

**UNIVERSITA' DI CATANIA
FACOLTA' DI INGEGNERIA**

FISICA TECNICA INDUSTRIALE

VOLUME QUINTO: ELEMENTI DI IMPIANTI TERMOTECNICI

**CLIMATIZZAZIONE AMBIENTALE
PROGETTO DI UN IMPIANTO DI RISCALDAMENTO
IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO
TIPOLOGIE DI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO
SELEZIONE DEI COMPONENTI DI IMPIANTO**

ANNO ACCADEMICO 2005-2006

PROF. ING. GIULIANO CAMMARATA

**DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE E MECCANICA
SEZIONE DI ENERGETICA INDUSTRIALE ED AMBIENTALE**

AGGIORNAMENTO DEL 23/07/2006

**FILE: FISICA TECNICA VOL 5 - ELEMENTI DI IMPIANTI
TERMOTECNICI.DOC**

**AUTORE: PROF. ING. GIULIANO CAMMARATA
DATA: 23 LUGLIO 2006**

www.gcammarata.net
gcamma@diim.unict.it

La riproduzione di quest'opera è libera da parte degli Studenti purché non siano cancellati i riferimenti ai diritti di Autore sopra indicati.

INTRODUZIONE AL CORSO

Le parole chiavi oggi ricorrenti sono quelle dell'*Energia* e dell'*Ambiente*: entrambe sono presenti nei contenuti del corso di *Impianti Termotecnici* che pertanto si configura fra i più importanti per la qualificazione professionale di un moderno **Ingegnere Meccanico**.

Le problematiche che possono essere trattate nell'ambito di questo corso sono innumerevoli e certo non saranno qui trattate tutte a causa del limitato tempo a disposizione. Si dovranno scegliere, per forza di cosa, quelle più attuali e qualificanti e non è facile. Si vuole qui proporre un giusto compromesso fra le varie esigenze formative e il tempo disponibile (*non poco ma neanche molto!*) cercando di fornire strumenti progettuali e metodologie operative valide sia in campo industriale che civile.

Una parte importante del corso è dedicata all'impantistica per la climatizzazione degli edifici (*sia industriali che civili*¹) che è anche una grande risorsa professionale, soprattutto oggi con la separazione degli albi professionali², per gli ingegneri meccanici che sono gli unici a potere trattare queste tematiche.

La grande specializzazione raggiunta in questo settore richiede una preparazione di base che solo gli ingegneri meccanici oggi possiedono. Pertanto questi argomenti saranno trattati con grande attenzione osservando che possono essere visti come normali applicazioni di *Fisica Tecnica*.

Le condizioni di *benessere termico* (ritenute ormai un *diritto* di tutti più che un *lusso* per pochi) sono raggiunte ormai in modo artificiale all'interno degli ambienti di vita. Si utilizzano preferenzialmente *pareti leggere* perché economicamente più convenienti o perché di più facile industrializzazione e/o perché alleggerendo il peso totale dell'edificio rendono meno gravose le condizioni di carico sismico, ...

Il risultato è che la riduzione di massa ha prodotto anche una riduzione, piuttosto sensibile, della capacità termica degli edifici con conseguente esaltazione delle oscillazioni termiche interne in condizioni di transitorio termico, cioè nelle normali situazioni giornaliere e stagionali.

Si utilizzano, inoltre, finestre di dimensioni sempre maggiori fino a divenire esageratamente grandi quanto le pareti che le ospitano (*pareti – finestra*): le dimensioni non sono più dettate dall'esigenza di una corretta illuminazione diurna ma da soli canoni estetici.

Il risultato è che la radiazione solare che penetra all'interno degli edifici provoca surriscaldamenti spesso intollerabili, oltre che notevoli danni alle suppellettili dovuto all'invecchiamento radiativo dei materiali, soprattutto quelli plastici. L'edificio moderno è inattivo su tutti i fronti del benessere, incapace di dare protezione vera alle sollecitazioni ambientali (*pur numerose e continue*).

¹ Gli *Allievi Ingegneri Meccanici* storcono un po' il muso quando sentono parlare di edifici e di edilizia in genere immaginandoli come qualcosa di molto distante dalla loro preparazione professionale e dal loro mondo fatto di ingranaggi, macchine, meccanica In questa sede si parlerà di *IMPIANTI TERMOTECNICI* e cioè di insiemi di apparecchiature e dispositivi di vario genere atti a raggiungere uno scopo. Detti impianti, quindi, sono squisitamente meccanici anche se innestati in edifici di vario genere. Non va però confuso l'oggetto del presente corso: *progettare impianti termotecnici*. Questi possono essere inseriti in un edificio per uso civile (*abitazioni, scuole, ospedali, uffici, alberghi, ...*) oppure per uso industriale (*officine, camere bianche, ...*). Si parla di impianti termotecnici anche per la climatizzazione degli aerei, delle navi, dei sommergibili, delle capsule spaziali, delle stazioni di ricerca polare, ... Insomma non è l'ospite che fa il monaco (se mi si consente il gioco di parole). Noi progettiamo impianti termotecnici applicati a qualunque struttura ne abbia bisogno. Non ci dobbiamo meravigliare, quindi, se una gran parte dell'impantistica termotecnica (*che in genere viene chiamata anche impantistica meccanica*) sia ospitata da edifici. Questi ultimi non sono eggetto del Corso se non come strutture ospiti degli impianti. Qualunque sia questa struttura ospite, però, per poterne progettare correttamente gli impianti meccanici occorre conoscerne il comportamento. E' per questo motivo che ci interesseremo di *Termofisica degli edifici*. D'altra parte se si accetta la metafora che *progettare vuol dire risolvere un problema* allora è anche chiaro che per progettare occorre avere un *problema* e *l'algoritmo* per risolverlo. Avere un problema significa essere cosciente della sua esistenza e della sua definizione altrimenti non si può fare nulla. Non si progetta l'ignoto!

² Da qualche anno è stata proposta una modifica agli albi professionali con l'introduzione della separazione delle competenze in *tre* albi distinti: nel primo albo sono inseriti gli ingegneri edili, strutturisti, trasportasti, nel secondo albo sono inseriti gli ingegneri meccanici, elettrici, aeronautici e nucleari e infine nel terzo albo si hanno gli ingegneri elettronici ed informatici. Le competenze dei tre albi saranno separate e pertanto si potrà esercitare la professione solo all'interno di un solo albo per il quale si è conseguita l'abilitazione professionale. Ad oggi, tuttavia, questa divisione è ancora fittizia perché la riforma sopra indicata vale solo per i nuovi laureati (*laura triennale*) mentre per i laureati quinquennali resta, come diritto acquisito e secolare, il diritto di esercitare in qualsivoglia ambito. Questo transitorio si dovrebbe concludere entro il 2005.

Insomma sembra che l'idea (ovviamente *sbagliatissima!*) che sta avendo il sopravvento sia questa: l'Architetto o chi ne fa le veci³ *progetta come gli pare la forma* poi ci pensano i *tecnologici* (ossia gli *ingegneri* e in particolare *i meccanici*) a rimettere a posto le cose (*se è ancora possibile!*) e a caro prezzo. E sì perché quando si va contro le leggi della natura (*in questo caso della Termodinamica*) occorre spendere energia, lavoro e denaro per rimettere le cose a posto. Un esempio: se l'edificio disperde troppo allora compensiamo questa deficienza con un impianto di climatizzazione a spese dell'energia elettrica e/o termica necessaria. Il risultato è un forte danno economico ed ambientale (*per le conseguenze che usi non congrui dell'energia comporta*) per la collettività per effetto del maggior costo dell'esercizio degli impianti, un maggior inquinamento e un maggior degrado della qualità della vita esterna.

La professione del **Progettista Impiantistico** non è più oggi quella di alcuni anni fa! Tutto è cambiato e siamo ancora all'inizio di una trasformazione che vedrà ancora di più coinvolti gli studi, le normative nazionali e quelle internazionali. L'introduzione delle nuove leggi sugli appalti pubblici (*Legge Merloni nazionale e Legge regionale n. 7/2002 per la Regione Sicilia*) e quindi sulla progettazione e direzione lavori carica il progettista di forti responsabilità. Non sono più ammessi errori progettuali e se ci sono è il Progettista a pagare di persona. Ne consegue la necessità di avere una buona preparazione professionale di base ed anche specialistica.

Lo scopo della prima parte di questo corso è di presentare una casistica delle più moderne tecniche di climatizzazione ambientale e di controllo delle condizioni di benessere (*non solo termico, ovviamente!*) allo scopo di consentire agli Allievi di avere idee precise sugli impianti termotecnici e poterli, quindi, correttamente progettare anche alla luce delle numerosissime (*purtroppo e per fortuna*) leggi, decreti e regolamenti esistenti.

³ In Italia, ormai per tradizione secolare, sono diverse le figure professionali che si interessano di progettazione edilizia. La figura principale è l'Architetto e a questa ci si riferisce come *Il Progettista* per definizione. Sempre in Italia si ha un'anomalia, unica nel panorama internazionale, e cioè la figura dell'Ingegnere Edile che si sovrappone e in parte duplica la figura professionale dell'Architetto, con competenze ritenute più tecniche che formali. Tuttavia, almeno fino a quando la riforma degli Ordini Professionali non sarà attuata pienamente, qualunque ingegnere può esercitare in qualsivoglia campo della Tecnica. Così avviene che ingegneri elettronici, informatici, elettrici, meccanici, aeronautici, trasportasti, strutturisti,, oltre a geometri, periti edili e qualche volta anche gli agronomi, esercitino professione nel campo della progettazione architettonica. Il risultato di questo proliferare di figure professionali, non sempre adeguate al tipo di professione in campo architettonico, è un parco edificato di scarsa qualità. Aggiungo che anche la figura principale, l'Architetto, spesso si trova impreparato alla corretta progettazione per via di corsi di studi che in Italia, per motivi storici, sono prevalentemente orientati al composizione e poco alla tecnologia. In definitiva trovare un buon progettista architettonico è quasi un miracolo. Molti dei mali derivano dall'ignoranza professionale dei più e dalla scarsa volontà di aggiornarsi nei settori nei quali la preparazione di base è più carente. Progettare significa ancora, purtroppo, disegnare mentre in realtà la progettazione è un'operazione complessa di un sistema molto complesso quale è un moderno edificio. Può apparire strano ma sempre più spesso ci si trova dinnanzi a Professionisti che pretendono di progettare oggetti ed opere dei quali conoscono poco. In pratica è come se si progettasse un'automobile senza sapere cosa è: si disegna la carrozzeria e basta. Allo stesso modo spesso i progettisti architettonici pretendono di progettare gli edifici tracciandoli graficamente sui fogli di carta in base al gusto (pardon, all'arte) senza rendersi conto delle conseguenze che una doppia linea, che graficamente rappresenta una muratura, può avere sul comportamento termofisico dell'edificio. E non voglio qui trascurare i danni prodotti dall'emulazione progettuale di grandi Architetti (nessuna categoria di professionisti si autodeclama e si magnifica come gli Architetti) senza tenere conto dell'ambientazione locale delle opere. Così, ad esempio, le opere di Alvar Aalto (Nord Europa) vengono trasposte con facilità (oltre che incoscienza ed ignoranza) in Sicilia senza tenere conto del fatto che una parete vetrata alle nostre latitudini può essere un'arma letale per gli occupanti. Proprio la tendenza a plagiare opere famose, quasi sempre per lo stile compositivo (visto che sono considerate opere d'arte) che per la concretezza dell'opera, ha fatto nascere uno stile architettonico indistinto, senza anima, sempre eguale a qualsivoglia latitudine: lo *stile urbano*. Chi osserva le periferie delle grandi città si accorge che sono tutte le stesse in qualunque nazione e a qualsivoglia latitudine. Se visitiamo il centro storico di una grande città sappiamo ben riconoscere Roma da Firenze o da Parigi e da Londra. Se visitiamo le periferie delle stesse città è ben difficile riconoscere uno stile distintivo caratteristico del luogo. E' proprio questo lo *stile urbano*. Ebbene anche nell'impiantistica sta nascendo qualcosa di simile: gli edifici sono ormai ricoperti di impianti *split* che, oltre a deturpare le facciate, produce danni ambientali ed energetici considerevoli. L'utilizzo degli *split* comporta quasi sempre la scomparsa della figura del *Progettista Termotecnico*: basta l'impiantista per installare dispositivi comprati ormai al supermercato e classificati in migliaia di BTU (*unità sconosciuta alla quasi totalità degli acquirenti*). La scelta è ormai basata su tipologie standard: piccolo, medio, grande. Naturalmente non dobbiamo neppure parlare di efficienze energetiche degli *split* anche se da qualche tempo si parla di insufficienza della rete nazionale a fronteggiare i carichi elettrici estivi per effetto dell'elevato consumo degli impianti di condizionamento (leggasi *split*). Quanto appena detto non vuole essere uno sfogo personale ma una elencazione di problemi (o meglio di *mali*) che purtroppo sono ben lontani dall'essere risolti.

