proprio con la funzione di collettore, così come mostrato in figura.

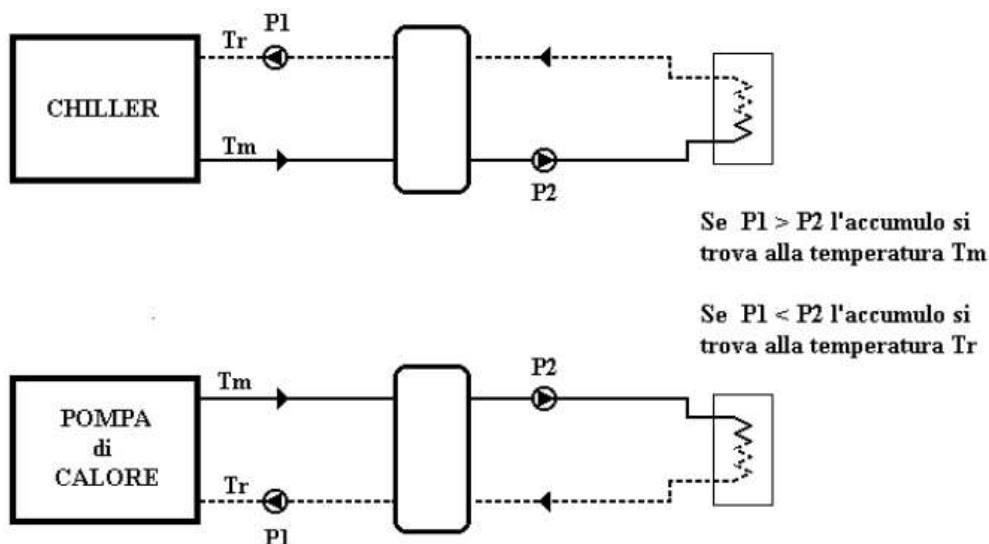


Figura 186: accumulo di calore con disconnessione idraulica

Devono valere alcune regole:

- a) Lo schema di figura può essere utilizzato solo con serbatoi verticali con un rapporto tra altezza e diametro $H/D > 2,5$;
- b) Gli attacchi idraulici devono essere allineati e non incrociati: la tubazione di uscita dal gruppo frigorifero deve essere allineata con quella di mandata all'impianto e il ritorno dall'impianto allineato con il ritorno verso la macchina;

- c) Le pompe devono essere poste: quella del primario sulla linea di ritorno al gruppo, quella del secondario sulla linea di mandata all'impianto;
- d) Nel funzionamento estivo, il gruppo frigorifero deve essere collegato in mandata sulla parte bassa dell'accumulo e il ritorno sulla parte alta (l'acqua fredda ha una densità maggiore e rimane naturalmente sul fondo); analogamente la mandata verso l'impianto deve pescare dalla parte bassa e il ritorno deve immettere l'acqua nella parte alta. I collegamenti contrari devono essere attuati nel funzionamento invernale;
- e) E' buona norma predisporre un sistema d'inversione degli attacchi idronici in funzione delle stagioni; è tuttavia consigliabile applicarlo solo quando si è certi dell'effettiva inversione da parte di chi gestisce l'impianto;
- f) Nel caso in cui non si voglia realizzare un sistema d'inversione, è sempre conveniente privilegiare il funzionamento estivo. L'eventuale perdita di 1K dovuta alla stratificazione contraria al senso del flusso in inverno può essere tranquillamente sopportata, mentre in estate può, in taluni casi, influire negativamente sulle capacità di deumidificazione delle unità terminali.

La figura seguente mostra l'inserimento del serbatoio di accumulo rispettivamente sulla mandata e sul ritorno dell'impianto. L'accumulo sulla mandata è sostenuto per due ragioni. Si dice che, in caso di carico superiore a quello fornito dalla macchina, o addirittura in caso di arresto della macchina, l'accumulo sulla mandata permetta ugualmente un corretto funzionamento del sistema. E' un'affermazione non del tutto veritiera: per svolgere questa funzione, tipica degli accumuli in acqua gelida o in ghiaccio (nel caso estivo) sarebbero necessari volumi ben maggiori rispetto a quelli dei multioraria economicamente più conveniente arrestando la pompa di calore.

Gli inerziali possono svolgere questa funzione solamente per qualche minuto serbatoi inerziali. E' il caso delle vasche antincendio usate come accumuli termici (ad esempio nei centri commerciali) per permettere il regolare funzionamento dell'impianto durante le ore di tariffa elettrica

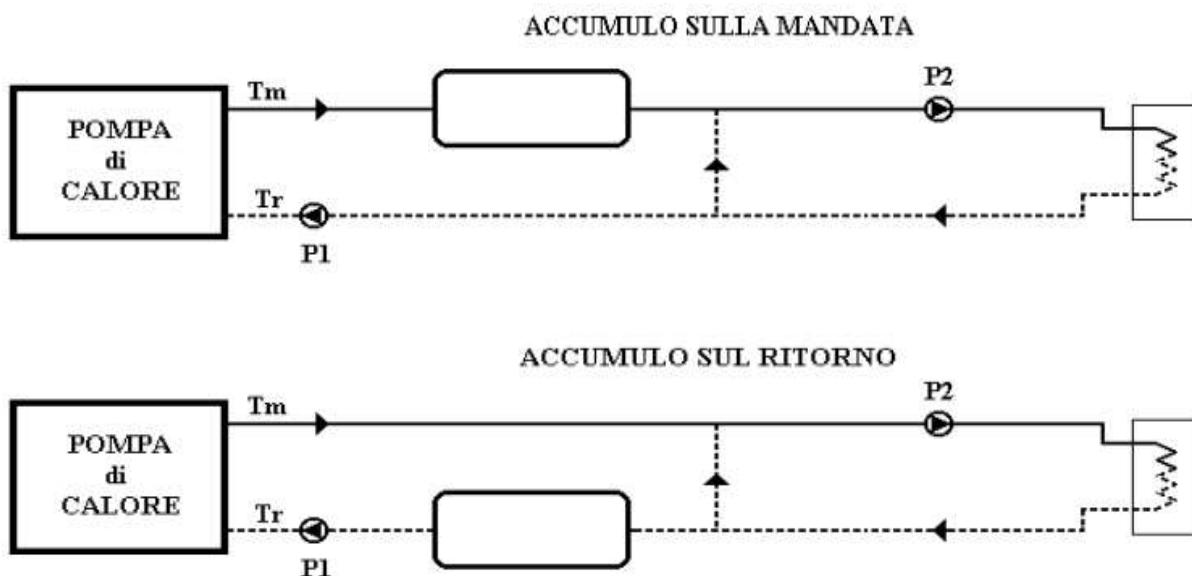


Figura 187: Serbatoi inerziale sulla mandata e sul ritorno

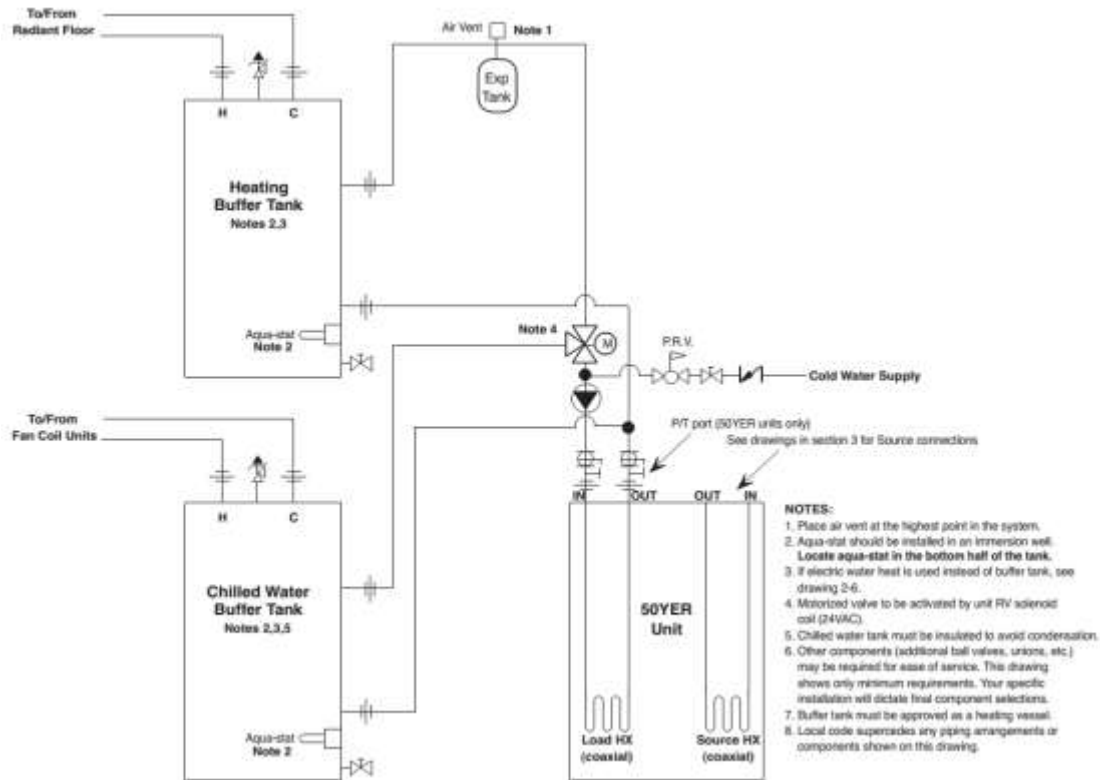


Figura 188: Esempio di inserimento dei serbatoi inerziali per il caldo e per il freddo

Un vantaggio più concreto è dato dal miglior funzionamento in caso di sbrinamento. Secondo questa tesi, l'accumulo sulla mandata permetterebbe di alimentare l'impianto alla temperatura corretta durante le fasi di sbrinamento, utilizzando l'acqua stoccata in precedenza. Se questo è vero, è vero anche che l'acqua presente nell'accumulo a 45°C è sostituita dall'acqua raffreddata durante il ciclo di sbrinamento: il problema è solamente ritardato, non eliminato, anche se all'interno dell'accumulo si forma più facilmente una miscela, rispetto ai tratti di tubazione. I sostenitori dell'accumulo sul ritorno portano le stesse argomentazioni: durante la fase di sbrinamento la pompa di calore è alimentata a temperatura più alta e, quindi, è aiutata in questa sua funzione particolarmente critica. Inoltre, nelle primissime fasi di avviamento invernali, alla macchina giunge acqua che non è stata ancora raffreddata nei terminali.

Entrambe le argomentazioni sono degne di attenzione, anche se non si dovrebbe mai avviare contemporaneamente macchina e terminali. Un altro vantaggio dell'accumulo sul ritorno è di favorire una certa miscela nel caso di diminuzione repentina del carico, svolgendo funzioni analoghe a quelle della portata variabile, anche se con risultati più scadenti.

Non vi è una sostanziale differenza nel posizionamento degli accumuli: tutti i sistemi presentano caratteristiche abbastanza simili. Il progettista può scegliere, di volta in volta, in funzione delle caratteristiche geometriche della centrale termica, la soluzione più vantaggiosa. Dovendo redigere una classifica per le pompe di calore aria-acqua sarebbe sempre consigliabile l'accumulo sul ritorno, soprattutto in caso di portata costante sul secondario, seguito dall'accumulo orizzontale con funzione di disconnettore.

Sconsigliato, ma non per questo errato è l'accumulo verticale con funzione di disconnettore e di accumulo sulla mandata. Per i gruppi frigoriferi e per le pompe di calore acqua-acqua si ha una sostanziale parità: gli autori prediligono l'accumulo verticale, seguito da quello orizzontale, entrambi con funzioni di disconnettore, l'accumulo sul ritorno e, ultimo, quello sulla mandata.

6.13.3 COSTANZA DELLA PORTATA NEGLI SCAMBIATORI

La costanza di portata dell'acqua negli scambiatori è fondamentale per salvaguardare i compressori durante il loro funzionamento.

Un'improvvisa riduzione di portata d'acqua nell'evaporatore riduce la pressione di evaporazione. La valvola termostatica deve necessariamente ridurre il flusso di refrigerante per contrastare la nuova condizione: tuttavia il suo tempo d'intervento è di circa un minuto, per cui, in questa frazione di tempo, è possibile che avvenga un ritorno di refrigerante liquido al compressore. Questo problema è comune anche alle macchine dotate di valvola termostatica elettronica, che ha tempi di risposta leggermente più rapidi di quelli di una valvola meccanica tradizionale: approssimativamente di trenta secondi.

Le variazioni di portata d'acqua nel condensatore possono essere ugualmente dannose nel caso di pompe di calore, soprattutto quando la temperatura d'uscita sia elevata. Una riduzione repentina della portata conduce a un altrettanto rapido incremento della pressione di condensazione. Quando la temperatura/pressione di condensazione è già prossima al valore d'intervento delle sicurezze, una riduzione percentualmente rilevante di portata acqua potrebbe produrre un incremento di pressione tale da far scattare il pressostato di massima o addirittura provocare l'apertura della valvola di sicurezza, con conseguente fuoriuscita di refrigerante.

E' molto importante ricordare che le variazioni di portata per macchine con scambiatori a espansione secca sono dannose sempre, anche se progressive nel tempo o ridotte a brevi transitori.

6.13.4 LA COSTANZA DELLE CONDIZIONI DI FUNZIONAMENTO DEL COMPRESSORE

Il funzionamento ideale di un compressore è quello tipico di un frigorifero domestico che, infatti, ha una percentuale di rotture irrilevante. Questa macchina può lavorare sotto carico costante, proprio per il tipo di funzione che svolge, cosa meno probabile per un gruppo frigorifero al servizio di un impianto di climatizzazione, dove i carichi sono maggiormente variabili.

Bisogna allora parlare di costanza delle condizioni di funzionamento del compressore e, più precisamente, di costanza delle pressioni di aspirazione e di mandata. E' necessario evitare variazioni di carico eccessive e repentine: la variazione di temperatura d'ingresso in uno scambiatore deve essere inferiore a 5K in un minuto, proprio per permettere alla valvola termostatica di adattarsi facilmente alle nuove condizioni.

In un refrigeratore d'acqua condensato ad aria la temperatura e la pressione di condensazione sono sempre dipendenti dalla temperatura dell'aria esterna, che si modifica nel tempo più rapidamente di quanto richiesto dalla valvola termostatica. Identico rapporto per una pompa di calore ad aria, dove la temperatura e la pressione di evaporazione sono pur sempre legate alla temperatura dell'aria esterna.

Si possono avere dei tempi più rapidi laddove il gruppo frigorifero sia investito da raffiche di vento tali da mutare istantaneamente i coefficienti di scambio della batteria: per questa ragione è buona norma proteggere le batterie di condensazione dei gruppi frigoriferi con deflettori, laddove possano essere esposte a venti forti e predominanti. Ciò è tanto più importante per le pompe di calore, perché la variazione del coefficiente di scambio su un evaporatore ad aria è ancora più pericolosa.

Sempre nelle pompe di calore, un'altra causa di variazione repentina della pressione di evaporazione è determinata dall'intasamento di ghiaccio sulla batteria: oltre a un certo livello, la portata d'aria e, quindi, lo scambio termico sulla batteria stessa, provocano variazioni rapide

delle condizioni di evaporazione tali da provocare fenomeni di ritorno di liquido al compressore. Per questo motivo è bene sempre prevedere macchine dotate di sistemi di sbrinamento dinamici, in grado di riconoscere la reale presenza di ghiaccio superficiale [3].

In un gruppo condensato ad acqua le variazioni dovrebbero essere nulle, se l'impianto di smaltimento del calore di condensazione fosse eseguito a regola d'arte. Spesso, invece, ciò non avviene perché il controllo della temperatura di ritorno al gruppo frigorifero è effettuato agendo sulla velocità dei ventilatori delle torri a gradini discreti.

Si verificano allora continue oscillazioni della pressione di condensazione dei gruppi frigoriferi che possono, talvolta, essere dannosi per quanto ricordato sopra.

6.14 POMPE DI CALORE IN PARALLELO

Quando si hanno più macchine frigorifere poste in parallelo tra loro è necessario garantire la regolare portata d'acqua allo scambiatore di ogni singola unità. A parte il sistema più classico, con un'unica pompa sul circuito primario, un sistema spesso utilizzato è mostrato in figura.

Lo schema garantisce l'assoluta costanza di portata e la completa indipendenza delle due macchine grazie ai circuiti idraulici distinti, ciascuno dotato della propria pompa.

Uno degli errori più comuni è quello di voler spegnere i compressori di una macchina e la relativa pompa in parzializzazione, lasciando la seconda a pieno carico.

Ciò può essere fatto solamente in presenza di portata variabile sul secondario, altrimenti, con portata costante, si accentua oltremodo la formazione di miscela verso i terminali e, nel contempo, si fa lavorare peggio la macchina in funzione poiché deve produrre acqua con temperatura in mandata più alta in inverno o più bassa in estate, quindi con efficienza minore.

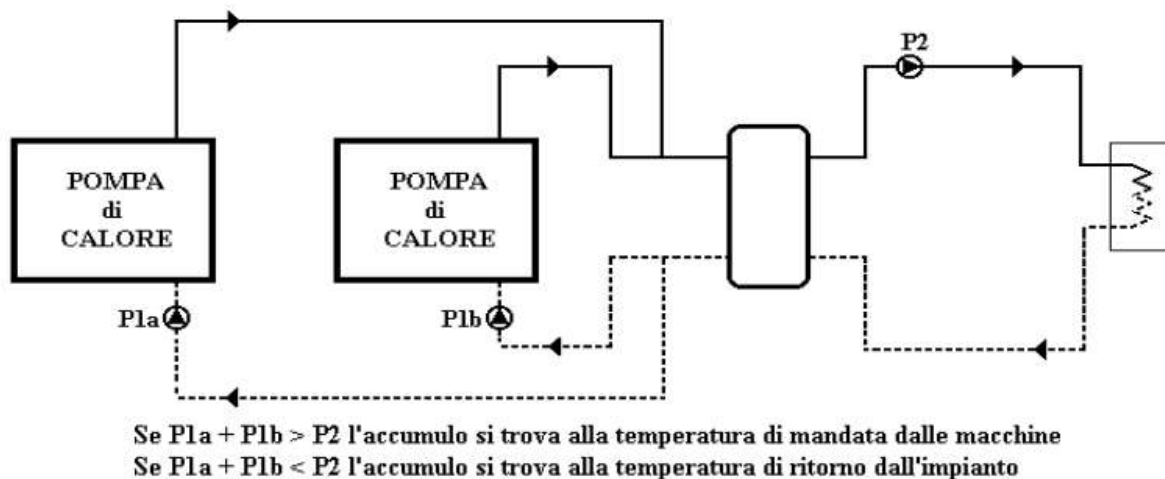


Figura 189: Gruppi in serie ciascuno dotato della propria pompa

In alternativa, si può applicare lo schema di figura seguente, con un'unica linea di alimentazione comune tra le due unità. Lo schema è utilizzabile solamente quando il tratto di tubazione comune è limitato e con basse perdite di carico, irrilevanti rispetto a quelle dei gruppi.

In caso contrario, lo spegnimento di una pompa può portare a variazioni di portata significative e, quindi, dannose.

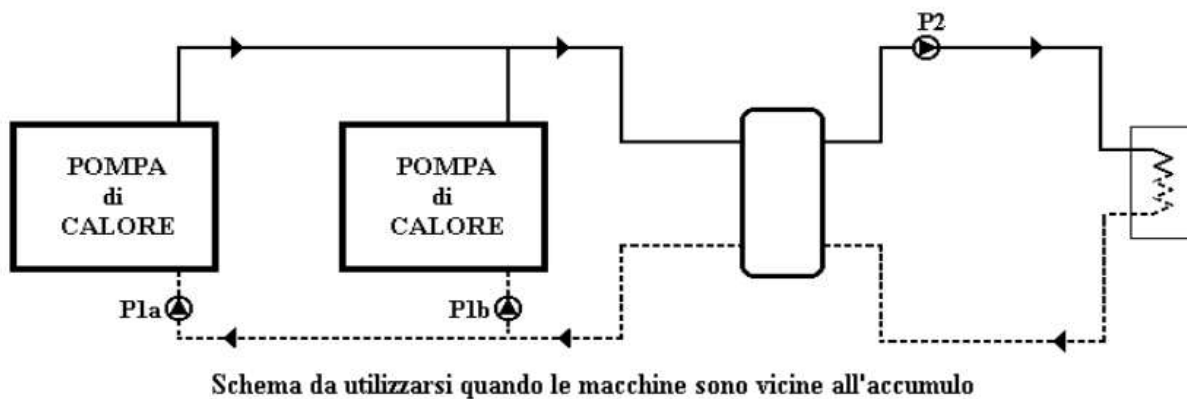


Figura 190: Gruppi in parallelo con tratto comune e pompa singola

Quando la distanza è elevata, ovverosia siano elevate le perdite di carico del tratto comune e non si voglia o non si possa utilizzare lo schema di figura 5, si può utilizzare lo schema riportato in figura seguente, nel quale la pompa del secondario alimenta anche i tratti comuni del primario dei gruppi.

Nella figura l'accumulo è posto nel punto di chiusura del circuito. Alcuni autori indicano questa come la soluzione ideale, in quanto eliminerebbe ogni problema di miscela. In realtà non è assolutamente vero: come nelle situazioni precedenti vi è sempre un punto di formazione della miscela e la temperatura cui si pone l'accumulo dipende dalle portate delle pompe dell'impianto. La posizione equivale sostanzialmente a quella dell'accumulo orizzontale usato come disconnettore idraulico: è quindi necessario verificare l'effettiva circolazione d'acqua al suo interno, in assenza della quale non può svolgere le funzioni di propria competenza.

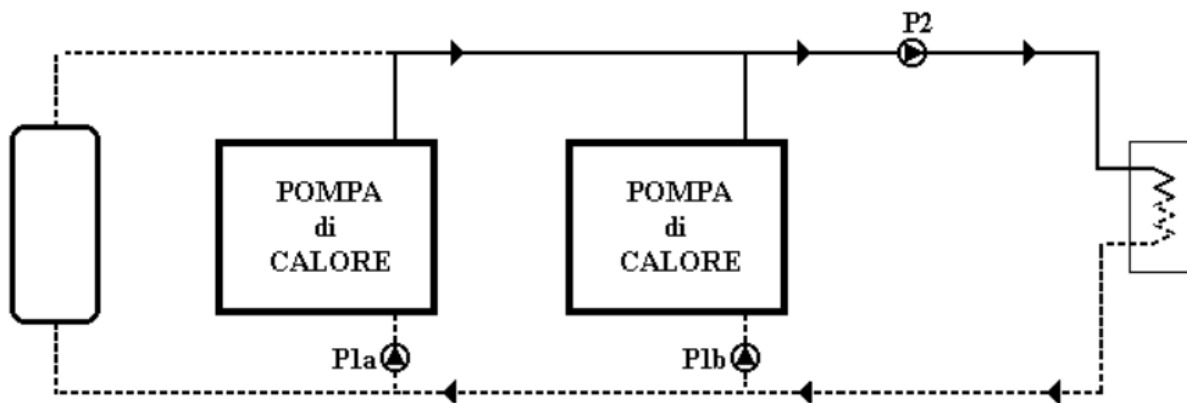


Figura 191: Pompe di calore in parallelo su circuito ad anello

6.15 IMPIANTI A PORTATA VARIABILE CON REFRIGERATORI D'ACQUA

Gli impianti a portata variabile hanno il grande pregio di ridurre sensibilmente le spese di pompaggio, specialmente in circuiti di grandi dimensioni nei quali le potenze in gioco non sono trascurabili. In genere ancora oggi si tende a mantenere costante la portata nei circuiti secondari (che vedono i carichi).

Una tale situazione è data in Figura 192 ove si può osservare come i refrigeratori abbiano ciascuno la propria pompa di alimento che assicura una portata costante e pari al valore nominale di ciascun refrigeratore. Il circuito secondario, regolato con valvole a due o a tre vie, risulta a portata variabile.

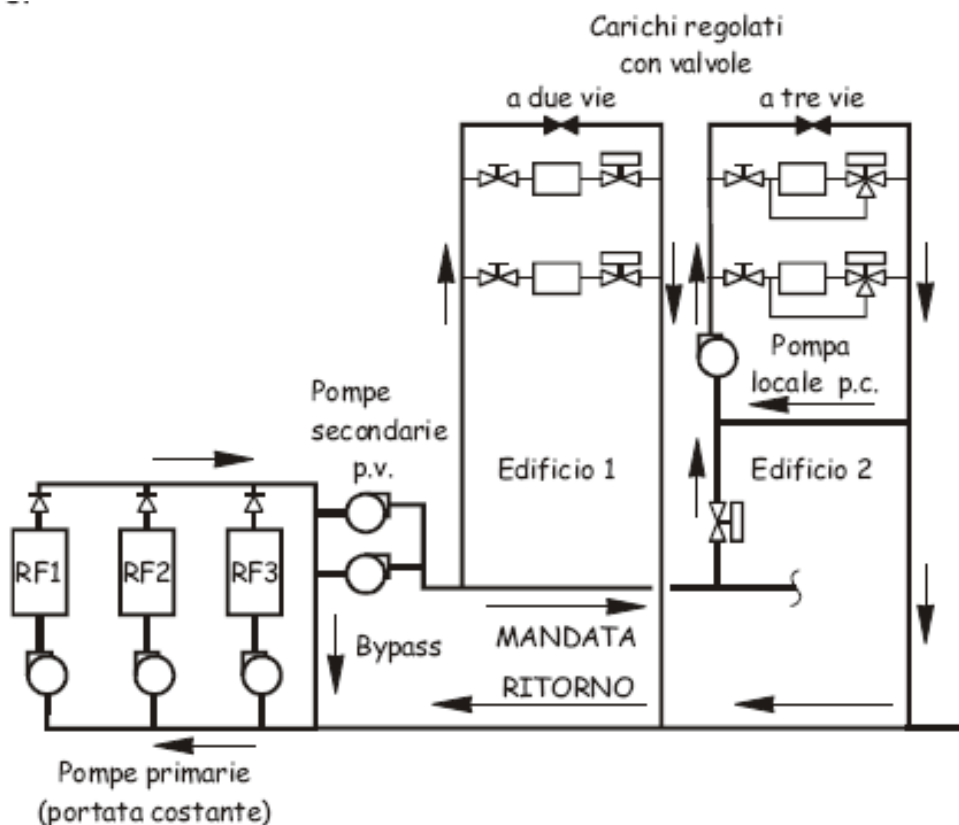


Figura 192: Circuito primaria a portata costante e secondario a portata variabile

Questa circostanza è del tutto compatibile con il funzionamento del circuito primario contenente i refrigeratori poiché i due circuiti sono disaccoppiati mediante l'inserimento di un bypass a monte delle pompe del circuito secondario.

Il bypass deve evitare il mescolamento fra l'acqua fredda del primario e quella più calda del secondario. Pertanto occorre inserire un dispositivo che impedisca l'inversione di flusso rispetto a quello indicato in figura. Si osservi che il ΔT dell'acqua del circuito secondario deve essere quello di progetto in modo che i refrigeratori funzionino correttamente con la portata nominale. Per raggiungere questo scopo occorre inserire opportuni sistemi di bilanciamento (e quindi di regolazione) dei terminali del secondario. Qualora questa condizione non venisse rispettata si avrebbe una temperatura di ritorno dell'acqua del secondario inferiore a quella di progetto con conseguenze anche gravi sul corretto funzionamento dell'impianto.

In Figura 193 si ha un esempio di circuito secondario disaccoppiato dal primario mediante un bypass, come detto in precedenza, ma con gruppo di pompaggio comune.

Le pompe operano a portata costante e il circuito secondario opera a portata variabile con terminali regolati con valvole a due vie. Il dimensionamento del circuito secondario è effettuato per la massima portata contemporanea.

Questo schema fa lavorare i refrigeratori in condizioni nominali e questi possono essere parzializzati in parallelo. La portata di acqua rimane costante attraverso ogni evaporatore per qualsiasi condizione di carico. La valvola a due vie nel ramo di bypass consente di rilevare la caduta di pressione conseguente alla variazione di portata nel secondario e quindi è possibile attivare e/o spegnere uno o più refrigeratori. In Figura 194 si ha l'esempio di una riduzione del 33% di portata nel secondario e conseguente spegnimento di un refrigeratore d'acqua in modo che gli altri due lavorino a potenza nominale. Una variante con circuito secondario a portata variabile disaccoppiato ma con pompe diversificate è rappresentato in Figura 195.

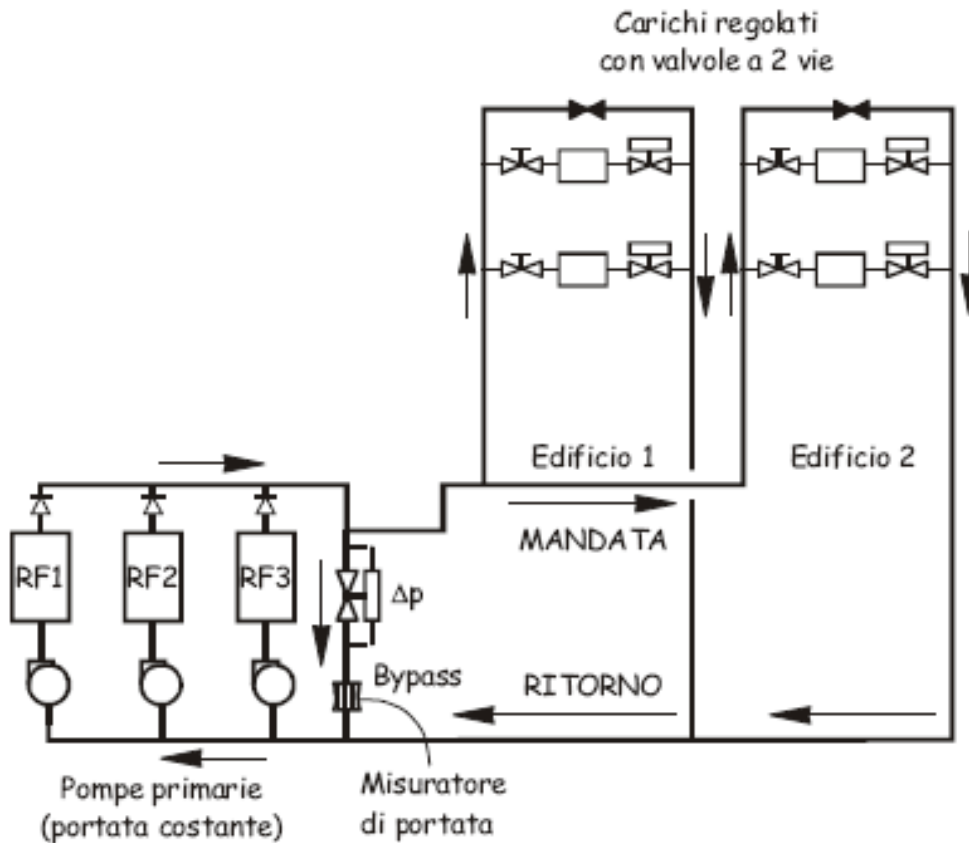


Figura 193: Portata variabile nel circuito secondario con disaccoppiamento e pompe comuni

I refrigeratori operano a portata costante e parzializzato in parallelo. La portata del circuito primario deve essere sempre superiore a quella del secondario.

Quando necessario (raramente negli impianti con rete secondaria estesa data la massa di acqua nei circuiti) il serbatoio inerziale deve essere miscelato e possibilmente inserito nel circuito primario, **sul ritorno** comune dei refrigeratori, vedi Figura 196.

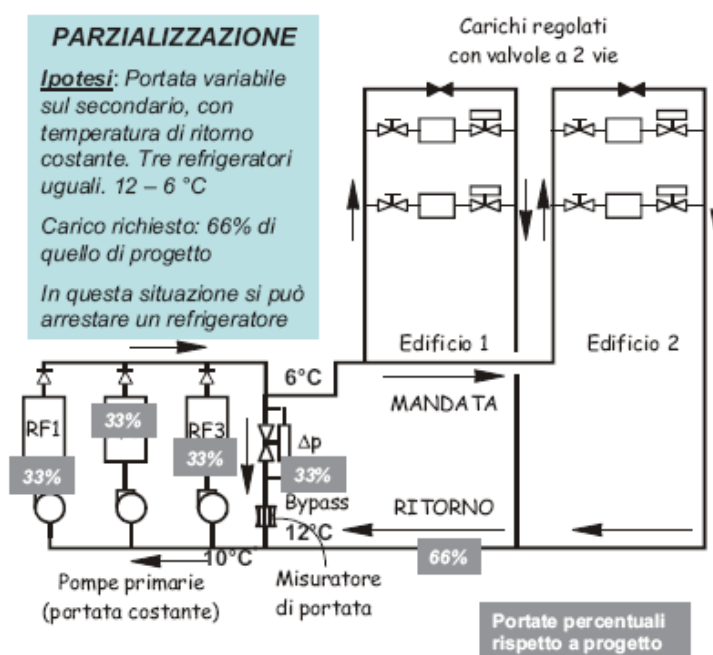


Figura 194: Portata variabile nel secondario con disaccoppiamento e pompe comuni: esempio di regolazione

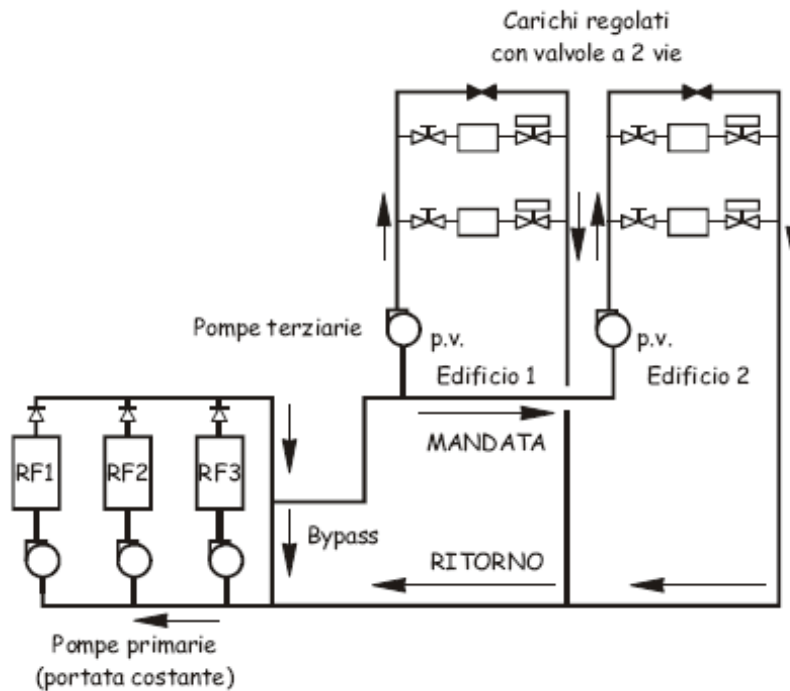


Figura 195: Portata variabile nel secondario con disaccoppiamento e pompe diversificate

In tal modo svolge infatti anche la funzione di attenuare la velocità di variazione della temperatura dell’acqua refrigerata in ingresso ai refrigeratori in funzione, quando si inserisce o disinserisce una macchina.

Occorre evitare di posizionare il serbatoio di accumulo sulla mandata, come indicato in Figura 197, poiché in questo modo l’inevitabile miscelamento dell’acqua nel serbatoio fa perdere il controllo della temperatura dell’acqua di mandata ai carichi, senza produrre alcun beneficio.

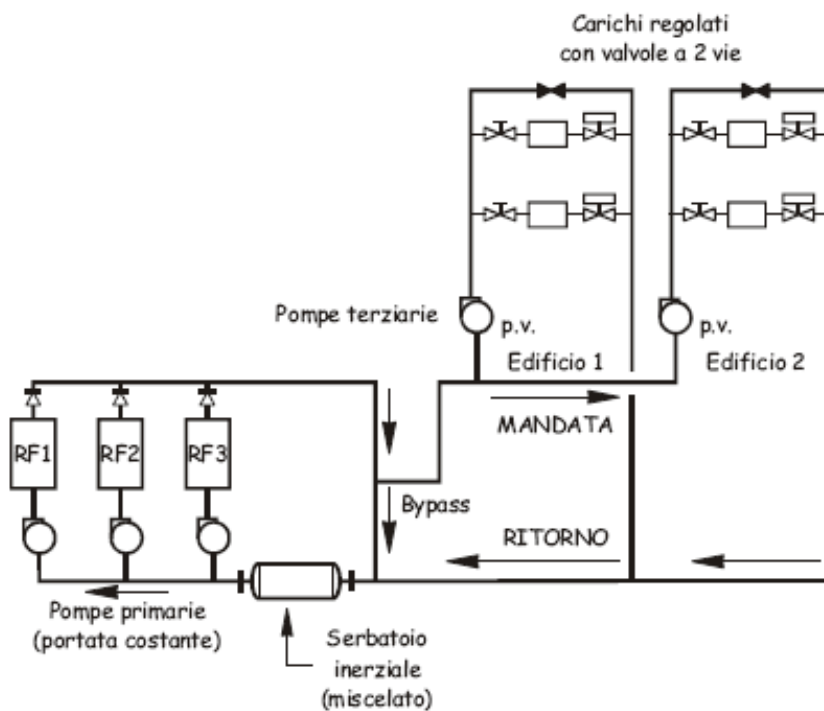


Figura 196: Corretto inserimento di un serbatoio di accumulo sul ritorno

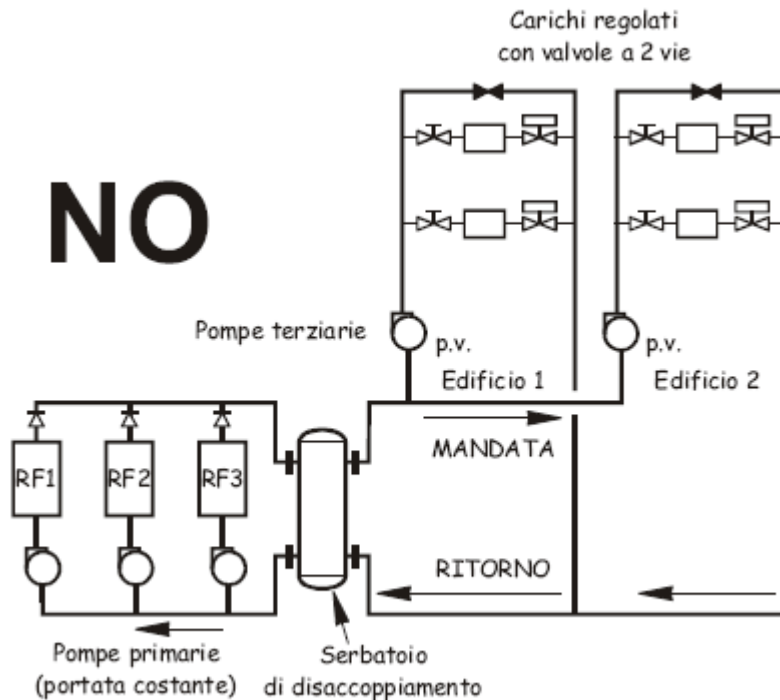


Figura 197: Inserimento errato di un serbatoio di accumulo sulla mandata dei refrigeratori

Il serbatoio di accumulo può essere disposto anche correttamente nel ramo di bypass, come indicato in Figura 198 anche se risulta più razionale lo schema di Figura 196.

Alcuni produttori accettano una variazione della portata nominale dei refrigeratori in modo da consentire la portata variabile anche nel circuito primario.

Tuttavia occorre sempre inserire opportuni controlli dei flussi per evitare la ghiacciatura degli evaporatori.

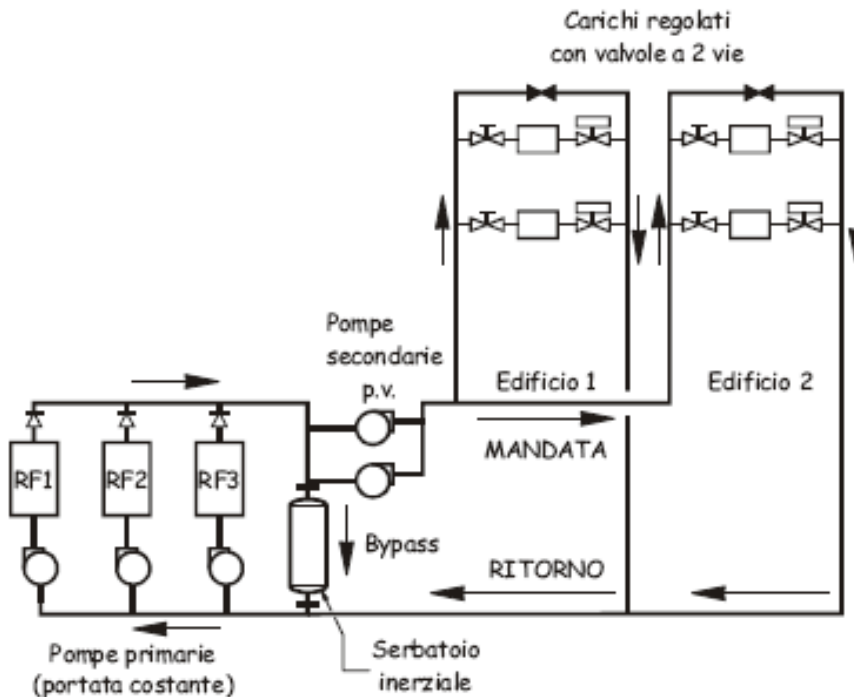


Figura 198: Inserimento del serbatoio di accumulo nel ramo di bypass

6.16 APPLICAZIONI DELLA POMPA DI CALORE

Le possibili applicazioni di una pompa di calore sono, come accennato precedentemente:

- - climatizzazione degli ambienti;
- - riscaldamento degli ambienti e produzione d'acqua sanitaria (dove distinguiamo gli impianti in monovalenti e bivalenti).

Quando la pompa di calore è in grado di coprire l'intero fabbisogno termico, avremo un sistema monovalente (se la pompa utilizza come sorgente l'aria esterna, tale sistema è utilizzabile soltanto in zone ove la temperatura non scenda sotto agli 0°C). Qualora invece la pompa di calore non riesca a coprire il fabbisogno termico, si farà ricorso al sistema bivalente.

Questo si distingue in bivalente mono-energetico, se la quota del fabbisogno termico stagionale è coperto da pompa di calore e l'integrazione avviene con generatore ausiliario che utilizza lo stesso vettore energetico, e bivalente bi-energetico se il generatore ausiliario utilizza un altro vettore energetico rispetto alla pompa di calore.

Come vettore energetico la norma considera l'energia elettrica per pompe di calore a compressione di vapore e combustibili gassosi o liquidi per le pompe di calore ad assorbimento a fuoco diretto. Per il riscaldamento dell'acqua calda si ricorda che i serbatoi di accumulo dovranno essere previsti di dimensioni maggiori rispetto ai normali scaldacqua, giacché la temperatura dell'acqua prodotta non supera i 55°C.

6.16.1 UTILIZZO DELLE POMPE DI CALORE CON INTEGRAZIONE SOLARE E GEOTERMICA

Le pompe di calore elettriche aria - acqua sono caratterizzate da efficienze e da potenze rese che diminuiscono con il diminuire della temperatura della sorgente fredda. Così, al di sotto di una determinata temperatura esterna, non si ha più la convenienza economica all'utilizzo della pompa di calore (rispetto ad una caldaia a gas, infatti, il vantaggio economico si ottiene quando il COP è superiore al rapporto fra costo del kWh elettrico e kWh reso dal gas). Se poi, associata alla bassa temperatura esterna, si ha anche un'umidità relativa elevata, sulla superficie dell'evaporatore, che opera a temperatura inferiore per poter scambiare calore, si forma uno strato di ghiaccio (brina) che riduce l'efficienza dello scambio di calore, e che porta la pompa di calore ad invertire il ciclo periodicamente (cicli di sbrinamento) in modo da sbrinare il ghiaccio formatosi. Il ciclo di sbrinamento, ovviamente, impiega energia che viene sottratta dal riscaldamento degli ambienti, riducendo ulteriormente l'efficienza.

L'integrazione fra pompa di calore e caldaia a gas consente di ovviare a queste problematiche mediante logiche di gestione dei generatori che fanno in modo che la pompa di calore possa funzionare solamente quando l'efficienza del generatore o il costo del kWh prodotto siano convenienti. In questo modo si possono anche installare pompe di calore di potenza inferiore, in quanto il massimo carico termico invernale, che si verifica alla minima temperatura esterna, è sempre garantito dalla caldaia a gas.

La situazione è più semplice per quanto riguarda il solare termico: è chiaro che se le condizioni ambientali lo permettono, l'energia termica derivante dal sole è completamente gratuita, ad eccezione dell'energia elettrica assorbita dai circolatori/pompe.

Apriamo per un attimo una parentesi con alcune definizioni della UNI/TS 11300-4:2012 a tal proposito. Innanzitutto, sono definiti:

- Coefficiente di prestazione (COP) il rapporto fra la potenza termica fornita e la corrispondente potenza elettrica assorbita;
- Fattore di carico (CR) il rapporto fra la potenza termica richiesta dall'impianto alla pompa di calore, nelle specifiche condizioni di esercizio, e la potenza termica

dichiarata riferita alle stesse temperature di esercizio. Questo ci consente di definire una determinata temperatura, chiamata bivalente, come quella temperatura della sorgente fredda alla quale la pompa di calore funziona con fattore di carico unitario.

Le possibili modalità di funzionamento a temperature inferiori alla temperatura bivalente sono essenzialmente tre:

1. **Funzionamento alternato:** al di sotto della temperatura bivalente, la potenza termica viene fornita esclusivamente dalla caldaia;
2. **Funzionamento parallelo:** al di sotto della temperatura bivalente, la potenza termica viene fornita da ambedue i generatori di calore. La caldaia fornisce quindi solamente la quota residua di potenza;
3. **Funzionamento parzialmente parallelo:** al di sotto della temperatura bivalente, la potenza termica viene fornita da ambedue i generatori di calore, finché, all'abbassarsi della temperatura esterna, si arriva allo spegnimento della pompa di calore e quindi al solo funzionamento della caldaia.

Le casistiche e le opportunità impiantistiche sono le più svariate: è compito del progettista individuare la soluzione più vicina alle necessità del cliente e al corretto sfruttamento delle fonti energetiche rinnovabili e non.

Funzionamento per il riscaldamento di ambienti

Il principale componente per la gestione dell'impianto, oltre alla pompa di calore e alla caldaia, è una centralina elettronica collegata a una sonda esterna, a un termostato ambiente interno e a una valvola deviatrice a tre vie, oltre che ai generatori di calore.

Quando il termostato ambiente rileva una temperatura troppo bassa, se la temperatura dell'aria esterna è superiore alla temperatura di alternanza impostata in centralina, quest'ultima attiva solamente la pompa di calore. Viceversa, se la temperatura dell'aria esterna scende al di sotto di tale temperatura, a seconda della modalità di funzionamento di progetto, si attiva la caldaia a supporto della pompa di calore o come unico generatore.

La temperatura “di alternanza” tra generatori di calore, in realtà non sempre si identifica con la temperatura bivalente così come definita dalla UNI TS 11300-4. I produttori consentono di impostare tale temperatura in base a logiche economiche oltre che di rendimento, impostando il prezzo dell'energia elettrica, del gas metano e il rendimento della caldaia.

La sonda esterna, per non risentire di fonti di calore “parassite”, deve essere sempre posta a Nord, a riparo dall'irraggiamento solare e lontana da possibili sorgenti di calore, quali estrattori d'aria, finestre, ecc. La regolazione climatica, garantita dalla sonda esterna, fa sì che, in base alla temperatura esterna, vari la temperatura di mandata secondo una curva preimpostata. Nel caso di funzionamento parallelo o parzialmente parallelo, come anzidetto, si può avere la formazione di brina sulla superficie dell'evaporatore dovuta alle basse temperature e all'umidità ambientale. In tal caso, per sciogliere lo strato di ghiaccio, la pompa di calore inverte periodicamente il ciclo mediante la valvola a 4 vie interna.

Utilizzo dell'energia solare

L'energia solare può essere accumulata in un serbatoio mantenuto alla temperatura minima desiderata mediante l'apporto esterno anche di una caldaia. In questo modo l'evaporatore della pompa di calore vede la sorgente fredda ad una temperatura elevata e quindi non presenta più il problema della riduzione del COP e della potenza prodotta.



Figura 199: Impianto con pompa di calore ed energia solare

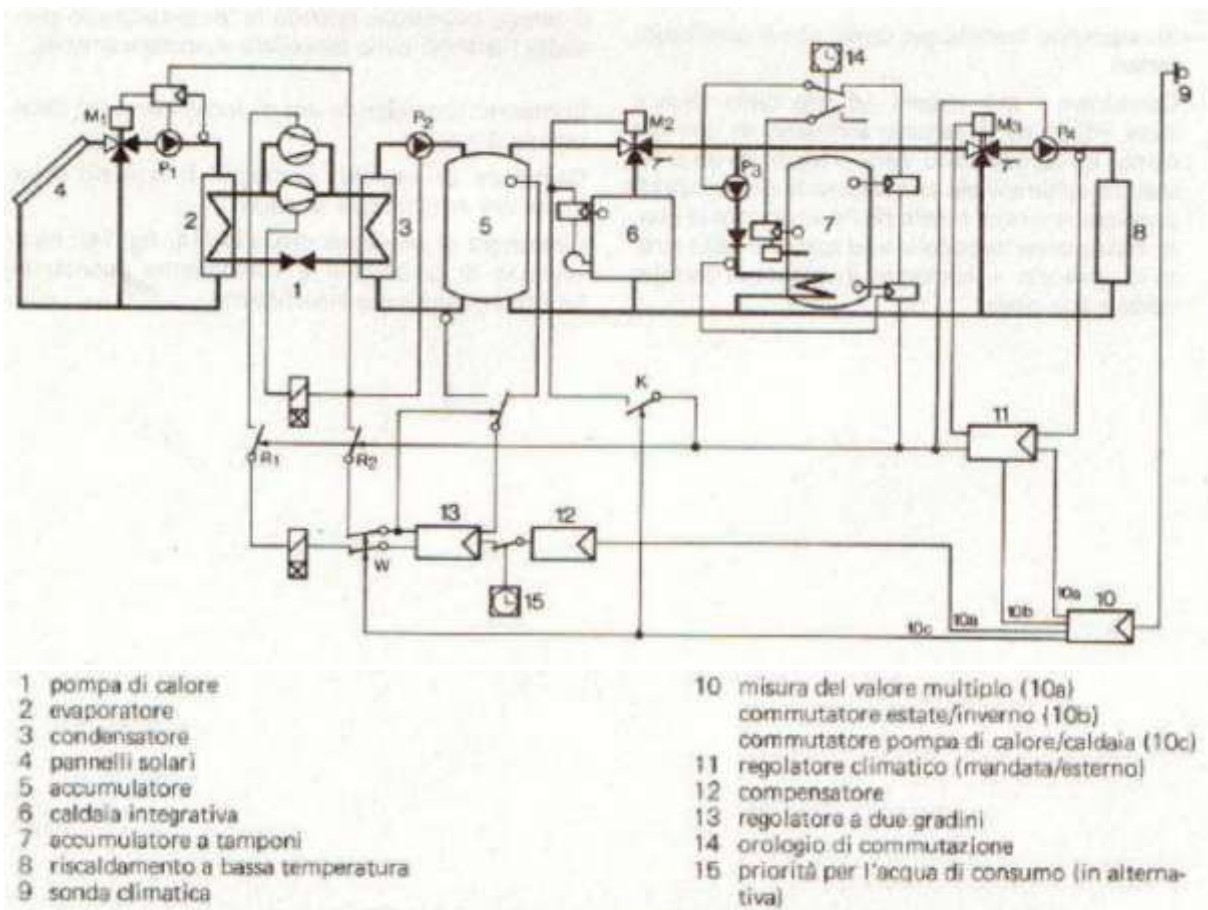


Figura 200: Impianto con pompa di calore ed integrazione solare e caldaia con regolazione

Utilizzo dell'energia geotermica

Un concetto simile a quello dell'utilizzo dell'energia solare   quello dell'utilizzo dell'energia geotermica per innalzare la temperatura di utilizzo dell'evaporatore.

Questa possibilità è tanto più importante quanto minore è la temperatura esterna già al di sotto dei -5°C). La temperatura media al generatore può salire oltre i 10°C , a seconda delle tipologie di sonde geotecniche e del terreno.

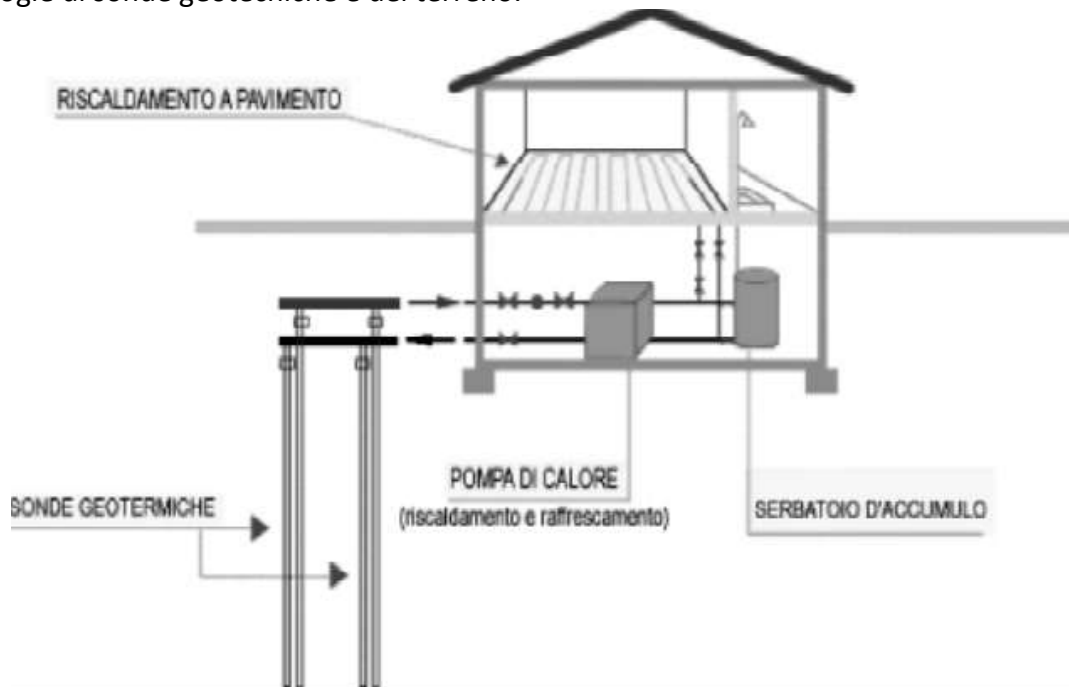


Figura 201: Pompa di calore con sonde geotermiche

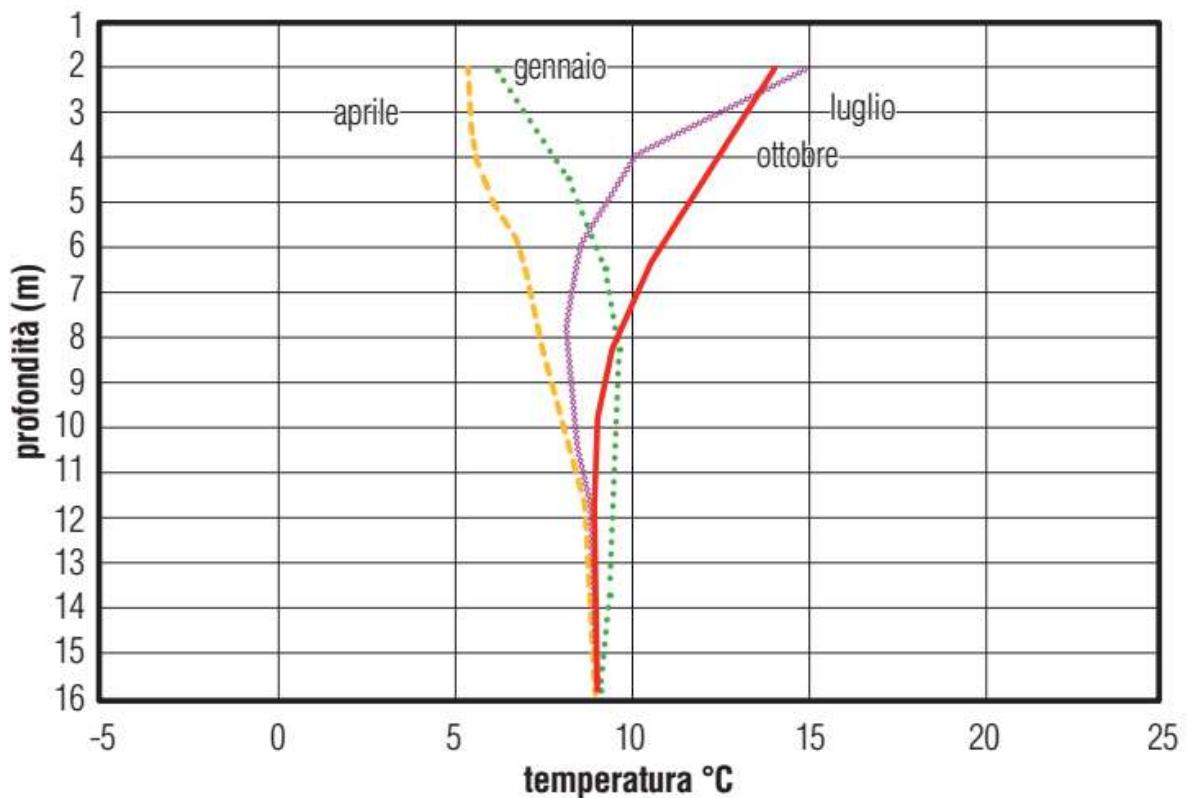


Figura 202: Andamento stagionale della temperatura nel suolo

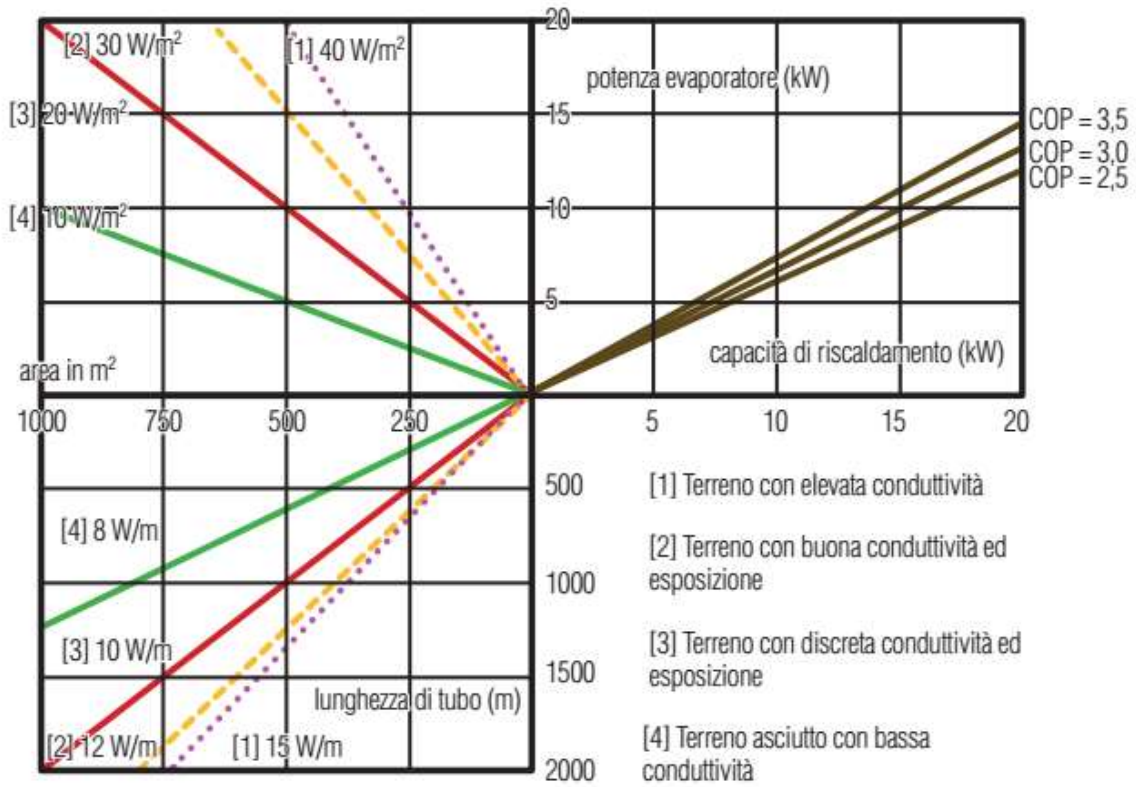


Figura 203: Nomogramma per il calcolo della lunghezza di tubo necessaria data la potenza di progetto

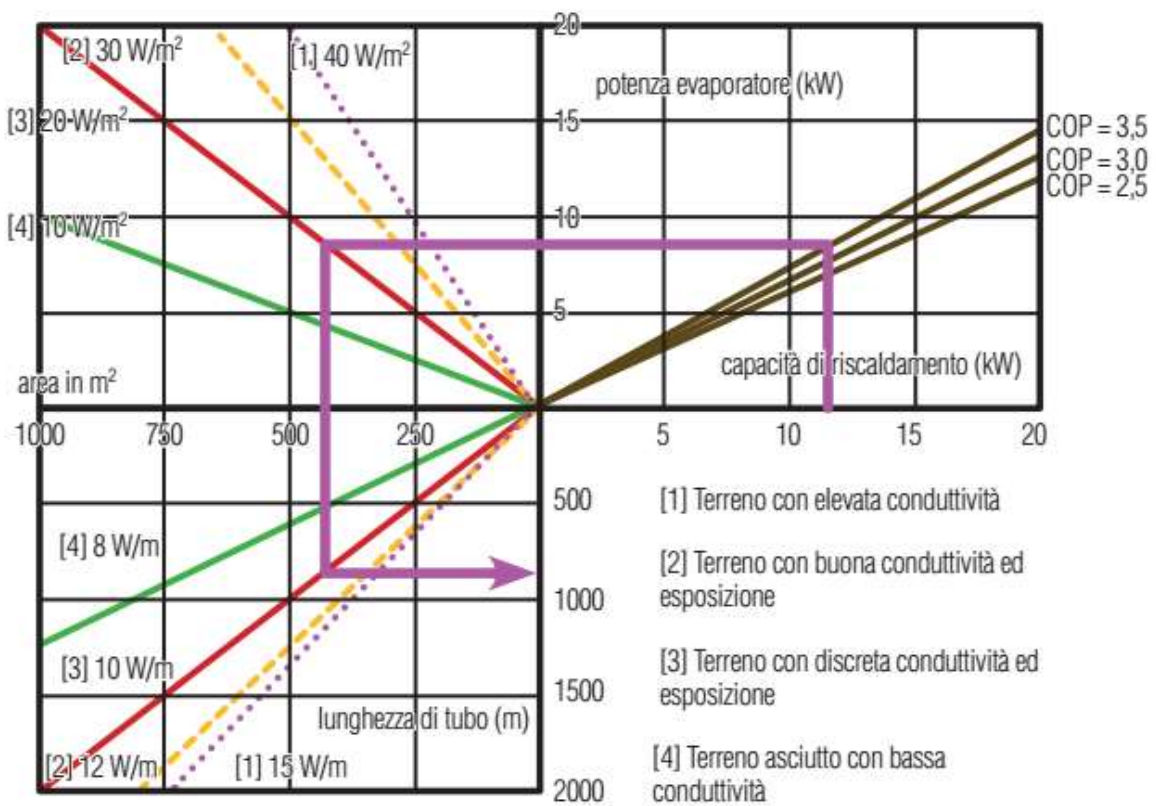


Figura 204: Esempio di utilizzo del nomogramma

6.17 POMPE DI CALORE AD ASSORBIMENTO

Assume particolare interesse nelle applicazioni il ciclo ad assorbimento. Pur non essendo molto diffuso per via degli elevati costi, questo ciclo ha applicazioni anche e soprattutto nei cicli trigenerativi dove si desidera produrre contemporaneamente energia elettrica, energia termica ed energia frigorifera.

Il ciclo ad assorbimento, infatti, è considerato un convertitore di carico nel senso che, per le sue caratteristiche di funzionamento, trasforma un carico elettrico (normalmente si utilizzano compressori frigoriferi alimentati ad energia elettrica) in carico termico poiché il ciclo frigorifero ad assorbimento richiede energia termica.

Questo ciclo si sostituisce il compressore frigorifero, solitamente alimentato elettricamente, con un sistema ad assorbimento termico costituito da due serbatoi, detti **generatore** ed **assorbitore**.

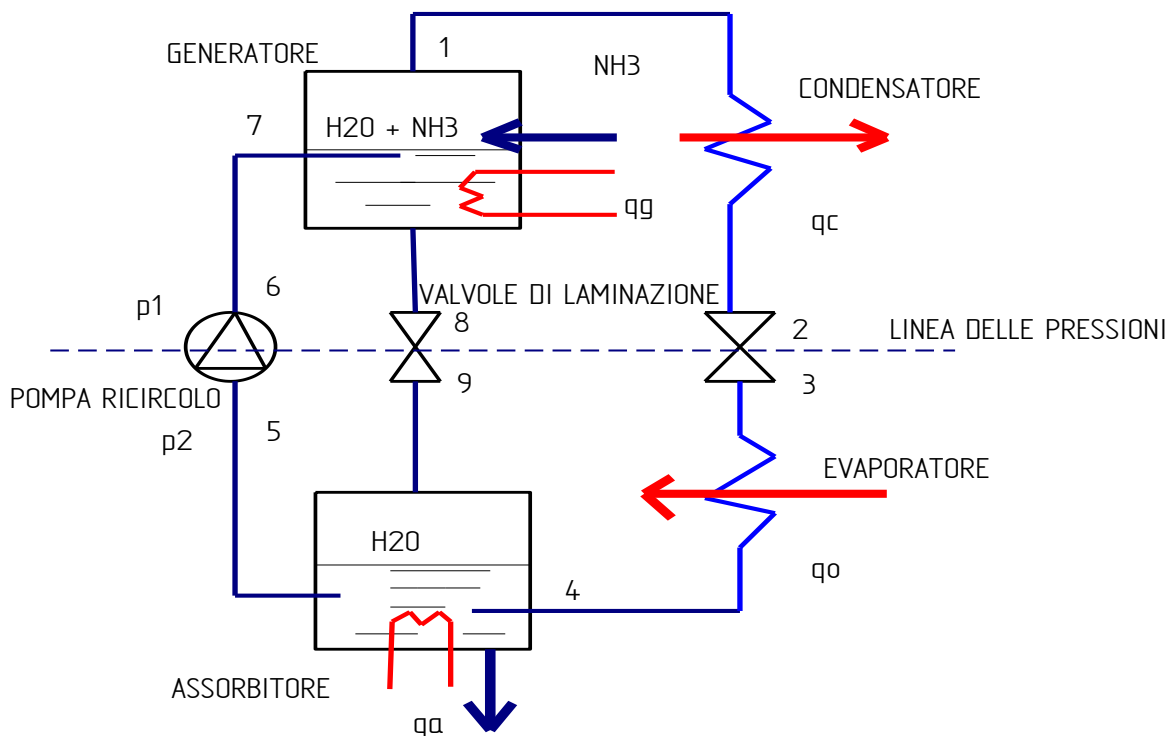


Figura 205: Schema di una macchina ad assorbimento

Nel primo si cede calore ad una miscela composta da un soluto (capace di evaporare facilmente) ed un solvente (ad esempio acqua e ammoniaca o acqua e bromuro di litio).

Il ciclo ad assorbimento non ha particolare efficienza ma consente il raggiungimento di temperature particolarmente basse, fino a $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ utilizzando ammoniaca come refrigerante e acqua come assorbente; è molto impiegato nei casi in cui si disponga di recuperi termici industriali o recuperi termici da cogenerazione (cogenerazione) o in mancanza di energia elettrica necessaria all'azionamento del compressore per il ciclo a compressione di vapore.

Si utilizzano come solvente l'acqua e soluto l'ammoniaca, che è il gas frigorifero, oppure come solvente l'acqua e come soluto il bromuro di litio, in questo caso il gas frigorifero è il vapor d'acqua (più volatile). In figura si riporta lo schema impiantistico per una macchina del tipo $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. Per effetto del calore Q_g ceduto al serbatoio superiore (detto generatore) si libera NH_3 allo stato quasi puro e ad alta pressione.

L'ammoniaca inizia così il ciclo classico di condensazione, laminazione ed evaporazione (presente anche nel ciclo frigorifero a compressione di vapori saturi).

All'uscita dell'evaporatore l' NH_3 si ricombina nel serbatoio inferiore, detto assorbitore, con la miscela acqua-ammoniaca impoverita e recuperata dal serbatoio superiore (tramite una valvola di laminazione dal momento che in basso c'è una pressione inferiore rispetto a quella che insiste in alto). La reazione di assorbimento è di tipo esotermico e quindi cede calore Q_a all'esterno.

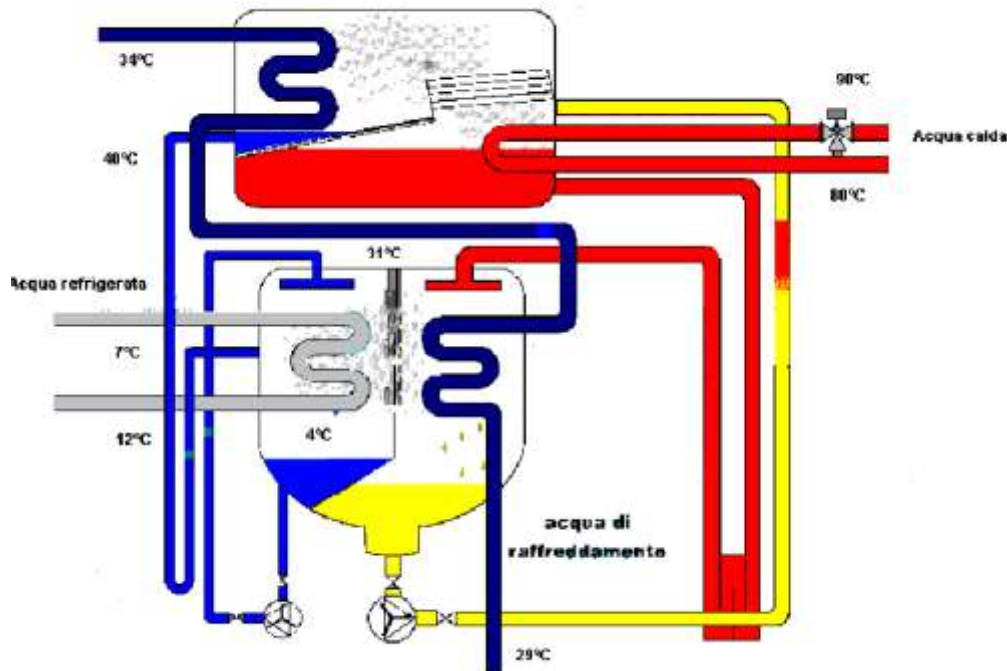


Figura 206: Ciclo di macchina ad assorbimento ad acqua e BrLi

Una pompa provvede a riportare la miscela di acqua e ammoniaca ricomposta al generatore e si riprende il ciclo. In definitiva si hanno quindi due cicli: quello interno tra generatore e assorbitore e quello esterno che produce l'effetto frigorifero all'evaporatore.

Il coefficiente che definisce il rendimento di tale macchina è il **GUE**, dall'inglese "**Gas Utilization Efficiency**", che è il rapporto tra l'energia fornita e l'energia consumata al generatore.



Figura 207: Esempio di pompa di calore ad assorbimento alimentata a gas

Le macchine ad assorbimento possono essere utilizzate in presenza di cascami termici ovvero “rifiuti” termici di altri processi di lavorazione industriale o di produzione in genere.

L'utilizzo come refrigeratore risulta conveniente negli impianti cogenerativi perché queste macchine trasformano un carico elettrico (quello dei compressori tradizionali alimentati ad energia elettrica) in un carico termico (quello del generatore) e quindi consentono di avere sia caldo che freddo con sola energia termica.

Se consideriamo le temperature nei vari organi si ha, in genere, al generatore una temperatura di 80-120 °C mentre al condensatore, a seconda della miscela, circa 40 °C. Può apparire strano che si utilizzi energia a temperatura > 80 °C al generatore per avere energia a 40 °C al condensatore in funzionamento a pompa di calore. In realtà la quantità di energia che si ha al condensatore è più elevata di quella al generatore perché a quest'ultima si somma l'energia prelevata dall'ambiente all'evaporatore.

Il vantaggio delle pompe di calore ad assorbimento consiste nel non avere organi in movimento e, soprattutto, di trasformare un carico normalmente di tipo elettrico (compressore frigorifero tradizionale) in un carico termico.

Si può usare anche cascame termico derivanti da processi industriali o, più proficuamente, da sistemi di cogenerazione (vedi Volume 6° sulle Fonti di Energia Rinnovabili, FER).

Per le pompe di calore a gas si suole indicarne l'efficienza mediante il **GUE (Gas Utilization Efficiency)** che è il rapporto fra l'energia termica ottenuta al condensatore. e l'energia termica fornita al generatore.

FUNZIONAMENTO IN RISCALDAMENTO⁽¹⁾

Punto di funzionamento A7/W35	GUE efficienza di utilizzo del gas ⁽²⁾	%	150
	potenza termica	kW	37,8
Punto di funzionamento A7/W50	GUE efficienza di utilizzo del gas	%	140
	potenza termica	kW	35,3
Portata acqua nominale (ΔT = 10 °C)		m ³ /h	3,04
Perdita di carico alla portata acqua nominale (con acqua in mandata a 50 °C)		kPa	29
Temperatura uscita acqua massima (ΔT = 10 °C)		°C	60
Temperatura ingresso acqua massima/minima		°C	50/20
Temperatura aria esterna (bulbo secco) massima/ minima		°C	35/-20

Tabella 28: Dati nominali di una pompa di calore ad assorbimento alimentata a gas

Queste pompe di calore possono validamente sostituire i generatori termici tradizionali ed essere installati facilmente negli edifici, come illustrato in figura.



Figura 208: Esempi di installazione di una pompa di calore a gas



Figura 209: Macchina ad assorbimento commerciale

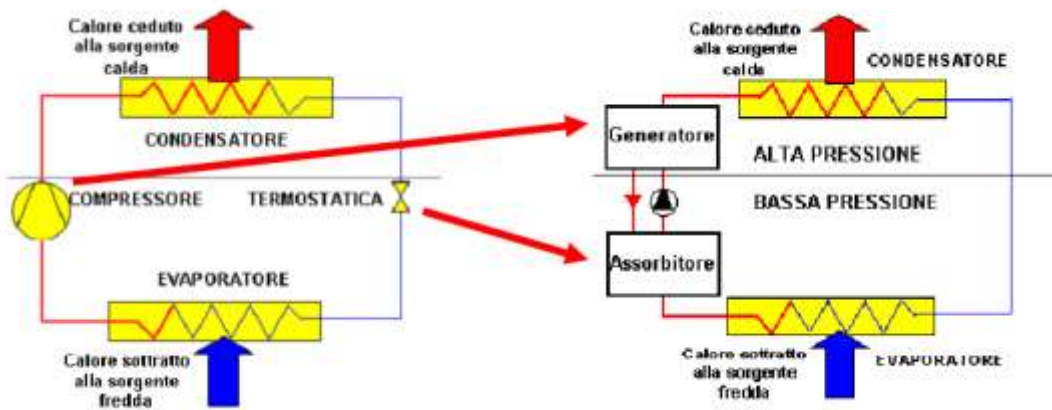


Figura 210: Confronto fra ciclo a compressore e ad assorbimento

6.17.1 FLUIDI REFRIGERANTI

Nella figura seguente si ha una rappresentazione sinottica delle qualità dei componenti dei fluidi refrigeranti oggi utilizzati. Un maggiore approfondimento si ha nel Volume IV sugli impianti di condizionamento.



Figura 211: Qualità dei componenti dei fluidi termovettori.

6.18 SISTEMI SPLIT

Negli ultimi anni si sono diffusi condizionatori reversibili (quindi che funzionano anche da *pompe di calore*) del tipo *split*. In figura seguente si ha uno spaccato funzionale di un moderno sistema split nel quale sono visibili l'unità esterna (che in funzionamento estivo funge da unità moto-condensante) e l'unità interna (che in estate funge da evaporatore del fluido refrigerante che circola direttamente in essa).

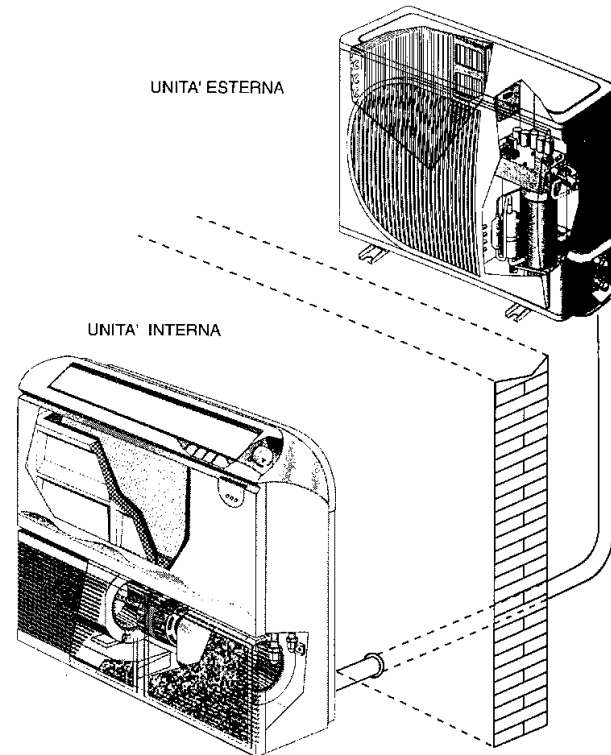


Figura 212: Spaccato di un moderno sistema split

Con riferimento alla figura si può osservare che si tratta di impianti compatti, solitamente per uno fino a quattro ambienti, costituiti da un'unità *moto-condensante* (in estate) esterna ed da un'unità *evaporativa* (sempre in estate) interna.

Nella figura successiva si ha un esempio di installazione di questi impianti: sono ben visibili all'esterno (qui indicato sul terrazzo) l'unità *moto-condensante* (cioè contenente il compressore frigorifero e il condensatore) e all'interno due unità *evaporatrici* (cioè contenente ciascuna un *evaporatore*). Il fluido termovettore è contemporaneamente *frigorifero*, cioè è lo stesso *Freon* che circola nell'unità interna.

Questa soluzione consente di avere migliori rendimenti di scambio termico in quanto le batterie interne alle unità sono *ad espansione diretta*: in esse il *Freon* si espande a bassa pressione assorbendo calore dall'ambiente e quindi raffreddandolo.

Se il sistema è reversibile allora in inverno le funzioni delle batterie si scambiano: nell'unità esterna si ha il *compressore* e l'*evaporatore* mentre all'interno si ha il *condensatore* che cede calore, sempre per espansione diretta, all'ambiente, riscaldandolo.

Gli split sono condizionatori costituiti da due sezioni "*separate*" (*split* in inglese), da collegare mediante linee frigorifere e cavi elettrici in fase di installazione: una motocondensante (o unità esterna) e una o più unità interne di vario tipo (a parete, a pavimento, a soffitto, console, a cassetta o canalizzabili).

Sono idonei per il condizionamento permanente di uno o più ambienti medio-piccoli, senza interventi di ristrutturazione edilizia.

Si distinguono in:

- **Monosplit** - split costituiti da una motocondensante (o unità esterna) collegata ad una sola unità interna, per condizionare un solo ambiente;
- **Multisplit**: split costituiti da una motocondensante (o unità esterna) collegata a due o più unità interne (fino ad un massimo di cinque), generalmente una per ciascun ambiente da condizionare.

Questo genere di impianti non accettano lunghi percorsi per le tubazioni poiché all'interno il fluido deve essere soggetto alle pressioni delle fasi termodinamiche indicate nel ciclo frigorifero. Di solito si possono avere lunghezze di 10÷15 m con tubazioni precaricate di fluido frigorifero.

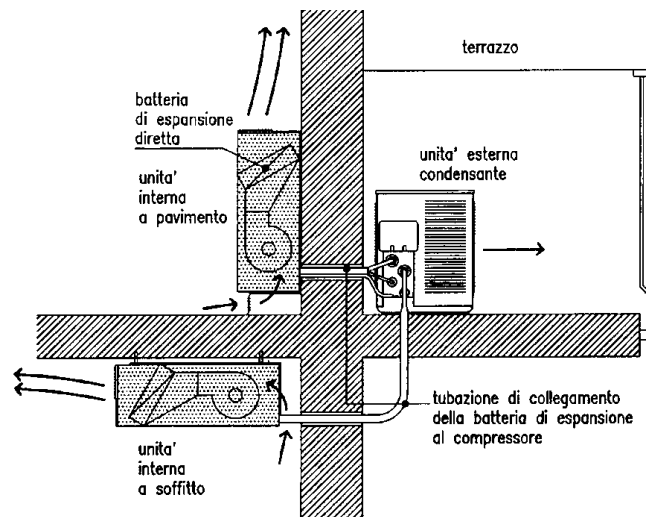


Figura 213: Impianto di climatizzazione tipo Split

Per maggiori lunghezze occorre aggiungere una pompa di circolazione che ripristina la pressione di esercizio all'*evaporatore* e al *condensatore*.

Gli impianti idronici, comunemente detti a fancoil o ventilconvettori, sono sistemi ad acqua, costituiti da un refrigeratore d'acqua collegato mediante linee di distribuzione dell'acqua a più ventilconvettori di vario tipo (a parate, a pavimento, a cassetta o canalizzabili).

Con questo sistema è possibile sfruttare un unico impianto ad acqua per il riscaldamento che il raffrescamento con dei veri e propri radiatori (fan-coils o ventilconvettori) i quali grazie ad una ventola che "soffia" sullo scambiatore scaldano o rinfrescano l'ambiente.

Questi impianti possono essere alimentati totalmente ad energia elettrica (sia per freddo che per caldo con pompa di calore) o parzialmente con gas (metano,/gpl) solo per il caldo. Sono particolarmente indicati per installazioni civili e uffici anche di grandi dimensioni.

La differenza principale rispetto agli impianti multisplit e VRF sta quindi nel fluido termovettore che circola nelle linee di collegamento tra unità esterna e unità interne: l'acqua anziché un refrigerante alogenato.

In figura seguente si ha un esempio di sistema split nel quale l'unità interna è canalizzata, cioè l'uscita non è immediata nell'ambiente in cui essa si trova ma l'aria viene opportunamente canalizzata con una semplice rete di distribuzione dell'aria condizionata. In questo modo si può avere un sistema split che può servire un appartamento o una piccola zona.

Per impianti maggiormente estesi si debbono avere impianti di condizionamento tradizionali. I sistemi split si sono evoluti in modo tale che è oggi possibile utilizzarli in modo quasi esclusivo per qualunque esigenza di climatizzazione anche in edifici complessi, come si

può osservare in figura dove i sistemi distributivi all'interno sono molteplici in funzione del tipo di unità interne (a soffitto, a parete, canalizzata, ...).

Va osservato che recentemente si sono prodotti unità split con fluido termovettore ad acqua. In pratica si ha all'interno del gruppo frigorifero una batteria di scambio fra fluido frigorifero ed acqua che viene inviata agli ambienti per la climatizzazione. Questi sistemi sono, in pratica, dei veri e propri piccoli impianti di condizionamento nei quali si ha una maggiore ingegnerizzazione delle unità di refrigerazione con una migliore disposizione topologica. Si osservi che i sistemi split non controllano bene l'umidità ambiente ma solo il carico sensibile. Se si ha necessità di controllare anche il carico latente si deve ricorrere agli impianti tradizionale ad aria.

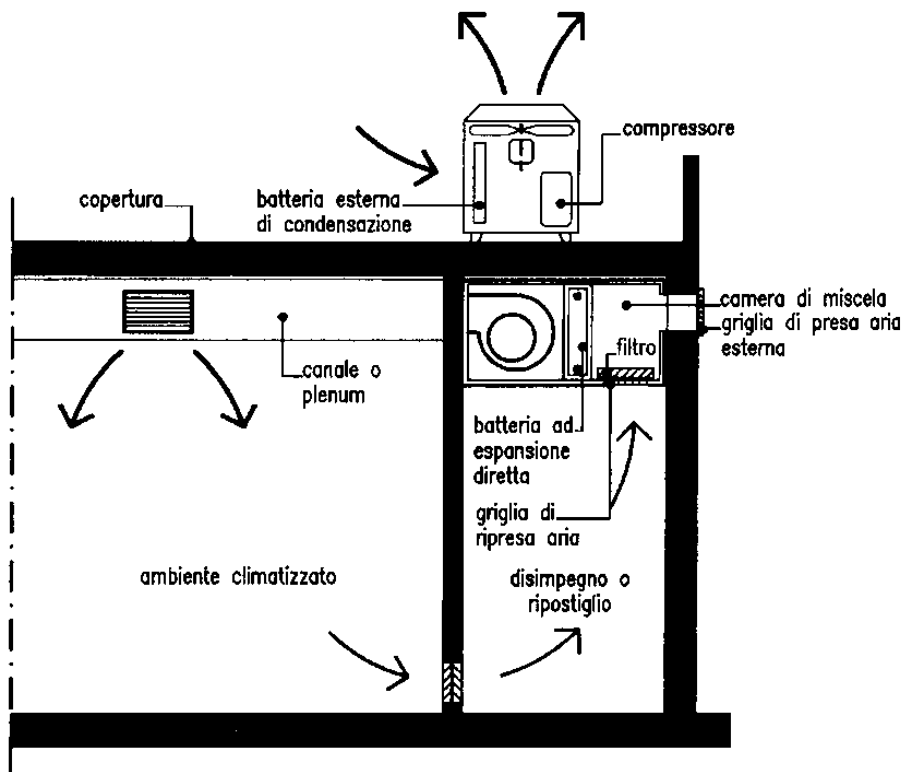


Figura 214: Sistema split con canalizzazione interna

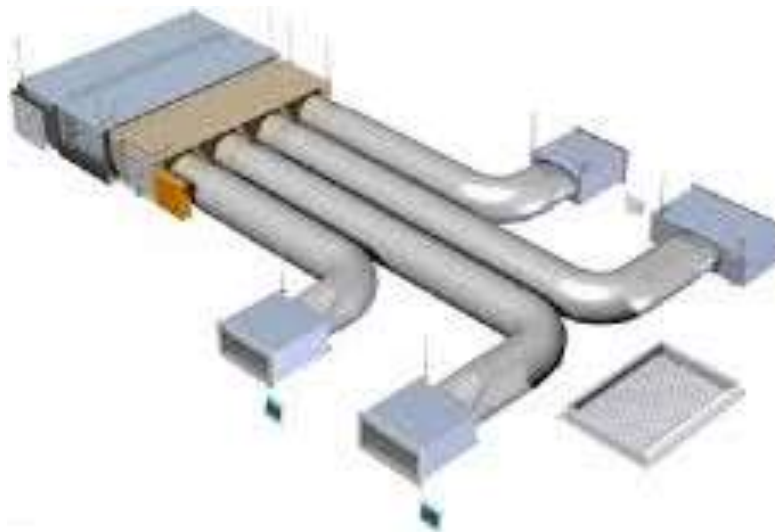


Figura 215: Unità canalizzata

6.18.1 IMPIANTI SPLIT DEL TIPO VRV E VRF

Gli impianti VRF sono l'ultima evoluzione degli impianti split; si distinguono da questi per via della portata di refrigerante variabile (**VRF**, *Variable Refrigerant Flow* o anche **VRV**³², *Variable Refrigerant Volume*), regolata da valvole modulanti, presenti in cassette di distribuzione o direttamente a bordo delle unità interne, in funzione del carico termico della singola unità interna.

Ciò permette di collegare diverse unità interne, da un minimo di 2 ad un massimo di 64, con una potenza totale delle unità interne abbinata che può superare del 135 al 160% la potenza dell'unità esterna.

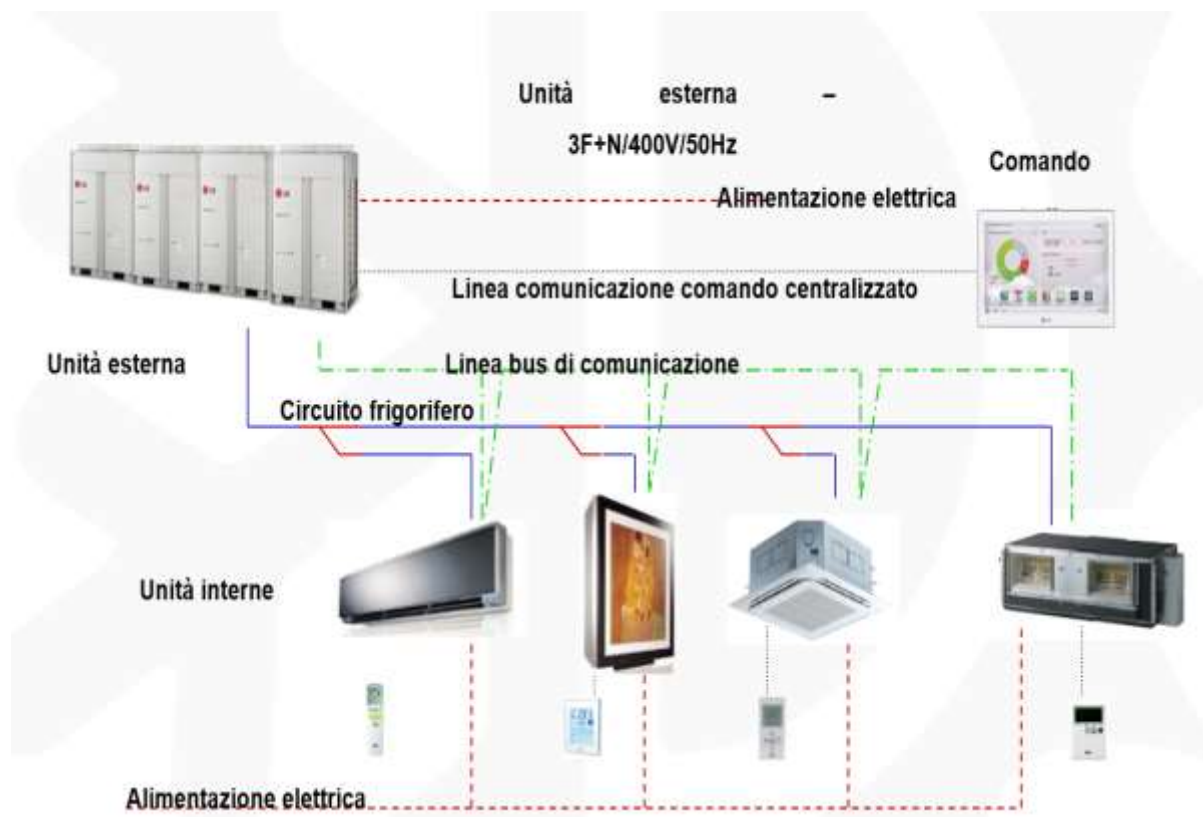


Figura 216: Impianti Split del tipo VRF

L'innovativo sistema di collegamento a Y permette l'impiego di soli 2 tubi abbattendo drasticamente i costi di installazione e gli oneri delle opere murarie.

Inoltre le unità esterne possono essere collocate fino a 150 metri di distanza dalle unità interne per un dislivello massimo di 50 metri.

Sempre di più gli innovativi sistemi di climatizzazione *VRF*, in alternativa ai sistemi "tradizionali" composti da caldaia e gruppo frigo, si impongono nelle preferenze dei clienti finali e degli installatori per tutte le installazioni dove vengono richiesti flessibilità di funzionamento, alto rendimento energetico ed installazione semplice e veloce (grazie anche al sistema di controllo realizzato con un semplice ed affidabile circuito di trasmissione seriale a due fili non polarizzato).

³² Questa tecnologia è brevettata dalla Daikin.