Si vedranno, pertanto, le tipologie impiantistiche più ricorrenti per il riscaldamento e per il condizionamento (*oggi sempre più necessario anche in considerazioni delle evoluzioni climatiche di questi ultimi anni per l'accresciuto effetto serra*) e quindi di due tipologie di impianti *energivori* che condizionano anche la vita stessa dell'Uomo quale utente degli stessi edifici. Infine si farà cenno alle nuove tematiche relative agli impianti di cogenerazione e rigenerazione, ai termovalorizzatore e all'economia dell'idrogeno.

Si tratta di temi di grande attualità ed importanza per i quali è indispensabile fare un accenno informativo.

Buon lavoro ragazzi.

Catania 23 luglio 2006

Prof. Giuliano Cammarata

1 LA PROBLEMATICA DELL'IMPIANTISTICA TERMOTECNICA

Come si è accennato nell'Introduzione al *CORSO*, 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 spaziali⁴.



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.



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

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.

⁴ 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.



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

In questo corso si parlerà prevalentemente di *Impianti Termotecnici* in *edifici*.



Figura 4: Stazione di ricerca polare

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 ambientali* (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 comunali⁵. Anche considerando gli impianti idrici e fognari estesi a tutti gli ambienti di un edificio la percentuale degli impianti non superava il 5% 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.

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;

Condizionamento⁶

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*.

⁵ 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 di un quartiere avevano in casa loro perché tutto il vicinato ne approfittava per approvvigionarsi d'acqua anziché andare nelle fontane pubbliche più distanti ed affollate.

⁶ 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.

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.

Lo stesso è avvenuto per gli appalti privilegiando le *Imprese Edili* rispetto a quelle specializzate negli impianti ormai rilegati a ruoli secondari⁷ 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 una 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 un' *“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).

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 vedrà nel prosieguo 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: 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 che $\tau_0 = R/C$ (con τ_0 costante di tempo, R resistenza termica, C capacità termica) si ha 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 efficienti⁸ 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 mancati.

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 pareti⁹ 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.

⁷ 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).

⁸ Bastava un semplice camino o qualche braciere per riscaldarsi.

⁹ Oggi sono utilizzati mattoni forati o materiali sempre più alleggeriti anche per motivi sismici.

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,

Oggi 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 realizzata è stata la seguente: *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.

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 capitolo **Error! Reference source not found.** sull'*Architettura Bioclimatica*).

Dopo la pubblicazione di questo rapporto si è cercato di prendere coscienza delle problematiche energetiche connesse agli edifici. La *Termodinamica 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 e L. 10/91 oggi).

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 con la L. 10/91*) riparando, in un certo modo, allo scompiglio creato dalle tipologie costruttive leggere dianzi evidenziate. E' triste osservare che ci sono volute due leggi (dal 1976 ad oggi) per costringere i progettisti ad isolare le pareti. Eppure non era difficile osservare, data la relazione iperbolica, $R \propto C$, che si poteva compensare la riduzione della capacità termica aumentando la resistenza termica dell'edificio.

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

1.1 LE FASI PROGETTUALI DEGLI IMPIANTI TERMOTECNICI

In definitiva, le procedure di calcolo per la progettazione degli impianti termotecnici possono così essere schematizzate:

Individuazione delle specifiche di progetto (cioè dei dati progettuali quali la temperatura interna, esterna, umidità relativa ambiente, velocità dell'aria ambiente, qualità dell'aria, ...)

Calcolo dei carichi termici della struttura in funzione delle condizioni ambientali esterne ed interne (microclima da realizzare);

Scelta della tipologia impiantistica da realizzare per raggiungere le specifiche di progetto;

Dimensionamento dei componenti di impianto;

Schematizzazione della soluzione impiantistica (layout degli impianti);

Dimensionamento delle reti di distribuzione dei fluidi di lavoro;

Disegno esecutivo degli impianti.

Nel prosieguo vedremo nel dettaglio ciascuna delle fasi sopra indicate. Si tenga presente che lo sviluppo del corso è attuato su più volumi e pertanto le varie fasi sono trattate soprattutto nei primi tre volumi. Nell'ambito del 1° volume si tratteranno prevalentemente i primi quattro punti mentre gli altri punti sono trattati nel 2° e 3° volume.

Vediamo adesso brevemente di illustrare le varie fasi sopra indicate, rimandando il lettore agli sviluppi dettagliati nei prossimi capitoli.

1.1.1 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, avviene con la L. 10/91 della quale non si potrà parlare nel presente corso). In altri casi occorre valutare le condizioni migliori in funzione della destinazione d'uso degli edifici. Nel successivo capitolo si vedrà come calcolare le condizioni termoigometriche migliori 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.

1.1.2 CALCOLO DEI CARICHI TERMICI

Ciò che gli impianti termotecnici fanno si può riassumere in una fornitura (con il proprio segno) di energia agli ambienti.

Ad esempio, nelle condizioni invernali si hanno basse temperature all'esterno e temperature interne elevate (solitamente fissata ai valori di progetto 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 stabilizza 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).

Se non si interviene con un impianto di climatizzazione le condizioni termoigometriche interne variano in modo tale da portare la temperatura interna a coincidere con la temperatura esterna. L'impianto in questo caso sottrae calore 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 termotecnici, come si vedrà nei capitoli successivi di questo volume.

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 ai sensi della L. 10/91 o dei carichi estivi con il metodo Carrier.

Si vedrà nel prosieguo perché si segue (e spesso si *dove* obbligatoriamente seguire) un iter di calcolo schematico e fittizio.

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.

1.1.3 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 il suo 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:

A collettori complanari;

Con distribuzione monotubo.

La scelta delle caldaie è quanto mai varia (come si vedrà nel 2° Volume) 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 vita degli impiantisti.

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 dei canali.

Essendo un impianto termotecnico composto da tre sezioni:

<i>Sezione di produzione dell'energia</i>	<i>Sezione di trasporto dell'energia</i>	<i>Sezione di scambio</i>
---	--	---------------------------

allora la scelta della tipologia impiantistica deve tenere conto di ciascuna sezione, ad esempio, per un impianto di riscaldamento:

Sistema con caldaia a gas metano, rete di distribuzione ad acqua con collettore complanare e radiatori in ghisa come terminali.

Si osservi che ogni scelta effettuata in questa fase condiziona lo sviluppo delle fasi successive e non sempre è possibile cambiare in corsa le scelte fatte.

1.1.4 DIMENSIONAMENTO DEI COMPONENTI DI IMPIANTO

In questa fase si selezionano i componenti di impianto, cioè si dimensionano i radiatori, i fan coil, le centrali di trattamento aria, le caldaie, i gruppi di refrigerazione o le pompe di calore, ...

La selezione dei componenti va effettuata tenendo presente la produzione industriale disponibile per ciascuno di essi. Nel 2° Volume si vedrà in dettaglio questa fase.

1.1.5 SCHEMATIZZAZIONE DELLA SOLUZIONE IMPIANTISTICA

Per procedere nel dimensionamento delle reti di distribuzione occorre avere lo schema impiantistico, pertanto occorre avere i disegni delle piante e delle sezioni dell'edificio e segnare, anche in modo schematico, i percorsi delle tubazioni o dei canali.

Si osservi che in questa fase non si conoscono ancora i diametri delle tubazioni o le dimensioni dei canali d'aria.

Per questi ultimi 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.

1.1.6 DIMENSIONAMENTO DELLE RETI DI DISTRIBUZIONE

Si vedrà nel 3° Volume come dimensionare le reti di distribuzione dell'acqua e dell'aria. Si tratta di metodi di calcolo deterministiche che possono essere implementati con programmi elettronici o con fogli elettronici.

1.1.7 DISEGNO ESECUTIVO DEGLI IMPIANTI

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 passaggio dei canali.

Occorre poi predisporre i disegni impiantistici di ciascun componente e cella centrale termica.

2 ELEMENTI DI TERMOFISICA DELL'EDIFICIO

Oggetto fondamentale del corso di *Impianti Termotecnici* è la climatizzazione degli edifici, cioè l'inserimento di impianti (*attivi*, in contrapposizione all'edilizia *passiva*) capaci di mantenere all'interno condizioni ambientali di benessere per gli occupanti.

Per potere correttamente dimensionare gli impianti occorre prima conoscere il comportamento termico degli edifici, ossia come variano le condizioni interne di temperatura e umidità (la velocità dell'aria è di solito controllata dagli stessi impianti di distribuzione) al variare delle condizioni climatiche esterne. Queste dipendono dal sito (latitudine, orografia, presenza di masse d'acqua come il mare o i laghi o anche i fiumi, presenza di masse edificate (*isola di calore*),....

In generale si può dire che le condizioni climatiche esterne non sono mai stabili durante il giorno ma continuamente variabili anche e soprattutto per la periodicità dell'alternarsi del di e della notte e quindi per la presenza della radiazione solare nel periodo diurno dall'alba al tramonto.

Lo studio del comportamento termico degli edifici (proprio della *Termofisica dell'edificio*) parte proprio da queste considerazioni e pertanto valuta sempre le condizioni transitorie determinate in risposta alle variazioni climatiche esterne.

Si accennerà brevemente nei prossimi capitoli alle condizioni transitorie degli edifici, anche a scopo euristico, e si passerà poi allo studio dell'impiantistica distinguendo, com'è prassi ormai, il comportamento estivo da quello invernale.

2.1 TRANITORIO TERMICO DEGLI EDIFICI

La conoscenza del comportamento termico di un edificio quando le condizioni esterne non sono stazionarie ma continuamente variabili risulta molta importante anche ai fini di una corretta progettazione degli impianti termici. In questo capitolo si farà un breve cenno sul transitorio termico cercando di evidenziare i parametri più significativi del comportamento termico degli edifici.

Il Progettista che intende controllare le conseguenze di una scelta progettuale dal punto di vista energetico dispone oggi di innumerevoli strumenti, dai più sofisticati che richiedono l'uso di grandi computer, e capaci di un grande rigore e dettaglio, ai più semplici che consentono previsioni veloci e sintetiche (almeno sul lungo termine) tramite l'uso di grafici e tabelle.

Da qui il primo problema che si deve affrontare. Ciascuno, infatti, di tali strumenti, sebbene elastico e versatile, risente comunque della impostazione originaria nel senso che, in genere, è stato sviluppato per valutare le prestazioni di specifiche tipologie edilizie o di particolari soluzioni progettuali; si tratta allora di individuare quale tra gli strumenti disponibili è il più adatto e a che livello di dettaglio è opportuno giungere nella raccolta delle informazioni sulla *"performance"* del sistema.

Esiste tuttavia un secondo problema e forse più oneroso del primo in quanto presenta spesso aspetti paradossali: riguarda il momento ovvero la fase della progettazione nella quale eseguire il controllo. Accade infatti che il controllo risulta tanto più efficace quanto più ci si sposta verso la fase iniziale del progetto, quando cioè le decisioni non sono state consolidate e molte possibilità sono ancora aperte.