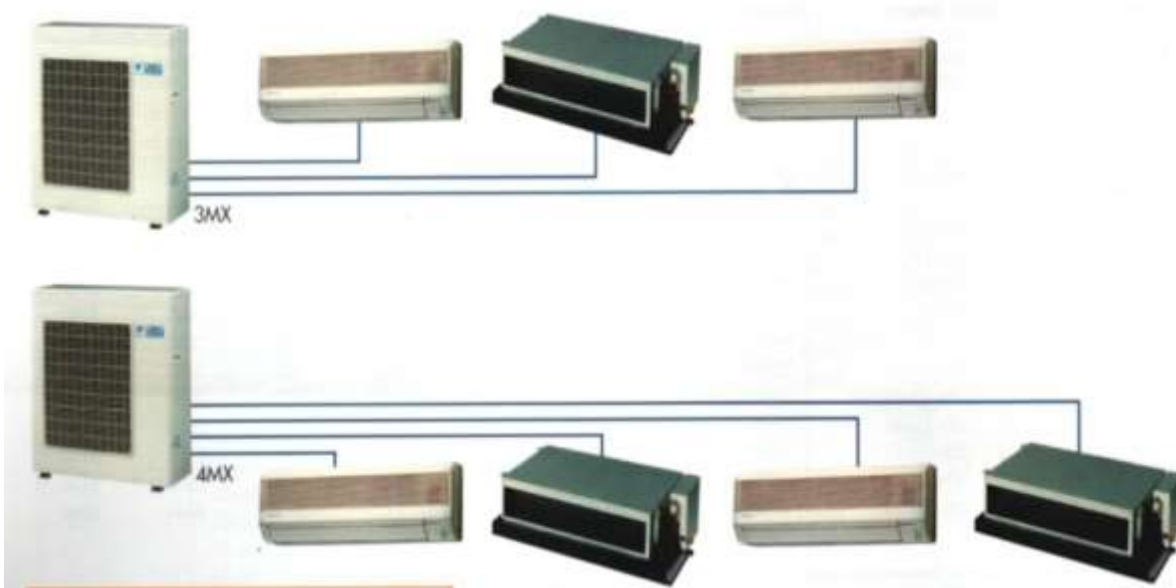


Figura 217: Sistemi multisplit



Figura 218: Tipologia di terminali per sistemi split

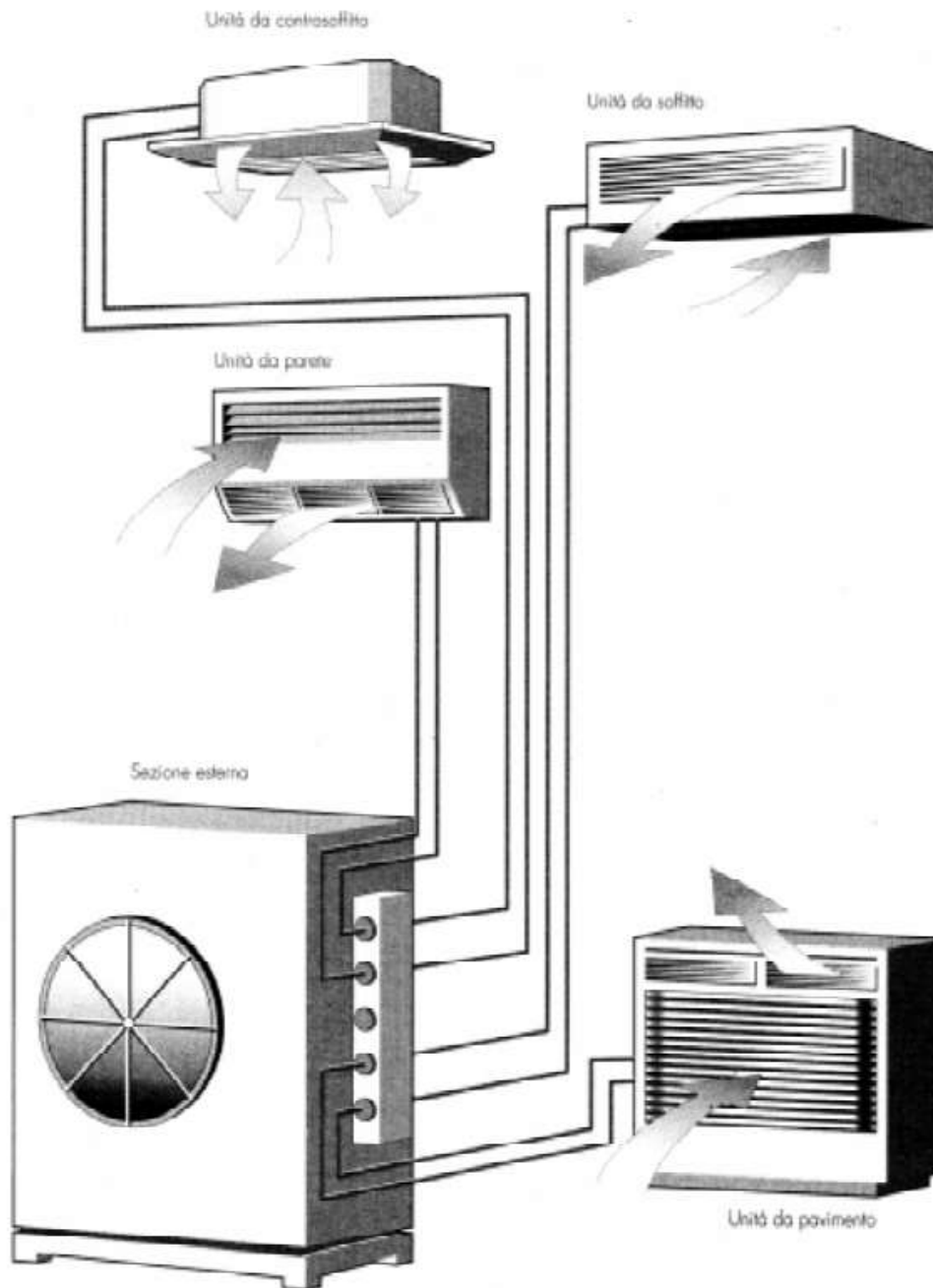


Figura 219: Schema di installazione di sistemi split in un edificio

6.18.2 SELEZIONE DELLE UNITÀ SPLIT

La selezione va sempre effettuata utilizzando i cataloghi tecnici ove è possibile avere tabelle di sintesi dalle quali scegliere l'unità desiderata in base alla potenza termica (inverno) e frigorifera (estate) desiderata.

Il Costruttore fornirà tutti dati dimensionali e funzionali necessari all'installazione e al progetto delle reti di alimentazione sia idrica che elettrica.

Unità interna		GW1090E	GW1120E	GW1180E	GW1240E
Unità esterna		GW1090C	GW1120C	GW1180C	GW1240C
Potenza frigorifera	W (nominale)	2500	3500	5000	6500
	W (min - max)	900/3000	1220/4000	2500/5800	2000/6800
Classe di efficienza energetica		A	A	A	A
EER	W (nominale)	3,21	3,21	3,21	3,22
	W (min - max)	780	1090	1560	2020
Potenza assorbita totale	W (min - max)	220/1350	295/1500	620/2200	520/2450
Assorbimento totale	A (max)	6,2	7,0	10,5	14
Umidità asportata	l/h	1,2	1,6	2	2,4
Potenza termica	W (nominale)	2750	4000	5800	6500
	W (min - max)	1000/3200	1130/4300	2300/6400	1600/8200
Classe di efficienza energetica		A	A	A	A
COP	W (nominale)	3,62	3,61	3,63	3,61
	W (min - max)	760	1108	1600	1800
Potenza assorbita totale	W (min - max)	210/1400	330/1420	550/2250	470/3250
Assorbimento totale	A (max)	6,3	7,2	10,7	14,2
Portata aria (GWI E)	m³/h (max)	490	550	900	850
	dB(A) (min)	32	36	40	40
Pressione sonora (GWI E)	dB(A) (med)	35	39	43	43
	dB(A) (max)	39	42	48	48
Pressione sonora (GWI C)	dB(A)	53	55	56	58
	Compressore	Rotativo Inverter			
Lunghezza max linee	m	10	10	30	30
Dislivello max (Unità interna - esterna)	m	5	5	8	8
Attacchi frigoriferi	Ø liquido	1/4"	1/4"	1/4"	3/8"
	Ø gas	3/8"	1/2"	1/2"	5/8"
Linee frigorifere	Ø liquido	6,35 (1/4")	6,35 (1/4")	6,35 (1/4")	9,52 (3/8")
	Ø gas	9,52 (3/8")	12,7 (1/2")	12,7 (1/2")	15,9 (5/8")

Tabella 29: Data Sheet per la selezione di unità split

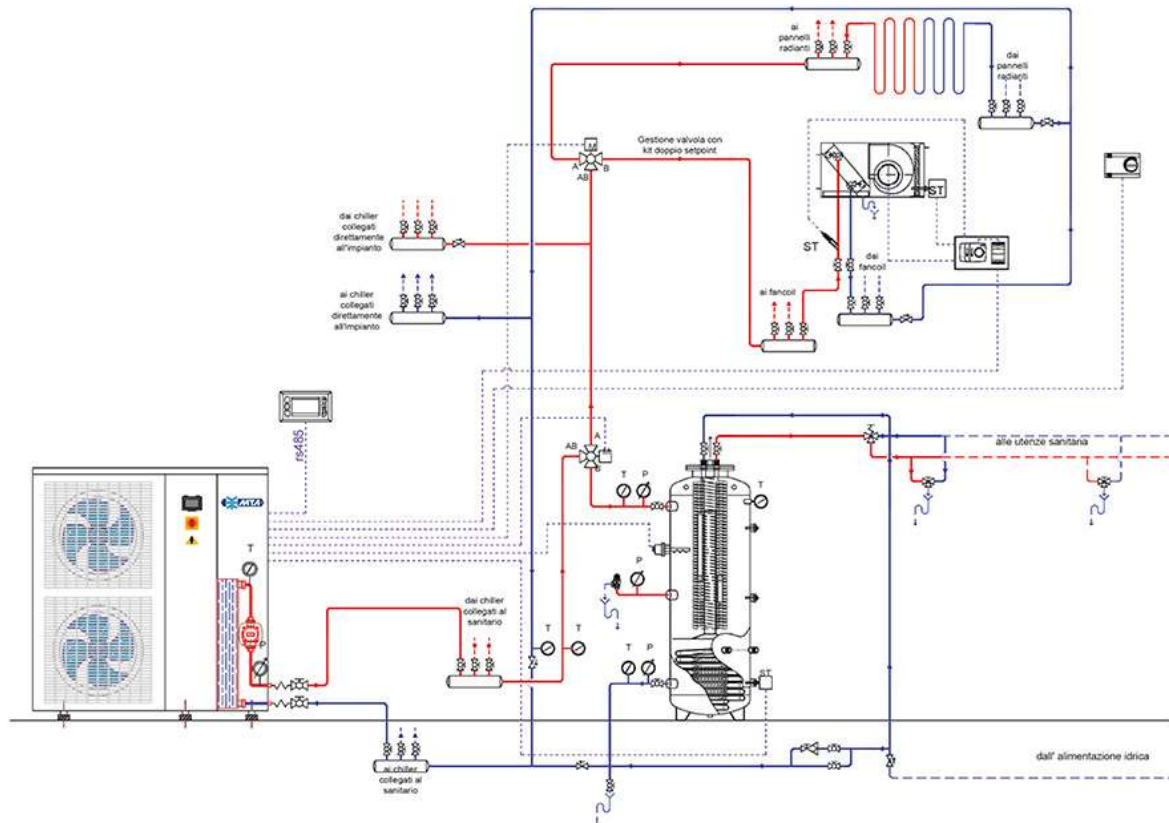


Figura 220: Layout di un impianto split con alimentazione multipla

6.19 SISTEMI POLIVALENTI

Spesso le esigenze impiantistiche portano a volere una contemporaneità di acqua calda (ad esempio per il riscaldamento o per ACS) ed acqua fredda (ad esempio per il condizionamento).

Questa situazione si verifica spesso anche senza l'effettività contemporaneità di raffrescare e riscaldare gli ambienti (specialmente se molto vetrati). Essa può verificarsi, ad esempio, se si vuole post riscaldare l'aria in un'UTA dopo la fase di deumidificazione. In questo caso, piuttosto che attivare una caldaia in estate si ricorre all'utilizzo del calore di desurriscaldamento dei refrigeratori opportunamente predisposti.

Gli alberghi, centri commerciali, industrie ed altre tipologie di edifici possono richiedere di avere acqua calda e fredda per i loro usi interni.

L'utilizzo di generatori separati (caldaia e refrigeratore d'acqua) appare oggi energeticamente poco corretto. Sappiamo che in un ciclo frigorifero abbiamo sia la sorgente fredda che il pozzo caldo e pertanto l'idea di potere avere allo stesso tempo acqua calda e fredda è corretta ed energeticamente conveniente perché si avrebbe un notevole risparmio di energia.

Esiste la possibilità di avere sistemi trigenerativi (energia elettrica, produzione di energia termica e refrigerazione), tuttavia questi sistemi richiedono la presenza di un carico elettrico contemporaneo la cui assenza o forte riduzione (ad esempio di notte) condiziona l'utilizzo del cogeneratore.

Per tutti questi motivi negli ultimi anni si stanno diffondendo i sistemi polivalenti, cioè sistemi basati su cicli inversi capaci di fornire contemporaneamente sia acqua calda che acqua fredda. Una situazione tipica è data in figura seguente nella quale una stessa macchina polivalente alimenta i circuiti di riscaldamento, condizionamento ed acqua calda sanitaria.

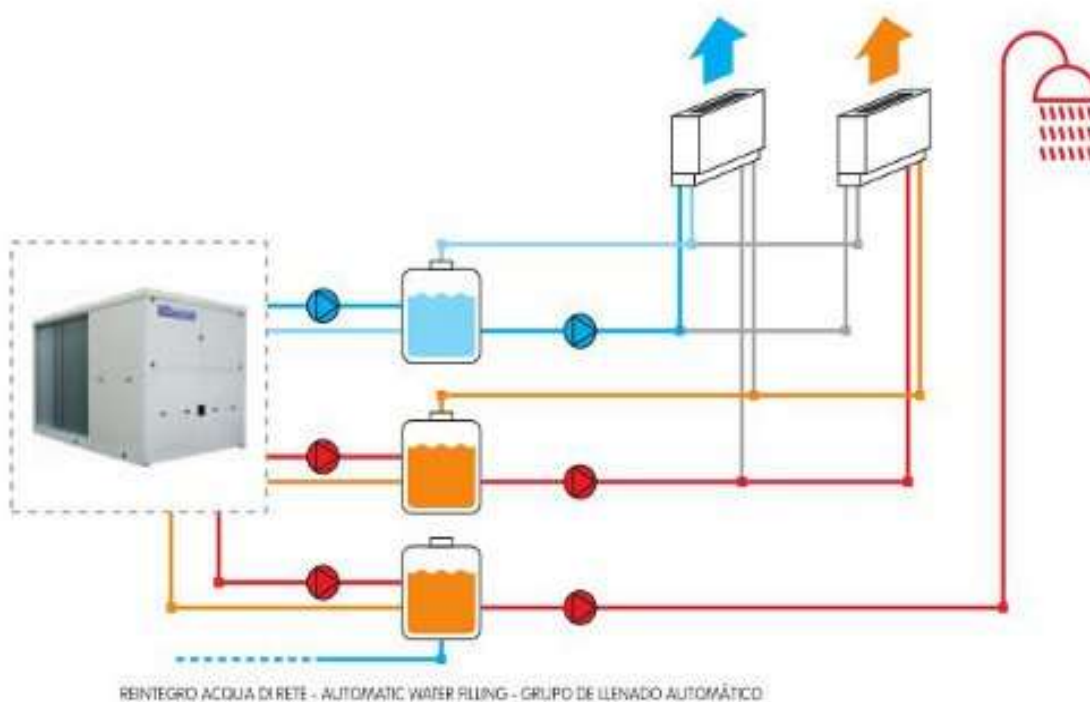


Figura 221: Sistema polivalente per produzione di acqua calda e fredda ed ACS

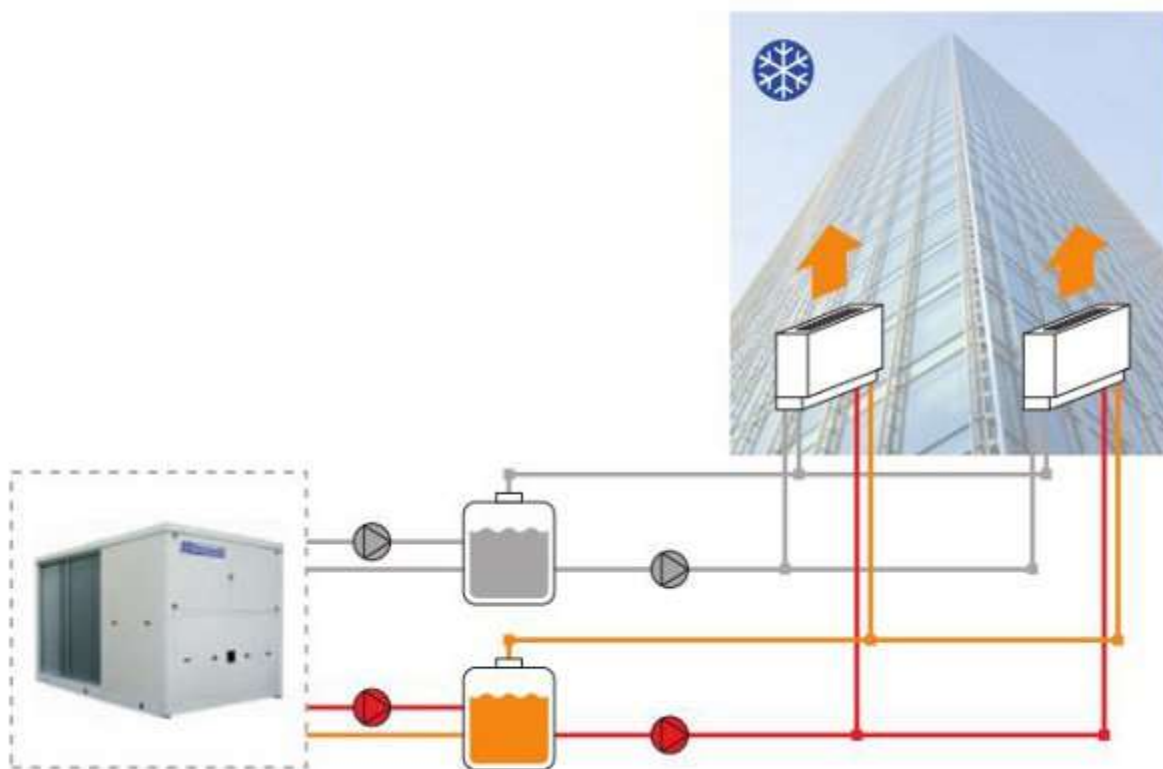


Figura 222: Sistema polifunzionale per climatizzazione

L'architettura del circuito frigorifero delle macchine polivalente per impianto a 4 tubi e la logica di regolazione dedicata sono concepito proprio per soddisfare il carico termico ed il carico frigorifero contemporaneamente e qualunque sia il fattore di carico sul caldo e sul freddo; esse trasferiscono calore dal circuito freddo al circuito caldo quando e nella misura in cui è possibile, e provvedono ad integrare la potenza termica o la potenza frigorifera eventualmente necessaria in base al fabbisogno.

Si tratta di macchine dotate di un condensatore refrigerante-acqua e di un evaporatore refrigerante-acqua che rimangono tali durante il funzionamento in ogni periodo dell'anno e in ogni condizione di carico, e di una batteria di scambio termico tra il refrigerante e il mezzo esterno (per le macchine aria-acqua si tratta di batterie alettate) che può funzionare da condensatore o da evaporatore a seconda della condizione di carico sui due circuiti.

Le macchine polivalente sono in genere dotate di più circuiti frigoriferi, ciascuno dei quali può lavorare indipendentemente dall'altro.

A seguire si riportano gli schemi funzionali di unità polivalenti a 4 tubi.

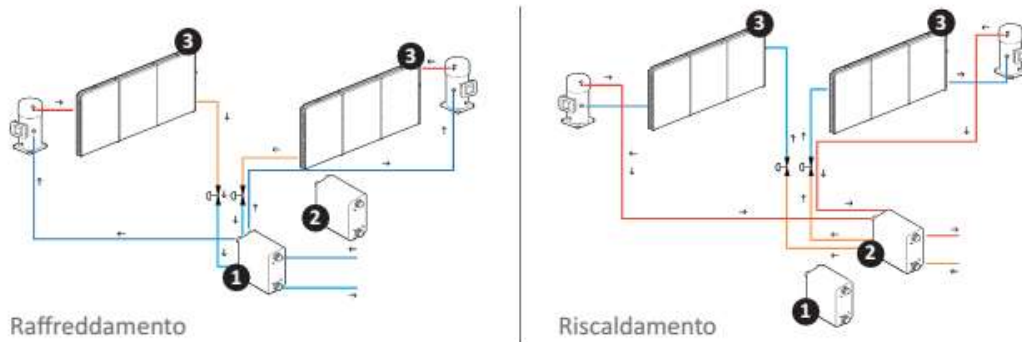
6.19.1 DIMENSIONAMENTO DEGLI ACCUMULI TERMICI PER I SISTEMI POLIVALENTI

Indicativamente il quantitativo d'acqua minimo richiesto nel circuito caldo e nel circuito refrigerato si colloca in un range di 7÷10 L/kW riferito alla potenza frigorifera nominale. Questo valore dev'essere verificato in base alle precise specifiche tecniche del costruttore.

Quantitativi d'acqua maggiori, se presenti, possono contribuire a ridurre ulteriormente le pendolazioni di temperatura dei circuiti.

E' però fondamentale che nel computo della quantità d'acqua, che costituisce il volano termico, si consideri solo quella circolante sulla macchina, ovvero l'acqua contenuta sul circuito primario e su eventuali derivazioni del secondario che vanno ad integrare questo contenuto.

RAFFRESCAMENTO E RISCALDAMENTO CON SMALTIMENTO DI CALORE VERSO L'ESTERNO



RECUPERO TERMICO CON TRASFERIMENTO DI CALORE DA UN CIRCUITO ALL'ALTRO

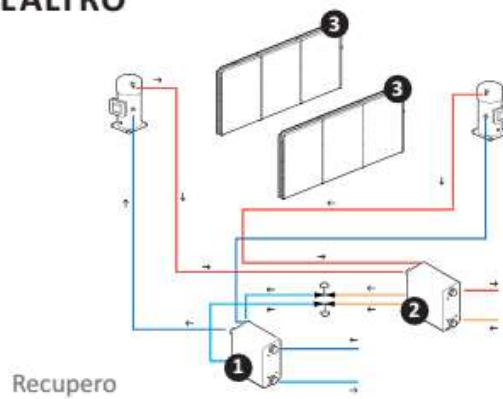


Figura 223: Schemi di funzionamento delle macchine polivalenti

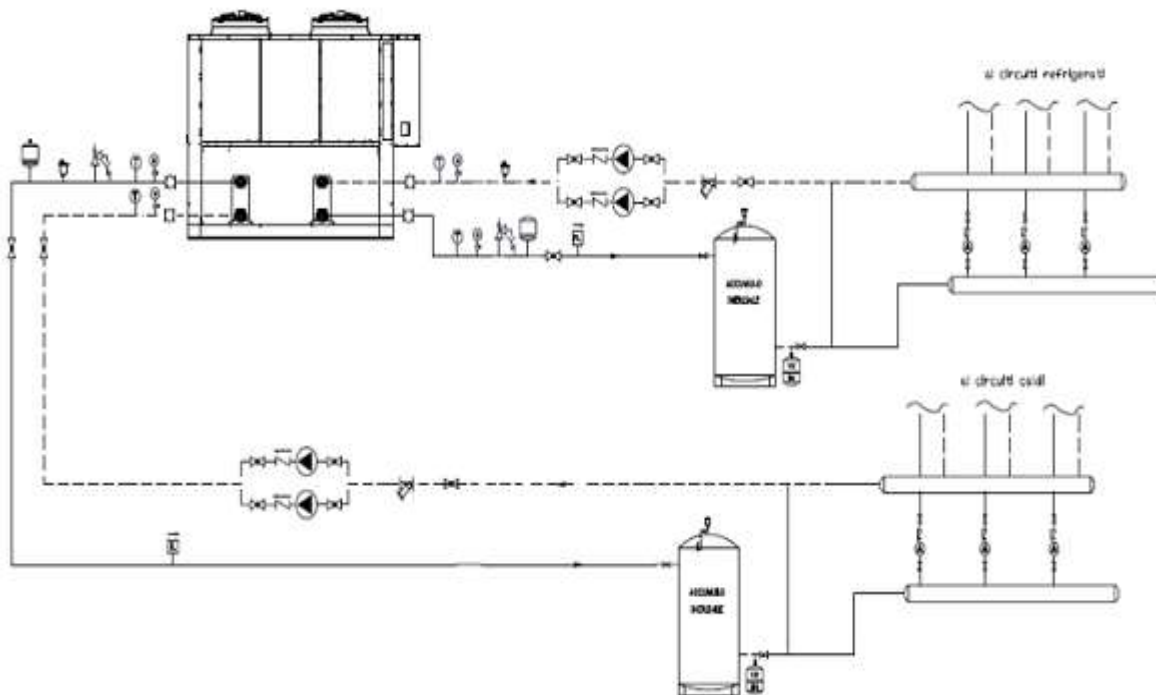


Figura 224: Layout di un sistema polivalente a 4 tubi

6.19.2 SISTEMI POLIVALENTI CON COMPRESSORI SCROLL

In queste macchine vengono installati compressori ermetici rotanti, tipo SCROLL. Essi possono avere da uno a più compressori, a seconda della potenza. La regolazione a gradini di questo tipo di compressore consente a questi sistemi polivalenti un grado di copertura variabile a gradini.

In base alla richiesta dell'utenza, la macchina può produrre acqua refrigerata e acqua calda per riscaldamento, come indicato nello schema sottostante che riassume le varie condizioni di funzionamento. Tramite selettori posti sul quadro elettrico dell'unità si abilitano le funzioni di raffreddamento e riscaldamento.

Le pompe indicate nello schema sono opzionali e vengono montate in fabbrica all'interno del refrigeratore. Le pompe sono attive solo quando la relativa modalità di funzionamento è abilitata.

Questo sistema può produrre acqua refrigerata o acqua calda con carichi variabili fino al 50% di quello nominale. Le macchine equipaggiate con due compressori possono modificare il loro funzionamento in modo da ottenere i rapporti di carico termico e frigorifero come da tabella seguente:

UNITA' EQUIPAGGIATE CON 2 COMPRESSORI			
Freddo %	Caldo %	Compressore 1	Compressore 2
50	-	●	-
100	-	●	●
-	50	●	-
-	100	●	●
50	50	●	-
100	100	●	●
Sbrinamento		●	-
Sbrinamento		●	●

Tabella 30: Rapporti di carico termico/frigorifero per macchine con 2 compressori

UNITA' EQUIPAGGIATE CON 1 COMPRESSORE		
Freddo %	Caldo %	Compressore 1
100	-	●
-	100	●
100	100	●
Sbrinamento		●

Tabella 31: Rapporti di carico termico/frigorifero per macchine con un compressore

6.19.3 TIPOLOGIA DI SISTEMI POLIVALENTI

I sistemi polivalenti sono classificati in funzione delle applicazioni impiantistiche.

Polivalenti per impianti a due tubi

Soddisfano la richiesta di un impianto a 2 tubi di caldo o di freddo e allo stesso tempo produzione di acqua calda sanitaria in ogni stagione, con logica prioritaria.

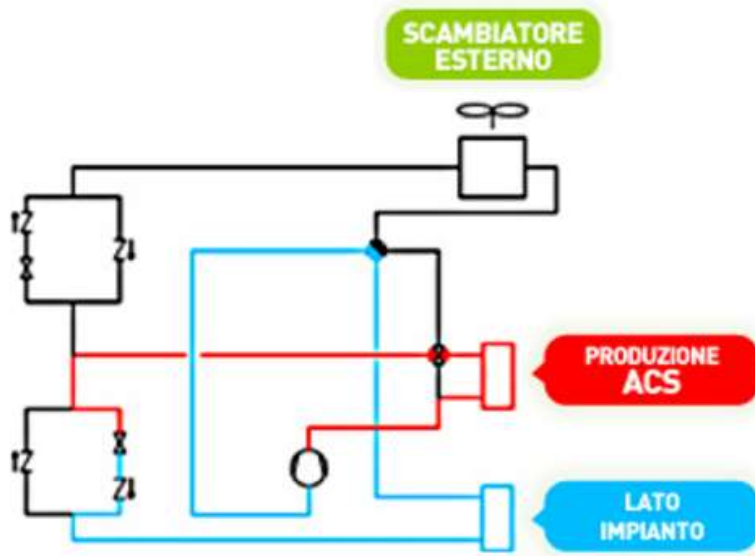


Figura 225: Sistemi polivalenti a 2 tubi

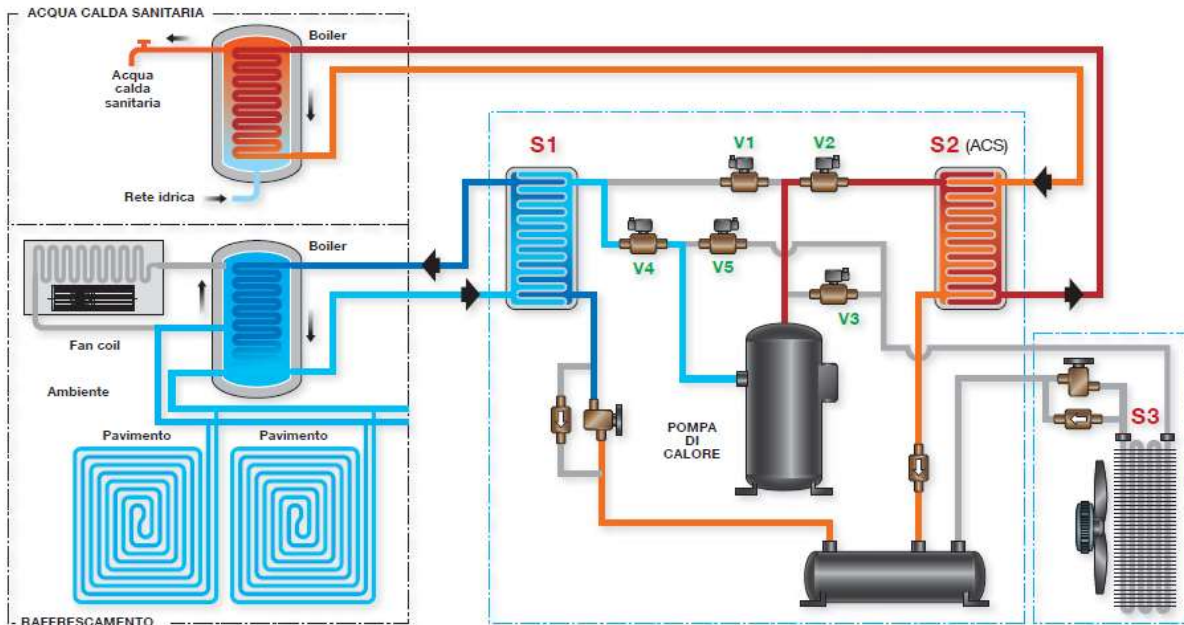


Figura 226: Layout di un sistema polivalente a 2 tubi



Figura 227: Sistema polivalente a 2 tubi – Attacchi circuiti

Polivalenti per impianti a quattro tubi

Soddisfano la contemporanea richiesta di caldo e freddo su due impianti distinti (4 tubi) abbinato ad una elevata efficienza. Questi sistemi vanno bene per la climatizzazione di ambienti con richieste contemporanee di caldo e freddo (fan coil a 4 tubi).

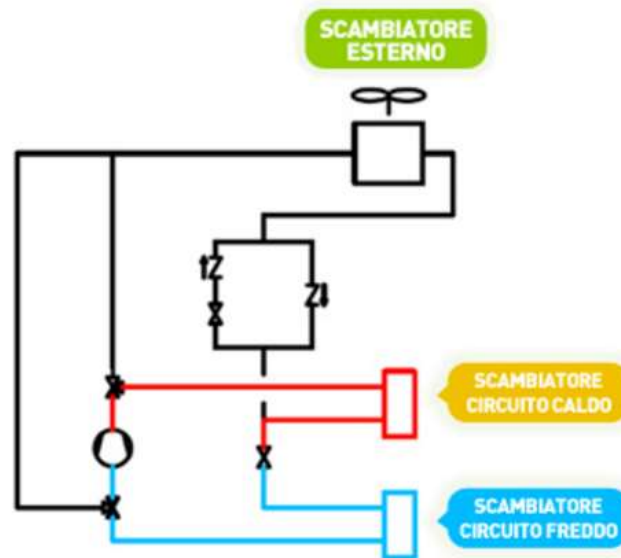


Figura 228: Sistema polivalente a 4 tubi

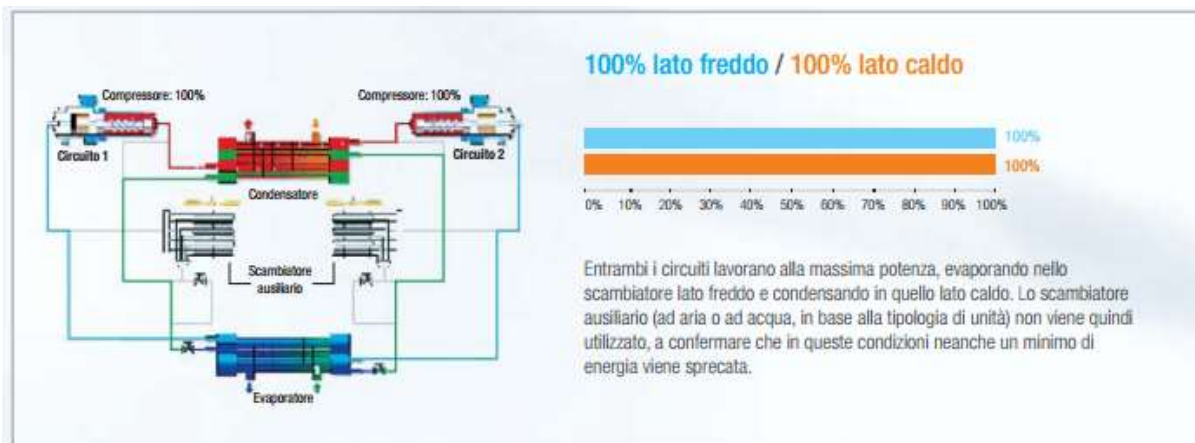


Figura 229: Sistema polivalente a 4 tubi a pieno carico

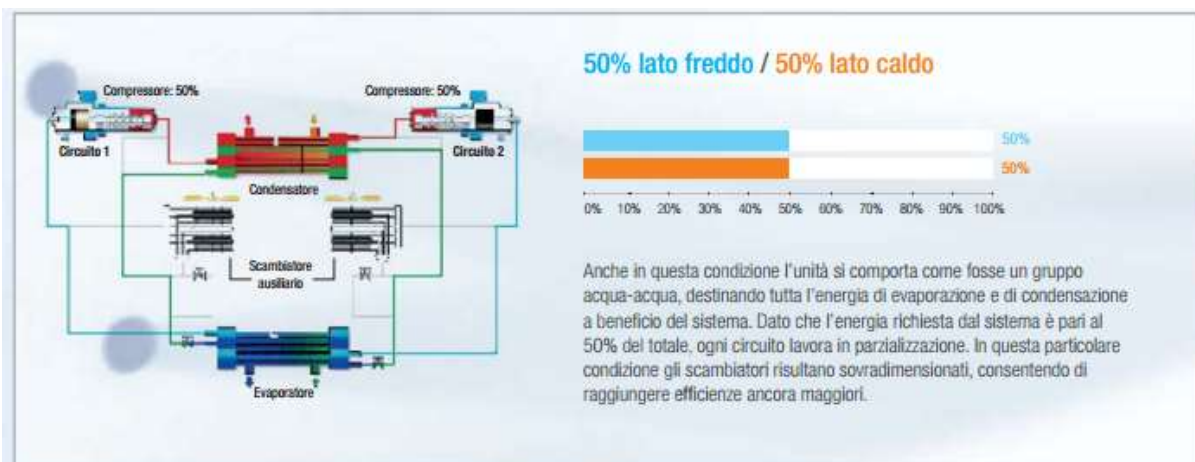


Figura 230: Sistema polivalente a 4 tubi a carico parziale



Figura 231: Sistema polivalente a 4 tubi – Attacchi dei circuiti caldo e freddo

Polivalenti per impianti a sei tubi

Soddisfano la contemporanea richiesta di caldo e freddo su due impianti distinti (fan coil a 4 tubi) abbinato alla produzione continuata di ACS.

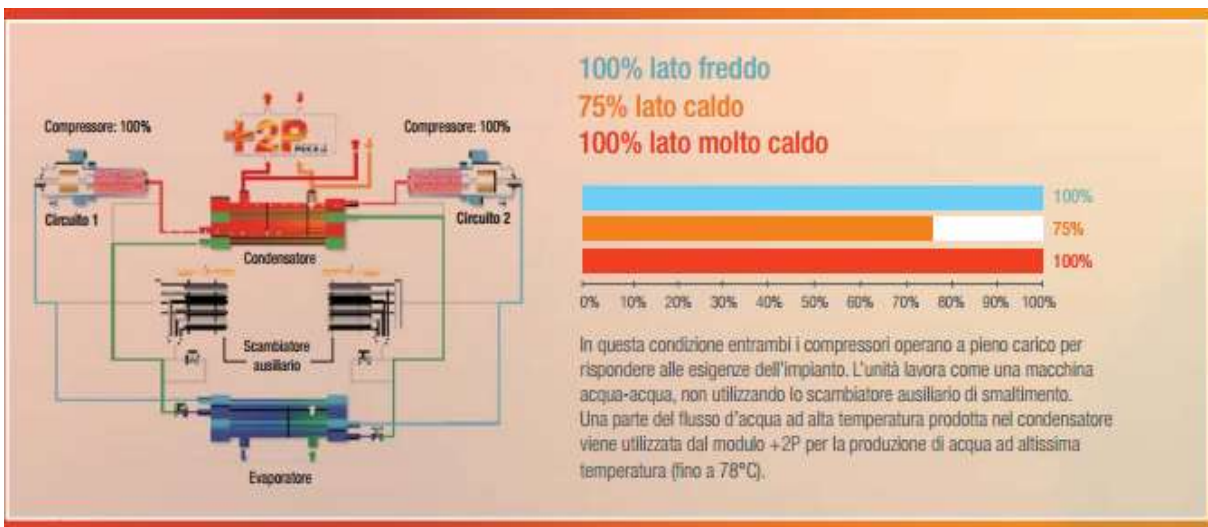


Figura 232: Sistema polivalente a carico parziale caldo

6.19.4 REGIMI DI FUNZIONAMENTO DEI SISTEMI POLIVALENTI

Per i sistemi polivalenti a 6 tubi si hanno i regimi di funzionamento indicati in figura seguente.

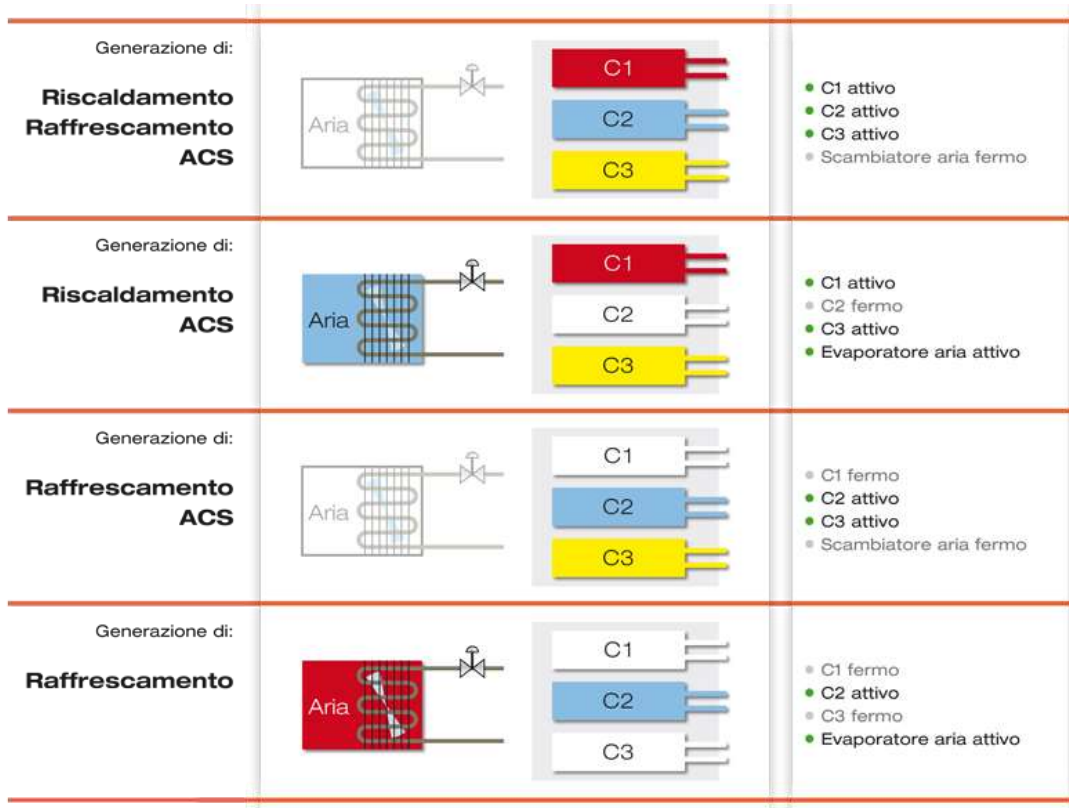


Figura 233: Regimi di funzionamento per un sistema polivalente a 6 tubi

MULTIPLIO PF		22 P1	24 P1	28 P1	32 P1	36 P1	42 P1	53 P1	67 P1
GRANDEZZA		S C1	S C1	S C1	S C1	S C1	S C1	S C2	S C2
Solo raffreddamento - Potenza frigorifera (1)	kW	21,8	24,8	29,0	32,9	36,7	42,4	53,9	67,8
Potenza impegnata unità	kW	7,0	8,2	9,9	11,1	12,8	15,5	18,6	23,4
Portata acqua evaporatore	m³/h	3,8	4,3	5,0	5,7	6,3	7,3	9,3	11,7
Perdita di carico evaporatore	kPa	27	35	37	29	36	37	33	29
Solo riscaldamento - Potenza termica (2)	kW	25,2	28,6	30,0	37,9	42,4	43,7	56,8	76,9
Potenza impegnata unità	kW	6,6	7,6	9,1	10,2	11,7	13,8	17,4	21,8
Portata acqua condensatore	m³/h	4,4	5,0	5,2	6,6	7,4	7,6	9,0	11,8
Perdita di carico condensatore	kPa	34	44	41	34	42	42	41	32
Raffreddamento + Riscaldamento (3)									
Potenza frigorifera	kW	22,7	26,1	30,6	34,9	39,0	45,4	55,5	69,7
Potenza termica	kW	28,7	32,9	38,5	43,8	49,0	57,2	71,2	89,4
Potenza impegnata unità	kW	8,5	7,4	9,0	10,1	11,6	13,9	17,7	22,1
Compressori		scroll	scroll	scroll	scroll	scroll	scroll	scroll	scroll
Quantità	n.	1	1	1	1	1	1	1	1
Gradi di funzionamento	n.	1	1	1	1	1	1	1	1
Ventilatori Plug-fan EC	n.	1	1	1	1	1	1	2	2
Portata aria totale	m³/h	6500	7000	8500	10000	11000	12000	16000	21000
Pressione statica utile	Pa	50	50	50	50	50	50	50	50
Circuiti aria	n.	1	1	1	1	1	1	1	1
Refrigerante		R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A
Carica refrigerante totale (accessori esclusi)	kg	12,2	12,3	12,3	13,0	13,0	13,0	16,4	17,9
Circuiti gas	n.	1	1	1	1	1	1	1	1
Alimentazione elettrica	V/Ph/Hz	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N
Max corrente assorbita unità (FLA)	A	20,3	25,3	26,3	29,9	35,9	38,9	48,6	52,4
Corrente di spunto unità (LRA)	A	99,3	115,3	122,3	122,9	144,9	178,9	233,6	148,4
EER (1)	kWh/kWh	3,12	3,03	2,93	2,96	2,86	2,73	2,90	2,90
DOP (2)	kWh/kWh	3,84	3,80	3,30	3,70	3,63	3,16	3,25	3,25
ESEER		4,01	3,93	3,62	3,66	3,46	3,19	3,51	3,70
Livello di potenza sonora (Lw) (4)	dB(A)	87,1	88,7	92,9	92,1	94,2	96,0	94,8	93,1
Livello medio di pressione sonora (Lp) (5)	dB(A)	70,6	72,1	76,3	75,6	77,6	79,4	77,6	75,9
Peso netto	kg	400	410	410	430	430	440	690	740
Connessioni idrauliche									
Evaporatore/Condensatore IN/OUT - ISO 7/1 - R	Ø	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"	2"	2"
Evaporatore/Condensatore IN/OUT - OD (6)	Ø mm	-	-	-	-	-	-	-	-
Gruppo di pompaggio acqua refrigerata	kW	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	1,5	1,5
Gruppo di pompaggio acqua calda	kW	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	1,5	1,5
Serbatoio di accumulo acqua refrigerata - volume	l	130	130	130	130	130	130	210	210
Serbatoio di accumulo acqua calda - volume	l	130	130	130	130	130	130	210	210

1. Riferito a temperatura acqua refrigerata 12/7°C; aria al condensatore 35°C.
 2. Riferito a temperatura acqua calda in uscita a 45°C; aria esterna a 7°C.
 3. Riferito a temperatura acqua refrigerata 12/7°C; aria al condensatore 35°C e temperatura acqua calda 40/45°C.
 4. Livello di potenza sonora [Lw] secondo ISO EN 9614 - 2
 5. Livello medio di pressione sonora [Lp] ad 1 metro di distanza secondo ISO EN 3744
 6. Connessione idraulica con estremità scanalata. Il giunto flessibile è accessorio.

Tabella 32: Esempio di Data sheet di un sistema polivalente di bassa - media potenza

MULTIPLIO PF		55 P2	62 P2	71 P2	85 P2	107 P2	135 P2	170 P2	195 P2	220 P2		
GRANDEZZA		S C2	S C2	S C2	S C3	S C3	S C4	S C4	S C4	S C5		
STANDARD	Solo raffreddamento - Potenza frigorifera (1)	kW	56,9	63,9	72,1	85,8	109,0	134,0	175,0	194,0	222,0	
	Potenza impegnata unità	kW	19,2	21,7	25,0	28,0	37,5	45,4	60,3	70,0	74,7	
	Portata acqua evaporatore	m³/h	9,8	11,0	12,4	14,8	18,7	23,1	30,1	33,4	38,2	
	Perdita di carico evaporatore	kPa	36	35	35	38	36	37	36	41	42	
	Solo riscaldamento - Potenza termica (2)	kW	59,7	67,1	75,5	90,0	114,0	143,0	185,0	208,0	236,0	
	Potenza impegnata unità	kW	18,5	20,8	23,4	26,6	35,7	42,7	57,3	64,2	70,7	
	Portata acqua condensatore	m³/h	10,4	11,7	13,1	15,6	19,8	24,8	32,1	36,1	41,0	
	Perdita di carico condensatore	kPa	40	38	42	45	40	40	35	55	54	
	Raffreddamento + Riscaldamento (3)											
	Potenza frigorifera	kW	58,2	65,7	75,0	88,5	111,0	139,0	180,0	204,0	229,0	
	Potenza termica	kW	74,6	84,2	95,6	112,0	142,0	179,0	231,0	261,0	293,0	
	Potenza impegnata unità	kW	18,4	20,7	23,5	26,7	36,3	43,1	57,9	65,2	71,4	
	Compressori	scroll	scroll	scroll	scroll	scroll	scroll	scroll	scroll	scroll	scroll	
	Quantità	n.	2	2	2	2	2	2	2	2	2	
	Gradini di funzionamento	n.	2	2	2	2	2	2	2	2	2	
	Ventilatori Plug-fan EC	n.	2	2	2	3	3	4	4	4	5	
	Portata aria totale	m³/h	18000	20500	23000	25500	32000	40000	52000	54000	62500	
	Pressione statica utile	Pa	50	50	50	50	50	50	50	50	50	
	Circuiti aria	n.	1	1	1	1	1	1	1	1	1	
	Refrigerante	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	
	Carica refrigerante totale (accessori esclusi)	kg	17,7	17,7	18,6	23,2	26,3	33,7	39,4	41,9	69,4	
	Circuiti gas	n.	1	1	1	1	1	1	1	1	1	
	Alimentazione elettrica	V/Ph/Hz	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N	
	Max corrente assorbita unità (FLA)	A	59,8	56,9	70,4	82,7	94,7	113,8	147,6	164,2	185,0	
	Corrente di spunto unità (LRA)	A	152,8	280,4	179,4	222,7	279,7	337,3	392,2	456,2	477,0	
	EER (1)	kW/kW	2,97	2,94	2,88	3,06	2,91	2,95	2,90	2,77	2,97	
	COP (2)	kW/kW	3,22	3,23	3,23	3,38	3,19	3,35	3,23	3,24	3,34	
	ESEER		3,85	3,69	3,61	3,94	3,47	3,97	3,49	3,38	3,69	
	Livello di potenza sonora (Lw) (4)	dB(A)	86,8	96,7	89,2	93,9	98,7	92,6	95,9	96,6	96,6	
	Livello medio di pressione sonora (Lp _m) (5)	dB(A)	69,6	79,5	72,0	76,0	80,8	74,0	77,3	78,0	77,3	
	Peso netto	kg	680	750	770	960	1160	1560	1680	1770	2150	
	Connessioni idrauliche											
	Evaporatore/Condensatore IN/OUT - ISO 7/1 - R	Ø	2"	2"	2"	-	-	-	-	-	-	
	Evaporatore/Condensatore IN/OUT - OD (6)	Ø mm	-	-	-	76,1	76,1	88,9	88,9	88,9	88,9	
	OPTIONAL	Gruppo di pompaggio acqua refrigerata	kW	1,5	1,5	1,5	2,2	2,2	3,0	3,0	3,0	3,0
		Gruppo di pompaggio acqua calda	kW	1,5	1,5	1,5	2,2	2,2	3,0	3,0	3,0	4,0
Serbatoio di accumulo acqua refrigerata - volume		l	210	210	210	360	360	520	520	520	720	
Serbatoio di accumulo acqua calda - volume		l	210	210	210	360	360	520	520	520	720	

1. Riferito a temperatura acqua refrigerata 12/7°C; aria al condensatore 35°C.
2. Riferito a temperatura acqua calda in uscita a 45°C; aria esterna a 7°C.
3. Riferito a temperatura acqua refrigerata 12/7°C, aria al condensatore 35°C e temperatura acqua calda 40/45°C.
4. Livello di potenza sonora [L_w] secondo ISO EN 9614 - 2
5. Livello medio di pressione sonora [L_{p,m}] ad 1 metro di distanza secondo ISO EN 3744
6. Connessione idraulica con estremità scanalata. Il giunto flessibile è accessorio.

Tabella 33: Esempio di Data sheet di un sistema polivalente di media - alta potenza

6.19.5 SISTEMI POLIVALENTI CON COMPRESSORI A VITE

Queste macchine montano compressori a vite che consentono una regolazione continua dallo 0 al 110% del carico. Questa caratteristica cambia il quadro delle prestazioni, come indicato nella seguente tabella.

Questo sistema polivalente è idoneo alla produzione indipendente o contemporanea di acqua refrigerata e di acqua calda per impianti a 4 tubi.

L'unità è dotata di due compressori a vite su due circuiti indipendenti che permettono, quindi, di soddisfare bene anche esigenze di carico termico e frigorifero differenziate. A richiesta, i due circuiti gas possono essere equipaggiati con scambiatori a piastre (desurriscaldatori), per la produzione di acqua calda sanitaria.

Tale produzione, pari a circa il 15% / 30% della reale potenza termica prodotta in ogni istante, è in stretto rapporto alla temperatura dell'acqua richiesta ed è ottenibile in qualsiasi regime di funzionamento: solo caldo, solo freddo o contemporaneo (caldo + freddo).

I selettori, posti nel quadro elettrico dell'unità, abilitano le funzioni di raffreddamento e di riscaldamento dell'acqua d'impianto, mentre la produzione di acqua calda sanitaria è sempre attiva. In base alla richiesta delle utenze il sistema può produrre acqua refrigerata e/o acqua calda e in differenti percentuali, come meglio rappresentato gli schemi di funzionamento.

MULTIPLIO SCREW					
Freddo %	Caldo %	Compressore (1)	Controllo Capacità Compressore (1)	Compressore (2)	Controllo Capacità Compressore (2)
25	-	●	-	-	-
50	-	●	-	●	-
75	-	●	●	●	-
100	-	●	●	●	●
-	25	●	-	-	-
-	50	●	-	●	-
-	75	●	●	●	-
-	100	●	●	●	●
25	25	●	-	-	-
25	50	●	-	●	-
25	75	●	-	●	●
25	100	x	x	x	x
50	25	●	-	●	-
50	50	●	-	●	-
50	75	●	●	●	-
50	100	●	●	●	●
75	25	●	●	●	-
75	50	●	-	●	●
75	75	●	-	●	●
75	100	x	x	x	x
100	25	x	x	x	x
100	50	●	●	●	●
100	75	x	x	x	x
100	100	●	●	●	●
Sbrinamento circuito 1		●	●	x	x
Sbrinamento circuito 2		x	x	●	●

● componente attivo;

- componente non attivo;

x condizione di funzionamento non possibile.

Tabella 34: Rapporti di carico termico/frigorifero per macchine con compressori a vite

6.19.6 UNITÀ ROOF-TOP

Sono spesso utilizzate unità compatte del tipo aria – aria denominate *Roof – Top*. Si tratta di pompe di calore (ma spesso si tratta di macchine reversibili estate / inverno) che hanno come sorgente fredda l'aria esterna e cedono calore all'aria che viene poi inviata, mediante canali, all'interno dei locali.

Sono unità compatte che vengono poste su soffitto e che sono dotate di una sezione di ventilazione, di un recuperatore di calore e di un sistema di controllo dell'umidità prodotte dalle persone.



Figura 234: Unità Roof – Top

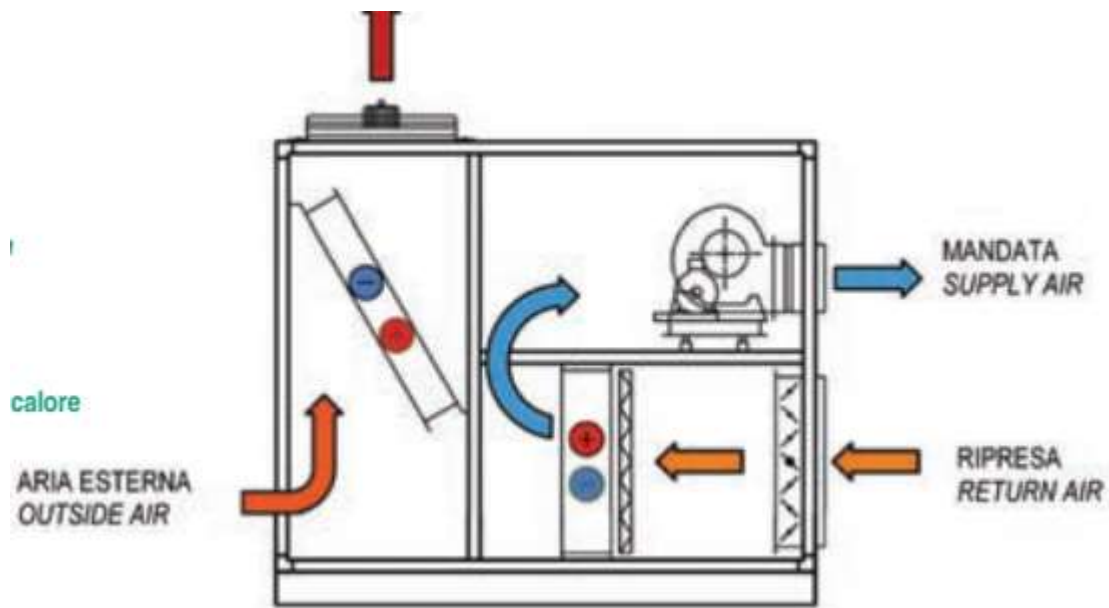


Figura 235: Schema di funzionamento del Roof – Top

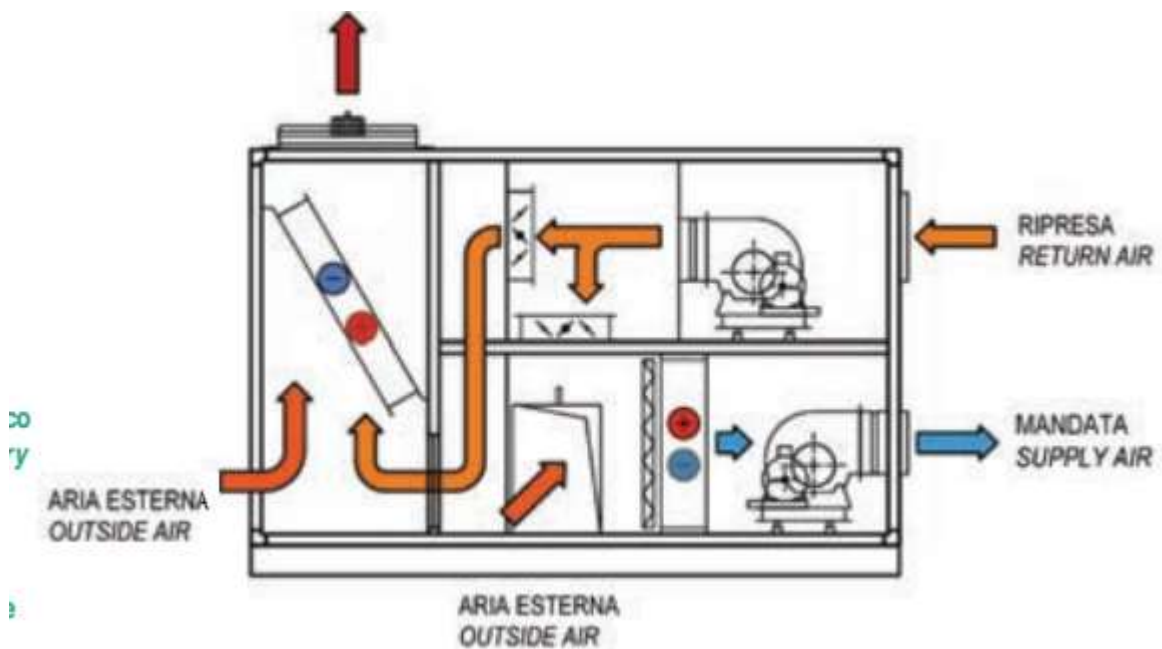


Figura 236: Roof – Top con free cooling

In funzionamento a pompa di calore possono essere dotate di moduli di riscaldamento supplementari a combustibile fossile o con scaldiglie elettriche.



Figura 237: Modulo di riscaldamento a combustione

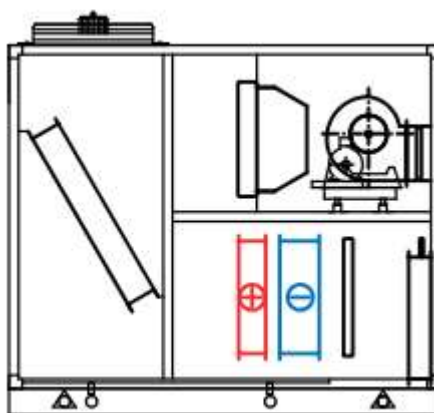


Figura 238: Batteria di riscaldamento supplementare

La selezione del roof top deve tenere conto della portata d’aria totale e quella di ricircolo fisiologico.

Grandezza unità / Unit size		02013	04021	06033	08043	10058	12066	15084	18101
Raffreddamento / Cooling (1)									
Capacità frigorifera / Total cooling	kW	11,4	25,3	37,0	50,0	66,6	70,3	99,3	116,1
Capacità frigorifera sensibile / Sensible cooling capacity	kW	7,8	17,2	25,2	34,0	45,3	49,8	67,5	79,0
Potenza assorbita compressori / Compressor power input	kW	3,1	6,3	9,2	12,5	16,7	18,4	25,1	29,1
EER		3,7	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0
Riscaldamento / Heating (2)									
Potenza termica / Total heating	kW	11,1	24,8	36,4	49,2	65,5	72,1	97,9	114,3
Potenza assorbita compressori / Compressor power input	kW	2,5	5,1	7,5	10,2	13,7	15,1	20,6	23,8
COP		4,4	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8
Compressori / Compressors									
Codice / Code		303	270	400	270	360	400	360	315
Gas / Gas		R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A
n° Compressori / Compressor n°		1	1	1	2	2	2	3	4
n° Circuiti / Circuits n°		1	1	1	1	1	1	1	2
Gradini di parzializzazione / Stages		1	1	1	2	2	2	2	4

Tabella 35: Esempio di data Sheet per Roof – Top

6.20 PROBLEMI DERIVANTI DALL'IMPIANTISTICA

I circuiti che utilizzano pompe di calore o anche i sistemi polivalenti possono essere a portata costante o a portata variabile.

Nel funzionamento reale, a causa della variabilità dei carichi giornalieri e dei profili d'uso sia dell'utenza che degli impianti, si possono avere condizioni di pendolamento e di regolazione delle macchine.

Il problema è complesso e deve prendere in considerazione l'accumulo inerziale, il numero dei compressori con la logica di regolazione programmata on board e i tempi di intervento delle valvole di regolazione.

L'esperienza acquisita mostra una grande variabilità di combinazioni possibili molte delle quali producono sprechi energetici inattesi.

Può facilmente accadere che il parallelo di più pompe di calore possa portare a malfunzionamenti circuitali gravi e dannosi dal punto di vista dei consumi energetici.

E' opportuno e necessario studiare bene queste problematiche per evitare i problemi sopra accennati.

DATI TECNICI MULTIPLO SCREW

MULTIPLO SCREW		200 V2	240 V2	280 V2	330 V2	370 V2	410 V2	430 V2	530 V2	
GRANDEZZA		U04	U04	U06	U08	U08	U08	U08	U08	
STANDARD	Solo raffreddamento - Potenza frigorifera (1)	kW	199	237	282	333	371	411	434	528
	Potenza impegnata unità	kW	67,5	79,8	94,6	112,1	125,3	137,5	146,1	177,8
	Portata acqua evaporatore	m ³ /h	59,5	71,3	83,0	96,0	109,0	121,0	129,0	160,0
	Perdita di carico evaporatore	kPa	97,3	116,0	143,0	156,0	192,0	212,0	225,0	266,0
	Solo riscaldamento - Potenza termica (2)	kW	232	279	327	402	445	494	521	633
	Potenza impegnata unità	kW	72,3	84,8	102,2	115,2	125,7	136,5	150,1	180,3
	Portata acqua condensatore	m ³ /h	40,4	48,4	56,9	69,8	77,4	85,9	90,5	110
	Perdita di carico condensatore	kPa	17	22	23	61	60	60	73	75
	Raffreddamento + Riscaldamento (3)									
	Potenza frigorifera	kW	190	229	265	344	386	430	436	543
	Potenza termica	kW	256	308	358	447	502	560	578	718
	Potenza impegnata unità	kW	74,0	86,4	104,2	118,6	130,6	144,6	158,0	191,0
	Compressori		twin-screw	twin-screw	twin-screw	twin-screw	twin-screw	twin-screw	twin-screw	twin-screw
	Quantità	n.	2	2	2	2	2	2	2	2
	Gradini di funzionamento	n.	4	4	4	6	6	6	6	6
	Ventilatori assiali	n.	4	4	6	8	8	8	8	8
	Portata aria totale	m ³ /h	93124	89644	144498	193536	193536	193536	187992	187992
	Circuiti aria	n.	2	2	2	2	2	2	2	2
	Refrigerante		R134a	R134a	R134a	R134a	R134a	R134a	R134a	R134a
Carica refrigerante totale (accessori esclusi)	kg	84	112	124	171	171	171	171	171	
Circuiti gas	n.	2	2	2	2	2	2	2	2	
Alimentazione elettrica	V/Ph/Hz	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	
Max corrente assorbita unità (FLA)	A	160,6	180,6	226,4	236,2	267,2	301,2	319,2	361,2	
Corrente di spunto unità (LRA)	A	365,6	401,6	497,4	414,2	500,2	661,2	670,2	842,2	
EER (1)	kW/kW	2,95	2,97	2,98	2,97	2,96	2,99	2,97	2,97	
COP (2)	kW/kW	3,21	3,29	3,20	3,49	3,54	3,62	3,47	3,51	
ESEER		3,47	3,51	3,51	3,50	3,49	3,50	3,49	3,54	
Livello di potenza sonora (Lw) (4)	dB(A)	91,6	92,1	92,3	92,5	92,9	92,2	92,2	97,7	
Livello medio di pressione sonora (Lpm) (5)	dB(A)	72,3	72,8	72,3	71,7	72,1	76,4	76,4	76,9	
Peso netto	kg	3415	3530	4206	6168	6264	6522	6534	6828	
Connessioni idrauliche										
Evaporatore/Condensatore IN/OUT - OD (6)	Ø mm	88,9	88,9	88,9	168,3	168,3	219,1	219,1	219,1	
OPT	Gruppo di pompaggio acqua refrigerata/calda	kW	2,2	2,2	2,2	3,0	3,0	5,5	5,5	5,5
	Gruppo di pompaggio acqua refrigerata/calda LN	kW	2,2	2,2	2,2	3,0	3,0	5,5	5,5	5,5
LNO KIT 100%	Solo raffreddamento - Potenza frigorifera (1)	kW	199	237	282	333	371	411	434	528
	Potenza impegnata unità	kW	67,5	79,8	94,6	112,1	125,3	137,5	146,1	177,8
	Solo riscaldamento - Potenza termica (2)	kW	232	279	327	402	445	494	521	633
	Potenza impegnata unità	kW	72,3	84,8	102,2	115,2	125,7	136,5	150,1	180,3
	Portata aria totale	m ³ /h	93124	89644	144498	193536	193536	193536	187992	187992
	EER (1)	kW/kW	2,95	2,97	2,98	2,97	2,96	2,99	2,97	2,97
	COP (2)	kW/kW	3,21	3,29	3,20	3,49	3,54	3,62	3,47	3,51
	Livello di potenza sonora (Lw) (4)	dB(A)	89,6	90,1	90,3	90,5	90,9	95,2	95,2	95,7
	Livello medio di pressione sonora (Lpm) (5)	dB(A)	70,3	70,8	70,3	69,7	70,1	74,4	74,4	74,9
	LNO KIT 80%	Solo raffreddamento - Potenza frigorifera (1)	kW	196	233	278	328	365	404	427
Potenza impegnata unità		kW	67,6	80,3	94,9	111,6	125,0	138,4	147,2	180,8
Solo riscaldamento - Potenza termica (2)		kW	232	279	327	402	445	494	521	633
Potenza impegnata unità		kW	71,2	83,5	100,6	112,9	123,3	134,2	148,0	178,3
Portata aria totale		m ³ /h	79155	76197	122823	164505	164505	164505	159793	159793
EER (1)		kW/kW	2,90	2,90	2,93	2,94	2,92	2,92	2,90	2,87
COP (2)		kW/kW	3,26	3,34	3,25	3,56	3,61	3,68	3,52	3,55
Livello di potenza sonora (Lw) (4)		dB(A)	86,6	87,1	87,3	87,5	87,9	92,2	92,2	92,7
Livello medio di pressione sonora (Lpm) (5)		dB(A)	67,3	67,8	67,3	66,7	67,1	71,4	71,4	71,9
LNO KIT 70%		Solo raffreddamento - Potenza frigorifera (1)	kW	192	228	273	322	358	394	416
	Potenza impegnata unità	kW	65,1	76,8	91,6	108,4	120,9	131,8	140,1	170,4
	Solo riscaldamento - Potenza termica (2)	kW	232	279	327	402	445	494	521	633
	Potenza impegnata unità	kW	72,3	84,8	102,2	115,2	125,7	136,5	150,1	180,3
	Portata aria totale	m ³ /h	65186	62750	101148	135475	135475	135475	131594	131594
	EER (1)	kW/kW	2,95	2,97	2,98	2,97	2,96	2,99	2,97	2,97
	COP (2)	kW/kW	3,21	3,29	3,20	3,49	3,54	3,62	3,47	3,51
	Livello di potenza sonora (Lw) (4)	dB(A)	83,6	84,1	84,3	84,5	84,9	89,2	89,2	89,7
	Livello medio di pressione sonora (Lpm) (5)	dB(A)	64,3	64,8	64,3	63,7	64,1	68,4	68,4	68,9

1. Riferito a temperatura acqua refrigerata 12/7°C; aria al condensatore 35°C.
2. Riferito a temperatura acqua calda in uscita a 45°C; aria esterna a 7°C.
3. Riferito a temperatura acqua refrigerata 12/7°C; aria al condensatore 35°C e temperatura acqua calda 40/45°C.
4. Livello di potenza sonora [Lw] secondo ISO EN 9614 - 2
5. Livello medio di pressione sonora [Lpm] ad 1 metro di distanza secondo ISO EN 3744
6. Connessione idraulica con estremità scanalata. Il giunto flessibile è accessorio.

Tabella 36: Esempio di Data Sheet per sistema polivalente con due compressori a vite

DATI TECNICI MULTIPLO SCREW

MULTIPLO SCREW		580 V2	660 V2	780 V2	870 V2	920 V2	950 V2	1070 V2	
GRANDEZZA		U10	U10	U12	U12	U12	U12	U14	
STANDARD	Solo raffreddamento - Potenza frigorifera (1)	kW	590	670	787	873	924	958	1084
	Potenza impegnata unità	kW	194,7	218,2	265,9	294,9	310,1	323,6	363,8
	Portata acqua evaporatore	m³/h	174,0	197,0	240,0	268,0	284,0	296,0	331,0
	Perdita di carico evaporatore	kPa	293,0	326,0	374,0	373,0	449,0	479,0	560,0
	Solo riscaldamento - Potenza termica (2)	kW	698	794	941	1050	1105	1163	1304
	Potenza impegnata unità	kW	195,0	208,9	258,5	280,7	286,3	301,3	343,2
	Portata acqua condensatore	m³/h	121	138	164	183	192	202	227
	Perdita di carico condensatore	kPa	63	60	54	71	54	61	66
	Raffreddamento + Riscaldamento (3)								
	Potenza frigorifera	kW	608	717	830	936	1014	1035	1155
	Potenza termica	kW	797	924	1083	1216	1292	1332	1492
	Potenza impegnata unità	kW	207,3	224,3	274,6	302,6	300,6	320,4	364,3
	Compressori		twin-screw	twin-screw	twin-screw	twin-screw	twin-screw	twin-screw	twin-screw
	Quantità	n.	2	2	2	2	2	2	2
	Gradini di funzionamento	n.	6	6	6	6	6	6	6
	Ventilatori assiali	n.	10	10	12	12	12	12	14
	Portata aria totale	m³/h	241920	241920	281988	281988	281988	271824	317128
	Circuiti aria	n.	2	2	2	2	2	2	2
	Refrigerante		R134a	R134a	R134a	R134a	R134a	R134a	R134a
Carica refrigerante totale (accessori esclusi)	kg	215	215	256	256	256	341	397	
Circuiti gas	n.	2	2	2	2	2	2	2	
Alimentazione elettrica		V/Ph/Hz	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	
Max corrente assorbita unità (FLA)	A	406	453	520,8	582,8	613,8	661,8	764,6	
Corrente di spunto unità (LRA)	A	583,0	607,0	657,8	767,8	873,8	949,8	1112,6	
EER (1)	kW/kW	3,03	3,07	2,96	2,96	2,98	2,96	2,98	
COP (2)	kW/kW	3,58	3,80	3,64	3,74	3,86	3,86	3,80	
ESEER		3,56	3,59	3,54	3,56	3,59	3,56	3,57	
Livello di potenza sonora (Lw) (4)	dB(A)	97,7	100,4	101,7	101,4	99,8	99,8	102,9	
Livello medio di pressione sonora (Lpm) (5)	dB(A)	76,5	79,2	80,1	79,8	78,2	78,2	80,9	
Peso netto	kg	7727	7901	9273	9329	9433	9712	11044	
Connessioni idrauliche									
Evaporatore/Condensatore IN/OUT - OD (6)	Ø mm	219,1	219,1	219,1	219,1	219,1	219,1	219,1	
OPT	Gruppo di pompaggio acqua refrigerata/calda	kW	5,5	7,5	7,5	11,0	11,0	11,0	11,0
	Gruppo di pompaggio acqua refrigerata/calda LN	kW	5,5	9,2	9,2	9,2	9,2	9,2	9,2
LNO KIT 100%	Solo raffreddamento - Potenza frigorifera (1)	kW	590	670	787	873	924	958	1084
	Potenza impegnata unità	kW	194,7	218,2	265,9	294,9	310,1	323,6	363,8
	Solo riscaldamento - Potenza termica (2)	kW	698	794	941	1050	1105	1163	1304
	Potenza impegnata unità	kW	195,0	208,9	258,5	280,7	286,3	301,3	343,2
	Portata aria totale	m³/h	241920	241920	281988	281988	281988	271824	317128
	EER (1)	kW/kW	3,03	3,07	2,96	2,96	2,98	2,96	2,98
	COP (2)	kW/kW	3,58	3,80	3,64	3,74	3,86	3,86	3,80
	Livello di potenza sonora (Lw) (4)	dB(A)	95,7	98,4	99,7	99,4	97,8	97,8	100,9
	Livello medio di pressione sonora (Lpm) (5)	dB(A)	74,5	77,2	78,1	77,8	76,2	76,2	78,9
	LNO KIT 85%	Solo raffreddamento - Potenza frigorifera (1)	kW	580	657	773	856	903	936
Potenza impegnata unità		kW	197,3	221,2	269,3	300,4	315,7	330,7	370,6
Solo riscaldamento - Potenza termica (2)		kW	698	794	941	1050	1105	1163	1304
Potenza impegnata unità		kW	192,3	206,2	255,0	277,0	283,3	298,2	338,7
Portata aria totale		m³/h	205632	205632	239689	239689	239689	231050	269558
EER (1)		kW/kW	2,94	2,97	2,87	2,85	2,86	2,83	2,86
COP (2)		kW/kW	3,63	3,85	3,69	3,79	3,90	3,90	3,85
Livello di potenza sonora (Lw) (4)		dB(A)	92,7	95,4	96,7	96,4	94,8	94,8	97,9
Livello medio di pressione sonora (Lpm) (5)		dB(A)	71,5	74,2	75,1	74,8	73,2	73,2	75,9
LNO KIT 70%		Solo raffreddamento - Potenza frigorifera (1)	kW	568	641	753	831	874	903
	Potenza impegnata unità	kW	187,5	208,8	254,4	280,7	293,3	305,1	344,0
	Solo riscaldamento - Potenza termica (2)	kW	698	794	941	1050	1105	1163	1304
	Potenza impegnata unità	kW	195,0	208,9	258,5	280,7	286,3	301,3	343,2
	Portata aria totale	m³/h	169344	169344	197392	197392	197392	190276	221989
	EER (1)	kW/kW	3,03	3,07	2,96	2,96	2,98	2,96	2,98
	COP (2)	kW/kW	3,58	3,80	3,64	3,74	3,86	3,86	3,80
	Livello di potenza sonora (Lw) (4)	dB(A)	89,7	92,4	93,7	93,4	91,8	91,8	94,9
	Livello medio di pressione sonora (Lpm) (5)	dB(A)	68,5	71,2	72,1	71,8	70,2	70,2	72,9

1. Riferito a temperatura acqua refrigerata 12/7°C; aria al condensatore 35°C.
2. Riferito a temperatura acqua calda in uscita a 45°C; aria esterna a 7°C.
3. Riferito a temperatura acqua refrigerata 12/7°C, aria al condensatore 35°C e temperatura acqua calda 40/45°C.
4. Livello di potenza sonora [Lw] secondo ISO EN 9614 - 2
5. Livello medio di pressione sonora [Lpm] ad 1 metro di distanza secondo ISO EN 3744
6. Connessione idraulica con estremità scanalata. Il giunto flessibile è accessorio.

Tabella 37: Esempio di Data Sheet per sistema polivalente con due compressori a vite di elevata potenza

7. IMPIANTI AD ANELLO D'ACQUA

7.1 FUNZIONAMENTO DELL'ANELLO D'ACQUA

Una tipologia di impianti di grande interesse quando si ha contemporaneità dei carichi termici per caldo e freddo sono quelli ad anello d'acqua.

Il sistema di climatizzazione ad anello d'acqua (*WLHP, Water Loop Heat Pump*) è diffuso negli Stati Uniti da più di 30 anni (noto anche come sistema California 1960) mentre risulta ancora poco utilizzato in Europa.

I suoi pregi si possono riassumere in semplicità, flessibilità d'uso ed efficienza energetica.

Esso è basato sull'impiego di apparecchi autonomi a pompa di calore acqua-aria, collegati tra loro da un anello d'acqua che funge da sorgente di calore in fase invernale e da sistema di smaltimento di calore in fase estiva. Le pompe di calore utilizzano i carichi interni degli edifici per bilanciare i carichi di riscaldamento o di raffreddamento senza ricorrere, se il circuito è ben bilanciato, a sorgenti esterne. Tutte le pompe di calore sono connesse in modo idronico formando un vero e proprio anello chiuso di acqua che è mantenuto ad una temperatura variabile fra 16 e 35 °C. Nel caso in cui si abbia sottoraffreddamento o surriscaldamento dell'acqua allora si fa intervenire una caldaia supplementare esterna o una torre di raffreddamento.

In breve le pompe di calore reversibili assorbono calore (in riscaldamento all'evaporatore) o cedono calore (in raffrescamento al condensatore) secondo i carichi ambientali dell'edificio. In presenza di carichi contemporanei di riscaldamento e di raffrescamento, se l'anello è bilanciato, si ha che la temperatura dell'acqua nell'anello si mantiene all'interno del range di temperatura indicato.

Integrato da un sistema di distribuzione di aria primaria, l'impianto consente una regolazione individuale della temperatura ambiente in ogni stagione ed offre prestazioni analoghe ad un sistema a fan-coil a 4 tubi, ma con ingombri ridotti grazie all'impiego di soli 2 tubi che, date le temperature in gioco, non necessitano di isolamento termico.

Il sistema è particolarmente adatto per utenze quali uffici, alberghi e centri commerciali, in particolare se caratterizzati da carichi di raffreddamento anche nel periodo invernale. In edifici caratterizzati da esposizioni diverse l'anello d'acqua consente infatti di realizzare in modo efficace e semplice il recupero di calore.

Nel momento in cui alcune unità funzionano in regime di raffreddamento e le restanti sono contemporaneamente in regime di riscaldamento, il calore che le prime asportano dall'ambiente viene infatti trasferito tramite l'anello d'acqua alle zone che devono essere riscaldate, oppure ad un serbatoio di accumulo.

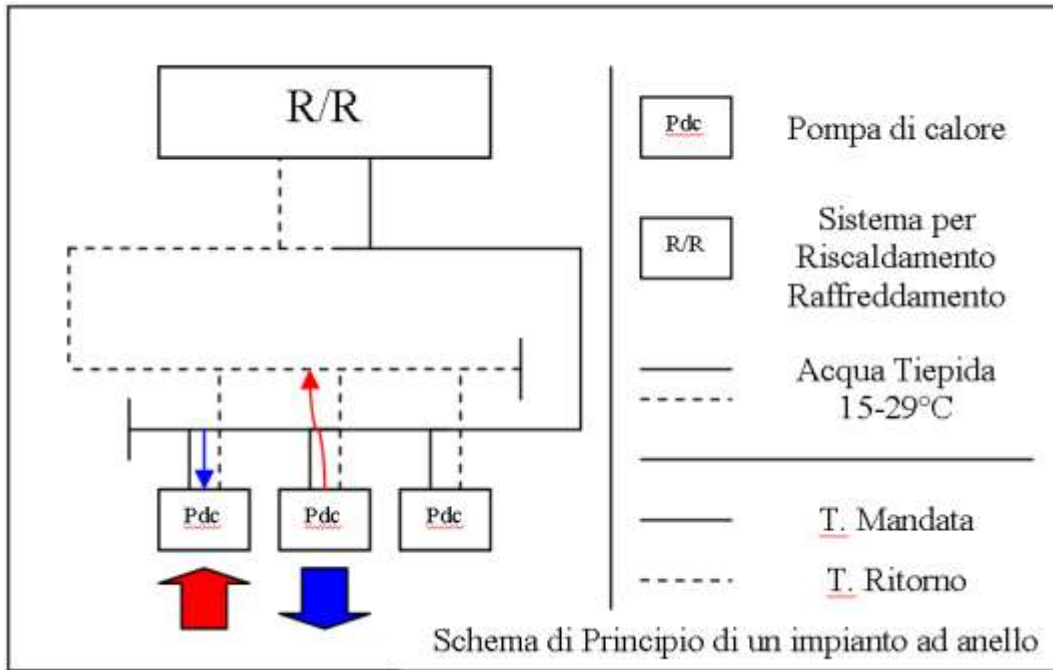


Figura 239: Schema di funzionamento dell'anello d'acqua

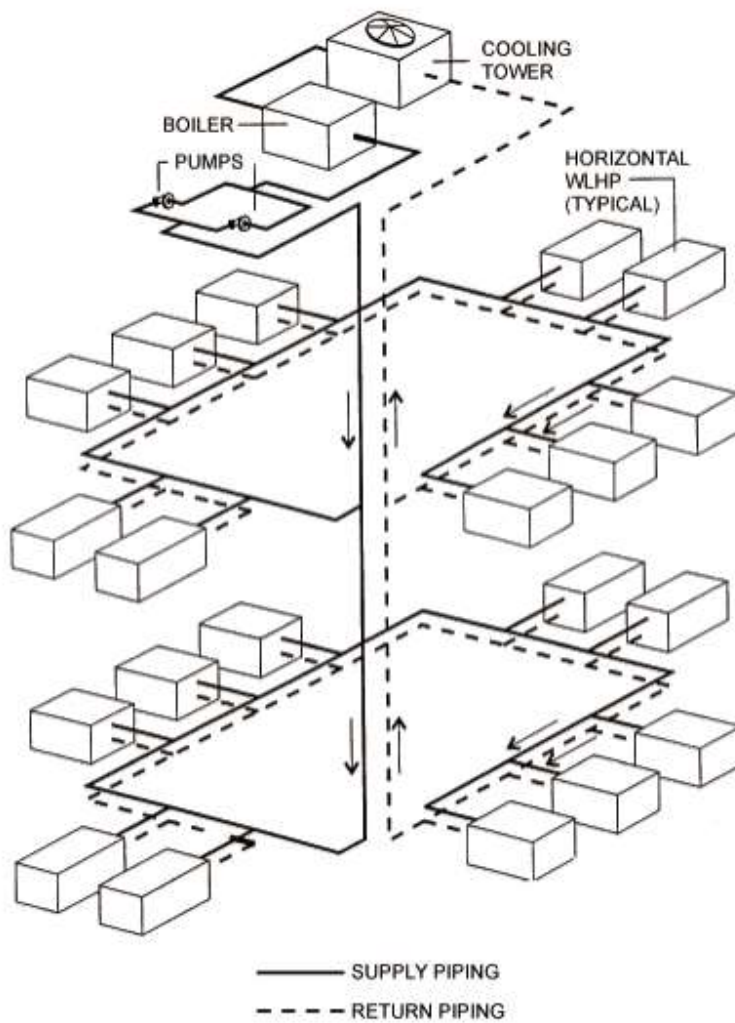


Figura 240: Anello d'acqua convenzionale (da ASHRAE 2008)

Nel caso in cui si verifica l'eguaglianza tra carichi di raffreddamento e di riscaldamento, l'anello d'acqua si trova in equilibrio termico (temperatura compresa tra 16 e 35 °C) e non si verifica alcun prelievo di energia, ad eccezione dei consumi elettrici per l'azionamento delle pompe di calore. Se si superano tali limiti di temperatura dell'acqua dell'anello è necessario ricorrere all'integrazione o allo smaltimento di calore.

I costi di investimento risultano in genere più elevati rispetto agli impianti tradizionali: i potenziali risparmi nei costi di esercizio devono quindi essere calcolati mediante un'accurata analisi energetica sulla base di un'esatta definizione delle condizioni di progetto e di una simulazione dei profili giornalieri e stagionali dei carichi di raffreddamento e di riscaldamento di ciascuna zona.

Sono comuni tipologie per installazione in ambiente a pavimento (con o senza mobiletto) oppure nel controsoffitto canalizzabile (orizzontale e verticale), nella versione per il trattamento dell'aria primaria ed in quella Roof Top per centri commerciali.

Gli apparecchi a pavimento sono dotati di compressori rotativi mentre quelli canalizzabili e quelli per l'aria primaria sono equipaggiati con compressori scroll.

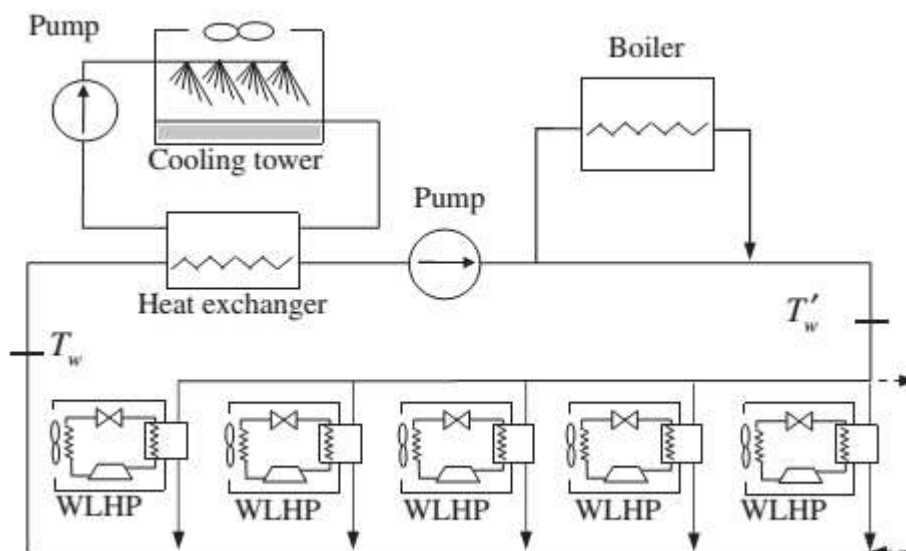


Figura 241: Layout di un anello d'acqua

Il fluido frigorifero impiegato negli apparecchi è l'R407C. Le unità sono disponibili nelle

Le pompe di calore per anello d'acqua sono unità reversibili specificatamente studiate per l'installazione in impianti ad anello. Questi sono realizzati con un circuito idraulico chiuso, a cui sono collegate le pompe di calore che prelevano il calore di cui necessitano o riversano quello sottratto dagli ambienti, entro l'anello.

La temperatura dell'acqua dell'anello viene mantenuta all'interno di un intervallo prefissato, tra 16 e 35 °C, soprattutto grazie al bilancio tra il numero di unità funzionanti in riscaldamento e quelle funzionanti in raffreddamento.

Il sistema risulta quindi versatile e funzionale, con elevato grado di flessibilità in quanto permette di diversificare il funzionamento tra le varie unità collegate all'anello e di modificare e sviluppare l'impianto in base alle necessità e tempi dell'edificio.

A questo si abbina un'elevata efficienza energetica e affidabilità di funzionamento.

Questa tecnologia sta vivendo ora un'importante valorizzazione, sia per il crescente utilizzo di edifici ben isolati in cui sono presenti carichi interni opposti contemporanei ed indipendenti sia per i numerosi vantaggi che essa offre:

Decentralizzazione a trasferimento di energia

L'energia termica o frigorifera necessaria per la climatizzazione è prodotta localmente in ciascuna zona servita con trasferimento gratuito tra zone con fabbisogni climatici diversi, usando due sole tubazioni con acqua a temperatura neutra come fluido di scambio. L'affidabilità globale inoltre aumenta perché l'eventuale avaria su una unità non coinvolge le rimanenti.

Forte riduzione dell'investimento iniziale

L'investitore può trasferire buona parte dei costi impiantistici iniziali ai singoli utilizzatori, realizzando il solo impianto condominiale come predisposizione per la climatizzazione individuale. Anche la contabilizzazione energetica è immediata ed affidata all'utilizzatore. Le unità monoblocco del Sistema non richiedono l'effettuazione in cantiere di operazioni complesse e riducono dunque i tempi di montaggio e collaudo, con la possibilità di programmare agevolmente il cantiere.

Variabilità dell'impianto

Il numero di unità collegabili al sistema è virtualmente illimitato, anche in vista di future espansioni dell'impianto. Anche le tubazioni non hanno limiti di lunghezza, non richiedono isolamento, possono essere anche di plastica e soprattutto contengono acqua a temperatura neutra invece di refrigerante. Ciò abbatte i costi per le ispezioni obbligatorie previste dalla normativa Europea *FGas* allo scopo di limitare le fuoriuscite di refrigerante, già massicciamente applicata nei paesi nordeuropei. L'alta efficienza del sistema permette inoltre la riduzione dell'impatto ambientale e del contributo all'effetto serra.

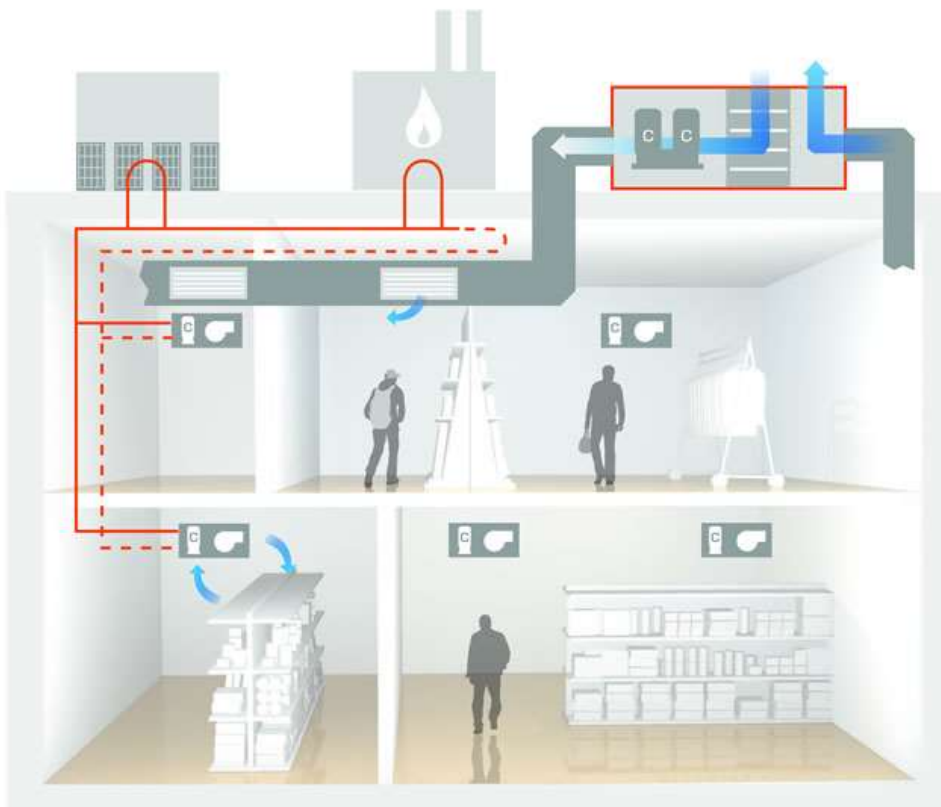


Figura 242: Utilizzo del WLHP per la climatizzazione degli edifici

7.2 REGIMI DI FUNZIONAMENTO DELL'ANELLO D'ACQUA

Esaminiamo i casi fondamentali che si possono avere.