La *progettazione bioclimatica* postula, ad esempio, uno spostamento dei controlli dalle fasi finali del progetto alle fasi intermedie, nelle quali è ancora possibile modificare e correggere l'impostazione edilizia: orientazione, volume, involucro, finestratura etc. In ogni caso, una volta assegnati alcuni parametri (che spesso sono vincolanti quali l'area climatica, la posizione rispetto al sole, la destinazione dell'edificio), ***ciò che qualifica la prestazione termica dell'edificio è in massima parte il comportamento dell'involucro murario.***

E' questo che rappresenta l'elemento di separazione e di interazione tra il macroclima esterno e il microclima interno e come tale va progettato in modo che la sua risposta sia congruente con i requisiti di benessere termico e richieda il minimo ricorso possibile a sistemi ausiliari di climatizzazione (*energy conscious design*).

2.2 PROPAGAZIONE DEL CALORE IN REGIME PERIODICO STABILIZZATO

L'evoluzione termica degli edifici è caratterizzata fortemente dal comportamento delle pareti esterne in condizioni di transitorio termico. Poiché lo studio delle condizioni variabili è in generale complesso (vedi i paragrafi sui metodi alle traiettorie di stato) si cercherà nel prosieguo di pervenire a concetti semplici ma essenziali per la piena comprensione dell'evoluzione termica di un edificio.

Una delle condizioni transitorie più importanti è detta *regime stabilizzato*: esso si manifesta quando la variazione delle condizioni esterne (qui si considera variabile la sola temperatura esterna) varano secondo una legge armonica semplice con periodo temporale costante (ad esempio sinusoidale) e gli effetti della risposta propria del sistema edificio sono trascurabili rispetto a quella forzata.

Basti pensare all'evoluzione della temperatura esterna: questa si può considerare, in prima approssimazione, variabile attorno ad un valore medio giornaliero fra un valore minimo (raggiunto di solito prima dell'alba) e un valore massimo (raggiunto dopo il mezzogiorno).

Naturalmente la temperatura reale varia con legge non sinusoidale per effetto di variazioni climatiche giornaliere (si pensi, ad esempio, all'effetto delle nubi, del vento, della pioggia,...) ma possiamo pensare che questa approssimazione sia valida almeno per uno studio iniziale del problema.

Consideriamo una parete piana (vedi Figura 5) sotto particolari ipotesi semplificative (supponendo il flusso termico di tipo sinusoidale e di direzione perpendicolare alla superficie, il mezzo isotropo e omogeneo e di spessore seminfinito) e imponiamo le condizioni iniziali spaziali (temperature sulle due facce esterne) corrispondenti ad una temperatura esterna *forzante* del tipo:

$$T(\tau) = T_0 + T \sin(\omega\tau) \quad [1]$$

ove si è indicato con τ il tempo per distinguere il simbolo di temperatura e si suppone che la temperatura esterna vari in modo sinusoidale con *pulsazione* ω attorno ad un valore medio T_0 , si ottiene una risposta del tipo [2] con i simboli indicati:

$$T(x, \tau) = T_0 + e^{-\frac{x}{2a}} \sin(\omega\tau - \phi) \quad [2]$$

$\omega = \frac{2\pi}{T_0}$ pulsazione ($f = \frac{1}{T_0}$ con T_0 periodo pari a 24 ore)

$a = \sqrt{\frac{2c}{\lambda}}$ fattore di attenuazione

$\lambda = \frac{a^2}{c}$ diffusività termica del mezzo, m^2/s , con c densità del mezzo,

ϕ calore specifico del mezzo

$\frac{x}{a}$ sfasamento

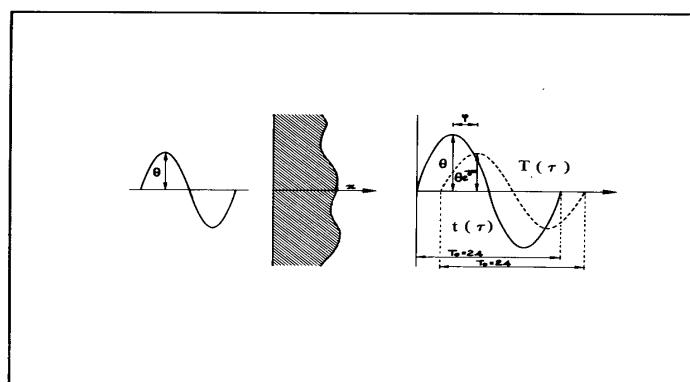


Figura 5: Trasmissione del calore in uno strato seminfinito: risposta alla forzante esterna sinusoidale.

Nella Figura 5 si ha la rappresentazione schematica di un'onda termica sinusoidale in ingresso che viene in uscita modificata dalla parete con gli effetti di smorzamento (cioè con una minore ampiezza di oscillazione rispetto al suo valor medio e con un ritardo rispetto all'onda incidente) e sfasamento sopra calcolati e che risultano funzioni delle caratteristiche geometriche e termofisiche del mezzo stesso.

Indicativamente si può sostenere che *I'attenuazione è principalmente affetta dalla conducibilità e lo sfasamento dalla capacità termica del mezzo*. Tuttavia il comportamento complessivo dipende essenzialmente dal rapporto caratteristico (conducibilità/capacità termica) che prende il nome di "diffusività termica", $a = \sqrt{\frac{hA}{mc}}$.

Le difficoltà analitiche sopraggiungono quando si considera il caso reale di un mezzo non omogeneo e di spessore finito quale può essere una parete reale multistrato. La risposta del mezzo alla sollecitazione esterna dipende infatti, oltre che dai comuni parametri termofisici e geometrici (conducibilità, spessori, coefficienti liminari di convezione sulle facce estreme) anche dalla particolare stratigrafia della parete, cioè dall'ordine con cui i vari strati di materiale si susseguono rispetto alla direzione del flusso termico.

Risulta infatti che una parete con materiali di uguale spessore ma disposti in ordine diverso dà luogo a un diverso comportamento in transitorio.

Un caso di un certo interesse pratico, che esemplifica tali effetti, è quello della parete costituita da tre tipi di materiale dei quali uno è un isolante termico (vedi nel prosieguo).

Qui la diversa collocazione di quest'ultimo, se cioè punto all'interno o all'esterno o al centro tra i due rispetto alla direzione del flusso termico, influenza sensibilmente la propagazione dell'onda termica all'interno dell'ambiente.

Ciò ha in particolare un riflesso immediato ai fini del benessere termico, nel senso che sebbene nell'arco di un ciclo giornaliero completo (per esempio 24 ore) il valor medio della temperatura interna si mantenga ad un livello di comfort (per es. 20 °C in inverno e 26 °C in estate) le oscillazioni attorno a tale valore producono tanto più acuto disagio termico quanto maggiore è la loro ampiezza.

Risulta quindi di grande interesse per il progettista la previsione teorica del comportamento in transitorio non solo degli elementi murari ma anche, più in generale, dell'intero ambiente.

Questo argomento è attualmente oggetto di una letteratura vastissima, anche se pochi sono gli approcci realmente fondamentali e innovativi. Nel prossimo capitolo si cercherà di enunciarli e di discuterli brevemente mostrandone i vantaggi, i limiti e i loro successivi superamenti.

2.3 TRANSITORIO TERMICO DI UN CORPO

Per meglio comprendere gli effetti della climatologia esterna per il transitorio termico di un edificio si riporta il caso del raffreddamento di un corpo a resistenza interna trascurabile avente temperatura iniziale T_i per il quale si ha il seguente andamento della temperatura interna del corpo immerso in un fluido con temperatura T_a :

$$T = T_a + (T_i - T_a) e^{-\frac{hA}{mc}t}$$

In Figura 6 si ha l'andamento del transitorio di raffreddamento ($T_i > T_a$) e di riscaldamento ($T_i < T_a$). Il tempo di raffreddamento e/o di riscaldamento del corpo dipende dalla *costante di tempo*:

$$t_0 = \frac{mc}{hA} = \frac{cV}{hA}$$

Una maggiore massa e quindi una maggiore capacità termica comporta un maggior tempo di raffreddamento o di riscaldamento, a parità di resistenza termica.

Questo è proprio quel che avviene anche negli edifici, qui considerati in prima approssimazione come un corpo omogeneo di massa di massa totale equivalente m avente calore specifico medio c e quindi con capacità termica $C = m_c c = mc$. Maggiore è la sua capacità termica minore maggiore sarà il tempo di riscaldamento e/o di raffreddamento e quindi minore saranno le oscillazioni termiche.

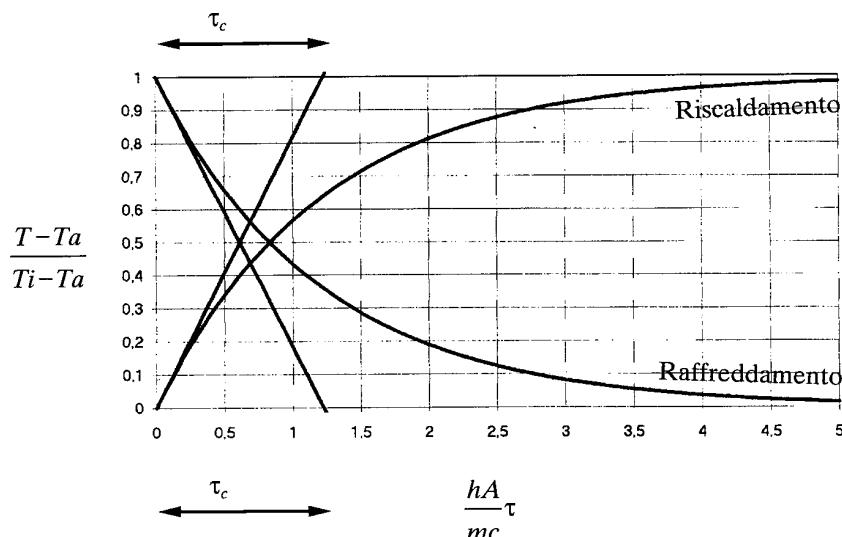


Figura 6: Andamento del transitorio di riscaldamento e/o di raffreddamento

La costante di tempo può ancora scriversi in forma più usuale utilizzando l'analogia con i transitori dei circuiti elettrici resistenza – capacità nella forma:

$$_0 \frac{mc}{hA} \frac{1}{hA} mc \quad RC \quad [3]$$

ove R è la *resistenza termica* e C è la *capacità termica* del corpo. Per fare un esempio, se la costante di tempo è pari a $RC=5$ h dopo $5 \times 5^{10}=25$ ore (poco più di un giorno) l'edificio si raffredderà del tutto o si riscalderà del tutto. Se la sua costante di tempo è $RC = 24$ h allora il transitorio ha bisogno di $5 \times 24 = 120$ ore, cioè 5 giorni, e pertanto se andiamo a vedere le oscillazioni di temperatura nell'arco di una giornata (di giorno si ha riscaldamento e al tramonto si ha raffreddamento) si vede bene come in quest'ultimo caso le oscillazioni di temperatura siano di gran lunga inferiori rispetto al caso precedente.