7.2.1 CONDIZIONAMENTO AMBIENTALE

Durante l'estate le unità interne estraggono calore dagli ambienti e lo cedono all'anello d'acqua. Un refrigeratore con torre evaporativa smaltisce il calore all'esterno per mantenere la temperatura (circa 30 °C) dell'anello ai valori fissati.

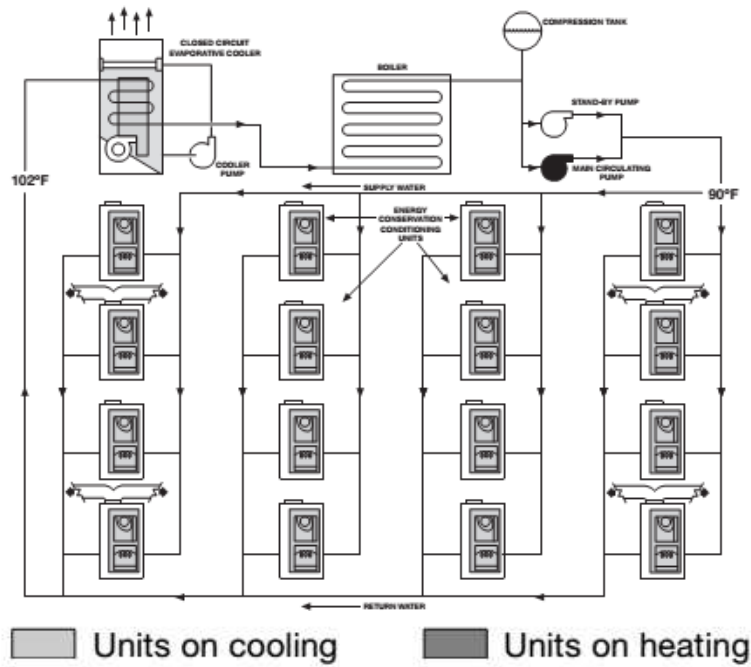


Figura 243: Funzionamento dell'anello in estate

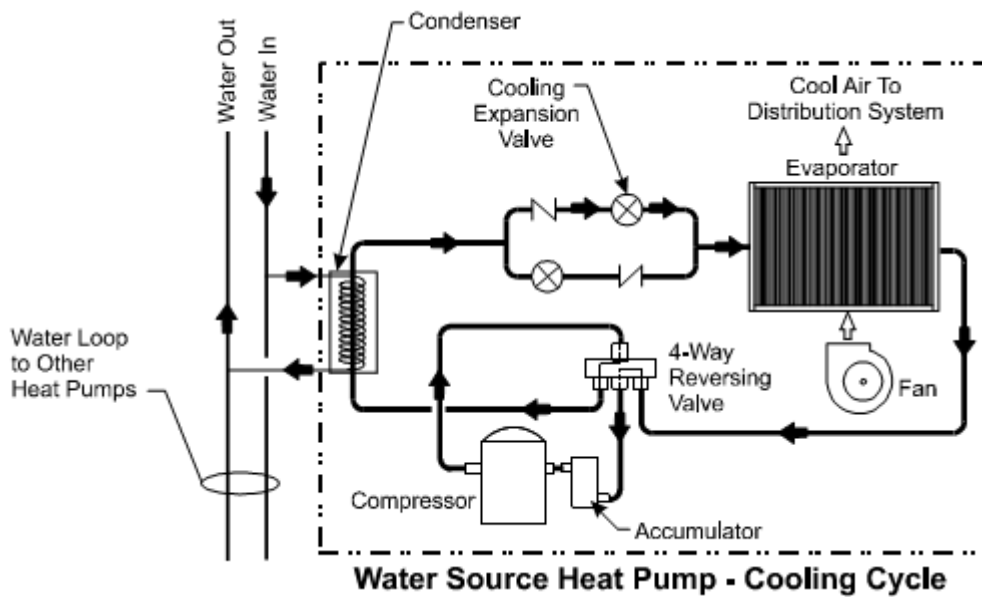


Figura 244: Funzionamento in estate

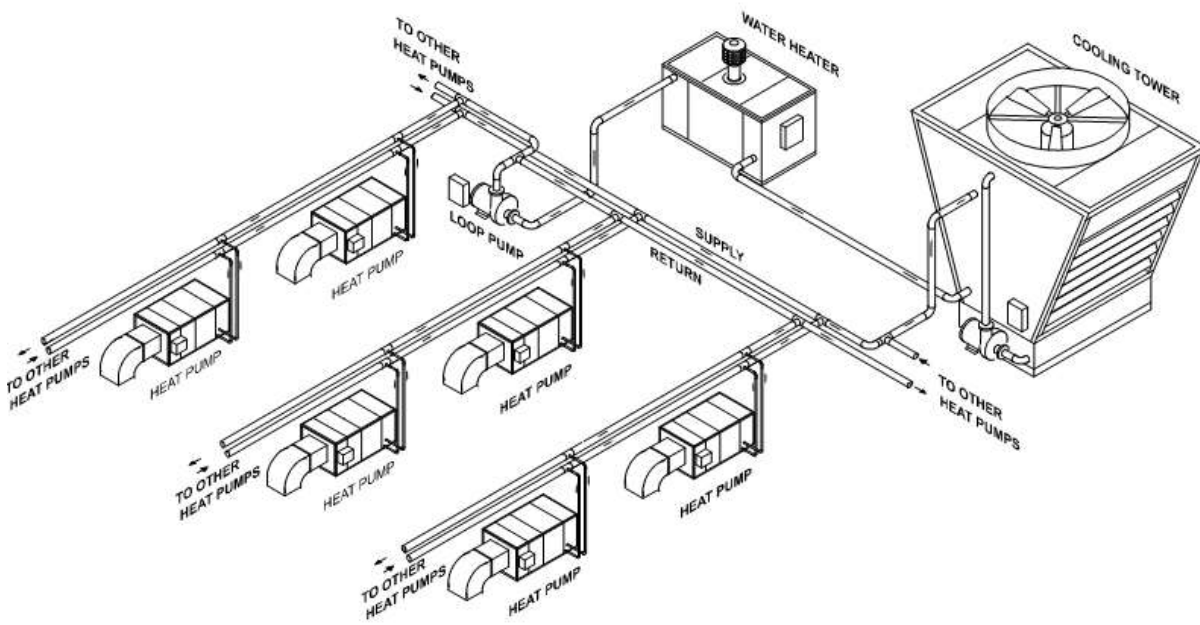


Figura 245: Inserimento della torre evaporativa

7.2.2 RISCALDAMENTO AMBIENTALE

I generatori debbono fornire calore agli ambienti tramite il riscaldamento dell’anello d’acqua alle temperature prescelte (circa 18 °C).

Il calore ceduto all’anello diminuisce se qualche unità funziona come macchina refrigerante. Il generatore termico (o la somma dei generatori termici) è dimensionato per i 2/3 della potenza termica nominale.

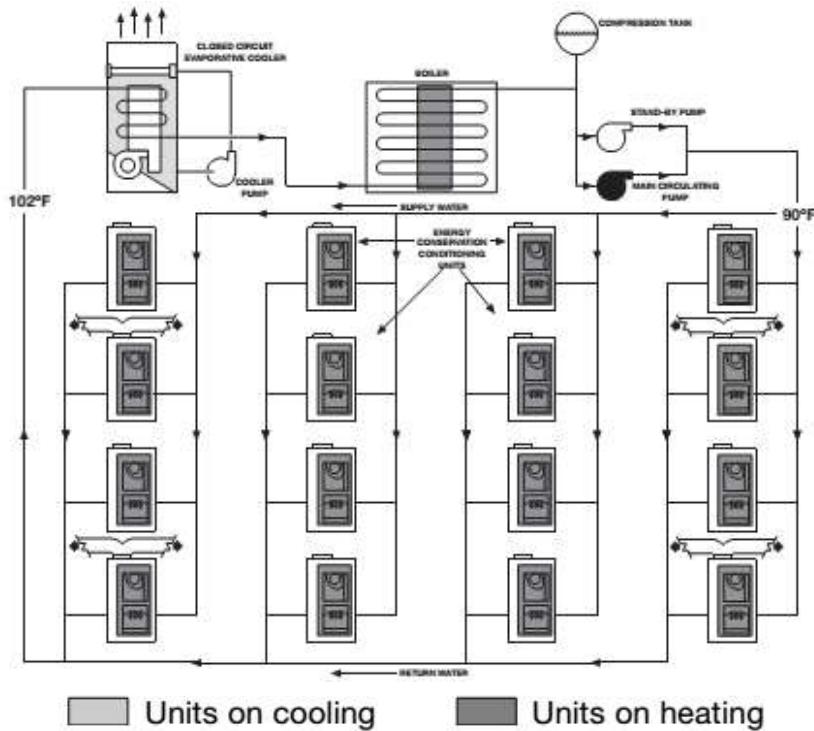


Figura 246: Funzionamento dell’anello in inverno

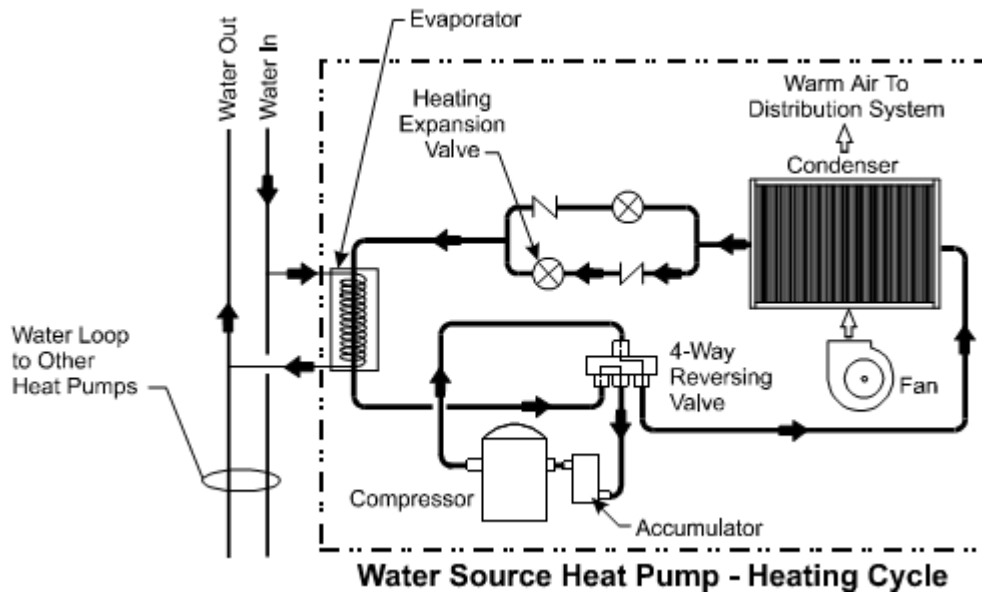


Figura 247: Funzionamento in inverno

7.2.3 FUNZIONAMENTO MISTO

Nei casi in cui si richiedano contemporaneamente sia riscaldamento che raffreddamento si sommano i due carichi termici, nel senso che i gruppi frigoriferi cedono calore all’acqua mentre le pompe di calore l’assorbono. Se i carichi sono bilanciati l’anello si mantiene a temperatura quasi costante. Nel caso ci sia un maggior carico frigorifero allora entrerà in funzione la torre di raffreddamento mentre nel caso in cui ci sia bisogno di un maggior carico termico entrerà in funzione un generatore supplementare quale una caldaia.

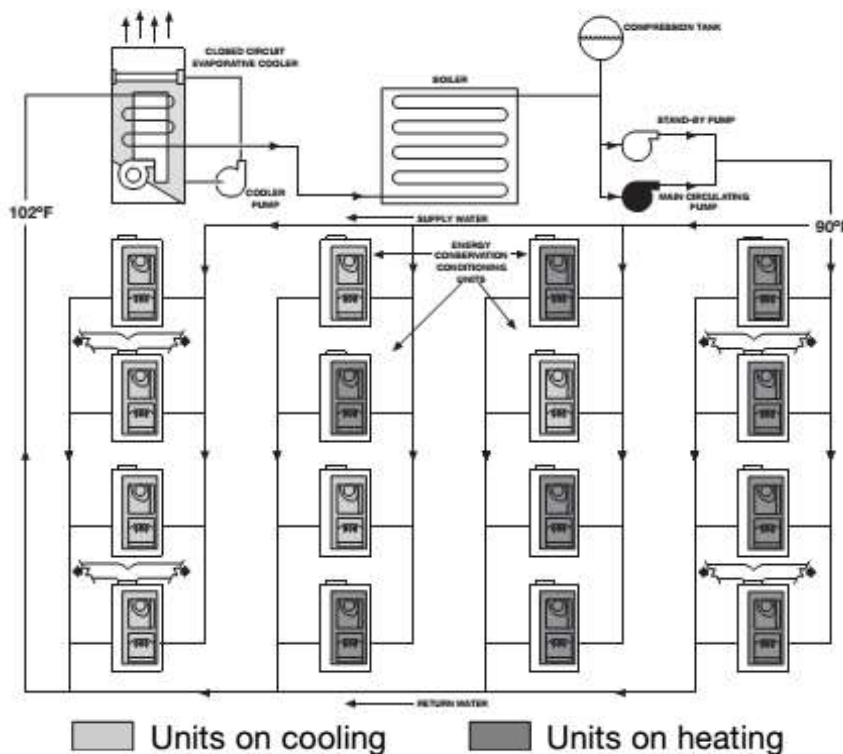


Figura 248: Funzionamento dell’anello in regime misto

Si osservi che per edifici destinati ad uffici o a destinazioni d’uso terziarie si possono avere carichi interni per illuminazione o per apparecchiature interne notevoli e tali da richiedere il raffrescamento. In questi casi il calore recuperato può essere ceduto agli ambienti che necessitano di riscaldamento. Si ha una compensazione fra i carichi.

7.3 CRITERI PROGETTUALI PER L’ANELLO D’ACQUA

L’anello d’acqua è per definizione un circuito chiuso. Pertanto le fasi progettuali da seguire sono le seguenti.

1. Calcolare i carichi termici estivi ed invernali dell’edificio;
2. Selezionare le unità di riscaldamento e di raffrescamento per l’edificio selezionando la temperatura dell’acqua al condensatore in estate a 38 °C e in inverno a 18 °C. Applicare un fattore di contemporaneità dell’80%;
3. Selezionare la torre evaporativa in base al carico totale di raffreddamento dell’edificio. La torre di raffreddamento va selezionata per le condizioni climatiche estive del luogo;
4. Determinare la portata totale di acqua nell’anello. La seguente tabella fornisce i valori consigliati. Si ricordi che un eccesso di portata porta a consumi energetici più elevati senza vantaggi per il funzionamento dell’anello d’acqua;
5. Disegnare il layout delle tubazioni di connessione di tutte le unità. Si utilizzi il ritorno inverso di Tickelmann per meglio bilanciare la rete;
6. Determinare le portate di acqua in ogni sezione della rete, note le portate richieste dagli utenti.
7. Analizzare la disposizione circuitale per assicurare il bilanciamento di tutti i circuiti;
8. Dimensionare la rete di tubazioni (si consiglia una perdita specifica di 4 m.c.a/m) ed una velocità di 3 m/s.
9. Calcolare la perdita di pressione massima per la pompa di circolazione e la potenza necessaria.

Outside Design W.B. °F (°C)	Temperature Leaving The Cooler °F (°C)	Flow Rate GPM/Ton (L/s/kW)	Cooler Range @ 75% Diversity °F (°C)	Approach °F (°C)
65 (18.3)	90.0 (32.2)	2.00 (0.036)	11.3 (6.3)	25.0 (13.9)
66 (18.9)	90.0 (32.2)	2.00 (0.036)	11.3 (6.3)	24.0 (13.3)
67 (19.4)	90.0 (32.2)	2.00 (0.036)	11.3 (6.3)	23.0 (12.8)
68 (20.0)	90.0 (32.2)	2.00 (0.036)	11.3 (6.3)	22.0 (12.2)
69 (20.6)	90.0 (32.2)	2.00 (0.036)	11.3 (6.3)	21.0 (11.7)
70 (21.1)	90.0 (32.2)	2.00 (0.036)	11.3 (6.3)	20.0 (11.1)
71 (21.7)	90.0 (32.2)	2.00 (0.036)	11.3 (6.3)	19.0 (10.6)
72 (22.2)	90.0 (32.2)	2.00 (0.036)	11.3 (6.3)	18.0 (10.0)
73 (22.8)	90.0 (32.2)	2.00 (0.036)	11.3 (6.3)	17.0 (9.4)
74 (23.3)	90.0 (32.2)	2.04 (0.037)	11.3 (6.3)	17.0 (9.4)
75 (23.9)	91.0 (32.8)	2.19 (0.039)	10.6 (5.9)	16.0 (8.9)
76 (24.4)	91.5 (33.1)	2.27 (0.041)	10.2 (5.7)	15.5 (8.6)
77 (25.0)	92.0 (33.3)	2.36 (0.043)	9.8 (5.4)	15.0 (8.3)
78 (25.6)	92.5 (33.6)	2.45 (0.044)	9.5 (5.3)	14.5 (8.1)
79 (26.1)	93.0 (33.9)	2.55 (0.046)	9.1 (5.1)	14.0 (7.8)
80 (26.7)	93.5 (34.2)	2.66 (0.048)	8.7 (4.8)	13.5 (7.5)
81 (27.2)	94.0 (34.4)	2.78 (0.050)	8.3 (4.6)	13.0 (7.2)
82 (27.8)	94.5 (34.7)	2.91 (0.052)	8.0 (4.4)	12.5 (6.9)

Tabella 38: Determinazione della portata d’acqua nell’anello

La seguente tabella riporta una sintesi fra dimensioni delle tubazioni e potenza trasportata nell’anello d’acqua.

Pipe Size (mm)	Flow Range (L/s)	Pressure Drop Range (m/100m)	Maximum Total Connected Load ²			
			0.13 L/s/2.92 kW	0.14 L/s/2.92 kW	0.15 L/s/2.92 kW	0.16 L/s/2.92 kW
12.7	0.00 - 0.13	0 - 4.00	2.92 kW	2.63 kW	2.48 kW	2.34 kW
19.1	0.19 - 0.25	2.5 - 4.00	5.84 kW	5.26 kW	4.96 kW	4.67 kW
25.4	0.32 - 0.47	2.0 - 4.00	7.88 kW	9.93 kW	9.64 kW	8.76 kW
31.8	0.50 - 1.01	1.25 - 4.00	23.36 kW	21.32 kW	20.15 kW	18.69 kW
38.1	1.07 - 1.51	2 - 4.00	35.04 kW	32.12 kW	30.66 kW	27.74 kW
50.8	1.58 - 3.03	1.25 - 4.00	70.08 kW	64.24 kW	61.32 kW	55.48 kW
63.5	3.09 - 4.86	2 - 4.00	112.4 kW	102.2 kW	97.82 kW	90.52 kW
76.2	4.92 - 8.83	1.5 - 4.00	204.4 kW	185.4 kW	178.1 kW	163.5 kW
101.6	8.90 - 17.67	1.25 - 4.00	408.8 kW	370.8 kW	356.2 kW	327.0 kW
127.0	17.73 - 31.55	1.5 - 4.00	730.0 kW	662.8 kW	635.1 kW	584.0 kW
152.4	31.61 - 50.47	1.75 - 4.00	1168 kW	1061 kW	1016 kW	934.4 kW
203.2	50.54 - 107.3	1.0 - 4.00	2482 kW	2256 kW	2158 kW	1986 kW
254.0	107.3 - 157.7	1.25 - 2.75	3650 kW	3317 kW	3174 kW	2920 kW
304.8	157.8 - 227.1	1.25 - 2.25	5256 kW	4779 kW	4570 kW	4205 kW
355.6	227.2 - 265.0	1.25 - 2.00	6132 kW	5574 kW	5332 kW	4906 kW
406.4	265.0 - 347.0	1.0 - 1.75	8030 kW	7300 kW	6979 kW	6424 kW
457.2	347.1 - 441.6	0.9 - 1.50	10220 kW	9291 kW	8887 kW	8176 kW

Tabella 39: Potenza trasportata nell’anello d’acqua in funzione del diametro

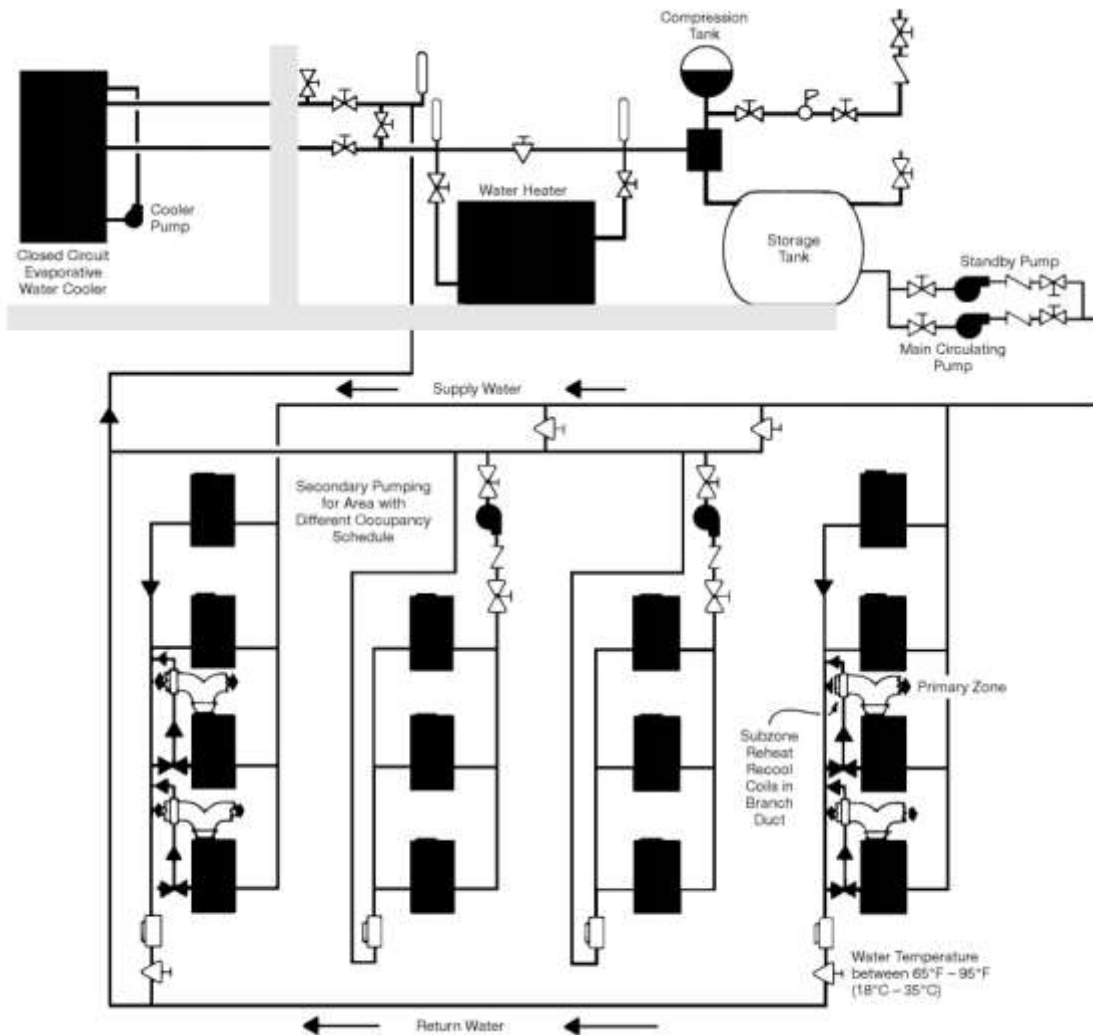


Figura 249: Esempio di arrangiamento di un anello d’acqua

8. RADIATORI E PANNELLI RADIANTI

8.1 RADIATORI

Sono gli elementi terminali più utilizzati e possono essere in ghisa, in alluminio o leghe di acciaio. Essi sono alimentati con acqua a temperatura di entrata 80÷90 °C e di uscita di 70÷80 °C. La loro selezione³³ deve tenere conto di vari criteri e fattori progettuali quali, la resa termica (solitamente certificata dal costruttore), l'estetica, il costo, la durata, l'affidabilità. Una cattiva abitudine che l'ignoranza alimenta è quella di rendere le superfici dei radiatori speculari mediante vernici metalliche (ciò abbassa l'emissività della superficie) o di racchiuderli in cassonetti con piccolissime fessure di aerazione o addirittura annegarli in vere e proprie nicchie murarie e murarli con pannelli trapuntati di stile arabeggiante: il riscaldamento ambientale non è più dovuto, in questi casi, a fatti fisici ma a *fenomeni psicofisici*.

I radiatori vanno posti, per il miglior rendimento termico e per il miglior comfort ambientale, nelle pareti interne e non sotto le finestre come spesso viene fatto. La loro collocazione in pianta deve essere ben studiata in funzione dell'arredamento, del senso di apertura delle porte e della disponibilità di allacciamento alla rete di distribuzione dell'acqua calda. In ogni caso si tratta di elemento terminali di tecnologia diffusa, affidabili, economici e facilmente manutenzionabili.

Le capacità di scambio termico dell'acqua sono elevate e certamente superiori a quelle dell'aria. Basti pensare che il coefficiente di convezione termica per l'acqua risulta notevolmente più elevato rispetto a quello per l'aria.

Ne consegue che le superfici di scambio termico sono inferiori, a parità di potenza scambiata, rispetto a quelle per l'aria.

La relazione di scambio è, infatti:

$$Q = K \cdot S \cdot \Delta T_{ml} \cdot F$$

ove è:

- K trasmittanza termica di scambio fra fluido interno (acqua e quindi più elevato rispetto a quello corrispondente con l'aria) e l'aria ambiente, (W/m²K);
- S superficie di scambio termico, (m²);

³³ Normalmente in fase di progetto dell'impianto si selezionano i componenti dai cataloghi commerciali. Così avviene per i generatori di calore, per le pompe e le soffianti, per le tubazioni e per i terminali. Non è pensabile costruire un radiatore di superficie qualunque poiché avrebbe costi elevatissimi. Meglio selezionare i radiatori dai cataloghi commerciali dei vari fornitori. Questo fatto introduce tutta una serie di problemi per via della discretizzazione delle serie commerciali dei prodotti: se occorre un radiatore da 454 W occorre selezionare fra i due della serie commerciale disponibili di 400 e 500 W.

- ΔT_{ml} differenza di temperatura media logaritmica fra le condizioni di ingresso e uscita del fluido primario e quella del fluido secondario,

$$\Delta T_{ml} = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}} \quad \text{con: } \theta = t_{f_1} - t_{f_2}, \text{ (K);}$$

- F fattore di configurazione per il tipo di scambiatore considerato (F=1 per scambiatori ideali in controcorrente). I valori di F sono dati dai manuali specializzati per le varie geometrie degli scambiatori di calore.

A parità di tutto, se K è maggiore risulta S minore ed è quello che succede quando si utilizza l'acqua come fluido primario, cioè fluido termovettore.

La selezione dei corpi scaldanti viene effettuata mediante cataloghi commerciali a seconda delle tipologie disponibili. Queste sono:

- in ghisa
- in acciaio
- in alluminio

Di solito si pone lo scambio termico nella forma:

$$Q_{CS} = C \Delta T_{cs-amb}^n$$

ove si ha:

- - ΔT_{cs-amb} differenza di temperatura fra la T_{media} del corpo scaldante e l'aria ambiente;
- - C coefficiente di scambio termico;
- - n esponente che dipende dal corpo scaldante.

L'esponente n è fornito dai Costruttori dei corpi scaldanti con riferimento ad uno scambio nominale (EN 442) di 50 °C fra corpo scaldante ed ambiente.

Di solito i costruttori forniscono i dati di riferimento supponendo un $\Delta T=60$ °C nella precedente relazione. La potenzialità standard così determinata va corretta per tenere conto della reale differenza di temperatura nella rete di distribuzione. La relazione da utilizzare è la seguente:

$$Q_{RN} = C \Delta T^n = C 60^n$$

con esponente n variabile da 1.25 a 1.30.

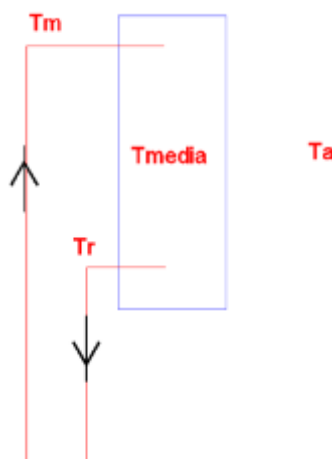


Figura 250: Schema di collegamento di un terminale



Figura 251: Esempio di installazione di un radiatore



Figura 375: Valvola termostatica per radiatore



Figura 376: Valvola di sfiato d'aria automatico per radiatore

Pertanto la potenzialità nominale da adottare quando si ha un Δt diverso da $60\text{ }^\circ\text{C}$ è data dalla relazione:

$$Q_{RN} = Q_R \left(\frac{60}{\Delta t} \right)^n$$

I costruttori possono anche fornire tabelle o grafici per un più rapido calcolo delle nuove potenzialità.

Modello	Resa $\Delta T=50$ EN442 [W]	n	Cont. acqua [L]	Prof.	Alt.	Inter.	Lungh.	Φ attacco [pollici]	Massa [kg]
TEMA 2-558	55	1,288	0,53	60	558	500	60	1	3,40
TEMA 2-681	69	1,287	0,60	60	681	623	60	1	3,90
TEMA 2-871	82	1,3	0,77	60	871	813	60	1	5,00
TEMA 3-400	55	1,295	0,51	94	400	342	60	1	3,70
TEMA 3-558	13	1,295	0,73	94	558	500	60	1	4,80
TEMA 3-640	84	1,3	0,75	94	640	581	60	1	5,30
TEMA 3-681	88	1,3	0,85	94	681	623	60	1	5,8
TEMA 3-790	102	1,305	0,9	94	790	731	60	1	6,5
TEMA 3-871	109	1,315	1	94	871	813	60	1	6,80
TEMA 4-558	93	1,299	0,84	128	558	500	60	1	5,80
TEMA 4-681	111	1,276	1,07	128	681	623	60	1	7,90
TEMA 4-871	137	1,331	1,34	128	871	813	60	1	8,60
TEMA 5-558	114	1,312	1,01	162	558	500	60	1	7,30
TEMA 5-681	136	1,322	1,23	162	681	623	60	1	9,00
TEMA 5-871	166	1,324	1,7	162	871	813	60	1	11,00
TEMA 8-300	103	1,326	1,18	267	300	242	60	1	6,70
NEOCLASSIC 4-571	80	1,295	0,68	141	576	500	55	1	4,65
NEOCLASSIC 4-665	92	1,309	0,74	141	669	595	55	1	5,25
NEOCLASSIC 4-871	112	1,345	0,86	141	871	800	55	1	6,89
NEOCLASSIC 6-665	134	1,3	0,96	222	665	595	55	1 1/4	8,30
NEOCLASSIC 6-871	169	1,32	1,5	222	871	800	55	1 1/4	10,80

Tabella 40: Esempio di dati per radiatori commerciali

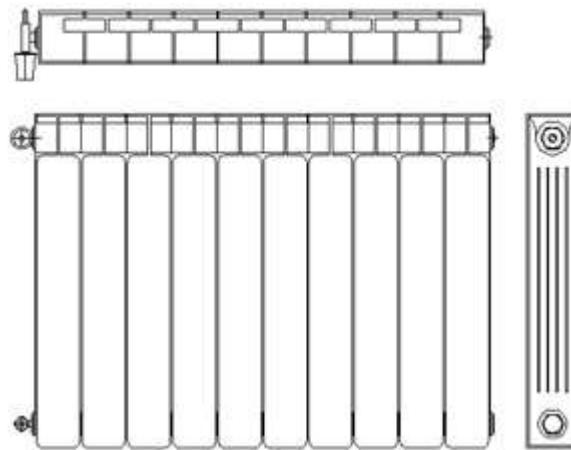


Figura 252: Viste di un radiatore

Secondo la recente norma *EN442* la potenzialità viene fornita con $\Delta t=50$ °C.

Valgono le relazioni e quant'altro detto in precedenza per il calcolo della potenzialità nominale con salti termici diversi.

In figura si ha un esempio di installazione di un radiatore (nel caso particolare in ghisa, modello *TEMA Ideal Standard*). Sono visibili i tubi di adduzione dell'acqua calda, la valvola di sfiato aria (in alto) e la valvola di chiusura (in secondo piano sul lato opposto).

In particolare nei moderni radiatori si hanno direttamente montate le valvole termostatiche per la regolazione ambientale.

Nei radiatori sono anche montate le valvole automatiche di sfogo aria, come rappresentato in figura.

In figura si hanno i dati caratteristici per radiatori in alluminio (rese termiche a 60 °C e 50 °C) e le curve per la correzione della resa termica al variare della differenza di temperatura di progetto.



Figura 253: Radiatore in ghisa

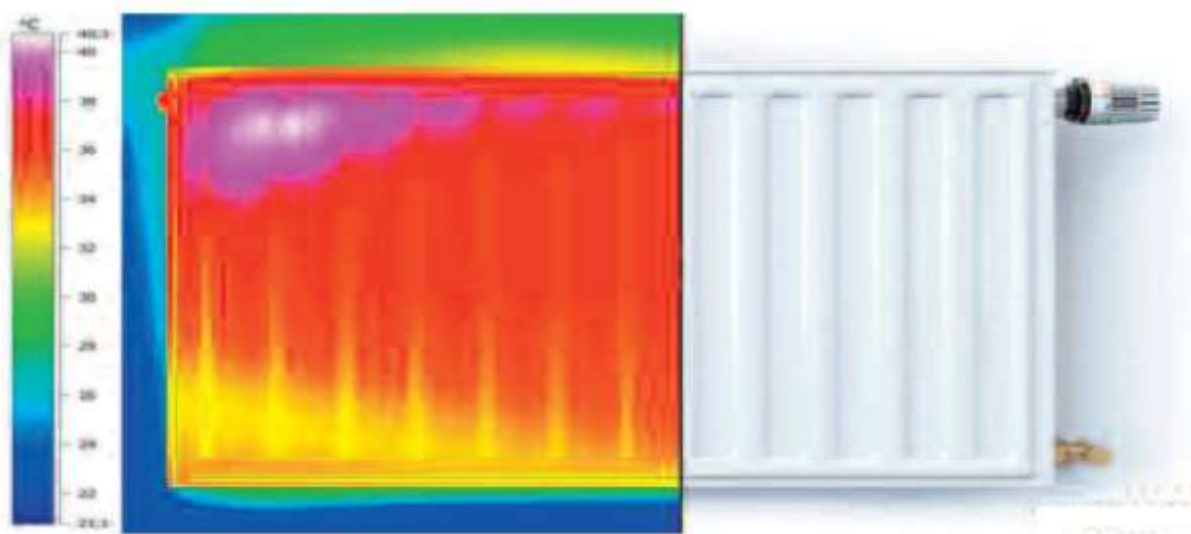


Figura 254: Distribuzione della temperatura in un radiatore in acciaio

8.1.1 SELEZIONE DEI RADIATORI

Se il tipo di elemento riscaldante è ad elementi componibili (in ghisa o in alluminio) allora si utilizzano le tabelle o gli abachi forniti da Costruttore. I parametri fondamentali da utilizzare sono:

- La potenza termica richiesta dal locale, W;
- Il salto di temperatura di progetto $\Delta T_{c-a} = \frac{T_i + T_u}{2} - T_a$ fra la temperatura media dell'acqua di alimento e l'aria ambiente, °C;

- Eventuali vincoli geometrici imposti dall'architettura del locale (ad esempio altezza massima o larghezza massima del radiatore).

Le tabelle o dagli abachi, fissata l'altezza di ciascun elemento, si determina la potenza specifica emessa da quell'elemento e si ottengono tutte le altre informazioni geometriche e funzionali (profondità, numero di colonne, ...).

Articolo	Elementi	Interasse h (mm)	Resa DIN 4704 (w)	$\Delta T = 60^{\circ}C$ (Kcal/h)	Resa DIN 4704 (w)	$\Delta T = 50^{\circ}C$ (Kcal/h)
R801/4	4	350	507	436	396	340
R801/5	5	350	634	545	495	425
R801/6	6	350	761	654	594	511
R801/8	8	350	1015	873	792	681
R801/10	10	350	1269	1091	991	852
R801/12	12	350	1522	1309	1189	1022
R803/4	4	500	664	571	518	445
R803/5	5	500	830	714	647	556
R803/6	6	500	996	856	777	668
R803/8	8	500	1328	1142	1036	891
R803/10	10	500	1661	1428	1295	1114
R803/12	12	500	1993	1713	1554	1335
R805/4	4	600	768	660	598	514
R805/5	5	600	960	825	747	642
R805/6	6	600	1152	990	897	771
R805/8	8	600	1536	1321	1196	1028
R805/10	10	600	1921	1652	1495	1286
R805/12	12	600	2305	1982	1794	1543
R807/4	4	700	871	749	676	581
R807/5	5	700	1089	936	845	727
R807/6	6	700	1306	1123	1014	872
R807/8	8	700	1742	1498	1352	1163
R807/10	10	700	2178	1873	1691	1454
R807/12	12	700	2613	2247	2029	1745

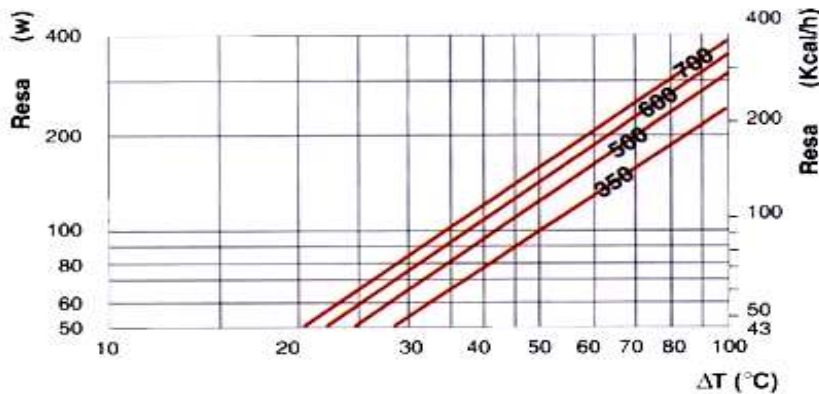


Figura 255: dati caratteristici per radiatori in alluminio

MODELLO model	h (mm) altezza height	b (mm) larghezza width	i (mm) interasse interaxes	p (mm) profondità depth	peso weight kg	contenuto d'acqua water content lit	resa termica / thermal output w		
							$\Delta 30^{\circ}$	$\Delta 50^{\circ}$	$\Delta 60^{\circ}$
350	431	80	350	95	1,1	0,4	47,6	91,6	115,7
500	581	80	500	95	1,5	0,4	62,4	121,3	153,7
600	681	80	600	95	1,7	0,5	71,6	139,9	177,7
700	781	80	700	95	1,9	0,6	80,4	157,5	200,2
800	881	80	800	95	2,1	0,7	88,5	174,1	221,6

Figura 256: Resa termica di radiatori in alluminio

Si divide la potenza termica richiesta dal locale per la potenza specifica di un elemento e si ottiene, arrotondando per eccesso, il numero totali di elementi del radiatore. Se questo numero dovesse risultare eccessivo si può suddividere il radiatore in due radiatori, opportunamente disposti nel locale.

Si tenga presente che la convezione naturale distribuisce l'aria calda lungo il gradiente termico maggiore e quindi dalla zona calda (dov'è il radiatore) alla zona più fredda della stanza. Pertanto per locali di forma allungata o di grandi dimensioni il Progettista decide a priori quanti corpi scaldanti installare e per ciascuno di essi attribuisce la potenza P_a/n con P_a potenza totale dell'ambiente ed n numero di corpi scaldanti.

8.2 PANNELLI RADIANTI

In questi ultimi anni si stanno diffondendo gli impianti di riscaldamento e di raffrescamento a pannelli radianti. In pratica gli elementi terminali usuali vengono sostituiti da pannelli costruiti mediante tubazioni opportunamente inserite nei pavimenti in modo da formare un pannello radiante.

Le tubazioni utilizzate, usualmente in rame o in plastica incrudita, hanno geometrie ben determinate da esigenze di trasmissione del calore. Al di sotto delle tubazioni si pone uno spessore di isolante (variabile da 45 a 60 mm) per evitare che il calore fornito dai tubi si propaghi al di sotto del pavimento. Il dimensionamento dei pannelli radianti è complesso e regolato dalla norma *EN 1264* e, recentemente, dalla *UNI-CEN 130*. In sintesi si procede così.

Dal calcolo dei carichi termici dei singoli ambienti di un edificio si calcola il carico specifico per metro quadro di pavimento (W/m^2) e si applica la relazione, indicata dalla *UNI-CEN 130*:

$$q_{\max} = 8.92(t_{p_{\max}} - t_a)^{1.1}$$

ove si ha:

- q_{\max} calore specifico massimo ceduto da un metro quadro di pavimenti, (W/m^2);
- $t_{p_{\max}}$ temperatura massima del pavimento, °C;
- t_a temperatura dell'aria ambiente, °C.

La temperatura massima del pavimento dipende, ovviamente, dalle condizioni di benessere ambientale e devono essere:

- $t_{p_{\max}}=29$ °C per zone di normale residenza;
- $t_{p_{\max}}=35$ °C per zone con residenza saltuaria.

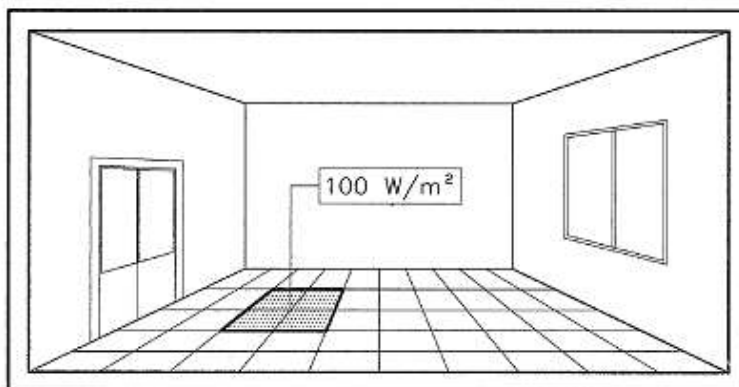


Figura 257: Potenza specifica massima di un pannello radiante

Assumendo il valore di 29 °C per residenze civili e sostituendo questo valore nella precedente relazione si ottiene la regola:

$$q_{\max} = 8.92 \cdot (29 - 20)^{1.1} = 100 \text{ W/m}^2 \quad [95]$$

Pertanto, se si vuole mantenere le condizioni di comfort termico, la potenza specifica massima che un metro quadro di pavimento può cedere deve essere non superiore a 100 W/m². Da questa osservazione scaturisce la regola pratica che ogni m² di superficie destinata a pannello radiante cede 100 W/m². Le caratteristiche di un pannello radiante tipo sono qui brevemente riassunte:

- Tubazione
- Conducibilità: 0.035 W/mK (tubo in plastica tipo Pex)
- Diametro interno 16.0 mm
- Diametro esterno 20.0 mm
- Interasse di posa 7.5 cm
- Massetto
- Conducibilità 1.0 W/mK
- Spessore sopra i tubi 4.5 cm
- Pavimento
- Non esistente (si considera come piano di calpestio quello del massetto)

Per questo pannello tipo si ha la resa data dalla relazione:

$$Q_{\text{tipo}} = 6.7 \cdot S \cdot \Delta t$$

con:

- Q_{tipo} calore emesso verso l'alto dal pannello, W
- S superficie del pannello, m²
- Δt temperatura media logaritmica fra la temperatura del fluido e l'aria ambiente data da:

$$\Delta t = \frac{t_m - t_r}{\ln \left(\frac{t_m - t_a}{t_r - t_a} \right)}$$

con t_m e t_r temperature di mandata e di ritorno del fluido nel pannello radiante.

Alla resa teorica data dalla precedente relazione si applicano opportuni fattori correttivi per ottenere la resa effettiva del pannello reale si deve tenere conto del tipo di tubo, della resistenza termica del pavimento, dello spessore di massetto sopra i tubi, del diametro esterno dei tubi.

Tali fattori correttivi sono dati in manuali specializzati e dalle case costruttrici dei materiali di base. I pannelli radianti risultano comodi nei casi in cui non si ha disponibilità di spazio per i radiatori o altre tipologie di terminali. In figura seguente si ha un esempio di applicazione della tecnica a pannelli radianti in appartamenti per civile abitazioni.

Si può osservare come per ogni ambiente si abbia un pannello costruito con tubazioni avvolte in modo da riempire uniformemente i pavimenti e pertanto a geometria variabile.

L'alimentazione dei singoli pannelli viene sempre effettuata tramite collettore complanare dotato di valvole di controllo della temperatura di uscita. I pannelli radianti sono spesso utilizzati in luoghi di particolare pregio quali i teatri, le chiese e in genere in tutti quei luoghi di difficile soddisfacimento con i terminali classici.

In figura seguente si ha un esempio di applicazione dei pannelli radianti in una chiesa. In questo caso occorre ristrutturare i pavimenti in modo da posare alla perfezione le tubazioni che formano i pannelli radianti. E' possibile osservare come la geometria dei pavimenti possa essere bene seguita dall'involuppo delle tubazioni. I pannelli radianti possono essere utilizzati anche per il raffrescamento estivo inviando acqua refrigerata ad opportuna temperatura.



Figura 258: Sistemi a pannelli radianti

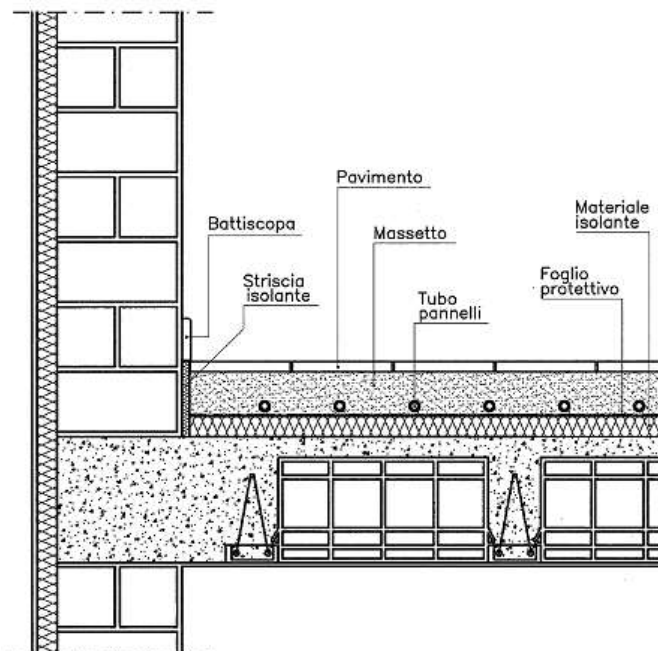


Figura 259: Schema di posa dei pannelli radianti

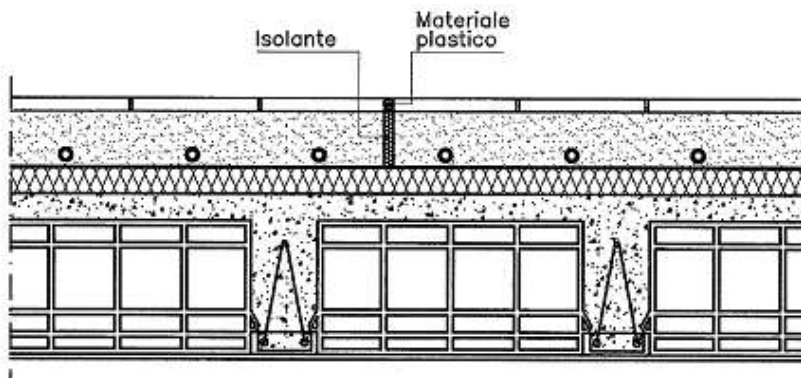


Figura 260: Esempio di giunto per pavimenti radianti

E' da ricordare, infatti, che le superfici fredde possono provocare fenomeni di condensa che avrebbero effetti deleteri sui pavimenti.

Per un maggior controllo della distribuzione le tubazioni dei pannelli radianti si dipartono da collettori complanari e pertanto si possono intercettare singolarmente.

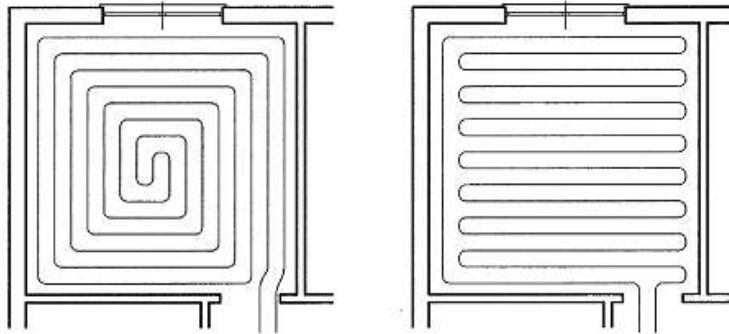


Figura 261: Schema tipo di montaggio di un pannello radiante



Figura 262: Esempio di impianti radianti in appartamenti

Il massetto al di sopra delle tubazioni è di solito reso più fluido mediante speciali additivi. Si ottiene una massa più fluida che può riempire meglio gli spazi fra le tubazioni e formare una superficie più uniforme e compatta.

I pannelli radianti sono caratterizzati da una notevole inerzia termica e pertanto la loro regolazione risulta difficoltosa per via dei tempi di intervento necessari. Di solito la regolazione viene fatta cercando di anticipare gli effetti termici.

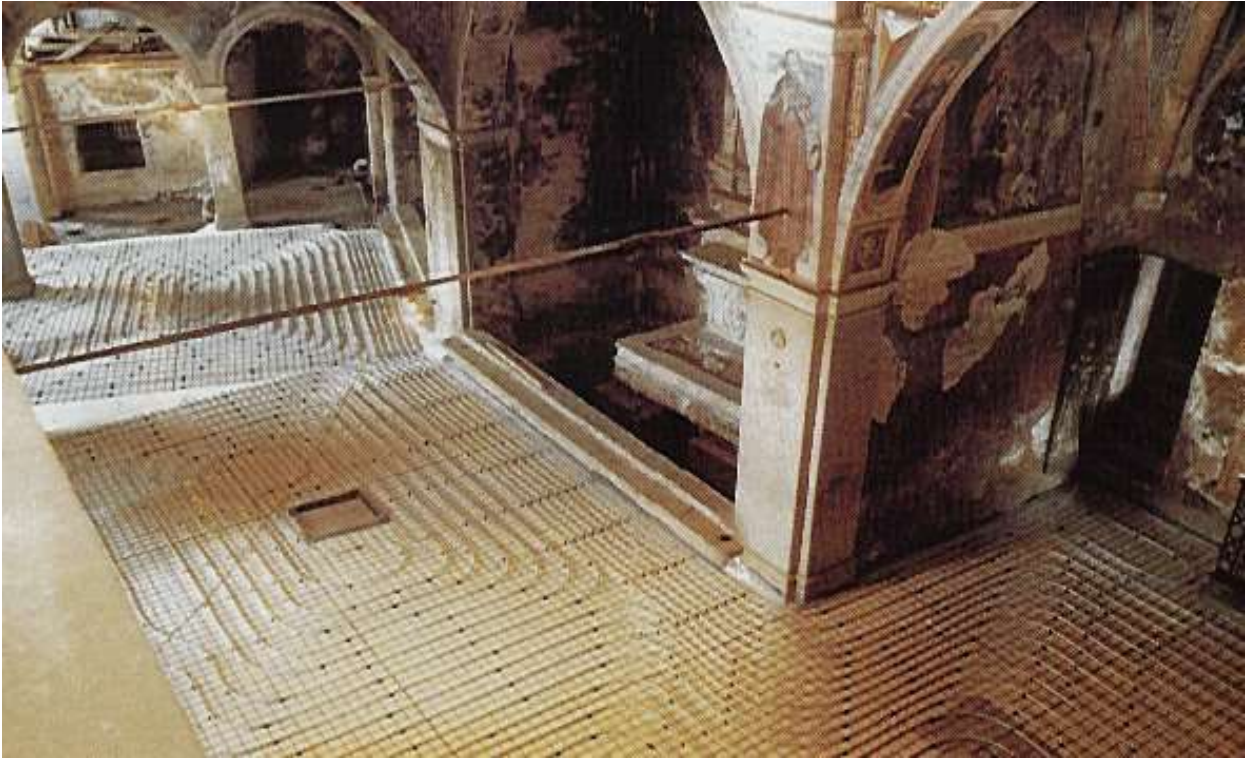


Figura 263: esempio di applicazione dei pannelli radianti in una chiesa



Figura 264: Posa in opera di pannelli radianti



Figura 265: Esempio di utilizzo dei collettori complanari per pannelli radianti

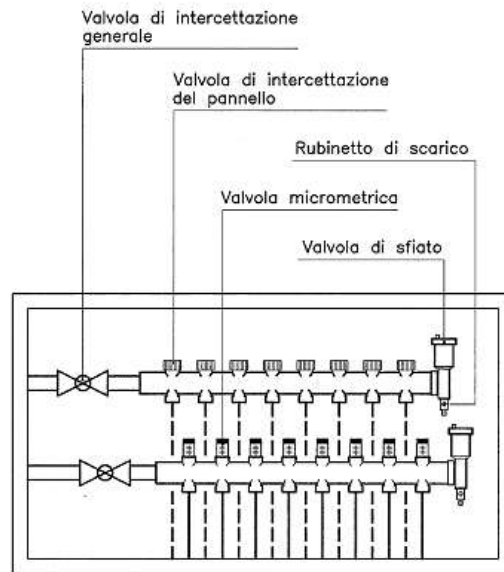


Figura 266: Collettore complanare per pavimento radiante

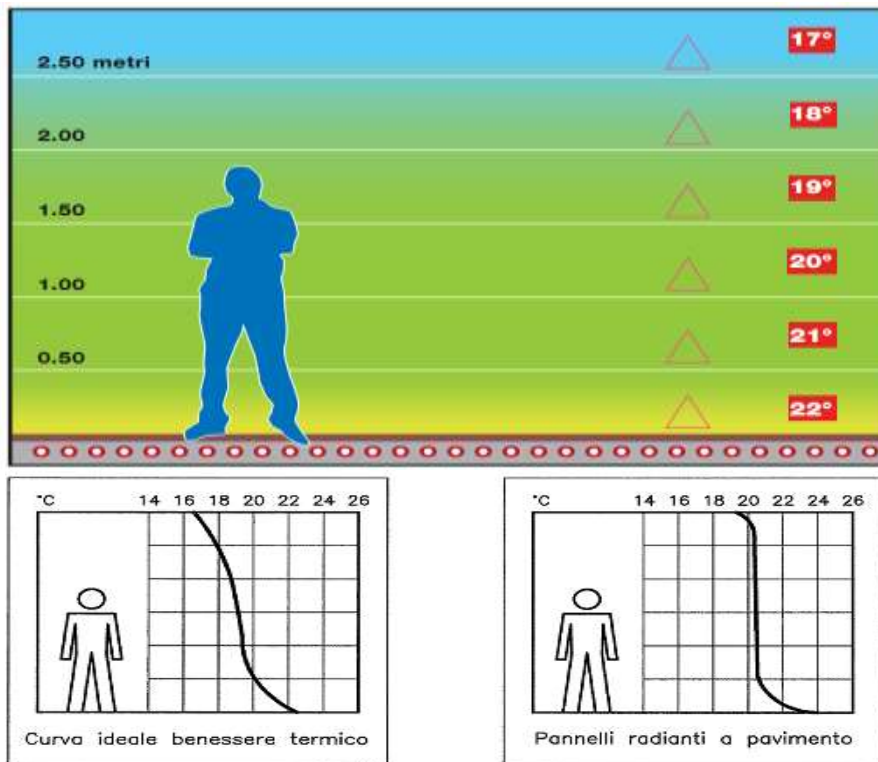


Figura 267: Distribuzione della temperatura con i pannelli radianti

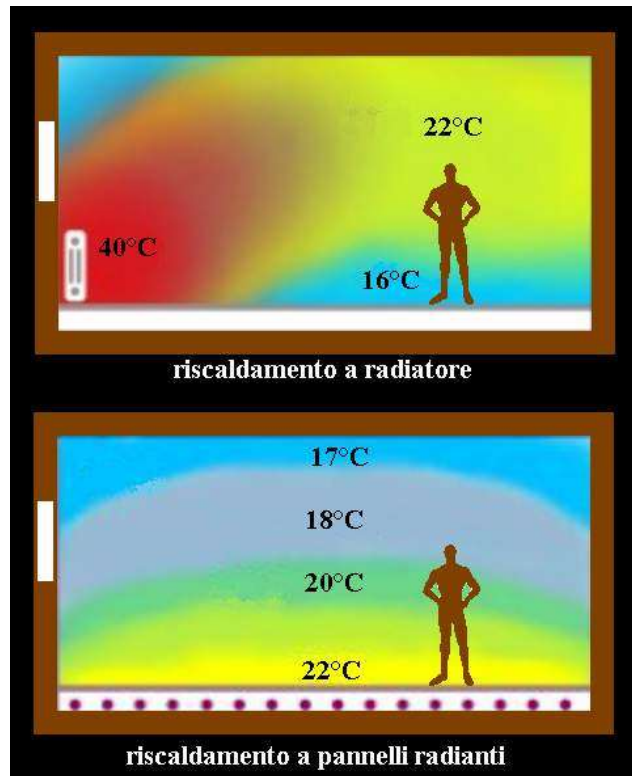


Figura 268: Distribuzione di temperatura con pannelli radianti

In genere questi impianti non accettano variazioni notevoli delle temperature. A causa dell’inerzia termica si hanno tempi di avviamento e di spegnimento notevolmente lunghi (alcune ore) e pertanto gli impianti a pannelli radianti hanno funzionamento continuo con attenuazione notturna e messa a regime con aumento della temperatura anticipata di un paio d’ore rispetto all’ora di utilizzo degli ambienti.

Fra i vantaggi dei sistemi a pannelli radianti si ha una buona distribuzione della temperatura che passa dai valori elevati dal pavimento (22-23 °C) ad una temperatura decrescente verso il soffitto con un gradiente di circa 0,5 °C/m.

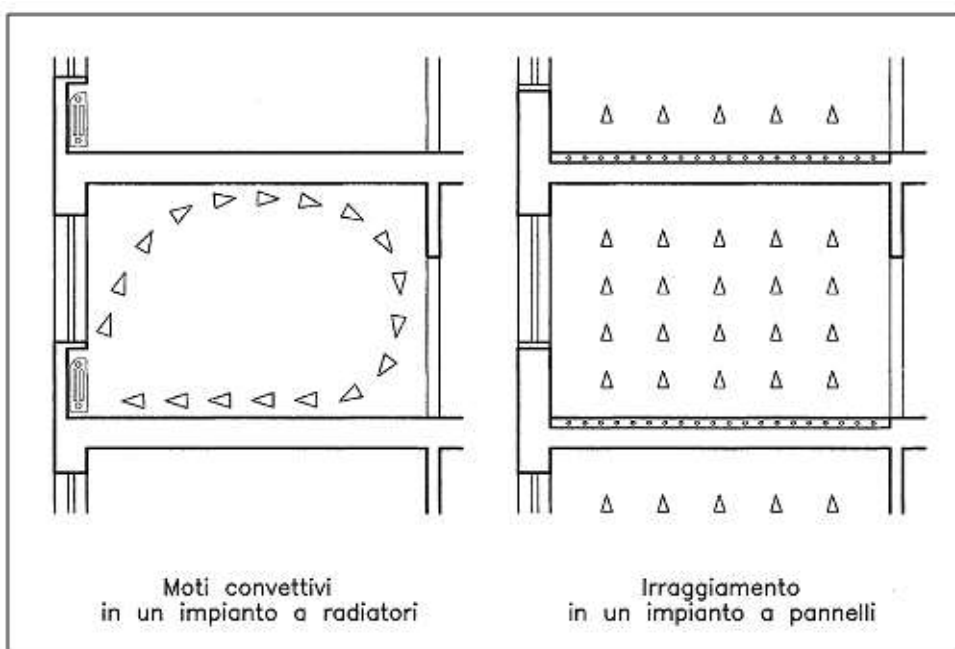


Figura 269: Confronto fra la distribuzione convettiva e quella dei pannelli radianti

8.2.1 OSSERVAZIONE SUI PANNELLI RADIANTI

I pannelli radianti risultano quasi ideali nell'impiantistica civile perché rendono del tutto invisibili gli elementi scaldanti in quanto posti al di sotto del pavimento.

Tuttavia va ricordato che proprio per la tipologia costruttiva i pannelli radianti sono dotati di una massa termica correlata (pavimento radiante più calda più pavimentazione) che rende molto lenta l'evoluzione termica degli stessi elementi.

In pratica i tempi di risposta alla regolazione termica sono notevolmente più elevati dell'ora o di più ore) rispetto alla risposta dei radiatori o dei fan coil. Questo comporta una certa difficoltà di regolazione. Nelle zone climatiche A e B le variazioni climatiche giornaliere sono notevoli e pertanto la regolazione dei pavimenti radianti appare problematica e difficoltosa.

Meglio vanno le cose nelle zone climatiche fredde (dalla C in poi) nelle quali la necessità di regolazione giornaliera è ridotta e quindi non occorre agire sulla regolazione dei pavimenti radianti. Un esempio può chiarire quanto detto.

Nell'ex Monastero dei Benedettini di Catania (ora sede della Facoltà di Lettere e Filosofia) furono inizialmente installati pavimenti radianti lungo i corridoi (lungi più di 100 m ciascuno) con l'intenzione dei progettisti architettonici di mascherare l'impiantistica in un luogo monumentale del seicento. Al momento di avviare l'impianto ci è resi conto che i tempi di avviamento e di spegnimento erano dell'ordine di 5-6 ore e che qualunque regolazione termica era del tutto inefficace. A questo si aggiunga che le variazioni di temperatura interna nelle varie esposizioni, per effetto delle ampie vetrate, erano tali da produrre veri e proprie correnti d'aria intense che rendevano impossibili mantenere aperte qualsivoglia aperture. Dopo qualche mese quell'impianto a pavimento è stato disattivato.

8.2.2 PROGETTO DEI PANNELLI RADIANTI

Si è visto in precedenza come i pannelli radianti non sono elementi prefabbricati da selezionare bensì da costruire sul posto con le tecniche prima indicate.

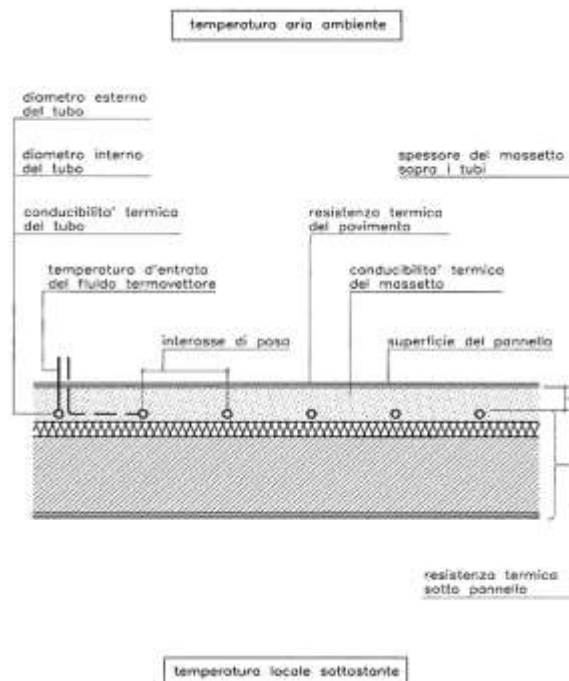


Figura 270: Parametri richiesti per il progetto dei pavimenti radianti

La progettazione può essere fatta di massima con le relazioni sopra indicate oppure mediante programmi di calcolo secondo la norma UNI EN 1264.

I parametri di calcolo sono quelli delle condizioni al contorno (temperatura ambiente e del locale sottostante, in °C) i parametri della configurazione del pannello (superficie coperta, m², ed interasse di posa fra i tubi, m), i parametri relativi al tipo di tubo (diametro interno ed esterno, m, conducibilità termica del tubo, W/(mK)), i parametri relativi alla struttura di contenimento dei pannelli radianti (resistenza del pavimento, m²/(mK), spessore del massetto sopra i tubi, m, conducibilità termica del massetto, W/(mK), resistenza termica sotto il pannello, m²K/m) ed infine i parametri relativi alla temperatura di entrata del fluido termovettore.

Il flusso di calore verso l'alto (flusso utile) si calcola mediante la relazione:

$$Q = S \cdot \Delta t \cdot B \cdot F_p \cdot F_l \cdot F_m \cdot F_n$$

ove vale il simbolismo:

- Q flusso termico utile del pannello, W;
- S superficie coperta del pannello, m²;
- Δt media logaritmica fra temperatura del fluido e ambiente, °C;
- B coefficiente relativo alla caratteristica del tubo, W/(m²K);
- F_p fattore relativo alla resistenza termica del pavimento;
- F_l fattore relativo all'interasse fra i tubi;
- F_m fattore relativo allo spessore del massetto sopra i tubi;
- F_n fattore relativo al diametro esterno dei tubi.

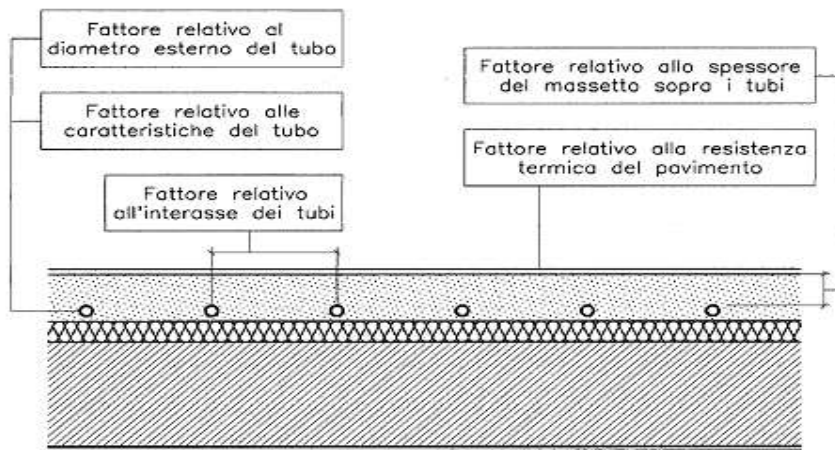


Figura 271: Fattori correttivi nel progetto dei pavimenti radianti

La media logaritmica Δt è data dalla relazione:

$$\Delta t = \frac{t_e - t_u}{\ln \frac{t_e - t_a}{t_u - t_a}}$$

con:

- t_e temperatura di entrata del fluido scaldante, °C;
- t_u temperatura di uscita del fluido scaldante, °C;
- t_a temperatura ambiente, °C.

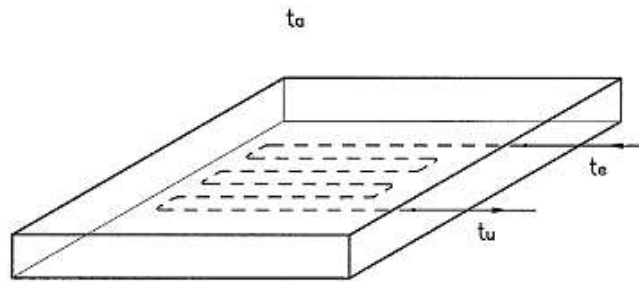


Figura 272: Indicazione delle temperature in gioco per la media logaritmica

Il parametro B si calcola con la relazione:

$$\frac{1}{B} = \frac{1}{B_0} + \frac{1,1}{\pi} F_p F_l F_m F_D I \left(\frac{1}{2\lambda_t} \ln \frac{D_e}{D_e - 2st} - \frac{1}{2\lambda_{t_0}} \ln \frac{D_e}{D_e - 2st_0} \right)$$

ove vale il simbolismo:

- B_0, st_0, λ_0 valori riferiti a $st_0=0,002$ m e $\lambda_{t0}=0,350$ W/(mK);
- F_p Fattore relativo alla resistenza del pavimento;
- F_l fattore relativo all'interasse fra i tubi;
- F_m fattore relativo allo spessore del massetto sopra i tubi;
- F_D fattore relativo al diametro esterno dei tubi;
- I interasse fra i tubi, m;
- D_e diametro esterno dei tubi, m;
- λ_t conducibilità termica del tubo, W/(mK);

Per i fattori correttivi si hanno le tabelle seguenti.

Conducibilità massetto	Resistenza termica del pavimento, m²K/W			
	0,00	0,05	0,10	0,15
W/mK				
2,0	1,196	0,833	0,640	0,519
1,5	1,122	0,797	0,618	0,505
1,2	1,058	0,764	0,598	0,491
1,0	1,000	0,734	0,579	0,478
0,8	0,924	0,692	0,553	0,460
0,6	0,821	0,632	0,514	0,433

Tabella 41: Fattore F_p

F_p può calcolarsi con la relazione:

$$F_p = \frac{\frac{1}{\alpha} + \frac{s_{m_0}}{\lambda_{m_0}}}{\frac{1}{\alpha} + \frac{s_{m_0}}{\lambda_m} + R_p}$$

con:

- α 10,8 W/(m²K);
- s_{m_0} 0,045 m;

- λ_m 1,0 W/(mK)
- λ_m conducibilità termica del massetto, W/(mK);
- R_p resistenza termica del pavimento, m²K/W.

Il fattore F_l si calcola con la relazione:

$$F_l = A_l^x$$

con A_l dato in tabella seguente ed x dalla relazione:

$$x = 1 - \frac{I}{0,075}$$

$R_p = 0,00$	$R_p = 0,05$	$R_p = 0,10$	$R_p = 0,15$
$A_l = 1,230$	$A_l = 1,188$	$A_l = 1,156$	$A_l = 1,134$

Tabella 42: Fattore A_l

Il fattore F_m è dato dalla relazione:

$$F_m = A_m^y$$

Con a_m dato in tabella ed y dalla relazione:

$$y = 100(0,045 - s_m)$$

Interasse m	Resistenza termica del pavimento, m ² K/W			
	0,00	0,05	0,10	0,15
0,050	1,0690	1,056	1,0430	1,0370
0,075	1,0660	1,053	1,0410	1,0350
0,100	1,0630	1,050	1,0390	1,0335
0,150	1,0570	1,046	1,0350	1,0305
0,200	1,0510	1,041	1,0315	1,0275
0,225	1,0480	1,038	1,0295	1,0260
0,300	1,0395	1,031	1,0240	1,0210
0,375	1,0300	1,024	1,0180	1,0160

Tabella 43: Valori di A_m

Il fattore F_D è dato dalla relazione:

$$F_D = A_D^z$$

Con $z = 250(D_e - 0.020)$ e A_D in tabella seguente.

Altri approfondimenti sono reperibili nei manuali specializzati ai quali si rimanda.

Alcuni Costruttori mettono a disposizione programmi specifici per il progetto dei pavimenti radianti che fanno uso, ovviamente, di componentistica di propria produzione. Questi programmi risultano molto comodi per i progetti esecutivi di cantiere.

Interasse m	Resistenza termica del pavimento, m²K/W			
	0,00	0,05	0,10	0,15
0,050	1,013	1,013	1,012	1,011
0,075	1,021	1,019	1,016	1,014
0,100	1,029	1,025	1,022	1,018
0,150	1,040	1,034	1,029	1,024
0,200	1,046	1,040	1,035	1,030
0,225	1,049	1,043	1,038	1,033
0,300	1,053	1,049	1,044	1,039
0,375	1,056	1,051	1,046	1,042

Tabella 44: Valori di A_D

Materiale	Conducibilità W/mK
Ceramica	1,00
Cotto	0,90
Gomma per pavimenti	0,28
Granito	3,20
Linoleum	0,18
Marmo	3,40
Moquette	0,09
Parquet	0,20
PVC per pavimenti	0,23

Tabella 45: Conducibilità termica di alcuni pavimenti

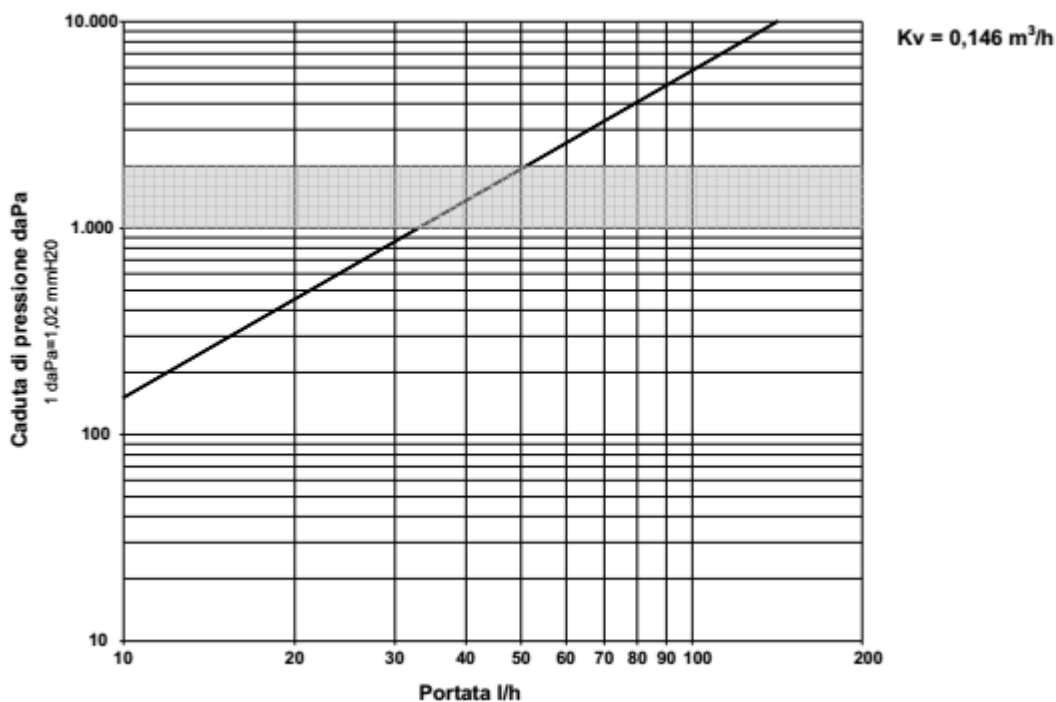


Figura 273: Perdita di carico per un pannello radiante

8.2.3 RAFFRESCAMENTO CON PANNELLI RADIANTI

I pannelli radianti possono essere utilizzati anche per il raffrescamento ambientale. In questo caso si invia acqua refrigerata ad una temperatura di circa 14 °C di solito mediante un circuito misto (caldo e freddo) come indicato in figura.

Nelle figure seguenti si hanno le rese termiche per due diverse tipologie di pavimenti radianti, con parquet e con piastrelle.

Gli effetti del raffrescamento possono essere visti esaminando la figura nella quale appare evidente l'abbassamento della temperatura interna per effetto del raffrescamento esercitato dal pavimento radiante con acqua a 14 °C (valore consigliato per evitare i fenomeni di condensa superficiale).

Nella pratica avviene che l'acqua a bassa temperatura proveniente dal refrigeratore viene miscelata dalla valvola 3-vie comandata da una centralina di regolazione e inviata all'impianto secondo una temperatura programmata, 14 °C nel caso citato.

La temperatura dell'acqua di mandata al fan-coil, qualora presenti, è invece la stessa del refrigeratore. In questo caso si ottengono due effetti: ridurre la umidità sottraendo il calore latente ed incrementare l'apporto di freddo all'ambiente quando il carico termico è particolarmente elevato.

Anche nel caso di raffrescamento estivo sono da tenere in debito conto i fenomeni di elevata inerzia termica del pavimento radiante e quindi la regolazione elettronica deve precedere adeguatamente l'azione voluta.

In figura seguente si ha uno schema a blocchi delle funzioni di regolazione, estate e inverno, per un impianto a pannelli radianti.

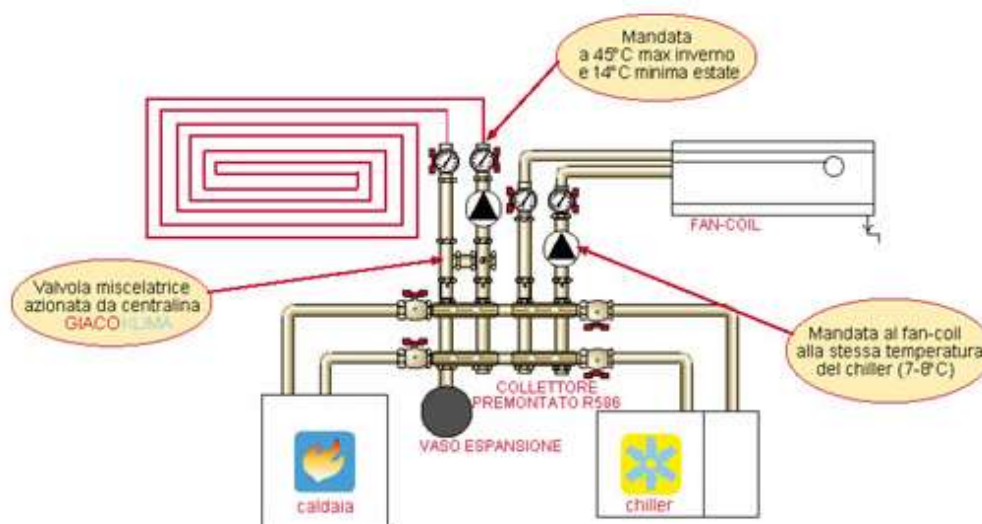


Figura 274: Schema misto per riscaldamento e raffrescamento a pannelli radianti

La temperatura di mandata non scende mai sotto i 14°C ed inizia a salire leggermente con pendenza programmabile a partire dalla temperatura esterna di 25°C.

La pendenza della curva (da 0,2 a 0,8) va scelta in funzione della temperatura interna che si desidera conseguire nel locale e della umidità relativa.

PARQUET: Assorbimento termico in funzione della temperatura ambiente e del passo tra i tubi in cm - Temperatura di mandata 14°C

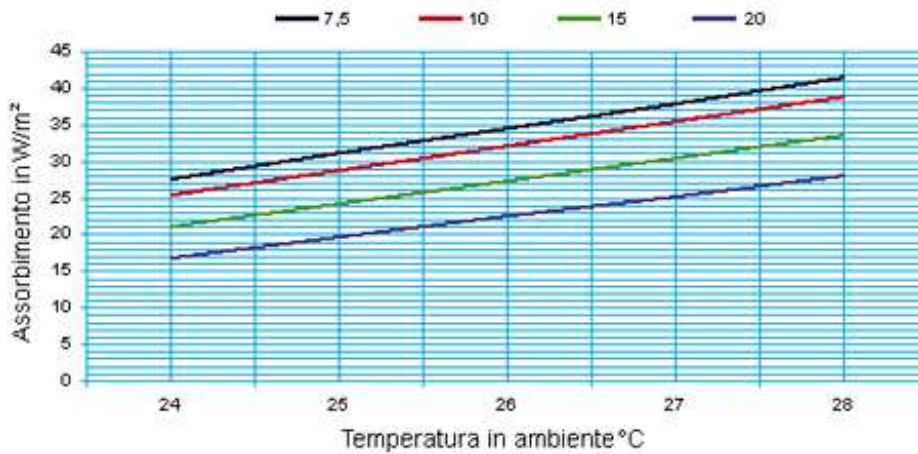


Figura 275: Resa termica di un pavimento radiante con parquet per raffreddamento

PIASTRELLE: Assorbimento termico in funzione della temperatura in ambiente e del passo tra i tubi in cm - Temperatura di mandata 14°C

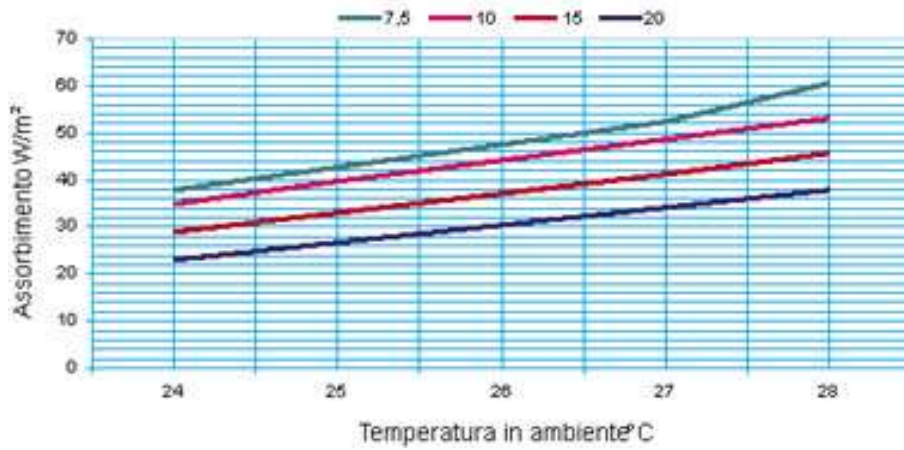


Figura 276: Resa termica di un pavimento con piastrelle radiante per raffreddamento

Costruzioni identiche con e senza raffreddamento

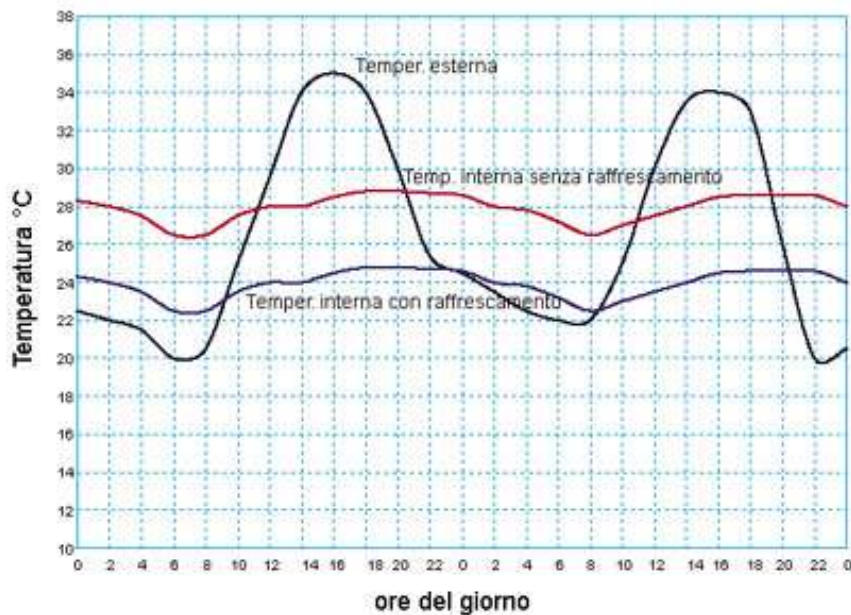


Figura 277: Andamento della temperatura interna con raffreddamento a pannelli radianti

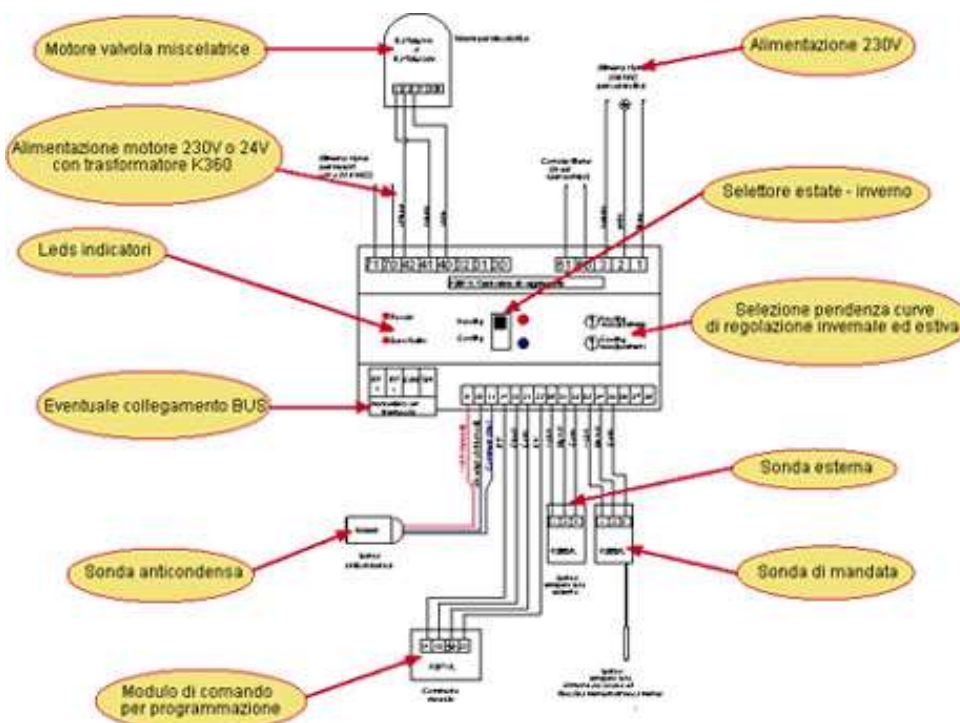


Figura 401: Schema della centralina di regolazione per pannelli radianti

Se ad esempio la zona in cui si opera è molto umida, una curva piuttosto piatta è controproducente, in quanto il divario tra la temperatura dell’aria di rinnovo nell’ambiente e quella superficiale è via via maggiore quanto maggiore è la temperatura esterna. È facilmente comprensibile allora come il rischio di condensa sia elevato. E quand’anche poi non si formasse condensa l’impianto opererebbe per la maggior parte del tempo nelle condizioni di sicurezza, sulla curva superiore, a cui l’efficienza della superficie fredda è minima.

In ogni caso una pendenza intorno a 0,3 è ideale per il pavimento; eventuali correzioni sono possibili agendo sul regolatore mediante cacciavite.

Le moderne centraline di regolazione per pavimenti radianti sono equipaggiate di sonda anticondensa, posizionata sulle superfici più fredde dell’impianto e quindi maggiormente a rischio di condensa superficiale. Quando sulla superficie più fredda si raggiunge una umidità relativa superficiale di circa il 95% allora avviene lo slittamento automatico della curva di regolazione sul valore più elevato.

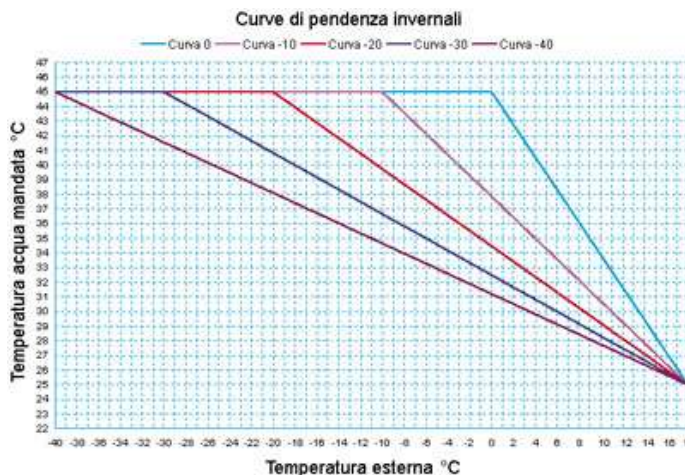


Figura 278: Curve di regolazione per pavimenti radianti

8.2.4 PANNELLI RADIANTI A PARETE O A SOFFITTO

Gli impianti di riscaldamento a parete o soffitto, funzionano con bassa inerzia termica e garantiscono una buona efficienza nel riscaldamento, con un notevole risparmio in bolletta.

Gli elementi radianti, costituiti da tubi in materiale resistente alle alte temperature, vengono installati dietro le pareti o sotto nel soffitto.

L'impianto risulta così invisibile, a tutto vantaggio dell'estetica e consentendo un miglior sfruttamento degli spazi.

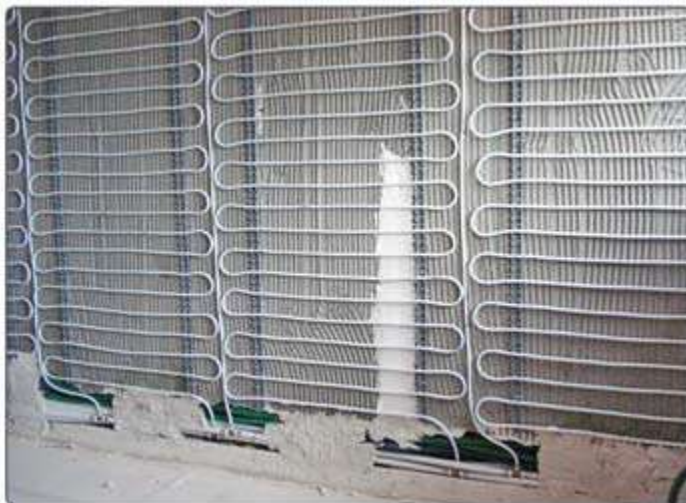


Figura 279: Pannello radiante a parete

I sistemi radianti a parete e soffitto, oltre per riscaldare vengono utilizzati anche nei periodi estivi con la funzione raffrescamento.

Quindi è possibile utilizzare il sistema radiante per riscaldare e raffrescare con la stessa tubazione. In questo caso la pompa di calore diventerebbe l'unica macchina, con evidente risparmio rispetto agli impianti tradizionali: questa doppia funzione consente ottimi tempi di ammortamento dell'impianto.

L'abbinamento ad un deumidificatore, garantisce un impianto sicuro e una qualità dell'aria ideale per il corpo umano.