Può scriversi anche sotto altra forma più interessante:

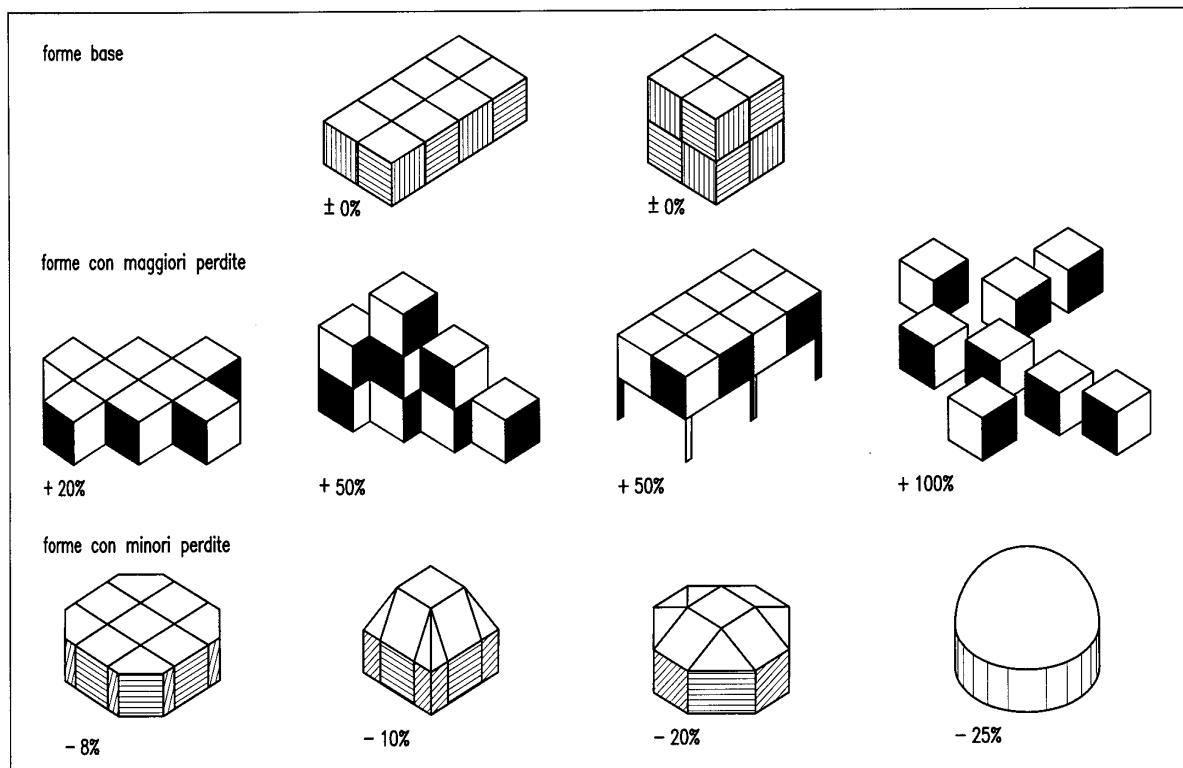
$$_c \frac{mc}{hA} \frac{Vc}{hA} \frac{V}{A} \frac{c}{h} \quad [4]$$

L'ultimo membro ci dice che la costante di tempo è tanto maggiore (per cui si hanno periodi di raffreddamento e di riscaldamento lunghi) quanto maggiore è, a parità del rapporto c/h , il rapporto V/A cioè il rapporto di forma dell'oggetto. Si è già osservato che l'iglù esquimese ha la forma emisferica e per questo solido il rapporto V/A è il massimo possibile: la sfera, infatti, ha il maggior volume a parità di superficie disperdente o, se si vuole, la minor superficie disperdente a parità di volume. Pertanto la forma di quest'abitazione è geometricamente ottimizzata per il minimo disperdimento energetico e quindi per un maggior transitorio di raffreddamento.

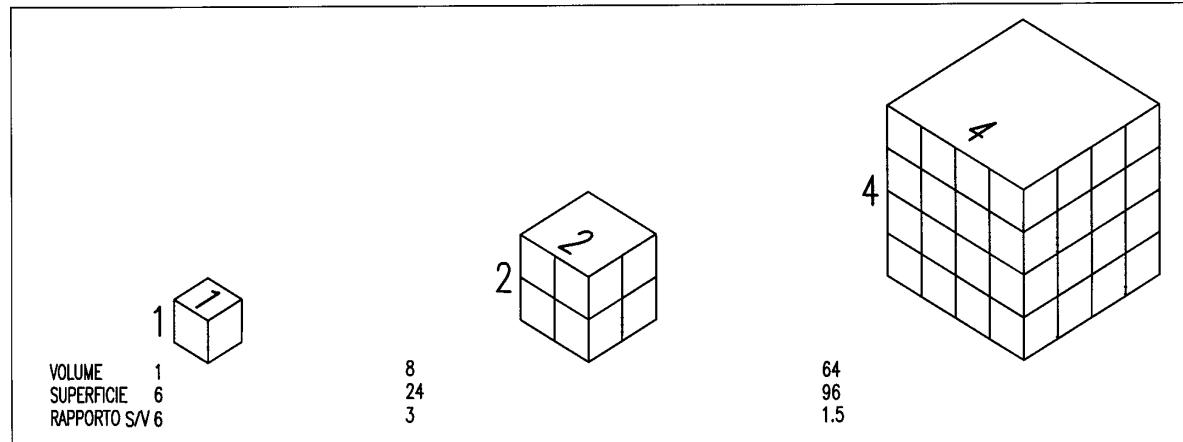
Analoga osservazione si può fare per la forma dei forni di cottura a legna: anch'essi hanno forma emisferica che consente loro di immagazzinare meglio il calore nella massa muraria e di disperderla il più lentamente possibile, a parità di condizioni esterne, rispetto ad altre forme geometriche.

Quest'osservazione giustifica l'attenzione che le leggi vigenti sui consumi energetici negli edifici danno sul rapporto A/V ai fini della verifica dei disperdimenti. Un edificio che, a pari volume V , ha grande superficie A è certamente più disperdente di un edificio con superficie esterna minore.

¹⁰ Si ricorda che dopo 5 costanti di tempo il valore finale del transitorio $\int_0^\infty e^{-\frac{t}{\tau_c}} dt$ è pari allo 0,763% di quello iniziale. Ciò significa che il transitorio si è praticamente esaurito.



46



47

Figura 7: Influenza della forma architettonica (A/V) sui disperdimenti

Architettonicamente sono quindi da preferire forme più chiuse, compatte (edifici di tipo condominiale) di quelle aperte, movimentate (edifici a villette separate) che comportano maggiori superficie esterna e quindi maggiori disperdimenti termici.

2.4 COSTANTE DI TEMPO DELL'EDIFICIO

Si è più volte detto che l'accumulo termico gioca un ruolo fondamentale nei tempi di avviamento o di spegnimento degli impianti termici di riscaldamento che costituiscono i momenti di transitorio termico dell'edificio.

In Figura 8 si ha un esempio di risposta ad una sollecitazione a gradino per tre diverse costanti di tempo. Si osservi come la risposta caratterizzata da una bassa costante di tempo $RC1$ si esaurisce prima che l'onda di temperatura discenda a zero. La sequenza di tre onde quadre mostra che la risposta si porta a regime (cioè raggiunge il valore finale) in ogni periodo.

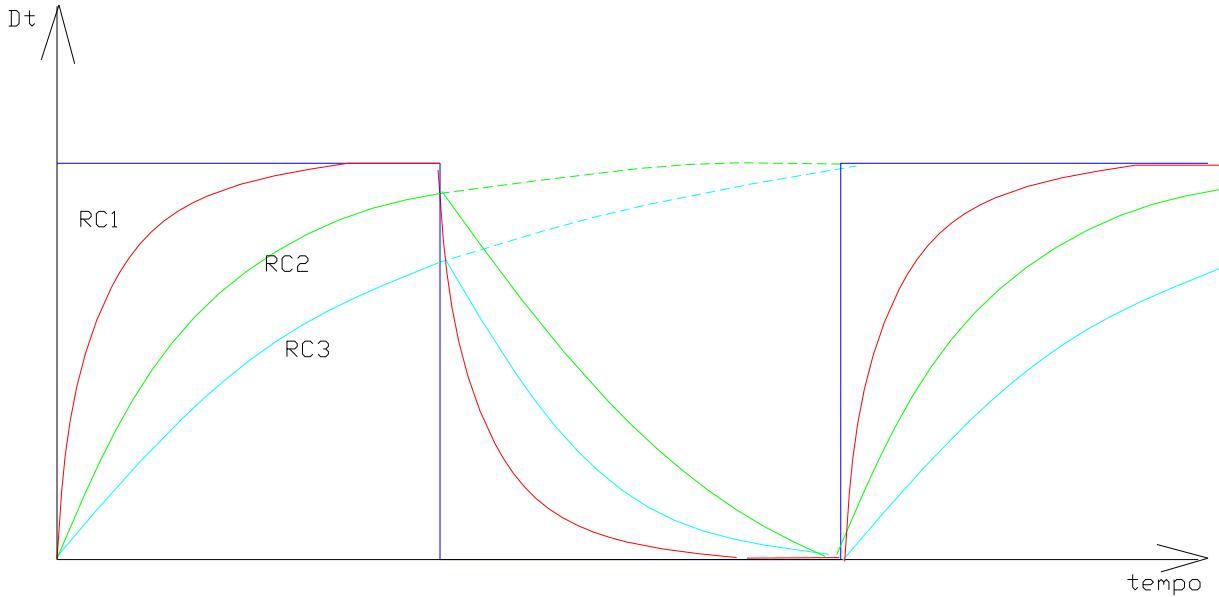


Figura 8: Transitorio termico con diverse costanti di tempo

Nel caso di RC2 prima che l'onda quadra discenda si ha circa l'80% del valore finale e pertanto l'onda di discesa parte da questo valore. Analoga osservazione per RC3>RC2.

Questo semplice diagramma dimostra anche che le oscillazioni in risposta all'onda quadra sono di ampiezza sempre più decrescente quanto maggiore è la costante RC. Quindi se l'onda quadra rappresenta l'alternanza della temperatura esterna allora la temperatura interna (risposta al transitorio) riduce le oscillazioni quanto più elevata è la costante di tempo RC.

Un edificio con poca massa (edifici moderni), quindi, ha oscillazioni termiche maggiori degli edifici con maggiore massa (come gli edifici antichi) e pertanto in inverno si avranno temperature minime più elevate e d'estate temperature massime più alte e tali da rendere la vita all'interno insopportabile per l'eccessivo surriscaldamento.

Un modo per correlare il carico termico dell'edificio con le sue caratteristiche di isolamento e di accumulo termico è quello di calcolare la *costante di tempo* equivalente dell'edificio definita dalla relazione:

$$\text{edificio } RC = \frac{\frac{(mc) \bar{T}}{\text{Energia interna}}}{\frac{(KA) \bar{T}}{\text{Disperdimenti + Ventilazione}}} = \frac{E_i}{C_g V \bar{T}_i} \frac{m_i c_i \bar{t}_i t_e}{C_g V (t_i - t_e)} \quad [5]$$

ove si è posto:

$$C_g \quad C_d \quad C_v \quad \frac{\text{Disperdimenti totali}}{V \bar{T}}$$

ove si ha il seguente simbolismo:

- E_i Energia interna dell'*i*.mo componente, valutata rispetto alla temperatura esterna t_e ,
- m_i massa dell'*i*.mo componente,
- c_i calore specifico dell'*i*.mo componente,
- C_g Coefficiente volumico globale ($C_d + C_v$) dell'edificio,
- V Volume dell'edificio,
- \bar{t}_i temperatura media dell'*i*.mo componente.

Le masse interne concorrono interamente alla formazione di R , quelle perimetrali esterne vi concorrono solo nella misura in cui partecipano alla dinamica dell'ambiente¹¹, cioè in proporzione dell'energia interna accumulata, sempre valutata rispetto alla temperatura esterna t_e .

La costante di tempo dell'edificio dipende, quindi, dalla costituzione delle masse di accumulo termico, m_{cp} , e dalle caratteristiche dispersive date dal denominatore, $G_g V T$, funzioni anche del sito attraverso la differenza di temperatura T di progetto.

2.5 PARAMETRI CHE INFLUENZANO IL CARICO TERMICO DEGLI EDIFICI

Si è già detto in precedenza che gli impianti termici debbono fornire all'edificio una quantità di energia termica (con il proprio segno) tale da compensare le variazioni delle altre componenti del bilancio termico globale.

Lo studio in transitorio termico, più complesso e preciso, è di solito preferibile rispetto ad altri metodi semplificati ma la complessità delle equazioni differenziali di bilancio (vedi Corso di *Fisica Tecnica ambientale*) rende questo tipo di analisi difficile da applicare nelle normali applicazioni di progettazione impiantistica.

Nel corso di *Impianti Termotecnici* si assumerà, come già detto in precedenza, che le condizioni esterne *varino* durante il giorno e nelle varie stagioni ma le condizioni interne sono *costanti* (edificio *termostatizzato*) e quindi, anche per effetto dell'equazione di bilancio energetico non sono considerati gli accumuli termici.

Naturalmente si tratta di una semplificazione calcolistica che, si vedrà, costringe ad introdurre una serie di fattori correttivi, di non agevole formulazione analitica, che rendono coerente e corretto (per quanto possibile) il bilancio termico semplificato.

L'energia totale che gli impianti debbono fornire o sottrarre all'edificio prende il nome di *carico termico*. Esso è sempre riferito a condizioni progettuali ben precise (ad esempio invernali o estive) e a condizioni climatiche esterne convenzionali date da Norme Tecniche pubblicate dal CTI-UNI o dal CNR.