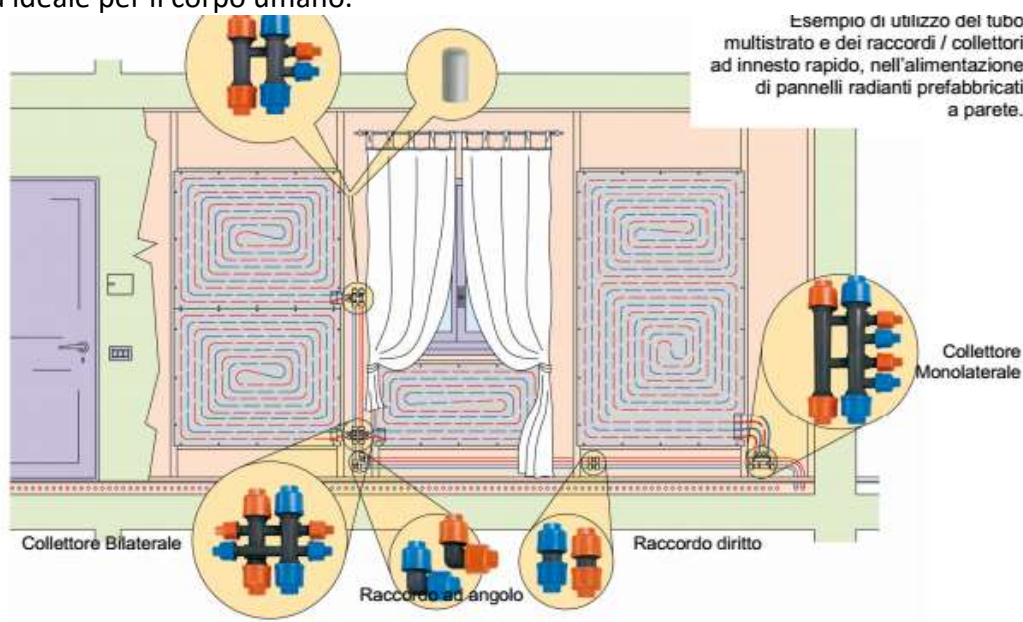


Figura 280: Installazione di pannelli radianti a parete

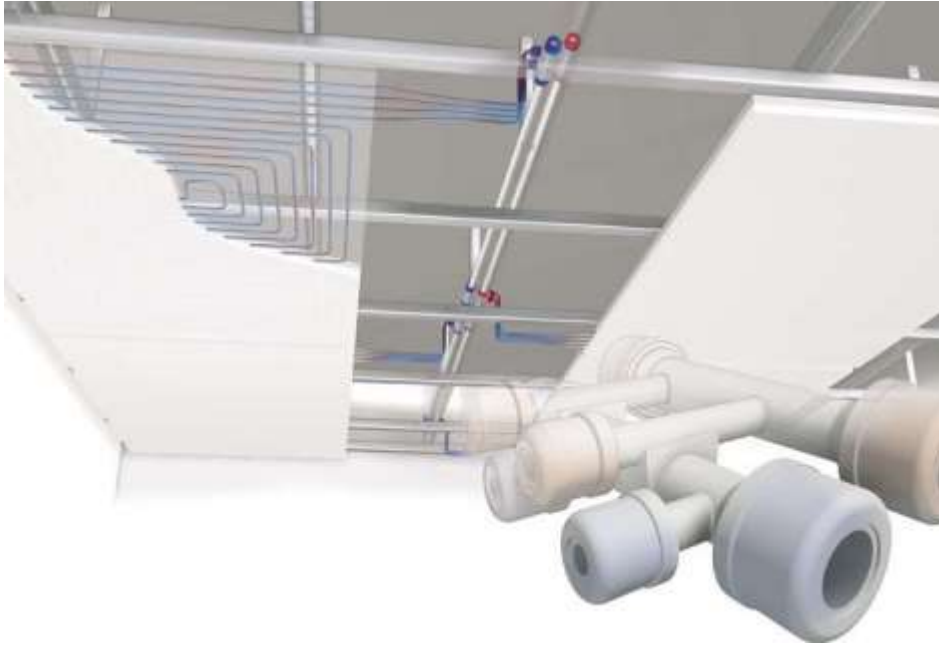


Figura 281: Installazione di pannelli radianti a soffitto

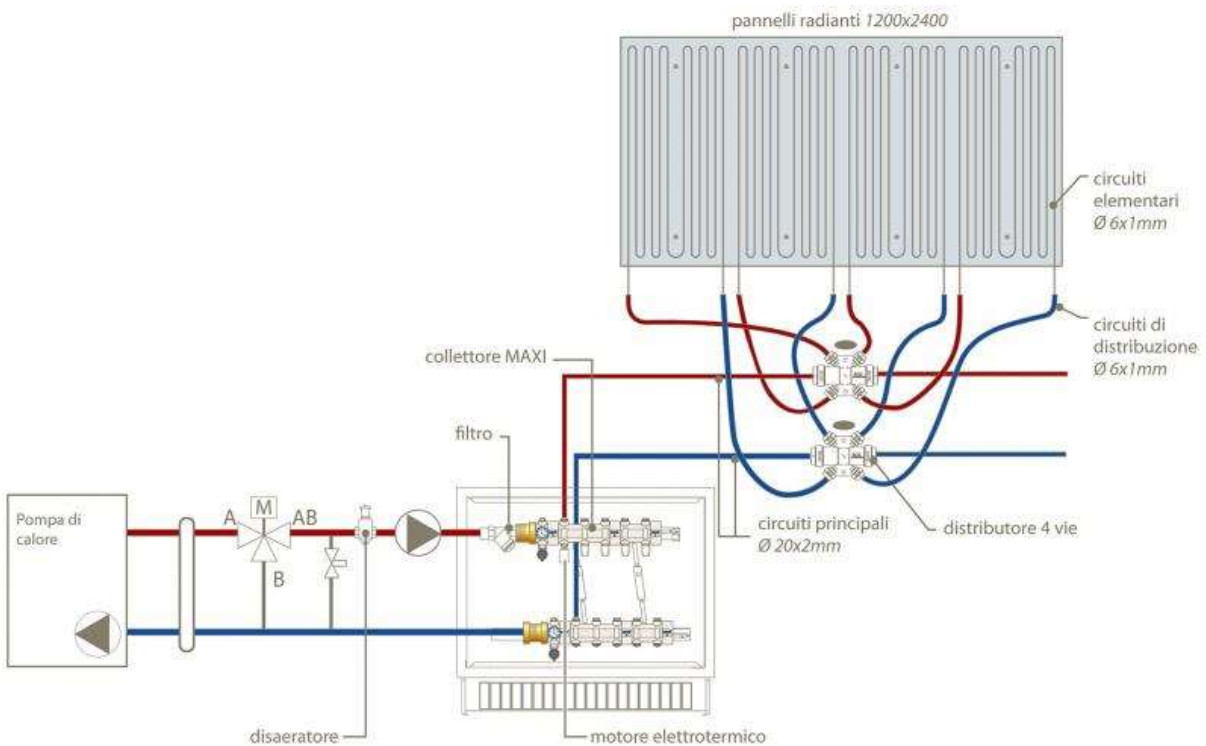


Figura 282: Layout di un impianto a pannelli radianti

La soluzione a soffitto viene in genere scelta per raffrescare ambienti di grandi dimensioni, come ad esempio edifici industriali o magazzini. In questi immobili, infatti, la presenza di macchinari e altre strutture può impedire un intervento agevole sulle pavimentazioni. L'assenza di vincoli architettonici all'installazione è il vero valore aggiunto della soluzione a soffitto.

Inoltre, la possibilità di utilizzare moduli prefabbricati (ad esempio in cartongesso) con le serpentine già inserite, consente di velocizzare i tempi di installazione e di risparmiare sui costi.

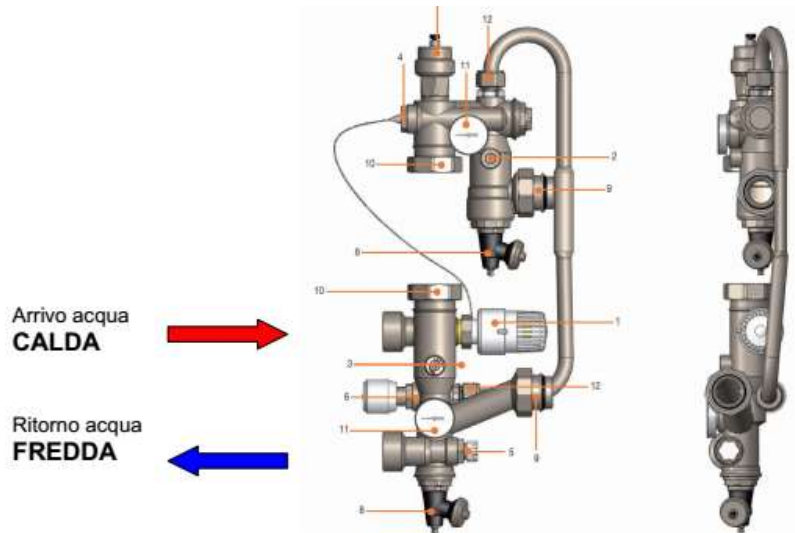


Figura 283: Gruppo di regolazione a miscela per pannelli radianti

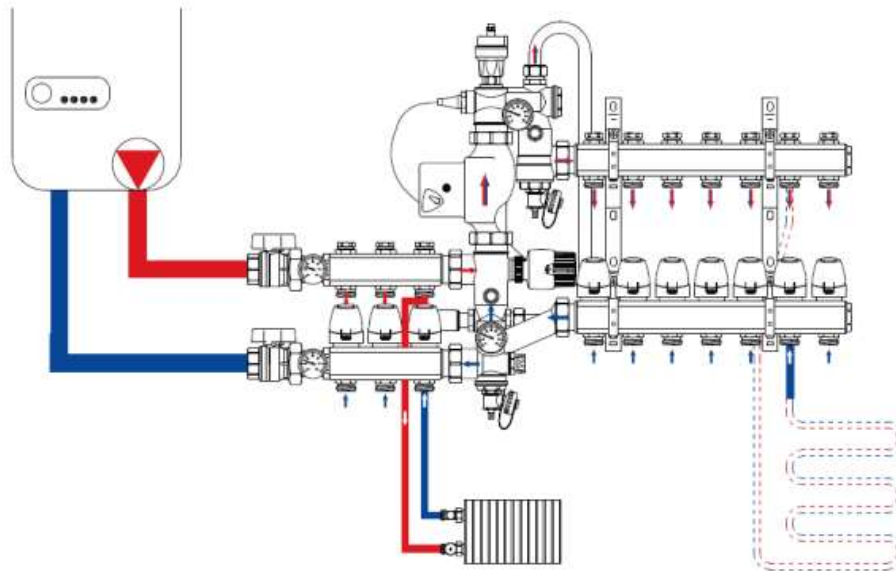


Figura 284: Gruppo di miscela applicato ai collettori complanari

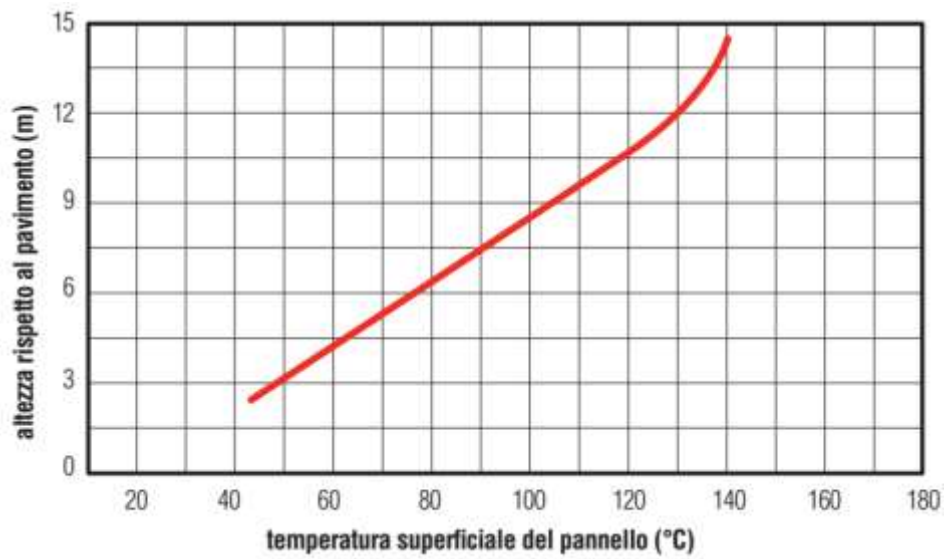


Figura 285: Temperatura superficiale del pannello radiante a soffitto in funzione dell'altezza

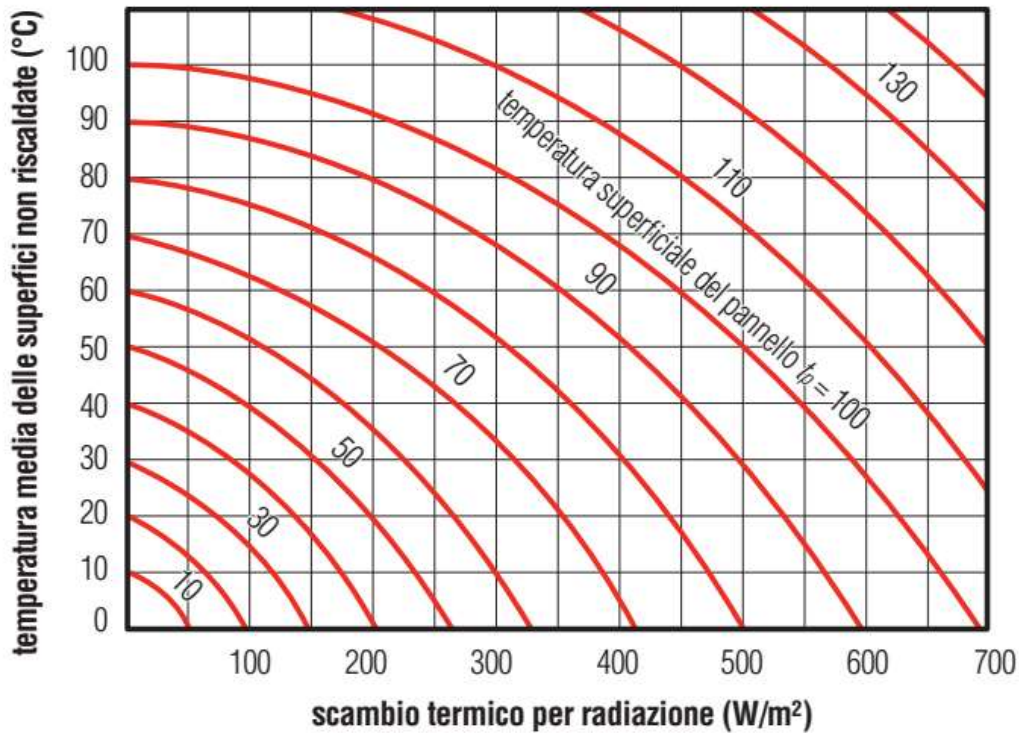


Figura 286: Scambio termico per radiazione in funzione della temperatura di superficie

8.2.5 USO INVERNALE DELLE TRAVI FREDEDE

L’uso delle travi fredde è principalmente indicato nell’ambito del raffrescamento ambientale. Tuttavia, anche per evitare il doppio impianto, in Italia si utilizzano le travi fredde (il nome quindi risulta ingannevole) anche per il riscaldamento ambientale.

In questo caso non sussiste il pericolo di formazione condensa e l’aria primaria, sempre in quantità da 0,5 a 2 volume ora, è inviata alla temperatura di 20 °C (temperatura neutra), mentre l’acqua calda nella batteria di scambio è inviata ad una temperatura opportuna solitamente oltre i 40 °C.

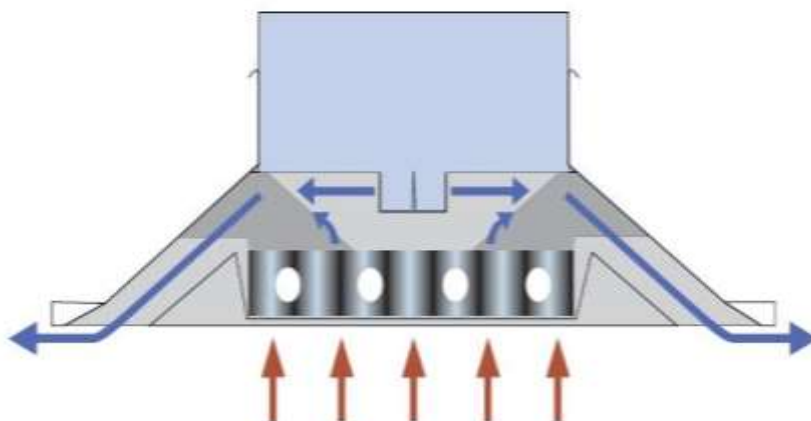


Figura 287: Schema funzionale di principio della trave fredda di tipo attivo.

La rete di alimentazione di quest’ultima può essere coincidente con quella di raffrescamento estiva (impianto a due tubi) o separata (impianto a quattro tubi).

9. VALVOLA TERMOSTATICA

9.1 LA VALVOLA TERMOSTATICA

Una valvola termostatica è un'apparecchiatura costituita da una componente idraulica, la vera e propria valvola con otturatore a pistone, e da un elemento sensibile alla temperatura, detto "*testina termostatica*".

La testina termostatica è un regolatore di temperatura ambiente, ovvero una capsula contenente un fluido (liquido o gas) ad elevato coefficiente di dilatazione termica; man mano che la stanza raggiunge il valore di temperatura ambiente impostato sulla ghiera, il fluido all'interno della testina si espande e spinge il pistone della valvola, la quale chiude parzialmente il passaggio dell'acqua nel radiatore.

Grazie a questa regolazione, le valvole termostatiche offrono un grandissimo contributo ai fini del risparmio energetico. Infatti, in un appartamento sono presenti numerose fonti di calore gratuite che normalmente non vengono considerate, ma che nell'arco di una stagione di riscaldamento possono arrivare a coprire fino al 30% del fabbisogno di energia termica di un appartamento: tali fonti gratuite sono l'irraggiamento solare, gli elettrodomestici, i fornelli di cucina, e persino la presenza delle persone.

Ciò significa che, in assenza di un sistema di regolazione "sensibile" alla temperatura ambiente (come le valvole termostatiche), l'impianto di riscaldamento funziona a pieno regime anche quando non sarebbe necessario, e gli apporti gratuiti possono produrre un aumento "indesiderato" della temperatura nei locali che a volte ci spinge ad aprire le finestre in pieno inverno.

Le valvole termostatiche, invece, una volta percepito che nella stanza è stata raggiunta la temperatura impostata, limitano il passaggio di acqua calda nel radiatore, cosicché gli apporti di calore gratuiti, invece di surriscaldare l'ambiente, contribuiscono a mantenere costante il giusto livello di temperatura.

Altra funzione delle valvole termostatiche riguarda quei condomini in cui alcuni utenti risultano sfavoriti a livello di comfort rispetto ad altri; sono le tipiche situazioni che vedono taluni appartamenti registrare temperature ambiente eccessive, mentre altri non raggiungono neppure la temperatura minima di comfort.

Sono i cosiddetti casi di "squilibrio della distribuzione", e si verificano quando l'impianto è stato mal progettato o mal eseguito.

L'utilizzo delle valvole termostatiche nei condomini soggetti a questi problemi determina un riequilibrio automatico dell'impianto ed una conseguente corretta distribuzione del calore, che viene erogato in ogni appartamento nella misura strettamente necessaria, annullando tutte le disparità di comfort tra gli utenti.

9.2 VALVOLE TERMOSTATICHE E CONDENSAZIONE

Parlando delle caldaie a condensazione, abbiamo visto che non è sufficiente la semplice installazione per ottenere i risparmi energetici che tale tecnologia permette: è necessario mettere la caldaia in condizioni di "condensare".

Abbiamo anche visto che la condizione per far condensare una caldaia è quella di portare "acqua fredda" nello scambiatore dove avviene il passaggio dei fumi. Per ottenere ciò è necessario ridurre la velocità dell'acqua nell'impianto in modo da dare all'acqua "più tempo" per cedere il calore all'ambiente e aumentare di conseguenza il salto termico tra la temperatura di mandata e quella di ritorno. Le valvole termostatiche assolvono benissimo questo compito.

Con le valvole termostatiche installate su ogni radiatore, una volta che l'impianto è "a regime", cioè quando tutti gli ambienti hanno raggiunto il comfort, i radiatori emettono calore in misura strettamente necessaria al mantenimento della temperatura ambiente: le valvole termostatiche, infatti, "parzializzano" il passaggio dell'acqua ai radiatori in funzione della quantità effettivamente richiesta.

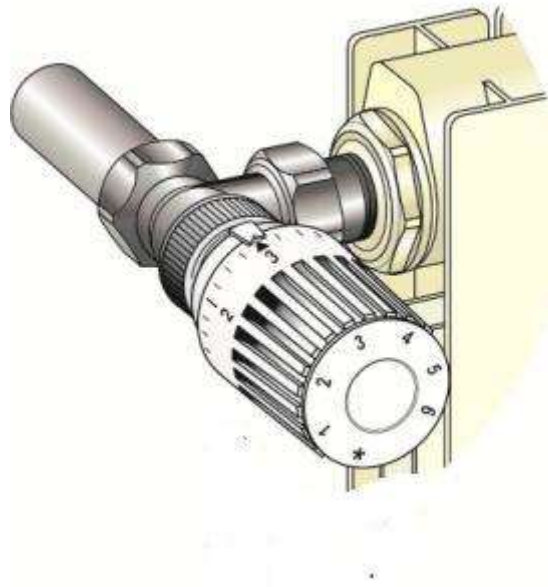


Figura 288: Valvola termostatica

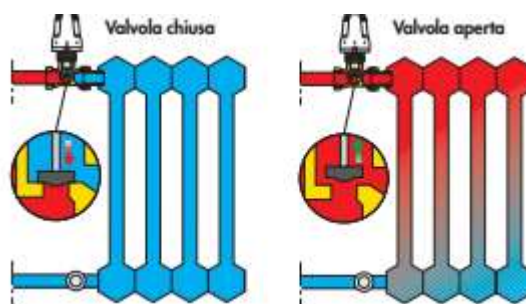


Figura 289: Funzionamento della valvola termostatica

In tali condizioni la velocità dell'acqua nei radiatori è molto bassa e lo scambio termico avviene in maniera più completa, cosicché l'acqua ritorna alla centrale termica ben raffreddata.

Con un'immagine potremmo dire che le valvole termostatiche spillano l'acqua dall'impianto goccia per goccia come fosse un elemento prezioso, ed è proprio questo spillamento che permette di ottenere "acqua fredda" preziosa per la condensazione dei fumi nello scambiatore della caldaia.

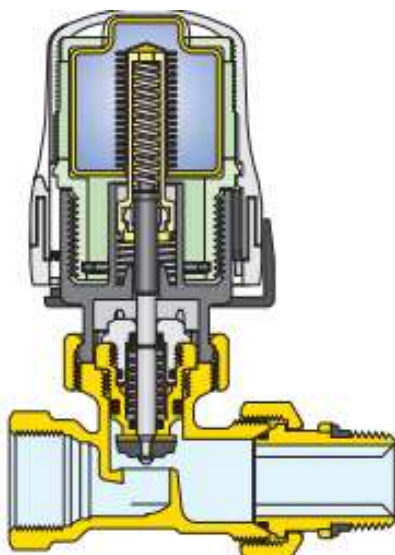


Figura 290: Sezione della valvola termostatica

E' opportuno evidenziare l'importanza che assume la portata dell'acqua nell'impianto e come essa possa variare in continuazione in presenza di valvole termostatiche. In un impianto senza valvole termostatiche la velocità dell'acqua è sempre costante; per questo motivo è sufficiente una normale pompa a "giri fissi".

Laddove, invece, siano montate le valvole termostatiche, si rende necessaria anche l'installazione di una pompa a "giri variabili" che adegua quantità e velocità dell'acqua circolante nell'impianto in funzione della richiesta di calore dalle utenze.

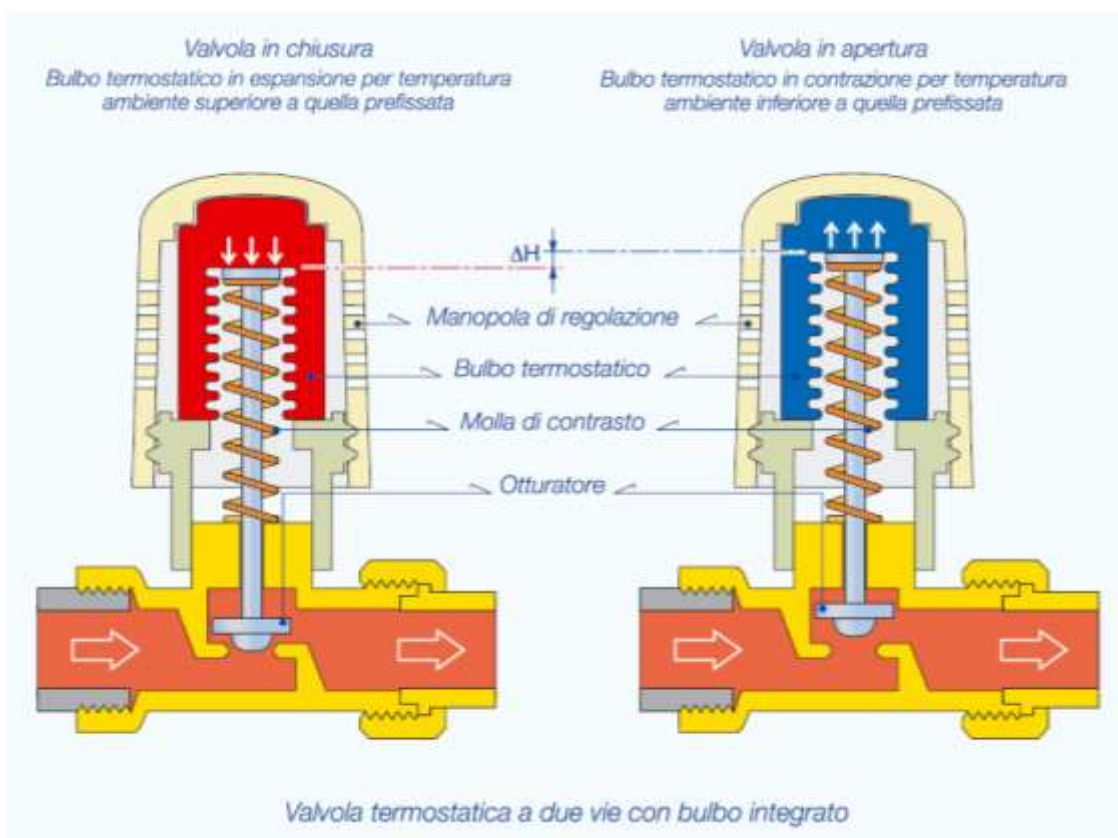


Figura 291: Valvole termostatiche a due vie

9.3 VALVOLE TERMOSTATICHE E CONTABILIZZAZIONE INDIVIDUALE

La possibilità di regolare la temperatura in ogni ambiente, è una condizione indispensabile per poter gestire in maniera autonoma il riscaldamento di casa secondo le proprie esigenze di orari e di comfort, anche quando l'impianto è centralizzato.

Di conseguenza, accoppiando la valvola termostatica ad un sistema che misuri l'energia emessa dal singolo radiatore (la cosiddetta "contabilizzazione"), si ottiene l'indipendenza anche nella gestione delle spese di riscaldamento.

La semplicità ed economicità di un sistema costituito da valvola termostatica e contabilizzatore del calore emesso dal singolo radiatore, permette quindi una ripartizione delle spese di riscaldamento non più millesimale, di tipo impositivo, con orari e temperature di erogazione non sempre condivise da tutti, ma basata sulle libere scelte di comfort di ciascun condomino e sull'effettivo consumo da parte dei singoli appartamenti.

9.4 SELEZIONE DELLE VALVOLE TERMOSTATICHE

La selezione delle valvole termostatiche viene fatta per tipologia (a squadra, diritta, per tubazioni in ferro o in rame) ed utilizzando i cataloghi commerciali dei vari costruttori.

Valvole con attacchi a squadra

Codice	Misura	Kv (m ³ /h)				
		Banda proporzionale (K)				Kvs
		1	1,5	2	3	
220302	3/8"	0,32	0,49	0,57	0,85	2,29
220402/222402	1/2"	0,32	0,49	0,57	0,85	2,39

Codice	Misura	Portata nominale (l/h)	Autorità otturatore	Press. differenz. (bar)
220302	3/8"	180	0,92	0,1
220402/222402	1/2"	180 (170*)	0,92	0,1

Figura 292: Dati dimensionali delle valvole termostatiche

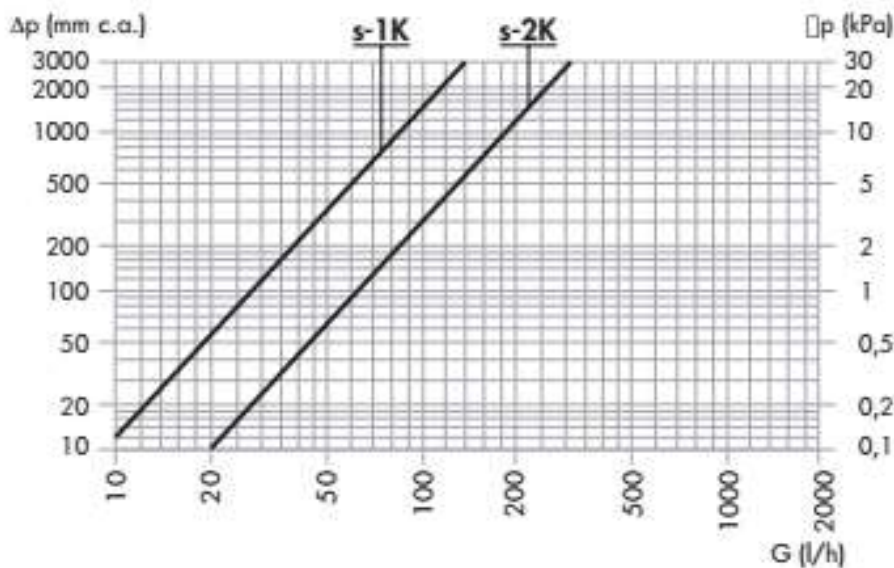


Figura 293: Cadute di pressione delle valvole termostatiche

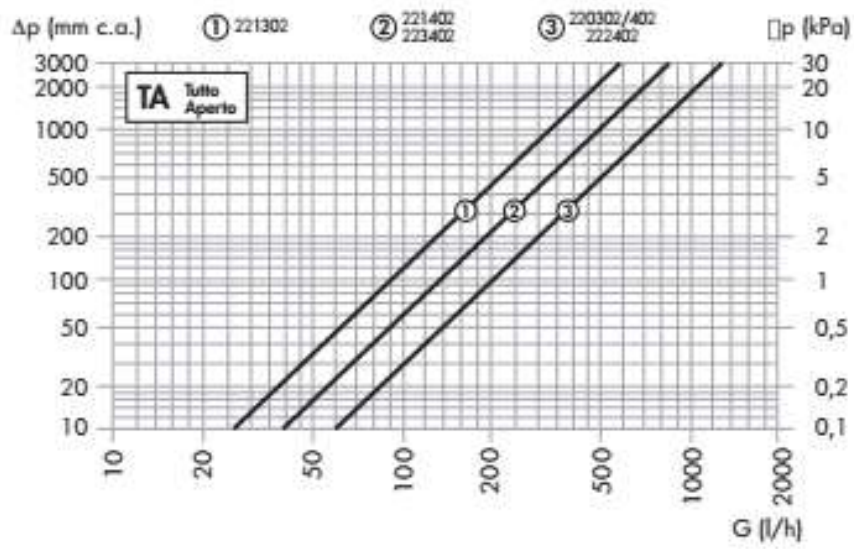


Figura 294: Cadute di pressione delle valvole termostatiche

10. TERMOVENTILCONVETTORI - BOCCHETTE

10.1 TERMINALI AD ALTE PRESTAZIONI

I terminali di cessione dell'energia sono la sezione finale di tutto l'impianto ma non per questo meno importanti. Essi, in genere assommano tutta l'ignoranza progettuale e quindi tutti gli errori eventualmente commessi. La loro funzione è quella di cedere energia (con segno algebrico, positiva in inverno e negativa in estate) al *sistema-edificio* nella quantità necessaria a mantenerlo nelle condizioni di progetto (solitamente 20 °C in inverno e 26 °C in estate) e in modo da rendere confortevole ed uniforme la temperatura ambiente. In fase di progetto occorre rispondere, quindi, alle due domande: *quanta energia fornire all'ambiente e come distribuirla*.

Per cedere l'energia giusta per il mantenimento dell'ambiente alle condizioni desiderate occorre averne prodotto e trasportato la quantità necessaria: il terminale non può far miracoli accrescendo la quantità di energia da cedere e quindi inserire elementi sovradimensionati non serve a nulla. Anzi è sempre bene dimensionare i terminali correttamente per la potenza nominale di progetto (o leggermente superiore, non più del 10%, per sopperire alle perdite di efficienza per invecchiamento) per ottimizzare la resa termica.

Spesso i terminali, anche per effetto della legislazione vigente (L. 10/91), sono provvisti di regolazione termica e quindi la loro posizione in pianta e il loro funzionamento risultano di grande importanza. Le tipologie di terminale più ricorrenti per l'aria sono: *termoconvettori*, *termoventilconvettori*, *unità di trattamento aria*, *bocchette o diffusori*. Se ne descrivono qui le caratteristiche fondamentali e rimandando al prossimo capitolo l'approfondimento della diffusione dell'aria.

10.2 TERMOCONVETTORI – FAN COIL

L'uso dei *termoconvettori*³⁴ si è sviluppato con l'esigenza di avere terminali con elevata superficie di scambio che consentissero di utilizzare acqua calda a temperatura moderata (40÷50 °C) quale si ha negli impianti a pompa di calore, ad energia solare o cogenerativi.

Il *termoconvettore*, infatti, ha una elevata efficienza di scambio in quanto ha una batteria in rame alettata in alluminio (materiali ottimi conduttori) alimentata dall'acqua calda che funge da fluido primario e attraverso la quale si fa passare l'aria dell'ambiente da riscaldare mediante una piccola ventola di circolazione.

³⁴ I Termoconvettori sono una versione semplificata e meno costosa dei termoventilconvettori (detti anche fan coil) predisposti per il solo riscaldamento. A parte la batteria di riscaldamento, il funzionamento di questi componenti è del tutto simile a quella dei fan coil.

Si ha, pertanto, una convezione forzata fra alette di alluminio e aria da riscaldare e questo fa aumentare la trasmittanza K e quindi occorre una minore superficie di scambio a parità delle altre condizioni oppure, essendo il ΔT_{ml} inferiore rispetto a quello dei radiatori, una maggiore quantità di energia ceduta a parità di ingombro.

Le problematiche di installazione sono simili a quelle dei radiatori per la posizione e l'alimentazione. La diffusione del calore è migliore per via della circolazione forzata indotta dalla ventola interna.

Le potenze in gioco sono modeste: ciascun *termoconvettore* ha una potenza di alimentazione della ventola di circolazione di poche decine (al massimo un centinaio nei modelli più potenti) di Watt e quindi non si hanno grossi problemi di impiantistica.

La presenza della ventola, e quindi la possibilità di controllare il flusso d'aria non più in conseguenza della sola convezione naturale rende possibile l'installazione di queste unità anche a soffitto a parete in posizione non a pavimento. Ciò rende più flessibile il loro utilizzo rendendo fruibili spazi che altrimenti sarebbero occupati dai terminali e/o da questi impediti.

Inoltre nelle scuole o negli ospedali condizioni di sicurezza e/o di igienicità possono obbligare ad avere terminali non accessibili a pavimento e in questo caso i *termoconvettori* vanno benissimo.

Qualche problema in più si ha nella manutenzione essendo questi componenti dotati di organi mobili. Inoltre se la selezione non è effettuata con attenzione si possono avere problemi di rumorosità indotta dall'aria in uscita dalle bocchette di mandata.

La selezione dei termoconvettori viene effettuata mediante i cataloghi dei costruttori ove, oltre le dimensioni e i dati tecnici usuali, viene indicata la potenzialità termica nominale con acqua di alimentazione a 50 °C.

10.3 TERMOVENTILCONVETTORI (*FAN COIL*)

I *termoventilconvettori* sono in tutto identici ai *termoconvettori* con la differenza che hanno di solito due batterie, una fredda per il raffrescamento ed una calda per il riscaldamento. Questi terminali vengono utilizzati per gli impianti di condizionamento misti (acqua-aria) e di riscaldamento invernale.

L'esigenza della doppia batteria nasce da problemi dimensionali delle reti di distribuzione dell'acqua fredda e dell'acqua calda: le potenze in gioco in inverno e in estate sono in valore assoluto diverse come pure diverse sono differenze di temperatura fra ingresso e uscita (5 °C in estate, 10 °C in inverno). Di solito la batteria calda è di minore superficie di scambio rispetto alla batteria fredda.

In figura si ha lo schema costruttivo (spaccato) di un moderno ventilconvettore nel quale sono ben visibili la batteria di scambio termico e la ventola di circolazione dell'aria (*posta in alto, in aspirazione*) e in figura seguente si ha la vista interna di un ventilconvettore.

I problemi di installazione dei *termoventilconvettori* sono gli stessi dei *termoconvettori* con l'aggiunta della rete di dispersione della condensa.

Avviene, infatti, che in estate la batteria fredda condensa il vapore d'acqua presente nell'aria e quindi occorre prevedere una tubazione che porti la condensa così prodotta in una rete di scarico opportunamente predisposta altrimenti si possono avere spiacevoli travasi di acqua con danneggiamento delle pareti, del pavimento e del soffitto.

Per la selezione dei fan coil occorre utilizzare i dati tecnici forniti dalle case costruttrici: in essi sono date le potenzialità termiche (calda e fredda) e il rapporto fra calore sensibile e calore latente che è possibile ottenere.

I fan coils possono anche avere una presa di aria esterna nel caso di impianti senza aria primaria. In questo modo si fornisce agli ambienti l'aria necessaria per il ricambio fisiologico.

Ciò consente un leggero controllo dell'umidità interna. Con gli impianti ad aria primaria i fan coil non hanno prese esterne e possono fornire prevalentemente calore sensibile. L'umidità degli ambienti viene controllata mediante l'aria primaria.

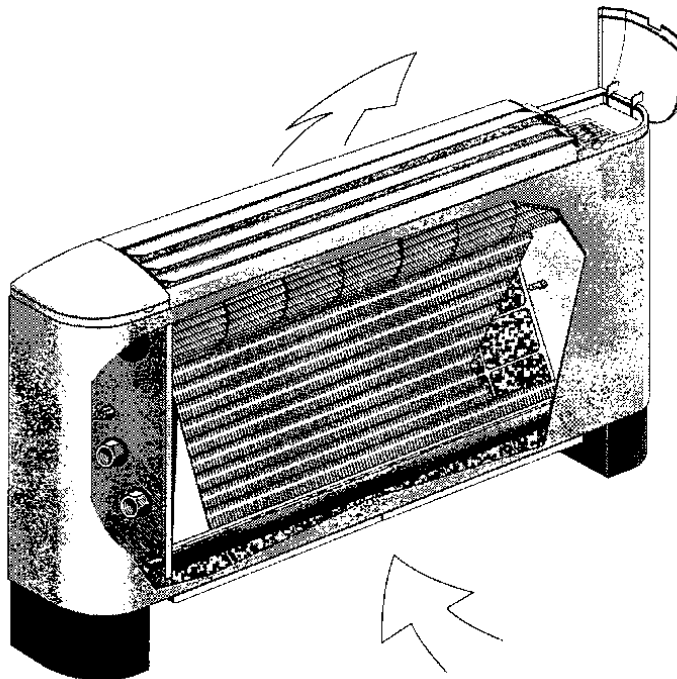


Figura 295: Schema costruttivo di un ventilconvettore



Figura 296: Vista dell'interno di un ventilconvettore – Batteria di scambio e ventilatore

Grandezza (Sizes)	Vel. (Speed)	Portata aria (Air flow) [m³/h]	TEMPERATURA ACQUA (Water Temperature) [°C]											
			Entrata (Inlet) 50°C		Uscita (Outlet) 40°C		Entrata (Inlet) 70°C		Uscita (Outlet) 60°C		Entrata (Inlet) 80°C		Uscita (Outlet) 70°C	
			Portata Acqua (Water flow) [l/h]	ΔP [kPa]	Potenza tot. (Total capacity) [W]	Potenza Acqua (Water flow) [l/h]	ΔP [kPa]	Potenza tot. (Total capacity) [W]	Potenza Acqua (Water flow) [l/h]	ΔP [kPa]	Potenza tot. (Total capacity) [W]	Potenza Acqua (Water flow) [l/h]	ΔP [kPa]	Potenza sens. (Sensible capacity) [W]
10	1	108	40	0.3	465	72	0.9	837	88	1.3	1023			
	2	141	53	0.5	610	95	1.6	1099	116	2.3	1343			
	3	221	73	1	843	131	3	1517	160	4.3	1855			
20	1	118	40	0.4	465	72	1.1	837	88	1.5	1023			
	2	169	55	0.7	640	99	2.1	1151	121	2.9	1407			
	3	253	78	1.4	901	140	4.1	1622	171	5.8	1983			
30	1	188	63	0.8	727	113	2.6	1308	138	3.5	1600			
	2	264	88	1.7	1017	158	4.9	1831	193	6.9	2238			
	3	384	118	3	1366	212	8.6	2459	259	12.5	3006			
40	1	239	83	1.8	959	149	5.3	1727	182	7.5	2110			
	2	337	115	3.5	1337	207	10	2407	253	14.6	2942			
	3	469	150	6	1744	270	17.5	3140	330	24.8	3837			
60	1	306	103	3.3	1192	186	9.8	2145	226	13.9	2622			
	2	446	150	7.2	1744	270	21	3140	330	29.8	3837			
	3	612	196	12.1	2267	351	36.6	4080	429	50.4	4988			

Tabella 46: Dati di targa di un ventilconvettore

Grandezza (Sizes)	Vel. (Speed)	Portata aria (Air flow) [m³/h]	TEMPERATURA ACQUA (Water Temperature) [°C]							
			Entrata (Inlet) 6°C		Uscita (Outlet) 11°C		Entrata (Inlet) 10°C		Uscita (Outlet) 15°C	
			Portata Acqua (Water flow) [l/h]	ΔP [kPa]	Potenza tot. (Total capacity) [W]	Potenza sens. (Sensible capacity) [W]	Portata Acqua (Water flow) [l/h]	ΔP [kPa]	Potenza tot. (Total capacity) [W]	Potenza sens. (Sensible capacity) [W]
01	1	122	113	0.6	657	482	69	0.2	420	420
	2	158	126	0.8	738	578	85	0.3	490	490
	3	227	166	1	965	774	104	0.4	607	607
02	1	185	181	1.7	1053	765	110	0.5	645	593
	2	242	225	2.1	1306	947	139	0.6	808	742
	3	349	285	2.9	1656	1260	176	1	1026	980
03	1	270	265	3.3	1538	1076	164	1.2	952	843
	2	351	351	5.8	2039	1420	217	2.2	1262	1113
	3	404	395	7.4	2295	1592	244	2.8	1421	1248
04	1	262	266	4.8	1550	1246	184	1.6	1080	1080
	2	344	386	7	2247	1807	244	2.7	1416	1416
	3	453	483	10.9	2808	2237	302	4.2	1753	1753
05	1	362	420	10	2442	1592	260	3.8	1512	1248
	2	495	533	16	3105	2045	330	6.1	1920	1602
	3	575	592	19.9	3443	2305	367	7.5	2130	1805
06	1	430	520	16	3030	1936	322	6.1	1874	1520
	2	575	645	24.7	3748	2452	399	9.3	2320	1925
	3	685	733	32	4261	2818	454	12	2638	2210
07	1	488	670	38.5	3895	2410	415	14.6	2411	1890
	2	580	796	51	4470	2800	476	19	2766	2192
	3	708	893	68.5	5190	3292	553	26	3212	2580
08	1	782	853	22	4957	3315	528	8.3	3070	2600
	2	952	991	29.8	5765	3810	614	11	3567	2985
	3	1195	1182	38	6870	4656	731	14.5	4253	3650
09	1	770	853	22	4957	3315	568	9.8	3303	2715
	2	1018	1128	39	6556	4325	698	14.7	4059	3389
	3	1242	1310	52	7620	5100	810	20	4716	4000

Tabella 47: Portate di acqua nominali di un ventilconvettore

10.3.1 SELEZIONE DEI TERMOVENTILCONVETTORI (FAN COIL)

La selezione di questi terminali va fatta con oculatezza. In primo luogo occorre determinare, per ciascun ambiente, il numero di unità da installare in funzione della qualità della distribuzione dell'aria nell'ambiente.

Successivamente, scelto il tipo di fan coil, nota la temperatura dell'acqua di alimentazione (o il Δt in alcuni cataloghi) si seleziona il componente che fornisce una potenzialità pari o superiore a quella desiderata (sia per l'inverno che per l'estate).

La selezione va operata per una velocità della ventala intermedia. Di solito, infatti, si hanno tre velocità delle ventole alle quali corrispondono rese termiche differenti (convezione forzata). Si ricordi, però, che a velocità elevate si hanno anche rumorosità elevate e quindi, tranne casi particolari, è bene selezionare una velocità di progetto media.

Questa scelta consente anche di avere una riserva di potenza in caso di necessità.

I Data Sheet dei Costruttori forniscono i dati dimensionali e funzionali dei fan coil selezionati. Fra questi dati è molto importante la portata richiesta dal fan coil. Questa dovrà essere fornita dalla rete di distribuzione dell'acqua (vedi Volume 5°).

Nel caso di fan coil a quattro tubi si hanno batterie calda e fredda separate e quindi circuiti di alimentazione separati. Nel caso di fan coil a due tubi la batteria di scambio è unica e pertanto occorre verificare le rese termiche sia per il riscaldamento che per il raffrescamento.

Spesso si sceglie un $\Delta t = 5 \text{ °C}$ sia per l'acqua calda che per l'acqua fredda e questa soluzione garantisce unicità di portata dell'acqua e della pompa. Tuttavia può aversi un carico invernale più elevato di quello estivo (in funzione della zona climatica) e allora si può imporre $\Delta t = 10 \text{ °C}$ per l'acqua calda e $\Delta t = 5 \text{ °C}$ per l'acqua fredda. Le portate dei singoli fan coil e quelle dei circuiti cambieranno e così pure le caratteristiche di alimentazione delle pompe che dovranno essere diverse per l'estate e per l'inverno.

10.3.2 OSSERVAZIONE SULLA SELEZIONE DEI FAN COIL IN FUNZIONE DELLA TEMPERATURA DELL'ACQUA

Occorre prestare attenzione alla selezione dei fan coil (o dei termoconvettori). I Costruttori solitamente riportano una tabella con i dati caratteristici dei componenti da loro prodotti, vedi figura seguente.

Dati Tecnici							
		42N16	42N25	42N33	42N43	42N50	
Unità con ventilatore tangenziale							
Portata d'aria	l/s	90	131	158	227	242	
Capacità raffrescamento (totale)	kW	1,43	2,18	3,14	4,04	4,42	
Capacità raffrescamento (sensibile)	kW	1,11	1,82	2,52	3,28	3,55	
Portata acqua (raffrescamento)	l/h	246	375	540	695	760	
Perdite di carico (raffrescamento)	kPa	18	12	10	18	20	
Capacità riscaldamento	kW	2,02	3,05	4,3	5,79	6,24	
Resistenze elettriche (B/A)	kW	0.5/1	1/2	1/2	1.5/3	1.5/3	
		42N16	42N25	42N33	42N43	42N50	42N60
Unità con ventilatore centrifugo							
Portata d'aria	l/s	92	167	190	239	282	339
Capacità raffrescamento (totale)	kW	1,44	2,43	3,53	4,17	4,94	5,87
Capacità raffrescamento (sensibile)	kW	1,12	2,04	2,82	3,31	3,93	4,88
Portata acqua (raffrescamento)	l/h	248	418	607	717	850	1010
Perdite di carico (raffrescamento)	kPa	17	14	13	20	23	19
Capacità riscaldamento	kW	2,02	3,66	5	6	6,84	7,85
Resistenze elettriche (B/A)	kW	0.5/1	1/2	1/2	1.5/3	1.5/3	1.5/3

Dati riferiti a EUROVENT

Raffrescamento: 27°C b.s. / 19°C b.u. ; entrata acqua 7°C delta 5°C ; valori riferiti alla alta velocità.

Riscaldamento 2 tubi: 20°C aria ambiente, temperatura ingresso acqua: 50°C, portata d'acqua uguale alle condizioni in raffrescamento.

Figura 297: Esempio di dati caratteristici di fan coil

La selezione dei fan coil mediante questa tabella va bene solo se sono rispettate le condizioni d'uso indicati in calce alla tabella. Solitamente per le condizioni estive si hanno le seguenti temperature di alimentazione:

- Temperatura dell'acqua in ingresso: 7°C
- Temperatura dell'acqua in uscita: 12 °C.

Per le condizioni invernali le condizioni operative possono variare molto. Ad esempio per il caso indicato in figura, si ha:

- Temperatura dell'acqua calda in ingresso: 50 °C
- Temperatura dell'ambiente: 20 °C

Pertanto se si utilizza una caldaia (ad esempio a condensazione) o una pompa di calore capace di produrre acqua calda a 50 °C la selezione tramite la tabella va bene. Nel caso la temperatura dell'acqua di alimentazione sia diversa allora occorre effettuare la selezione con tabelle appositamente predisposte dagli stessi Costruttori per temperature diverse, come illustrato nella seguente tabella.

Capacità Riscaldamento							
Portata d'acqua		Differenza Temperatura	Capacità in Riscaldamento (ventilatore tangenziale alta velocità)				
			2 tubi				
I/h	I/s	K	42N16	42N25	42N33	42N43	42N50
100	0	20	1,07	1,36	1,58	1,49	1,55
200	0	20	1,30	1,78	2,22	2,37	2,46
300	0	20	1,40	1,96	2,53	2,91	3,04
500	0	20	1,49	2,13	2,81	3,48	3,67
700	0	20	1,53	2,21	2,94	3,79	4,01
900	0	20	1,56	2,25	3,02	3,98	4,24
1100	0	20	1,57	2,29	3,07	4,12	4,39
1300	0	20	1,58	2,31	3,11	4,22	4,50
1500	0	20	1,59	2,32	3,13	4,29	4,59
1800	1	20	1,60	2,34	3,16	4,38	4,69
2500	1	20	1,62	2,37	3,21	4,50	4,83
3000	1	20	1,62	2,38	3,22	4,56	4,90
<hr/>							
100	0	30	1,60	2,04	2,38	2,27	2,34
200	0	30	1,94	2,67	3,35	3,60	3,74
300	0	30	2,09	2,94	3,80	4,40	4,60
500	0	30	2,22	3,19	4,21	5,26	5,53
700	0	30	2,29	3,31	4,41	5,72	6,05
900	0	30	2,32	3,38	4,53	6,01	6,38
1100	0	30	2,35	3,43	4,60	6,21	6,61
1300	0	30	2,37	3,46	4,66	6,35	6,78
1500	0	30	2,38	3,48	4,70	6,46	6,90
1800	1	30	2,39	3,51	4,74	6,59	7,05
2500	1	30	2,41	3,55	4,80	6,77	7,26
3000	1	30	2,42	3,57	4,83	6,85	7,35
<hr/>							
100	0	40	2,13	2,74	3,19	3,07	3,16
200	0	40	2,59	3,58	4,49	4,88	5,05
300	0	40	2,79	3,93	5,08	5,93	6,18
500	0	40	2,96	4,27	5,63	7,07	7,43
700	0	40	3,05	4,42	5,89	7,68	8,12
900	0	40	3,10	4,52	6,05	8,06	8,55
1100	0	40	3,13	4,58	6,14	8,32	8,85
1300	0	40	3,15	4,62	6,22	8,51	9,07
1500	0	40	3,17	4,65	6,27	8,65	9,24
1800	1	40	3,19	4,69	6,33	8,81	9,42
2500	1	40	3,21	4,74	6,41	9,04	9,69
3000	1	40	3,23	4,76	6,44	9,15	9,82

Figura 298: Tabella per la selezione invernale dei fan coil al variare della temperatura dell'acqua

Si osservi, infatti, come lo stesso modello di fan coil, ad es. il 42N16, con la stessa portata di acqua³⁵, ad esempio 200 L/h, si hanno potenzialità diverse a seconda della differenza di temperatura fra corpo scaldante ed ambiente. Ad esempio se $t_i = 42.5$ e $t_u = 37.5$ °C la temperatura media è $t_m = 40$ °C. Se l'ambiente è a 20 °C allora la differenza di temperatura fra corpo scaldante ed ambiente vale $\Delta T_{cs-a} = 40 - 20 = 20$ °C. Per questo valore la potenza resa è 1.30 kW. Lo stesso modello con $\Delta T_{cs-a} = 30$ °C avrebbe una resa termica di 1.94 kW.

E' uso corrente avere termoconvettori con batteria ad un rango ovvero anche fan coils a quattro tubi con batteria a 3 ranghi per l'estate e ad un rango per l'inverno.

Le temperature di riferimento per il dimensionamento dei termoconvettori e dei fan coils sono, di norma,

- Acqua fredda in regime estivo: 7 °C entrante, 12 °C uscente
- Acqua calda per il regime invernale batteria 1 rango 70 °C entrante 60°C uscente.

E' comunque possibile avere funzionamenti a temperature di alimento diverse da quelle sopra indicate e i vari Costruttori forniscono tabelle e/o abachi adatti a calcolare le due potenzialità delle batterie sia a 3 ranghi che a ad 1 rango.

Va comunque tenuto presente che quasi sempre i fan coil sono utilizzati, per problemi di costo di impianto, nella configurazione a due tubi e pertanto il problema di alimentare le batterie con acqua a bassa temperatura non si pone.

Anche se in inverno si utilizza acqua entrante a 45 °C ed uscente a 40 °C (vedasi il caso di accoppiamento con pompe di calore) la superficie delle batterie a tre ranghi è tale che la potenzialità termica di riscaldamento è sempre soddisfatta.

Tuttavia se si usano fan coil a 4 tubi (in grado di dare contemporaneamente freddo o caldo a seconda delle necessità del carico ambiente) allora si pone un grosso problema nell'alimentare la batteria calda ad 1 rango con acqua a 45 °C.

La potenzialità termica di quest'ultima, infatti, si riduce notevolmente con il rischio di non potere soddisfare il carico ambiente. In definitiva un fan coil che riesce a dare in estate di 3 kW frigoriferi riesce a dare in inverno, con batteria ad 1 rango alimentata a 45 °C, circa un 1 kW caldo.

Ne consegue che non si hanno le necessarie condizioni di simmetria di carico che le zone climatiche A e B richiedono.

Ad esempio nelle zone B si hanno carichi massimi estivi ed invernali del tutto comparabili per cui un ambiente può richiedere, ad esempio, 3 kW in estate e 3 kW circa in inverno. In queste condizioni un fan coil a quattro tubi alimentato con refrigeratore – pompa di calore potrà soddisfare il carico ambiente in estate ma non inverno.

Questa situazione, per altro standard per tutti i costruttori e prevista dalle norme Eurovent europee, non si pone per le zone fredde (dalla C in su) perché in queste l'utilizzo della pompa di calore non risulta conveniente o del tutto inopportuna (per il rischio delle gelate).

Pertanto nelle zone fredde (e quindi nella stragrande maggioranza delle regioni europee e nel nord dell'Italia) si utilizzano i fan coil a quattro tubi con alimentazione 7-12 °C in estate e 70-60 °C in inverno con caldaie a basse temperatura.

Ciò pone notevoli problemi nella climatizzazione delle zone temperate con refrigeratori – pompa di calore con fan coil a quattro tubi. In pratica occorre forzare l'alimentazione delle

³⁵ Si osservi che la portata d'acqua è indicata dal Costruttore per le varie condizioni di esercizio. Se l'impianto di climatizzazione serve sia per l'estate che per l'inverno solitamente le condizioni più gravose sono quelle estive, In ogni caso vale sempre la relazione $\dot{Q} = \dot{m}c_p(t_i - t_u)$ con t_i e t_u date dalla scelta del generatore termico.

batterie calde ad 1 rango dei fan coils con differenze di temperatura dell’acqua di 10 °C (ad esempio 45-35 °C) in modo da avere una maggiore resa termica, al limite sovradimensionando il fan coil per l’estate in modo da avere una maggiore resa termica in inverno.

Capacità di riscaldamento, batteria per impianti a due tubi con ventilatore funzionante alla massima velocità

Unità con ventilatore centrifugo

Portata d’acqua		Differenza di temperatura K	Capacità di riscaldamento con ventilatore a massima velocità e batteria per impianto a due tubi						
l/h	l/s		42N 16	42N 25	42N 33	42N 43	42N 50	42N 60	42N 75
100	0,03	20	1,03	1,52	1,72	1,52	1,61	1,66	1,73
200	0,06	20	1,27	2,04	2,47	2,42	2,60	2,71	2,87
248	0,07	20	1,33	2,18	2,68	2,72	2,94	3,08	3,31
300	0,08	20	1,38	2,28	2,85	2,98	3,24	3,42	3,72
418	0,12	20	1,45	2,44	3,09	3,38	3,72	3,98	4,46
500	0,14	20	1,48	2,51	3,20	3,58	3,97	4,25	4,85
607	0,17	20	1,51	2,58	3,31	3,78	4,22	4,53	5,23
717	0,20	20	1,53	2,63	3,39	3,93	4,41	4,75	5,54
850	0,24	20	1,55	2,67	3,46	4,08	4,60	4,96	5,84
1010	0,28	20	1,57	2,71	3,52	4,21	4,77	5,15	6,12
1100	0,31	20	1,58	2,73	3,55	4,27	4,85	5,24	6,25
1249	0,35	20	1,59	2,76	3,59	4,35	4,96	5,37	6,44
1500	0,42	20	1,60	2,79	3,64	4,46	5,10	5,53	6,68
1800	0,50	20	1,62	2,81	3,68	4,55	5,22	5,67	6,90
2500	0,69	20	1,63	2,85	3,74	4,69	5,41	5,89	7,24
3000	0,83	20	1,64	2,87	3,76	4,75	5,49	5,98	7,39
100	0,03	30	1,55	2,26	2,56	2,30	2,42	2,49	2,57
200	0,06	30	1,91	3,05	3,70	3,67	3,93	4,10	4,33
248	0,07	30	2,02	3,25	4,02	4,13	4,45	4,67	5,01
300	0,08	30	2,07	3,40	4,26	4,51	4,89	5,18	5,64
418	0,12	30	2,17	3,66	4,63	5,11	5,61	5,99	6,76
500	0,14	30	2,22	3,75	4,79	5,41	5,98	6,40	7,32
607	0,17	30	2,26	3,85	5,00	5,70	6,35	6,82	7,89
717	0,20	30	2,30	3,92	5,07	6,00	6,65	7,15	8,36
850	0,24	30	2,33	3,99	5,17	6,14	6,84	7,46	8,80
1010	0,28	30	2,35	4,05	5,27	6,34	7,18	7,85	9,23
1100	0,31	30	2,36	4,08	5,31	6,43	7,29	7,92	9,42
1249	0,35	30	2,38	4,11	5,36	6,55	7,45	8,07	9,80
1500	0,42	30	2,40	4,16	5,43	6,70	7,66	8,31	10,10
1800	0,50	30	2,41	4,20	5,49	6,83	7,84	8,52	10,40
2500	0,69	30	2,44	4,26	5,58	7,03	8,12	8,83	10,90
3000	0,83	30	2,45	4,28	5,62	7,12	8,24	8,98	11,10
100	0,03	40	2,07	3,01	3,41	3,11	3,26	3,34	3,43
200	0,06	40	2,55	4,06	4,94	4,97	5,30	5,52	5,84
248	0,07	40	2,67	4,33	5,36	5,57	5,98	6,29	6,76
300	0,08	40	2,77	4,54	5,69	6,06	6,57	6,96	7,61
418	0,12	40	2,90	4,85	6,17	6,87	7,54	8,05	9,10
500	0,14	40	2,96	5,00	6,40	7,26	8,03	8,59	9,84
607	0,17	40	3,02	5,13	6,61	7,66	8,53	9,15	10,60
717	0,20	40	3,06	5,23	6,76	7,96	8,92	9,59	11,20
850	0,24	40	3,10	5,32	6,90	8,24	9,28	10,00	11,80
1010	0,28	40	3,13	5,40	7,02	8,49	9,62	10,40	12,40
1100	0,31	40	3,15	5,43	7,08	8,61	9,77	10,60	12,60
1249	0,35	40	3,17	5,48	7,15	8,77	9,98	10,80	13,00
1500	0,42	40	3,19	5,54	7,24	8,97	10,30	11,10	13,50
1800	0,50	40	3,22	5,59	7,32	9,14	10,50	11,40	13,90
2500	0,69	40	3,25	5,67	7,44	9,40	10,80	11,80	14,50
3000	0,83	40	3,26	5,70	7,49	9,51	11,00	12,00	14,80
100	0,03	50	2,60	3,77	4,27	3,93	4,11	4,21	4,32
200	0,06	50	3,20	5,08	6,20	6,29	6,69	6,97	7,38
248	0,07	50	3,35	5,42	6,71	7,03	7,54	7,94	8,55
300	0,08	50	3,47	5,68	7,12	7,65	8,27	8,76	9,62
418	0,12	50	3,63	6,08	7,73	8,66	9,49	10,10	11,50
500	0,14	50	3,71	6,25	8,01	9,15	10,10	10,80	12,40
607	0,17	50	3,78	6,42	8,27	9,64	10,70	11,50	13,40
717	0,20	50	3,83	6,54	8,47	10,00	11,20	12,10	14,10
850	0,24	50	3,88	6,66	8,64	10,40	11,70	12,60	14,90
1010	0,28	50	3,92	6,75	8,79	10,70	12,10	13,10	15,60
1100	0,31	50	3,94	6,80	8,86	10,80	12,30	13,30	15,90
1249	0,35	50	3,96	6,86	8,95	11,00	12,50	13,60	16,40
1500	0,42	50	4,00	6,93	9,07	11,30	12,90	14,00	17,00
1800	0,50	50	4,02	7,00	9,16	11,50	13,20	14,30	17,50
2500	0,69	50	4,06	7,09	9,30	11,80	13,60	14,80	18,30
3000	0,83	50	4,08	7,13	9,36	11,90	13,80	15,00	18,60

Tabella 48: Potenzialità frigorifera di fan coil a due tubi con differenza di temperatura acqua – ambiente

Capacità di riscaldamento, batteria per impianti a quattro tubi con ventilatore funzionante alla massima velocità

Unità con ventilatore tangenziale

Portata d'acqua		Differenza di temperatura K	Capacità di riscaldamento con ventilatore a massima velocità e batteria per impianto a quattro tubi				
l/h	l/s		42N 16	42N 25	42N 33	42N 43	42N 50
100	0,03	20	0,82	1,02	1,10	1,34	1,37
130	0,04	20	0,87	1,12	1,22	1,51	1,55
200	0,06	20	0,94	1,26	1,39	1,77	1,82
240	0,07	20	0,96	1,31	1,45	1,87	1,93
300	0,08	20	0,99	1,37	1,52	1,98	2,05
350	0,10	20	1,00	1,40	1,56	2,05	2,12
500	0,14	20	1,03	1,47	1,65	2,20	2,28
700	0,19	20	1,05	1,52	1,71	2,30	2,39
900	0,25	20	1,06	1,55	1,75	2,37	2,46
1100	0,31	20	1,07	1,57	1,77	2,41	2,51
100	0,03	30	1,22	1,53	1,65	2,00	2,04
130	0,04	30	1,30	1,68	1,83	2,25	2,31
200	0,06	30	1,40	1,89	2,08	2,65	2,72
240	0,07	30	1,44	1,96	2,17	2,80	2,88
300	0,08	30	1,47	2,05	2,28	2,97	3,06
350	0,10	30	1,49	2,10	2,34	3,08	3,18
500	0,14	30	1,54	2,20	2,47	3,29	3,40
700	0,19	30	1,57	2,27	2,56	3,45	3,57
900	0,25	30	1,58	2,31	2,61	3,54	3,68
1100	0,31	30	1,59	2,34	2,65	3,61	3,75
100	0,03	40	1,62	2,05	2,21	2,67	2,72
130	0,04	40	1,75	2,29	2,50	3,11	3,18
200	0,06	40	1,86	2,52	2,78	3,54	3,64
240	0,07	40	1,91	2,62	2,90	3,74	3,85
300	0,08	40	1,96	2,73	3,04	3,97	4,09
350	0,10	40	1,99	2,80	3,12	4,11	4,24
500	0,14	40	2,04	2,93	3,29	4,39	4,54
700	0,19	40	2,08	3,02	3,41	4,60	4,76
900	0,25	40	2,10	3,08	3,48	4,72	4,90
1100	0,31	40	2,12	3,12	3,53	4,81	4,99
100	0,03	50	2,03	2,57	2,77	3,34	3,41
130	0,04	50	2,16	2,81	3,06	3,78	3,86
200	0,06	50	2,33	3,16	3,49	4,44	4,56
240	0,07	50	2,39	3,29	3,64	4,69	4,83
300	0,08	50	2,45	3,42	3,81	4,97	5,12
350	0,10	50	2,48	3,51	3,91	5,15	5,31
500	0,14	50	2,55	3,67	4,12	5,49	5,68
700	0,19	50	2,60	3,78	4,26	5,75	5,96
900	0,25	50	2,63	3,85	4,35	5,91	6,13
1100	0,31	50	2,64	3,90	4,41	6,01	6,24
100	0,03	60	2,44	3,09	3,33	4,02	4,10
130	0,04	60	2,59	3,39	3,69	4,55	4,65
200	0,06	60	2,79	3,81	4,20	5,35	5,49
240	0,07	60	2,86	3,96	4,38	5,65	5,81
300	0,08	60	2,94	4,12	4,58	5,98	6,17
350	0,10	60	2,98	4,22	4,71	6,19	6,39
500	0,14	60	3,06	4,41	4,95	6,61	6,83
700	0,19	60	3,12	4,54	5,12	6,92	7,16
900	0,25	60	3,15	4,63	5,23	7,10	7,36
1100	0,31	60	3,17	4,68	5,30	7,22	7,49
100	0,03	70	2,84	3,62	3,90	4,70	4,79
130	0,04	70	3,07	4,06	4,42	5,49	5,61
200	0,06	70	3,26	4,45	4,91	6,26	6,42
240	0,07	70	3,34	4,63	5,12	6,61	6,80
300	0,08	70	3,43	4,82	5,36	7,00	7,21
350	0,10	70	3,48	4,93	5,50	7,24	7,47
500	0,14	70	3,57	5,15	5,78	7,72	7,98
700	0,19	70	3,63	5,31	5,98	8,08	8,36
900	0,25	70	3,67	5,40	6,10	8,29	8,59
1100	0,31	70	3,70	5,46	6,18	8,44	8,75

Differenza di temperatura = Temperatura di ingresso acqua calda – Temperatura di ingresso aria a bulbo secco
 Massima temperatura di funzionamento lato acqua: 90°C; Massima pressione di funzionamento lato acqua: 14 bar.

Tabella 49: Potenzialità termica di fan coil a due tubi con differenza di temperatura acqua – ambiente

10.4 UNITÀ DI TRATTAMENTO ARIA (UTA)

Negli impianti che utilizzano l'aria come fluido termovettore occorre operare alcune trasformazioni termofisiche (riscaldamento, umidificazione, ...) e per questo scopo si utilizza un dispositivo, detto Unità di Trattamento Aria (UTA o Air Humid Handling, AHU) che consiste in un una specie di canale d'aria attrezzato, all'interno, con batterie di scambio termico, umidificatori, filtri, attenuatori acustici e ventole per la mandata (o anche per l'aspirazione) dell'aria nei canali aeraulici.



Figura 299: Esempio di UTA

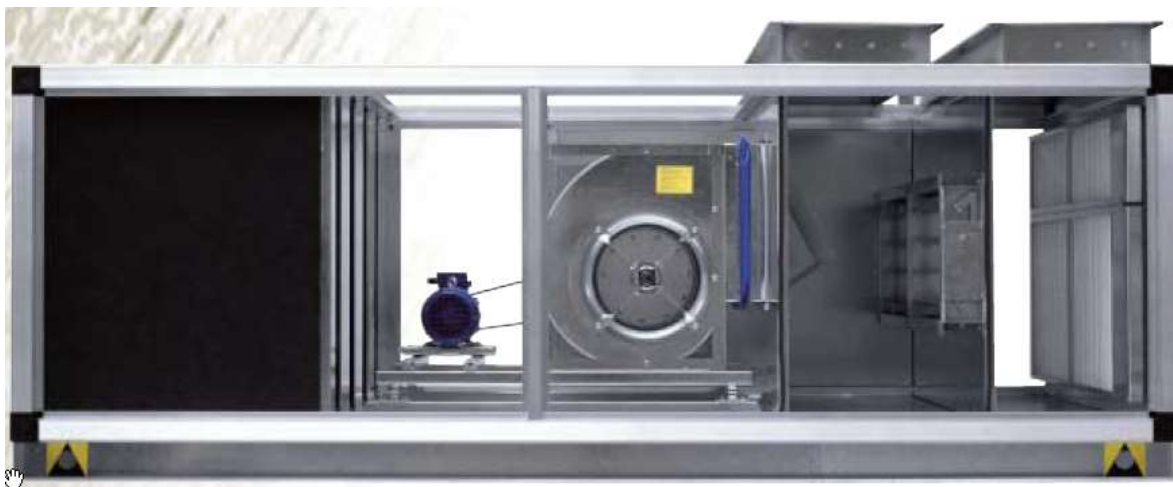


Figura 300: Vista all'interno di un'UTA

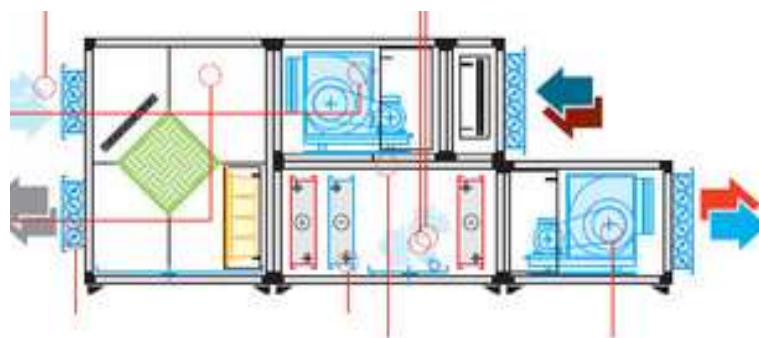


Figura 301: Layout di un'UTA complessa

10.4.1 SELEZIONE DELL'UTA

La selezione dell'UTA è effettuata tramite la portata d'aria (dato primario) ed imponendo una velocità di attraversamento variabile fra 2 e 4 m/s. Si tenga presente che il valore consigliato è di 2.5 m/s e che una riduzione rispetto a questo valore comporta sezioni di passaggio maggiori ma rumorosità inferiore e, al contrario, un incremento della velocità di attraversamento comporta sezioni di passaggio minori ma rumorosità maggiore.

	Portata aria m ³ /h	Sezione batteria m ²
NCD 1	1.134	0,13
NCD 2	1.958	0,22
NCD 3	2.390	0,27
NCD 4	3.132	0,35
NCD 5	3.823	0,42
NCD 6	4.307	0,48
NCD 7	5.257	0,58
NCD 8	6.207	0,69
NCD 9	8.019	0,89
NCD 10	9.477	1,05
NCD 11	11.548	1,28
NCD 12	14.213	1,58
NCD 13	16.978	1,89
NCD 14	19.742	2,19
NCD 15	25.761	2,86
NCD 16	30.772	3,42
NCD 17	37.139	4,13
NCD 18	47.187	4,8
NCD 19	49.235	5,47
NCD 20	55.283	6,14
NCD 21	61.331	6,81
NCD 22	67.379	7,49
NCD 23	73.427	8,16
NCD 24	79.475	8,83

Le prestazioni sono riferite ad una velocità dell'aria attraverso le batterie pari a 2,5 m/s.

Figura 302: Esempio di serie commerciale di UTA

	Sezione A	Sezione B
NCD1	645	735
NCD2	645	1055
NCD3	645	1215
NCD4	805	1055
NCD5	805	1215
NCD6	965	1055
NCD7	965	1215
NCD8	965	1375
NCD9	965	1695
NCD10	1.130	1695
NCD11	1.130	2015
NCD12	1.285	2015
NCD13	1.285	2335
NCD14	1.285	2655
NCD15	2.085	2015
NCD16	2.085	2335
NCD17	2.405	2335
NCD18	2.405	2655
NCD19	2.405	2975
NCD20	2.405	3295
NCD21	2.405	3615
NCD22	2.405	3935
NCD23	2.405	4255
NCD24	2405	4575

Figura 303: Sezioni di passaggio di una serie commerciale di UTA

10.4.2 COMPONENTI INTERNI ALL'UTA

Delle UTA si parlerà diffusamente nel Vol. 4° sul condizionamento dell'aria in quanto si tratta di un componente comune alle due tipologie di impianto.

Qui basta considerare che all'interno dell'UTA occorre inserire, se necessario per le trasformazioni termofisiche desiderate:

- Filtri dell'aria;
- Camere di miscela;
- Batterie di scambio termico (caldo e/o freddo);
- Umidificatori dell'aria (ad acqua o a vapore);
- Separatori di gocce;
- Ventilatore (uno a due se si aggiunge quello di ripresa);
- Silenziatore acustico.

Nella figura seguente si ha il layout di un'UTA completa dei vari elementi.

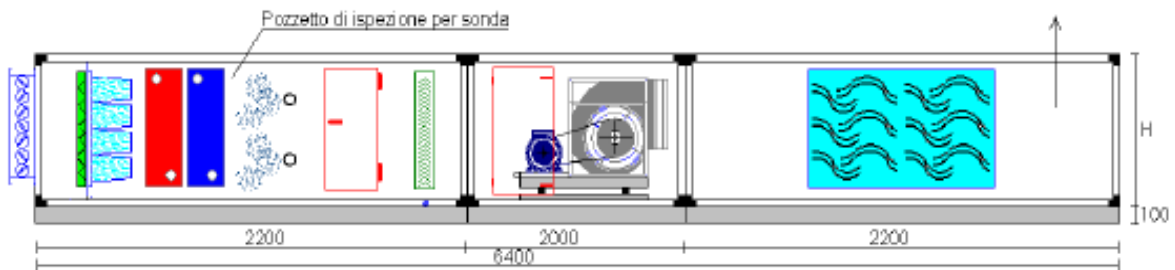


Figura 304: UTA con diversi componenti interni

La selezione degli elementi dipende dalle caratteristiche desiderate dell'aria in uscita. Solitamente si uso di opportuni CAD .

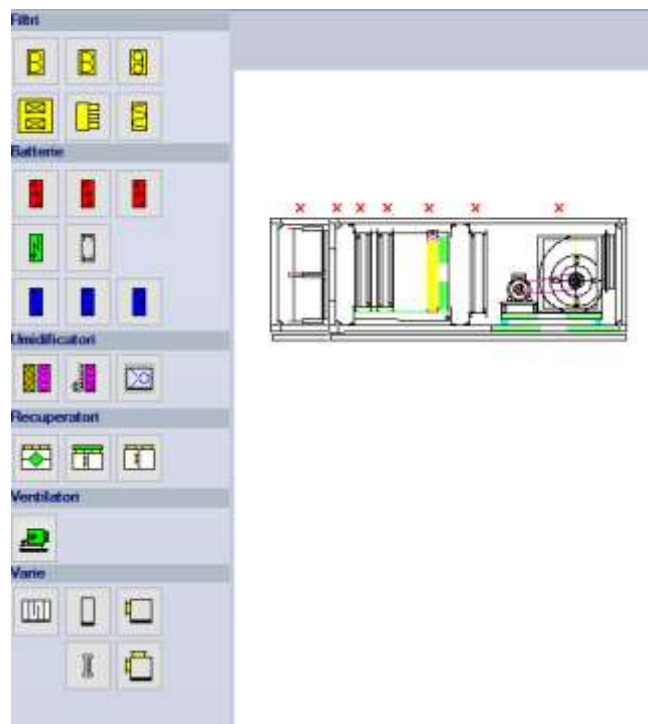


Figura 305: Uso di CAD per la selezione e dimensionamento di un'UTA

Ventilatore di mandata

- Ventilatore singolo
- Aspirazione frontale
- Nessuna serranda*
- Nessuna serranda su ventilatore
- Senza punto luce completo
- Senza ulteriore isolamento interno
- Senza verniciatura
- Senza inverter
- Senza sezionatore
- Senza manometro
- Motore classe IE2
- Senza mandorlato pedonabile
- Senza misuratore di portata
- Con carter trasmissioni

Orientamento Orizzontale Seleziona

Tipo ventilatore Pale avanti

Pressione statica 150 0 0 pa

Tipo Motore 4 poli N.A.

Incremento potenza per selezione motore 20 %

Componente non certificato EUROVENT

X	Tipo	kW	RPM	pa tot.	dBa	η	ERP	Std
<div style="display: flex; justify-content: space-between; align-items: flex-start;"> <div style="width: 90%;"> <p>Pressione dinamica 0 pa Grafico ventilatore</p> <p>Potenza massima ventilatore 0 Kw</p> <p>N° giri massimi ventilatore 0 RPM</p> <p><input checked="" type="checkbox"/> Quotazione economica inverter e sezionatore non inclusa in prezzo centrale</p> </div> </div>								

Figura 306: Esempio di selezione del ventilatore di mandata

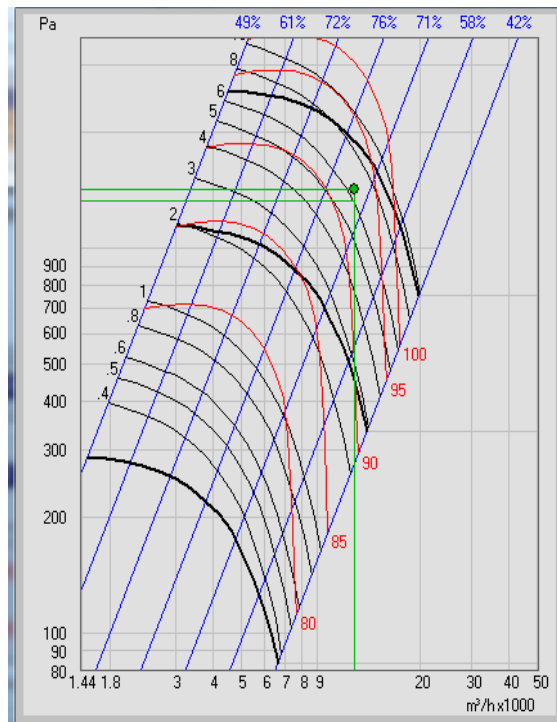


Figura 307: Esempio di punto di lavoro di un ventilatore di mandata



Figura 308: Esempio di batteria alettata

Tipo geometria	STD 60-30	
Geometria	P60	Passo alette 2.5 mm <input type="checkbox"/> Tubi Lisci
Tipo tubo	16.45 x 0.4 rame	Tipo aletta 0.12 mm alluminio
Mater. Telaio	FeZn 1,5 mm	Mater. Collettore Ferro zincato
Sicurezza %	0	<input type="checkbox"/> Stampa numero ranghi
	<input type="checkbox"/> Componente non certificato EUROVENT	
Fluido	Acqua	Etilenico in peso 0 %
	Temperatura ingresso 80 °C	Temperatura uscita 70 °C
	Perdita di carico max (kPa) 30	0.00 m/s 0 dm³/h 0.0 kPa Vol. 0.00 dm³
Gas	Temperatura uscita (°C) 0	0.00 % 0.0 m/s 0 m³/h 0.0 Pa 0.00 °C
	Temperatura ingresso -5 °C	80 Umidità relativa (%)
Calcola	N°1	0 kcal/h 0.0 kW

Figura 309: Esempio di selezione di una batteria di scambio termico

10.4.3 TRASFORMAZIONI PER L'ARIA PRIMARIA IN CONDIZIONI INVERNALI

Il trattamento dell'aria primaria invernale è tipicamente quello indicato in figura e composto da:

- Un riscaldamento dalla temperatura esterna alla temperatura di 28-31 °C;
- Un'umidificazione (in figura è a vapore ma può anche essere ad acqua) che porti l'aria primaria ad avere $x = 9-10 \text{ g}_v/\text{kg}_{as}$.

L'umidificazione sopra indicata non è necessaria per il riscaldamento ma rende l'aria primaria più umida in modo da contrastare l'essiccamento provocato dal riscaldamento stesso.

Le trasformazioni nel piano psicrometrico sono rappresentate nella figura seguente.

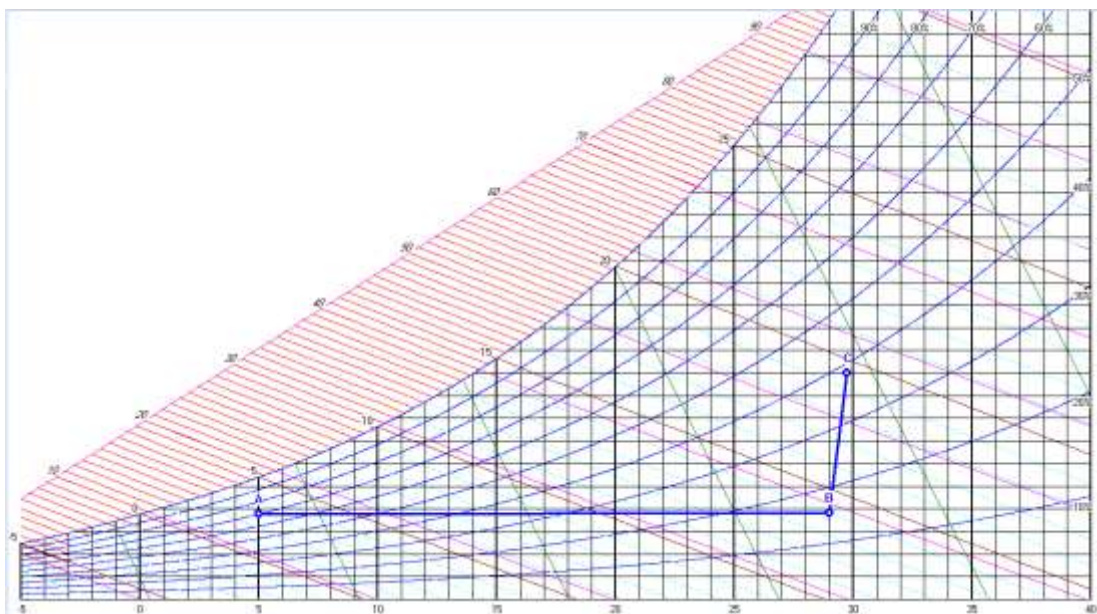


Figura 310: Trasformazioni per l'Aria Primaria in inverno.

```

--RISCALDAMENTO--
Qs = 41.496 kW
qmA =1.7021 kg/s ; portata massica
qvA =4858 m3/h ; portata volumica
qmB =1.7021 kg/s ; portata massica
qvB =5277 m3/h ; portata volumica
dt = 24.00 K
dx = 0.03 g/kg
dh = 24.380 kJ/kg

--UMIDIFICAZIONE--
qpx = 10.553 g/s
qmB =1.7021 kg/s ; portata massica
qvB =5277 m3/h ; portata volumica
qmC =1.7021 kg/s ; portata massica
qvC =5342 m3/h ; portata volumica
dt = 0.74 K
dx = 6.20 g/kg
dh = 16.587 kJ/kg
    
```

Figura 311: esempio di Bilanci energetici delle trasformazioni psicrometriche per l'aria primaria invernale

Si osservi che queste trasformazioni non sono quelle necessarie per un condizionamento invernale. Un ciclo psicrometrico invernale è dato nella figura seguente.

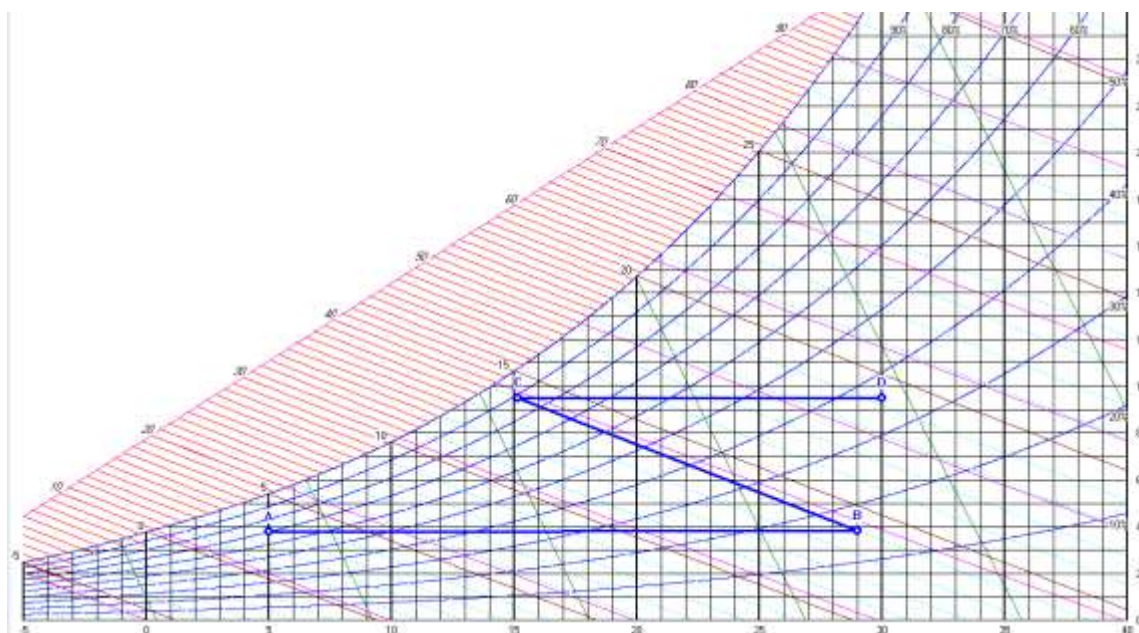


Figura 312: Ciclo psicrometrico invernale

Per il condizionamento invernale occorre effettuare un calcolo completo del carico termico (sensibile e latente).

10.5 BOCCHETTE E DIFFUSORI

Le bocchette di mandata (e di ripresa per i circuiti con ricircolo dell'aria) sono solitamente collegate ai canali dell'aria mediante opportuni tronchetti di collegamento. Esse sono dotate di alette di orientamento del flusso d'aria e, nei casi di bocchette più complesse, anche di una serranda di regolazione a monte, vedi Figura. Le bocchette sono caratterizzate da una velocità di lancio, v_k , e da un lancio, L_T , dell'aria fino a quando essa riduce la sua velocità al di sotto di 0.3 m/s. I diffusori hanno una funziona analoga quella delle bocchette. Essi sono del tipo indicato in Figura, cioè a forma quadrata o circolare.

La loro selezione è del tutto simile a quella indicata per le bocchette e pertanto si fa ricorso ad abachi o tabelle fornite dai costruttori. Maggiori e più approfonditi dettagli sono forniti nel Vol 4° per la distribuzione dell'aria.

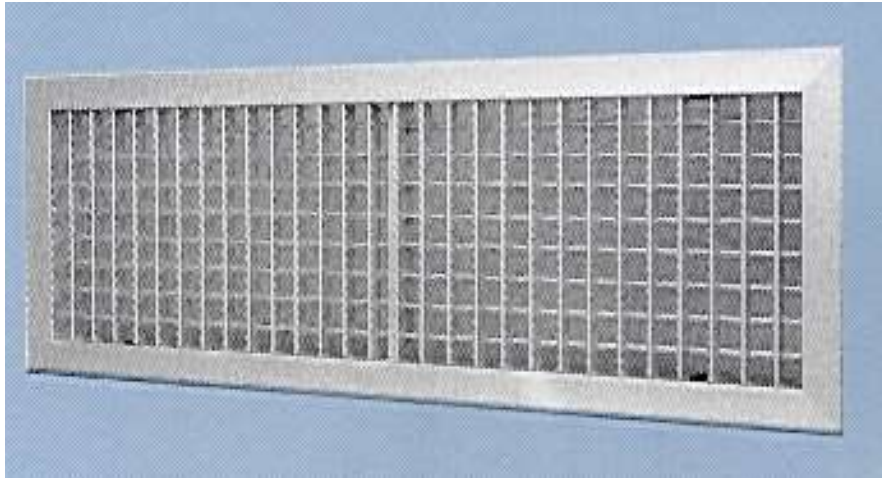


Figura 313: Bocchetta di mandata dell'aria con alette in alluminio

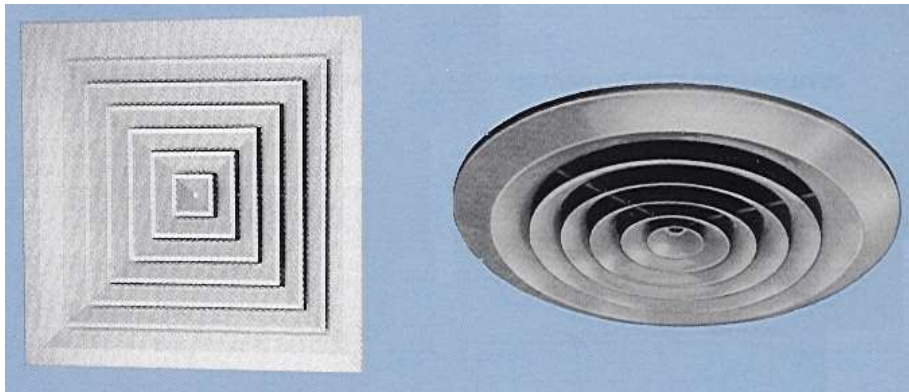


Figura 314: Tipologie di diffusori

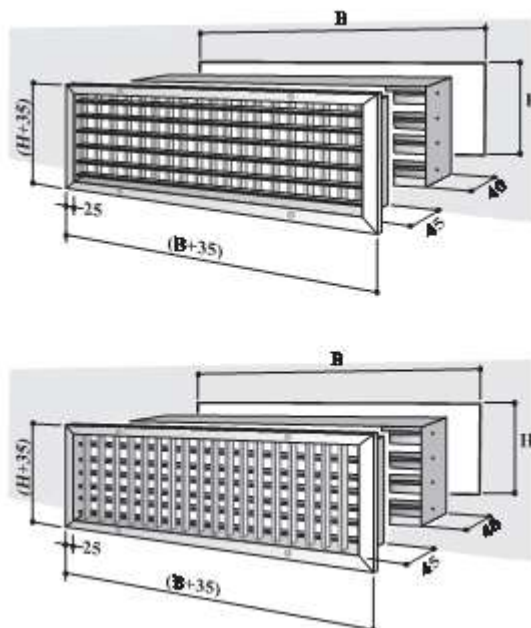


Figura 315: Componenti delle bocchette di mandata

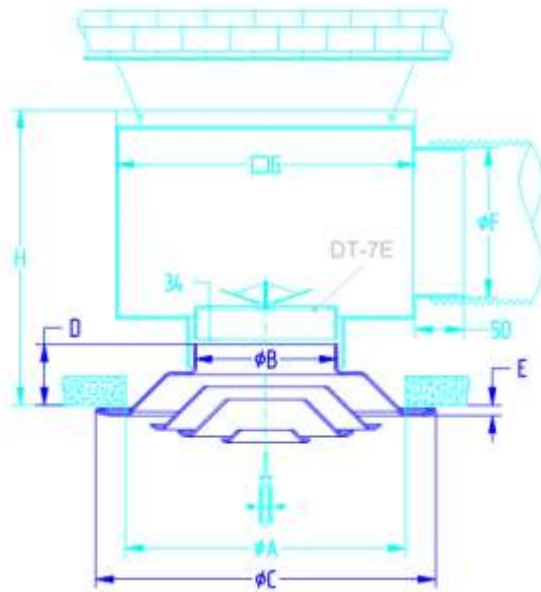


Figura 316: Sezione di un diffusore

10.5.1 SELEZIONE DELLE BOCCHETTE O DEI DIFFUSORI

La selezione delle bocchette di mandata (e in modo analogo per i diffusori) si fa tramite abachi del tipo della figura seguente. In essi occorre entrare conoscendo la portata da inviare nell’ambiente e il lancio (distanza massima di lancio prima della deflessione verso terra). L’abaco indica in basso le dimensioni della bocchetta e a destra la rumorosità prodotta (valori NR o NC, Vedi Volume 5°). In alcuni casi i Costruttori forniscono tabelle di selezione che funzionano allo stesso modo degli abachi.