Suddividiamo, per semplicità operativa e per meglio potere applicare le disposizioni legislative vigenti quasi esclusivamente per il riscaldamento invernale, lo studio dei carichi termici in due momenti distinti: il carico termico estivo e il carico termico invernale.

2.5.1 LA TEMPERATURA ARIA-SOLE

Uno dei concetti più importanti per lo studio della Termofisica dell'edificio è quella della *Temperatura Aria-sole* cioè di una temperatura fittizia che tiene conto contemporaneamente sia degli scambi termici (conduttori e convettivi) con l'aria esterna che dell'irraggiamento solare ricevuto.

E' sensazione comune avere la sensazione che la temperatura esterna sia più elevata nelle zone soleggiate rispetto a quelle in ombra.

La valutazione della *temperatura aria-sole* fornisce indicazioni utili alla comprensione di questo fenomeno. Si supponga di avere la parete esterna di Figura 9 soggetta ai flussi termici indicati e all'irraggiamento solare I .

Il bilancio energetico complessivo sulla parete, tenendo conto dei flussi di calore per convezione e per radiazione, è dato dalla relazione:

¹¹ Le pareti esterne sono di solito di tipo multistrato e quasi sempre con isolamento termico. Ora gli studi sui transitori termici delle pareti hanno mostrato che la posizione dell'isolante termico è fondamentale per il comportamento della parete sia nei confronti del transitorio che dell'energia accumulata. Se l'isolante è posto all'esterno la massa della parete esterna partecipa all'accumulo termico, in base a quanto osservato in precedenza, ed anzi si trova nelle condizioni ideali di inibizione del flusso termico verso l'esterno con flusso solo verso l'interno. Se la posizione dell'isolante è intermedia allora partecipa all'accumulo termico solo la parte di parete fra l'aria interna e l'isolante. Infine se la posizione dell'isolante è all'interno della parete allora la massa capacitiva è quasi nulla e la parete non partecipa all'accumulo termico. Si osservi ancora che la posizione esterna dell'isolante porta a minori oscillazioni termiche rispetto alla posizione intermedia e, più ancora, rispetto alla posizione interna. Per le attenuazioni le cose vanno in modo inverso

$$q = a / \left(\frac{h_{oe}(T_s - T_c)}{h_{oe}} + \frac{h_r(T_c - T_e)}{h_{oe}} + \frac{h_{ce}(T_s - T_e)}{h_{oe}} \right) [6]$$

Si definisca ora la **Temperatura aria-sole** “quella temperatura fittizia dell'aria esterna che produrrebbe, attraverso una parete in ombra, lo stesso flusso termico che si ha nelle condizioni reali, ossia sotto l'azione simultanea della temperatura esterna e della radiazione solare”.

Per trovare T_{as} basta allora impostare che il flusso reale q sia uguale al flusso termico che si avrebbe per una parete in ombra a contatto con l'ambiente esterno a temperatura T_{as} :

$$q^* = h_{oe}(T_{as} - T_{se})$$

Ossia :

$$a / h_{oe}(T_e - T_s) = r(T_c - T_e) + h_{oe}(T_{as} - T_e)$$

da cui :

$$T_{as} = T_e - \frac{a / h_{oe}}{r / h_{oe}} (T_c - T_e) [7]$$

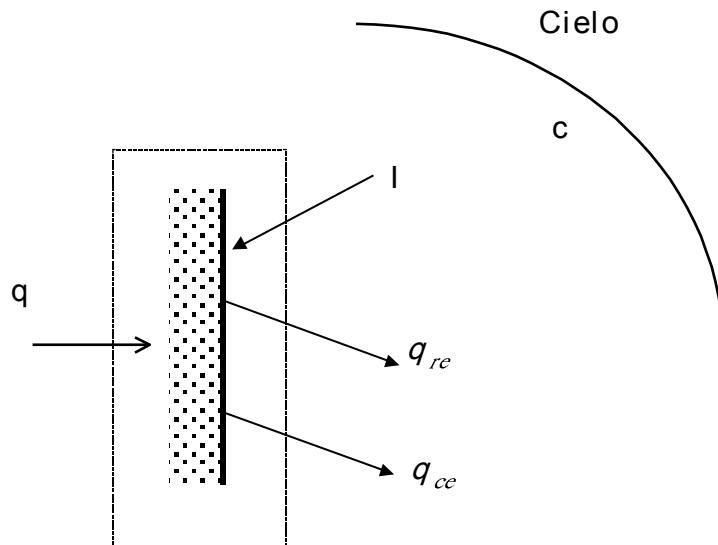


Figura 9: Scambi termici di una parete esterna soleggiata.

Nei calcoli tecnici è lecito adottare l'espressione approssimata :

$$T_{as} = T_e - \frac{a / h_{oe}}{r / h_{oe}} [8]$$

Pertanto la *temperatura aria-sole* dipende dal fattore di assorbimento dei materiali, dalle capacità di scambio convettivo e dall'irraggiamento solare.

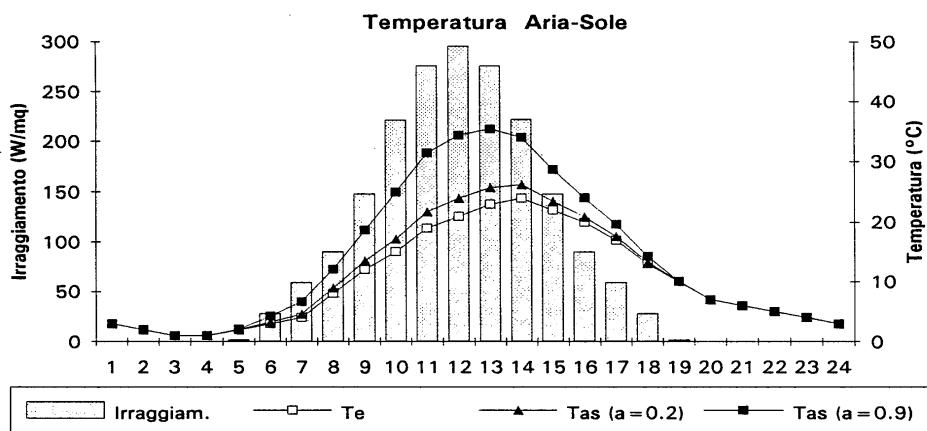
Nella Figura 10 e Figura 11 seguenti si ha modo di osservare come T_{as} vari al variare di questi parametri.

Si osservi, in Figura 10, come la temperatura aria-sole sia legata all'esposizione della parete e quindi al suo irraggiamento solare.

In particolare, osservando i fattori di assorbimento per lunghezze d'onda corte (λ) nella tabella di Figura 10, si intuisce il perché, nell'*Architettura Mediterranea* le pareti esterne degli edifici siano bianche e che questa sia caratterizzata dal *bianco*, cioè che sia un'Architettura *solare*.

COEFFICIENTI DI ASSORBIMENTO DI ALCUNI MATERIALI

MATERIALE	α_c	α_t
Intonaco bianco	0.12	0.91
Pittura bianca	0.20	0.91
Sabbia bianca	0.45	0.84
Pittura a olio verde	0.50	0.90
Mattoni rossi	0.55	0.92
Cemento amianto bianco	0.59	0.96
Marmo	0.60	0.90
Cemento rugoso	0.60	0.97
Pittura grigia	0.75	0.95
Pittura a olio rossa	0.74	0.90
Ardesia	0.81	0.96
Asfalto da copertura	0.93	0.96

Figura 10: Andamento della temperatura aria-sole per $a=0.2$ e $a=0.9$ per un dato irraggiamento.

2.5.2 PARETI CON INTERCAPEDINE D'ARIA

Sono spesso utilizzate pareti esterne aventi una o più intercapedini d'aria interna all'interno, cioè la successione degli strati componenti viene interrotta da spazi lasciati con aria interna.

Il comportamento delle intercapedini d'aria è termodinamicamente importante ed è opportuno che sia ben conosciuto dagli Allievi.

Elemento fondamentale dell'intercapedine è lo spessore poiché da esso dipende la possibilità di avere convezione dell'aria interna o non. Vediamo questi due casi con maggior dettaglio.

Intercapedine d'aria con convezione interna

Quando l'intercapedine supera i 2 cm di spessore si può avere convezione termica dell'aria interna.

Il calore viene quindi trasmesso sia per convezione dell'aria all'interno dell'intercapedine che per irraggiamento fra le facce contrapposte degli strati che la determinano ed essendo un collegamento in parallelo (sono eguali le temperature della facce esterne dell'intercapedine, T_{11} e T_{12}) si ha:

$$\frac{1}{R_I} = \frac{1}{h_r} + \frac{1}{h_c}$$

ove si hanno i seguenti simboli:

R_I resistenza termica dell'intercapedine, (m^2K/W),

h_r coefficiente di irraggiamento fra le facce esterne dell'intercapedine, (W/m^2K),

h_c coefficiente di convezione dell'aria fra le facce esterne dell'intercapedine, (W/m^2K).

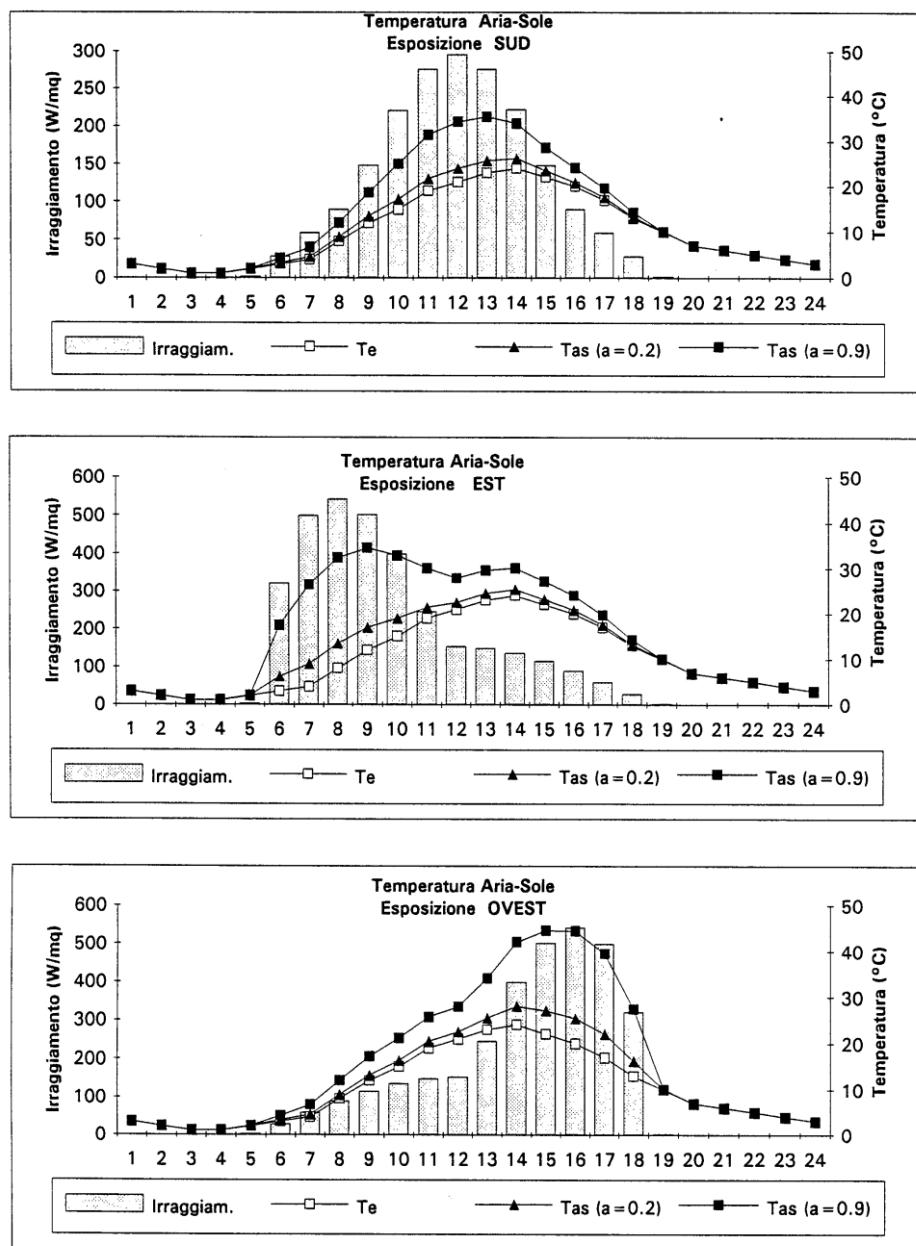


Figura 11: Temperatura aria-sole per $a=0.2$ e $a=0.9$ ed esposizione Sud, Est ed Ovest.