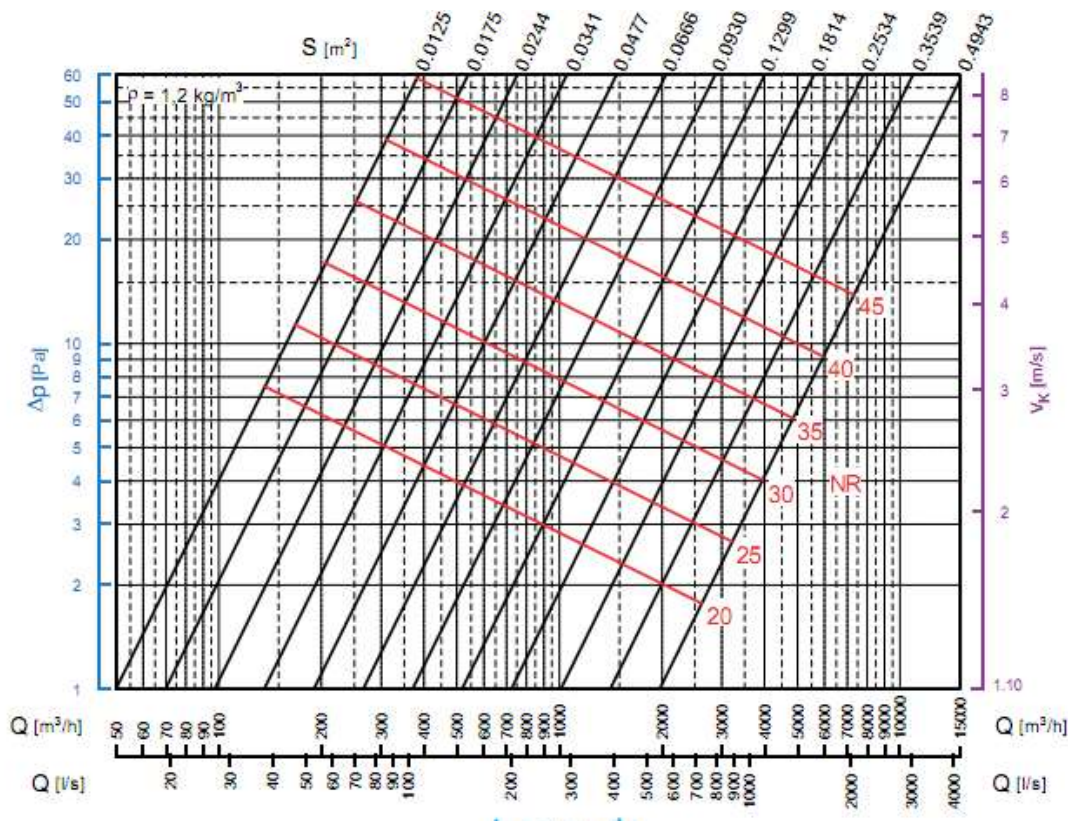


Figura 317: Abaco di selezione di una bocchetta di mandata

Area libera Free area	D.N. (mm)	Vel. m/s Press. Tot. mm.c.a.	0° 22° 45°	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	5.0	6.0	7.0	8.0	9.0
				2.5	4.3	7.1	9.7	13.2	17.5	27.2	39.6	53.6	69.9	88.6
				2.8	4.8	7.9	10.9	14.7	19.8	30.5	44.5	60.2	78.2	99.6
m/s				4.1	7.4	11.9	16.2	22.4	29.7	46.0	67.0	90.4	117.9	149.9
dm ² 1.2 200 x 100	Lancio - Throw	m ³ /h	NC	92	118	151	185	210	244	302	361	420	487	546
		0°	0.75	1.2	1.8	2.1	2.7	3.0	3.4	4.3	4.8	5.2	5.5	5.8
		0.50	2.1	2.4	3.4	4.0	4.6	4.9	5.2	5.8	6.4	6.7	7.3	
		0.25	4.0	4.6	5.2	5.8	6.1	6.7	7.3	7.9	8.6	9.4	10.1	
		22°	0.75	0.9	1.5	1.8	2.1	2.4	2.7	3.4	3.7	4.3	4.4	4.6
		0.50	1.8	1.8	2.7	3.0	3.7	4.0	4.3	4.6	5.2	5.5	5.8	
		0.25	3.0	3.7	4.3	4.6	4.98	5.5	5.8	6.4	7.0	7.8	7.9	
		45°	0.75	0.8	0.9	1.2	1.3	1.5	1.8	2.1	2.4	2.5	2.7	3.0
		0.50	0.9	1.2	1.5	2.1	2.2	2.4	2.7	3.0	3.2	3.4	3.7	
0.25	2.1	2.4	2.7	3.0	3.2	3.4	3.7	4.0	4.3	4.6	4.9			
dm ² 1.9 300 x 100	Lancio - Throw	m ³ /h	NC	134	176	218	280	302	353	437	521	613	697	790
		0°	0.75	1.5	2.1	2.7	3.0	3.7	4.3	5.2	5.8	6.1	6.7	7.0
		0.50	2.4	3.4	4.0	4.9	5.2	5.8	6.4	7.0	7.6	7.9	8.2	
		0.25	4.9	5.8	6.4	7.0	7.3	7.9	8.6	9.8	10.7	11.3	12.2	
		22°	0.75	1.2	1.8	2.1	2.4	3.0	3.4	4.3	4.6	4.9	5.5	5.7
		0.50	1.8	2.7	3.0	4.0	4.3	4.6	5.2	5.5	6.1	6.4	6.7	
		0.25	4.0	4.6	5.2	5.5	5.8	6.4	7.0	7.9	8.5	9.1	9.6	
		45°	0.75	0.9	1.2	1.3	1.5	1.8	2.1	2.4	2.7	3.0	3.4	3.7
		0.50	1.2	1.5	2.1	2.4	2.7	2.9	3.4	3.7	4.0	4.1	4.3	
0.25	2.4	2.7	3.0	3.4	3.7	4.0	4.6	4.9	5.2	5.5	6.1			
dm ² 2.2 350x 100	Lancio - Throw	m ³ /h	NC	151	202	252	302	352	403	504	605	706	808	907
		0°	0.75	1.5	2.4	2.7	3.4	4.0	4.8	5.5	6.1	6.7	7.3	7.8
		0.50	2.7	3.4	4.3	5.2	5.8	6.1	7.0	7.6	8.2	8.8	9.1	
		0.25	5.2	6.1	6.7	7.3	7.9	8.5	9.4	10.4	11.3	12.2	12.8	
		22°	0.75	1.2	1.8	2.1	2.7	3.0	3.7	4.3	4.9	5.5	5.8	6.1
		0.50	2.1	2.7	3.4	4.3	4.6	4.9	5.5	6.1	6.7	7.0	7.3	
		0.25	4.3	4.9	5.5	5.8	6.4	6.7	7.6	8.2	9.1	9.8	10.4	
		45°	0.75	0.9	1.2	1.5	1.8	2.1	2.4	2.7	3.0	3.4	3.7	3.8
		0.50	1.2	1.8	2.1	2.4	2.7	3.0	3.4	3.7	4.0	4.3	4.6	
0.25	2.4	3.0	3.4	3.7	4.0	4.3	4.9	5.2	5.8	6.1	6.4			
dm ² 2.5 400 x 100	Lancio - Throw	m ³ /h	NC	188	227	286	344	403	454	571	689	798	918	1025
		0°	0.75	1.5	2.4	3.0	3.7	4.3	4.9	6.1	6.7	7.0	7.8	7.9
		0.50	2.7	3.7	4.8	5.8	6.1	6.7	7.3	7.9	8.5	9.1	9.8	
		0.25	5.5	6.4	7.3	7.9	8.5	9.1	10.1	11.3	12.2	12.8	13.7	
		22°	0.75	1.2	1.8	2.4	3.0	3.4	4.0	4.9	5.5	5.7	6.1	6.4
		0.50	2.1	3.0	3.7	4.6	4.9	5.5	5.8	6.4	6.7	7.3	7.9	
		0.25	4.3	5.2	5.8	6.4	6.7	7.3	7.9	9.1	9.8	10.4	11.0	
		45°	0.75	0.9	1.2	1.5	1.8	2.1	2.4	3.0	3.4	3.7	3.8	4.0
		0.50	1.2	1.8	2.4	2.7	3.0	3.4	3.7	4.0	4.3	4.6	4.9	
0.25	2.7	3.4	3.7	4.0	4.3	4.8	5.2	5.5	6.1	6.4	6.7			
dm ² 2.9 450 x 100	Lancio - Throw	m ³ /h	NC	193	260	328	395	462	521	655	790	918	1050	1178
		0°	0.75	1.8	2.7	3.4	4.0	4.8	5.2	6.4	7.0	7.8	8.2	8.5
		0.50	2.7	4.0	4.9	5.8	6.7	7.0	7.9	8.2	9.1	10.1	10.7	
		0.25	5.8	7.0	7.8	8.5	9.1	9.8	11.0	12.2	12.8	13.7	14.8	
		22°	0.75	1.5	2.1	2.7	3.0	3.7	4.3	5.2	5.5	6.1	6.7	6.9
		0.50	2.4	3.0	4.0	4.89	5.5	5.7	6.4	6.7	7.3	7.9	8.5	
		0.25	4.8	5.5	6.1	6.7	7.3	7.9	8.8	9.8	10.4	11.0	11.8	
		45°	0.75	0.9	1.2	1.5	2.1	2.4	2.7	3.4	3.7	3.9	4.1	4.3
		0.50	1.5	1.8	2.4	3.0	3.4	3.7	4.0	4.3	4.6	4.9	5.2	
0.25	3.0	3.4	4.0	4.3	4.6	4.9	5.5	6.1	6.4	7.0	7.3			
dm ² 4.6 450 x 150	Lancio - Throw	m ³ /h	NC	302	403	504	605	706	808	1008	1210	1411	1613	1814
		0°	0.75	2.1	3.4	4.3	4.9	5.8	6.7	7.9	8.8	9.4	10.0	10.7
		0.50	3.7	4.9	6.1	7.3	8.2	8.8	9.8	10.7	11.8	12.2	13.1	
		0.25	7.3	8.5	9.4	10.4	11.3	12.2	13.7	14.8	15.8	17.1	18.0	
		22°	0.75	1.8	2.7	3.4	4.0	4.8	5.5	6.4	7.0	7.8	7.9	8.5
		0.50	3.0	4.0	4.9	5.8	6.7	7.0	7.9	8.5	9.1	9.8	10.4	
		0.25	6.8	6.7	7.8	8.2	9.1	9.8	11.0	11.8	12.8	13.7	14.3	
		45°	0.75	1.2	1.5	2.1	2.4	3.0	3.4	4.0	4.3	4.6	4.9	5.2
		0.50	1.8	2.4	3.0	3.7	4.0	4.3	4.9	5.2	5.8	6.1	6.4	
0.25	3.7	4.3	4.9	5.2	5.8	6.1	6.7	7.3	7.9	8.1	8.8			
dm ² 5.7 400 x 200	Lancio - Throw	m ³ /h	NC	344	462	580	697	815	924	1159	1394	1621	1848	2083
		0°	0.75	2.4	3.7	4.8	5.5	6.4	7.3	8.5	9.1	10.1	10.7	11.3
		0.50	4.0	5.2	6.7	7.9	8.8	9.4	10.4	11.8	12.2	13.1	13.7	
		0.25	7.9	9.1	10.4	11.3	12.2	13.1	14.3	15.8	17.1	18.3	19.2	
		22°	0.75	1.8	3.0	3.7	4.3	5.2	5.8	6.7	7.3	7.9	8.5	9.1
		0.50	3.0	4.3	5.5	6.4	7.0	7.8	8.2	9.1	9.8	10.4	11.9	
		0.25	6.4	7.3	8.2	9.1	9.8	10.4	11.6	12.8	13.7	14.8	15.2	
		45°	0.75	1.2	1.8	2.4	3.0	3.4	4.0	4.8	5.2	5.5	5.8	6.1
		0.50	1.8	2.7	3.4	4.0	4.3	4.6	5.2	5.8	6.1	6.7	7.0	
0.25	4.0	4.6	5.2	5.5	6.1	6.4	7.3	7.9	8.5	9.1	9.4			

Tabella 50: Tabella di selezione delle bocchette di mandata

Si osservi che la distribuzione dell'aria negli ambienti deve garantire le condizioni di comfort e in particolare occorre che la velocità dell'aria in corrispondenza delle persone (in particolare sulla testa) sia inferiore a 0,15 m/s.

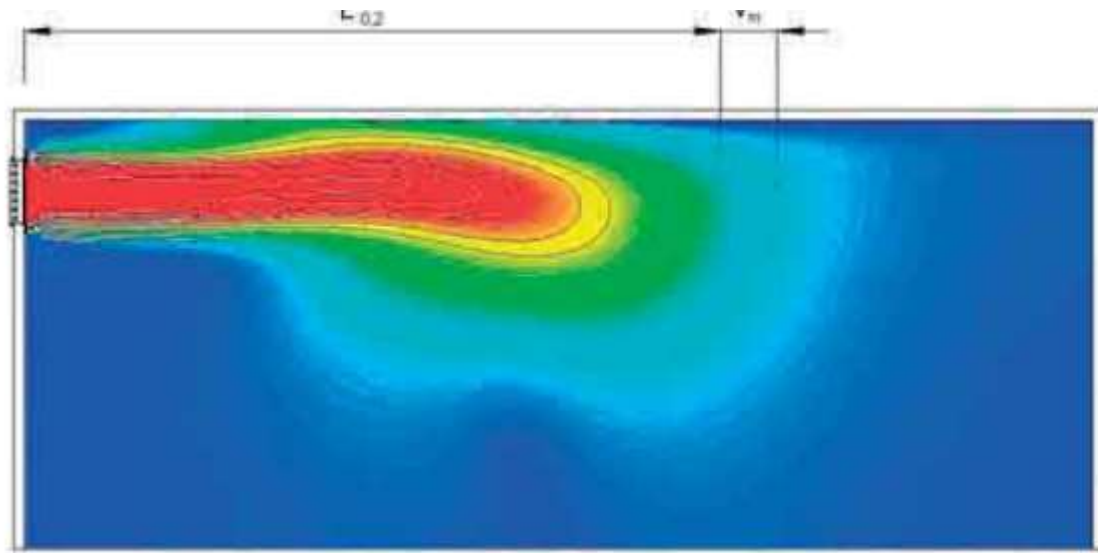


Figura 318: Esempio di lancio L_T

Mediante programmi di CFD è possibile verificare le condizioni reali di distribuzione dell'aria.

Altre informazioni si possono trovare nel Vol. 4° sugli impianti di condizionamento.

11. APPARECCHIATURE DI SICUREZZA

Le centrali termiche possono essere potenziali ordigni di grande pericolosità. Un'esplosione di una caldaia butta giù un intero palazzo. I pericoli di esplosione derivano dal superamento della temperatura di saturazione alla pressione interna alle tubazioni in caldaia. Ciò comporta un'evaporazione rapida, immediata, che produce un'onda d'urto considerevole del tutto paragonabile ad un'esplosione.

Si vedranno in questo paragrafo alcune apparecchiature di sicurezza che debbono sempre essere presenti in una centrale termica, secondo la normativa vigente e secondo le norme ISPSL (vedi Volume 5°).

11.1 VASO DI ESPANSIONE

Nelle reti ad acqua occorre tenere conto dell'espansione dell'acqua per effetto della differenza di temperatura fra circuito freddo e caldo. Di solito supponendo che l'acqua di rete abbia una temperatura di una decina di gradi *Celsius* e che la caldaia porti l'acqua a 90 °C si ha una differenza di temperatura di ben 80 °C che non può essere trascurata pena la sicurezza dello stesso impianto. Si ricordi, infatti, che l'acqua, come qualunque altro corpo del resto, si dilata secondo la legge:

$$V_f = V_i(1 + \alpha\Delta t)$$

Ne segue che la variazione di volume dovuta all'espansione (l'acqua si espande riscaldandola) è:

$$V_f - V_i = V_i\alpha\Delta t$$

Questo è il volume minimo di espansione che occorre garantire all'acqua. Il coefficiente di espansione α varia con la temperatura. A 90°C è $\alpha=0.0355 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ (vedi Tabella) e quindi la precedente relazione consente di calcolare il volume di espansione. La tubazione di collegamento fra vaso di espansione e caldaia non deve avere diametro inferiore a 15 mm. Per vasi di espansione chiusi il diametro della tubazione di collegamento deve essere non inferiore a:

$$d = \sqrt{\frac{P}{1000}} \quad (mm)$$

con P in $kcal/h$ e con valore minimo di 18 mm. Di solito si hanno due tipi di vasi espansione, così sono chiamati i serbatoi dove si fa assorbire l'espansione dell'acqua: vasi di espansione aperti e vasi di espansione chiusi.

MASSA VOLUMICA E VOLUME SPECIFICO DELL'ACQUA FRA 0 E 100 °C								
Temperatura (°C)	Massa volumica (kg/dm3)	Volume specifico (dm3/kg)	Temperatura (°C)	Massa volumica (kg/dm3)	Volume specifico (dm3/kg)	Temperatura (°C)	Massa volumica (kg/dm3)	Volume specifico (dm3/kg)
0	0,99987	1,00013	48	0,98896	1,01116	75	0,97489	1,02576
4	0,99999	1,00001	49	0,98852	1,01161	76	0,97429	1,02639
6	0,99997	1,00003	50	0,98807	1,01207	77	0,97368	1,02703
8	0,99989	1,00011	51	0,98762	1,01254	78	0,97307	1,02768
10	0,99975	1,00025	52	0,98715	1,01302	79	0,97245	1,02833
12	0,99955	1,00045	53	0,98669	1,01349	80	0,97183	1,02899
14	0,99930	1,00070	54	0,98621	1,01398	81	0,97121	1,02964
16	0,99900	1,00100	55	0,98573	1,01448	82	0,97057	1,03032
18	0,99865	1,00135	56	0,98525	1,01497	83	0,96994	1,03099
20	0,99820	1,00180	57	0,98475	1,01549	84	0,96930	1,03167
22	0,99783	1,00217	58	0,98425	1,01600	85	0,96865	1,03236
24	0,99737	1,00264	59	0,98375	1,01652	86	0,96800	1,03306
26	0,99687	1,00314	60	0,98324	1,01705	87	0,96734	1,03376
28	0,99633	1,00368	61	0,98272	1,01758	88	0,96668	1,03447
30	0,99576	1,00426	62	0,98220	1,01812	89	0,96601	1,03519
32	0,99512	1,00490	63	0,98167	1,01867	90	0,96534	1,03590
34	0,99449	1,00554	64	0,98113	1,01923	91	0,96467	1,03662
36	0,99374	1,00630	65	0,98059	1,01979	92	0,96399	1,03736
38	0,99302	1,00703	66	0,98005	1,02036	93	0,96330	1,03810
40	0,99224	1,00782	67	0,97950	1,02093	94	0,96261	1,03884
41	0,99186	1,00821	68	0,97894	1,02151	95	0,96192	1,03959
42	0,99147	1,00860	69	0,97838	1,02210	96	0,96122	1,04034
43	0,99107	1,00901	70	0,97781	1,02269	97	0,96051	1,04111
44	0,99066	1,00943	71	0,97723	1,02330	98	0,95981	1,04187
45	0,99025	1,00985	72	0,97666	1,02390	99	0,95909	1,04266
46	0,98982	1,01028	73	0,97607	1,02452	100	0,95838	1,04343
47	0,98940	1,01071	74	0,97548	1,02514			

Tabella 51: Massa volumica per l'acqua a diverse temperature

Tabella coefficiente "e", al variare della temperatura, relativo alla temperatura di 4°C. (ρ = 1000 kg/m³)

T (°C)	coeff. "e"	T (°C)	coeff. "e"	T (°C)	coeff. "e"
0	0,00013	40	0,00782	75	0,02575
10	0,00025	45	0,00984	80	0,02898
15	0,00085	50	0,01207	85	0,03236
20	0,00180	55	0,01447	90	0,03590
25	0,00289	60	0,01704	95	0,03958
30	0,00425	65	0,01979	100	0,04342
35	0,00582	70	0,02269		

Tabella 52: Coefficiente di dilatazione volumica per l'acqua

Ai fini del calcolo dei vasi di espansione si possono adottare i seguenti valori:

- Per impianti di riscaldamento con temperature variabili da 20 a 90 °C, $\alpha=0.035 \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$;
- Per impianti di raffrescamento con temperature variabili da 4 a 40 °, $\alpha=0.0078 \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$;
- Per impianti di accumulo sanitario con temperature da 10 a 60 °C, $\alpha=0.01953 \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$;

11.1.1 VASI DI ESPANSIONE APERTI

Nel primo caso si tratta di un recipiente posto alla sommità della rete di distribuzione avente un volume di almeno tre volte ΔV sopra calcolato e a contatto con l'atmosfera. L'acqua dilatandosi fa innalzare il livello del liquido all'interno del vaso. Per un calcolo rapido si può utilizzare la relazione:

$$V_{\text{vaso espansione}} = 1.4 \cdot P_i$$

ove P_i è la potenzialità della caldaia in kW. Il diametro del tubo di sicurezza che collega il generatore termico al vaso di espansione si calcola con la relazione:

$$d_i = 15 + 1,5 \sqrt{\frac{P}{11,63}}$$

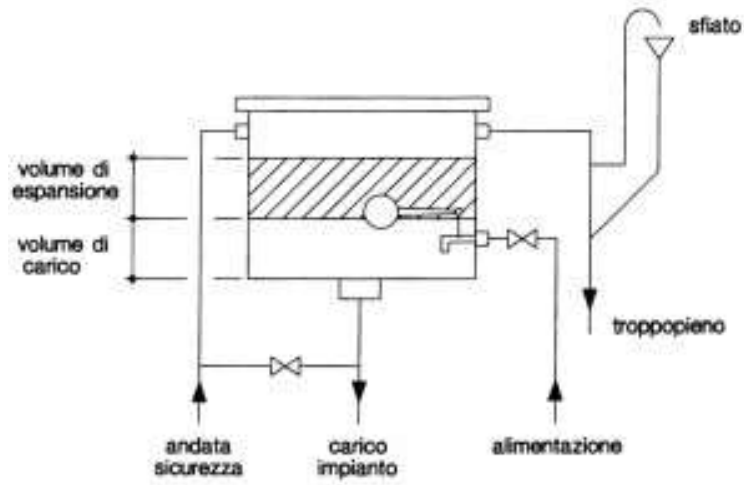


Figura 319: Vaso di espansione aperto

espresso in mm e con P espressa in kW.

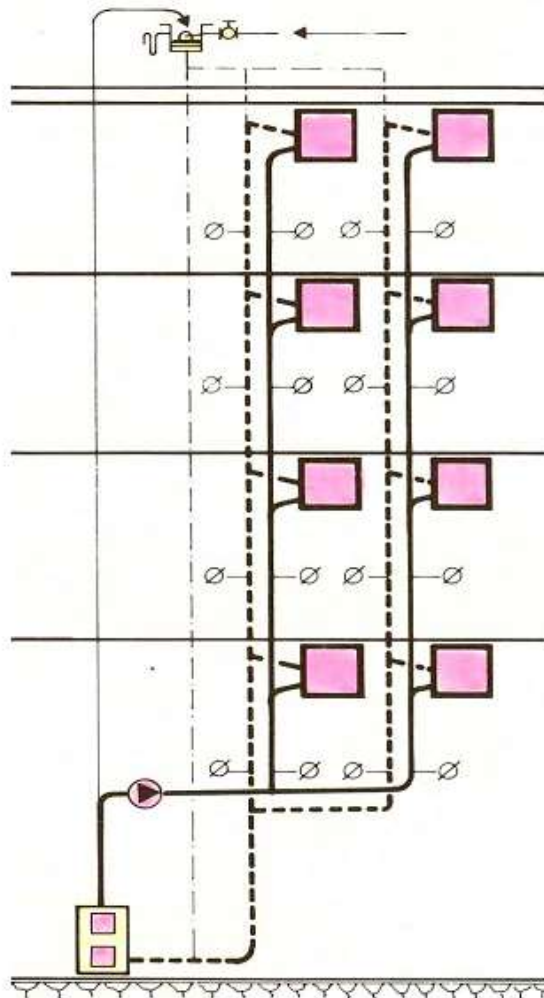


Figura 320: Esempio di installazione di un vaso di espansione aperto

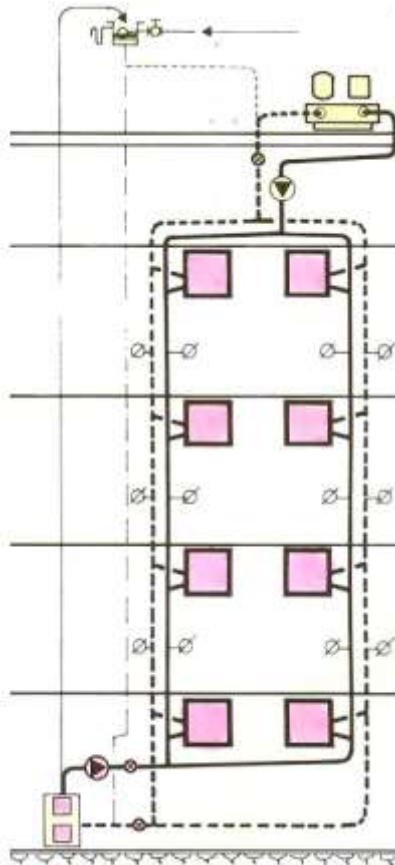


Figura 321: Vaso aperto in un impianto con caldaia e refrigeratore d'acqua

L'installazione dei vasi aperti deve essere fatta con cura onde evitare il pericolo della circolazione parassitaria o la fuoriuscita dell'acqua dal vaso.

Nel caso di più generatori di calore che alimentano uno stesso impianto è ammessa una tubazione di sicurezza dimensionata per la potenzialità nominale complessiva dei generatori; solo i tratti di collegamento di ogni singolo generatore al tubo di sicurezza comune possono essere dimensionati per la potenza singola.

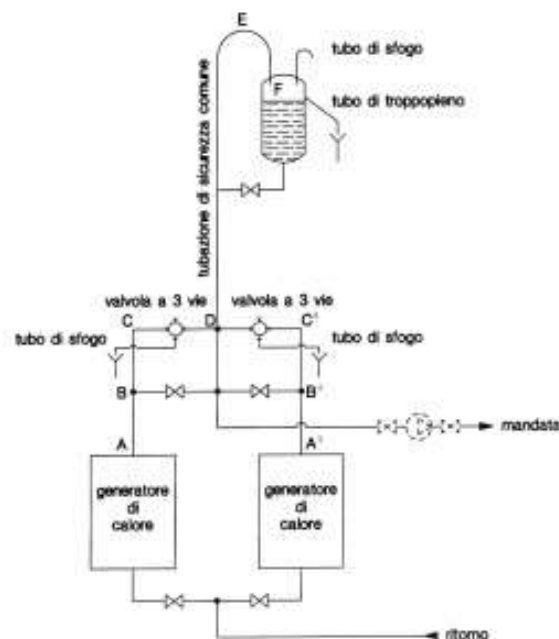


Figura 322: Vaso aperto asservito a due generatori di calore

Ove si renda necessario separare i generatori dal vaso di espansione, si devono installare, sulle tubazioni di collegamento di ogni generatore alla tubazione di sicurezza, valvole a tre vie con sezione di passaggio non inferiore a quelle del tubo di sicurezza di pertinenza del generatore in modo da assicurare comunque il collegamento fra il generatore e l'atmosfera o mediante il tubo di sicurezza o attraverso il tubo di sfogo allacciato alla terza via.

11.1.2 VASI DI ESPANSIONE CHIUSI

Per i vasi di espansione chiusi presentano alcuni vantaggi rispetto a quelli aperti che si possono così riassumere:

- riduzione delle corrosione nei materiali essendo il circuito sigillato e quindi non a contatto con l'aria;
- protezione della caldaia;
- possibilità di una più efficace regolazione automatica;
- eliminazione delle difficoltà di sistemazione del vaso aperto;
- eliminazione della rete di sfiato perché l'eliminazione dell'aria può essere effettuata con apposito dispositivo nel sistema di espansione;
- possibilità di utilizzare impianti ad acqua surriscaldata.
- Si hanno due possibili tipologie:
 - **a membrana:** il gas interno al serbatoio, di solito azoto, viene separato dall'acqua da una membrana elastica, vedi Figura;
 - **senza membrana:** il gas, di solito aria, è a contatto con l'acqua, vedi Figura..

Il volume del serbatoio chiuso pressurizzato con membrana è dato dalle seguenti relazioni³⁶:

$$V_{membrana} = \frac{\alpha M \Delta t}{1 - \frac{p_i}{p_f}}$$

ove con M si è indicata la massa iniziale di acqua nell'impianto. Si osservi che $M\Delta t$ è la capacità termica totale dell'impianto.

La pressione iniziale p_i , espressa in *m c.a.*, è pari **all'altezza netta al di sopra del serbatoio** più 0,3 metri per sicurezza. La pressione finale p_f è quella della **valvola di sicurezza** necessaria in questa tipologia di vasi di espansione. Per i vasi pressurizzati senza membrana il volume del serbatoio è³⁷:

³⁶ La relazione seguente si dimostra mediante normali passaggi di *Termodinamica*. Infatti è possibile scrivere l'eguaglianza (per la legge dei gas ideali):

$$p_i V = p_f V_f$$

dalla quale si trae:

$$V_f = V (p_i/p_f)$$

Poiché l'espansione dell'acqua è pari a:

$$M\alpha\Delta t = V - V_f$$

Sostituendo nella precedente relazione si ottiene la relazione indicata.

³⁷ Per la legge dei gas ideali si ha:

$$p_a V = p_i V_i = p_f V_f$$

essendo $M\alpha\Delta t = V - V_f$ ed ancora $V_i = p_a (V/p_i)$, $V_f = p_a (V/p_f)$ si ottiene:

$$M\alpha\Delta t = p_a V (1/p_i - 1/p_f)$$

$$V_{\text{senza membrana}} = \frac{M \alpha \Delta t}{\frac{p_a - p_a}{p_i - p_f}}$$

ove p_a è la pressione atmosferica, p_i è la pressione iniziale data dalla colonna d'acqua al di sopra del vaso, p_f è la pressione finale data dalla pressione della valvola di sicurezza + 0,1 bar.

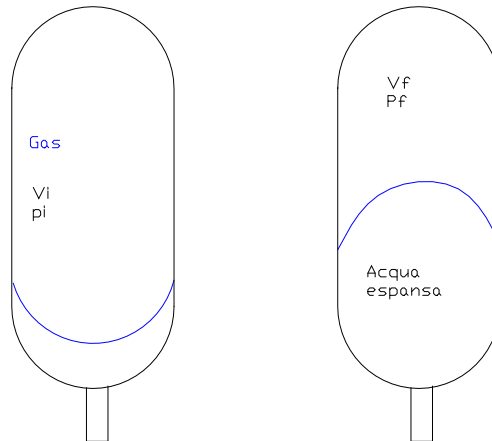


Figura 323: Vaso di espansione chiuso a membrana

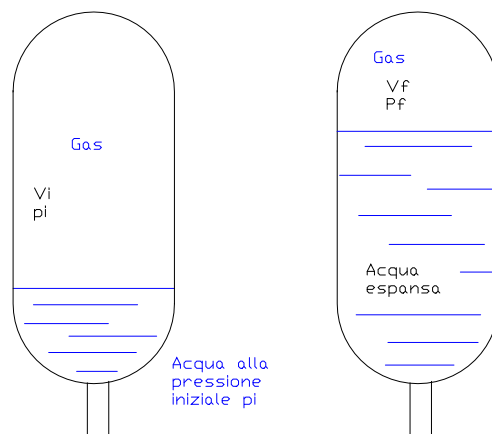


Figura 324: Vaso chiuso pressurizzato senza membrana



Figura 325: Esempio di vaso di espansione chiuso

e quindi la relazione trovata.

L'installazione del vaso chiuso va fatta come indicato in figura. Nella figura seguente si ha l'indicazione della strumentazione di sicurezza con la didascalia della strumentazione seguente:

- 1 bruciatore
- 2 caldaia
- 3 valvola di sicurezza
- 4 valvola di intercettazione combustibile;
- 5 vaso di espansione a membrana;
- 6 interruttore termico automatico di regolazione;
- 7 interruttore automatico di blocco;
- 8 pressostato di blocco;
- 9 indicatore di pressione;
- 10 indicatore di temperatura;
- 11 pozzetto;
- 12 scarico accessibile e visibile;
- 13 pompa del circuito utilizzatore;
- 14 riduttore di pressione;
- 15 valvola di non ritorno;

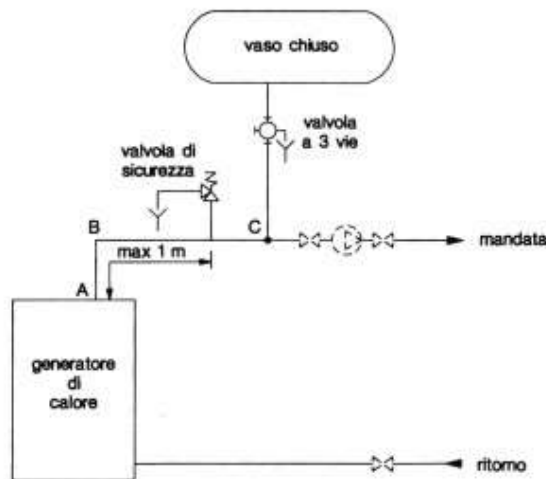


Figura 326: Installazione di un vaso chiuso

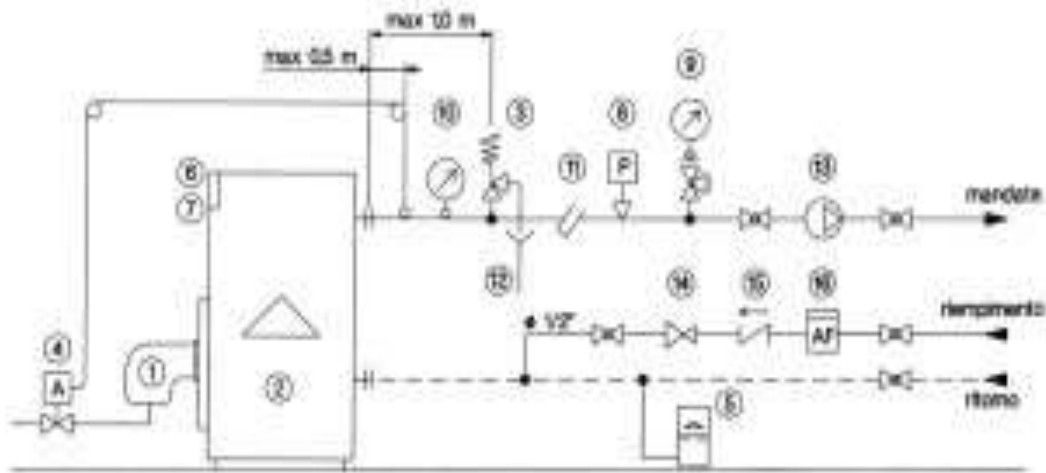


Figura 327: Strumentazione di sicurezza per il vaso chiuso

11.1.3 SELEZIONE DEL VASO DI ESPANSIONE

La selezione del vaso di espansione richiede, scelta la tipologia se aperto o chiuso, l'applicazione delle relazioni di calcolo sopra viste. Pertanto occorre conoscere il volume di acqua dei circuiti d'acqua e, nota la temperatura di alimento, determinare il volume minimo del vaso di espansione.

Mediante i cataloghi commerciali si seleziona il vaso desiderato.

11.2 VALVOLA DI SICUREZZA

La pressione di esercizio di un generatore termico è data dalla pressione della colonna di liquido al di sopra di esso più eventuale sovrappressione della pompa di circolazione. Questa pressione generalmente si mantiene costante ed il funzionamento del generatore è allora normale.

Può avvenire, tuttavia, che per una ragione imprevista (restringimento della tubazione, ...) si crei una pressione maggiore di quella massima che il generatore può sopportare e allora si ha il pericolo di apertura dei vasi con pericolo di scoppio.

La valvola di sicurezza serve, pertanto, a mantenere la pressione nell'impianto al di sotto di un valore massimo prevista per il generatore. Essa ha, di solito, una molla tarata che garantisce l'apertura della valvola quando si supera il valore di taratura.

La pressione di sicurezza viene calcolata in funzione dell'altezza al di sopra della caldaia e dalla necessità di non superare i 95°C nel generatore d'acqua.

Le valvole di sicurezza sono obbligatorie negli impianti chiusi e debbono garantire, al raggiungimento della pressione limite, lo scarico di una portata di vapore:

$$G_v = \frac{P}{500} \quad (kg/h)$$

con P potenzialità della caldaia in $kcal/h$ ³⁸.



Figura 328: Esempio di valvola di sicurezza

La sezione di scarico può essere calcolata mediante la relazione approssimata:

$$A = \frac{P}{10^5} \cdot \frac{M}{0.9K} \quad (cm^2)$$

³⁸ Si ricordi che vale la relazione $1 kcal/h = 1.163 W$, ed ancora $1 W = 0.860 Kcal/h$.

ove P è ancora la potenzialità della caldaia (in $kcal/h$) ed M un termine funzione della pressione di scarico e K la caratteristica della valvola data dal costruttore.

In alcuni casi, per impianti di medie dimensioni, si hanno gruppi combinati che comprendono le valvole di sfiato aria, di sicurezza e di caricamento, come indicato in figura. Nella figura seguente si hanno esempi di schemi di montaggio della valvola di sicurezza e lo schema di installazione in un bollitore ad accumulo.



Figura 329: Gruppo polivalente di sicurezza, sfiato aria e caricamento

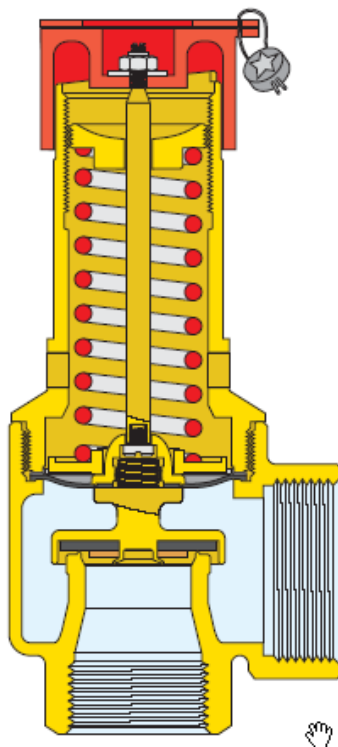


Figura 330: Sezione di una valvola di sicurezza



Figura 331: Valvola di sicurezza di tipo industriale

In figura seguente si ha un esempio di corretta installazione del vaso di espansione chiuso, della valvola di sicurezza e del tronchetto flangiati per la misura della portata d'acqua calda dalla caldaia.



Figura 332: Foto esempio di installazione del vaso chiuso e della valvola di sicurezza

La valvola di sicurezza si apre quando si raggiunge la pressione massima alla quale è tarata la molla di contrapposizione. Quando ciò avviene si ha fuoriuscita di acqua dalla caldaia in modo da ridurre la pressione interna.

E' sempre opportuno curare lo scarico delle valvole di sicurezza (come pure quelle di scarico termico) facendo in modo che l'acqua fuoriuscita venga raccolta in una canalina sotto pavimento coperta da grigliato metallico.

Si badi bene che lo svuotamento dell'impianto può allagare il pavimento di una centrale termica con conseguente pericolo di corto circuito per le pompe di circolazione appoggiate a terra.

11.3 VALVOLA DI SCARICO TERMICO

È una valvola che serve a garantire che non sia superata la temperatura massima nel generatore termico, solitamente fissata a 90 o 95 °C a seconda del tipo di generatore termico³⁹, vedi in sezione la figura. Essa fa fondere un orifizio in lega basso fondente tarato in funzione della temperatura massima fissata (92-94 °C) in modo da svuotare l'impianto in pochi minuti e va selezionata in funzione della potenzialità della caldaia. Il diametro dell'orifizio di sfogo deve essere non inferiore a:

$$d_0 = \sqrt{\frac{C}{5}} \quad (mm)$$

ove C è la capacità, in litri, della caldaia. Il diametro non può essere inferiore a 15 mm.

La portata che queste valvole debbono scaricare, in kg/h , nel caso si reintegro totale dell'impianto⁴⁰ è determinata dalla relazione:

$$G_s = \frac{P}{80} \quad (kg/h)$$

con P la potenzialità della caldaia in $kcal/h$.

Nel caso si reintegro parziale vale la relazione:

$$G_s = \frac{P}{25} \quad (kg/h)$$

Sono disponibili anche abachi di selezione rapida come quello riportato in figura seguente.



Figura 333: Valvola di scarico termico

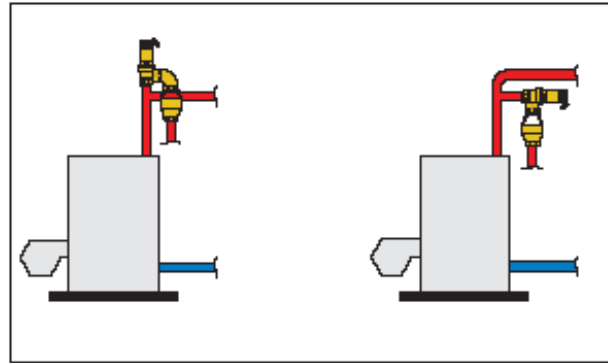
³⁹ Per gli impianti che, all'entrata in vigore delle normative, non risulti a norma si deve installare una o più valvole di scarico termico. Questa può anche essere sostituita con la valvola di intercettazione del combustibile tarata alla stessa temperatura di 95 °C.

⁴⁰ Cioè quando l'alimentazione dell'impianto è aperta e può quindi continuare a reintegrare l'acqua scaricata dalla valvola.

Il montaggio della valvola di scarico termico deve essere effettuato entro 50 cm dal corpo della caldaia, secondo le norme *ISPESL DM 1.12.1975 Raccolta "R"*, come indicato in figura

In figura seguente si hanno indicazioni utili sugli schemi di installazione della valvola di scarico termico e due schemi elettrici di collegamento della valvola con i bruciatori. La valvola di scarico termico è a *riarmo manuale* e pertanto quando interviene non consente la ripartenza del bruciatore senza che la si riarmi manualmente.

Installazioni corrette



Installazione errata

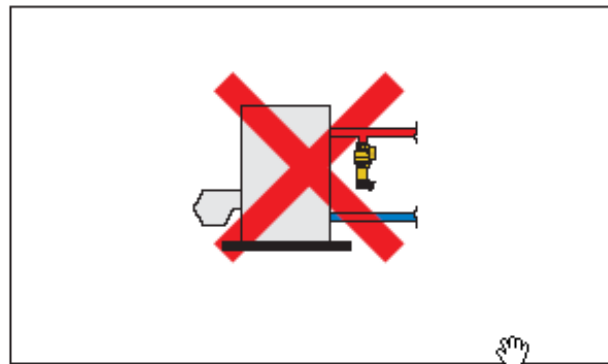


Figura 334: Montaggio di una valvola di sicurezza

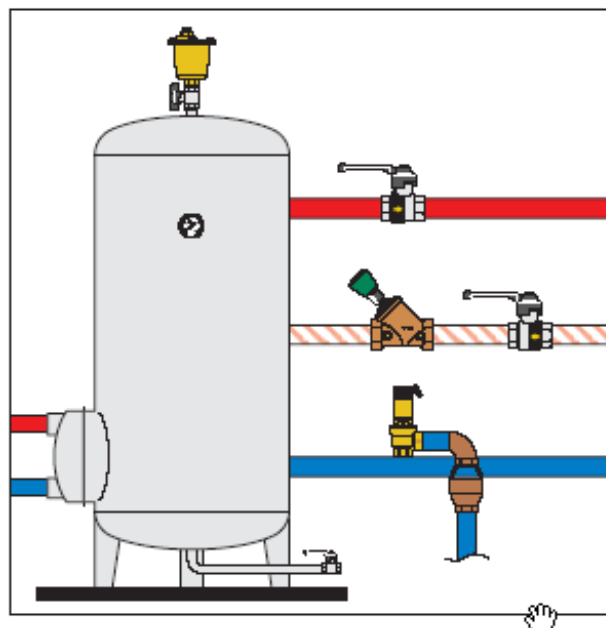


Figura 335: Installazione di una valvola di sicurezza in un bollitore d'acqua

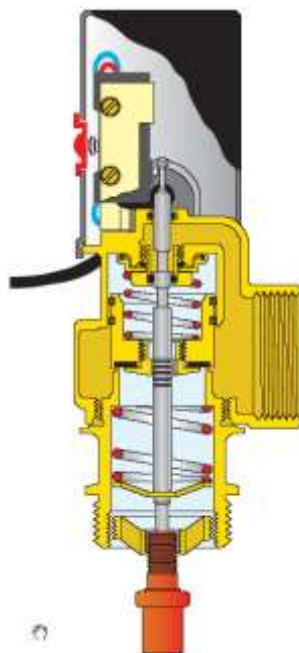


Figura 336: Sezione di una valvola di scarico termico

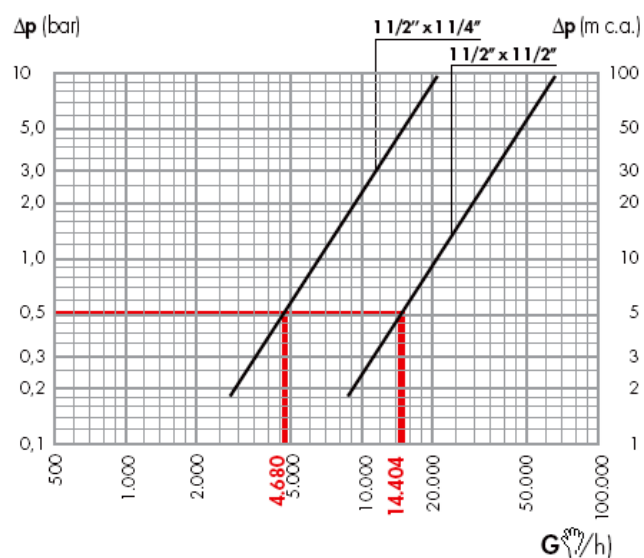


Figura 337: Abaco di selezione di una valvola di scarico termico

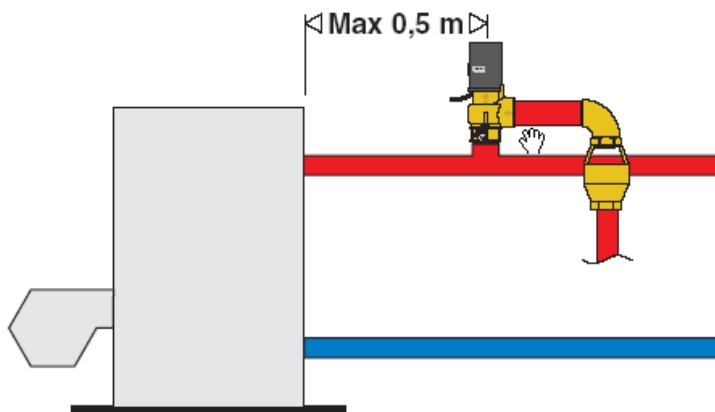


Figura 338: Indicazioni sull'installazione della valvola di scarico termico

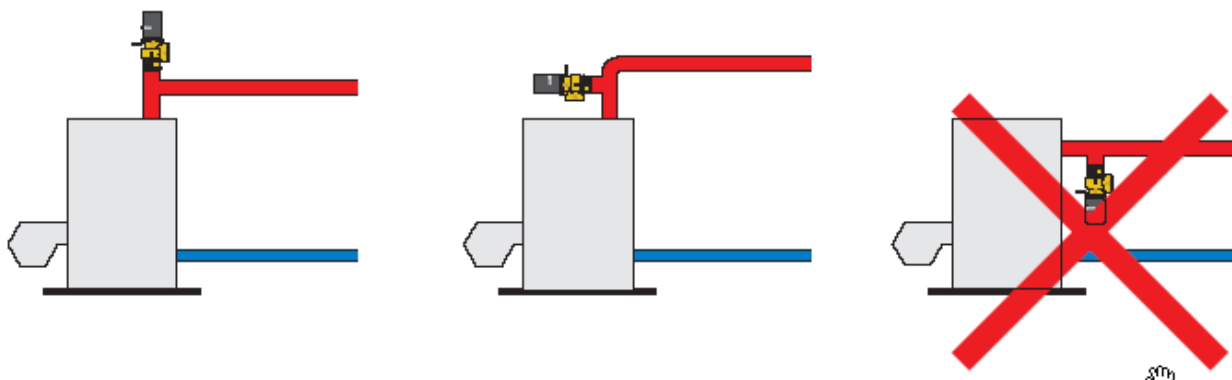


Figura 339: Schemi di installazione della valvola di scarico termico

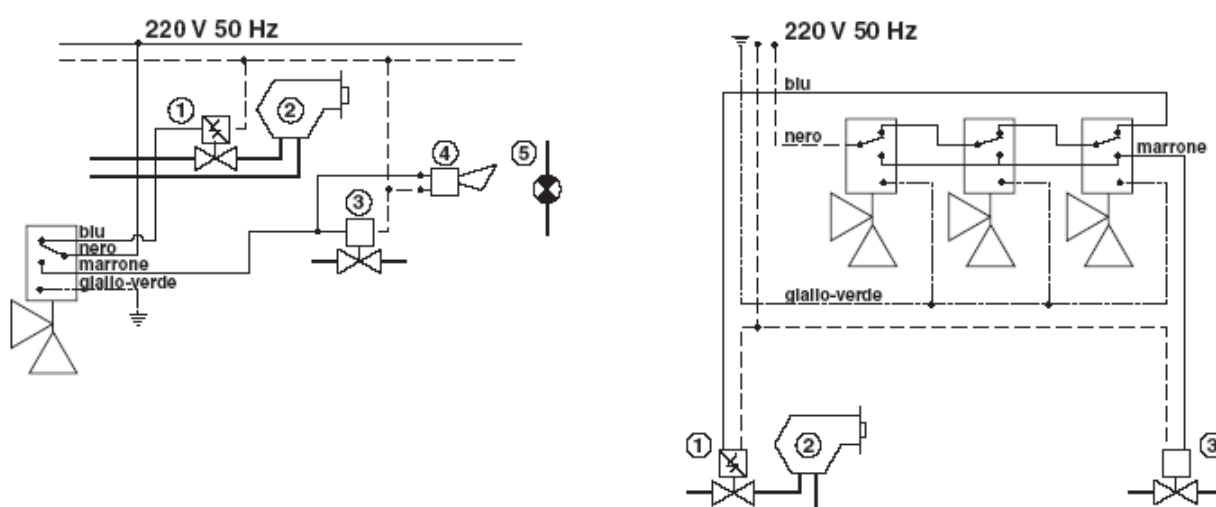


Figura 340: Schemi di collegamento elettrico della valvola di scarico termico

11.4 VALVOLE DI INTERCETTAZIONE DEL COMBUSTIBILE

La valvola di intercettazione del combustibile è un dispositivo di sicurezza ad azione positiva per l'interruzione del flusso di combustibile al bruciatore, vedi figura. La valvola, installata sulla tubazione di adduzione del bruciatore, ha la funzione di intercettare l'afflusso di combustibile allorché la temperatura del fluido termovettore raggiunge il valore limite di 98 °C.

Essendo un dispositivo ad azione positiva in caso di avaria dell'elemento sensibile, la chiusura della valvola di alimentazione avviene automaticamente.

Questa valvola è utilizzabile con differenti tipi di combustibili ed è disponibile anche in versione per acqua surriscaldata.

L'elemento sensibile a tensione di vapore, al raggiungimento della temperatura di taratura, con il cambiamento di stato, provoca lo sgancio dell'otturatore attraverso il tubo capillare ed il soffietto elastico. Il ripristino delle funzioni d'intervento avviene agendo sul pulsante collocato nella parte inferiore della valvola e protetto da un coperchio in materiale plastico.



Figura 341: Valvole di intercettazione combustibile filettata e flangiata

Qualora il dispositivo di intercettazione sia intervenuto, per effettuare il ripristino delle condizioni di intervento, è necessario operare come segue:

- a) Attendere che la temperatura dell'acqua scenda di 10°C al di sotto della temperatura d'intervento (in caso contrario non è possibile riarmare il dispositivo).
- b) Svitare il cappuccio di protezione.
- c) Premere il pulsante di riarmo.

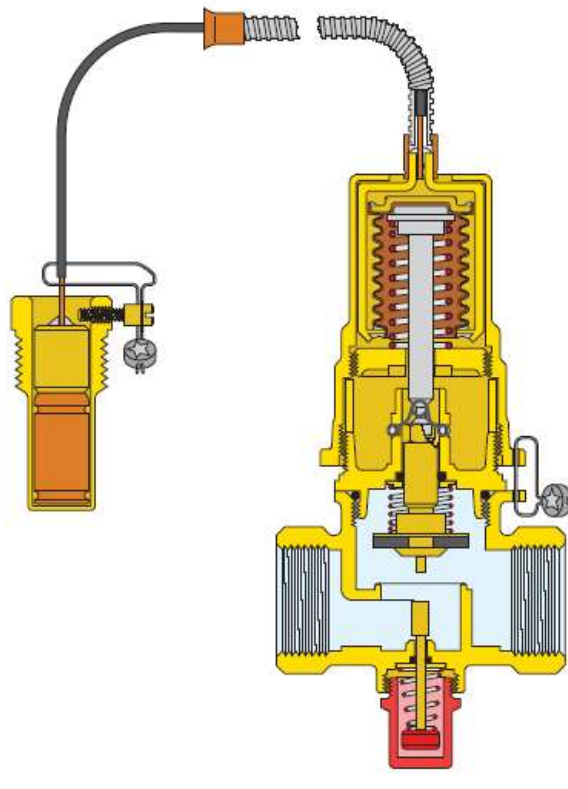


Figura 342: Sezione di una valvola di intercettazione del combustibile

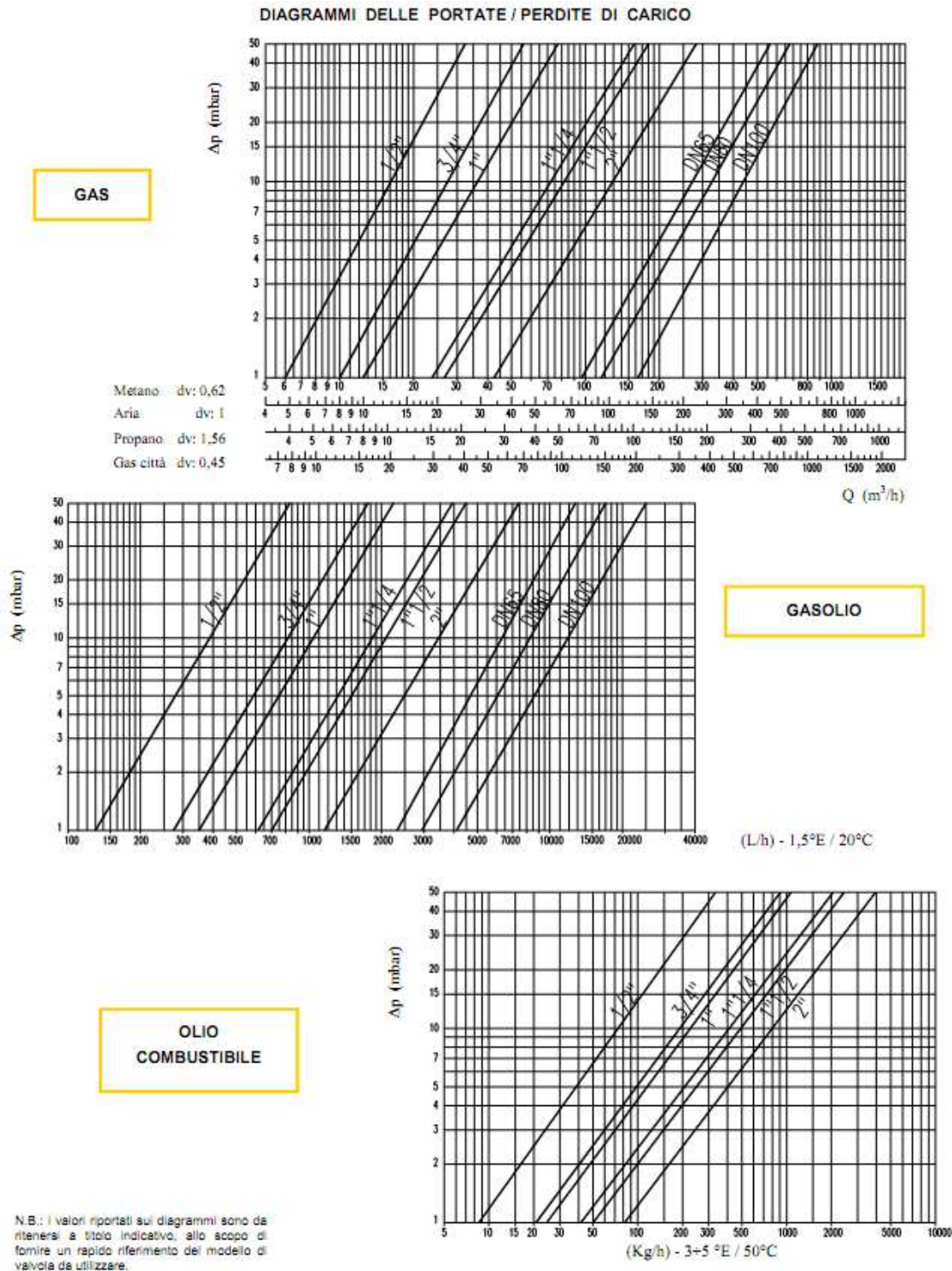


Figura 343: Abachi di selezione della valvole di intercettazione combustibile

11.4.1 SELEZIONE DELLE VALVOLE DI INTERCETTAZIONE COMBUSTIBILE

La selezione di queste valvole è effettuata mediante appositi abachi in funzione del tipo di combustibile e della portata al bruciatore, vedi figura. Il sensore della valvola di intercettazione deve essere installato alla sommità del generatore, o sulla tubazione di andata entro **0,5 m** dal generatore, a monte di qualsiasi organo di intercettazione. La valvola va installata sulla tubazione di mandata del combustibile, anche in posizione verticale, rispettando il senso di flusso indicato dalla freccia, vedi figure seguenti.

Nell'installazione del dispositivo si devono adottare le opportune precauzioni affinché il capillare che collega il sensore alla valvola non venga schiacciato o curvato eccessivamente.

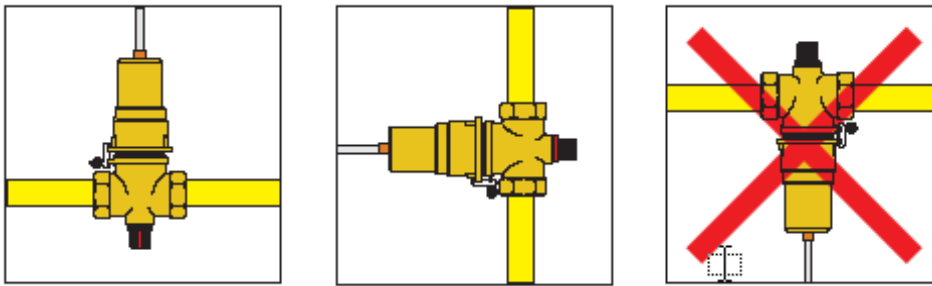


Figura 344: Installazione di una valvola di intercettazione del combustibile

Al fine di evitare manomissioni, od accidentali fuoriuscite del sensore, quest'ultimo deve essere piombato nel pozzetto.

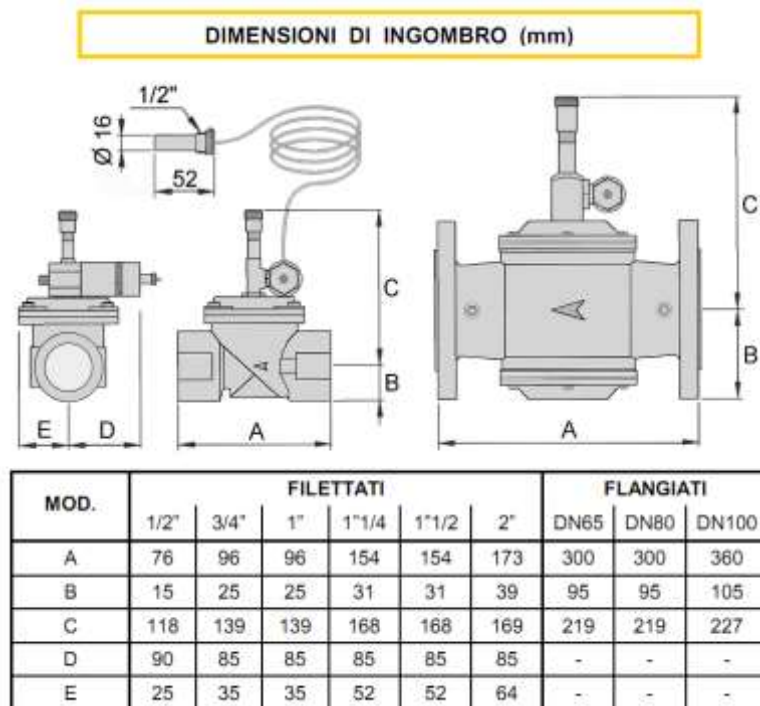


Figura 345: Catalogo tecnico per valvola di intercettazione del combustibile

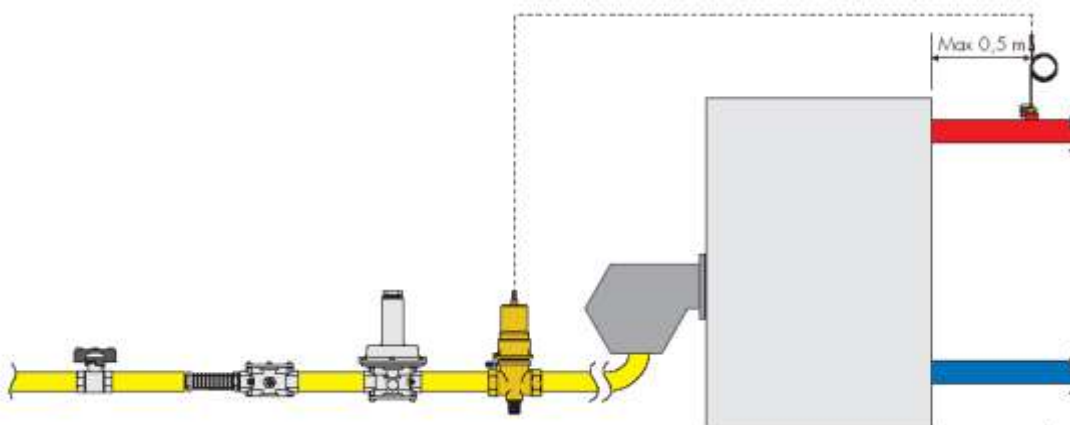


Figura 346: Corretta installazione della valvola di intercettazione

12. FLUIDI TERMOVETTORI

I fluidi termovettori principali sono l'acqua e l'aria; in alcuni impianti si servono anche di fluidi frigorigeni del tipo HCFC (*Hydro-cloro-fluoro-carbide*) utilizzati per gli impianti frigoriferi e a pompa di calore con terminali ad espansione diretta.

Vediamo qui brevemente le loro caratteristiche d'uso e le implicazioni progettuali per le reti di trasporto del fluido termovettore che qui abbiamo più volte chiamato *reti di distribuzione*.

12.1 CIRCUITI AD ACQUA - IDRONICI

E' il fluido più utilizzato, assieme all'aria, per le sue caratteristiche chimico-fisiche ottimali. Essa ha il maggior calore specifico a pressione costante (4186 J/kg.K), un'elevata massa volumica (1000 kg/m^3), è inodore, insapore, chimicamente non aggressiva, economica e facilmente reperibile. L'acqua può, quindi, essere facilmente trasportata con piccole sezioni di passaggio delle tubazioni: vale la relazione di continuità:

$$\dot{m} = \rho w S$$

con:

- ρ massa volumica, (kg/m^3),
- w velocità del fluido, (m/s),
- S sezione di passaggio del condotto, (m^2).

Ne consegue che, per data portata di fluido \dot{m} , si ha per l'acqua una sezione di passaggio circa 1000 volte inferiore, a parità di velocità w e portata, rispetto all'aria che ha $\rho = 1.27 \text{ kg/m}^3$. Ciò significa che i tubi per il trasporto dell'acqua, ad esclusione dei tronchi principali che debbono smaltire grosse portate, sono di dimensioni dell'ordine del *centimetro* e quindi in genere facilmente occultabili all'interno delle murature.

12.1.1 POMPA DI CIRCOLAZIONE

La potenza di pompaggio per le reti di distribuzione ad acqua risulta notevolmente inferiore, in condizioni di pari confronto, rispetto a quella delle reti ad aria (*Vedi Capitolo sulle Reti di distribuzione*). Risulta, infatti, che la potenza della pompa di circolazione è data dalla relazione:

$$P = \frac{\Delta p_{tot} \cdot \dot{m}}{\rho \cdot \eta_p} \quad (\text{W})$$

ove si ha:

- Δp_{tot} caduta di pressione totale ai capi della pompa di circolazione, (Pa),
- ρ massa volumica del fluido, (kg/m^3),
- \dot{m} portata massica del fluido, (m/s),
- η_p rendimento isoentropico di compressione della pompa.



Figura 347: Pompa di circolazione

Essendo ρ per l'acqua pari a 1000 kg/m^3 (numero *magico* da ricordare *sempre!*) contro 1.27 kg/m^3 nelle condizioni di esercizio delle reti di distribuzione dell'aria negli impianti di condizionamento si giustifica quanto sopra detto. Anche le dimensioni delle pompe sono inferiori rispetto alle *soffianti* per l'aria. Inoltre la circolazione dell'acqua, se la rete è stata correttamente progettata mantenendo le velocità del fluido basse (dell'ordine di $1\div 2 \text{ m/s}$), è anche meno rumorosa della circolazione dell'aria nei canali, soprattutto per effetto della non eccessiva rigidità dei canali rispetto a quella dei tubi in acciaio. Per altri argomenti sulle pompe di circolazione si rimanda ai manuali specializzati e ai dati forniti dalla Case Costruttrici.

12.1.2 SELEZIONE DELLA POMPA DI CIRCOLAZIONE

Per la selezione di una pompa di circolazione occorre conoscere la prevalenza massima necessaria per la rete di distribuzione dell'acqua ad essa collegata. Si utilizza, quindi, un abaco, fornito dal costruttore, che riporta le curve caratteristiche dei circolatori prodotti.

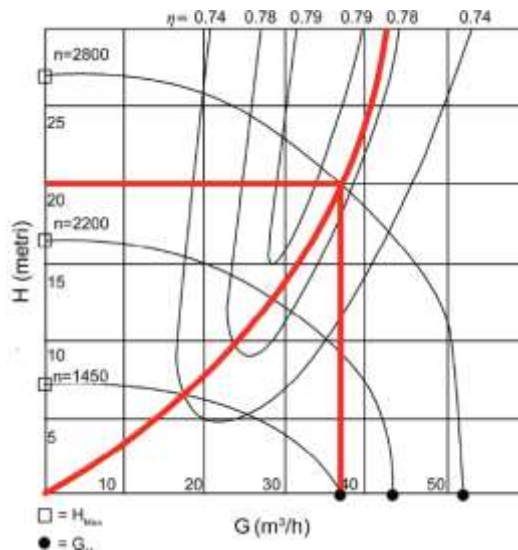


Figura 348: Curve caratteristiche di una pompa di circolazione

Il punto di lavoro della pompa è solitamente scelto sul cosiddetto ginocchio della curva caratteristica selezionata (di solito quella con reostato in posizione intermedia).

12.1.3 COLLETTORI DI CENTRALE

Molto spesso dalla centrale termica si dipartono più circuiti di alimentazione. In questo caso si utilizzano i collettori di centrale (*manifold*) che consistono in grossi tronchi di tubazione, di diametro opportuno, dai quali si dipartono i vari circuiti dell'impianto.

I collettori di centrale debbono praticamente fungere da nodo di partenza (o di arrivo) delle tubazioni dei vari circuiti senza produrre cadute di pressione. I circuiti sono di fatto in parallelo fra il nodo di partenza e quello di arrivo. Ricordando (vedi Volume 3°) che vale la relazione di Darcy sulle cadute di pressione:

$$\Delta p = k \frac{m^2}{d^5}$$

Le cadute di pressione sono proporzionali al quadrato delle portate e inversamente proporzionali alla quinta potenza dei diametri. Pertanto un diametro doppio rispetto ad un altro ha una caduta di pressione, a parità di tutto, di circa il 3,12% rispetto al primo.

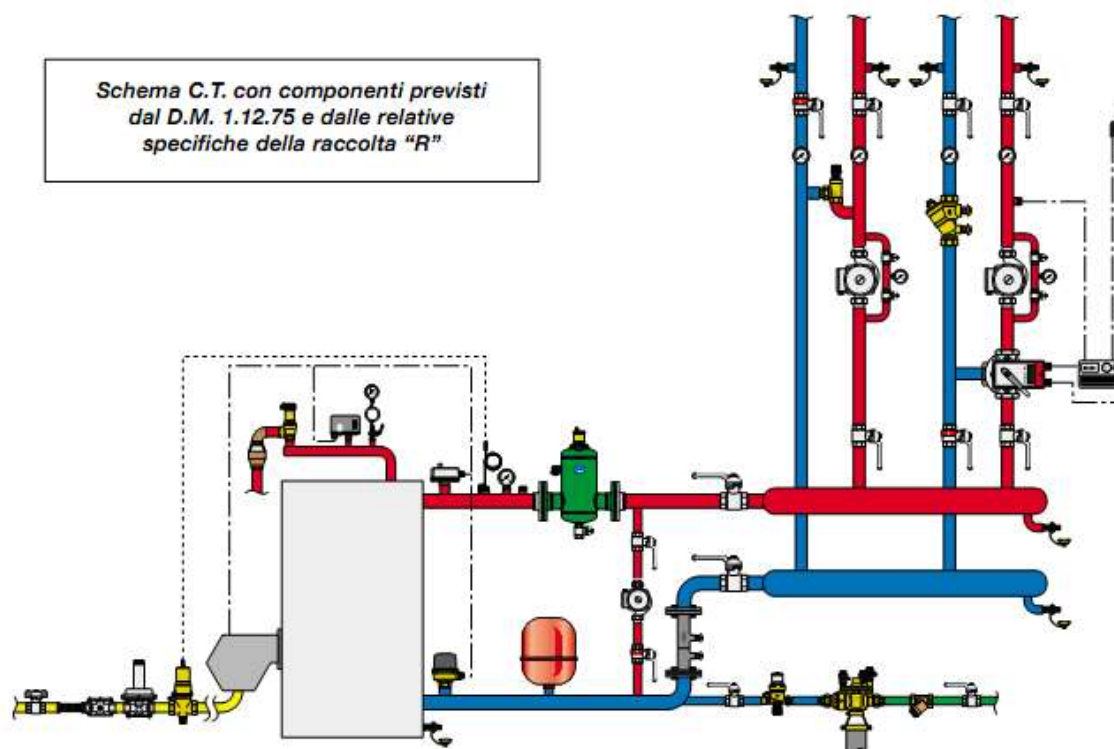


Figura 349: Esempio di centrale termica con collettori di centrale

Ne consegue che un collettore di centrale deve avere un diametro di almeno il doppio del maggiore diametro dei circuiti collegati. Così se il diametro maggiore dei circuiti è di 50 mm allora il collettore deve avere un diametro di almeno 100 mm.

Il collettore risulta lungo a sufficienza per contenere gli attacchi dei circuiti collegati e per l'inserimento della strumentazione di controllo (termometri e barometri).

Ha i fondi bombati ed un tubo di scarico. Per diametri fino a circa 3" si possono trovare collettori di centrali già pronti in commercio, per valori maggiori occorre costruirli sul posto. I collettori di centrale servono anche per i circuiti di acqua fredda in partenza dai refrigeratori d'acqua.



Figura 350: Esempi di collettori di centrale

12.1.4 SEPARATORI IDRAULICI

I separatori idraulici hanno la funzione di rendere indipendenti i vari circuiti dell'impianto onde evitare interferenze e disturbi reciproci. Si osservi la situazione di figura seguente.

Indichiamo con Δp la differenza di pressione fra i due collettori (di mandata e di ritorno). Man mano che si inseriscono le pompe varia la differenza di pressione fra i collettori.

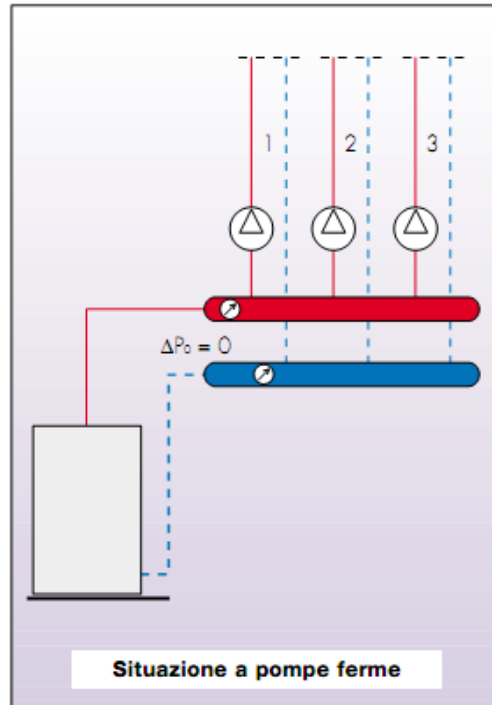


Figura 351: Situazione dei circuiti a pompe ferme

Con pompe tutte ferme il fluido all'interno delle tubazioni si mantiene fermo. Se attiviamo una pompa, vedi Figura, varia il Δp che risulta pari a quello creato dalla pompa per far circolare l'acqua nel suo circuito.

La stessa differenza di pressione si ha anche ai capi degli altri due circuiti con pompa ferma e questa può attivare una circolazione del fluido non desiderata.

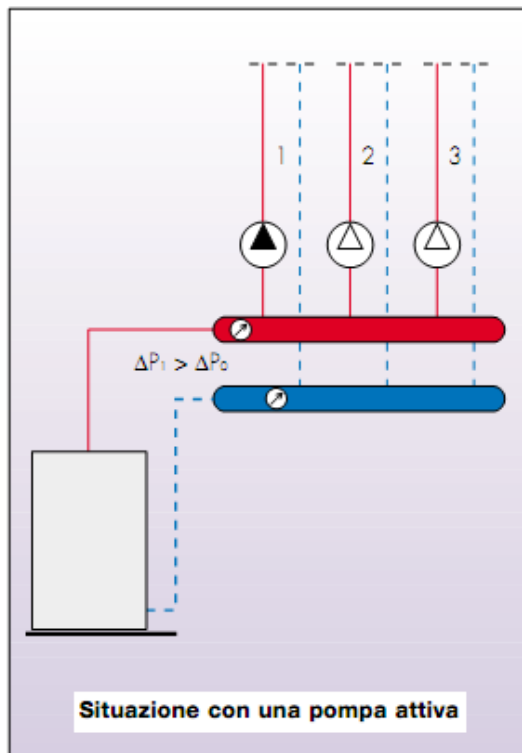


Figura 352: Situazione con una pompa attiva

Se vogliamo attivare la seconda pompa dobbiamo fare in modo che questa sopravvinca il Δp creato dalla prima pompa ed esistente fra i due collettori. L'attivazione della seconda pompa incrementa il Δp esistente fra i due collettori.

Se, infine, desideriamo attivare la terza pompa dobbiamo vincere il Δp creato dalle prime due pompe e comunque si incrementa il Δp fra i due collettori.

Possiamo concludere che l'inserimento delle pompe presenti nei circuiti che si dipartono dai collettori di centrale incrementa il Δp e al tempo stesso si crea un'interferenza fra i vari circuiti.

Le interferenze dipendono dalle caratteristiche delle varie pompe. In particolare la presenza di pompe grandi e piccole può rendere quest'ultime incapaci di attivarsi perché non ce la fanno a vincere il Δp delle pompe grandi. Questo stato di impotenza può portare anche alla bruciatura delle pompe.

Le cose migliorano e i circuiti si stabilizzano modificando lo schema di figura inserendo un separatore idraulico, come indicato in figura. Il separatore idraulico è un grosso cilindro che ha il compito di annullare, praticamente, le cadute di pressione fra il circuito di mandata e quello di ritorno. Per conseguenza il Δp fra la mandata ed il ritorno dei collettori di centrale è pari alla caduta di pressione del separatore idraulico. Questo valore è bassissimo, quasi nullo. Questo dispositivo, pertanto, equalizza i circuiti evitando i fenomeni di interferenze anzidette. Fra l'altro i Δp delle pompe non devono più considerare le cadute di pressione del circuito di caldaia perché quasi nulle. Si annullano anche i problemi di bilanciamento dei circuiti. Il separatore idraulico deve, tuttavia, evitare il by pass fra la mandata e il ritorno dell'acqua calda e quindi debbono essere progettati e costruiti in modo opportuno. Esso deve creare una zona a ridotta perdita di carico per rendere indipendenti i circuiti delle pompe a valle.

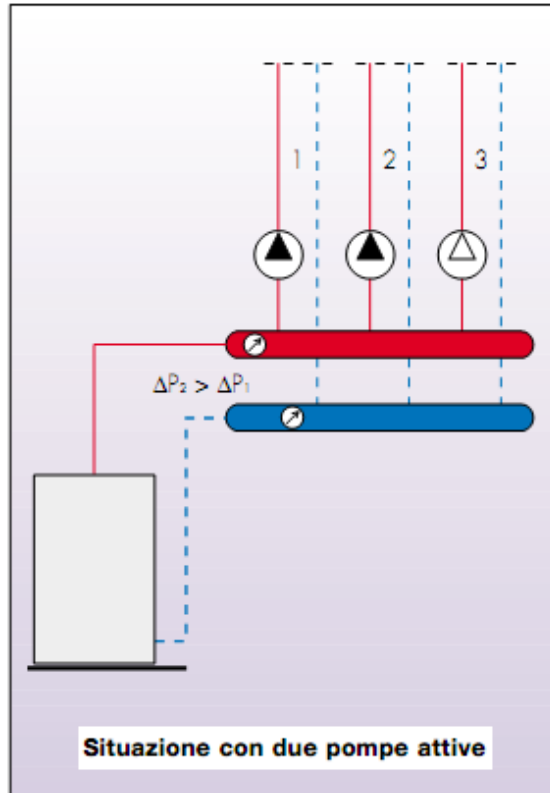


Figura 353: Situazione con due pompe attive

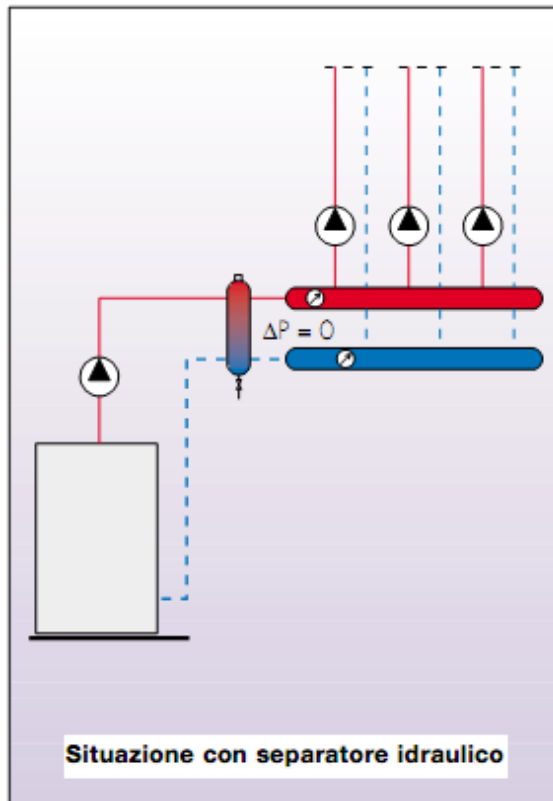


Figura 354: Situazione con separatore idraulico

Con riferimento alla figura, al variare delle portate del circuito primario e secondario si hanno le situazioni della figura seguente.

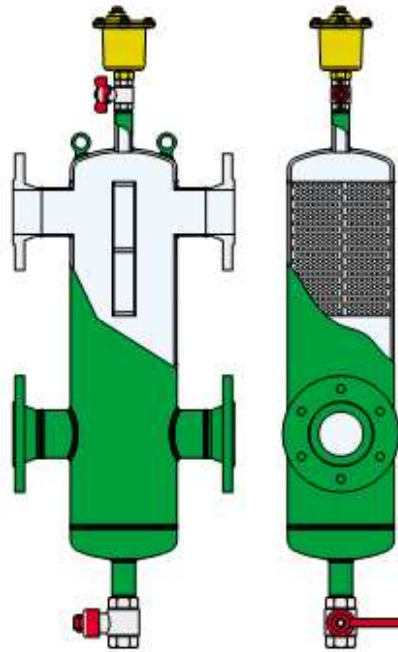


Figura 355: Separatore idraulico

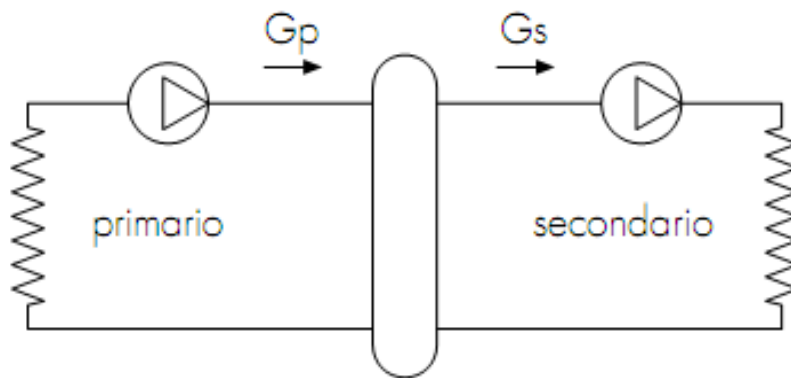


Figura 356: Schema di funzionamento di un separatore idraulico

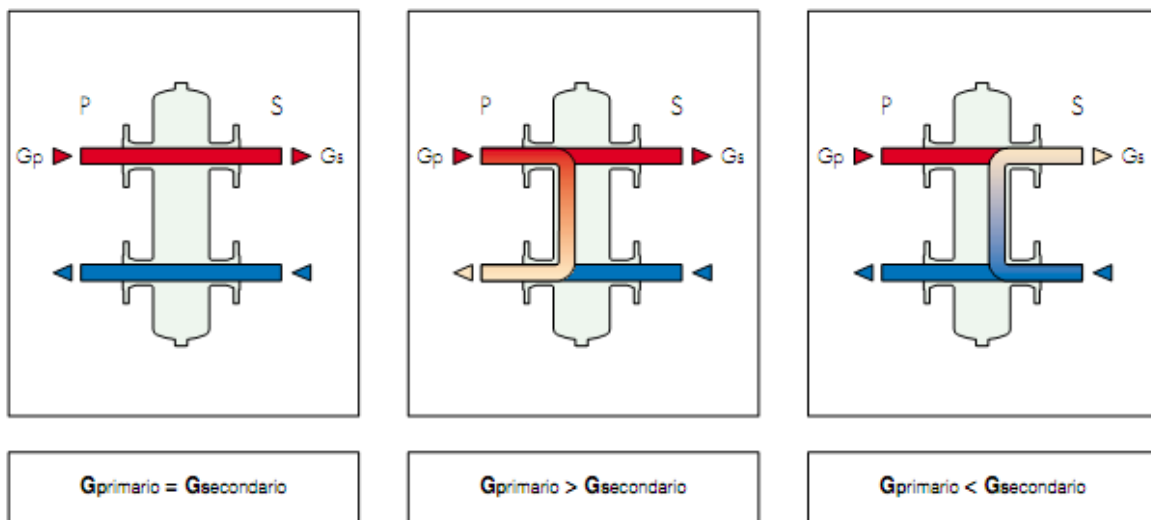


Figura 357: Funzione di separazione in funzione delle portate

12.2 CIRCUITI AD ARIA - AERAILICI

Anche l'aria è utilizzata moltissimo negli impianti termici per le sue caratteristiche chimico-fisiche ben conosciute e per le sue qualità termofisiche. Certo rispetto all'acqua, come già osservato nel precedente paragrafo, si hanno condizioni meno favorevoli ma la diffusione dell'aria nell'atmosfera, la mancanza di pericolosità negli impianti in caso di fughe e il grado di affidabilità che deriva dal suo uso la rendono un fluido termovettore indispensabile e tecnicamente vantaggioso.

Valgono tutte le osservazioni già fatte in precedenza e che qui si riassumono.

- Le dimensioni dei canali sono, per effetto della legge di continuità, non trascurabili e in ogni caso grandi rispetto a quelle corrispondenti per l'acqua. Le dimensioni dei tratti terminali sono dell'ordine di 30x40 cm² mentre i tronchi principali possono avere dimensioni dell'ordine di 2÷3 m di larghezza e di 60÷100 cm di altezza (con riferimento alle sezioni rettangolari). Pertanto, e lo ribadisce ancora una volta con forza, i canali d'aria non sono mascherabili facilmente nelle strutture edilizie ma richiedono sempre uno studio attento ed accurato dei passaggi (a soffitto o a parete) al piano e nell'attraversamento dei piani (cavedi tecnici). Un progetto architettonico che non preveda accuratamente questi spazi è destinato ad avere mutilazioni e superfetazioni visibili ed antiestetiche. Si guardi con attenzione la Figura dove si hanno, in scala esecutiva, le dimensioni dei canali per un semplice appartamento. Si pensi alle dimensioni dei canali nei tronchi principali di un grande edificio (scuola, ospedale, uffici, ...): non si può più nascondere tutto con qualche controsoffitto ma occorre prevedere fin dall'inizio della fase progettuale le vie di passaggio, orizzontali e verticali, di canali di dimensioni di metri!
- La potenza di soffiaggio non è trascurabile (rispetto a quella delle reti ad acqua a pari condizioni) e le dimensioni delle soffianti sono notevoli e richiedono più attenzione progettuale.
- Le dimensioni delle superfici di scambio termico, per effetto della trasmittanza termica minore, sono ben maggiori di quelle per l'acqua.

Va qui osservato che spesso gli impianti di climatizzazione debbono utilizzare l'aria quale fluido termovettore per soddisfare alle esigenze di ricambio d'aria imposto dalle norme per i locali pubblici.

Ad esempio per le scuole le norme prevedono che si abbiano ricambi orari variabili da 2.5 a 5. Ciò significa che, oltre al riscaldamento e alla climatizzazione in genere, occorre garantire un ricambio d'aria fisiologico non indifferente e in ogni caso non più ottenibile per ricambio naturale attraverso i battenti sottoporta e attraverso le aperture casuali degli infissi.

Un'aula di dimensioni 6x6x3= 54 m³ richiede una portata di ventilazione, nel caso di scuole superiori con $n=5$, pari a ben 270 m³/h e quindi è necessario avere un impianto di ventilazione. Ma allora perché non utilizzare quest'impianto anche per il riscaldamento? L'aria di riscaldamento può anche essere di ventilazione (è uno dei punti di forza di questo tipo di impianti!) e quindi sorge spontanea la necessità di impianti di termoventilazione ad aria.

12.2.1 UNITÀ DI TRATTAMENTO ARIA (UTA)

Le unità di trattamento aria (UTA) possono essere presenti negli impianti di riscaldamento quando si utilizza l'aria come fluido termovettore, si hanno, pertanto, gli impianti di termoventilazione.

Questi si rendono spesso necessari quando bisogna assicurare un ricambio d'aria elevato ($n > 0,5$ e quindi per edifici non residenziali) come, ad esempio, nelle scuole di ogni grado, negli uffici, negli ospedali, nei tribunali, ...

La termoventilazione è spesso associata ad impianti di condizionamento estivi (raffrescamento estivo) e pertanto le UTA si selezionano per entrambe le esigenze impiantistiche.

Le UTA si possono considerare tratti di canali d'aria attrezzati con dispositivi atti ad effettuare le trasformazioni psicrometriche dell'aria necessarie per la climatizzazione. Si vedranno nel Volume 2° queste trasformazioni, per il momento consideriamo le UTA invernali. Solitamente queste contengono al loro interno la sezione di plenum, la sezione filtrante, la batteria di riscaldamento (si esclude per il momento il condizionamento invernale che sarà visto in seguito) ed una sezione ventilante.

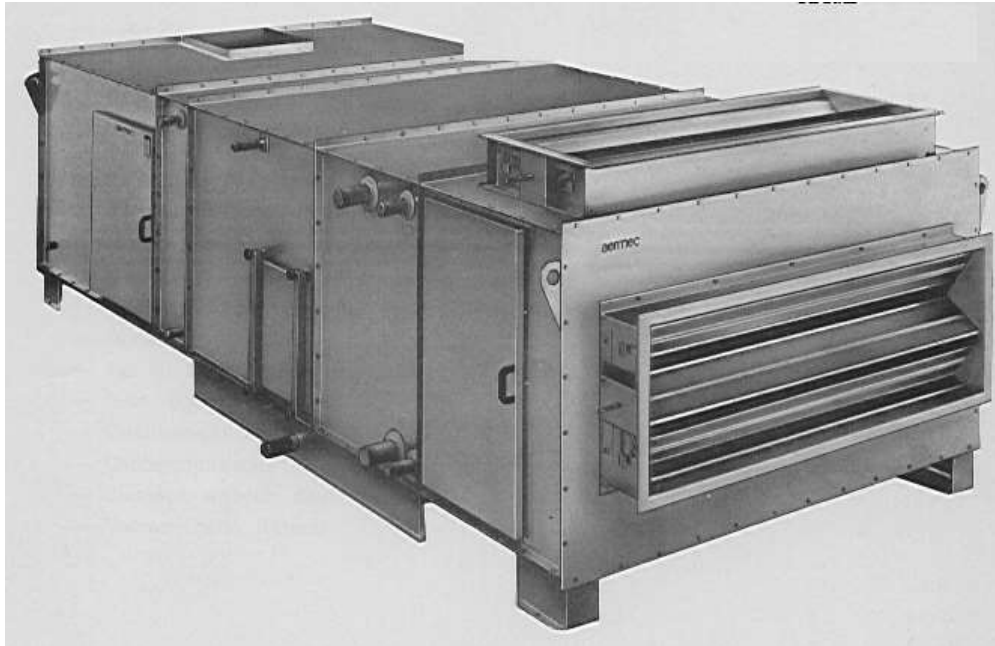


Figura 358: Esempio di Unità di Trattamento Aria

12.2.2 SELEZIONE DELL'UTA

La selezione dell'UTA viene eseguita conoscendo la portata totale di aria da trattare ed imponendo la velocità di attraversamento della stessa. In pratica si applica la nota relazione di continuità:

$$\dot{m} = \rho w S$$

ove:

- ρ è la densità dell'aria (standard 1,29 kg/m³);
- w è la velocità dell'aria nel condotto, m/s;
- S è la sezione di passaggio del condotto, m².

Da questa relazione, nota \dot{m} e w si calcola S .

Tuttavia i costruttori forniscono le UTA con sezioni imposte da serie costruttive e pertanto la sezione di passaggio viene imposta secondo tali serie.

La velocità di attraversamento viene imposta fra 1,5 e 3,5 m/s tenendo presente che una velocità bassa porta ad avere sezioni maggiori ma rumorosità inferiore. L'esperienza e le esigenze impiantistiche indicheranno il valore ottimale (solitamente 2,5 m/s). In figura seguente si ha un esempio di abaco per la selezione della sezione effettiva dell'UTA, cioè della sua "classe". Qualche volta si utilizzano tabelle come quella riportata in tabella.

Una volta selezionata la sezione effettiva di passaggio, cioè la sua classe, tutte le apparecchiature all'interno dell'UTA avranno la stessa sezione di passaggio e pertanto il Costruttore è in grado di fornire tutte le sezioni della stessa classe.

m³/h	velocità (m/s)				Modello	Sezione frontale (mm. B x H)	Componenti interni					
	5	4	3	2			1	Testate e Miscela	Filtrazione	Recupero calore	Riscaldamento raffreddamento deumidificazione	Umidificazione
1000					KK01	670 x 590	1	2	3	4	5	6
2000					KK02	760 x 670	1	2	3	4	5	6
3000					KK03	840 x 760	1	2	3	4	5	6
4000					KK04	1090 x 760	1	2	3	4	5	6
5000					KK05	1390 x 760	1	2	3	4	5	6
6000					KK06	1090 x 1090	1	2	3	4	5	6
7000					KK08	1390 x 1090	1	2	3	4	5	6
8000					KK11	1390 x 1390	1	2	3	4	5	6
9000					KK14	1590 x 1390	1	2	3	4	5	6
10000					KK19	2090 x 1390	1	2	3	4	5	6
15000					KK25	2090 x 1730	1	2	3	4	5	6
20000					KK30	2090 x 2090	1	2	3	4	5	6
25000					KK35	2310 x 2090	1	2	3	4	5	6
30000					KK40	2810 x 2090	1	2	3	4	5	6
35000					KK45	3190 x 2090	1	2	3	4	5	6
40000					KK50	3420 x 2090	1	2	3	4	5	6
45000					KK60	4030 x 2090	1	2	3	4	5	6
50000							1	2	3	4	5	6
55000							1	2	3	4	5	6
60000							1	2	3	4	5	6
65000							1	2	3	4	5	6
70000							1	2	3	4	5	6
75000							1	2	3	4	5	6
80000							1	2	3	4	5	6
85000							1	2	3	4	5	6
90000							1	2	3	4	5	6
95000							1	2	3	4	5	6
100000							1	2	3	4	5	6
105000							1	2	3	4	5	6
110000							1	2	3	4	5	6

NB: Per esecuzioni con pannellatura sp. 48mm aumentare le quote della sezione frontale di 20mm.

Figura 359: Abaco di selezione dell'UTA e dei suoi componenti interni

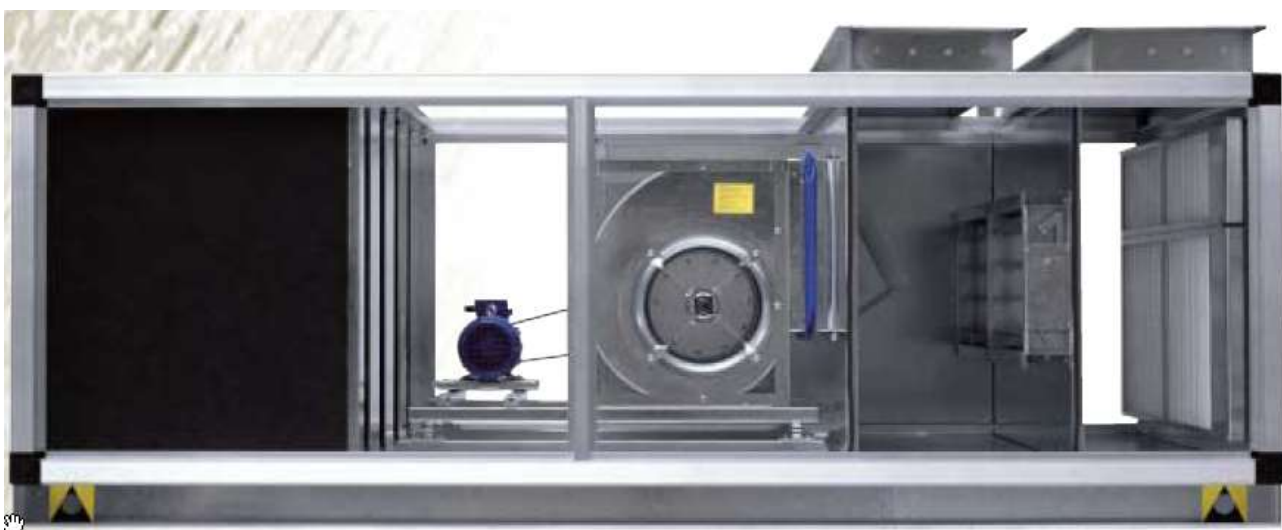


Figura 360: Sezione di un'UTA

12.2.3 SELEZIONE DELLE BATTERIE DI RISCALDAMENTO

Le batterie di riscaldamento sono di tipo con tubi in rame ed alette in alluminio. Sono alimentate con acqua calda e riscaldano l'aria che le attraversa trasversalmente.

La potenzialità termica della batteria viene calcolata come un normale scambiatore e dipende dalle temperature di ingresso e di uscita dei fluidi di scambio (acqua all'interno ed aria all'esterno). Vengono fornite tabelle o abachi per la selezione delle batterie in funzione anche del numero dei ranghi.

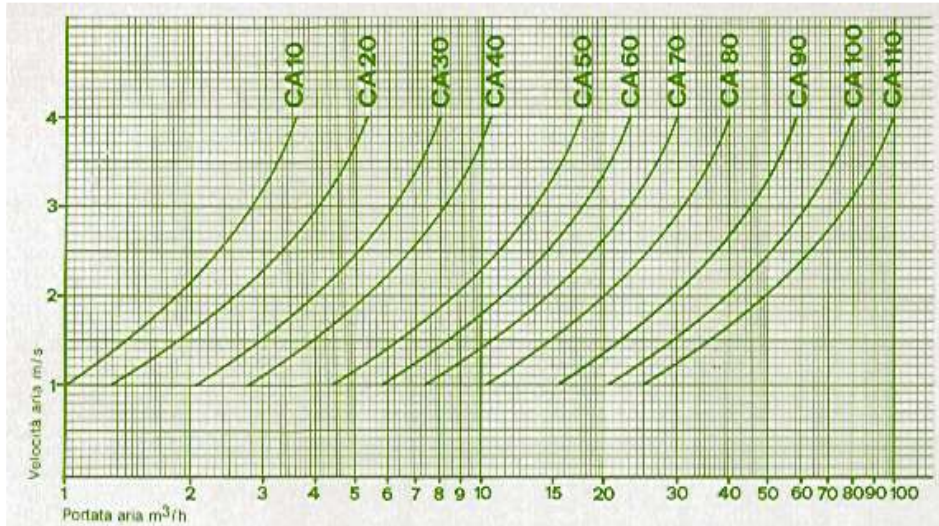


Figura 361: Abaco di selezione di un'UTA

GRANDEZZA SIZE	dimensioni dimensions L x H	sezione section Sb mq	portata aria x V (m/sec) air flow x V (m/sec)								
			2	2,25	2,5	2,75	3	3,25	3,5	3,75	4
CTL 20	800 x 650	0,24	1.754	1.973	2.192	2.412	2.631	2.850	3.069	3.289	3.508
CTL 30	1050 x 650	0,33	2.389	2.688	2.985	3.285	3.583	3.882	4.181	4.479	4.778
CTL 40	1300 x 700	0,42	3.024	3.402	3.780	4.158	4.536	4.914	5.292	5.670	6.048
CTL 50	1050 x 800	0,48	3.456	3.888	4.320	4.752	5.184	5.616	6.048	6.480	6.912
CTL 60	1300 x 800	0,60	4.320	4.860	5.400	5.940	6.480	7.020	7.560	8.100	8.640
CTL 70	1650 x 800	0,75	5.400	6.075	6.750	7.425	8.100	8.775	9.450	10.125	10.800
CTL 80	1300 x 1050	0,84	6.048	6.804	7.560	8.316	9.072	9.828	10.584	11.340	12.096
CTL 100	1650 x 1050	1,05	7.560	8.505	9.450	10.395	11.340	12.285	13.230	14.175	15.120
CTL 120	1800 x 1050	1,26	9.072	10.206	11.340	12.474	13.608	14.742	15.876	17.010	18.144
CTL 140	2050 x 1050	1,47	10.584	11.907	13.230	14.553	15.876	17.199	18.522	19.845	21.168
CTL 160	1550 x 1300	1,35	9.720	10.935	12.150	13.365	14.580	15.795	17.010	18.225	19.440
CTL 170	1800 x 1300	1,62	11.664	13.122	14.580	16.038	17.496	18.954	20.412	21.870	23.328
CTL 200	2050 x 1300	1,89	13.608	15.309	17.010	18.711	20.412	22.113	23.814	25.515	27.216
CTL 220	2300 x 1300	2,16	15.552	17.496	19.440	21.384	23.328	25.272	27.216	29.160	31.104
CTL 240	1800 x 1550	1,98	14.256	16.038	17.820	19.602	21.384	23.166	24.948	26.730	28.512
CTL 250	2050 x 1550	2,31	16.632	18.711	20.790	22.869	24.948	27.027	29.106	31.185	33.264
CTL 270	2300 x 1550	2,64	19.008	21.384	23.760	26.136	28.512	30.888	33.264	35.640	38.016
CTL 300	2550 x 1550	2,90	20.909	23.522	26.136	28.750	31.363	33.977	36.590	39.204	41.818
CTL 340	2800 x 1550	3,23	23.285	26.195	29.106	32.017	34.927	37.838	40.748	43.659	46.570
CTL 350	2300 x 1800	3,12	22.464	25.272	28.080	30.888	33.696	36.504	39.312	42.120	44.928
CTL 360	2550 x 1800	3,43	24.710	27.799	30.888	33.977	37.066	40.154	43.243	46.332	49.421
CTL 380	2800 x 1800	3,82	27.518	30.958	34.398	37.838	41.278	44.717	48.157	51.597	55.037
CTL 450	3050 x 1800	4,21	30.326	34.117	37.908	41.699	45.490	49.280	53.071	56.862	60.653
CTL 480	2550 x 2050	3,96	28.512	32.076	35.640	39.204	42.768	46.332	49.896	53.460	57.024
CTL 510	2800 x 2050	4,41	31.752	35.721	39.690	43.659	47.628	51.597	55.566	59.535	63.504
CTL 530	3050 x 2050	4,86	34.992	39.366	43.740	48.114	52.488	56.862	61.236	65.610	69.984
CTL 570	2800 x 2300	5,00	35.986	40.484	44.982	49.480	53.978	58.477	62.975	67.473	71.971
CTL 600	3050 x 2300	5,51	39.658	44.615	49.572	54.529	59.486	64.444	69.401	74.358	79.315
CTL 700	3050 x 2550	6,16	44.323	49.864	55.404	60.944	66.485	72.025	77.566	83.106	88.646
CTL 800	3800 x 2550	7,98	57.456	64.638	71.820	79.002	86.184	93.366	100.548	107.730	114.912
CTL 900	4300 x 2550	9,12	65.664	73.872	82.080	90.288	98.496	106.704	114.912	123.120	131.328
CTL 1000	4800 x 2550	10,26	73.872	83.106	92.340	101.574	110.808	120.042	129.276	138.510	147.744

Tabella 53: Tabella di selezione di un'UTA

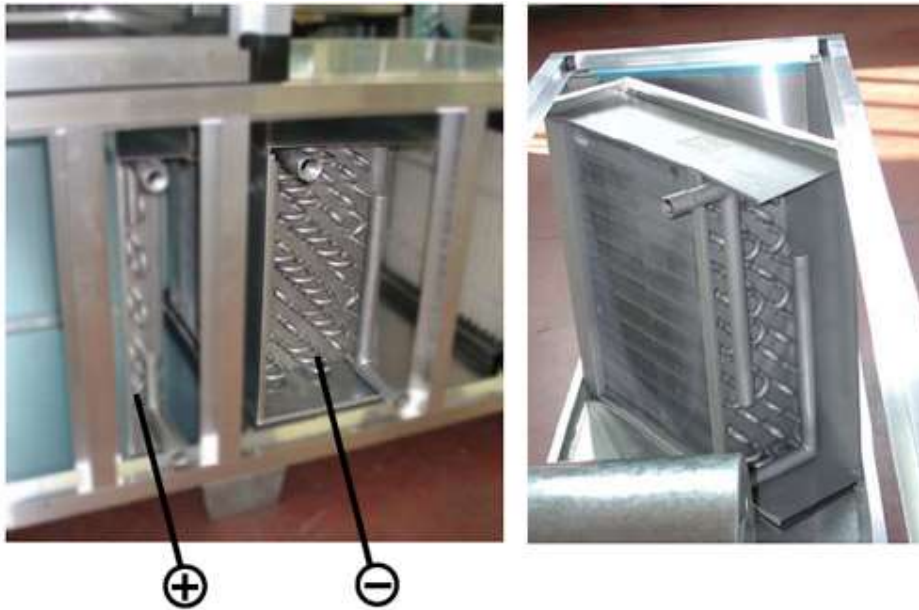


Figura 362: Vista delle batterie di scambio all'interno dell'UTA

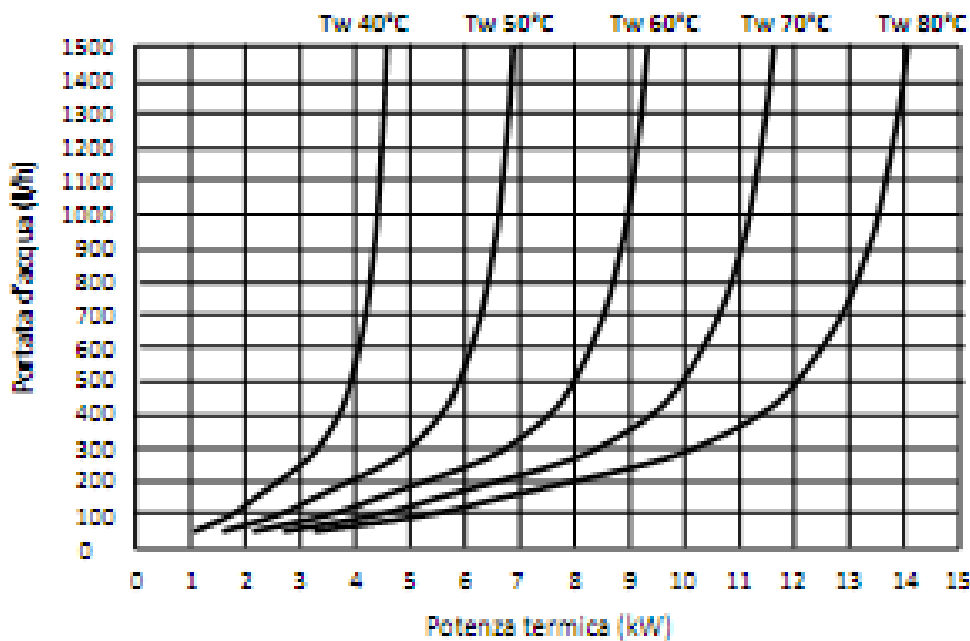


Figura 363: Abaco di selezione delle batterie calde

12.2.4 SELEZIONE DEL VENTILATORE

Negli impianti di termoventilazione o in quelli ad aria primaria si hanno reti di distribuzione dell'aria, ciascuna alimentata da un ventilatore di mandata posto all'interno di un'Unità di Trattamento Aria (UTA).

La selezione delle UTA viene meglio sviluppata nel Volume 2° sul Condizionamento. Per la selezione del ventilatore dell'aria, scelta la tipologia di ventilatore (a pale in avanti, a pale rovesce ed elicoidale) si utilizzano le curve caratteristiche messe a disposizione dal costruttore. In questo caso si ha una famiglia di curve al variare della velocità del ventilatore.

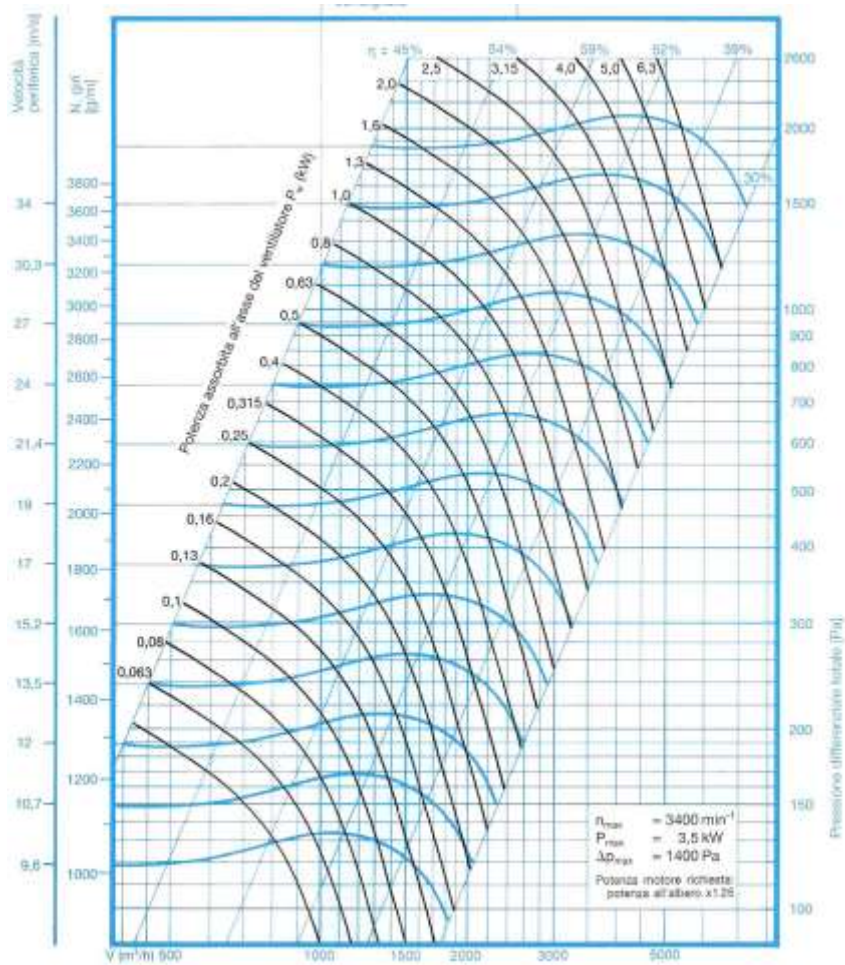


Figura 364: Curve caratteristiche di un ventilatore di mandata

Nella scelta del ventilatore occorre conoscere la differenza di pressione in uscita, Δp utile, e cercare un punto di lavoro nella zona di massima efficienza.

Poiché i ventilatori sono rumorosi (Vedi Volume 5°) e questa rumorosità si trasmette nei canali e quindi negli ambienti, è bene selezionare il ventilatore con un basso numero di giri.

13. SISTEMI DI PROTEZIONE DELLE RETI

13.1 DILATATORI TERMICI

Quando le tubazioni sono percorse dal fluido caldo queste si allungano per effetto della dilatazione termica, per tanto bisogna tenerne conto.

Notare, che la dilatazione è indipendente dal diametro e dallo spessore delle pareti dei tubi, è invece dipendente dal tipo di materiale di cui sono costituite.

Il calcolo della dilatazione termica di qualsiasi tubazione si esegue con estrema facilità tramite l'applicazione della formula seguente:

$$D_l = k_d \Delta t L_g$$

ove :

- D_l è la dilatazione, in mm, per metro lineare di tubazione;
- k_d coefficiente di dilatazione termica della tubazione (0,012 per l'acciaio);
- Δt escursione termica, °C;
- L_g lunghezza del tratto di tubazione in metri.

Per i vari materiali si hanno i coefficienti indicati nella seguente tabella.

SALTO TERMICO Δt °C	DILATAZIONI TERMICHE «mm» PER METRO LINEARE DI TUBO	
	TUBI DI ACCIAIO	TUBI DI RAME
45 °C	----- 0,54 -----	----- 0,74 -----
50 °C	----- 0,60 -----	----- 0,83 -----
55 °C	----- 0,66 -----	----- 0,91 -----
60 °C	----- 0,72 -----	----- 1,00 -----
65 °C	----- 0,78 -----	----- 1,08 -----
70 °C	----- 0,84 -----	----- 1,16 -----
75 °C	----- 0,90 -----	----- 1,24 -----
80 °C	----- 0,96 -----	----- 1,33 -----
85 °C	----- 1,02 -----	----- 1,41 -----
90 °C	----- 1,08 -----	----- 1,50 -----
95 °C	----- 1,14 -----	----- 1,58 -----
100 °C	----- 1,20 -----	----- 1,66 -----

Tabella 54: Coefficienti di dilatazione al variare della temperatura

13.2 VINCOLI DELLE TUBAZIONI

Vi sono dispositivi meccanici che servono ad equilibrare le forze, statiche e dinamiche, che normalmente agiscono sulle reti di distribuzione. Forze di natura statica sono il peso proprio dei tubi, il peso del fluido in essi contenuto e il peso di eventuali apparecchiature e accessori (raccordi, valvole, pompe, rivestimenti, ecc ...). Forze di natura dinamica sono, invece, quelle che derivano dalle dilatazioni termiche dei tubi. I vincoli delle tubazioni devono essere disposti in modo da evitare:

- sollecitazioni troppo elevate, specie in prossimità di attacchi flangiati e di saldature;
- percorsi a onda, che possono causare sacche d'aria (negli impianti di riscaldamento) e depositi di acqua condensata (negli impianti a vapore).
- In base al tipo di azione esercitata, i vincoli si possono così classificare:
- punti fissi, servono a "bloccare" le tubazioni nei punti voluti;
- guide, permettono lo spostamento dei tubi in una sola direzione;
- appoggi o sostegni, hanno esclusivamente il compito di sostenere il peso delle tubazioni.

13.2.1 PUNTI FISSI

Sono vincoli che bloccano le tubazioni in modo da impedire qualsiasi movimento. Si possono classificare in punti fissi principali e punti fissi secondari.

13.2.2 PUNTI FISSI PRINCIPALI

Si trovano all'inizio e alla fine dell'impianto, vedi Figura 365, come pure nei tratti con curve. Devono essere dimensionati in modo da poter resistere all'azione delle seguenti forze:

- spinte conseguenti alla deformazione dei dilatatori (per i dilatatori artificiali, il valore di tale spinta è in genere fornito dal costruttore);
- resistenza dovuta agli attriti delle guide che sono comprese fra il compensatore e il punto fisso;
- spinta dovuta alla pressione del fluido (praticamente da considerarsi solo in impianti a vapore o ad acqua surriscaldata);
- forza centrifuga indotta dalla velocità del fluido (generalmente questa spinta si considera solo per tubazioni che hanno diametro superiore a 300 mm).

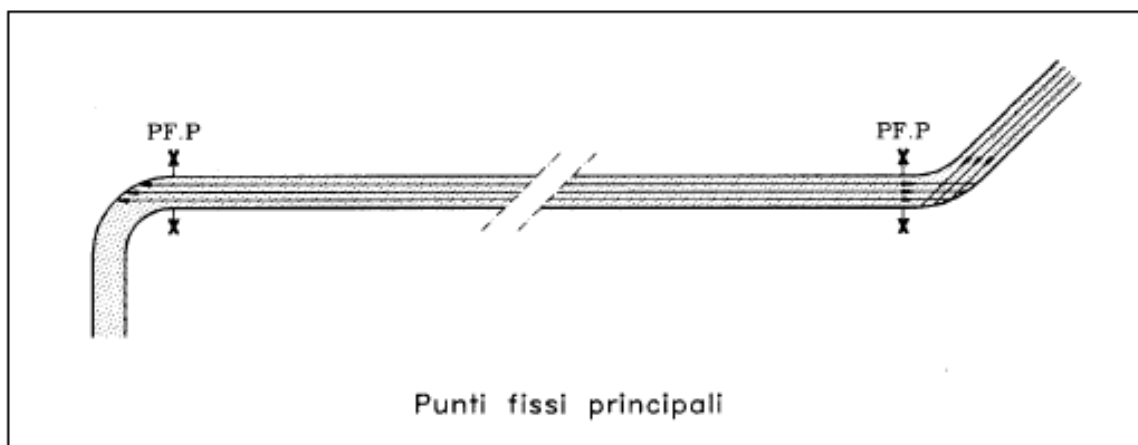


Figura 365: Schematizzazione dei punti fissi principali

13.2.3 PUNTI FISSI SECONDARI O INTERMEDI

Sono posti su tubazioni rettilinee con lo scopo di suddividere queste in tratti di minor lunghezza, aventi ciascuno una dilatazione propria.

Se si utilizzano compensatori artificiali, la lunghezza dei tratti compresi fra due punti fissi è generalmente scelta in base alla corsa massima dei compensatori stessi. I punti fissi secondari devono resistere alle spinte conseguenti alla deformazione dei dilatatori e alla resistenza dovuta agli attriti delle guide.

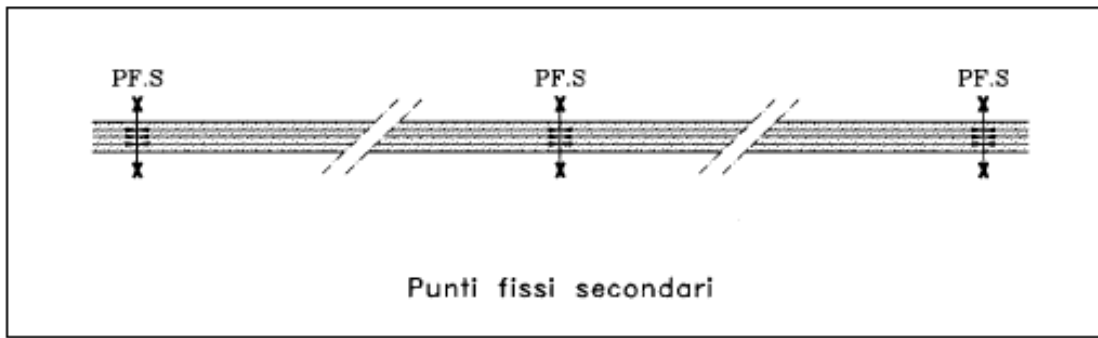


Figura 366; Schematizzazione dei punti fissi secondari

13.2.4 GUIDE

Sono vincoli che consentono alle tubazioni di muoversi solamente lungo una direzione prefissata. In base al tipo di scorrimento, si possono classificare in guide ad attrito radente e in guide ad attrito volvente. Le guide ad attrito radente scorrono per strisciamento sulle superfici di appoggio. Le guide ad attrito volvente si muovono, invece, su appositi rulli e consentono spostamenti più uniformi. Sono da preferirsi per i tubi di grande diametro.

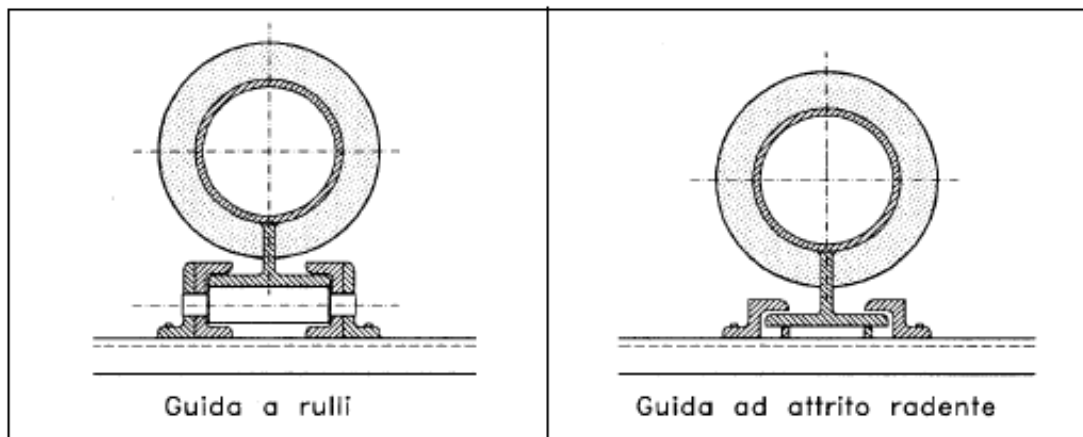


Figura 367: Esempi di guide

13.2.5 APPOGGI E SOSTEGNI

Sono vincoli che lasciano alle tubazioni la possibilità di muoversi assialmente e lateralmente. Gli appoggi lavorano in compressione e scaricano il peso dei tubi su travi o mensole di supporto.

I sostegni sono vincoli che lavorano in trazione e tengono sospesi i tubi mediante collari pensili.

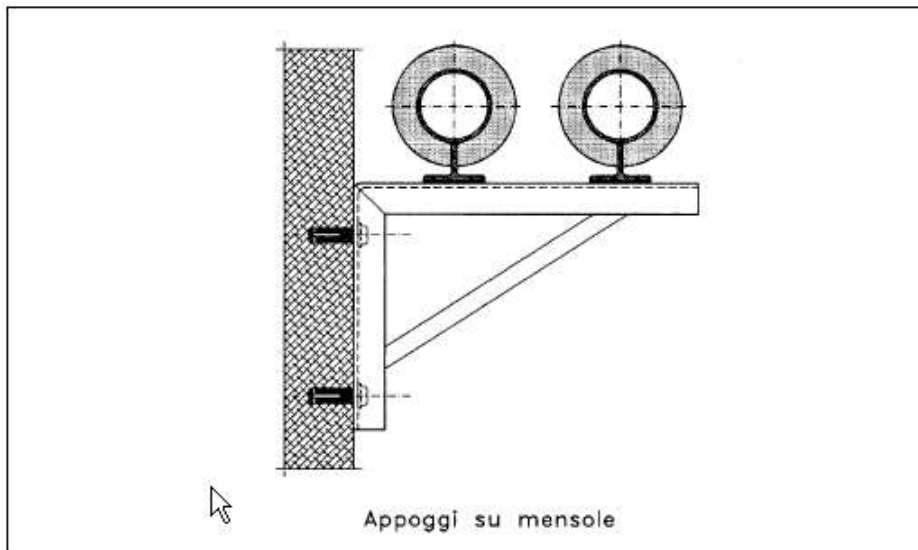


Figura 368: Esempi di sostegni a mensola

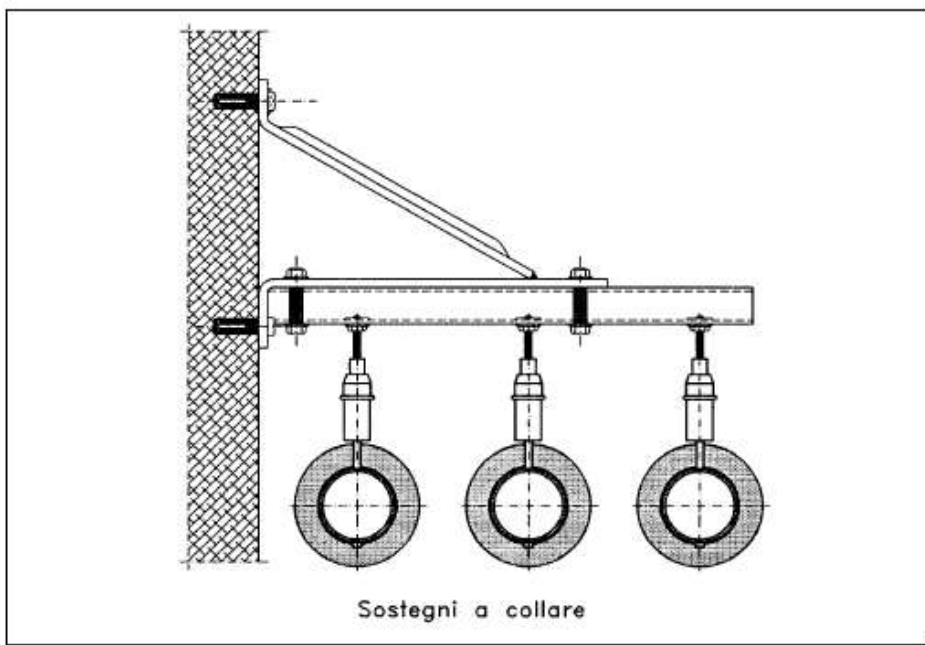


Figura 369: Esempi di sostegni a collare

Ulteriori informazioni sui sistemi di protezione delle reti si possono trovare nel vol. 5° per le reti tecnologiche.

14. RECUPERATORI DI CALORE

14.1 I RECUPERATORI DI CALORE

In alcune zone climatiche (dalla zona C in su) è obbligatorio recuperare il calore dell'aria calda espulsa dagli ambienti. Negli impianti a Ventilazione Meccanica Controllata (VMC) è utile recuperare l'energia di ventilazione mediante opportuni scambiatori di calore detti recuperatori di calore.

Va tuttavia osservato che l'utilizzo di questi dispositivi richiede l'installazione di una rete di ripresa dell'aria dagli ambienti per riportarla nell'UTA.

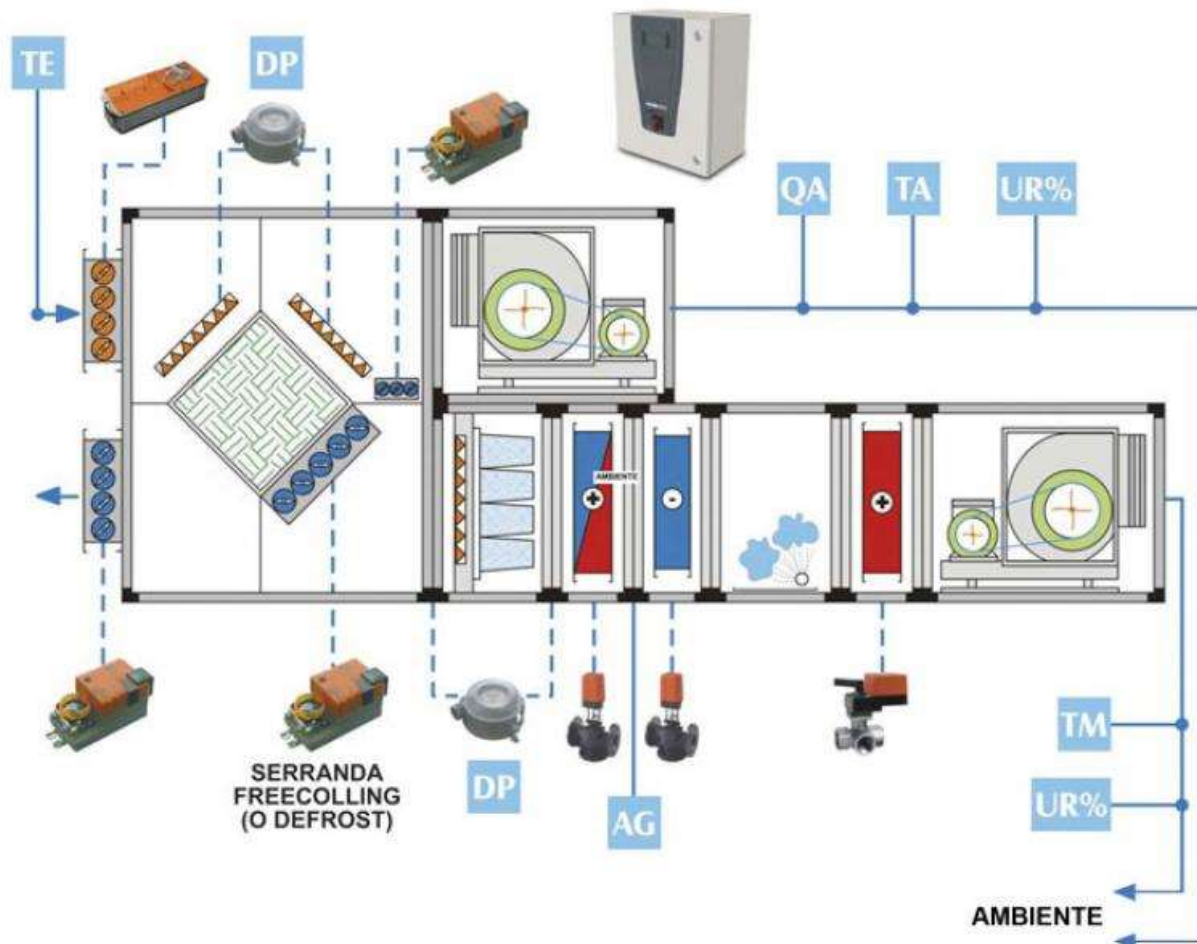


Figura 370: Unità di Trattamento Aria con recuperatore termico

Il concetto del recupero termico è utilizzato anche per il condizionamento invernale. Le unità di recupero termico sono scambiatori ad aria a doppio flusso, come indicato in figura seguente. In figura si può osservare come è fatto internamente questo scambiatore di calore.

L'aria viziata estratta viene filtrata prima di entrare nello scambiatore di calore, passa poi attraverso lo scambiatore di calore in controcorrente a flusso incrociato e viene infine evacuata mediante un ventilatore.

Anche l'aria esterna viene filtrata nell'apparecchio di ventilazione, nello scambiatore di calore in controcorrente a flusso incrociato assorbe l'energia dell'aria viziata estratta e viene condotta nelle stanze da un secondo ventilatore.

In generale gli scambiatori di calore si differenziano fra scambiatori di recupero e scambiatori rigenerativi.

14.1.1 RECUPERATORI CON SCAMBIATORI DI RECUPERO TERMICO

Fra gli scambiatori di **recupero** ci sono gli scambiatori di calore a piastre come gli scambiatori di calore a flusso incrociato, gli scambiatori di calore in controcorrente e gli scambiatori di calore in controcorrente a flusso incrociato nei quali i flussi si scambiano solo energia e non entrano mai in contatto fra di loro.

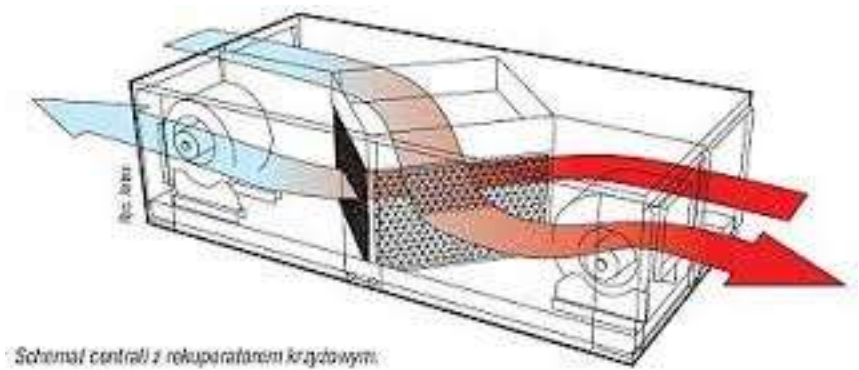


Figura 371

Solo con il flusso incrociato è possibile raggiungere un'efficienza di recupero termico nettamente superiore al 60%. L'efficienza di recupero termico raggiunta dipende innanzitutto dalle dimensioni delle superfici dello scambiatore di calore. La superficie di un modello a piastre può essere esattamente la stessa dei modelli a nido d'ape o con condotti quadrati.



Figura 372: Schema di installazione di un recuperatore di calore

Tale sistema garantisce immediatamente una sensibile diminuzione delle spese di riscaldamento. Infatti, lo scambiatore di calore integrato nell'apparecchio di ventilazione utilizza più del 90% del calore dell'aria viziata estratta per preriscaldare l'aria nuova proveniente dall'esterno. In tal modo l'energia già utilizzata non va perduta e viene semplicemente ricondotta nella stanza.

Principio di funzionamento
(scambio di calore)

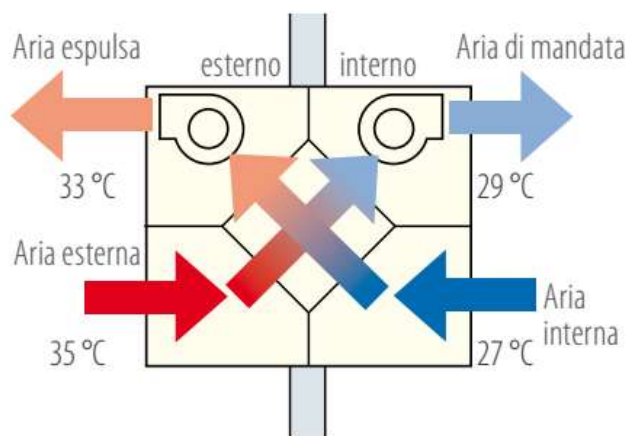


Figura 373: Recuperatore di calore in funzionamento estivo

Principio di funzionamento
(ventilazione semplice - raffreddamento)

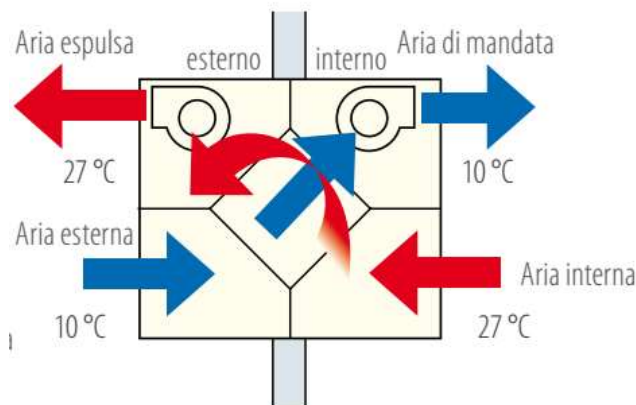
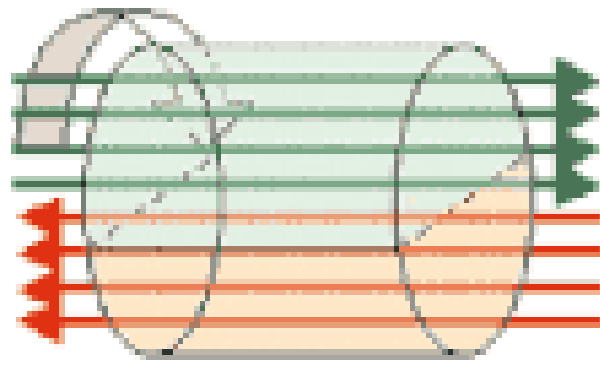


Figura 374: Recuperatore di calore in funzionamento invernale

14.1.2 RECUPERATORI CON SCAMBIATORI RIGENERATIVI

Fra gli scambiatori **rigenerativi** (recuperatori di calore **entalpici**) ci sono gli scambiatori di calore rotativi. L'aria calda cede **calore e umidità** a un mezzo di accumulo.

Lo scambiatore si gira in modo che in un'altra posizione, nella direzione contraria, l'aria esterna venga condotta attraverso il mezzo di accumulo. Il calore e l'umidità vengono di nuovo ceduti.



Rotations-Wärmetauscher

Figura 375: Scambiatore di calore rotativo

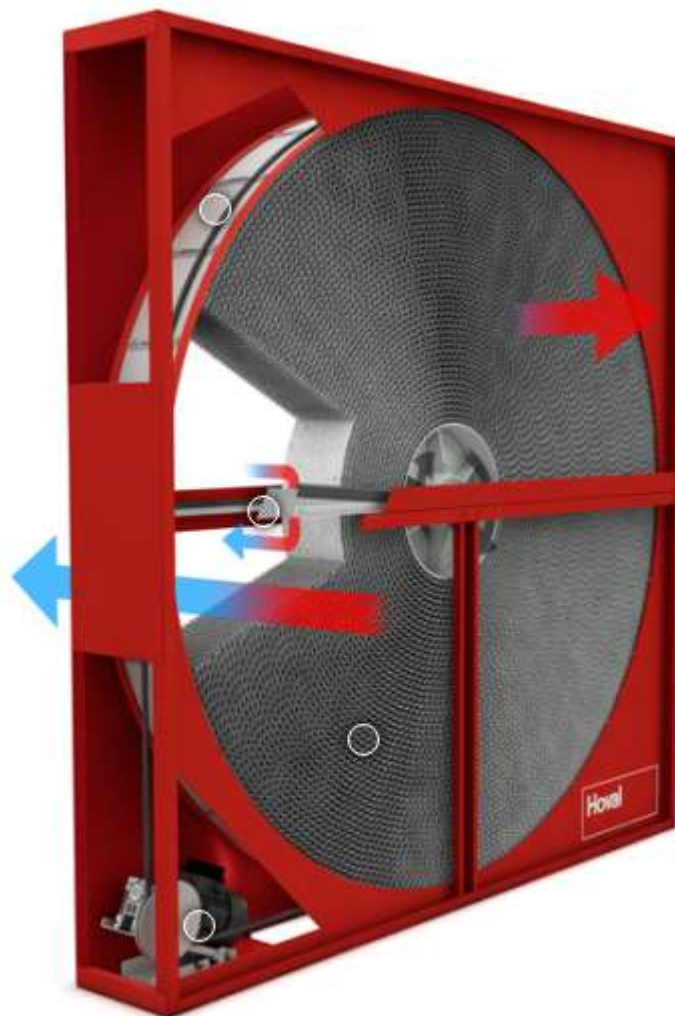


Tabella 55: Scambiatore rotativo

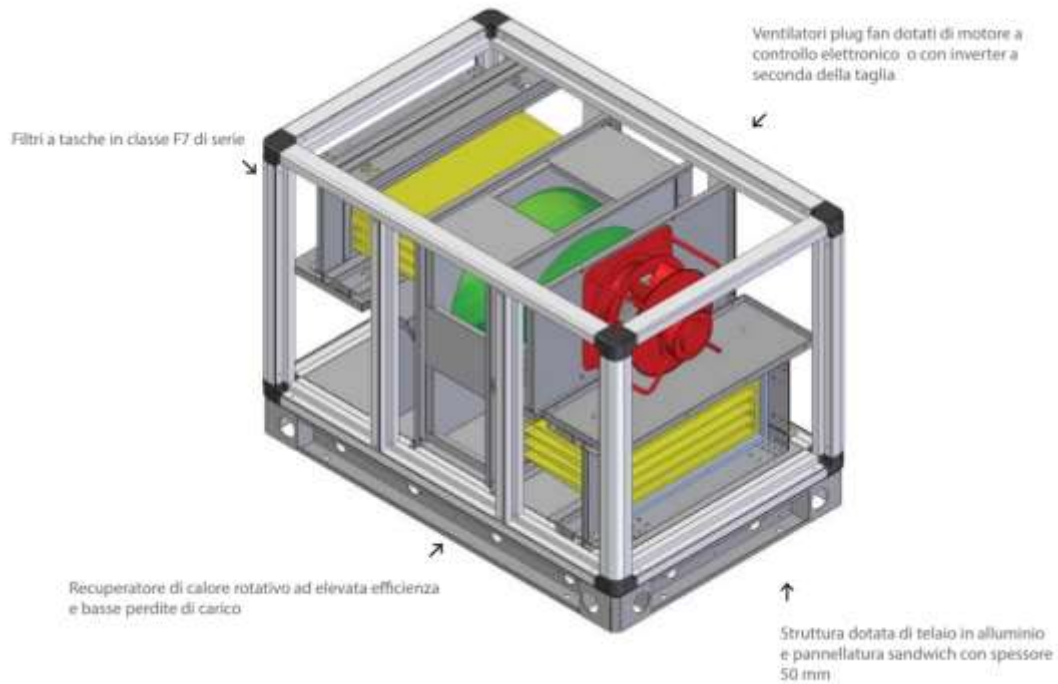


Tabella 56: Recuperatore di calore rotativo

Lo scambiatore può essere realizzato con materiali porosi che permettono il trasferimento del vapore acqueo dell'aria uscente a quella entrante. Si hanno i seguenti vantaggi:

- il vapore acqueo dell'aria umida uscente condensa;
- viene assorbito su un lato della membrana porosa;
- l'umidità recuperata è trasmessa sull'altro lato della membrana, all'aria fresca;
- nessun odore o trasmissione di batteri.

Attraverso la cessione di umidità (alto contenuto di energia) è possibile aumentare l'efficienza di recupero termico.

Con il contatto dei due flussi c'è il pericolo di trasmissione di odori e sostanze nocive.



Figura 376: Recuperatore di calore entalpico (a recupero totale)

L'accumulatore necessita quindi di essere pulito nella zona intermedia (dispersione di energia) e l'aria di mandata deve essere nuovamente filtrata dopo lo scambiatore di calore con un buon filtro a maglia stretta da possibili impurità che si accumulano o si producono (proliferazione di germi) nel mezzo di accumulo umido. L'impianto richiede quindi anche una manutenzione molto accurata. Il livello di recupero termico e l'efficienza di recupero termico sono sempre riferiti al calore percepito, senza tener conto dell'energia contenuta nell'umidità dell'aria derivante dall'energia di evaporazione (calore latente).

Livello di recupero termico

L'energia totale ceduta dall'aria viziata estratta (incluso il calore latente) viene divisa per la quantità di energia che potrebbe esser ceduta se non si tenesse in considerazione la condensa (calore latente dell'aria viziata estratta). In teoria è quindi possibile un livello di recupero termico superiore al 100%.

Efficienza di recupero termico

Al posto dell'energia ceduta dall'aria viziata estratta viene considerata l'energia trasmessa all'aria esterna. In particolare viene preso in considerazione anche il calore residuo dei ventilatori.

Efficienza termica

Con portate equilibrate e dispersioni interne ridotte l'efficienza di recupero termico corrisponde essenzialmente all'efficienza termica:

$$\eta = \frac{T_{mandata} - T_{aria_esterna}}{T_{aria_estratta} - T_{aria_esterna}}$$

Efficienza di recupero termico equivalente

È l'efficienza di recupero termico che deve garantire un apparecchio di ventilazione quando ha un rapporto di rendimento elettrico pari a 5 con il risparmio di energia primaria effettivamente ottenuto.

14.1.3 DATI TECNICI DI UN RECUPERATORE TERMICO

I dati tecnici e le prestazioni dei recuperatori sono riportati nella figura e nella tabelle seguenti.

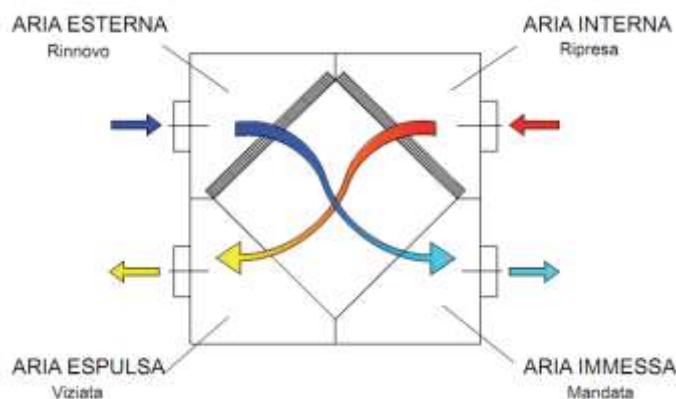


Figura 377: Schema dei flussi incrociati

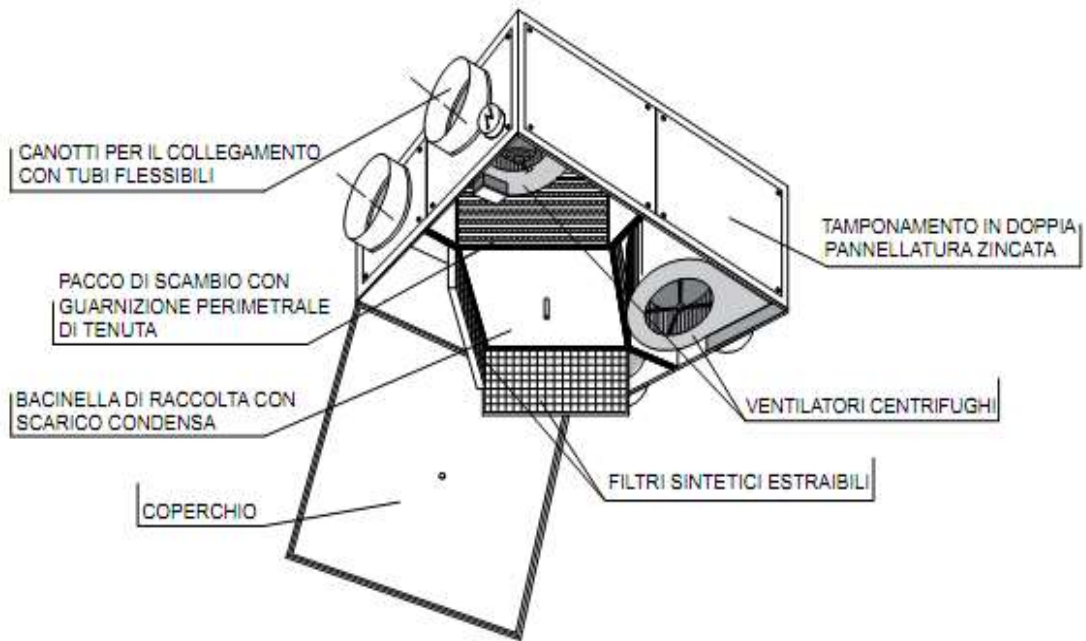


Figura 378: Funzionamento di un recuperatore di calore

Si hanno molti altri tipi di recuperatori di calore, rotanti, a piastre, termodinamici, ...

Si tralascia la loro presentazione rinviandola ai manuali specializzati o ai cataloghi commerciali.

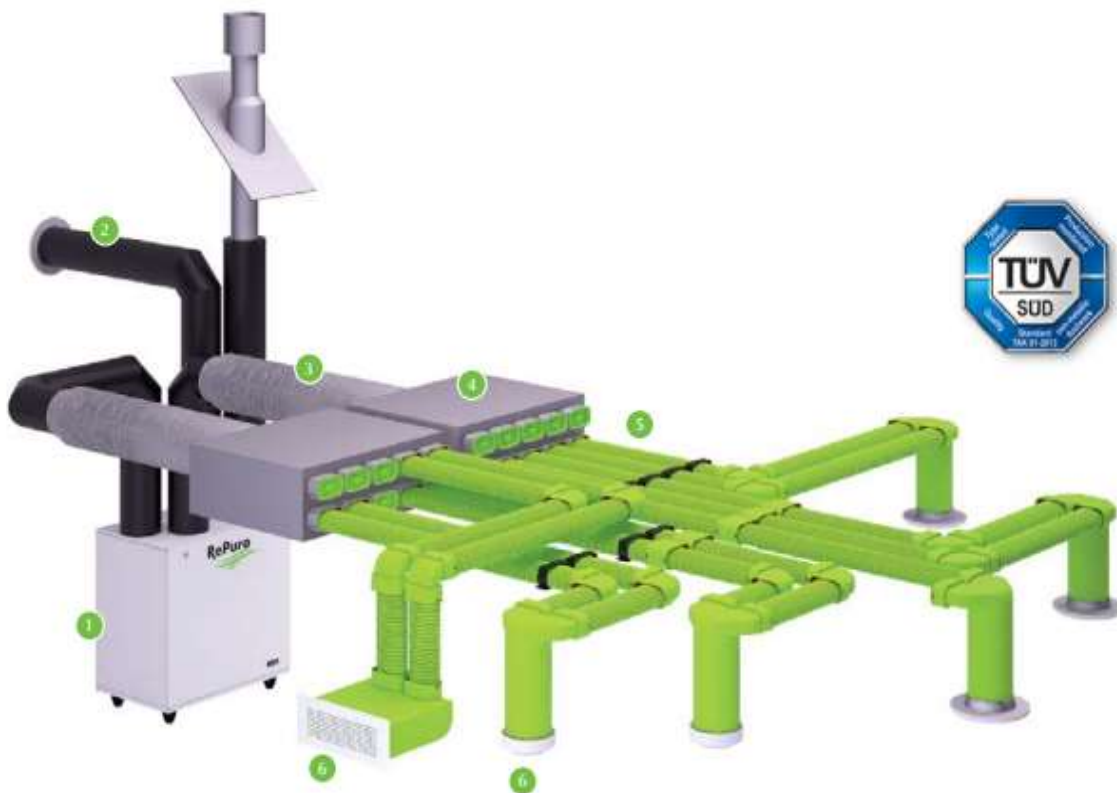


Figura 379: Schema assonometrico di installazione di un recuperatore

Modello	Portata massima [m ³ /h]	Pressione statica utile [Pa]	Pressione differenziale massima [Pa]	Efficienza di recupero [%]	Potenza termica recuperata [kW]	Aria espulsa di ripresa		Aria immessa di rinnovo		Condensazione [l/h]
						T _e [°C]	Φ _e [%]	T _i [°C]	Φ _i [%]	
DRC 600	600	60	1000	52.3	2.63	8.9	91.7	8.1	29.7	0.5
DRC 1000	1000	50	1000	52	3.9	9	91.6	8	29.8	0.8
DRC 1500	1500	130	1000	51	6.2	9.4	90.1	7.4	31.1	1.2
DRC 2000	2000	110	1000	51	8.28	9.4	90.1	7.4	31.1	1.6
DRC 2500	2500	120	1500	50.4	10.3	9.4	90.1	7.3	31.2	2.0
DRC 3000	3000	50	1500	53.9	13.5	8.7	91.6	8.5	29.8	3.0
DRC 3500	3500	90	1500	53	15.5	8.8	92.1	8.2	29.3	3.3
DRC 4000	4000	60	1500	53.5	17.9	8.7	92.4	8.4	29.1	3.9

Tabella 57: Prestazioni di un recuperatore di calore

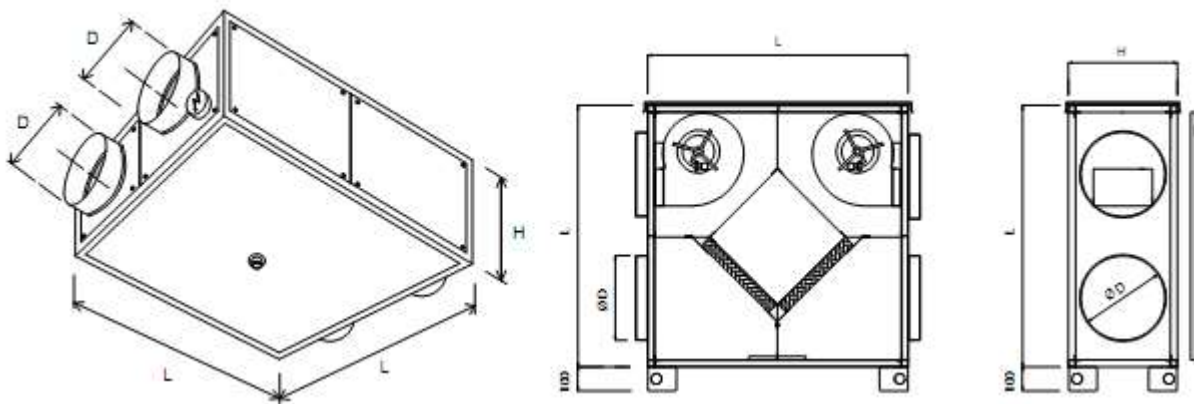


Figura 380: Vista interna di un recuperatore di calore

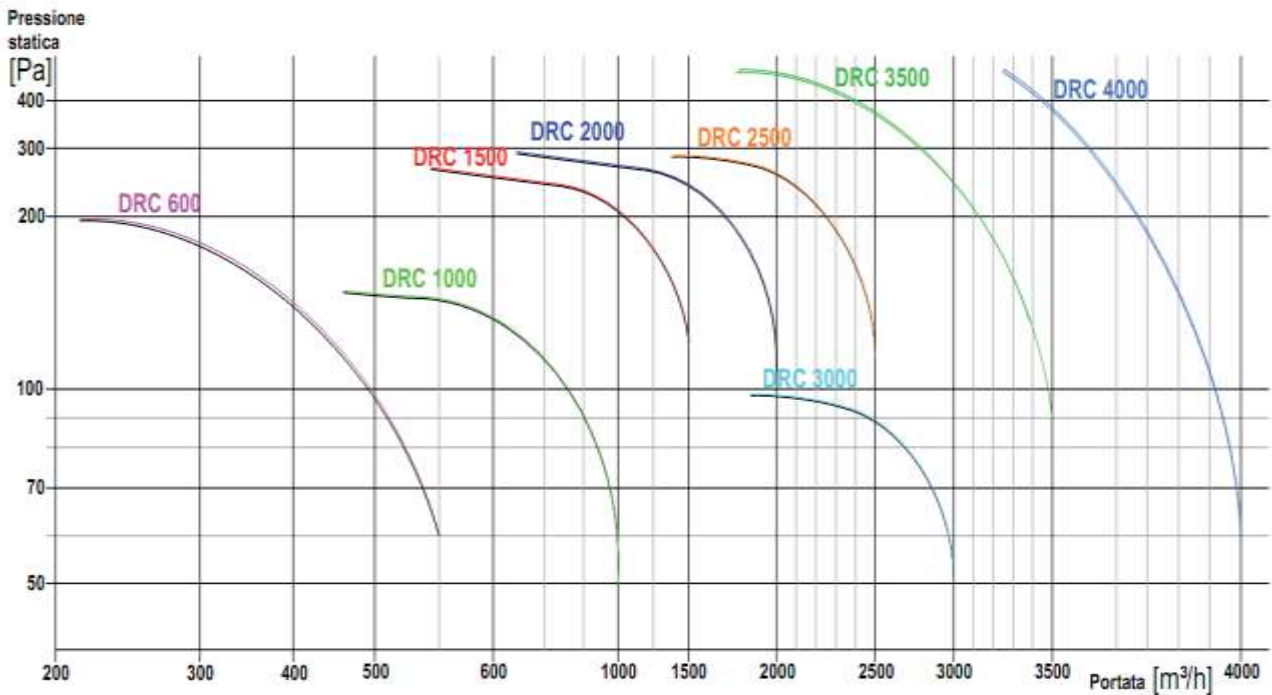


Figura 381: Perdite di carico di un recuperatore di calore

monoblocco di recupero e condizionamento

CARATTERISTICHE (dotazione di serie)

- Unità monoblocco di recupero e condizionamento in pompa di calore
- Elevato COP globale
- Recuperatore a flussi incrociati ad elevata efficienza
- Configurazioni di mandata e ripresa modificabili in cantiere
- Bassi livelli di rumorosità
- Filtro G4
- Regolazione elettronica a microprocessore

ACCESSORI

- Filtri F5 od F7
- Filtri antigrasso
- Terminale remoto a parete
- Batteria di post- riscaldamento ad acqua
- Batteria di post- riscaldamento elettrica



HRU-E R407C		15	25	35
Resa frigorifera	kW	10,1	15,8	21,1
Potenza assorbita	kW	3	4,7	5,9
EER totale	W/W	3,4	3,4	3,6
Resa in riscaldamento	kW	12,6	20,7	26,2
Potenza assorbita	kW	2,7	3,9	5
COP totale	W/W	4,7	5,3	5,2
DATI TECNICI				
Portata d'aria	m3/h	1500	2500	3500
Pressione statica mandata	Pa	190	230	230
Pressione statica ripresa	Pa	160	200	205
Alimentazione elettrica	V-ph-hz	400-3-50		
Dimensioni LxPxH	mm	2000x1220x500	2300x1300x590	2500x1450x690
Peso in funzione	Kg	265	317	380

Tabella 58: Dati tecnici di un monoblocco recuperatore di calore



Figura 382: Vista di un recuperatore di calore all'interno dell'UTA

14.2 SELEZIONE DI UN RECUPERATORE DI CALORE

La selezione viene effettuata tramite abachi e/o tabelle fornite dalle case costruttrici, come sopra esemplificato.

L'efficienza di un recuperatore di calore, secondo la ASHRAE Standard 84, è definita dalla relazione:

$$\eta = \frac{\dot{m}_i (x_{iu} - x_{ii})}{\dot{m}_{\min} (x_{ei} - x_{ii})} = \frac{\dot{m}_e (x_{ei} - x_{ei})}{\dot{m}_{\min} (x_{ei} - x_{ii})}$$

ove si ha:

- η efficienza su calore sensibili, latente o totale;
- x_{ii} temperatura, umidità o entalpia ingresso immissione;
- x_{iu} temperatura, umidità o entalpia uscita immissione;
- x_{ei} temperatura, umidità o entalpia ingresso espulsione;
- x_{eu} temperatura, umidità o entalpia uscita espulsione;
- \dot{m}_i portata di immissione in peso;
- \dot{m}_e portata di espulsione in peso;
- \dot{m}_{\min} portata minore fra le due precedenti.

14.3 PRERISCALDAMENTO DELL'ARIA DI RINNOVO

Per preriscaldare l'aria di rinnovo a spese dell'aria espulsa si può ricorrere a semplici scambiatori di calore, i quali però recuperano solo una quota dell'entalpia disponibile, in particolare se sono scambiatori di tipo sensibile.

La sorgente termica è ad ottimo livello di temperatura e si adatta perfettamente nella fasatura con il carico di riscaldamento dell'aria di rinnovo.

La pompa di calore permette il recupero anche del calore latente, sfruttando ampiamente l'entalpia dell'aria espulsa che viene portata a livelli prossimi a quelli dell'aria esterna (vedi figura seguente). In questo caso la valutazione di un eventuale contributo di energia rinnovabile si fa problematico: infatti, se è semplice valutare il risparmio di energia primaria rispetto alla soluzione priva di qualsiasi recupero termico.

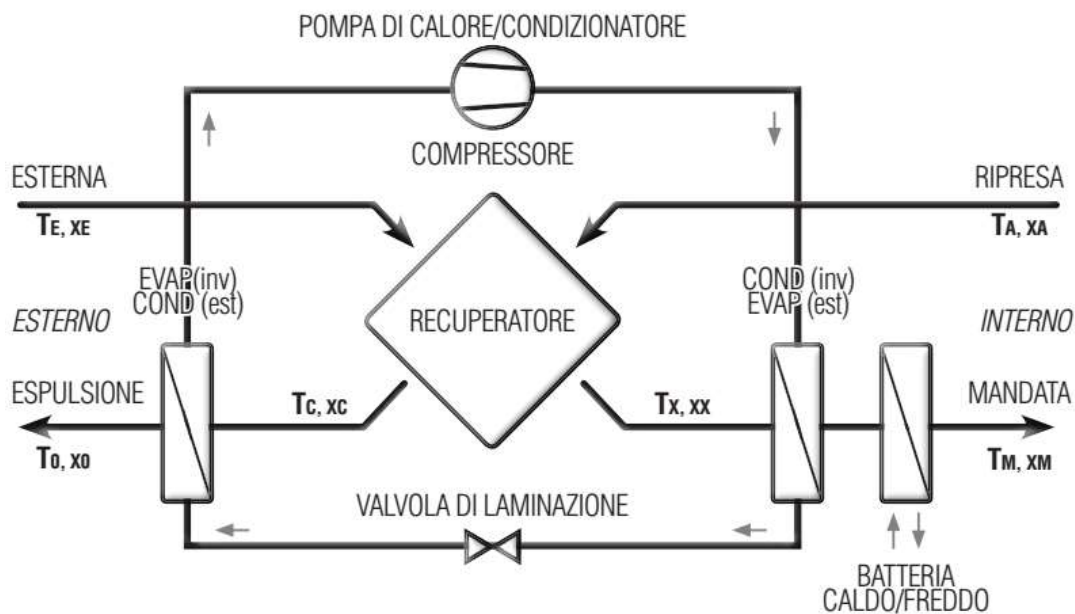


Figura 383; Recupero di calore con scambiatore e pompa di calore

Le unità di recupero termico con ciclo frigorifero raggruppano in una unità monoblocco, oltre alle sezioni di ventilazione, filtrazione, recupero di calore, un circuito frigorifero a pompa di calore con compressori scroll ad elevato rendimento e bassa rumorosità.

L'aria di rinnovo viene riscaldata o raffreddata, a seconda della stagione, grazie al circuito frigorifero in pompa di calore caricato con fluido refrigerante R410A presente all'interno dell'unità. Tutto questo permette di avere una macchina completa, dal funzionamento autonomo in ogni stagione e in grado di coniugare il necessario rinnovo dell'aria per i locali con un efficiente recupero di calore.

La progettazione della macchina coniuga dimensioni molto compatte, che consentono una facile installazione in controsoffitto, con un'eccellente accessibilità per la manutenzione di tutti i componenti interni.



Figura 384: Unità di recupero di calore con ciclo frigorifero

URX_CF		07	10	15	21	33
Portata aria nominali mandata e ripresa	(m ³ /h)	750	1000	1500	2100	3300
Portata aria minime		640	850	1275	1785	2800
Pressione statica massima disponibile in mandata	1 (Pa)	278	233	239	166	289
Pressione statica massima disponibile in ripresa	1 (Pa)	248	218	233	163	273
Potenza termica totale (recuperatore statico + circuito frigorifero)	3 (kW)	8,8	10,8	15,8	22,8	33,3
Potenza frigorifera totale (recuperatore statico + circuito frigorifero)	2 (kW)	6,1	7,3	10,2	15,0	23,0
Potenza termica disponibile	4 (kW)	2,4	2,3	3,0	4,8	5,2
Potenza frigorifera disponibile	4 (kW)	1,4	1,7	2,2	3,4	5,1
Potenza termica recuperata	3 (kW)	2,9	4,3	7,1	10,1	14,3
Potenza frigorifera recuperata	2 (kW)	0,9	1,3	2	2,8	4,2
Potenza termica circuito frigorifero	3 (kW)	5,9	6,5	8,7	12,7	19
Potenza frigorifera circuito frigorifero	2 (kW)	5,2	6,0	8,2	12,2	18,8
Potenza assorbita totale regime invernale	3 (kW)	2,0	2,0	3,3	4	5,5
Potenza assorbita totale regime estivo	2 (kW)	2,6	2,8	3,8	5	6,9
Livello di pressione sonora a 1 m	5 db(A)	53	55	57	59	62
Alimentazione		230V/1/50Hz	230V/1/50Hz	400V/3N/50Hz	400V/3N/50Hz	400V/3N/50Hz
RECUPERATORE						
Efficienza	(%)	46,2	51,2	53,2	53,6	53,6
VENTILATORI						
Numero ventilatori		2	2	2	2	2
Potenza assorbita nominale totale ventilatori	(kW)	0,75	0,84	1,02	1,24	2,5
Assorbimento massimo totale ventilatori	(A)	4,8	4,8	7,2	7,2	13,2

Tabella 59: Dati tecnici di un recuperatore con ciclo frigorifero

15. CONTABILIZZAZIONE DEL CALORE

In questo capitolo si tratterà l'argomento della contabilizzazione del calore, divenuta ormai obbligatoria dal gennaio 2016. La problematica, seppur concettualmente semplice, appare complessa a causa anche delle numerose norme (sia europee che nazionali) del settore.

15.1 LA NORMATIVA VIGENTE

La normativa europea è tutta volta a contenere i consumi energetici nel terziario. La riduzione dei consumi energetici passa attraverso tre momenti fondamentali:

- l'acquisizione della consapevolezza di quanto si sta consumando;
- la conoscenza della cause che determinano tali consumi;
- l'adozione di comportamenti rivolti al risparmio e/o di misure di efficientamento di sistemi e processi.

Già la direttiva 2012/27/CE, recepita con il D.Lgs. 102/2014, si proponeva di garantire il conseguimento dell'obiettivo di riduzione del 20% dei consumi attraverso (art. 9 Misurazione):

- Installazione di contatori individuali;
- Accessibilità dei dati;
- Ripartizione dei costi;
- Trasparenza e precisione nel conteggio.

Il D.Lgs. 102/2014 impone:

- **Obbligo di installazione di contatori di energia termica nei punti di fornitura**, per edifici alimentati da una rete di teleriscaldamento/ teleraffrescamento o da una fonte centrale che alimenta più edifici.
- **Obbligo, al 31 dicembre 2016, di sistemi per la ripartizione dei costi** in edifici forniti da una fonte di riscaldamento/raffreddamento centrale o da una rete di teleriscaldamento.

Inoltre nei condomini e negli edifici polifunzionali riforniti da una fonte di riscaldamento o raffreddamento centralizzata o da una rete di teleriscaldamento o da un sistema di fornitura centralizzato che alimenta una pluralità di edifici, è obbligatoria l'installazione entro il 31 dicembre 2016 da parte delle imprese di fornitura del servizio di contatori individuali per misurare l'effettivo consumo di calore o di raffreddamento o di acqua calda per ciascuna unità immobiliare, nella misura in cui sia tecnicamente possibile, efficiente in termini di costi e proporzionato rispetto ai risparmi energetici potenziali.

L'efficienza in termini di costi può essere valutata con riferimento alla metodologia indicata nella norma UNI EN 15459.

Eventuali casi di impossibilità tecnica alla installazione dei suddetti sistemi di contabilizzazione devono essere riportati in apposita relazione tecnica del progettista o del tecnico abilitato.

Nei casi in cui l'uso di contatori individuali non sia tecnicamente possibile o non sia efficiente in termini di costi, per la misura del riscaldamento si ricorre all'installazione di sistemi di **termoregolazione** e contabilizzazione del calore individuali per misurare il consumo di calore in corrispondenza a ciascun radiatore posto all'interno delle unità immobiliari dei condomini o degli edifici polifunzionali, secondo quanto previsto dalla norma UNI EN 834, con esclusione di quelli situati negli spazi comuni degli edifici, salvo che l'installazione di tali sistemi risulti essere non efficiente in termini di costi con riferimento alla metodologia indicata nella norma UNI EN 15459. In tali casi sono presi in considerazione metodi alternativi efficienti in termini di costi per la misurazione del consumo di calore.

Di recente il DM 26/06/2015 sui requisiti minimi degli edifici all'art. 3 dice che:

- “nel caso di nuovi edifici o sottoposti a ristrutturazione importante, nel caso di impianti termici al servizio di più unità immobiliari, è obbligatoria l'installazione di un servizio di contabilizzazione del calore, del freddo e dell'acqua sanitaria, conformemente a quanto previsto dall'art. 9, comma 5 del D.Lgs. 104/2014.
- Nel caso di ristrutturazione o di nuova installazione di impianti termici di potenza termica nominale del generatore > 1090 kW, ivi compreso il distacco dall'impianto centralizzato deve essere redatta una diagnosi energetica dell'edificio che metta a confronto diverse soluzioni progettuali Tra cui l'impianto centralizzato dotato di caldaia a condensazione o pompa di calore con **contabilizzazione** e termoregolazione per ogni unità abitativa.”

15.1.1 VALUTAZIONE DEI RISPARMI ENERGETICI

Le abitazioni residenziali nell'EU27 sono responsabili di circa il **25%** dei consumi di energia. Di questa circa l'80% è dovuta al riscaldamento e all'ACS. In alcuni paesi europei come Germania, Austria, Danimarca, Polonia, e Romania già esiste una forte regolazione da alcuni anni. Altri paesi come Svezia, Finlandia, Olanda, Inghilterra e Portogallo erano comunque in procinto di regolare la misura. Proprio in questi paesi sono stati condotti la maggioranza degli studi disponibili sull'impatto della contabilizzazione del calore sul risparmio energetico.

Da questi studi emerge che circa il **20%** dei consumi energetici possono essere **ridotti** attraverso la contabilizzazione del calore.

Un fattore essenziale al risparmio energetico è però la consapevolezza dell'utente. Il contatore deve essere, pertanto, lo strumento per informare gli utenti e non un mezzo per ripartire (Henryson et al., 2000).

Un interessante studio effettuato da Berndtsson in Svezia, ha dimostrato un risparmio compreso tra il 10 - 20% sul riscaldamento e tra il 15 - 30% sull'ACS

Un'ulteriore indagine numerico-sperimentale del Politecnico di Dresda (Felsmann, 2004) condotta su circa 320.000 edifici del mercato tedesco in funzione delle diverse classi energetiche (CAC) analizza la riduzione dei consumi sulle diverse classi e dimostra che lo spread dei consumi dipende fortemente da:

- le classi e le dimensioni (il risparmio energetico ed economico è estremamente significativo negli edifici costruiti nel primo dopoguerra, CAC6);
- i comportamenti degli utenti (ovvero dalla temperatura imposta e dai tempi di utilizzo).

Nella figura seguente si ha lo schema di contabilizzazione, detto perimetro delle competenze.

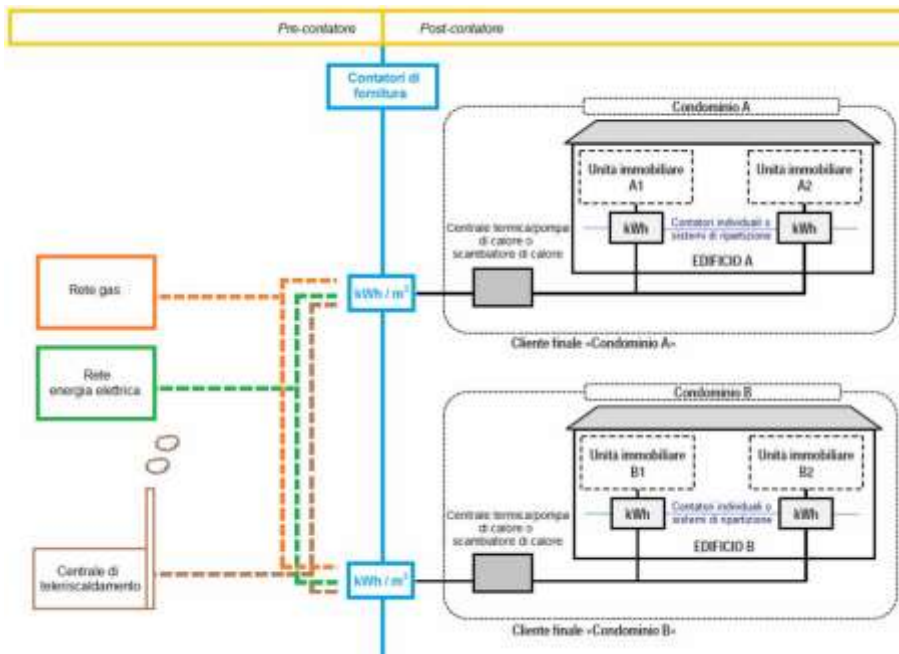


Figura 385: Perimetro delle competenze

15.2 TIPOLOGIE DEGLI IMPIANTI

Si possono avere due tipologie di distribuzione dell'energia termica a seconda anche dell'epoca di costruzione degli impianti.

La prima fa riferimento alle cosiddette colonne di distribuzione alimentate con anello dal basso (o dall'alto), come indicato in figura seguente.

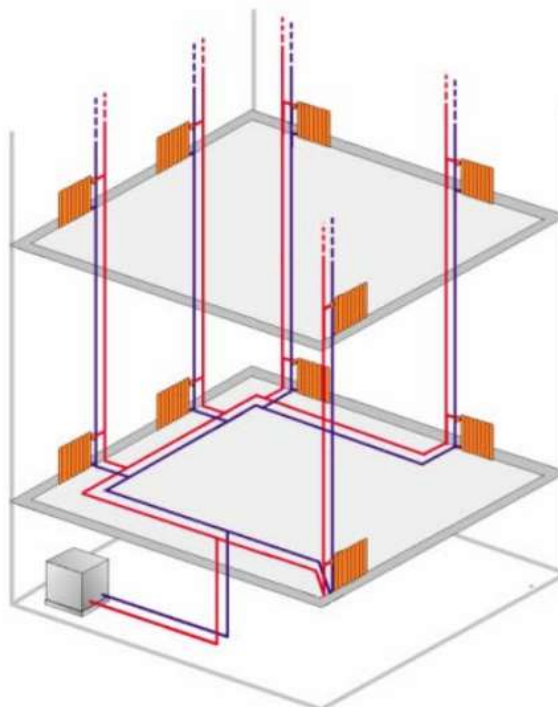


Figura 386: Distribuzione a colonne o a cascata

La seconda tipologia, più recente ed imposta già a partire della L. 373/76, è quella a collettore complanare, come illustrato nella figura seguente.

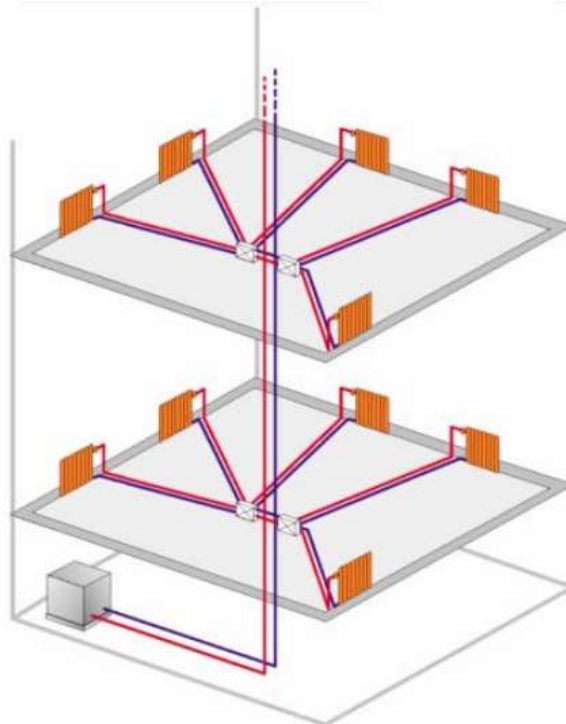


Figura 387: Distribuzione a collettore complanare

In base alla UNI 10200 si ha seguente tabella di compatibilità per i due sistemi di distribuzione:

Compatibilità Sistema di contabilizzazione - Impianti a colonne montanti				
Tipo terminale di emissione	Diretta		Indiretta	
	Contatore di energia termica	Ripartitori di calore	Total. tempi inserzione	
Radiatore	non ottimale ^{a)}	ottimale	ottimale	
Termoconvettore	non ottimale ^{a)}	buona	ottimale	
Ventilconvettore	non ottimale ^{a)}	non realizzabile	non ottimale	
Pannello radiante a pavimento	non ottimale ^{a) b)}	non realizzabile	non ottimale ^{b)}	
Pannello radiante a parete o soffitto	non ottimale ^{a) b)}	non realizzabile	non ottimale	
Bocchetta aria calda (riscal. localm.)	ottimale	non realizzabile	non realizzabile	
Nota: ^{a)} condizione antieconomica; ^{b)} possibile se il fluido è intercettabile				
Compatibilità Sistema di contabilizzazione - Impianti a distribuzione orizzontale				
Tipo terminale di emissione	Diretta		Indiretta	
	Contatore di energia termica	Ripartitori di calore	Total. tempi inserzione	
Radiatore	Ottimale ^{a)}	non ott. ^{b)}	buona	buona
Termoconvettore	Ottimale ^{a)}	non ott. ^{b)}	buona	buona
Ventilconvettore	Ottimale ^{a)}	non ott. ^{b)}	non realizzabile	non ottimale
Pannello radiante a pavimento	Ottimale ^{a)}	non ott. ^{b)}	non realizzabile	buona ^{a)} non ott. ^{b)}
Pannello radiante a parete o soffitto	non ottimale	non realizzabile	buona ^{a)}	non ott. ^{b)}
Bocchetta d'aria calda (riscal. localm.)	Ottimale	non realizzabile	non realizzabile	
^{a)} Nel caso le tubazioni di mandata e ritorno siano contenute in appositi moduli				
^{b)} Nel caso le tubazioni di mandata e ritorno siano sotto traccia				

Tabella 60: Compatibilità dei sistemi di contabilizzazione per i due sistemi di distribuzione

Il sistema di distribuzione a collettore complanare risulta più compatibile rispetto al sistema di distribuzione a colonne avendo un punto di ingresso unico per abitazione.

15.3 METODI DI MISURA

Si hanno due sistemi di contabilizzazione del calore:

- Sistema diretto: applicabile nel sistema di distribuzione a collettore complanare e quindi ad appartamento. Utilizza dispositivi di calcolo dell'energia termica fornita all'utenza, basati sulla misura delle grandezze caratteristiche del fluido termovettore;
- Sistema indiretto: applicabile al sistema di distribuzione a colonne e quindi per singolo radiatore. Nota la potenza nominale del corpo scaldante, il sistema ne ricalcola quella effettiva, misurando i parametri che influenzano l'emissione termica del corpo scaldante stesso.

Nella tabella seguente si ha una sintesi delle caratteristiche dei sistemi, unitamente alla normativa di riferimento e agli strumenti di misura utilizzabili.

15.4 SISTEMI DI CONTABILIZZAZIONE DIRETTA

Si inserisce un contatore di energia a monte del collettore complanare, come illustrato nella figura seguente.

Si effettua la misura dell'energia termica attraverso la misura della quantità di fluido termovettore e della differenza di entalpia tra fluido vettore in entrata ed in uscita dall'utenza. Valgono le relazioni:

$$Q = \int_{t_1}^{t_2} V \cdot \rho(T) c_p(T) \Delta T_{cl,i} dt = \int_{t_1}^{t_2} V \cdot K \Delta T_{cl,i}$$

$$K(T_{in}, T_{out}) = \bar{\rho}(T_{in}, T_{out}) c_p(T_{in}, T_{out})$$

ove V' è la portata di fluido in ingresso al collettore complanare.

	Metodi diretti	Metodi indiretti		
Strumenti di misura	Contatori di energia termica (Heat Meter)	Ripartitori di calore (Heat Cost Allocator)	Totalizzatori dei tempi di inserzione dei corpi scaldanti compensati in temperatura fluido	Totalizzatori dei tempi di inserzione dei corpi scaldanti compensati in gradi-giorno
Norma applicabile	MID (EN 1434)	EN 834	UNI/TR 11388	UNI 9019
Sistema di controllo	Impianto termico appartamento	Terminali di emissione	Terminali di emissione	Terminali di emissione e involucro esterno
Accuratezza	Elevata	Media (Non tengono conto delle dispersioni delle tubazioni interne)	Media	Medio-bassa
Unità di misura	Dimensionale (energia)	Adimensionale		
Conformità metrico legale	- Marcatura metrologica MID - Verifica prima in fabbrica (MID) - Verifiche periodiche (DM 155/2013)	- Marcatura CE (non metrologica) - Nessun Obbligo Verifica Prima - Nessun Obbligo Verifiche Periodica		
Costi acquisto e installazione	Medi	Economici (Semplicità di installazione)		

Tabella 61: Caratteristiche dei sistemi di contabilizzazione

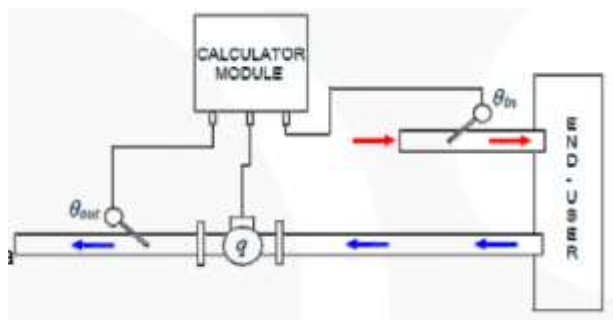


Figura 388: Heat meter per contabilizzazione diretta



Figura 389: Contabilizzatori applicati ai collettori complanari



Figura 390: apparecchiature per la contabilizzazione diretta (Zenner)

15.4.1 PROTOCOLLI DI COMUNICAZIONE

Protocollo chiuso

Un protocollo di comunicazione è definito **“chiuso”** se può essere interpretato solo dal produttore del sistema stesso; normalmente vengono stipulati contratti pluriennali di lettura con canone conteggiato **“ad elemento radiante”**.

Protocollo aperto

Un protocollo di comunicazione è definito **“aperto”** se appartiene ai protocolli standard ovvero se il produttore del sistema fornisce al proprietario del sistema stesso anche gli strumenti per la lettura dei dati in piena autonomia. Questo protocollo presenta il vantaggio di avere il canone di lettura da contabilizzare nel piano economico di investimento e la frequenza di lettura non è obbligata a numeri fissi durante l’anno.

15.4.2 SISTEMI DI LETTURA DEI DATI

Sistema **“NETWORK”** - Senza operatore locale

I dati vengono trasmessi automaticamente via rete GPRS con cadenze quindicinali o mensili da un apparecchio componente la rete (network)

Durante il giorno i ripartitori si mantengono in modalità di sola misurazione; ad orari prestabiliti (notturni) trasmettono al concentratore il dato misurato giornalmente. I dati possono essere scaricati anche su richiesta interrogando il concentratore.

Sistema **“WALK BY”** - Necessita operatore locale

L'operatore si porta nelle vicinanze del condominio o dell'appartamento ed effettua la lettura dei dati tramite apposito ricevitore.

Con questo sistema i ripartitori si mantengono in modalità trasmissione H24 o in determinati orari giornalieri (es. 8-18).

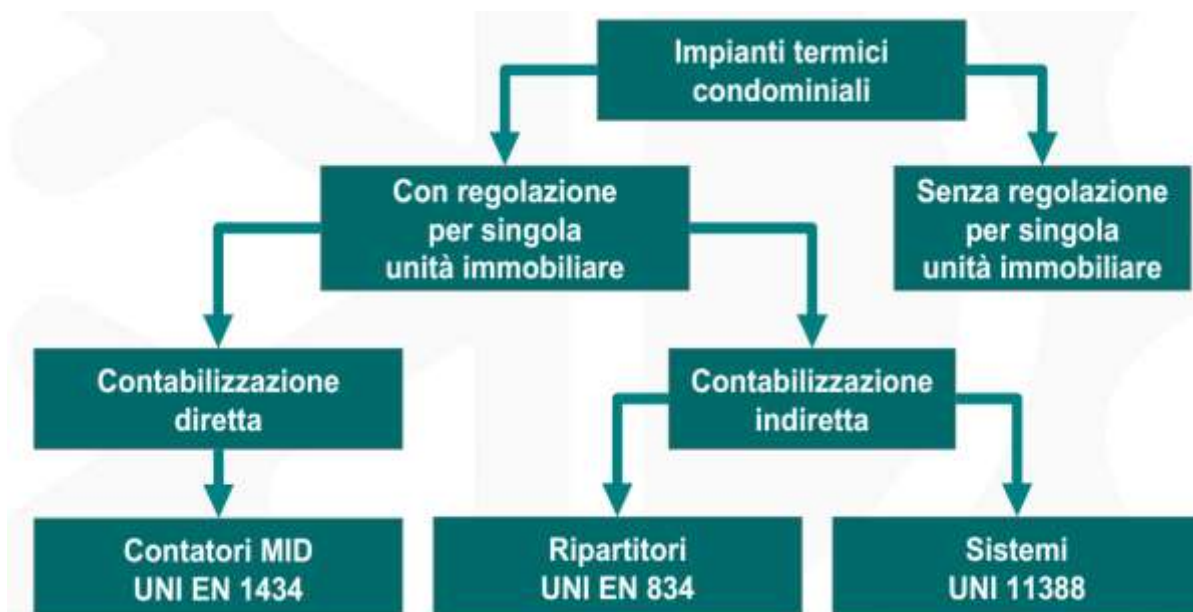


Figura 391: Tipologie di contabilizzazione

15.4.3 EFFETTI DI INSTALLAZIONE DEI DISPOSITIVI

Gli *heat meters* garantiscono le migliori prestazioni di misura solo in presenza di una corretta installazione e del rispetto delle indicazioni del costruttore (che scaturiscono dai risultati del processo di omologazione secondo la Direttiva Europea MID – *Measuring Instruments Directive*).

I principali effetti di installazione sono:

- i) fenomeni fluidodinamici sul contatore volumetrico,

- ii) profondità di immersione e montaggio (controflusso, inclinato,) del sensore di T
- iii) montaggio orizzontale/verticale del contatore volumetrico

Per ripartitori e totalizzatori i principali effetti di installazione sono relativi alla misura della temperatura (superficiale di contatto, ambiente, mandata) ed all'assenza di coibentazioni in parti dell'impianto (es. tubazioni di mandata).

15.4.4 UNI EN 834 – RIPARTITORI ELETTRONICI

Norma Europea di ispirazione tedesca (citata Art. 9 comma 5 c) D. Lgs. 102/2014).

Definisce i dispositivi di ripartizione del calore elettronici, che sono applicati sulle piastre radianti dei corpi scaldanti, in posizione opportuna per rilevare la temperatura media di piastra di cui fanno l'integrazione nel tempo. Eseguono un conteggio che diventa espressione del calore ceduto dal corpo scaldante dopo opportuno calcolo di compensazione in funzione della potenza nominale del radiatore e dei coefficienti di adattamento e scambio termico tra piastra e dispositivo.

Definisce caratteristiche, metodo di calcolo, requisiti, prove di omologazione.

Questi dispositivi sono utilizzabili solo su corpi scaldanti che hanno accessibile la superficie radiante (radiatori e termoconvettori)

Il metodo di conteggio del consumo si basa sulla integrazione nel tempo delle temperature di funzionamento (piastra radiante ed ambiente)

Il valore del consumo può essere letto direttamente sul ripartitore, con l'inserimento nel dispositivo dei parametri relativi al corpo scaldante ed al suo accoppiamento al dispositivo, oppure ottenuto tramite conversione esterna del conteggio

Precisione tipica del 5% nelle condizioni normalmente presenti.

15.4.5 UNI TR 11388 – TOTALIZZATORI COMPENSATI

E' l'evoluzione della vecchia norma UNI 8465, che si riferiva ai contatori classici ma ne prevedeva la possibilità di compensazione nel caso di regolazione della temperatura di mandata

Norma di ispirazione italiana, non regolamentata a livello europeo, ma presente a livello nazionale in altri Paesi Europei nella versione che utilizza i contatori classici.

Definisce i dispositivi totalizzatori del tempo di inserzione, moltiplicati per la potenza nominale del corpo scaldante e compensati dalla temperatura ambiente e di mandata (o dalla temperatura media tra mandata e ritorno).

I dispositivi sono utilizzabili anche su corpi scaldanti con superficie non accessibile, purché sia nota la potenza di emissione

15.4.6 UNI 9019 – TOTALIZZATORI DI GRADI-GIORNO

E' ancora in vigore la Norma in versione originale che regola il metodo di contabilizzazione indiretta tramite il principio dei Gradi-Giorno.

Definisce i totalizzatori Gradi-Giorno di appartamento, condizionati dalla inserzione/disinserzione della valvola di zona, per conteggiare i gradi-giorno di ogni utenza (che differiscono dai gradi-giorno tradizionali usati per ponderare la rigidità climatica stagionale dell'area geografica in cui risiede l'impianto).

Il metodo di conteggio si basa sul tempo di inserzione del corpo scaldante e dalla potenza nominale del corpo scaldante, corretto del fattore di compensazione derivato dalla temperatura esterna, dalla temperatura ambientale convenzionale (20°C).

Tale compensazione è messa in relazione alle temperature del fluido termovettore dalla regolazione climatica di centrale.

I dispositivi sono utilizzabili anche su corpi scaldanti con superficie non accessibile, purché ne sia nota la potenza di emissione.