La difficoltà di conoscere h_c a causa della complessità del fenomeno convettivo (verso l'alto, verso il basso, pareti verticali, pareti orizzontali, parete inclinata, ...) consigliano di calcolare R_i sperimentalmente per le varie situazioni possibili.

I manuali specializzati riportano i valori ricorrenti nelle applicazioni.

Intercapedine d'aria senza convezione termica

In questo caso, con spessori limitati entro i 2 cm, si ha solo conduzione termica attraverso l'aria nell'intercapedine e pertanto, sempre con riferimento ad un collegamento in parallelo, si ha:

$$\frac{1}{R_i} = \frac{1}{h_r} + \frac{s_i}{\alpha_l}$$

ove si ha il simbolismo:

- R_i resistenza termica dell'intercapedine, (m^2K/W),
- h_r coefficiente di irraggiamento fra le facce esterne dell'intercapedine, (W/m^2K),
- s_i spessore dell'intercapedine d'aria, (m),

ad conducibilità termica dell'aria nell'intercapedine, (W/mK).

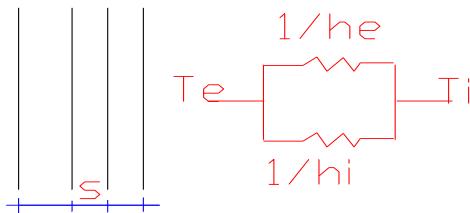


Figura 12: Schematizzazione di una parete con intercapedine

Si osserva che il coefficiente di conducibilità dell'aria è molto basso essendo $=0.024 (W/mK)$ e pertanto il termine conduttivo è molto piccolo. L'uso delle intercapedini d'aria non convettive (cioè con spessori piccoli) deriva proprio dal fatto che esse introducono una elevata resistenza termica e quindi rendono più isolante la parete esterna.

Nella seguente Tabella 1 si hanno alcuni valori di R_i calcolati per varie situazioni pratiche di intercapedini d'aria. In essa si considera valida la formula di Christiansen per il fattore di forma fra le due facce esterne dell'intercapedine: $_{_1}$ ed $_{_2}$ sono le *emissività termiche* dei materiali esterni e il *fattore di forma* è dato dalla relazione:

$$F_{12} = \frac{1}{\frac{1}{_{_1}} + \frac{1}{_{_2}} - 1}$$

Come si può osservare il fattore di forma influenza notevolmente i valori della resistenza termica dell'intercapedine, R_i , com'era da aspettarsi.

Direzione del Flusso termico	PARAMETRI DELL'INTERCAPEDINE					Resistenza termica Totale $R_{Ti} (m^2K/W)$			
	Orientamento	Spessore (cm)	Temp. Media (°C)	Diff. Temp. (°C)	1/ $_{_1}$ + 1/ $_{_2}$ - 1 = 1/F ₁₂				
					0.05	0.2	0.5	0.82	
Verso L'alto	Orizzontale	2÷10	10	5	0.429	0.322	0.215	0.158	
			10	15	0.326	0.275	0.185	0.142	
			30	5	0.429	0.303	0.191	0.136	
Verso l'alto	Inclinata a 45°	2÷10	10	5	0.503	0.358	0.232	0.167	
			10	15	0.365	0.282	0.197	0.149	
			30	5	0.501	0.339	0.204	0.142	
Verso destra	Verticale	2÷10	10	5	0.627	0.417	0.253	0.178	
			10	15	0.464	0.339	0.223	0.162	
			30	5	0.604	0.382	0.219	0.152	
Verso sinistra	Inclinata a 45°	2÷10	10	5	0.733	0.464	0.271	0.186	
			10	15	0.597	0.408	0.249	0.176	
			30	5	0.705	0.417	0.239	0.157	
Verso il basso	Orizzontale	2	10	10	0.627	0.417	0.253	0.179	
		4	10		0.963	0.567	0.303	0.202	
		10	10		1.616	0.705	0.339	0.217	
		2	30		0.567	0.365	0.215	0.149	
		4	30		0.877	0.475	0.249	0.164	
		10	30		1.341	0.589	0.275	0.173	

Tabella 1: Valori della resistenza termica per vari valori di intercapedine

2.5.3 PARETI OPACHE INTERNE

Per le pareti opache interne possiamo qui definire i seguenti parametri, oltre a quanto già visto nei capitoli precedenti. L'adduzione termica è la somma di due fenomeni di trasmissione termica: la convezione e l'irraggiamento. Possiamo, pertanto, definire *coefficiente di adduzione* quel coefficiente (omogeneo alla convezione termica) tale che si possa scrivere la relazione:

$$q_i = h_{oi}(T_{si} - T_a) \quad [9]$$

Il coefficiente h_{oi} è dato dalla relazione:

$$h_{oi} = \frac{(T_{si}^4 - T_{mr}^4)}{T_{si} - T_a} \quad T_{si} \quad T_a^4 \quad \begin{array}{ll} 8 \text{ W/m}^2\text{K} & \text{Pareti vertic.} \\ 8 \text{ W/m}^2\text{K} & \text{Pavimenti} \\ 6 \text{ W/m}^2\text{K} & \text{Soffitti.} \end{array} \quad [10]$$

2.5.4 PARETI TRASPARENTE

Le pareti trasparenti sono costituite dalle pareti vetrate che, per effetto della loro natura, producono non solamente effetti visivi gradevoli ma anche (e forse soprattutto) effetti notevoli sul comportamento termico generale di un edificio. Questi componenti dovrebbero essere utilizzati sempre con attenzione da parte dei progettisti perché un loro uso smodato provoca veri e propri *disastri* energetici. L'uso di grandi pareti finestrate (*finestre e nastro*) porta ad avere forti dispersioni termiche in inverno ed altrettanto forti rientrate di calore in estate.

Inoltre l'inserimento di grandi superfici finestrate può avere conseguenze negative anche sulla verifica dei disperdimenti termici dell'edificio ai sensi della Legge 10/91.

Le superfici vetrate, inoltre, modificano sensibilmente la *temperatura media radiente* dell'ambiente e pertanto hanno influenza negativa sulle condizioni di benessere ambientale interna agli edifici.

Caratteristiche ottiche dei vetri

Le superfici vetrate costituiscono elementi fondamentali per tutta l'edilizia. Esse, infatti, consentono di vedere l'ambiente esterno e sono quindi un elemento di raccordo fra l'interno degli edifici e l'esterno. Fin dall'antichità questo legame è stato ritenuto importante: i latini usano disegnare finestre finite con scene di vita esterna quando non potevano avere finestre vere negli ambienti.

L'uomo ha il bisogno fisiologico e psicologico di avere un rapporto diretto (visivo e acustico) con l'ambiente esterno altrimenti si sente isolato, privo di possibilità di vita. Le norme edilizie dei singoli stati prevedono tutte l'apertura di finestre verso l'esterno e considerano gli ambienti totalmente chiusi come con regolarmente *visibili*.

L'uso dei vetri è, dunque, necessario per la stessa vita dell'uomo ed allora occorre conoscerne bene il comportamento termofisico anche perché, come si illustrerà nelle pagine seguenti, attraverso i vetri non passa solo la luce ma anche l'energia scambiata fra ambienti interno ed esterno, nei due sensi a seconda delle temperature. Gli scambi energetici sono, per unità di superficie e di temperatura, proporzionali alla *trasmittanza termica* e quindi questa rappresenta un parametro fondamentale di riferimento nei calcoli che vedremo.

Occorre ancora considerare che i vetri hanno un comportamento peculiare: essi sono materiali solidi *trasparenti* alla luce solare ma non alle radiazioni infrarosse.

Pertanto il loro comportamento termofisico è tutto caratterizzato da questa doppia valenza: trasparenza alla lunghezze d'onda basse (luce solare) e opacità alle lunghezze d'onda elevate (onde termiche infrarosse), come già si è avuto modo di osservare in precedenza.

2.6 EFFETTO SERRA NEGLI EDIFICI

L'effetto serra negli edifici è generato dalla trasparenza non simmetrica dei vetri delle finestre.

In Figura 13 si hanno le curve di trasparenza per alcuni tipi di vetri. Il vetro comune presenta una finestra fra 0,3 e 3 m e pertanto lascia passare quasi la totalità della radiazione solare che ha il suo

massimo a 0,55 m. La radiazione solare che penetra all'interno degli ambienti viene da questi assorbita e contribuisce ad innalzare la temperatura di equilibrio.

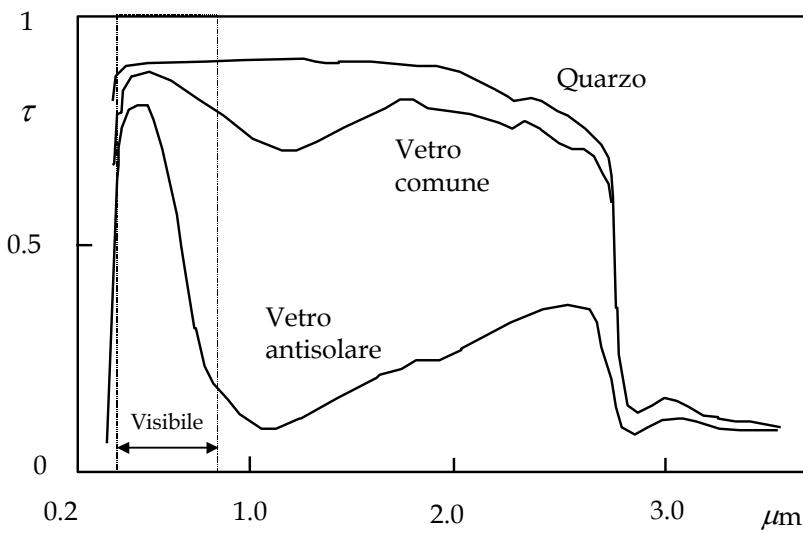


Figura 13: fattore di trasparenza dei vetri

Le pareti e gli oggetti interni emettono a loro volta una radiazione termica nel campo dell'infrarosso lontano: supponendo una temperatura media di 27 °C si ha, per la legge di Wien, una lunghezza d'onda di massima emissione di:

$$\text{max} \quad \frac{2898}{300} \quad 10 \text{ m}$$

Ne segue che il vetro non lascia passare la radiazione infrarossa proveniente dall'interno e quindi si ha una sorta di intrappolamento di energia all'interno degli ambienti. Ricordando la relazione:

$$\boxed{\text{Potenza_Entrante} - \text{Potenza_Uscente} + \text{Potenza_Sorgenti} = \text{Accumulo_Potenza}}$$

Ne segue che se l'ambiente non disperde la potenza entrante aumenta l'accumulo e quindi cresce la temperatura interna.

E' proprio quello che succede in estate: la radiazione solare surriscalda gli ambienti, specialmente quelli eccessivamente vetrati, e quindi si ha la necessità di avere un impianto che fa l'esatto opposto: estrae il calore accumulato dagli ambienti per raffrescarli.

Le pareti vetrate per effetto della loro natura producono non solamente *effetti visivi* gradevoli ma anche (e forse soprattutto) **effetti notevoli sul comportamento termico generale di un edificio**.

Questi componenti dovrebbero essere considerati **sempre con attenzione** da parte dei progettisti perché un loro uso smodato provoca veri e propri *disastri* energetici. L'uso di grandi pareti finestrate (*finestre e nastro*) porta ad avere forti dispersioni termiche in inverno ed altrettanto forti rientrate di calore in estate, come sopra detto.

Le superfici vetrate modificano sensibilmente la *temperatura media radiante* dell'ambiente e pertanto hanno influenza negativa sulle condizioni di benessere ambientale interna agli edifici.