15.4.7 DISPOSITIVI PER I SISTEMI DI CONTABILIZZAZIONE DIRETTA

Sono i sistemi che possono essere applicati ai sistemi di distribuzione a collettori complanari. Sono composti essenzialmente dai seguenti elementi:

- Misuratore di portata
- Coppia di sonde di temperatura
- Integratore.

L'energia viene calcolata sulla base della seguente relazione:

$$Q \propto \Delta T V$$



Figura 392: Sistemi di contabilizzazione diretta

I contatori di calore sono classificati, quando impiegati per transazioni commerciali, come strumenti di misura soggetti alle regole della metrologia legale. Sono pertanto soggetti alla normativa armonizzata a livello comunitario 2004/22/CE cosiddetta “Direttiva MID”, recepita dall’Italia con il Decreto Legislativo 22/2007.

L'allegato MI-004 indica i requisiti per i contatori di calore, desunti dalla Norma tecnica UNI EN 1434 Particolare rilevanza riveste la sezione riguardante la precisione di misura dei sistemi di contabilizzazione. Tale valore dipende dalla tipologia di misuratore adottato, dal suo dimensionamento e dalla temperatura del fluido.

L'errore complessivo è determinato prevalentemente dall'errore sulla misura della temperatura, quindi dall'errore sulla misura della portata.

Il dimensionamento del misuratore di portata deve essere effettuato in base alla **effettiva portata** del fluido e non al diametro della tubazione

Il valore del Δt non deve scendere al di sotto di 3°C.

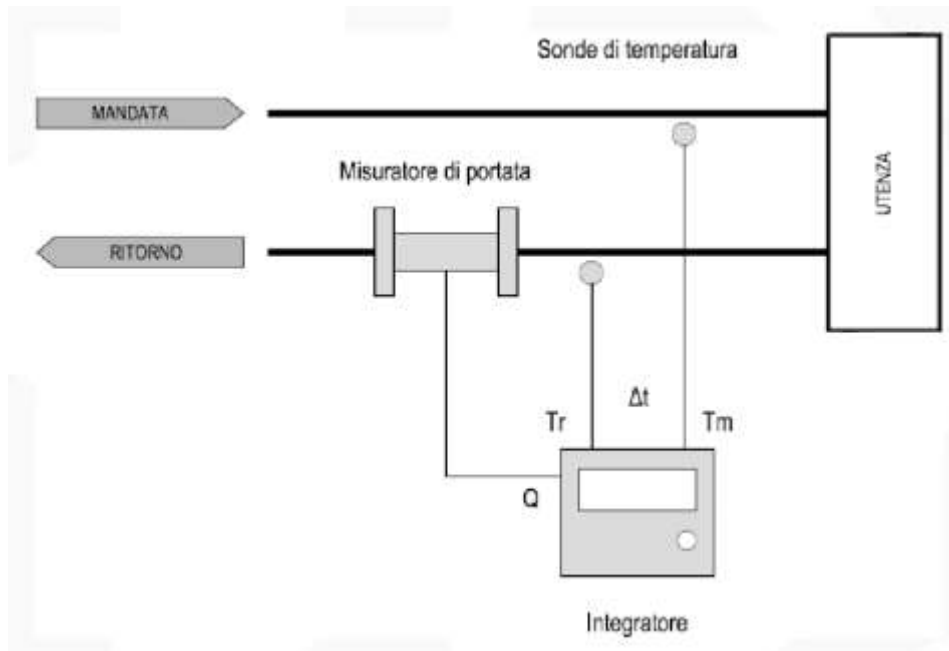


Figura 393: Montaggio dei sistemi di contabilizzazione diretta

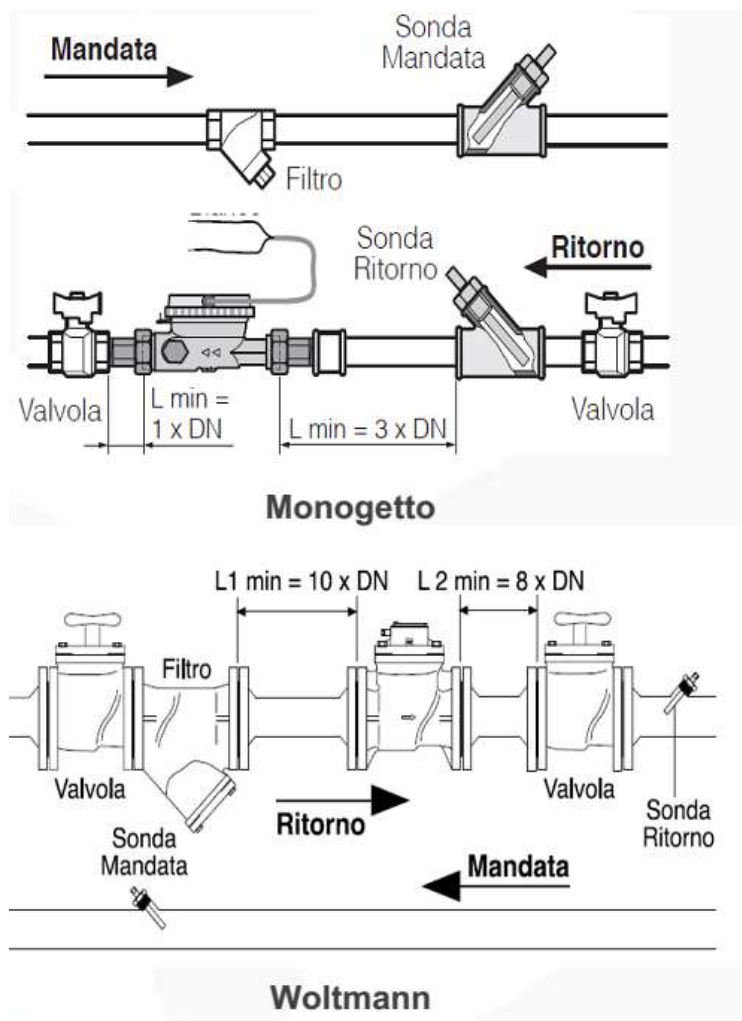


Figura 394: Sistema Waltmann

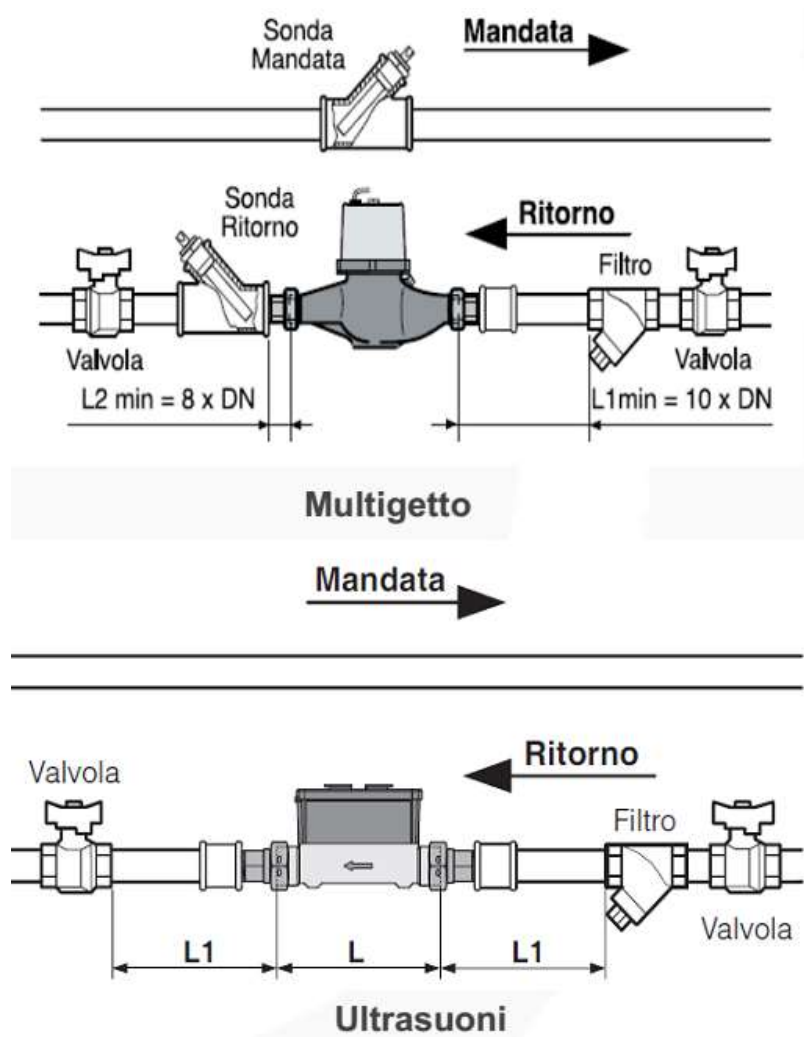


Figura 395: Sistema ad ultrasuoni

La necessità di installazione del misuratore di portata “limita” la possibilità di impiego dei sistemi di contabilizzazione diretta, in funzione della tipologia di circuito idraulico.

DM 155/2013

Regolamento recante criteri per l'esecuzione dei controlli metrologici successivi sui contatori dell'acqua e sui contatori di calore, ai sensi del decreto legislativo 2 febbraio 2007, n. 22, attuativo della direttiva 2004/22/CE (MID). (13G00195) (GU Serie Generale n.5 del 8-1-2014). Entrata in vigore del provvedimento: 23/01/2014.

Si applica agli strumenti relativi al decreto 2 febbraio 2007, quindi a:

- Contatori per acqua pulita fredda e riscaldata ad uso residenziale commerciale e di industria leggera (All. MI 001);
- Contatori di Calore ad uso residenziale, commerciale e di industria leggera (All. MI 004).

Il Decreto riguarda quindi i soli contatori per acqua e per calore certificati MID. Non viene quindi regolamentata la periodicità di verifica del parco installato che non sia MID (CEE 75/33 o precedenti).

I dispositivi non in possesso di omologazione MID sono utilizzabili:

- fino alla scadenza della validità dell'omologazione;

- in caso di omologazione di validità indefinita, per un periodo massimo di dieci anni a decorrere dal 30 ottobre 2006.

Termine massimo 30 ottobre 2016.

I contatori oggetto del DM 155/2013, qualora utilizzati per funzioni di misura a titolo oneroso, sono sottoposti ai seguenti controlli successivi.

Il tempo di esecuzione della verifica è legato al numero di decimali (sensibilità dello strumento). Da questo dipende il volume minimo di fluido necessario per rilevare uno scostamento significativo dalla misura di riferimento quindi il relativo errore percentuale.

Tipo di strumento	
Contatori dell'acqua:	
Contatori dell'acqua meccanici : entro 10 anni	
Contatori dell'acqua statici e venturimetrici: entro 13 anni	
Contatori di calore:	
Contatori di calore con portata Q_p fino a $3 \text{ m}^3/\text{h}$	
a) con sensore di flusso meccanico: entro 6 anni	
b) con sensore di flusso statico: entro 9 anni	
Contatori di calore con portata Q_p superiore a $3\text{m}^3/\text{h}$	
a) con sensore di flusso meccanico: entro 5 anni	
b) con sensore di flusso statico: entro 8 anni	

Tabella 62: Controllo secondo DM 155:2013

n. decimali	Volume min. Fluido mc	Energia min. MWh
1	50	100
2	5	10
3	0,5	1
4	0,05	0,1

Tabella 63: Sensibilità con i numeri decimali

Marca Contatore	N° cifre decimali VOLUME	N° cifre decimali ENERGIA	Volume acqua da far transitare [m³]	Energia termica da far registrare [MWh]	1° prova	Giorni necessari per effettuare la 1° prova	2° prova	Giorni necessari per effettuare la 2° prova	3° prova	Giorni necessari per effettuare la 3° prova	Totale giorni
Kamstrup Landis Siemens	2	3	5	1	$Q_n = 1500 \text{ l/h}$	0,8	$Q_n = 750 \text{ l/h}$	0,8	$Q_n = 200 \text{ l/h}$	3,6	5,2
Caccaniga	2	2	5	10	$\Delta T = 30^\circ\text{C}$	8	$\Delta T = 60^\circ\text{C}$	8	$\Delta T = 50^\circ\text{C}$	35,8	51,8

Tabella 64: Tempi di prova dei contabilizzatori diretti

15.5 SISTEMI DI CONTABILIZZAZIONE INDIRECTA

Questi sistemi prevedono ripartitori di calore (EN 834:2013) che forniscono la misura del calore.

$$Q \propto U_{A,i} = \sum_{i=1}^N \left(RF_i \int_t \Delta T_{s,i} dt \right)$$

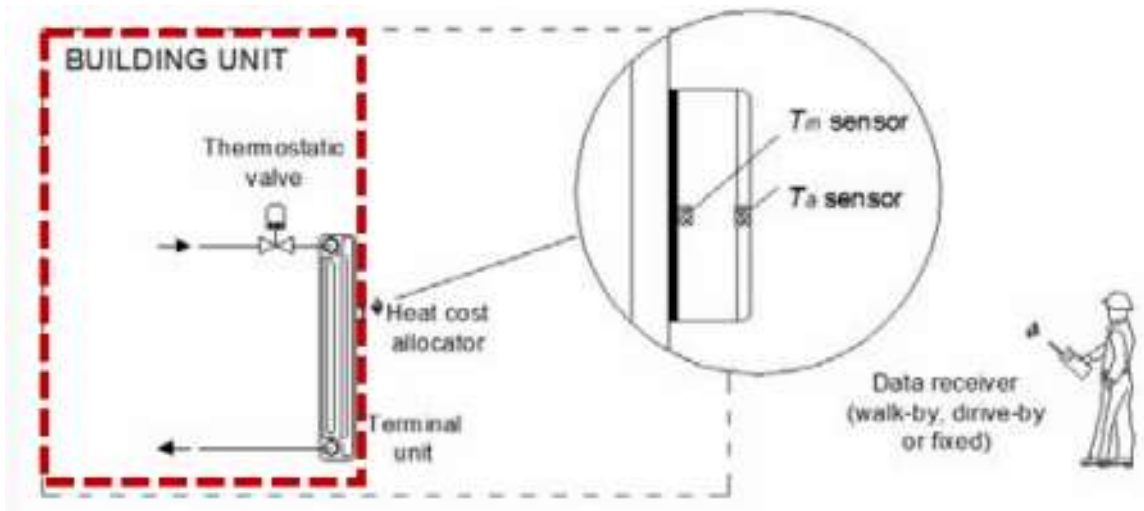


Figura 396: Ripartitore del calore

La totalizzazione dei tempi di inserzione possono essere compensati per la temperatura del fluidi termovettore (UNI TR 11388:2010).

$$Q = \sum_{j=1}^n \phi_{jv} t_j \propto \sum_{k=1}^z \left[\left(\frac{T_{mk} - T_{ak}}{\Delta T_{ap}} \right)^{fe} \phi_{cs} \right] \left[t_k + \tau \left(1 - e^{-\frac{t_{c,k}}{\tau}} \right) \right]$$

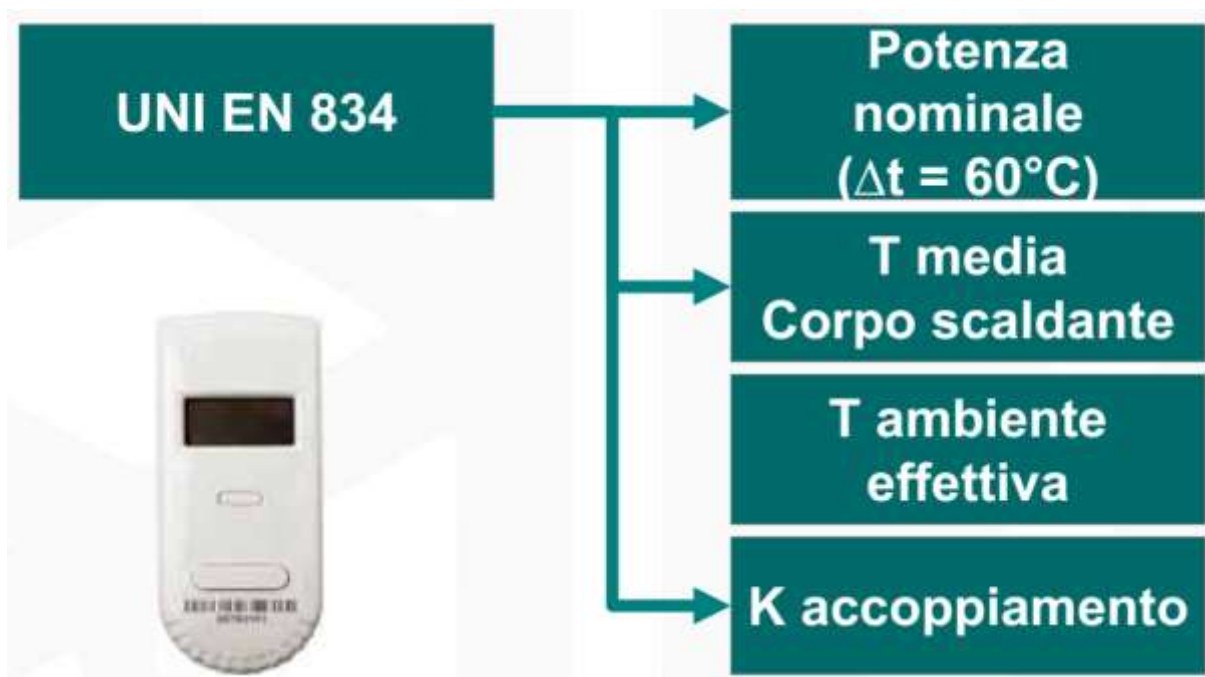


Figura 397: Contabilizzatori indiretti che seguono la UNI EN 834

I ripartitori che seguono la UNI EN 834 presentano una tecnologia consolidata. Sono Dotati di display di lettura istantanea dei consumi (solo con Kc e Kq).

Hanno necessità di corretta installazione. Possono essere installati solo sui radiatori e sono facilmente “ingannabili” (ma con letture frequenti...).

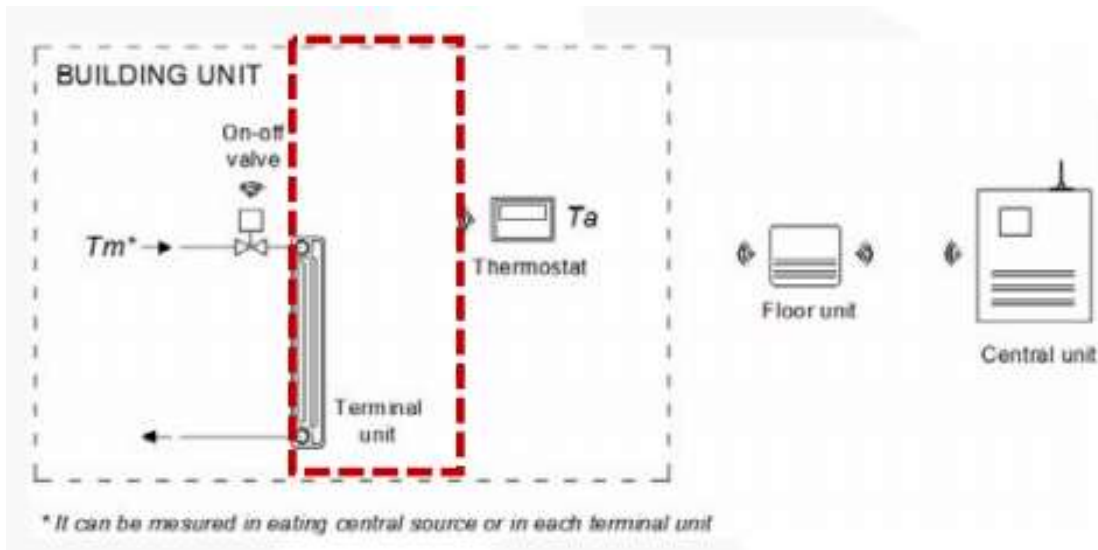


Figura 398: Totalizzazione dei tempi compensati per la temperatura del fluido

La totalizzazione dei tempi di inserzione possono essere compensati con i Gradi – Giorno (UNI 9019:2013):

$$Q = \sum_{j=1}^n \phi_{jv} t_j \propto \sum_{k=1}^z \left[\frac{T_{ac} - T_{ek}}{T_{ac} - T_{ec}} \phi_{cs} \right] \left[t_k + \tau \left(1 - e^{-\frac{t_{c,k}}{\tau}} \right) \right]$$

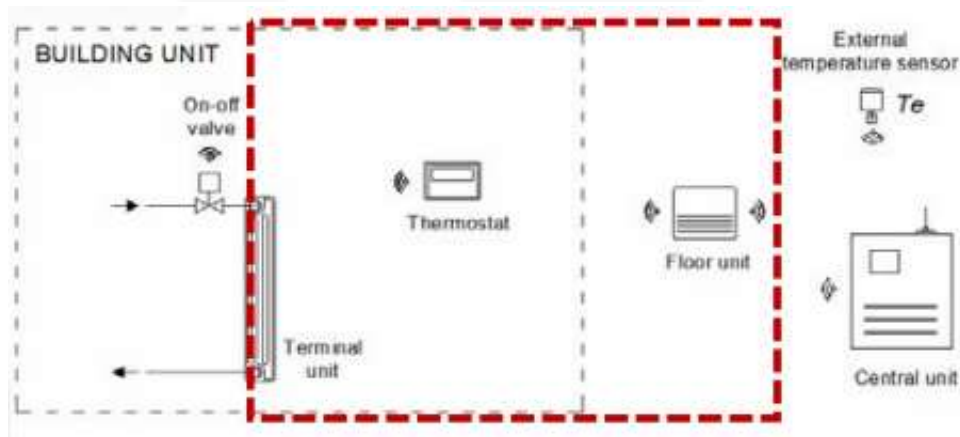


Figura 399: Totalizzazione dei tempi compensati per i Gradi – Giorno

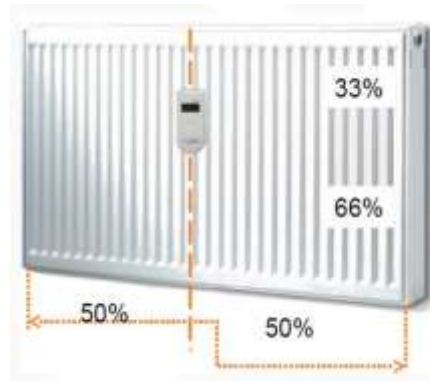


Figura 400: Installazione del ripartitore



Figura 401: Contabilizzatore di calore applicato ad un radiatore

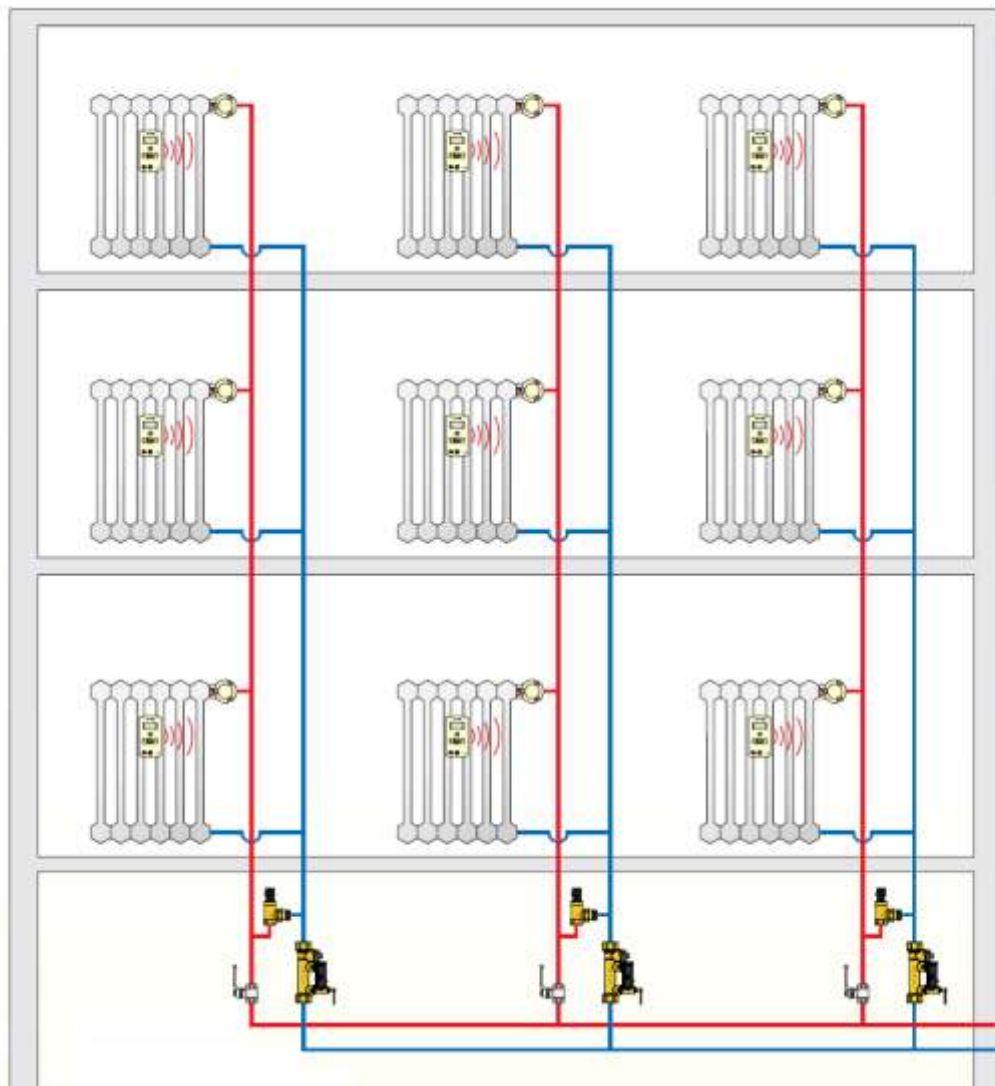


Figura 402: Esempio di impianto di contabilizzazione indiretta

Per i contabilizzatori che seguono la UNI 11388:2015 si ha lo schema di figura seguente.

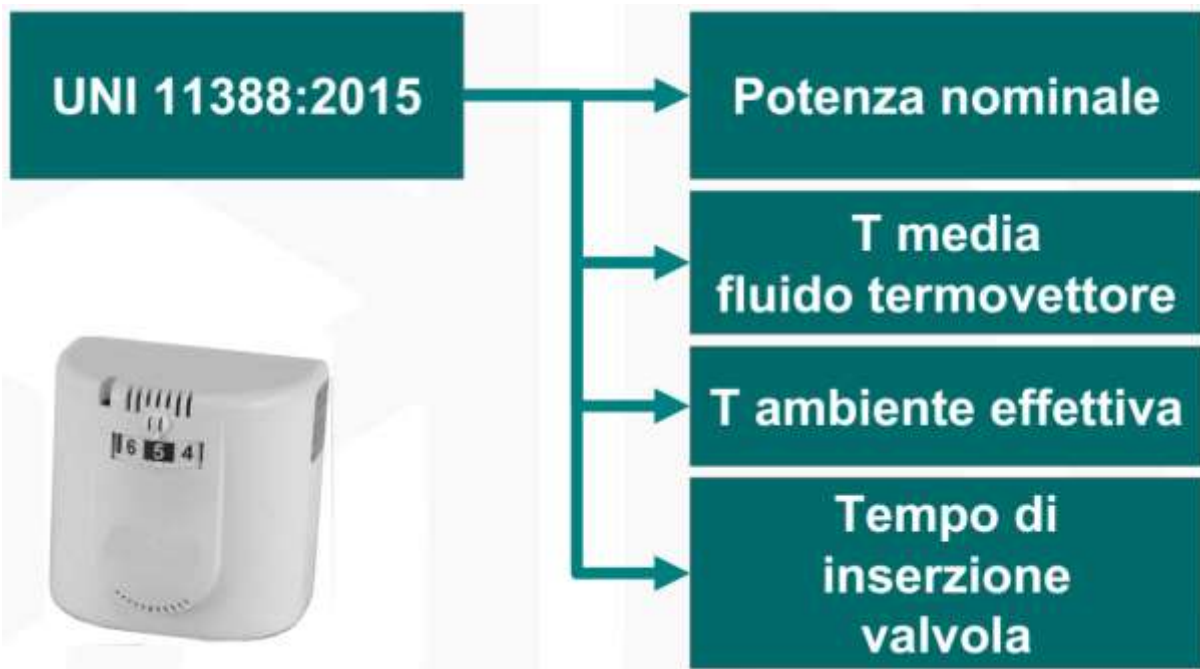


Figura 403: Schema dei contabilizzatori che seguono la UNI 11388:2015

Questi contabilizzatori hanno un sistema di lettura wireless composto da:

- TERMOSTATICHE ELETTRICHE (ON/OFF)
- Telecomando di appartamento (onde radio)
- Ripetitore di piano
- Concentratore in centrale termica
- Modem di comunicazione

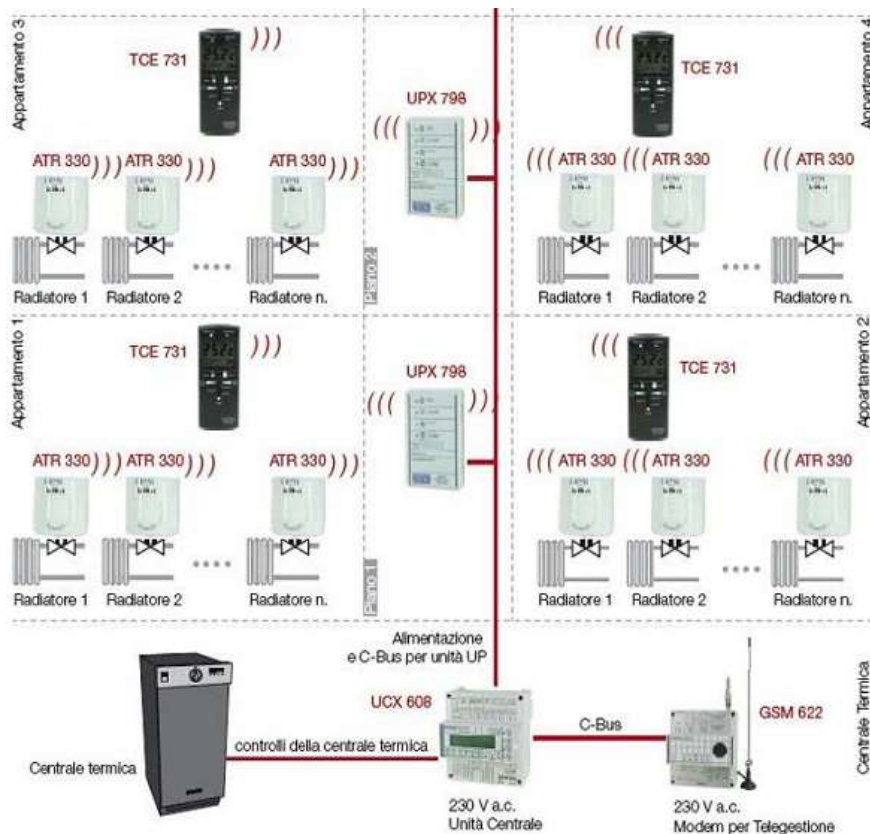


Figura 404: Schema di installazione di contabilizzatori wireless UNI 11388

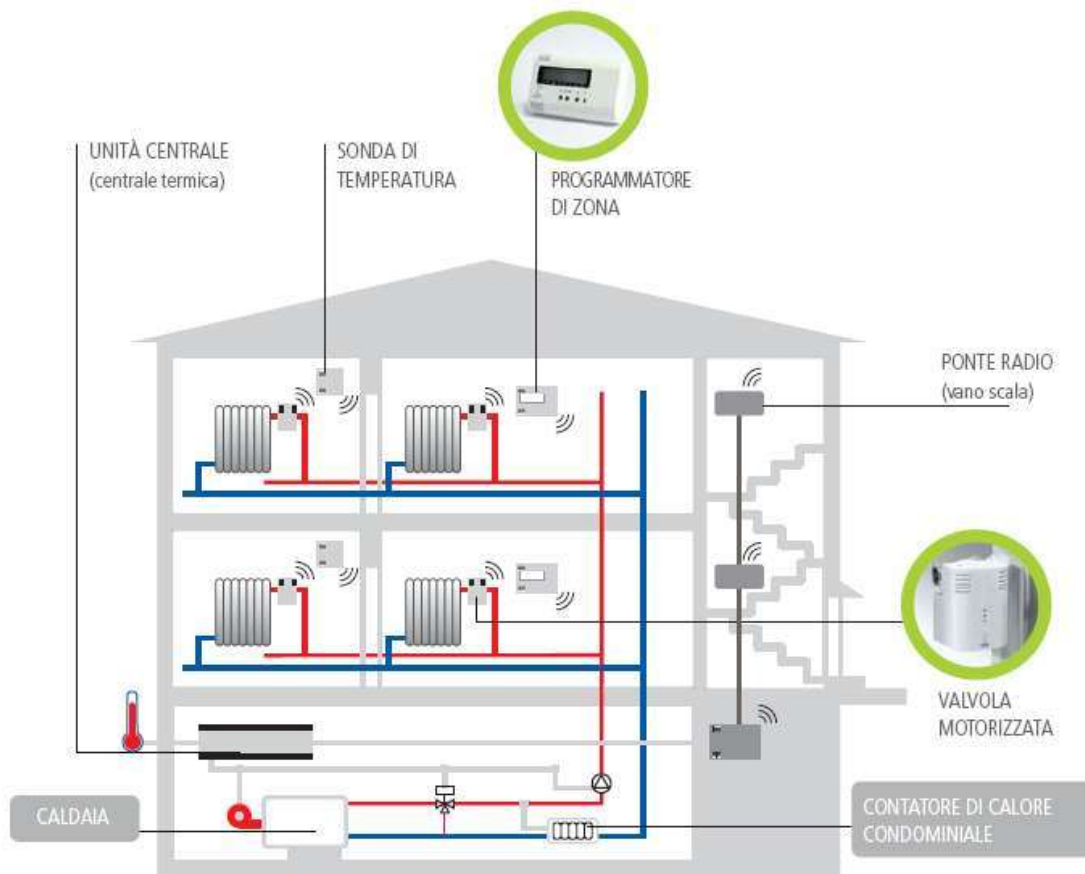


Figura 405: Esempio di installazione wireless

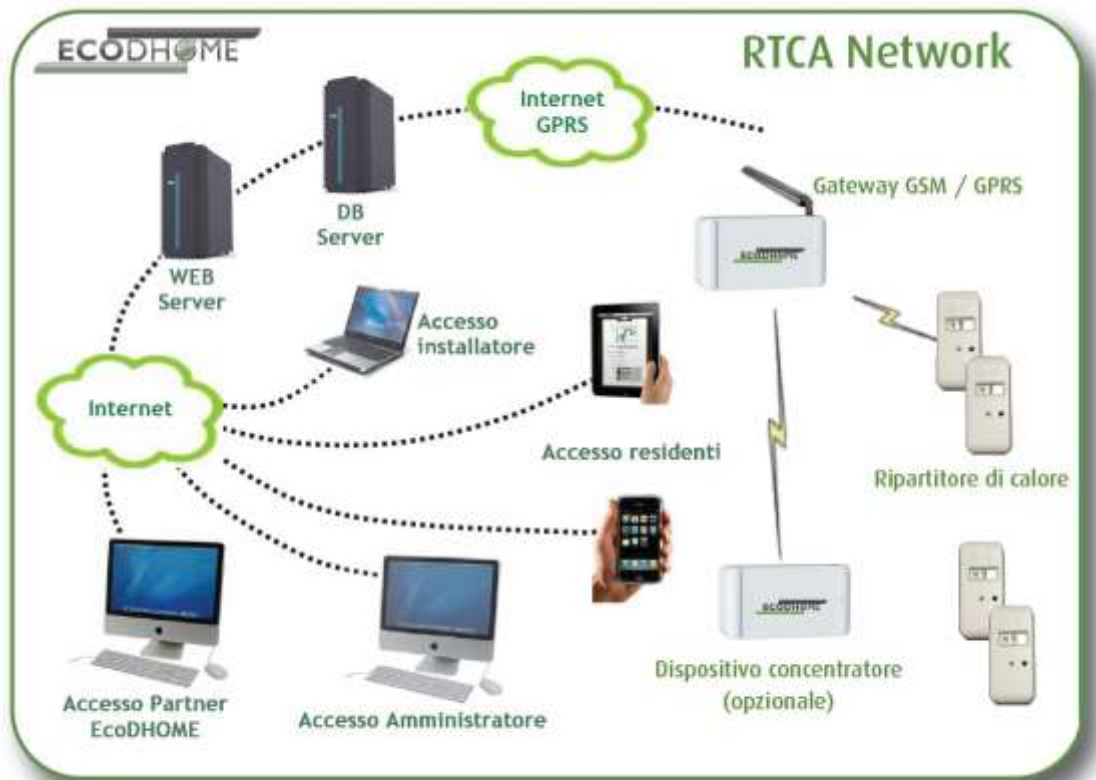


Figura 406: Sistema di contabilizzazione su rete aperta

Il **concentratore** installato in centrale termica riceve i dati provenienti da tutti i comandi termostatici. L'elaborazione permette di “fotografare” in continuo la reale situazione impiantistica, per la gestione caldaia e pompa di circolazione.

L'**unità modem** può svolgere le seguenti funzioni:

- Consultazione remota di tutti i dati significativi dell'impianto, in qualsiasi momento e per le sei stagioni precedenti
- Ricevitore di stringhe SMS inviati dai singoli utenti per consultazione e comando del proprio impianto:
- Accensione e spegnimento impianto
- Richiesta lettura consumi.
- Ciascun appartamento può essere gestito con orari, zone e temperature **autonome** e svincolate dal resto del condominio
- **Contabilizzazione dinamica** dei tempi di effettivo utilizzo dell'intero sistema condominiale (calcolo spese per prelievo involontario)
- Conduzione del generatore di calore in base alle effettive richieste
- Possibilità di **derogare dagli orari di esercizio** condominiali secondo quanto prescritto all'art. 4 lettere f) g) del D.M. 16 aprile 2013 n. 74
- E' possibile contabilizzare **corpi scaldanti non previsti dalla UNI EN 834** (es. ventilconvettori)
- Vera autonomia di gestione: equa ripartizione dei consumi ed **ottimizzazione tangibile** dei consumi.



Figura 407: Esempio di installazione indiretta

15.5.1 RIPARTITORI CON REGOLAZIONE ON OFF PROPORZIONALE

La UNI TR 11388 propone la seguente relazione di calcolo:

$$P = \phi \left(\frac{T_{media} - T_{ambiente}}{T_{progetto} - 20} \right)^{1.3}$$

ove si ha:

- ϕ potenza nominale del corpo scaldante o cumulativa, W;
- T_{media} Temperatura media del corpo scaldante, °C
- T_{amb} Temperatura ambiente, °C;
- T_{prog} Temperatura di mandata di progetto, °C.

15.5.2 RIPARTITORI CON GRADI GIORNO AMBIENTE

La UNI 9019 propone la seguente relazione:

$$P = \phi \left(\frac{20 - T_{est}}{20 - T_{est.prog}} \right)$$

ove si ha:

- ϕ potenza nominale del corpo scaldante o cumulativa, W;
- T_{est} Temperatura esterna, °C
- $T_{est.prog}$ Temperatura esterna di progetto, °C.

15.5.3 ERRORI DI INSTALLAZIONE

Gli errori di installazione incidono secondo quanto specificato nella seguente tabella:

Cause di Errore	Errori tipici	Coefficienti di sensibilità	Errori			
			min	max	tipici	
Differenza temperatura (min 5 max 70°C)	1°C	1/DT _{est}	1.4%	20.0%	2.0%	
Intervallo conteggio	0.5%	1	0.5%	0.5%	0.5%	
(K _c) coefficiente di contatto	3-5%	1	3.0%	5.0%	4.0%	
(K _p) Coefficiente potenza	Potenza nominale radiatore(UNI 442)	1-10%	1	1.0%	10.0%	7.5%
	Effetto installazione radiatore	0-12.5%	1	0.0%	12.5%	
	Connessione idraulica radiatore	0-2.5%	1	0.0%	2.5%	
	Finitura superficiale	0-7.5%	1	0.0%	7.5%	
linearità della curva di emissione del radiatore	0-30%	1	0.0%	30.0%	3.0%	
Fasce di errore			3.5%	40.5%	9.2%	

Figura 408: Errori di installazione

15.6 NORMA UNI 10200:2013

La norma UNI 10200 tratta dei criteri di ripartizione delle spese di climatizzazione invernale e acqua calda sanitaria. Si applica anche a tutti gli impianti centralizzati esistenti.

Essa introduce l’obbligo di contabilizzazione e addebito individuale dei consumi per riscaldamento, acqua calda sanitaria e raffrescamento entro il **31/12/2016**; non sono previste proroghe.

Ai sensi di questa norma è sanzionabile, da 500 a 2500 €, chi ripartisce i costi in modo differente.

Il sistema progetto/impianto/gestione deve essere in grado di comunicare chiaramente all'utente quanto sta consumando e l'effetto dei suoi comportamenti.

Ripartitori debbono essere parametrizzati e l'accesso al sito con dati disponibili con continuità (telegestione). Inoltre il gestore deve poter disporre di dati statistici per analizzare il funzionamento dell'impianto.

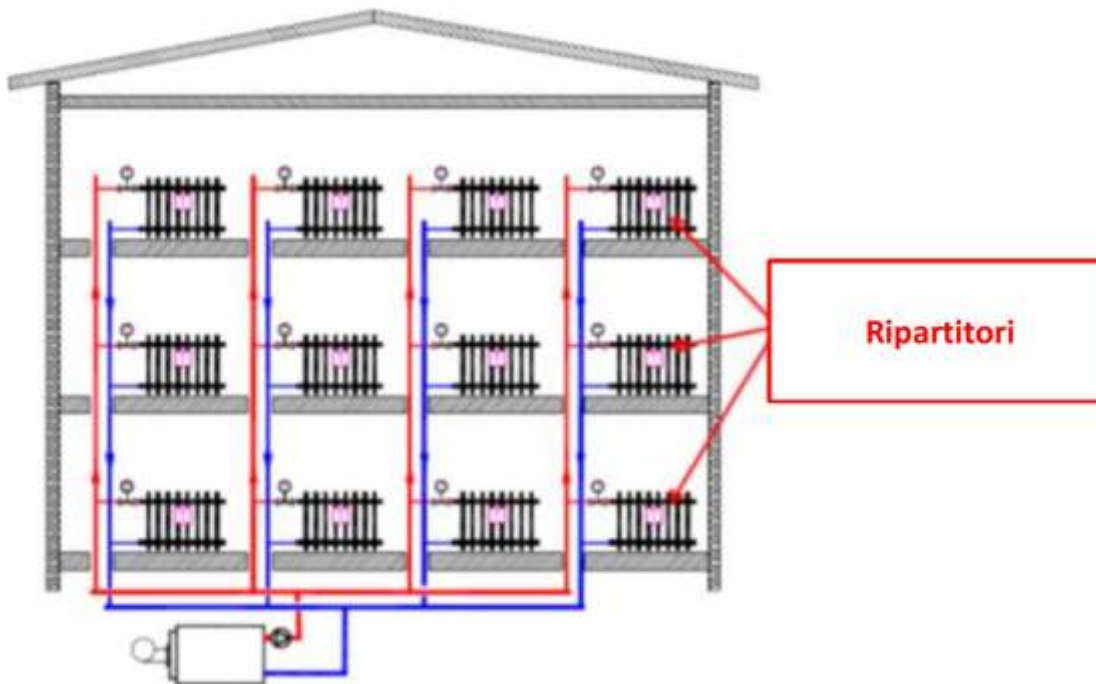


Figura 409: Schema di installazione secondo la UNI 10200:2013

I costi degli impianti di contabilizzazione usufruiscono di un **bonus del 65%** (in contemporanea a interventi di riqualificazione in centrale termica) o del **50%** (dal 01/01/2016) in caso contrario. Il bonus è riconosciuto sia per interventi sulle singole unità immobiliari sia per interventi su parti comuni di edifici condominiali o di tutte le unità immobiliari del condominio. Inoltre per gli impianti di contabilizzazione l'IVA è agevolata al **10%**.

15.6.1 ALGORITMO DI CALCOLO

L'algoritmo di calcolo indicato dalla UNI 10200 precede:

- il ripartitore sia un registratore dell'integrale della temperatura nel tempo" (cioè $\int Tdt$);
- "il conteggio grezzo (C_g) sia il valore approssimato dell'integrale nel tempo di una temperatura caratteristica della superficie che riscalda l'abitazione "... ($C_g = \int Tdt$)
- oppure (il conteggio grezzo è ...) l'integrale nel tempo della differenza fra la temperatura della superficie riscaldante e la temperatura della stanza" ($C_g = \int DTdt$).

La mancata assicurazione di proporzionalità sulla misura ha anche delle conseguenze per i consumatori: rende complessa l'intercambiabilità dei prodotti.

15.6.2 RIPARTITORI

La relazione fondamentale che troviamo nella norma UNI EN 834 è la seguente:

$$UR = C_g \times K_q \times K_c \times K_t$$

cioè le “unità di ripartizione” sono date dal conteggio grezzo moltiplicato per tre parametri correttivi fondamentali:

- K_q tiene conto della potenza nominale del radiatore;
- K_c corregge la differenza di temperatura sentita dal ripartitore e la riporta al valore “vero”;
- K_t si usa in caso di temperatura ambiente molto diversa da 20°C (tipicamente inferiore a 16 °C);

C_g è il conteggio grezzo che si ottiene senza tener conto dei tre fattori correttivi sopra elencati.

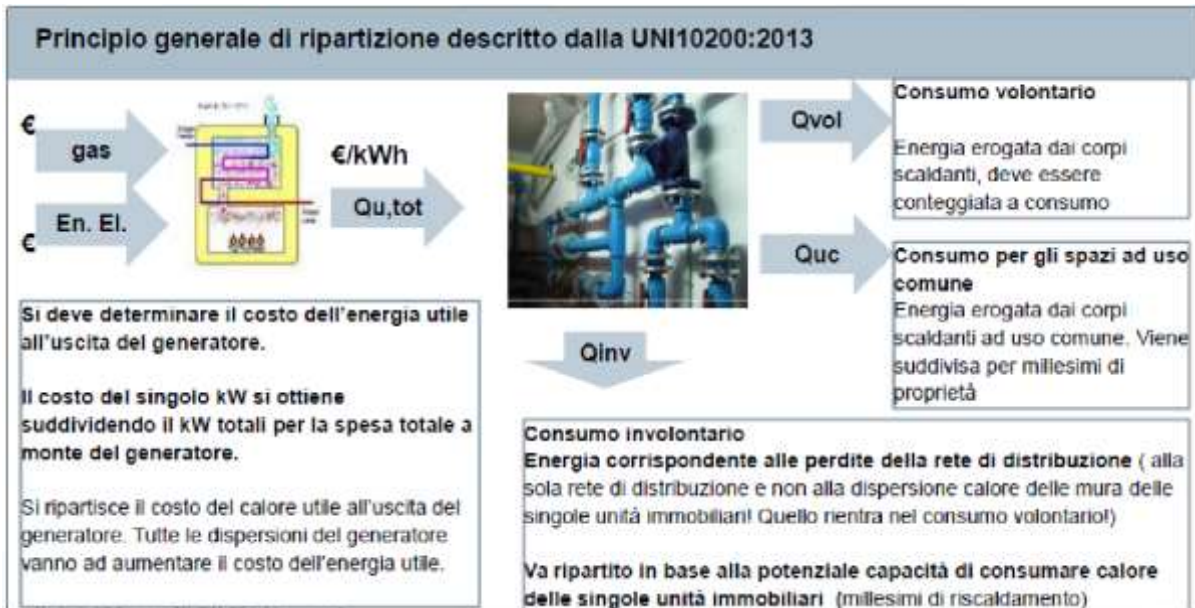


Figura 410: Modalità di ripartizione della UNI 10200:2013

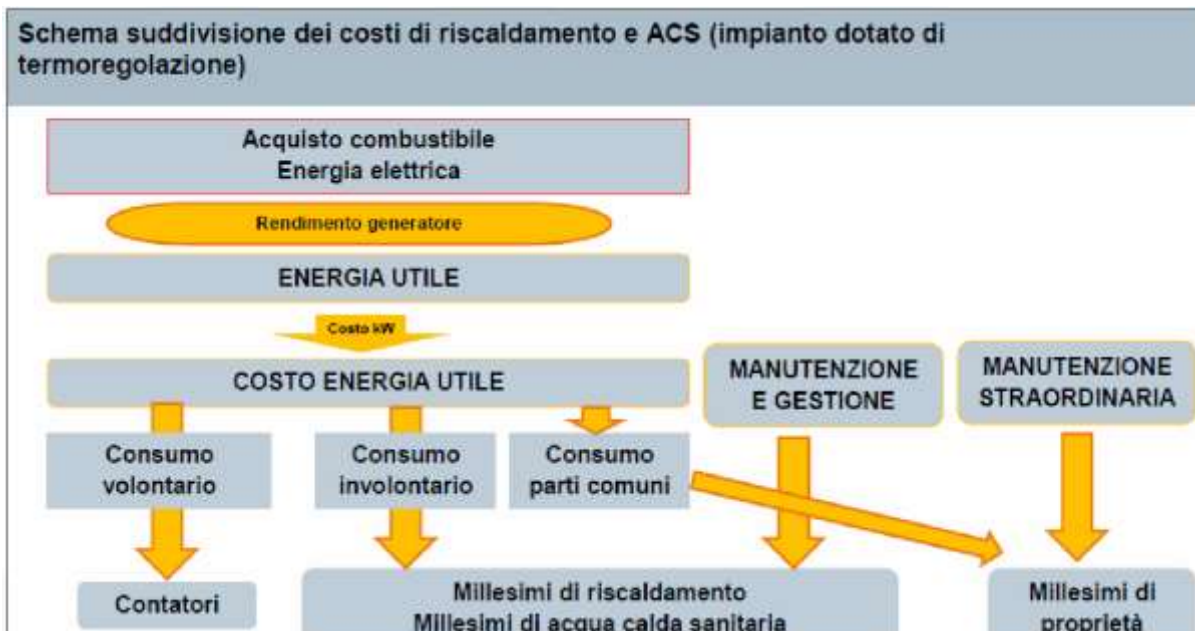


Figura 411: Schema di suddivisione dei costi secondo la UNI 10200:2013

15.7 EVOLUZIONE TECNOLOGICA

La contabilizzazione del calore ha avuto una notevole evoluzione tecnologica grazie anche all’utilizzo massiccio dell’elettronica, come illustrato nella seguente figura.

E’ necessario garantire sempre la scalabilità e la inter operabilità fra sistemi.

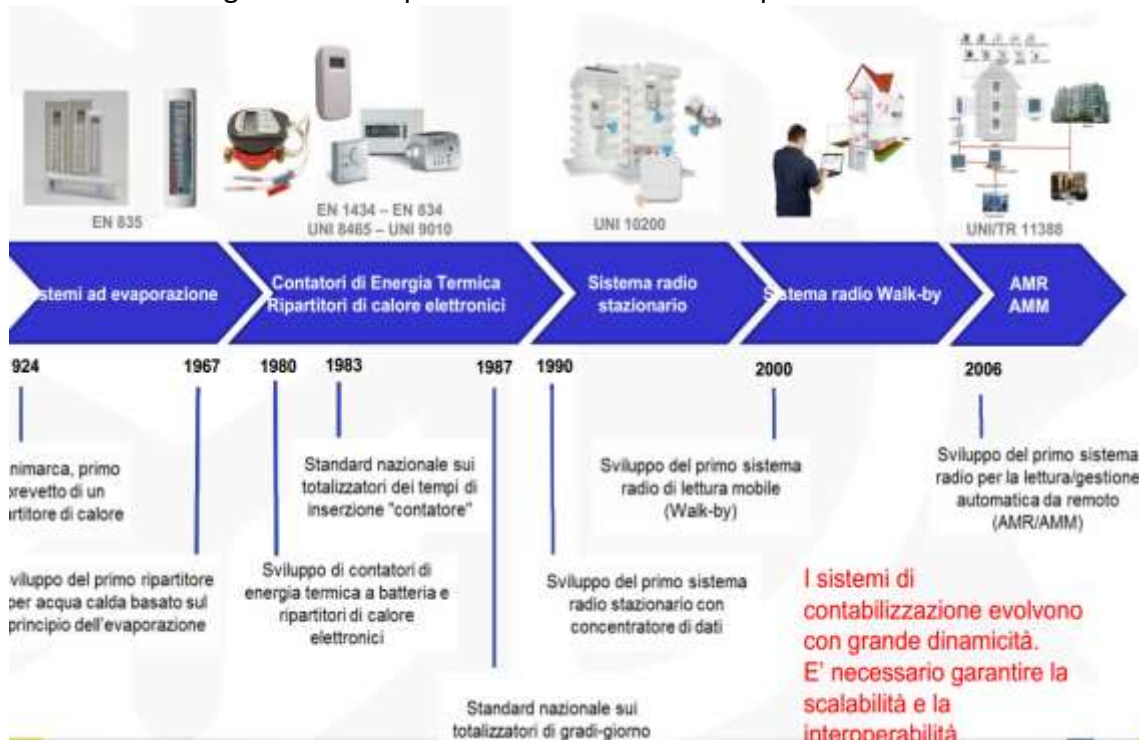


Figura 412: Evoluzione tecnologica dei sistemi di contabilizzazione

15.8 EQUITÀ NELLA RIPARTIZIONE DELL’ENERGIA TERMICA

Il sistema di contabilizzazione del calore deve garantire il più possibile l’equità per effetto delle diverse dispersioni parassite presenti in un edificio, come illustrato dalla figura seguente.

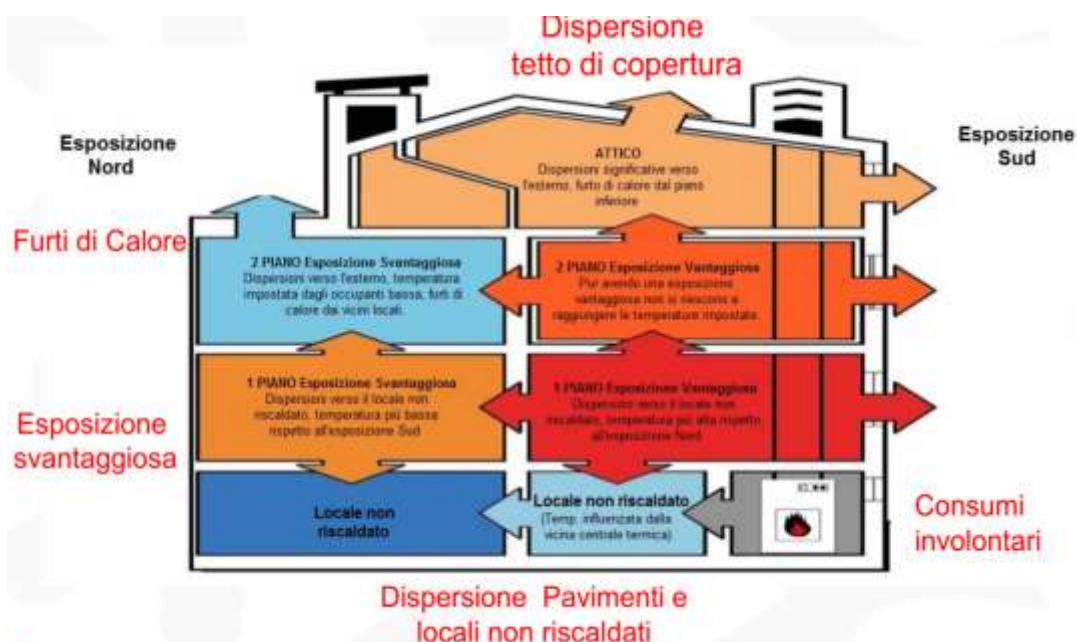


Figura 413: Dispersioni parassite in un edificio riscaldato

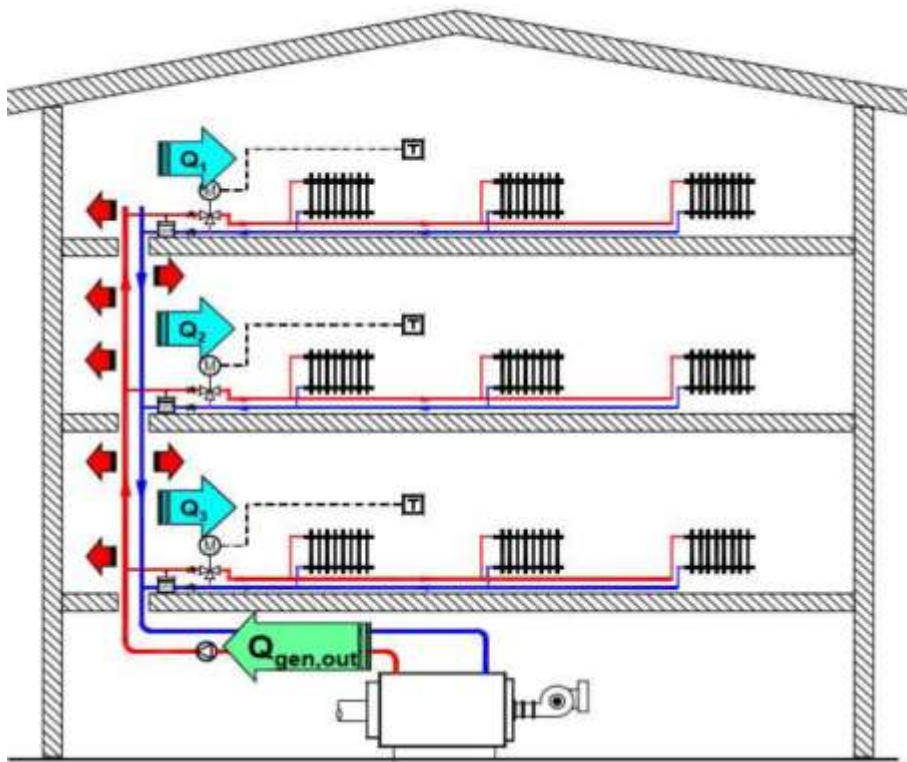


Figura 414: Valutazione delle perdite di calore

15.9 OSSERVAZIONI SULLA CONTABILIZZAZIONE DEL CALORE

La contabilizzazione individuale dei consumi di energia termica rappresenta uno strumento efficace per ridurre i consumi di energia anche del 20% grazie alla consapevolezza degli utenti finali.

Attualmente i sistemi di contabilizzazione disponibili sul mercato riescono a garantire i seguenti errori massimi nelle condizioni di esercizio:

- contabilizzazione diretta (heat meters) (generalmente <5%);
- contabilizzazione indiretta (generalmente >5%) in funzione delle condizioni di installazione; infatti le modalità di installazione dei radiatori e dei sistemi di contabilizzazione (sui radiatori e sull'impianto) possono determinare sensibili effetti sulle prestazioni metrologiche.

La contabilizzazione indiretta non ha le medesime garanzie metrico-legali della contabilizzazione diretta. Le misure dovrebbero essere sempre: trasparenti, eque ed accurate; riferibili ai campioni nazionali ed internazionali; verificate periodicamente e non manomettibili.

Il quadro Normativo presenta ancora delle complessità e aspetti da modificare/rettificare; alcune incertezze possono provocare lo stallo delle applicazioni reali.

I metodi e le tecniche richiedono conoscenze fortemente specializzate e stadi di progettazione accurata; il rischio di creare occasioni per contenzioso è ampio.

E' necessario uno sforzo da parte delle associazioni per tradurre in linee guida immediate e comprensibili il corpo tecnico presente e stabilire le giuste procedure di comunicazione verso l'utente finale.

16. DICHIARAZIONE ISPEL

16.1 LA DICHIARAZIONE ISPEL

Gli impianti di riscaldamento, con una potenzialità superiore a 34,9 kW (30.000 Kcal/h) al focolare, sono regolamentati dal DM 1/12/1975, titolo II: Norme di sicurezza per gli apparecchi contenenti liquidi caldi sotto pressione e relative specificazioni tecniche applicative (Raccolta R).

Gli impianti di riscaldamento possono essere suddivisi in:

- impianti di riscaldamento a vaso di espansione aperto
- impianti di riscaldamento a vaso di espansione chiuso.

Prima dell'installazione, deve essere presentata domanda in bollo al dipartimento ISPEL competente per territorio. Tale domanda è presentata dall'Installatore dell'impianto sulla base delle apparecchiature reali che intende installare. A tale domanda debbono essere allegati:

- - modello ISPEL RD, firmato dalla ditta installatrice, nel quale saranno indicati i dati di identificazione dell'impianto e del luogo di installazione;
- - relazione tecnica redatta sul modello ISPEL RR (per un solo generatore di calore) o RR1 (per più generatori di calore), nei quali il progettista indicherà tutte le caratteristiche richieste, ponendo particolare attenzione alla suddivisione dei circuiti dell'impianto, alle capacità dei relativi vasi di espansione e alla correlazione fra pressione e temperatura. Questi modelli debbono essere firmati da un tecnico progettista iscritto all'Albo
- - dichiarazioni del tecnico progettista secondo quanto richiesto nell'appendice VI, della Raccolta R:
- - disegno schematico dell'impianto
- - fotocopia della prima pagina del libretto matricolare del vaso chiuso, se la sua capacità è superiore ai 25 l.

Qualora l'esame del progetto risulti positivo, l'utente provvederà a richiedere con un'altra domanda in bollo la verifica di impianto. A seguito di ogni domanda, l'utente riceverà un bollettino con indicato l'importo per la prestazione richiesta. A versamento effettuato, l'utente provvederà ad inviare l'attestazione di pagamento, senza la quale non sarà possibile effettuare la prestazione richiesta.

16.2 MODULISTICA DA PRESENTARE:

- Richiesta di esame del progetto, ai sensi del D.M. 1/12/1975;
- duplice copia dei modelli RD - RR - RR/1;

- schema di progetto;
- dati complementari.

Di seguito si ha la modulistica completa per la denuncia ISPESL di un impianto di riscaldamento. Si illustrerà la procedura mediante un esempio completo nel quale sono completate del tutti le schede RD, RR ed RR1. Per la piena comprensione dei riquadri è opportuno fare riferimento ai disegni che rappresentano il layout della centrale termica con il particolare del collettore di mandata. Particolare attenzione va posta al dimensionamento dei vasi di espansione chiusi e alla selezione delle valvole di sicurezza.

D.M. 01.12.1975

Generatori di calore per impianti di riscaldamento ad acqua calda sotto pressione con temperatura non superiore a quella di ebollizione a pressione atmosferica.

RACCOLTA "R"

**ELENCO DELLE FASI DELLA PRASSI OPERATIVA
LISTA DI VERIFICA**

UTENTE: Edificio _____
 Indirizzo _____
 N° pratica _____
 Caldaia _____
 Potenza focolare _____ kW
 Combustibile _____
 Vaso _____
 Dipartimento ISPESL di _____
 A.S.L. di _____

Si tratta di una lista di verifica che costituisce anche una guida per i vari adempimenti necessari per l'omologazione delle Centrali Termiche.

E' importante che l'utente, o per esso l'operatore incaricato, provveda a tutti gli adempimenti previsti, fino al n.17 della lista di verifica, in quanto, diversamente, la Centrale Termica non risulterebbe in regola con le disposizioni di legge.

Nella lista di verifica, per Esecutore si intende l'operatore che normalmente predispone gli elaborati, raccogliendo eventualmente le firme dei soggetti obbligati. Per l'identificazione dei titolari dell'obbligo, vedere il paragrafo delle istruzioni.

	Data	Esecutore
1. Stesura del progetto della centrale termica	<input type="checkbox"/> _____	Progettista
2. Domanda in carta bollata; Richiedente _____ (Progettista, installatore o Utente)	<input type="checkbox"/> _____	Progettista
Modulo RD (denuncia) 2 copie	<input type="checkbox"/> _____	Progettista
Moduli RR - RR/1 (relazione) 2 copie	<input type="checkbox"/> _____	Progettista
Firma installatore	<input type="checkbox"/> _____	installatore
3. Invio al Dipartimento I.S.P.E.S.L. (raccomandata A.R.)	<input type="checkbox"/> _____	Progettista
4. Risposta I.S.P.E.S.L. al Richiedente (Progettista o installatore o Utente) con allegato bollettino di versamento	<input type="checkbox"/> _____	I.S.P.E.S.L.
5. Versamento bollettino £ _____	<input type="checkbox"/> _____	Utente
6. Spedizione dell'originale dell'attestazione di versamento al Dipartimento I.S.P.E.S.L. (raccomandata A.R.)	<input type="checkbox"/> _____	Progettista o Utente
7. Risposta esito esame del progetto al Richiedente (Progettista o installatore o Utente) Esito: <input type="checkbox"/> positivo <input type="checkbox"/> negativo	<input type="checkbox"/> _____	I.S.P.E.S.L.
Motivi dell'esito negativo: _____		
8. Esecuzione lavori	Inizio <input type="checkbox"/> _____	installatore

- Termine _____ installatore
9. Raccolta delle dichiarazioni dell'installatore e delle certificazioni di caldaie e _____ Dir. Lavori
 dispositivi di sicurezza e di protezione, ai sensi del Cap. R.4.A. o R.4.B.,
 secondo i modelli predisposti

		Data	Esecut ore
0.	Verifica a cura del direttore dei lavori della corretta esecuzione e della documentazione fornita, di cui al punto 9, ai sensi del capitolo R.4.A o R.4.B.	<input type="checkbox"/> _____	Dir. Lavori
1.	Domanda di omologazione dell'impianto in carta bollata a nome del Richiedente _____ Allegare copie del Libretto degli eventuali vasi di espansione chiusi di capacità > 25 dm ³	<input type="checkbox"/> _____	Dir. Lavori o Utente o installatore
2.	Risposta I.S.P.E.S.L. al Richiedente (Dir. Lavori o installatore o Utente) con allegato bollettino di versamento	<input type="checkbox"/> _____	I.S.P.E. S.L.
3.	Versamento bollettino £ _____	<input type="checkbox"/> _____	Utente
4.	Spedizione dell'originale dell'attestazione di versamento al Dipartimento I.S.P.E.S.L. (raccomandata A.R.)	<input type="checkbox"/> _____	Dir. Lavori o Utente
5.	Visita di verifica a cura del tecnico I.S.P.E.S.L. Alla visita è opportuno siano presenti l'installatore, l'Utente e il Direttore Lavori. All'atto della visita bisogna consegnare al tecnico I.S.P.E.S.L. la documentazione di cui al punto 9	<input type="checkbox"/> _____	I.S.P.E. S.L.
	Esito: <input type="checkbox"/> positivo <input type="checkbox"/> negativo		
	Motivi dell'esito negativo: _____		
6.	Rilascio del certificato di omologazione (libretto matricolare)	<input type="checkbox"/> _____	I.S.P.E. S.L.
7.	Domanda in carta semplice per la verifica periodica. (Da presentare, per conto dell'utente, a cura del Direttore Lavori subito dopo il rilascio del certificato di omologazione). Controlli periodici - ogni 5 anni a cura dell'A.S.L.	<input type="checkbox"/> _____	I.S.P.E.S.L. Dir. Lavori
8.			
18.1	Controllo A.S.L.	Data	
	Esito: <input type="checkbox"/> positivo <input type="checkbox"/> negativo	_____	A.S.L.
	Motivi dell'esito negativo: _____		
18.2	Controllo A.S.L.	Data	
	Esito: <input type="checkbox"/> positivo <input type="checkbox"/> negativo	_____	A.S.L.
	Motivi dell'esito negativo: _____		
18.3	Controllo A.S.L.	Data	
	Esito: <input type="checkbox"/> positivo <input type="checkbox"/> negativo	_____	A.S.L.
	Motivi dell'esito negativo: _____		



Spett.le
I.S.P.E.S.L.

Dipartimento di _____

_____ via

_____ c.a.p. _____ città

OGGETTO: Richiesta di Verifica Omologativa di nuovo impianto ai sensi dell'Art. 22 D.M. 01.12.75 e del Decreto interministeriale 22.07.86.

Utente _____ Via _____

Comune _____ (Prov _____)

Il sottoscritto _____
cognome _____ nome _____

con sede in _____
città _____ prov. _____ Via _____

nella sua qualità di _____

chiede

LA VERIFICA OMOLOGATIVA SUL LUOGO DELL'IMPIANTO.

Impianto di riscaldamento ad acqua calda, n° di pratica: _____

Potenzialità del focolare espressa in kW: _____

Eventuali vasi di espansione chiusi di capacità superiore a 25 dm³ :

Si allega fotocopia del frontespizio del libretto matricolare dei vasi di espansione sopra elencati (n _____ fotocopie).

Persona da contattare per concordare il collaudo: _____

Nominativo _____

N° telefonico _____

Data, _____

_____ Timbro e firma

D.M. 01.12.1975

Generatori di calore per impianti di riscaldamento ad acqua calda sotto pressione con temperatura non superiore a quella di ebollizione a pressione atmosferica.

RACCOLTA "R"

**DOCUMENTAZIONE DA CONSEGNARE AL TECNICO I.S.P.E.S.L.
ALL'ATTO DELLA VISITA DI VERIFICA OMOLOGATIVA
DELL'IMPIANTO DI RISCALDAMENTO**

"A"

Dichiarazioni del tecnico qualificato

"B"

Certificazioni

CAPITOLO R.4.B. - Punto 2.1

VASO CHIUSO

UTENTE:	Edificio	_____	
	Indirizzo	_____	
	N° pratica	_____	
	Caldaia	_____	
	Potenza focolare	_____	kW
	Combustibile	_____	
	Vaso chiuso	_____	

"A" Dichiarazioni del tecnico qualificato (installatore responsabile):

Il sottoscritto:

Nome _____ Cognome _____

Indirizzo _____

ai sensi del Capitolo R.4.B, punto 2.1.C.

dichiara che:

- 1) la capacità dell'impianto e quella dei vasi d'espansione sono quelle dichiarate nel progetto approvato;
- 2) gli scarichi dei dispositivi di sicurezza possono avvenire senza recare danno a persone;
- 3) i complessi d'interruzione dell'apporto di calore per regolazione e per blocco sono funzionalmente indipendenti fra loro;
- 4) gli elementi sensibili dei termostati di regolazione e di blocco, qualora installati sulla tubazione di uscita del generatore di calore, sono posizionati in modo che la temperatura nei generatori non superi i limiti stabiliti dalla normativa;
- 5) (dichiarazione attestante, qualora non siano state installate valvole di scarico termico o valvole d'intercettazione del combustibile, che esiste nell'impianto la correlazione fra aumento della pressione e corrispondente aumento della temperatura);

NOTA: cancellare la voce che non interessa.

- 5.1) non esiste la correlazione fra aumento di pressione e corrispondente aumento della temperatura; è pertanto installata la valvola di intercettazione del combustibile (oppure la valvola di scarico termico);

oppure:

5.2) esiste la correlazione fra aumento di pressione e corrispondente aumento della temperatura.

In tal caso i circuiti intercettabili hanno le seguenti capacità:

CIRCUITO	DENOMINAZIONE	CAPACITÀ (dm ³)
1		
2		
3		
4		
5		

6) I pressostati ed i termostati di regolazione e di blocco sono indipendenti negli organi di comando e di controllo.

Data, _____

Firma

"B" Certificazioni - Vaso chiuso

Si allegano le seguenti certificazioni, corrispondenti alle caselle barrate:

- 1) certificazione rilasciata dal costruttore attestante il buon esito della prova idraulica del generatore;
quantità n° _____
- 2) certificazione di taratura al banco da parte dell'A.N.C.C. (ora I.S.P.E.S.L.) delle valvole di sicurezza;
quantità n° _____
- 3) certificazione di taratura al banco da parte dell'A.N.C.C. (ora I.S.P.E.S.L.) delle valvole di intercettazione del combustibile;
quantità n° _____
- 4) certificazione di taratura al banco da parte dell'A.N.C.C. (ora I.S.P.E.S.L.) delle valvole di scarico termico;
quantità n° _____
- 1. 5) certificazione di qualifica dei dispositivi di protezione, a meno che gli stessi non siano contraddistinti con il marchio del fabbricante e gli estremi della qualificazione ottenuta;
 - 5.1) interruttore termico automatico di regolazione; quantità n° _____
 - 5.2) interruttore termico automatico di blocco; quantità n° _____
 - 5.3) pressostato di blocco; quantità n° _____
- 2. 6) libretto matricolare dei vasi di espansione chiusi collaudati I.S.P.E.S.L., con riportata certificazione rilasciata dal costruttore attestante il buon esito della prova idraulica;
quantità n° _____
- 7) fotocopia patentino di abilitazione alla conduzione degli impianti termici con potenzialità superiore a 232 kW (solo se a combustibile liquido).

16.3 ESEMPIO DI DENUNCIA ISPESL

Si riporta un esempio di denuncia completa ISPESL di un progetto fittizio.

M
A
R
C
A
D
A
B
O
L
L
O

Spett.le
I.S.P.E.S.L.
DIPARTIMENTO DI MILANO

Via xxxxxxxxxxi, 3
_____ via _____

_____ Milano
cap. città

Oggetto: DENUNCIA DI IMPIANTO TERMICO AD ACQUA CALDA AI SENSI
DELL'ART. 18

D.M. 01/12/1975

UTENTE Condominio Primula Rossa

INDIRIZZO Via Balzac 12

COMUNE BRUGHERIO (PROV. MI)

Il sottoscritto XYXYXYX Andrea
cognome nome

con sede in Milano MI Via Franco Franchi 18
città prov. Indirizzo

nella sua qualità di legale rappresentante della ditta installatrice Termica XYXYXY

C H I E D E

l'esame del progetto relativo all'impianto di riscaldamento installato in _____
Via Balzac 12 Milano

di cui si allega la documentazione in duplice copia.

Data, 28/09/1999 _____

(Timbro e Firma)

Allegati (in duplice copia):

- Mod. RD.
- Mod. RR - RR/1.
- Schema di progetto.
- Dati complementari (Appendice VI - Art. 8)

All. URP
3.2-1

**D.M. 01.12.1975
I.S.P.E.S.L. - RACCOLTA 'R'**

**GENERATORE DI CALORE PER IMPIANTI DI RISCALDAMENTO AD
ACQUA CALDA SOTTO PRESSIONE CON TEMPERATURA NON
SUPERIORE A QUELLA DI EBOLLIZIONE A PRESSIONE ATMOSFERICA**

- Mod RD - Denuncia di impianto centrale di riscaldamento ad acqua calda.
- Mod RR - RR/1 - Relazione tecnica per impianto centrale di riscaldamento ad acqua calda.
- Schema di progetto e dati complementari - Raccolta 'R' (Appendice VI - Art. 8)

UTENTE	Condominio Primula Rossa	
Indirizzo	Via Balzac 12	
Comune	BRUGHERIO	(MI)

INSTALLATORE	Termica XYXYXYX	
Indirizzo	Via Franco Franchi 18	
Comune	Milano	(MI)

Data, 28/09/1999

Nome e Cognome del Progettista

Indirizzo del Progettista

D.M. 01.12.1975**I.S.P.E.S.L. - RACCOLTA 'R'****GENERATORE DI CALORE PER IMPIANTI DI RISCALDAMENTO AD ACQUA CALDA**

UTENTE	Condominio Primula Rossa	
Indirizzo	Via Balzac 12	
Comune	Milano	(MI)
INSTALLATORE	Termica XYXYXY	
Indirizzo	Via Franco Franchi 18	
Comune	Milano	(MI)

SCHEMA DI PROGETTO E DATI COMPLEMENTARI**COMMENTO**

- 1- ELENCO DEI COMPONENTI INDICATI SULLA TAVOLA GRAFICA CON LA DESCRIZIONE DELLE LORO CARATTERISTICHE
- 2- COMMENTO AI DATI INDICATI SULLA TAVOLA GRAFICA ED INDICAZIONI DI PROGETTO
- 3- DATI COMPLEMENTARI - RACCOLTA 'R' (Appendice VI - Art. 8)
- 4- TAVOLA GRAFICA N° 1234/99

Data 28/09/1999

Nome e Cognome del Progettista**Indirizzo del Progettista)**

1- ELENCO DEI COMPONENTI INDICATI SULLA TAVOLA GRAFICA CON LA DESCRIZIONE DELLE LORO CARATTERISTICHE

 **1 Bruciatore**

Bruciatore

Costruttore		Talisman	
Tipo		MP3	
Combustibile		Metano	
Potenza nominale	(Qb)	248,8	kW

 **2 Caldaia**


Caldaia

Costruttore		Similar	
Tipo		2R 14	
Potenza termica utile	(Qu)	248,8	kW
Potenza termica al focolare	(Qf)	276,4	kW
Pressione massima di esercizio	(Peg)	5	bar

 **3 Valvola di sicurezza**

Valvola di sicurezza

Costruttore		Caleffi	
Tipo		527540	
Qualifica		QUALIFICATA	
Diametro nominale	(Dv)	3/4"	
Diametro orifizio	(Do)	20	mm
Coefficiente di efflusso	(K)	,67	
Portata di scarico vapore	(W)	533,6	kg/h
Potenza termica scaricabile	(Qt)	309,5	kW
Numeri di valvole	(Ns)	1	
Potenza termica scaricabile totale	(Qtv)	309,5	kW
Pressione di taratura	(Pt)	4	bar
Sovrapressione	(Sp)	10	%
Pressione di scarico	(Psc)	4,4	bar

 **4 Vaso di espansione a diaframma**


Vaso di espansione a diaframma

Circuito		Unico	
Contenuto d'acqua dell'impianto	(C)	2986	litri
Pressione assoluta iniziale precarica	(Pi ass)	2,83	bar
Pressione finale assoluta	(Pf ass)	5,13	bar
Pressione massima esercizio (relativa)	(Pev)	6	bar
Capacità del vaso (proposta)	(Cv prop)	240	litri
Volume d'espansione	(Ve)	107	litri
Capacità del vaso (adottata)	(Cv ad)	250	litri
Correlazione tra aumento t e p		ASSENTE	

 **5 Interruttore termico automatico di regolazione**

Interruttore termico automatico di regolazione di tipo omologato tarato ad una temperatura non superiore a 95 °C.


Costruttore in caldaia
 Tipo



6 Interruttore termico automatico di blocco

Interruttore termico automatico di blocco a riarmo manuale di tipo omologato tarato ad una temperatura non superiore a 100 °C.

Costruttore in caldaia
 Tipo



7 Pressostato di blocco

Pressostato di blocco a riarmo manuale di tipo omologato.

Costruttore	Caleffi
Tipo	SQ-D
Pressione di taratura pressostato	Ppr 3,80 bar



8 Indicatore di temperatura

Indicatore di temperatura con scala graduata in °C e fondo scala di 120 °C.


Costruttore	Caleffi
Tipo	F 15



9 Pozzetto

Pozzetto per inserzione termometro di controllo con diametro interno non inferiore a 10 mm.

Costruttore	-
Tipo	-



10 Valvola di intercettazione del combustibile

Valvola di intercettazione del combustibile ad azione positiva non azionata da energia esterna, omologata.

Costruttore	Caleffi
Tipo	54108
Diametro nominale	1" 1/2

IMPIANTO A VASO CHIUSO**DATI INDICATI SULLA TAVOLA GRAFICA.**

Sono indicati sulla tavola grafica allegata:

- a) Diametro nominale delle tubazioni in pollici.
- b) Diametro interno (in mm) delle tubazioni di espansione, di ingresso alla valvola di sicurezza e di scarico della valvola di sicurezza.
- c) Altezza idrostatica H_i .
- d) Altezza dello sbocco della valvola di sicurezza.
- e) Altezza dell'attacco del vaso di espansione.
- f) Posizione dei dispositivi di protezione ed i limiti di distanza dall'uscita della caldaia (ove richiesto).
- g) Raggi di curvatura "R" del tubo di collegamento del vaso di espansione.

TUBAZIONE DI COLLEGAMENTO TRA IL GENERATORE ED IL VASO DI ESPANSIONE.

La tubazione di collegamento tra generatore e vaso di espansione deve essere protetta dal gelo, deve essere realizzata in modo da non presentare punti di accumulo di incrostazioni o depositi e deve avere curve con raggio di curvatura "R" non inferiore a 1,5 volte il diametro interno.

3. PRESCRIZIONI PER IL POSIZIONAMENTO DEI DISPOSITIVI DI SICUREZZA, PROTEZIONE E CONTROLLO.

La tabella seguente descrive le prescrizioni per il posizionamento dei dispositivi di sicurezza, protezione e controllo (riguarda le distanze dal generatore e le tubazioni di installazione).

COMPONENTI	TIPO	COMPONENTE INSTALLATO SUL GENERATORE DI CALORE O SULLA TUBAZIONE AD UNA DISTANZA MASSIMA DALLA CALDAIA DI:	INSTALLAZIONE PRIMA DI QUALSIASI VALVOLA DI INTERCETTAZIONE E TUBAZIONE DI INSTALLAZIONE	RIFERIMENTO RACCOLTA RISPEL ED. 1982
VALVOLA DI SICUREZZA	SICUREZZA	1,0 m	SI - MANDATA	R.3.B. 2.4.
VALVOLA INTERCETTAZIONE COMBUSTIBILE	SICUREZZA	0,5 m	SI - MANDATA	R.2.A. 4.2.
TERMOSTATO DI REGOLAZIONE	PROTEZIONE	0,5 m	SI - MANDATA	R.2.B. 1.8.
TERMOSTATO DI BLOCCO	PROTEZIONE	0,5 m	SI - MANDATA	R.2.B. 1.8.
PRESSOSTATO DI BLOCCO	PROTEZIONE	(-)	SI - MANDATA	R.2.B. 1.8.
TERMOMETRO	CONTROLLO	(-)	SI - MANDATA	R.2.C. 3.4.
POZZETTO PER TERMOMETRO CAMPIONE	CONTROLLO	(-)	SI - MANDATA	R.2.C. 3.4.
MANOMETRO CON FLANGIA	CONTROLLO	(-)	SI - MANDATA O RITORNO	R.2.C. 2.5.
VASO DI ESPANSIONE		(-)	SI - MANDATA O RITORNO	R.3.B. 3.5.
(VALVOLA DI SCARICO TERMICO)	SICUREZZA	0,5 m	SI - MANDATA	R.2.A. 3.3.
(FLUSSOSTATO)		(-)	NO	R.3.B. 5.4.

(-) non è prevista una distanza massima.

COLLEGAMENTI ELETTRICI.

L'installatore idraulico dovrà richiedere all'installatore elettricista che siano rispettate le prescrizioni di seguito elencate.

- I termostati devono essere indipendenti negli organi di comando e di controllo.
- Nel caso di bruciatori monofase è ammesso il collegamento in serie dei termostati di regolazione, di blocco e del pressostato di blocco purché detti dispositivi interrompano direttamente il circuito elettrico di alimentazione (senza fare uso di contattori intermedi).
- Nel caso di bruciatori atmosferici i termostati di regolazione e di blocco devono agire su due distinte elettrovalvole di intercettazione del gas (che possono essere riunite in un unico corpo multifunzionale).
- Nel caso di bruciatori trifase il termostato di regolazione deve agire su un contactore, mentre il termostato di blocco e il pressostato di blocco devono agire su un secondo contactore. Entrambi i contattori devono interrompere direttamente il circuito elettrico di alimentazione.

DOCUMENTI DA CONSERVARE E DA CONSEGNARE PER LA VISITA DI VERIFICA OMOLOGATIVA.

E' onere dell'installatore raccogliere, conservare e consegnare all'utente (con documento di ricevuta) i seguenti documenti:

COMPONENTE	DOCUMENTO DA CONSERVARE
CALDAIA	CERTIFICATO DEL COSTRUTTORE: PROVA IDRAULICA
VALVOLA INTERCETTAZIONE COMBUSTIBILE	CERTIFICATO DI TARATURA A BANCO
VALVOLA DI SICUREZZA	CERTIFICATO DI TARATURA A BANCO
VASI DI ESPANSIONE OLTRE 24 LITRI	LIBRETTO MATRICOLARE
TERMOSTATO DI REGOLAZIONE	CERTIFICATO DI RISPONDEZZA PROTOTIPO
TERMOSTATO DI BLOCCO	CERTIFICATO DI RISPONDEZZA PROTOTIPO
PRESSOSTATO DI BLOCCO	CERTIFICATO DI RISPONDEZZA PROTOTIPO

Inoltre l'installatore dovrà rilasciare, dopo la fine lavori, la dichiarazione di tecnico qualificato secondo le disposizioni ISPESL.

NOTA: Per tutti i componenti di nuova installazione conservare il certificato di omologazione e riporlo nell'apposita cassetta porta documenti, in quanto da presentare al funzionario ISPESL in sede di collaudo.
In caso di smarrimento del certificato il componente dovrà essere sostituito.

ISOLAMENTO TERMICO DELLE TUBAZIONI.

L'isolamento termico delle tubazioni corrisponderà alle indicazioni della legge n. 10/91 e del DPR 412/93. Per tubazioni correnti in centrale termica gli spessori saranno il 100% dell'Allegato B - DPR 412, pari a:

CONDUTTIVITÀ (W/m°C)	DIAMETRO ESTERNO DELLA TUBAZIONE (mm)					
	< 20	da 20 a 39	da 40 a 59	da 60 a 79	da 80 a 99	>100
0.030	13	19	26	33	37	40
0.032	14	21	29	36	40	44
0.034	15	23	31	39	44	48
0.036	17	25	34	43	47	52
0.038	18	28	37	46	51	56
0.040	20	30	40	50	55	60
0.042	22	32	43	54	59	64
0.044	24	35	46	58	63	69
0.046	26	38	50	62	68	74
0.048	28	41	54	66	72	79
0.050	30	44	58	71	77	84

Nella tavola grafica la scritta IS ___ indica lo spessore (in mm) dell'isolante, avente una conduttività di prova a 50°C (λ) non superiore a 0,041 W/(m°C).

4. RIFERIMENTI NORMATIVI PER LE PRESCRIZIONI DI SICUREZZA, ANTINCENDIO, RISPARMIO ENERGETICO ED IMPIANTI ELETTRICI.

Il locale focolari, l'impianto di alimentazione del combustibile, l'aerazione, gli apparecchi ed i bruciatori, i canali di fumo, i camini, l'impianto elettrico e le strutture edili devono essere conformi alle vigenti disposizioni di legge:

a) per impianti elettrici:

- Legge n. 186/68
- Norma CEI 64-8
- Norma CEI 64-2

b) per combustibili liquidi (norme antincendio):

- Legge n. 615/66
 - DPR 22.12.1970 n. 1391
- Circolare del Ministero dell'Interno n. 73 del 29.07.1971

c) per combustibili gassosi (norme antincendio):

- D.M. 12.04.1996
 - Legge n. 1083/71
- Norme UNI - CIG
- D.M. 24.11.1984

d) per la sicurezza:

- Legge n. 46/90
- DPR n. 547/55
- DLgs n. 626/94

e) per il risparmio energetico:

- Legge n. 10/91
- DPR n. 412/93
- D.M. 13.12.1993

Alla fine dei lavori l'installatore dovrà rilasciare la dichiarazione di conformità ai sensi della legge n. 46/90, completa degli allegati obbligatori in 3 copie (n.1 per l'utente, n.1 per il Comune e n.1 per la Camera di Commercio).

3 - DATI COMPLEMENTARI - RACCOLTA "R" (Appendice VI - Art. 8)**IMPIANTO A VASO CHIUSO**

- a) Nell'impianto è prevista sia la valvola di sicurezza sia la valvola di intercettazione combustibile in quanto non esiste correlazione tra l'aumento di temperatura e l'aumento di pressione.
- b) In luogo della valvola di scarico termico si è impiegata la valvola di intercettazione del combustibile.
- c) La pressione di precarica del vaso è di: 1,82 bar
- d) Non è prevista l'interruzione di apporto del calore all'atto dell'arresto della circolazione.
- e) Lo scarico delle valvole di sicurezza, delle eventuali valvole di scarico termico e delle eventuali valvole di intercettazione a tre vie risulta ubicato in modo da non recare danni alle persone o alle cose in caso di intervento.
- f) La distanza degli organi di sicurezza, di protezione e di controllo dall'uscita dal generatore non è maggiore dei valori previsti, come indicato nella tabella precedentemente riportata.
- g) E' attuata l'indipendenza dei dispositivi di protezione mediante almeno due circuiti separati, salvo il caso in cui operino su un bruciatore azionato da un motore monofase.
- h) La pressione di esercizio dichiarata dal costruttore del generatore è tale da assicurare la sua stabilità anche alla temperatura massima di intervento degli organi di sicurezza.
- i) La valvola di intercettazione a tre vie, se esistente sull'impianto, non presenta posizioni di manovra in cui risultino contemporaneamente intercettate entrambe le vie di uscita, oppure in cui una delle due vie sia completamente chiusa e l'altra aperta solo parzialmente.

16.3.1 ESEMPIO DI DIMENSIONAMENTO DI COMPONENTI ISPEL

Dimensionamento vaso di espansione chiuso

Edificio	Condominio Primula Rossa Via Balzac 12 - BRUGHERIO (MI)
Committente	AMMINISTRATORE Rag. PIGA Augusto Via xxxxxx 14 - VIMERCATE (MI)
Impianto	Centrale termica condominiale ad uso riscaldamento
Progettista	EDILCLIMA S.r.l. - Progettazione Impianti - Tel. 0322/835816 Via Torrione, 30 - 28021 BORGOMANERO (NO)

Generatore n°	1		
Marca e modello	Similar	2R 14	
Potenza termica al focolare	Qf	276,4	kW
Potenza termica utile	Qu	248,8	kW
Pressione di esercizio	Peg	5,00	bar

Circuito			
Pressione atmosferica	Pa	1,01	bar
Contenuto d'acqua totale del circuito	C	2986	litri
Coefficiente di dilatazione globale	e	0,036	dm³/dm³
Altezza idrostatica dell'impianto	Hi	14,0	m
Aumento pressione di precarica del vaso	Pr	0,50	bar
Altezza della valvola di sicurezza	Hvs	1,5	m
Altezza del vaso di espansione	Hve	0,5	m

Valvola di sicurezza			
Marca e modello		Caleffi 527540	
Pressione di taratura	Pt	4,00	bar
Sovrapressione	Sp	10	%
Diametro	Dv	20	mm

Risultati			
Numero di vasi	Nv	1	
Capacità totale	Cv	250	litri
Pressione massima di esercizio del vaso	Pev	6,00	bar
Diametro del tubo di collegamento	Dt	21,7	mm
Raggio di curvatura	Rt ≥	33	mm

Vasi scelti				
	Marca	Modello	Capacità (litri)	Pressione (bar)
	Caleffi	556250	250	6,00

Controlli							
Pressione massima di esercizio del generatore	Peg	≥	Pt * (1 + Sp/100)	bar	5,00	≥	4,40 Si
Pressione massima di esercizio del vaso adottato	Pev ad	≥	Pev prop	bar	6,00	≥	4,50 Si
Pressione massima di esercizio del vaso adottato	Pev ad	≥	Pf rel effettivo	bar	6,00	≥	3,95 Si
Aumento pressione di precarica del vaso	Pr	≥	0.15	bar	0,50	≥	0,15 Si
Capacità del vaso adottato	Cv ad	≥	Cv prop	dm³	250	≥	240 Si
Diametro adottato	Dt ad	≥	Dt prop	mm	21,7	≥	18,0 Si
Raggio di curvatura adottato	Rt ad	≥	1.5 * Dt at	mm	33	≥	33 Si

Calcolo pressioni				
Pressione iniziale	Pi ass	2,83	Pi rel	1,82 bar
Pressione finale (valori proposti)	Pf ass'	5,11	Pf rel'	4,10 bar
Pressione finale (valori adottati)	Pf ass	4,96	Pf rel	3,95 bar
Pressione di precarica del vaso	Pirel	1,82	bar	
Volume di espansione	C * e	107	dm³	

Rif. Valvola di sicurezza

Dimensionamento valvola di sicurezza

Edificio	Condominio Primula Rossa Via Balzac 12 - BRUGHERIO (MI)
Committente	AMMINISTRATORE Rag. PIGA Augusto Via xxxxxx 14 - VIMERCATE (MI)
Impianto	Centrale termica condominiale ad uso riscaldamento
Progettista	EDILCLIMA S.r.l. - Progettazione Impianti - Tel. 0322/835816 Via Torrione, 30 - 28021 BORGOMANERO (NO)

Generatore n°	1						
Marca e modello		Similar		2R 14			
Potenza termica al focolare		Qf		276,4			kW
Potenza termica utile		Qu		248,8			kW
Pressione di esercizio		Peg		5,00			bar
Pressioni							
Pressione massima di esercizio del vaso		Pev		6,00			bar
Pressione di taratura pressostato		Ppr		3,80			bar
Differenza di pressione vaso-valvola per quota		dq		0,10			bar
Fondo scala manometro				6,00			bar
Valvola di sicurezza							
Marca				Caleffi			
Modello				527540			
Pressione di taratura		Pt		4,00			bar
Sovrapressione di apertura		Sp		10			%
Diametro valvola		Dv		3/4"			
Risultati							
Numero di valvole		Ns		1			
Potenza utile della valvola scelta		Qv		309,5			kW
Potenza totale delle valvole		Qtv		309,5			kW
Potenza minima da adottare		Qu		248,8			kW
Dati							
Sezione netta		A		3,1416			cm ²
Coefficiente di efflusso		K		0,67			
Pressione di scarico		Psc		4,40			bar
Valore M (Racc. R - Cap. R.2.A. Punto 2)		M		0,710			
Diametro orifizio		Do		20			mm
Diametro della tubazione di uscita dalla valvola		Ø sc		1"			
Portata di scarico vapore		W		533,6			kg/h
Controlli							
Portata di scarico vapore	W	≥	Qu / 0.58	kg/h	533,6	≥	429,0 Si
Potenza termica scaricabile	Qtv	≥	Qu	kW	309,5	≥	248,8 Si
Sovrapressione di apertura	Sp Ap	≤	20 %		10	≤	20 % Si
Scarto di chiusura	Sp Ch	≤	20 %		20	≤	20 % Si
Pressione di esercizio del generatore	Peg	≥	Psc	bar	5,00	≥	4,40 Si
Pressione di esercizio del vaso tenuto conto del dislivello tra vaso e valvola	Pev	≥	Psc + dq	bar	6,00	≥	4,50 Si
Se Qu ≤ 580 kW	<input checked="" type="checkbox"/>		Ns ≥ 1				Si
Se Qu > 580 kW	<input type="checkbox"/>		Ns ≥ 2				

Rif.	Valvola di intercettazione del combustibile			
Dimensionamento valvola di intercettazione del combustibile				
Edificio	Condominio Primula Rossa Via Balzac 12 -Milano)			
Committente	AMMINISTRATORE Rag. UUUUU Augusto Via xxxxxxxt 14 - Milano (MI)			
Impianto	Centrale termica condominiale ad uso riscaldamento			
Progettista	Nome e Cognome del Progettista Indirizzo del Progettista)			
Generatore n°	1			
Marca e modello	Similar	2R 14		
Potenza termica al focolare	Qf	276,4		kW
Potenza termica utile	Qu	248,8		kW
Pressione di esercizio	Peg	5,00		bar
Circuito				
Combustibile		Metano		
Moltiplicatore della portata	MP	1,0		
Potere calorifico inferiore		34,00		MJ/Stm ³
Portata	Gc	29,27		Stm ³ /h
Dp ammissibile	Dpa	20		daPa
Valvola intercettazione del combustibile				
Numero di valvole	Ni	1		
Marca		Caleffi		
Modello		54108		
Misura		1" 1/2		
Dp effettivo	Dpe	11		daPa
Controlli				
Dp effettivo ≤ Dp ammissibile	Dpe ≤ Dpa	daPa	11	≤ 20 Si

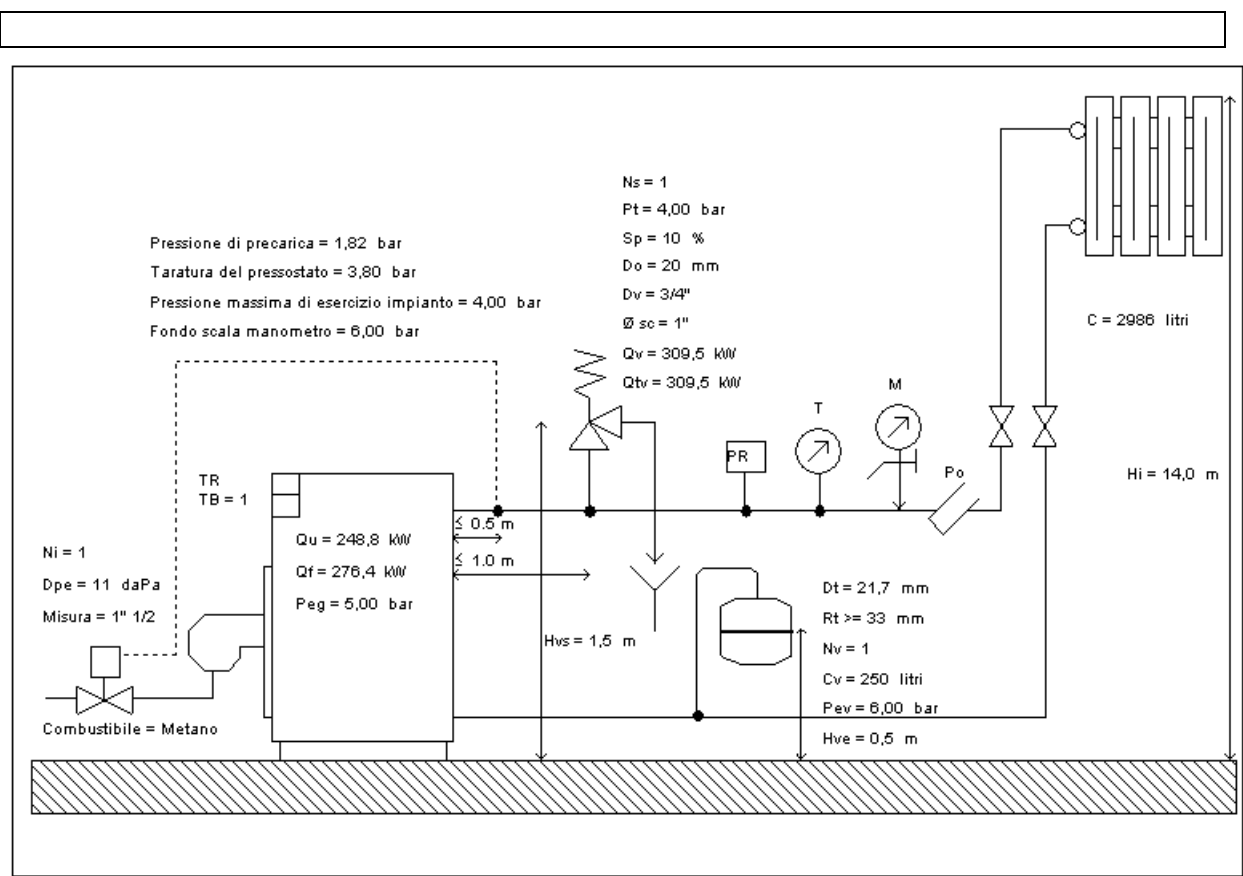
Rif.

Schema impianto a vaso chiuso

Dimensionamento dispositivi a vaso chiuso

Edificio	Condominio Primula Rossa Via Balzac 12 Milano (MI)
Committente	AMMINISTRATORE Rag. XXXX Augusto Via xxxxx14 - Milano (MI)
Impianto	Centrale termica condominiale ad uso riscaldamento
Progettista	Nome e Cognome Indirizzo del Progettista

Generatore n°	1	Similar	2R 14	
Marca e modello		Qf	276,4	kW
Potenza termica al focolare		Qu	248,8	kW
Potenza termica utile		Peg	5,00	bar
Pressione di esercizio				



LEGENDA

C	Contenuto d'acqua totale del circuito	Po	Pozzetto per termometro campione
Cv	Capacità del vaso	PR	Pressostato
Dpe	Dp effettivo	Pt	Pressione di taratura
Dt	Diametro del tubo di collegamento	Qf	Potenza al focolare
Hi	Altezza idrostatica dell'impianto	Qtv	Potenza totale delle valvole di sicurezza
Hve	Altezza del vaso di espansione	Qu	Potenza utile del generatore
Hvs	Altezza della valvola di sicurezza	Qv	Potenza della valvola di sicurezza
M	Manometro	Rt	Raggio di curvatura
Ni	Numero di valvole di intercettazione del combustibile	Sp	Sovrappressione di chiusura
Ns	Numero di valvole di sicurezza	T	Termometro
Nv	Numero di vasi di espansione	TB	Termostato di blocco
Peg	Pressione di esercizio del generatore	TR	Termostato di regolazione
Pev	Pressione di esercizio del vaso		

17. SIMBOLISMO PER IMPIANTI MECCANICI

17.1 SIMBOLI PIÙ USUALI

Si riportano alcuni simboli utilizzati nei disegni per impianti termotecnici.

Descrizione	Segno grafico	Descrizione	Segno grafico
Tubi piezometrici		Giunzione Segno grafico generale	
Acquedotto (derivazione da condotta pubblica)		Giunzione a bicchiere	⌋
Tubo flessibile		Giunzione a flangia Flangia cieca	
Senso del flusso		Giunzione a manicotto	⌘
Senso del flusso gravitazionale. Nota: Può essere indicato il valore della pendenza espressa in per cento.		Giunto a tre pezzi	≡
Giunto scorrevole Segno grafico generale		Valvolame Segno grafico generale	
Giunto isolante		Valvola a sfera	
Giunto elastico antivibrante		Valvola a maschio	
Tappo		Valvola a globo	
Fondello		Valvola con otturatore a diaframma	
Riduzione concentrica		Valvola a farfalla	
Riduzione eccentrica		Valvola a galleggiante	
Supporto		Valvola per terminali	
Supporto scorrevole		Valvola ad angolo (a squadra)	
Supporto a punto fisso		Valvola a tre vie	

Tabella 65: Simboli per Impianti Termotecnici

Valvola a quattro vie	
Valvola di non ritorno Senso del flusso indicato dalla freccia	
Valvola di sicurezza	
Stabilizzatore o riduttore di pressione o organo di espansione Triangolo piccolo = lato alta pressione	
Dispositivo rompivento Segno grafico generale	
Disconnettere Per reti idriche	
Rubinetto di spillamento o scarico	
Dispositivo sfogo aria	
Dispositivo di sfogo aria manuale	
Dispositivo di sfogo aria automatico	
Dispositivo di sfogo aria automatico con separatore	
Separatore di vapore Separatore liquido-vapore	
















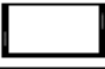












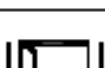
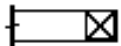
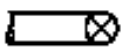
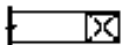



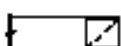


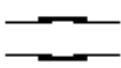

Gruppo di miscelazione	
Scaricatore di condensa vapore acqueo Nota: Precisare in legenda il tipo (secchiello, termodinamico, ecc)	
Indicatore di passaggio	
Indicatore di livello	
Serbatoio o vasca di accumulo acqua	
Stazione di pompaggio dell'acqua	
Stazione di trattamento dell'acqua	
Pozzetto Segno grafico generale	
Pozzetto con sifone	
Separatore Segno grafico generale	
Sifone	
Pozzetto con dispositivo di drenaggio per condotte in pressione	
Pozzetto con dispositivo di presa acqua	
Scarico aperto	
Scarico chiuso	

Tabella 66: Simboli per Impianti Termotecnici

Apparecchio, segno grafico generale (utilizzare il segno del cerchio per componenti con parti in movimento)	
Nota: Il simbolo rettangolare si può usare in orizzontale o in verticale	
Generatore di calore a combustibile solido	
Generatore di calore a combustibile liquido	
Generatore di calore a combustibile gassoso; preparatore a gas di acqua calda di consumo	
Generatore di calore elettrico; preparatore elettrico di acqua calda di consumo	
Scambiatore di calore Segno grafico generale 1	
Segno grafico generale 2 Entrambi utilizzabili indifferentemente (salvo che per impianti di refrigerazione)	
Scambiatore di calore ad accumulo	
Scambiatore di calore a piastre	
Pompa per acqua	
Pompa per altri fluidi (liquidi)	
Filtro Segno grafico generale	
Filtro a Y (a cestello)	
Filtro temporaneo	

Corpo scaldante Segno grafico generale (radiatori, ecc.)	
Tubo alettato	
Pannello radiante (a pavimento, soffitto)	
Termoconvettore	
Ventilconvettore	
Ventilconvettore con presa aria esterna	
Aerotermo	
Vaso d'espansione, segno grafico generale, sistema aperto	
Vaso d'espansione a membrana, sistema chiuso	
Vaso d'espansione autopressurizzato Sistema chiuso	
Ammortizzatore di colpo d'ariete	

Tabella 67: Simboli per Impianti Termotecnici

Canale di mandata Sezione quadrangolare visibile	
Canale di mandata Sezione circolare visibile	
Canale di mandata Sezione quadrangolare nascosta	
Canale di mandata Sezione circolare nascosta	
Canale di estrazione Sezione quadrangolare visibile	
Canale di estrazione Sezione circolare visibile	
Canale di estrazione Sezione quadrangolare nascosta	
Canale di estrazione Sezione circolare nascosta	
Senso del flusso	
Giunto a cannocchiale	
Giunto antivibrante	

Bocchetta di mandata	
Bocchetta (o griglia) di ripresa	
Serranda di regolazione Segno grafico generale	
Serranda ad alette parallele	
Serranda ad alette contrapposte	
Serranda a sovrappressione	
Serranda tagliafuoco Nota: In legenda precisare il numero di minuti di REI	
Griglia di ventilazione Segno grafico generale	
Griglia anti-intemperie	
Griglia anti-intemperie dotata di rete anti-insetto	
Griglia di transito a labirinto	
Serranda regolabile per camini	
Tagliafiamma	

Tabella 68: Simboli per Impianti Termotecnici

Filtro per aria Segno grafico generale	
Filtro a tasche	
Filtro rotativo	
Umidificatore	
Separatore di gocce	
Silenziatore	
Batteria di riscaldamento	
Batteria di raffreddamento	
Cassetta terminale miscelatrice	
Cassetta terminale di postriscaldamento	
Cassetta terminale per impianti a portata d'aria variabile	
Recuperatore di calore Nota: Indicare tipo RT, rotativo; UHP, a tubi di calore	
Estrattore d'aria da parete o finestra	
Estrattore d'aria a torino	




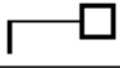
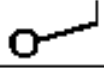









Comando manuale Segno grafico generale Anche per servomotore elettrico	
Comando automatico Segno grafico generale	
Comando a molla	
Comando a contrappeso	
Comando a galleggiante	
Comando a pistone	
Comando a membrana	
Motore di trascinamento rotativo	
Compressore aria	
Comando elettromagnetico	
Controllo a distanza	

Tabella 69: Simboli per Impianti Termotecnici









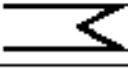







Sonda di temperatura	
Rilevatore di pressione	
Rilevatore di portata	
Sonda di umidità	
Rilevatore di livello	
Apparecchio indicatore (a lettura diretta)	
Apparecchio registratore	
Contatore Nota: Indicare la grandezza fisica espressa in unitàSI	
Contaimpuls (per sistemi trattamento acque)	

Tabella 70: Simboli per Impianti Termotecnici

Pozzetto per termometro	
Presa per manometro	
Presa per manometro, con flangia di prova	
Regolatore, segno grafico generale Nota: Nel segno inserire simbolo letterale con caratteristiche	
Regolatore ambiente con sonda incorporata, segno grafico generale Nota: Nel cerchio inserire simbolo letterale con caratteristiche	
Regolatore di temperatura da condotta aria o tubazione con elemento sensibile Nota: Al tratto verticale aggiungere il segno della grandezza	
Regolatori di Delta T	
Regolatori di Delta P	
Regolatore montato all'interno di un servocomando	

Regolatori con elemento rivelatore della grandezza incorporato, segno grafico generale	GRANDEZZA
Regolatore ambiente di temperatura	T
Regolatore ambiente di temperatura per condotta aria o posto su tubazione, serbatoio, vasca, ecc.	T
Regolatore ambiente di temperatura differenziale per condotta aria o posto su tubazione, serbatoio, vasca, ecc.	ΔT
Regolatore ambiente di umidità relativa	H%
Regolatore ambiente di umidità relativa per condotta aria	H%
Regolatore ambiente di temperatura per umidità assoluta	H
Flussostato Nota: La freccia indica il senso del flusso del fluido	F
Valvola a due vie	
Valvola a tre vie	
Valvola a quattro vie	
Valvola termostatica per radiatori con sonda incorporata	
Valvola termostatica per radiatori con sonda a distanza	
Valvola a due vie autoazionata (grandezza regolante temperatura)	
Valvola a tre vie autoazionata (grandezza regolante temperatura)	

Tabella 71: Simboli per Impianti Termotecnici

Apparecchio, segno grafico generale (utilizzare il segno del cerchio per componenti con parti in movimento e l'altro simbolo rettangolare per altri apparecchi)	 
Compressore, simbolo generale Nota: Riportare il fluido usato, per esempio R22, NH3	
Compressore a piston	
Compressore a vite o volumetrico	
Compressore centrifugo	
Compressore ad eiettore	
Compressore a due stadi	
Elemento di condensatore Segno grafico generale	
Condensatore raffreddato ad acqua	
Condensatore raffreddato ad aria forzata	
Condensatore evaporativo a circolazione naturale d'aria	
Condensatore evaporativo ad aria forzata	
Elemento di evaporatore Segno grafico generale	
Evaporatore a circolazione naturale d'aria	
Evaporatore a circolazione forzata d'aria	

Evaporatore raffreddatore di liquidi	
Evaporatore raffreddatore a pioggia	
Serbatoio a pressione Segno grafico generale	
Separatore di liquido (per esempio: olio, R22, NH3)	
Valvola di intercettazione	
Organo di espansione, segno generale (triangolo piccolo = alta pressione)	
Organo di espansione a regolazione manuale	
Valvola di espansione termostatica con equilibratore esterno	
Regolatore di pressione autoazionato	
Valvola di espansione con galleggiante sulla bassa pressione	
Valvola di espansione con galleggiante sull'alta pressione	
Regolatore di livello magnetico a galleggiante	
Filtro essiccatore	
Spie	
Spia di passaggio	
Spia di livello	

Tabella 72: Simboli per Impianti Termotecnici

Valvola di sicurezza			
Disco di sicurezza e rottura (a °C e kPa)			
Raffreddatore intermedio a miscela			
Scambiatore di calore gas/liquido o rettificatore d'olio			
Torre di refrigerazione			
Refrigeratore di liquidi ad evaporazione			
Sbrinatori elettrico			
Sbrinatori a pioggia d'acqua			
		Descrizione	Segno grafico
		Senso del flusso	
		Senso del flusso gravitazionale. Nota: Può essere indicato il valore della pendenza espressa in per cento.	

Tabella 73: Simboli per Impianti Termotecnici

Porta resistente al fuoco			
Percorso di uscita verso l'alto			
Percorso di uscita orizzontale			
Percorso di uscita verso il basso			
Estintore portatile			
Estintore carrellato			
Naspo		Elettrovalvola di intercettazione	
Idrante a muro con tubazione flessibile e lancia		Valvola manuale di intercettazione	
Idrante sottosuolo		Interruttore elettrico generale	
Idrante soprasuolo		Luce d'emergenza	
Attacco per autopompa singolo		Segnale di allarme sonoro	
Attacco per autopompa doppio		Via di fuga interna	
Impianto di allarme		Via di fuga esterna	
Impianto automatico rivelazione gas		Punto di raccolta	
Impianto automatico rivelazione fumo			

Tabella 74: Simboli per Impianti Termotecnici

INDICE GENERALE

1.		
1.	INTRODUZIONE	1
2.	GLI IMPIANTI TERMOTECNICI	1
2.1	FINALITA' DEGLI IMPIANTI TERMOTECNICI	1
3.	IMPIANTI DI RISCALDAMENTO	7
3.1	LE PROBLEMATICHE DEGLI IMPIANTI DI RISCALDAMENTO	7
3.2	PROGETTAZIONE IMPIANTISTICA E VERIFICA ENERGETICA DEGLI EDIFICI	8
3.3	LE FASI PROGETTUALI DEGLI IMPIANTI MECCANICI	10
4.	LINEE GUIDA PER IMPIANTI DI RISCALDAMENTO	12
4.1	SPECIFICHE DI PROGETTO	12
4.1.1	LE ZONE TERMICHE	13
4.2	CALCOLO DEI CARICHI TERMICI	16
4.2.1	CARICO TERMICO INVERNALE DI PROGETTO	17
4.2.2	CONSIDERAZIONI SUL CARICO DI PICCO	19
4.2.3	PARAMETRI DI CALCOLO PER IL CARICO TERMICO	23
	Superfici verticali e orizzontali con flusso ascendente:	23
	Superfici orizzontali con flusso discendente:	23
	Per le strutture trasparenti:	24
	Componenti opachi:	24
	Maggiorazioni per Orientamento	24
	Ponti Termici	24
	Caratterizzazione delle zone climatiche	29
4.3	SCELTA DELLA TIPOLOGIA IMPIANTISTICA	29
4.3.1	EFFICIENZA DELLE VARIE TIPOLOGIE DI IMPIANTO	30
4.3.2	LE SEZIONI CHE COMPONGONO UN IMPIANTO DI RISCALDAMENTO	31
4.4	SCHEMATIZZAZIONE DELLA SOLUZIONE IMPIANTISTICA	33
4.4.1	IMPIANTI CHE UTILIZZANO SOLO ACQUA	33
4.4.2	CENTRALE TERMICA	37
4.4.3	CANNE FUMARIE	37
4.4.1	IMPIANTI CHE UTILIZZANO ARIA	38
	Canali di mandata	43
	Canali di ripresa	43
	Canali di espulsione	43
	Tenuta dei canali per l'aria	43
	Classificazione dei canali	43
	Unità di trattamento aria (UTA)	44
	Perdite di pressione all'interno delle UTA	45
	Perdite di pressione all'esterno delle UTA	46
4.4.2	IMPIANTI MISTI ARIA – ACQUA	46
4.5	SELEZIONE DEI COMPONENTI DI IMPIANTO	48
4.5.1	ESECUTIVI DI PROGETTO	49

4.5.2	ESECUTIVI DI CANTIERE PER I COMPONENTI DI IMPIANTO	51
4.6	DIMENSIONAMENTO DELLE RETI DI DISTRIBUZIONE	52
4.6.1	SCelta DELLA DIFFERENZA DI TEMPERATURA DI PROGETTO	53
4.6.2	ISOLAMENTO DELLE TUBAZIONI	56
4.6.3	DISEGNO ESECUTIVO DELLE RETI TECNOLOGICHE	57
4.7	DOCUMENTI TECNICO CONTABILI	61
4.7.1	PRINCIPALI RICHIAMI LEGISLATIVI	61
	Procedure Interne	62
	Procedure Esterne	62
4.7.2	SCOPO DI UN IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE	62
4.7.3	PRINCIPALI FASI PER LA REALIZZAZIONE E CONDUZIONE DEGLI IMPIANTI	63
4.7.4	CODIFICAZIONE DELLA TIPOLOGIA IMPIANTISTICA	63
4.7.5	RICHIESTA DI UN PROGETTO	64
4.7.6	RICHIESTA GENERICA DI PROGETTO – OFFERTA IMPIANTISTICA	64
4.7.7	RICHIESTA IN BASE AD UN PROGETTO PRELIMINARE DEL COMMITTENTE	64
4.7.8	RICHIESTA IN BASE AD UN PROGETTO DEFINITIVO DEL COMMITTENTE	65
4.7.9	RICHIESTA IN BASE AD UN PROGETTO ESECUTIVO DEL COMMITTENTE	65
4.7.10	CONTENUTI DI UN PROGETTO -OFFERTA	65
4.7.11	DATI DI PROGETTO PER UN IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE	66
4.7.12	DATI GEOGRAFICI E TERMOIGROMETRICI ESTERNI	66
4.7.13	COEFFICIENTI DI TRASMITTANZA TERMICA	66
4.7.14	AFFOLLAMENTI NEGLI AMBIENTI	67
4.7.15	ILLUMINAZIONE ED UTENZE ELETTRICHE	67
4.7.16	GIORNO DI RIFERIMENTO NEL PROGETTO	67
4.7.17	VARIABILI INTERNE AI LOCALI CONDIZIONATE	67
4.7.18	VALORI LIMITI NELLA PROGETTAZIONE	67
4.7.19	RICAMBI D'ARIA	68
4.7.20	MAGGIORAZIONI PER DISPERSIONI	68
4.7.21	MAGGIORAZIONI PER INTERMITTENZA	68
4.7.22	DATI PER IL DIMENSIONAMENTO DELLE APPARECCHIATURE PER LA CLIMATIZZAZIONE/RISCALDAMENTO	68
4.7.23	POTENZE IMPIEGATE ED ASSORBITE DALLE PRINCIPALI APPARECCHIATURE	68
4.8	COLLAUDO DEGLI IMPIANTI TERMICI	69
4.8.1	RIFERIMENTI NORMATIVI PER IL COLLAUDO	69
4.8.2	CRITERI COSTRUTTIVI DEGLI IMPIANTI TERMICI	69
4.8.3	PROCEDURE PER IL COLLAUDO	75
5.	GENERATORI TERMICI	77

5.1 CALDAIE A MODULAZIONE DI FIAMMA	77
5.2 CALDAIE A CONDENSAZIONE	78
5.3 CALDAIE A TEMPERATURA SCORREVOLE	80
5.4 CALDAIA A PIÙ PASSAGGI DI FUMI	82
5.5 FUNZIONAMENTO DEI GENERATORI DI CALORE	84
5.5.1 TEMPERATURA TEORICA DI COMBUSTIONE	87
5.5.2 RENDIMENTI E PERDITE	87
5.6 TIPOLOGIE DI CALDAIE	88
5.6.1 GENERATORI A GASOLIO	88
5.6.2 GENERATORI A GAS	91
5.6.3 CALDAIE A BIOMASSA	93
5.6.4 CALDAIE MODULARI	97
5.7 SELEZIONE DELLE CALDAIE	98
5.8 BRUCIATORI	99
5.8.1 INSTALLAZIONE DEI BRUCIATORI	103
5.8.2 SELEZIONE DEI BRUCIATORI	104
5.9 SISTEMA GENERATORE – CAMINO	105
5.9.1 IL CAMINO	106
Tiraggio Naturale	109
Tiraggio Forzato	111
5.9.2 USO DEI CAD PER LA SELEZIONE DEI CAMINI	113
Stampa dei risultati di calcolo	113
5.9.3 CANNE FUMARIE	114
5.9.4 CLASSIFICAZIONE DEI BRUCIATORI	117
Bruciatori Atmosferici	117
Bruciatori Premiscelati	117
5.10 CENTRALI TERMICHE	118
6. POMPE DI CALORE	125
6.1 UTILIZZO DELL'ENERGIA ELETTRICA	125
6.2 FUNZIONAMENTO DELLE POMPE DI CALORE	126
6.2.1 SISTEMI INNOVATIVI PER MIGLIORARE L'EFFICIENZA DELLE POMPE DI CALORE	131
Sistemi con inverter	131
Circuito frigorifero con Economizzatore	131
6.3 TIPOLOGIA DEI COMPRESSORI FRIGORIFERI	132
6.4 TIPOLOGIE DI POMPE DI CALORE	134
6.4.1 SISTEMI IDRONICI	134
Sistemi idronici con fan coil a due tubi	136
Sistemi idronici con fan coil a tre tubi	136
Sistemi idronici a portata variabile (VAV)	137
Sistemi idronici con anello d'acqua	138
6.4.2 SISTEMI AD ESPANSIONE DIRETTA (DX)	138
Sistemi ad espansione diretta con Recupero di Calore	140
Sistemi DX ibridi Freon – Acqua	141
Maggior costi dei sistemi DX	142

6.5 EFFICIENZA MEDIA STAGIONALE E CLASSIFICAZIONE DELLE POMPE DI CALORE	142
6.5.1 CONSIDERAZIONI SULLE PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE	145
6.6 UTILIZZO DELLE POMPE DI CALORE	147
6.7 TEMPERATURA BIVALENTE	151
6.8 SBRINAMENTO DELLE POMPE DI CALORE	154
6.9 DECADIMENTO DEL COP DELLE POMPE DI CALORE	155
6.9.1 METODI PER INCREMENTARE LE PRESTAZIONI DELLE POMPE DI CALORE	156
6.9.2 CAMPI DI APPLICAZIONE DELLE POMPE DI CALORE AL VARIE DELLE ZONE CLIMATICHE	158
6.9.3 RIDUZIONE DELL'EER PER PRODUZIONE DI ACS	159
6.9.4 CONVENIENZA DELLE POMPE DI CALORE	160
6.10 PROBLEMATICHE NELL'UTILIZZO DELLE POMPE DI CALORE	161
6.10.1 UNITÀ CON MODULO IDRONICO INCORPORATO	163
6.10.2 FUNZIONAMENTO IN FREE COOLING	163
6.11 SELEZIONE DELLA POMPA DI CALORE	165
6.11.1 CRITERI DI SELEZIONE DELLE POMPE DI CALORE	167
Dimensionamento della pompa di calore	167
6.11.2 CRITERI DI PROGETTO DEGLI IMPIANTI CON POMPA DI CALORE	168
6.12 CLASSIFICAZIONE DELLE POMPE DI CALORE IN BASE AL FLUIDO TERMOMETTORE	168
6.12.1 L'ARIA	168
6.12.2 L'ACQUA	168
6.13 REGOLAZIONE DELLE POMPE DI CALORE	169
6.13.1 INSERZIONE DI GRUPPI DI POMPE DI CALORE	169
6.13.2 INFLUENZA DELL'ACCUMULO TERMICO	170
Circuito secondario con grande capacità termica	170
Circuito secondario con piccola capacità termica	171
6.13.3 COSTANZA DELLA PORTATA NEGLI SCAMBIATORI	175
6.13.4 LA COSTANZA DELLE CONDIZIONI DI FUNZIONAMENTO DEL COMPRESSORE	175
6.14 POMPE DI CALORE IN PARALLELO	176
6.15 IMPIANTI A PORTATA VARIABILE CON REFRIGERATORI D'ACQUA	177
6.16 APPLICAZIONI DELLA POMPA DI CALORE	182
6.16.1 UTILIZZO DELLE POMPE DI CALORE CON INTEGRAZIONE SOLARE E GEOTERMICA	182
Funzionamento per il riscaldamento di ambienti	183
Utilizzo dell'energia solare	183
Utilizzo dell'energia geotermica	184
6.17 POMPE DI CALORE AD ASSORBIMENTO	187
6.17.1 FLUIDI REFRIGERANTI	190
6.18 SISTEMI SPLIT	191
6.18.1 IMPIANTI SPLIT DEL TIPO VRV E VRF	194
6.18.2 SELEZIONE DELLE UNITÀ SPLIT	196
6.19 SISTEMI POLIVALENTI	198
6.19.1 DIMENSIONAMENTO DEGLI ACCUMULI TERMICI PER I SISTEMI POLIVALENTI	199

6.19.2	SISTEMI POLIVALENTI CON COMPRESSORI SCROLL	201
6.19.3	TIPOLOGIA DI SISTEMI POLIVALENTI	201
	Polivalenti per impianti a due tubi	201
	Polivalenti per impianti a quattro tubi	203
	Polivalenti per impianti a sei tubi	204
6.19.4	REGIMI DI FUNZIONAMENTO DEI SISTEMI POLIVALENTI	204
6.19.5	SISTEMI POLIVALENTI CON COMPRESSORI A VITE	206
6.20	PROBLEMI DERIVANTI DALL'IMPIANTISTICA	210
6.20.1	UNITÀ ROOF-TOP	207
7.	<u>IMPIANTI AD ANELLO D'ACQUA</u>	213
7.1	FUNZIONAMENTO DELL'ANELLO D'ACQUA	213
	Decentralizzazione a trasferimento di energia	216
	Forte riduzione dell'investimento iniziale	216
	Variabilità dell'impianto	216
7.2	REGIMI DI FUNZIONAMENTO DELL'ANELLO D'ACQUA	217
7.2.1	CONDIZIONAMENTO AMBIENTALE	217
7.2.2	RISCALDAMENTO AMBIENTALE	218
7.2.3	FUNZIONAMENTO MISTO	219
7.3	CRITERI PROGETTUALI PER L'ANELLO D'ACQUA	220
8.	<u>RADIATORI E PANNELLI RADIANTI</u>	222
8.1	RADIATORI	222
8.1.1	SELEZIONE DEI RADIATORI	226
8.2	PANNELLI RADIANTI	228
8.2.1	OSSERVAZIONE SUI PANNELLI RADIANTI	235
8.2.2	PROGETTO DEI PANNELLI RADIANTI	235
8.2.3	RAFFRESCAMENTO CON PANNELLI RADIANTI	240
8.2.4	PANNELLI RADIANTI A PARETE O A SOFFITTO	243
8.2.5	USO INVERNALE DELLE TRAVI FREDDE	246
9.	<u>VALVOLA TERMOSTATICA</u>	247
9.1	LA VALVOLA TERMOSTATICA	247
9.2	VALVOLE TERMOSTATICHE E CONDENSAZIONE	248
9.3	VALVOLE TERMOSTATICHE E CONTABILIZZAZIONE INDIVIDUALE	250
9.4	SELEZIONE DELLE VALVOLE TERMOSTATICHE	250
10.	<u>TERMOVENTILCONVETTORI - BOCCHETTE</u>	252
10.1	TERMINALI AD ALTE PRESTAZIONI	252
10.2	TERMOCONVETTORI – FAN COIL	252
10.3	TERMOVENTILCONVETTORI (<i>FAN COIL</i>)	253
10.3.1	SELEZIONE DEI TERMOVENTILCONVETTORI (<i>FAN COIL</i>)	256
10.3.2	OSSERVAZIONE SULLA SELEZIONE DEI FAN COIL IN FUNZIONE DELLA TEMPERATURA DELL'ACQUA	256
10.4	UNITÀ DI TRATTAMENTO ARIA (UTA)	260

10.4.1	SELEZIONE DELL'UTA	262
10.4.2	COMPONENTI INTERNI ALL'UTA	263
10.4.3	TRASFORMAZIONI PER L'ARIA PRIMARIA IN CONDIZIONI INVERNALI	265
10.5	BOCCHETTE E DIFFUSORI	266
10.5.1	SELEZIONE DELLE BOCCHETTE O DEI DIFFUSORI	268
11.	APPARECCHIATURE DI SICUREZZA	271
11.1	VASO DI ESPANSIONE	271
11.1.1	VASI DI ESPANSIONE APERTI	272
11.1.2	VASI DI ESPANSIONE CHIUSI	275
11.1.3	SELEZIONE DEL VASO DI ESPANSIONE	278
11.2	VALVOLA DI SICUREZZA	278
11.3	VALVOLA DI SCARICO TERMICO	281
11.4	VALVOLE DI INTERCETTAZIONE DEL COMBUSTIBILE	284
11.4.1	SELEZIONE DELLE VALVOLE DI INTERCETTAZIONE COMBUSTIBILE	286
12.	FLUIDI TERMOVETTORI	288
12.1	CIRCUITI AD ACQUA - IDRONICI	288
12.1.1	POMPA DI CIRCOLAZIONE	288
12.1.2	SELEZIONE DELLA POMPA DI CIRCOLAZIONE	289
12.1.3	COLLETTORI DI CENTRALE	290
12.1.4	SEPARATORI IDRAULICI	291
12.2	CIRCUITI AD ARIA - AERAILICI	295
12.2.1	UNITÀ DI TRATTAMENTO ARIA (UTA)	295
12.2.2	SELEZIONE DELL'UTA	296
12.2.3	SELEZIONE DELLE BATTERIE DI RISCALDAMENTO	298
12.2.4	SELEZIONE DEL VENTILATORE	299
13.	SISTEMI DI PROTEZIONE DELLE RETI	301
13.1	DILATATORI TERMICI	301
13.2	VINCOLI DELLE TUBAZIONI	302
13.2.1	PUNTI FISSI	302
13.2.2	PUNTI FISSI PRINCIPALI	302
13.2.3	PUNTI FISSI SECONDARI O INTERMEDI	303
13.2.4	GUIDE	303
13.2.5	APPOGGI E SOSTEGNI	303
14.	RECUPERATORI DI CALORE	305
14.1	I RECUPERATORI DI CALORE	305
14.1.1	RECUPERATORI CON SCAMBIATORI DI RECUPERO TERMICO	306
14.1.2	RECUPERATORI CON SCAMBIATORI RIGENERATIVI	307
	Livello di recupero termico	310

Efficienza di recupero termico	310
Efficienza termica	310
Efficienza di recupero termico equivalente	310
14.1.3 DATI TECNICI DI UN RECUPERATORE TERMICO	310
14.2 SELEZIONE DI UN RECUPERATORE DI CALORE	313
14.3 PRERISCALDAMENTO DELL'ARIA DI RINNOVO	314
15. CONTABILIZZAZIONE DEL CALORE	316
15.1 LA NORMATIVA VIGENTE	316
15.1.1 VALUTAZIONE DEI RISPARMI ENERGETICI	317
15.2 TIPOLOGIE DEGLI IMPIANTI	318
15.3 METODI DI MISURA	320
15.4 SISTEMI DI CONTABILIZZAZIONE DIRETTA	320
15.4.1 PROTOCOLLI DI COMUNICAZIONE	321
Protocollo chiuso	321
Protocollo aperto	322
15.4.2 SISTEMI DI LETTURA DEI DATI	322
Sistema "NETWORK" - Senza operatore locale	322
Sistema "WALK BY" - Necessita operatore locale	322
15.4.3 EFFETTI DI INSTALLAZIONE DEI DISPOSITIVI	322
15.4.4 UNI EN 834 – RIPARTITORI ELETTRONICI	323
15.4.5 UNI TR 11388 – TOTALIZZATORI COMPENSATI	323
15.4.6 UNI 9019 – TOTALIZZATORI DI GRADI-GIORNO	323
15.4.7 DISPOSITIVI PER I SISTEMI DI CONTABILIZZAZIONE DIRETTA	324
DM 155/2013	326
15.5 SISTEMI DI CONTABILIZZAZIONE INDIRETTA	328
15.5.1 RIPARTITORI CON REGOLAZIONE ON OFF PROPORZIONALE	333
15.5.2 RIPARTITORI CON GRADI GIORNO AMBIENTE	334
15.5.3 ERRORI DI INSTALLAZIONE	334
15.6 NORMA UNI 10200:2013	334
15.6.1 ALGORITMO DI CALCOLO	335
15.6.2 RIPARTITORI	335
15.7 EVOLUZIONE TECNOLOGICA	337
15.8 EQUITÀ NELLA RIPARTIZIONE DELL'ENERGIA TERMICA	337
15.9 OSSERVAZIONI SULLA CONTABILIZZAZIONE DEL CALORE	338
16. DICHIARAZIONE ISPESL	339
16.1 LA DICHIARAZIONE ISPESL	339
16.2 MODULISTICA DA PRESENTARE:	339
16.3 ESEMPIO DI DENUNCIA ISPESL	346
16.3.1 ESEMPIO DI DIMENSIONAMENTO DI COMPONENTI ISPESL	357
17. SIMBOLISMO PER IMPIANTI MECCANICI	361
17.1 SIMBOLI PIÙ USUALI	361

ELENCO DELLE FIGURE

FIGURA 1: ESEMPIO DI STRUTTURA SPAZIALE PROPOSTA COME STRUTTURA ANTISISMICA TERRESTRE	1
FIGURA 2: ESEMPIO DI SOPRAVVIVENZA AL LIMITE NELLO SPAZIO OTTENUTA CON AMBIENTE ARTIFICIALE	2
FIGURA 3: ESEMPIO DI EDILIZIA IN CLIMI RIGIDI – CITTÀ DI TAMPERE (FINLANDIA)	3
FIGURA 4: STAZIONE DI RICERCA POLARE	3
FIGURA 5: VERIFICA ENERGETICA ED EFFICIENZA DEGLI IMPIANTI	8
FIGURA 6: ESEMPIO DI RICHIESTA DI DATI DI PROGETTO	12
FIGURA 7: ESEMPIO DI DATI CLIMATICI PER CATANIA	13
FIGURA 8: SELEZIONE DELLA LOCALITÀ PER I DATI CLIMATICI	14
FIGURA 9: ESEMPIO DI SUDDIVISIONE IN ZONE TERMICHE DI UN EDIFICIO STORICO PLURIUSO	15
FIGURA 10: ANDAMENTO DEI CARICHI REALI STAGIONALI E DEL CARICO DI PICCO	20
FIGURA 11: DATI CLIMATICI DI PROGETTO.	20
FIGURA 12: IMPIANTI ALL'INTERNO DI UN EDIFICIO	21
FIGURA 13: FORMAZIONE DI CONDENSA E MUFFA IN CORRISPONDENZA DI UNA DISCONTINUITÀ DI TIPO GEOMETRICO	26
FIGURA 14: FORMAZIONE DI CONDENSA E MUFFA IN CORRISPONDENZA DELL'INTERSEZIONE DI DUE PARETI	27
FIGURA 15: ANDAMENTO DELLE TEMPERATURE SUPERFICIALI INTERNE DETERMINATO CON IL METODO DEGLI ELEMENTI FINITI	27
FIGURA 16: TRASMISSIONE DI CALORE ATTRAVERSO I PONTI TERMICI	27
FIGURA 17: PONTE TERMICO IN CORRISPONDENZA DEL PILASTRO	28
FIGURA 18: PONTE TERMICO IN CORRISPONDENZA DELLA TRAVE	28
FIGURA 19: ESEMPIO DI IMPIANTO DI RISCALDAMENTO	30
FIGURA 20: PIANTA DI UN EDIFICIO SU CUI INSERIRE L'IMPIANTO DI RISCALDAMENTO	34
FIGURA 21: ESEMPIO DI DISPOSIZIONE DEI CORPI SCALDANTI E DELLE TUBAZIONI	34
FIGURA 22: POSIZIONAMENTO DELLE TUBAZIONE DIETRO IL BATTISCOPA	35
FIGURA 23: VISTA ASSONOMETRICA DI UNA DISTRIBUZIONE A COLLETTORE COMPLANARE	35
FIGURA 24: COPPIA DI COLLETTORI COMPLANARE DI MANDATA E DI RITORNO	36
FIGURA 25: ESEMPIO DI INSTALLAZIONE DEI COLLETTORI COMPLANARI	36
FIGURA 26: ESEMPIO DI RETE DI DISTRIBUZIONE PER FAN COIL AD ANELLO	36
FIGURA 27: LOCALIZZAZIONE DELLE CENTRALI TERMICHE	37
FIGURA 28: ESEMPIO DI CANNA FUMARIA MULTIPLA	38
FIGURA 29: SCHEMATIZZAZIONE DI UNA RETE DI CANALI D'ARIA	39
FIGURA 30: SCHEMA FUNZIONALE DI UN IMPIANTO AD ARIA	39
FIGURA 31: ESEMPIO DI POSIZIONE DI TERMINALI (BOCCHETTE DI MANDATA) E DI CANALI D'ARIA	40
FIGURA 32: SCHEMATIZZAZIONE DEL FUNZIONAMENTO DEGLI IMPIANTI AD ARIA	40
FIGURA 33: ESEMPIO DI SEZIONE DI PASSAGGIO DEI CANALI IN UN CORRIDOIO	41
FIGURA 34: ESEMPIO DI DEVIAZIONE DEI UN CANALE PER LA PRESENZA DI UNA TRAVE A SPESSORE	41
FIGURA 35: RESTRINGIMENTO DEI CANALI PER LO SCAVALCAMENTO DI TRAVI A TAGLIO	42
FIGURA 36: SCHEMA UNIFILARE DI UNA RETE DI DISTRIBUZIONE DELL'ARIA	42
FIGURA 37: ESEMPIO DI POSIZIONAMENTO IN COPERTURA DELLE UTA CON CANALI CHE DISCENDONO ESTERNAMENTE	42
FIGURA 38: UTA COMPATTA PER INSTALLAZIONE A SOFFITTO SEMPLICE O A SEZIONI MULTIPLE	44
FIGURA 39: CENTRALE DI TRATTAMENTO ARIA	45
FIGURA 40: RETE DI CANALI PER L'ARIA PRIMARIA IN AGGIUNTA AI FAN COIL DEL CASO PRECEDENTE	47
FIGURA 41: SCHEMATIZZAZIONE DEGLI IMPIANTI MISTI ACQUA – ARIA	47
FIGURA 42: CARATTERISTICHE GENERALI DEI FAN COIL DI UN COSTRUTTORE	48
FIGURA 43: CARATTERISTICHE GENERALI DEI FAN COIL DI UN ALTRO COSTRUTTORE	49
FIGURA 44: ESEMPIO DI UN DATA SHEET PER LA SELEZIONE DELLE POMPE DI CALORE	51
FIGURA 45: ESEMPIO DI INGOMBRO DEI CANALI D'ARIA	52
FIGURA 46: CENTRO POMPIDOU A PARIGI (RENZO PIANO)	53
FIGURA 47: ESEMPIO DI SCHEMATIZZAZIONE DI UNA RETE DI DISTRIBUZIONE A COLLETTORI COMPLANARI	55
FIGURA 48: DATI RELATIVI AL DIMENSIONAMENTO DELLE RETI DI DISTRIBUZIONE	55
FIGURA 49: SCHEMA DI ISOLAMENTO DELLE TUBAZIONI	57
FIGURA 50: ESEMPIO DI RETE A COLLETTORI COMPLANARI DIMENSIONATA	58
FIGURA 51: ESEMPIO DI RETE DI DISTRIBUZIONE DELL'ARIA DIMENSIONATA	58

FIGURA 52: SCHEMA DI INSTALLAZIONE DI UN GENERATORE TERMICO	59
FIGURA 53: USO DI CAD PER IL PROGETTO DELLE RETI DI DISTRIBUZIONE	60
FIGURA 54: ESEMPIO DI USO DI CAD TERMOTECNICI	60
FIGURA 55: SCHEMA DI PRINCIPIO DI UNA CALDAIA A CONDENSAZIONE	78
FIGURA 56: CONFRONTO DELLE PERDITE DI ENERGIA FRA DIFFERENTI TIPI DI GENERATORI	79
FIGURA 57: PUNTO DI RUGIADA DEI FUMI DI METANO	79
FIGURA 58: SCHEMA LOGICO DI UNA CALDAIA A CONDENSAZIONE	79
FIGURA 59: SCHEMA DI FUNZIONAMENTO DELLA CALDAIA A CONDENSAZIONE	80
FIGURA 60: CAMERA DI COMBUSTIONE DI UNA CALDAIA A TEMPERATURA SCORREVOLE	81
FIGURA 61: TUBI DI FUMO PER CALDAIA A TEMPERATURA SCORREVOLE	81
FIGURA 62: ESEMPI DI DATI TECNICI DI UNA CALDAIA A TEMPERATURA SCORREVOLE	82
FIGURA 63: RENDIMENTO DI UNA CALDAIA A TEMPERATURA SCORREVOLE	82
FIGURA 64: SEZIONE DI UNA CALDAIA A TEMPERATURA SCORREVOLE	83
FIGURA 65: CONFRONTO FRA RENDIMENTI DEI DIVERSI TIPI DI CALDAIA	83
FIGURA 66: DISTRIBUZIONE DELLA TEMPERATURA	83
FIGURA 67: SCHEMA DI UNA MODERNA CALDAIA A TRE PASSAGGI DI FUMI	84
FIGURA 68: SISTEMA TERMODINAMICO DI UN GENERATORE	84
FIGURA 69: BILANCIO ENERGETICO PER UN GENERATORE	86
FIGURA 70: SCHEMA DI UNA CALDAIA ALIMENTATA A GASOLIO PER FLUIDI DIATERMICI	89
FIGURA 71: ESEMPIO DI CENTRALE TERMICA CON GENERATORI AD OLIO DIATERMICO	90
FIGURA 72: ESEMPIO DI CALDAIA A MANTELLO IN ACCIAIO	90
FIGURA 73: ELEMENTO DI UNA CALDAIA IN GHISA	91
FIGURA 74: CALDAIA MURALE A GAS – CONFIGURAZIONE CHIUSA E APERTA	92
FIGURA 75: SCHEMA FUNZIONALE DI UNA CALDAIA MURALE A GAS	93
FIGURA 76: TIPOLOGIE DI BIOMASSA	93
FIGURA 77: CICLO DELLA CO ₂ PER LE BIOMASSE	94
FIGURA 78: FUNZIONAMENTO DI UNA CALDAIA A LEGNA	94
FIGURA 79: INSTALLAZIONE DI UNA CALDAIA A BIOMASSA	95
FIGURA 80: SONDA LAMBDA	95
FIGURA 81: INSTALLAZIONE DEL CAMINO PER CALDAIA A BIOMASSA	96
FIGURA 82: DATA SHEET PER CALDAIE A BIOMASSA	96
FIGURA 83: FUNZIONAMENTO DI UNA CALDAIA A PELLETS	97
FIGURA 84: CORRETTA INSTALLAZIONE DI CALDAIE MODULARI	98
FIGURA 85: NON CORRETTA INSTALLAZIONE DELLE CALDAIE MODULARI	98
FIGURA 86: REGOLAZIONE MONOSTADIO ON-OFF	100
FIGURA 87: ESEMPIO DI BRUCIATORE MONOSTADIO	100
FIGURA 88: ESEMPIO DI CAMPI DI LAVORO DI BRUCIATORI MONOSTADIO	101
FIGURA 89: REGIME BISTADIO 50÷ 100%	101
FIGURA 90: ESEMPI DI CAMPI DI LAVORO DI BRUCIATORI BISTADIO	102
FIGURA 91: ESEMPIO DI BRUCIATORE MODULANTE	102
FIGURA 92: REGIME MODULANTE FRA 50 E 100%	102
FIGURA 93: SCHEMA DI PRINCIPIO DELLA REGOLAZIONE DI UN BRUCIATORE	103
FIGURA 94: SCHEMI DI INSTALLAZIONE DEI BRUCIATORI A GASOLIO	104
FIGURA 95: SCHEMA DI INSTALLAZIONE DEI BRUCIATORI A GAS	104
FIGURA 96: SISTEMA GENERATORE – CAMINO	105
FIGURA 97: SISTEMA GENERATORE – CAMINO	107
FIGURA 98: CIRCUITO DEI FUMI PRESSURIZZATO	108
FIGURA 99: CIRCUITO DEI FUMI DEPRESSURIZZATO	108
FIGURA 100: CIRCUITO DEI FUMI EQUILIBRATO	109
FIGURA 101: SCHEMA DI FUNZIONAMENTO DEL CAMINO	109
FIGURA 102: TIRAGGIO STATICO IN FUNZIONE DELLA TEMPERATURA DEI FUMI	110
FIGURA 103: TIRAGGIO NEL SISTEMA GENERATORE – CAMINO	110
FIGURA 104: SCHEMA DI FUNZIONAMENTO PER TIRAGGIO FORZATO	112
FIGURA 105: ABACO PER LA SELEZIONE DEI CAMINI COMMERCIALI IN ACCIAIO	112
FIGURA 106: ESEMPIO D'USO DEL CAD PER I CAMICI	113
FIGURA 107: STIMA DELLE SEZIONI PER UN CAMINO	114
FIGURA 108: SELEZIONE DI UNA CALDAIA PER IL PROGETTO DEI CAMINI	115
FIGURA 109: SELEZIONE DELLE OPZIONI PER IL PROGETTO DEI CAMINI	115

FIGURA 110: VERIFICA DEI DATI DI CALCOLO	116
FIGURA 111: DISPOSIZIONE CORRETTE DI UNA CANNA FUMARIA	116
FIGURA 112: BRUCIATORE ATMOSFERICO	117
FIGURA 113: BRUCIATORE AD ARIA SOFFIATA	118
FIGURA 114: SCHEMA DI UNA CENTRALE TERMICA COMPLETA	119
FIGURA 115: SCHEMA COMPLETO DI UNA CENTRALE TERMICA SECONDO DM 1.12.1975	120
FIGURA 116: CARATTERISTICHE COSTRUTTIVE DELLE CENTRALI TERMICHE	121
FIGURA 117: PRESCRIZIONI PER LE CENTRALI TERMICHE	122
FIGURA 118: SCHEMA DI CENTRALE CON COLLETTORI DI MANDATA E RITORNO	123
FIGURA 119: SCHEMI DI CENTRALE CON BOLLITORE AD ACCUMULO	123
FIGURA 120: SCHEMA DI CENTRALE CON VASO CHIUSO E SINGOLO CIRCUITO DI UTENZA	124
FIGURA 121: SCHEMA DI CENTRALE CON CALDAIA A GAS – VASO CHIUSO E COLLETTORI DI MANDATA E RITORNO	124
FIGURA 122: CICLO INVERSO PER LA POMPA DI CALORE	127
FIGURA 123: CICLO DI CARNOT INVERSO	127
FIGURA 124: SCHEMA DI UNA MACCHINA FRIGORIFERA E/O DI UNA POMPA DI CALORE	128
FIGURA 125: CICLO FRIGORIFERO A COMPRESSIONE DI VAPORE SATURO NEL PIANO (H,P)	128
FIGURA 126: CICLO FRIGORIFERO CON SOTTORAFFREDDAMENTO	129
FIGURA 127: CICLO FRIGORIFERO CON SOTTORAFFREDDAMENTO NEL PIANO (H, P)	129
FIGURA 128: SCHEMA IMPIANTISTICO DI UN CICLO FRIGORIFERO A VAPORI SATURI	129
FIGURA 129: TRASFORMAZIONI NEL CONDENSATORE DELLA POMPA DI CALORE	130
FIGURA 130: ASSONOMETRIA DI UNA POMPA DI CALORE DEL TIPO ACQUA – ACQUA	130
FIGURA 131: LAYOUT DI UN IMPIANTO FRIGORIFERO	131
FIGURA 132: CIRCUITO FRIGORIFERO CON ECONOMIZZATORE	132
FIGURA 133: COMPRESSORI ALTERNATIVI	132
FIGURA 134: COMPRESSORI ROTATIVI	132
FIGURA 135: COMPRESSORI SCROLL	133
FIGURA 136: RENDIMENTO VOLUMETRICO PER COMPRESSORI ALTERNATIVI E SCROLL	133
FIGURA 137: CICLO DI INVERSIONE REFRIGERATORE – POMPA DI CALORE	134
FIGURA 138: ESEMPIO DI PdC DEL TIPO VRF	135
FIGURA 139: SISTEMI IDRONICI CON FAN COIL A DUE TUBI	136
FIGURA 140: SISTEMI IDRONICI CON FAN COIL CON ANELLO INVERSO (3 TUBI)	137
FIGURA 141: SISTEMI IDRONICI CON PORTATA VARIABILE (VAV)	137
FIGURA 142: SISTEMI IDRONICI CON ANELLO D'ACQUA	138
FIGURA 143: SISTEMI DX PER RAFFRESCAMENTO O RISCALDAMENTO	140
FIGURA 144: SISTEMI DX CON RECUPERATORE DI CALORE	141
FIGURA 145: ANDAMENTO DELLA POTENZA E COP AL VARIARE DELLA TEMPERATURA ESTERNA	143
FIGURA 146: ANDAMENTO DEI COP ISTANTANEI PER VARIE TIPOLOGIE DI PdC	144
FIGURA 147: DATA SHEET DI UNA MODERNA POMPA DI CALORE CON L'INDICAZIONE DELLO SCOP	144
FIGURA 148: NUOVA ETICHETTATURA DEI REFRIGERATORI E POMPE DI CALORE	146
FIGURA 149: FUNZIONAMENTO ESTIVO DI UN CICLO FRIGORIFERO REVERSIBILE	149
FIGURA 150: FUNZIONAMENTO INVERNALE DI UN CICLO FRIGORIFERO REVERSIBILE	149
FIGURA 151: LAYOUT IMPIANTISTICO DI UN REFRIGERATORE IN FUNZIONAMENTO ESTIVO	149
FIGURA 152: LAYOUT IMPIANTISTICO DI UN REFRIGERATORE IN FUNZIONAMENTO ESTIVO	150
FIGURA 153: LAYOUT IMPIANTISTICO PER UNA POMPA DI CALORE- STAGIONE INVERNALE	150
FIGURA 154: SCHEMA DI FUNZIONAMENTO DELLA POMPA DI CALORE	151
FIGURA 155: SCHEMA DI IMPIANTO DI UNA POMPA DI CALORE ED UNA CALDAIA DI INTEGRAZIONE	151
FIGURA 156: PUNTO DI EQUILIBRIO E TEMPERATURA BIVALENTE	152
FIGURA 157: VARIAZIONE DEL PUNTO DI EQUILIBRIO AL VARIARE DELLA TEMPERATURA DI POZZO CALDO	152
FIGURA 158: ANDAMENTO DEL COP E DELL'EER DI UNA MACCHINA FRIGORIFERA	153
FIGURA 159: ZONE CLIMATICHE EUROPEE	153
FIGURA 160: CONDIZIONI OPERATIVE EUROPEE	154
FIGURA 161: VARIAZIONE DEL COP CON L'UMIDITÀ RELATIVA ESTERNA	154
FIGURA 162: TEMPI OTTIMALI FRA DUE SBRINAMENTI	155
FIGURA 163: ANDAMENTO DEL COP CON LA TEMPERATURA ESTERNA E L'UMIDITÀ RELATIVA	155
FIGURA 164: VARIAZIONE DEL RAPPORTO COP/COP _{NOMINALE}	156
FIGURA 165: RECUPERO DI CALORE DELL'ARIA DI ESPULSIONE	156
FIGURA 166: RECUPERO DI CALORE DELL'ARIA DI ESPULSIONE PER RISCALDAMENTO E ACS	157

FIGURA 167: ANDAMENTO DELLA TEMPERATURA DEL TERRENO A VARIE PROFONDITÀ	157
FIGURA 168: SCHEMA IMPIANTISTICO DI UNA POMPA DI CALORE GEOTERMICA	157
FIGURA 169: ANDAMENTO DELLO SCOP PER VARIE ZONE CLIMATICHE	158
FIGURA 170: ESEMPI DI ANDAMENTI DEL COP PER PdC AEREAULICHE E GEOTERMICHE	158
FIGURA 171: SEZIONE DI UNA MODERNA POMPA DI CALORE	159
FIGURA 172: RIDUZIONE DELL'EER PER LA PRODUZIONE DI ACS	159
FIGURA 173: CONSUMO DI ENERGIA PRIMARIA DELLA POMPA DI CALORE	160
FIGURA 174: CONVENIENZA DELLE PdC RISPETTO ALLE CALDAIE TRADIZIONALI	161
FIGURA 175: ESEMPIO DI IMPIANTO A POMPA DI CALORE CON DISTRIBUZIONE AD ARIA	162
FIGURA 176: REGIMI DI FUNZIONAMENTO IN FREE COOLING	164
FIGURA 177: VISTA DELL'INTERNO DI UN REFRIGERATORE REVERSIBILE COMPLETO DI VASO DI ESPANSIONE E POMPE DI CIRCOLAZIONE	164
FIGURA 178: DISTANZE MINIME DI MONTAGGIO DI UN REFRIGERATORE	165
FIGURA 179: ESEMPIO DI VERIFICA CON IL METODO BIN PER ACS	165
FIGURA 180: ESEMPIO DI VERIFICA CON IL METODO BIN PER RISCALDAMENTO ED ACS	166
FIGURA 181: VERIFICA DELLA COPERTURA DEL CARICO TERMICO PER UNA POMPA DI CALORE	166
FIGURA 182: ANDAMENTO DELL'ENERGIA EFFETTIVAMENTE RESA DI UNA POMPA DI CALORE	167
FIGURA 183: UTILIZZO DI UNA POMPA DI CALORE CON GRANDE CAPACITÀ DI ACCUMULO	170
FIGURA 184: DIAGRAMMA DI FUNZIONAMENTO A GRADINI CON REGOLAZIONE PROPORZIONALE SUL RITORNO	170
FIGURA 185: POMPA DI CALORE CON ACCUMULO TERMICO A TAMPONE	171
FIGURA 186: ACCUMULO DI CALORE CON DISCONNESSIONE IDRAULICA	172
FIGURA 187: SERBATOI INERZIALE SULLA MANDATA E SUL RITORNO	173
FIGURA 188: ESEMPIO DI INSERIMENTO DEI SERBATOI INERZIALI PER IL CALDO E PER IL FREDDO	174
FIGURA 189: GRUPPI IN SERIE CIASCUNO DOTATO DELLA PROPRIA POMPA	176
FIGURA 190: GRUPPI IN PARALLELO CON TRATTO COMUNE E POMPA SINGOLA	177
FIGURA 191: POMPE DI CALORE IN PARALLELO SU CIRCUITO AD ANELLO	177
FIGURA 192: CIRCUITO PRIMARIA A PORTATA COSTANTE E SECONDARIO A PORTATA VARIABILE	178
FIGURA 193: PORTATA VARIABILE NEL CIRCUITO SECONDARIO CON DISACCOPPIAMENTO E POMPE COMUNI	179
FIGURA 194: PORTATA VARIABILE NEL SECONDARIO CON DISACCOPPIAMENTO E POMPE COMUNI: ESEMPIO DI REGOLAZIONE	179
FIGURA 195: PORTATA VARIABILE NEL SECONDARIO CON DISACCOPPIAMENTO E POMPE DIVERSIFICATE	180
FIGURA 196: CORRETTO INSERIMENTO DI UN SERBATOIO DI ACCUMULO SUL RITORNO	180
FIGURA 197: INSERIMENTO ERRATO DI UN SERBATOIO DI ACCUMULO SULLA MANDATA DEI REFRIGERATORI	181
FIGURA 198: INSERIMENTO DEL SERBATOIO DI ACCUMULO NEL RAMO DI BYPASS	181
FIGURA 199: IMPIANTO CON POMPA DI CALORE ED ENERGIA SOLARE	184
FIGURA 200: IMPIANTO CON POMPA DI CALORE ED INTEGRAZIONE SOLARE E CALDAIA CON REGOLAZIONE	184
FIGURA 201: POMPA DI CALORE CON SONDE GEOTERMICHE	185
FIGURA 202: ANDAMENTO STAGIONALE DELLA TEMPERATURA NEL SUOLO	185
FIGURA 203: NOMOGRAMMA PER IL CALCOLO DELLA LUNGHEZZA DI TUBO NECESSARIA DATA LA POTENZA DI PROGETTO	186
FIGURA 204: ESEMPIO DI UTILIZZO DEL NOMOGRAMMA	186
FIGURA 205: SCHEMA DI UNA MACCHINA AD ASSORBIMENTO	187
FIGURA 206: CICLO DI MACCHINA AD ASSORBIMENTO AD ACQUA E BR/LI	188
FIGURA 207: ESEMPIO DI POMPA DI CALORE AD ASSORBIMENTO ALIMENTATA A GAS	188
FIGURA 208: ESEMPI DI INSTALLAZIONE DI UNA POMPA DI CALORE A GAS	189
FIGURA 209: MACCHINA AD ASSORBIMENTO COMMERCIALE	190
FIGURA 210: CONFRONTO FRA CICLO A COMPRESSORE E AD ASSORBIMENTO	190
FIGURA 211: QUALITÀ DEI COMPONENTI DEI FLUIDI TERMOVETTORI.	190
FIGURA 212: SPACCATO DI UN MODERNO SISTEMA SPLIT	191
FIGURA 213: IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE TIPO SPLIT	192
FIGURA 214: SISTEMA SPLIT CON CANALIZZAZIONE INTERNA	193
FIGURA 215: UNITÀ CANALIZZATA	193
FIGURA 216: IMPIANTI SPLIT DEL TIPO VRF	194
FIGURA 217: SISTEMI MULTISPLIT	195
FIGURA 218: TIPOLOGIA DI TERMINALI PER SISTEMI SPLIT	195
FIGURA 219: SCHEMA DI INSTALLAZIONE DI SISTEMI SPLIT IN UN EDIFICIO	196
FIGURA 220: LAYOUT DI UN IMPIANTO SPLIT CON ALIMENTAZIONE MULTIPLA	197
FIGURA 221: SISTEMA POLIVALENTE PER PRODUZIONE DI ACQUA CALDA E FREDDA ED ACS	198

FIGURA 222: SISTEMA POLIFUNZIONALE PER CLIMATIZZAZIONE	199
FIGURA 223: SCHEMI DI FUNZIONAMENTO DELLE MACCHINE POLIVALENTI	200
FIGURA 224: LAYOUT DI UN SISTEMA POLIVALENTE A 4 TUBI	200
FIGURA 225: SISTEMI POLIVALENTI A 2 TUBI	202
FIGURA 226: LAYOUT DI UN SISTEMA POLIVALENTE A 2 TUBI	202
FIGURA 227: SISTEMA POLIVALENTE A 2 TUBI – ATTACCHI CIRCUITI	202
FIGURA 228: SISTEMA POLIVALENTE A 4 TUBI	203
FIGURA 229: SISTEMA POLIVALENTE A 4 TUBI A PIENO CARICO	203
FIGURA 230: SISTEMA POLIVALENTE A 4 TUBI A CARICO PARZIALE	203
FIGURA 231: SISTEMA POLIVALENTE A 4 TUBI – ATTACCHI DEI CIRCUITI CALDO E FREDDO	204
FIGURA 232: SISTEMA POLIVALENTE A CARICO PARZIALE CALDO	204
FIGURA 233: REGINI DI FUNZIONAMENTO PER UN SISTEMA POLIVALENTE A 6 TUBI	205
FIGURA 234: UNITÀ ROOF – TOP	208
FIGURA 235: SCHEMA DI FUNZIONAMENTO DEL ROOF – TOP	208
FIGURA 236: ROOF – TOP CON FEE COOLING	208
FIGURA 237: MODULO DI RISCALDAMENTO A COMBUSTIONE	209
FIGURA 238: BATTERIA DI RISCALDAMENTO SUPPLEMENTARE	209
FIGURA 239: SCHEMA DI FUNZIONAMENTO DELL'ANELLO D'ACQUA	214
FIGURA 240: ANELLO D'ACQUA CONVENZIONALE (DA ASHRAE 2008)	214
FIGURA 241: LAYOUT DI UN ANELLO D'ACQUA	215
FIGURA 242: UTILIZZO DEL WLHP PER LA CLIMATIZZAZIONE DEGLI EDIFICI	216
FIGURA 243: FUNZIONAMENTO DELL'ANELLO IN ESTATE	217
FIGURA 244: FUNZIONAMENTO IN ESTATE	217
FIGURA 245: INSERIMENTO DELLA TORRE EVAPORATIVA	218
FIGURA 246: FUNZIONAMENTO DELL'ANELLO IN INVERNO	218
FIGURA 247: FUNZIONAMENTO IN INVERNO	219
FIGURA 248: FUNZIONAMENTO DELL'ANELLO IN REGIME MISTO	219
FIGURA 249: ESEMPIO DI ARRANGIAMENTO DI UN ANELLO D'ACQUA	221
FIGURA 250: SCHEMA DI COLLEGAMENTO DI UN TERMINALE	223
FIGURA 251: ESEMPIO DI INSTALLAZIONE DI UN RADIATORE	224
FIGURA 252: VISTE DI UN RADIATORE	225
FIGURA 253: RADIATORE IN GHISA	226
FIGURA 254: DISTRIBUZIONE DELLA TEMPERATURA IN UN RADIATORE IN ACCIAIO	226
FIGURA 255: DATI CARATTERISTICI PER RADIATORI IN ALLUMINIO	227
FIGURA 256: RESA TERMICA DI RADIATORI IN ALLUMINIO	227
FIGURA 257: POTENZA SPECIFICA MASSIMA DI UN PANNELLO RADIANTE	228
FIGURA 258: SISTEMI A PANNELLI RADIANTI	230
FIGURA 259: SCHEMA DI POSA DEI PANNELLI RADIANTI	230
FIGURA 260: ESEMPIO DI GIUNTO PER PAVIMENTI RADIANTI	230
FIGURA 261: SCHEMA TIPO DI MONTAGGIO DI UN PANNELLO RADIANTE	231
FIGURA 262: ESEMPIO DI IMPIANTI RADIANTI IN APPARTAMENTI	231
FIGURA 263: ESEMPIO DI APPLICAZIONE DEI PANNELLI RADIANTI IN UNA CHIESA	232
FIGURA 264: POSA IN OPERA DI PANNELLI RADIANTI	232
FIGURA 265: ESEMPIO DI UTILIZZO DEI COLLETTORI COMPLANARI PER PANNELLI RADIANTI	233
FIGURA 266: COLLETTORE COMPLANARE PER PAVIMENTO RADIANTE	233
FIGURA 267: DISTRIBUZIONE DELLA TEMPERATURA CON I PANNELLI RADIANTI	233
FIGURA 268: DISTRIBUZIONE DI TEMPERATURA CON PANNELLI RADIANTI	234
FIGURA 269: CONFRONTO FRA LA DISTRIBUZIONE CONVETTIVA E QUELLA DEI PANNELLI RADIANTI	234
FIGURA 270: PARAMETRI RICHIESTI PER IL PROGETTO DEI PAVIMENTI RADIANTI	235
FIGURA 271: FATTORI CORRETTIVI NEL PROGETTO DEI PAVIMENTI RADIANTI	236
FIGURA 272: INDICAZIONE DELLE TEMPERATURE IN GIOCO PER LA MEDIA LOGARITMICA	237
FIGURA 273: PERDITA DI CARICO PER UN PANNELLO RADIANTE	239
FIGURA 274: SCHEMA MISTO PER RISCALDAMENTO E RAFFRESCAMENTO A PANNELLI RADIANTI	240
FIGURA 275: RESA TERMICA DI UN PAVIMENTO RADIANTE CON PARQUET PER RAFFRESCAMENTO	241
FIGURA 276: RESA TERMICA DI UN PAVIMENTO CON PIASTRELLE RADIANTE PER RAFFRESCAMENTO	241
FIGURA 277: ANDAMENTO DELLA TEMPERATURA INTERNA CON RAFFRESCAMENTO A PANNELLI RADIANTI	241
FIGURA 278: CURVE DI REGOLAZIONE PER PAVIMENTI RADIANTI	242
FIGURA 279: PANNELLO RADIANTE A PARETE	243

FIGURA 280: INSTALLAZIONE DI PANNELLI RADIANTI A PARETE	243
FIGURA 281: INSTALLAZIONE DI PANNELLI RADIANTI A SOFFITTO	244
FIGURA 282: LAYOUT DI UN IMPIANTO A PANNELLI RADIANTI	244
FIGURA 283: GRUPPO DI REGOLAZIONE A MISCELA PER PANNELLI RADIANTI	245
FIGURA 284: GRUPPO DI MISCELA APPLICATO AI COLLETTORI COMPLANARI	245
FIGURA 285: TEMPERATURA SUPERFICIALE DEL PANNELLO RADIANTE A SOFFITTO IN FUNZIONE DELL'ALTEZZA	245
FIGURA 286: SCAMBIO TERMICO PER RADIAZIONE IN FUNZIONE DELLA TEMPERATURA DI SUPERFICIE	246
FIGURA 287: SCHEMA FUNZIONALE DI PRINCIPIO DELLA TRAVE FREDDA DI TIPO ATTIVO.	246
FIGURA 288: VALVOLA TERMOSTATICA	248
FIGURA 289: FUNZIONAMENTO DELLA VALVOLA TERMOSTATICA	248
FIGURA 290: SEZIONE DELLA VALVOLA TERMOSTATICA	249
FIGURA 291: VALVOLE TERMOSTATICHE A DUE VIE	249
FIGURA 292: DATI DIMENSIONALI DELLE VALVOLE TERMOSTATICHE	250
FIGURA 293: CADUTE DI PRESSIONE DELLE VALVOLE TERMOSTATICHE	250
FIGURA 294: CADUTE DI PRESSIONE DELLE VALVOLE TERMOSTATICHE	251
FIGURA 295: SCHEMA COSTRUTTIVO DI UN VENTILCONVETTORE	254
FIGURA 296: VISTA DELL'INTERNO DI UN VENTILCONVETTORE – BATTERIA DI SCAMBIO E VENTILATORE	254
FIGURA 297: ESEMPIO DI DATI CARATTERISTICI DI FAN COIL	256
FIGURA 298: TABELLA PER LA SELEZIONE INVERNALE DEI FAN COIL AL VARIARE DELLA TEMPERATURA DELL'ACQUA	257
FIGURA 299: ESEMPIO DI UTA	261
FIGURA 300: VISTA ALL'INTERNO DI UN'UTA	261
FIGURA 301: LAYOUT DI UN'UTA COMPLESSA	261
FIGURA 302: ESEMPIO DI SERIE COMMERCIALE DI UTA	262
FIGURA 303: SEZIONI DI PASSAGGIO DI UNA SERIE COMMERCIALE DI UTA	262
FIGURA 304: UTA CON DIVERSI COMPONENTI INTERNI	263
FIGURA 305: USO DI CAD PER LA SELEZIONE E DIMENSIONAMENTO DI UN'UTA	263
FIGURA 306: ESEMPIO DI SELEZIONE DEL VENTILATORE DI MANDATA	264
FIGURA 307: ESEMPIO DI PUNTO DI LAVORO DI UN VENTILATORE DI MANDATA	264
FIGURA 308: ESEMPIO DI BATTERIA ALETTATA	264
FIGURA 309: ESEMPIO DI SELEZIONE DI UNA BATTERIA DI SCAMBIO TERMICO	265
FIGURA 310: TRASFORMAZIONI PER L'ARIA PRIMARIA IN INVERNO.	265
FIGURA 311: ESEMPIO DI BILANCI ENERGETICI DELLE TRASFORMAZIONI PSICROMETRICHE PER L'ARIA PRIMARIA INVERNALE	266
FIGURA 312: CICLO PSICROMETRICO INVERNALE	266
FIGURA 313: BOCCHETTA DI MANDATA DELL'ARIA CON ALETTE IN ALLUMINIO	267
FIGURA 314: TIPOLOGIE DI DIFFUSORI	267
FIGURA 315: COMPONENTI DELLE BOCCHETTE DI MANDATA	267
FIGURA 316: SEZIONE DI UN DIFFUSORE	268
FIGURA 317: ABACO DI SELEZIONE DI UNA BOCCHETTA DI MANDATA	268
FIGURA 318: ESEMPIO DI LANCIO L_T	270
FIGURA 319: VASO DI ESPANSIONE APERTO	273
FIGURA 320: ESEMPIO DI INSTALLAZIONE DI UN VASO DI ESPANSIONE APERTO	273
FIGURA 321: VASO APERTO IN UN IMPIANTO CON CALDAIA E REFRIGERATORE D'ACQUA	274
FIGURA 322: VASO APERTO ASSERVITO A DUE GENERATORI DI CALORE	274
FIGURA 323: VASO DI ESPANSIONE CHIUSO A MEMBRANA	276
FIGURA 324: VASO CHIUSO PRESSURIZZATO SENZA MEMBRANA	276
FIGURA 325: ESEMPIO DI VASO DI ESPANSIONE CHIUSO	276
FIGURA 326: INSTALLAZIONE DI UN VASO CHIUSO	277
FIGURA 327: STRUMENTAZIONE DI SICUREZZA PER IL VASO CHIUSO	277
FIGURA 328: ESEMPIO DI VALVOLA DI SICUREZZA	278
FIGURA 329: GRUPPO POLIVALENTE DI SICUREZZA, SFIATO ARIA E CARICAMENTO	279
FIGURA 330: SEZIONE DI UNA VALVOLA DI SICUREZZA	279
FIGURA 331: VALVOLA DI SICUREZZA DI TIPO INDUSTRIALE	280
FIGURA 332: FOTO ESEMPIO DI INSTALLAZIONE DEL VASO CHIUSO E DELLA VALVOLA DI SICUREZZA	280
FIGURA 333: VALVOLA DI SCARICO TERMICO	281
FIGURA 334: MONTAGGIO DI UNA VALVOLA DI SICUREZZA	282
FIGURA 335: INSTALLAZIONE DI UNA VALVOLA DI SICUREZZA IN UN BOLLITORE D'ACQUA	282

FIGURA 336: SEZIONE DI UNA VALVOLA DI SCARICO TERMICO	283
FIGURA 337: ABACO DI SELEZIONE DI UNA VALVOLA DI SCARICO TERMICO	283
FIGURA 338: INDICAZIONI SULL'INSTALLAZIONE DELLA VALVOLA DI SCARICO TERMICO	283
FIGURA 339: SCHEMI DI INSTALLAZIONE DELLA VALVOLA DI SCARICO TERMICO	284
FIGURA 340: SCHEMI DI COLLEGAMENTO ELETTRICO DELLA VALVOLA DI SCARICO TERMICO	284
FIGURA 341: VALVOLE DI INTERCETTAZIONE COMBUSTIBILE FILETTATA E FLANGIATA	285
FIGURA 342: SEZIONE DI UNA VALVOLA DI INTERCETTAZIONE DEL COMBUSTIBILE	285
FIGURA 343: ABACHI DI SELEZIONE DELLA VALVOLE DI INTERCETTAZIONE COMBUSTIBILE	286
FIGURA 344: INSTALLAZIONE DI UNA VALVOLA DI INTERCETTAZIONE DEL COMBUSTIBILE	287
FIGURA 345: CATALOGO TECNICO PER VALVOLA DI INTERCETTAZIONE DEL COMBUSTIBILE	287
FIGURA 346: CORRETTA INSTALLAZIONE DELLA VALVOLA DI INTERCETTAZIONE	287
FIGURA 347: POMPA DI CIRCOLAZIONE	289
FIGURA 348: CURVE CARATTERISTICHE DI UNA POMPA DI CIRCOLAZIONE	289
FIGURA 349: ESEMPIO DI CENTRALE TERMICA CON COLLETTORI DI CENTRALE	290
FIGURA 350: ESEMPI DI COLLETTORI DI CENTRALE	291
FIGURA 351: SITUAZIONE DEI CIRCUITI A POMPE FERME	291
FIGURA 352: SITUAZIONE CON UNA POMPA ATTIVA	292
FIGURA 353: SITUAZIONE CON DUE POMPE ATTIVE	293
FIGURA 354: SITUAZIONE CON SEPARATORE IDRAULICO	293
FIGURA 355: SEPARATORE IDRAULICO	294
FIGURA 356: SCHEMA DI FUNZIONAMENTO DI UN SEPARATORE IDRAULICO	294
FIGURA 357: FUNZIONE DI SEPARAZIONE IN FUNZIONE DELLE PORTATE	294
FIGURA 358: ESEMPIO DI UNITÀ DI TRATTAMENTO ARIA	296
FIGURA 359: ABACO DI SELEZIONE DELL'UTA E DEI SUOI COMPONENTI INTERNI	297
FIGURA 360: SEZIONE DI UN'UTA	297
FIGURA 361: ABACO DI SELEZIONE DI UN'UTA	298
FIGURA 362: VISTA DELLE BATTERIE DI SCAMBIO ALL'INTERNO DELL'UTA	299
FIGURA 363: ABACO DI SELEZIONE DELLE BATTERIE CALDE	299
FIGURA 364: CURVE CARATTERISTICHE DI UN VENTILATORE DI MANDATA	300
FIGURA 365: SCHEMATIZZAZIONE DEI PUNTI FISSI PRINCIPALI	302
FIGURA 366; SCHEMATIZZAZIONE DEI PUNTI FISSI SECONDARI	303
FIGURA 367: ESEMPI DI GUIDE	303
FIGURA 368: ESEMPI DI SOSTEGNI A MENSOLE	304
FIGURA 369: ESEMPI DI SOSTEGNI A COLLARE	304
FIGURA 370: UNITÀ DI TRATTAMENTO ARIA CON RECUPERATORE TERMICO	305
FIGURA 371	306
FIGURA 372: SCHEMA DI INSTALLAZIONE DI UN RECUPERATORE DI CALORE	306
FIGURA 373: RECUPERATORE DI CALORE IN FUNZIONAMENTO ESTIVO	307
FIGURA 374: RECUPERATORE DI CALORE IN FUNZIONAMENTO INVERNALE	307
FIGURA 375: SCAMBIATORE DI CALORE ROTATIVO	308
FIGURA 376: RECUPERATORE DI CALORE ENTALPICO (A RECUPERO TOTALE)	309
FIGURA 377: SCHEMA DEI FLUSSI INCROCIATI	310
FIGURA 378: FUNZIONAMENTO DI UN RECUPERATORE DI CALORE	311
FIGURA 379: SCHEMA ASSONOMETRICO DI INSTALLAZIONE DI UN RECUPERATORE	311
FIGURA 380: VISTA INTERNA DI UN RECUPERATORE DI CALORE	312
FIGURA 381: PERDITE DI CARICO DI UN RECUPERATORE DI CALORE	312
FIGURA 382: VISTA DI UN RECUPERATORE DI CALORE ALL'INTERNO DELL'UTA	313
FIGURA 383; RECUPERO DI CALORE CON SCAMBIATORE E POMPA DI CALORE	314
FIGURA 384: UNITÀ DI RECUPERO DI CALORE CON CICLO FRIGORIFERO	315
FIGURA 385: PERIMETRO DELLE COMPETENZE	318
FIGURA 386: DISTRIBUZIONE A COLONNE O A CASCATA	318
FIGURA 387: DISTRIBUZIONE A COLLETTORE COMPLANARE	319
FIGURA 388: HEAT METER PER CONTABILIZZAZIONE DIRETTA	321
FIGURA 389: CONTABILIZZATORI APPLICATI AI COLLETTORI COMPLANARI	321
FIGURA 390: APPARECCHIATURE PER LA CONTABILIZZAZIONE DIRETTA (ZENNER)	321
FIGURA 391: TIPOLOGIE DI CONTABILIZZAZIONE	322
FIGURA 392: SISTEMI DI CONTABILIZZAZIONE DIRETTA	324
FIGURA 393: MONTAGGIO DEI SISTEMI DI CONTABILIZZAZIONE DIRETTA	325

FIGURA 394: SISTEMA WALTMANN	325
FIGURA 395: SISTEMA AD ULTRASUONI	326
FIGURA 396: RIPARTITTORE DEL CALORE	328
FIGURA 397: CONTABILIZZATORI INDIRETTI CHE SEGUONO LA UNI EN 834	328
FIGURA 398: TOTALIZZAZIONE DEI TEMPI COMPENSATI PER LA TEMPERATURA DEL FLUIDO	329
FIGURA 399: TOTALIZZAZIONE DEI TEMPI COMPENSATI PER I GRADI – GIORNO	329
FIGURA 400: INSTALLAZIONE DEL RIPARTITTORE	329
FIGURA 401: CONTABILIZZATORE DI CALORE APPLICATO AD UN RADIATORE	330
FIGURA 402: ESEMPIO DI IMPIANTO DI CONTABILIZZAZIONE INDIRETTA	330
FIGURA 403: SCHEMA DEI CONTABILIZZATORI CHE SEGUONO LA UNI 11388:2015	331
FIGURA 404: SCHEMA DI INSTALLAZIONE DI CONTABILIZZATORI WIRELESS UNI 11388	331
FIGURA 405: ESEMPIO DI INSTALLAZIONE WIRELESS	332
FIGURA 406: SISTEMA DI CONTABILIZZAZIONE SU RETE APERTA	332
FIGURA 407: ESEMPIO DI INSTALLAZIONE INDIRETTA	333
FIGURA 408: ERRORI DI INSTALLAZIONE	334
FIGURA 409: SCHEMA DI INSTALLAZIONE SECONDO LA UNI 10200:2013	335
FIGURA 410: MODALITÀ DI RIPARTIZIONE DELLA UNI 10200:2013	336
FIGURA 411: SCHEMA DI SUDDIVISIONE DEI COSTI SECONDO LA UNI 10200:2013	336
FIGURA 412: EVOLUZIONE TECNOLOGICA DEI SISTEMI DI CONTABILIZZAZIONE	337
FIGURA 413: DISPERSIONI PARASSITE IN UN EDIFICIO RISCALDATO	337
FIGURA 414: VALUTAZIONE DELLE PERDITE DI CALORE	338

ELENCO DELLE TABELLE

TABELLA 1: PARAMETRI DI CALCOLO INDICATI DALLA UNI EN 12831	16
TABELLA 2: PROCEDIMENTO DI CALCOLO DELLA UNI EN 12831	17
TABELLA 3: NUMERO DI RICAMBI ORARI CONSIGLIATO	19
TABELLA 4: ESEMPIO DI RIEPILOGO DEI CARICHI DEI SINGOLI AMBIENTI	22
TABELLA 5: ESEMPIO DI RIEPILOGO DEI CARICHI TERMICI DI UN EDIFICIO	23
TABELLA 6: MAGGIORAZIONI PER ORIENTAMENTO	24
TABELLA 7: DEFINIZIONE DELLE ZONE CLIMATICHE	29
TABELLA 8: CLASSIFICAZIONE DEI CANALI PER L'ARIA	43
TABELLA 9: VELOCITÀ MASSIME CONSIGLIATE, IN M/S, PER L'ARIA NEI CANALI	44
TABELLA 10: PERTITE DI CARICO NEI COMPONENTI INTERNI DELLE UTA	46
TABELLA 11: SELEZIONE DELLE DIFFERENZA DI TEMPERATURA DI PROGETTO	53
TABELLA 12: ABACO PER IL CALCOLO DELLE PERDITE SPECIFICHE NELLE TUBAZIONI D'ACQUA	56
TABELLA 13: ESEMPI DI SIMBOLI GRAFICI PER I DISEGNI ESECUTIVI	59
TABELLA 14: CODIFICAZIONE DEGLI IMPIANTI SECONDO LA UNI 10339	63
TABELLA 15: FUNZIONI SVOLTE PER TIPOLOGIE DI IMPIANTI	64
TABELLA 16: MAGGIORAZIONE DELLE DISPERSIONI PER ORIENTAMENTO	68
TABELLA 17: CARATTERISTICHE ENERGETICHE ED ECONOMICHE DELLE BIOMASSE	94
TABELLA 18: DATI CARATTERISTICI PER UNA CALDAIA IN ACCIAIO	99
TABELLA 19: ESEMPIO DI DATI DI TARGA DI UN BRUCIATORE MONOSTADIO	100
TABELLA 20: ESEMPIO DI DATI DI TARGA DI UN BRUCIATORE BISTADIO	101
TABELLA 21: ESEMPIO DI CATALOGO COMMERCIALE PER BRUCIATORI DI BASSA POTENZA	105
TABELLA 22: DIMENSIONI MINIME CONSIGLIATE PER LE CENTRALI TERMICHE	118
TABELLA 23: CONDIZIONI DI RIFERIMENTO PER UNA POMPA DI CALORE PER RISCALDAMENTO	143
TABELLA 24: DATI TECNICI RELATIVI AI REFRIGERATORI D'ACQUA (E/O POMPE DI CALORE)	148
TABELLA 25: CLASSIFICAZIONE DELLE POMPE DI CALORE	169
TABELLA 26: VOLUME DI ACQUA IN MC DEL SERBATOIO INERZIALE PER PDC ACQUA – ACQUA	171
TABELLA 27: VOLUME DI ACQUA IN MC DEL SERBATOIO INERZIALE PER PDC ARIA – ACQUA	172
TABELLA 28: DATI NOMINALI DI UNA POMPA DI CALORE AD ASSORBIMENTO ALIMENTATA A GAS	189
TABELLA 29: DATA SHEET PER LA SELEZIONE DI UNITÀ SPLIT	197
TABELLA 30: RAPPORTI DI CARICO TERMICO/FRIGORIFERO PER MACCHINE CON 2 COMPRESSORI	201
TABELLA 31: RAPPORTI DI CARICO TERMICO/FRIGORIFERO PER MACCHINE CON UN COMPRESSORE	201
TABELLA 32: ESEMPIO DI DATA SHEET DI UN SISTEMA POLIVALENTE DI BASSA - MEDIA POTENZA	205
TABELLA 33: ESEMPIO DI DATA SHEET DI UN SISTEMA POLIVALENTE DI MEDIA - ALTA POTENZA	206
TABELLA 34: RAPPORTI DI CARICO TERMICO/FRIGORIFERO PER MACCHINE CON COMPRESSORI A VITE	207
TABELLA 35: ESEMPIO DI DATA SHEET PER SISTEMA POLIVALENTE CON DUE COMPRESSORI A VITE	211
TABELLA 36: ESEMPIO DI DATA SHEET PER SISTEMA POLIVALENTE CON DUE COMPRESSORI A VITE DI ELEVATA POTENZA	212
TABELLA 37: ESEMPIO DI DATA SHEET PER ROOF - TOP	209
TABELLA 38: DETERMINAZIONE DELLA PORTATA D'ACQUA NELL'ANELLO	220
TABELLA 39: POTENZA TRASPORTATA NELL'ANELLO D'ACQUA IN FUNZIONE DEL DIAMETRO	221
TABELLA 40: ESEMPIO DI DATI PER RADIATORI COMMERCIALI	225
TABELLA 41: FATTORE F_p	237
TABELLA 42: FATTORE A_t	238
TABELLA 43: VALORI DI A_M	238
TABELLA 44: VALORI DI A_D	239
TABELLA 45: CONDUCIBILITÀ TERMICA DI ALCUNI PAVIMENTI	239
TABELLA 46: DATI DI TARGA DI UN VENTILCONVETTORE	255
TABELLA 47: PORTATE DI ACQUA NOMINALI DI UN VENTILCONVETTORE	255
TABELLA 48: POTENZIALITÀ FRIGORIFERA DI FAN COIL A DUE TUBI CON DIFFERENZA DI TEMPERATURA ACQUA – AMBIENTE	259
TABELLA 49: POTENZIALITÀ TERMICA DI FAN COIL A DUE TUBI CON DIFFERENZA DI TEMPERATURA ACQUA – AMBIENTE	260
TABELLA 50: TABELLA DI SELEZIONE DELLE BOCCHETTE DI MANDATA	269
TABELLA 51: MASSA VOLUMICA PER L'ACQUA A DIVERSE TEMPERATURE	272
TABELLA 52: COEFFICIENTE DI DILATAZIONE VOLUMICA PER L'ACQUA	272

TABELLA 53: TABELLA DI SELEZIONE DI UN'UTA	298
TABELLA 54: COEFFICIENTI DI DILATAZIONE AL VARIARE DELLA TEMPERATURA	301
TABELLA 55: SCAMBIATORE ROTATIVO	308
TABELLA 56: RECUPERATORE DI CALORE ROTATIVO	309
TABELLA 57: PRESTAZIONI DI UN RECUPERATORE DI CALORE	312
TABELLA 58: DATI TECNICI DI UN MONOBLOCCO RECUPERATORE DI CALORE	313
TABELLA 59: DATI TECNICI DI UN RECUPERATORE CON CICLO FRIGORIFERO	315
TABELLA 60: COMPATIBILITÀ DEI SISTEMI DI CONTABILIZZAZIONE PER I DUE SISTEMI DI DISTRIBUZIONE	319
TABELLA 61: CARATTERISTICHE DEI SISTEMI DI CONTABILIZZAZIONE	320
TABELLA 62: CONTROLLO SECONDO DM 155:2013	327
TABELLA 63: SENSIBILITÀ CON I NUMERI DECIMALI	327
TABELLA 64: TEMPI DI PROVA DEI CONTABILIZZATORI DIRETTI	327
TABELLA 65: SIMBOLI PER IMPIANTI TERMOTECNICI	361
TABELLA 66: SIMBOLI PER IMPIANTI TERMOTECNICI	363
TABELLA 67: SIMBOLI PER IMPIANTI TERMOTECNICI	365
TABELLA 68: SIMBOLI PER IMPIANTI TERMOTECNICI	367
TABELLA 69: SIMBOLI PER IMPIANTI TERMOTECNICI	369
TABELLA 70: SIMBOLI PER IMPIANTI TERMOTECNICI	370
TABELLA 71: SIMBOLI PER IMPIANTI TERMOTECNICI	371
TABELLA 72: SIMBOLI PER IMPIANTI TERMOTECNICI	373
TABELLA 73: SIMBOLI PER IMPIANTI TERMOTECNICI	374
TABELLA 74: SIMBOLI PER IMPIANTI TERMOTECNICI	374