3 LA PROGETTAZIONE DEGLI IMPIANTI TERMOTECNICI

Scopo di questo volume è di fornire gli elementi fondamentali dell'impiantistica termotecnica. Data la limitatezza del corso non si approfondiscono argomenti (pur fondamentali) che richiedono un tempo maggiore di quello disponibile. Ad essi si rimanda al Corso di IMPIANTI TERMOTECNICI che gli Allievi Meccanici potranno seguire con la Laurea Specialistica in Energia.

3.1 IMPIANTI DI RISCALDAMENTO

Fra gli impianti di climatizzazione parziali sono da ascrivere anche gli impianti di riscaldamento che controllano solamente la temperatura interna durante il periodo invernale. Questi impianti sono soggetti in Italia a numerose norme e leggi che impongono una metodologia di calcolo ben precisa e non modificabile che i progettisti (sia termotecnici che architettonici) debbono rispettare.

3.2 LA LEGGE 10/91 SUL RISPARMIO ENERGETICO

Le varie crisi energetiche originatesi negli anni settanta hanno sensibilizzato gli stati più energivori alla limitazione dell'uso dell'energia per usi termici, soprattutto per il riscaldamento ambientale che costituisce da solo circa 1/4 del consumo totale per l'Italia.

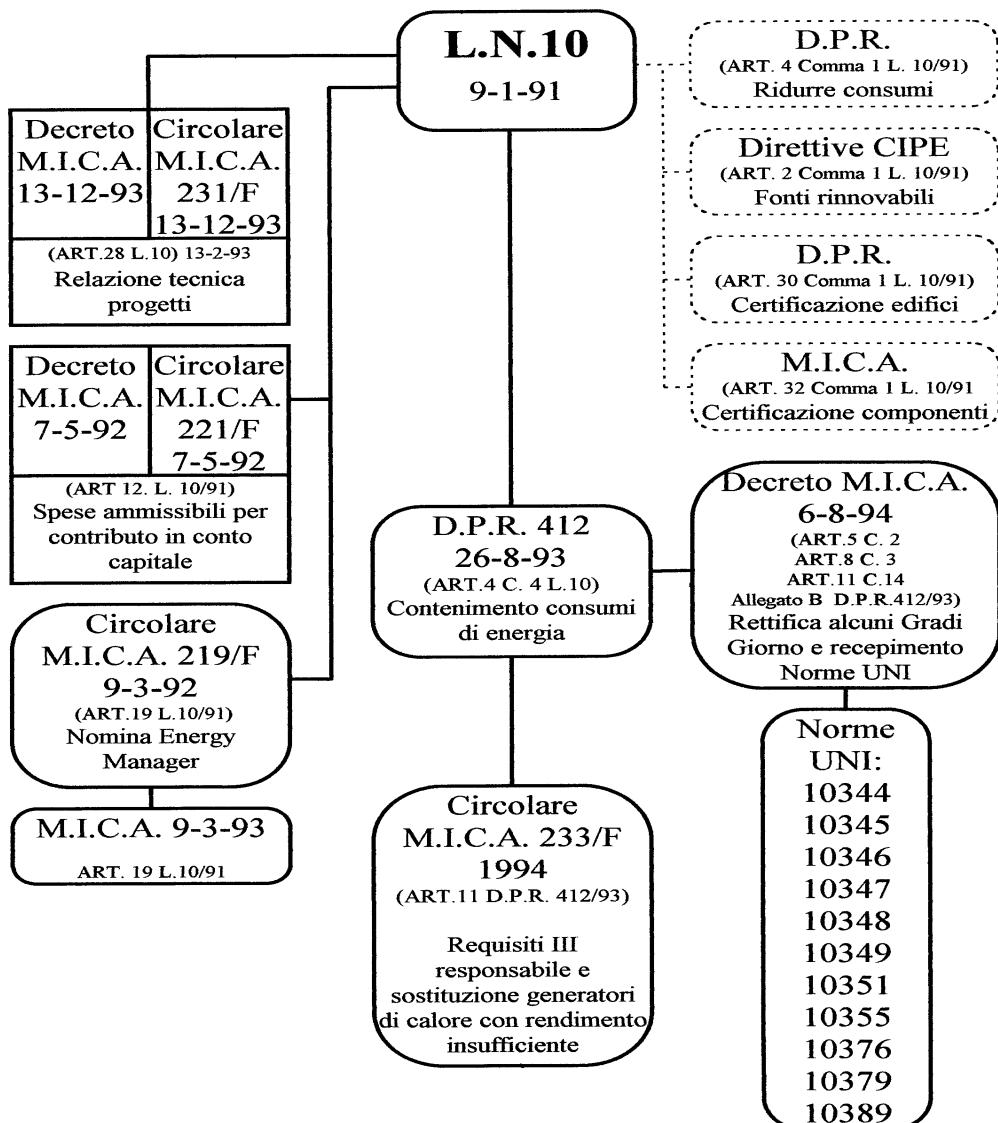


Figura 14: Schema di applicazione della L. 10/91

Successivamente la L. 10/91 e il suo regolamento di esecuzione DPR 412/93 modificavano in parte quanto la L. 373/76 aveva per circa vent'anni fissato introducendo un limite non più alla potenza massima della caldaia (o del generatore in genere) bensì alla quantità di energia che nell'arco di un anno è possibile consumare per il riscaldamento ambientale.

Essa modificava l'impianto normativo che la precedente 373/76 aveva imposto aggiungendo una notevole quantità di calcoli di verifica aggiuntivi che rendono il calcolo relativo alla L. 10/91 uno dei più onerosi per la progettazione edilizia.

L'aver imposto non più la potenza massima ma l'energia massima utilizzabile (detta *FEN Fabbisogno Limite Normalizzato*) ha in un certo senso reso più semplice¹² l'impiantistica ma a spese di un maggiore isolamento termico, a parità di condizioni rispetto alla precedente L. 373/76.

Vediamo qui brevemente l'impianto calcolistico della L.10/91, rinviando il necessario approfondimento al corso di Impianti termici.

La Figura 14 riassume l'impianto normativo e legislativo della L. 10/91 attualmente in vigore. Essa si compone, essenzialmente, di due corpi distinti (ma interdipendenti): il corpo legislativo (dato dal testo della L. 10/91 e dal DPR 412/93) e il corpo normativo (dato dall'insieme delle norme UNI emesse in attuazione delle disposizioni di legge).

Come già detto non si parlerà delle verifiche previste da questa normativa e dal nuovo D.Lgs 192/2005. Per questi argomenti si rimanda ai testi specializzati¹³.

3.3 CARICO TERMICO DI PROGETTO PER IL RISCALDAMENTO

Per determinare il carico termico massimo di un edificio occorre calcolare tutte le possibili perdite di energia fra edificio e ambiente esterno nell'ipotesi di regime stazionario.

Le procedure di calcolo presuppongono la scelta di una temperatura di progetto interna ed una di progetto esterna, entrambe supposte costanti ai fini del calcolo. Varie norme tecniche sono state emanate per la corretta selezione di questi valori.

La temperatura esterna di progetto è selezionata in base alle tabelle predisposte dalle UNI-10344 per ogni Comune d'Italia e pertanto anche questo valore risulta obbligato nella fase di calcolo del carico termico.

La procedura di calcolo del carico termico di riscaldamento è in gran parte ancora¹⁴ codificata nella norma UNI-7357/74 e quindi il calcolo delle dispersioni termiche (viene di norma trascurato l'apporto¹⁵ delle sorgenti solari e interne) è effettuato relativamente a:

- dispersioni attraverso le strutture murarie verso l'ambiente esterno;
- dispersioni attraverso le strutture verso ambienti interni non riscaldati o a diversa temperatura rispetto a quella di progetto;
- dispersioni attraverso *ponti termici* delle strutture murarie, porte, finestre, ...;
- dispersione mediante ventilazione dei locali.

¹² La maggior potenza del generatore è elemento essenziale per ridurre il tempo di accensione dell'impianto. La necessità di maggiorare il carico termico per l'avviamento nasce proprio dall'esigenza di ridurre a tempi brevi il tempo necessario al raggiungimento delle condizioni di regime stazionario (cioè 20 °C interni). Maggiore è la potenza del generatore rispetto al minimo pari al carico termico e minore sarà il tempo di salita della temperatura interna degli ambienti. Con la L. 373/76 non era possibile maggiore la potenza del generatore, se non per l'esposizione delle pareti, e ciò rendeva più problematica la riduzione del transitorio di avviamento. Ora la L. 10/91 non impone più il limite della potenza massima del generatore e quindi è possibile avere un generatore che fornisce, almeno nella fase di avviamento, una maggiore potenza rispetto a quella minima del carico termico. Occorse, però, limitare il consumo annuo di energia e quindi si è costretti a limitare principalmente le dispersioni termiche attraverso le pareti e gli infissi.

¹³ Gli Allievi possono scaricare i volumi di Impianti Termotecnici dal sito www.gaccamarata.net.

¹⁴ In realtà questa norma è seguita solo parzialmente perché superata dal DPR 412/94 e dalle norme UNI-10344, 10346 e 10349. Per la parte relativa al carico termico convenzionale la UNI 7357/74 è seguita come regola generale ad esclusione delle maggiorazioni previste per l'intermittenza.

¹⁵ Questi contributi non sono trascurabili per l'applicazione della L. 10/91, come si dirà nel prosieguo, in base alla UNI-10344 per il calcolo del *FEN (fabbisogno Energetico Normalizzato)*.

Pertanto il bilancio energetico suddetto si riduce molto divenendo:

$$q_{\text{uscente}} - q_{\text{Impianto}}$$

con :

$$q_{\text{uscente}} - q_{\text{trasmessione}} - q_{\text{ponti termici}} - q_{\text{ventilazione}}$$

e in particolare:

$$q_{\text{uscente}} = \underbrace{\sum_{i=1}^n K_i S_i T_i}_{\text{Elementi Disperdenti}} + \underbrace{\sum_j l_j T_j}_{\text{Ponti Termici}} - \underbrace{\sum_k n_k V_k C_{pa} t_{i,k} t_e}_{\text{Ventilazione Ambienti}} \quad [11]$$

ove vale il simboli sono i seguenti:

K_i	Trasmittanza termica della generica parete,
S_i	Superficie disperdente della generica parete,
T_i	Differenza di temperatura per la generica parete,
l_j	Fattore lineare per il generico ponte termico,
T_j	Lunghezza di dispersione del generico ponte termico,
n_k	Differenza di temperatura per il generico ponte termico,
V_k	Numero di ricambi orari del generico ambiente,
$t_{i,k}$	Volume interno del generico ambiente,
t_e	Temperatura interna del generico ambiente,
c_{pa}	Temperatura esterna di progetto,
	Calore specifico a pressione costante dell'aria.

Il calcolo delle singole trasmittanze termiche viene effettuato con i metodi indicati dalla *Trasmisione del Calore* e dipende dai materiali e dalla stratigrafia delle pareti disperdenti (sia esterne che interne) e delle superfici vetrate.

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

Superfici verticali e orizzontali con flusso ascendente:

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

Superfici orizzontali con flusso discentente:

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

Per le strutture trasparenti:

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

$$h_e = 3.6 \cdot 4.4 \frac{1}{0.837} \quad (W/m^2 K) \quad \text{per vetri selettivi}$$

v = Velocità del vento, m/s.

Valori usuali, 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:

$$h_e \quad 25 \quad \frac{W}{m^2 K}$$

$$h_i \quad 7.7 \quad \frac{W}{m^2 K}$$

Componenti trasparenti:

$$h_e \quad 25 \quad \frac{W}{m^2 K}$$

$$h_i \quad 3.6 \quad 4.4 \quad \frac{W}{0.837 \cdot m^2 K}$$

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.

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 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.

Il metodo *CSTB*, detto anche *metodo delle trasmittanze lineari*, consiste nel calcolare il valore della trasmittanza lineare λ per le varie situazioni di trasmissione del calore.

Si osservi che si ha ponte termico tutte le volte che si hanno in parallelo due elementi di trasmissione del calore aventi forti differenze della resistenza termica. 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: su 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:

$$Q_{tot. parete} = \underbrace{\sum_i U_i A_i T_i}_{\text{Pareti normali}} + \underbrace{\sum_j \lambda_j l_j T_j}_{\text{Ponti termici}} \quad [12]$$

ove si ha:

U trasmittanza termica della parete, ($\text{W/m}^2\text{K}$),

A area della parete, (m^2),

trasmittanza lineare, (W/m.K),

l lunghezza del ponte termico, (m).

Nel caso di angolo fra due pareti la precedente relazione diviene:

Per il calcolo del calore di ventilazione dei singoli ambienti occorre tenere conto della destinazione d'uso dei singoli locali.

Nella tabella 10 si hanno suggerimenti per il valore di n da utilizzare nella (95). Il calcolo del carico termico deve essere completato apportando alcune maggiorazioni che hanno lo scopo di adeguare il calcolo fittizio dato dalla (95) 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.

$$Q_{tot. parete} = \underbrace{\sum_i U_i A_i T}_{\text{Pareti normali}} + \underbrace{\sum_j I_j T_j}_{\text{Ponti termici}} U_1 A_1 T + U_2 A_2 T / T$$

In tabella 1 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 2: Maggiorazioni per orientamento

La seconda maggiorazione che si applica è quella per intermittenza. Nella tabella 2 si ha il numero di ricambi orari consigliato nei vari casi.

Nella tabella 3 si propone un modulo semplificato per il calcolo guidato dei carichi termici.

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.

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

3.4 PONTI TERMICI

Per il calcolo dei ponti termici si utilizza il metodo CSTB dei coefficienti lineari

I ponti termici sono stati catalogati in alcune tipologie indicate nelle successive figure.

Per ciascuna tipologia è dato, nella colonna di destra, la relazione analitica per calcolare .

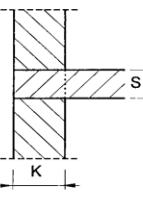
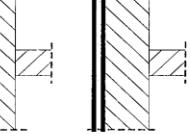
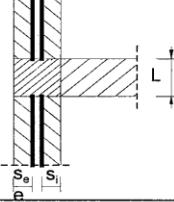
GIUNTO MURO ESTERNO CON MURO INTERNO (Parete esterna a isolamento ripartito)	
SCHEMA	FORMULA
	$\psi = 0,4 \cdot U \cdot s$ <p>dove: U = trasmittanza unitaria della parete fittizia posta in corrispondenza della parete interna e delimitata dai tratti tratteggiati ($W/m^2 K$) s = spessore della parete interna (m)</p>
GIUNTO MURO ESTERNO CON MURO INTERNO (Parete isolata esternamente)	
SCHEMA	FORMULA
	$\psi \approx 0$
GIUNTO MURO ESTERNO CON MURO INTERNO (Parete esterna con isolamento interrotto)	
SCHEMA	FORMULA
	$\psi = 0,4 \cdot U \cdot L + 0,4 \cdot (U - U_0) \cdot f(y)$ <p>dove: $f(y) = 0,26y^2 + 0,31y + 0,02$ con $y = s_i / (s_i + s_e)$ dove: U = trasmittanza unitaria della parete non isolata ($W/m^2 K$) U_0 = trasmittanza unitaria della parete isolata ($W/m^2 K$) L = larghezza del tratto non isolato (m)</p>

Figura 72: Ponti termici

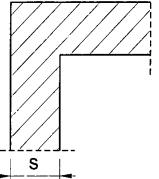
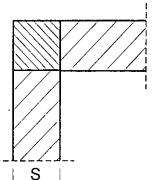
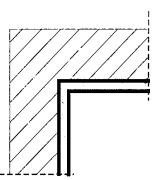
ANGOLO DI DUE PARETI (isolamento ripartito nelle pareti)	
SCHEMA	FORMULA
	$\psi = 0,2 \cdot U \cdot s$ <p>dove: U = trasmittanza unitaria della parete ($W/m^2 K$) s = spessore della parete (m)</p> <p>N.B. Se le due pareti sono uguali si considerano U ed s come valori medi aritmetici</p>
ANGOLO DI DUE PARETI (Pilastro d'angolo in calcestruzzo)	
SCHEMA	FORMULA
	$\psi = 0,45 \cdot s$ <p>dove: s = media aritmetica degli spessori delle due pareti (m)</p>
ANGOLO DI DUE PARETI (isolamento sul lato interno)	
SCHEMA	FORMULA
	$\psi \approx 0$

Figura 73: Calcolo dei ponti termici

GIUNTO MURO ESTERNO CON MURO INTERNO (Parete esterna a isolamento ripartito)	
SCHEMA	FORMULA
	$\psi = 0,4 \cdot U \cdot s$ <p>dove: U = trasmittanza unitaria della parete fittizia posta in corrispondenza della parete interna e delimitata dai tratti tratteggiati ($W/m^2 K$) s = spessore della parete interna (m)</p>
GIUNTO MURO ESTERNO CON MURO INTERNO (Parete isolata esternamente)	
SCHEMA	FORMULA
	$\psi \approx 0$
GIUNTO MURO ESTERNO CON MURO INTERNO (Parete esterna con isolamento interrotto)	
SCHEMA	FORMULA
	$\psi = 0,4 \cdot U \cdot L + 0,4 \cdot (U - U_0) \cdot f(y)$ <p>dove: $f(y) = 0,26y^2 + 0,31y + 0,02$ con $y = s_i / (s_i + s_e)$ dove: U = trasmittanza unitaria della parete non isolata ($W/m^2 K$) U_0 = trasmittanza unitaria della parete isolata ($W/m^2 K$) L = larghezza del tratto non isolato (m)</p>

Figura 74: Calcolo dei ponti termici

ANGOLO DI DUE PARETI (isolamento sul lato esterno)	
SCHEMA	FORMULA
	$\psi = 0,6 \cdot U \cdot s$ <p>dove: U = trasmittanza unitaria della parete ($W/m^2 K$) s = spessore della parete senza isolamento (m)</p>
PARETE ISOLATA CON PILASTRO (Con interruzione di isolamento)	
SCHEMA	FORMULA
	$\psi = U \cdot L + (U - U_0) \cdot f(y)$ <p>dove: $f(y) = 0,26y^2 + 0,31y + 0,02$ con $y = s_i / (s_i + s_e)$ dove: U = trasmittanza unitaria della parete non isolata ($W/m^2 K$) U_0 = trasmittanza unitaria della parete isolata ($W/m^2 K$) L = larghezza del tratto non isolato (m)</p>
PARETE ISOLATA CON PILASTRO (Senza interruzione di isolamento)	
SCHEMA	FORMULA
	$\psi \approx 0$

Figura 75: Calcolo dei ponti

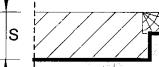
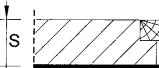
GIUNTO MURO ESTERNO SERRAMENTO	
SCHEMA	FORMULA
	$\psi \cong 0$
GIUNTO MURO ESTERNO SERRAMENTO	
SCHEMA	FORMULA
	$\psi = 0,6 \cdot U \cdot s$
	dove: U = trasmittanza unitaria della parete isolata (W/m² K) s = spessore della parete senza isolamento (m)
GIUNTO MURO ESTERNO SERRAMENTO	
SCHEMA	FORMULA
	$\psi = \frac{0,6 \cdot s}{0,06 + R_m}$
	dove: R _m = resistenza termica specifica della parete di muro non isolata (m² K/W) s = spessore della parete senza isolamento (m)

Figura 76: Calcolo dei ponti termici

4 CONDIZIONAMENTO ESTIVO

All'interno dell'ambiente si desiderano mantenere¹⁶ condizioni di comfort ambientale che solitamente fissano la temperatura al valore di 25-27 °C ed umidità relativa al 50%. All'esterno si hanno condizioni climatiche che variano da luogo a luogo. Ad esempio si immagini di avere le condizioni (valide per Catania, Siracusa, Palermo) di 34°C e 60% di u.r.

Per il *Secondo Principio della Termodinamica* del calore passerà dall'esterno verso l'interno degli ambienti riscaldandoli (*rientrate di calore*) in modo da riportarli alla temperatura di equilibrio. Se si vuole mantenere le condizioni di benessere interne allora occorre fare in modo che le *rientrate di calore* siano annullate mediante l'immissione di aria portata ad opportuna temperatura mediante un dispositivo detto *condizionatore*.

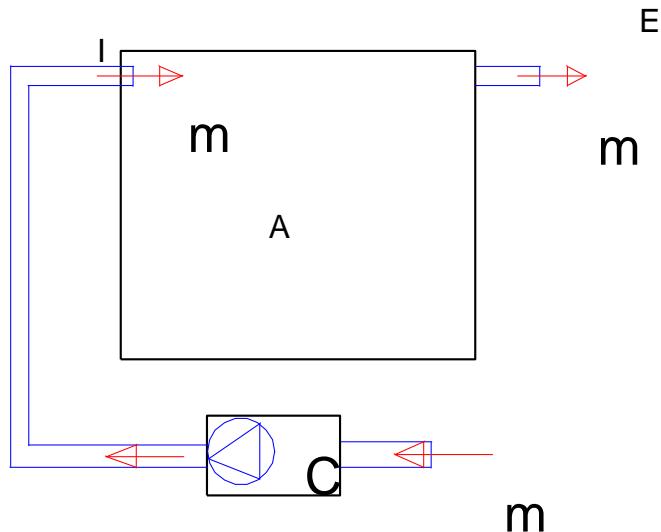


Figura 15: Schematizzazione di un impianto a tutt'aria senza ricircolo

Il carico termico è la somma del carico *sensibile* che fa variare la temperatura interna e del carico *latente* che contribuisce a far variare l'umidità specifica interna dell'ambiente.

Risulta quindi, con riferimento alla metodologia di calcolo tradizionale¹⁷ (*Metodo Carrier*) e per una data ora di un dato giorno e per una assegnata latitudine:

$$Q_T \quad Q_S \quad Q_L \quad [13]$$

Il carico *sensibile* è dato dalla somma di tutti i disperdimenti ambientali e quindi dalla relazione:

$$\begin{aligned}
 Q_S &= K_i S_i T_{e,i} & K_{v,i} S_{v,i} T_i T_e \\
 &\quad \text{Pareti opache} & \quad \text{Pareti Vetrate} \\
 &= S_{v,i} I_{v,i} f_{a,i} f_{s,i} & n_i V_i c_{pa} T_e T_i \\
 &\quad \text{Pareti Vetrate} & \quad \text{Ventilazione Ambiente} \\
 &+ f_j L_j c_p T_e T_i & \quad \text{Fessure} \\
 &+ W_i & \quad \text{Sorgenti Interne} \\
 \end{aligned} \quad [14]$$

Mentre il Carico latente è dato dalla relazione:

$$Q_L = Q_{i,i} n_i V_i x_e x_i r \quad [15]$$

Vale il seguente simbolismo:

- | | |
|-------|---|
| K_i | trasmittanza della i-ma parete, (W/m ² K); |
| S_i | superficie della i-ma parete, (m ²); |

¹⁶ Si faccia riferimento, ad esempio, alle condizioni di benessere secondo Fanger.

¹⁷ Considerato il limitato numero di ore disponibili per il Corso e le finalità che questo si propone non si ritiene opportuno presentare i metodi di calcolo più avanzati e complessi anche per una insufficiente preparazione di base degli Allievi Architetti.

$T_{e,i}$	differenza di temperatura equivalente per la i-ma parete, (°C);
T_i	temperatura interna del generico ambiente, (°C);
$I_{v,i}$	radiazione solare massima giornaliera sulla generica superficie vetrata, (W/m^2);
T_e	temperatura oraria esterna, (°C);
$S_{v,i}$	superficie della finestra i-ma, (m^2);
$K_{v,i}$	trasmittanza della i-ma vetrata, ($W/(m^2K)$);
$f_{a,i}$	fattore di accumulo termico per la i-ma finestra;
$f_{s,i}$	fattore di schermatura della i-ma finestra;
n_i	numero di ricambi orari del generico ambiente;
V_i	volume interno del generico ambiente, (m^3);
W_i	sorgente interna di calore, (W);
$Q_{l,i}$	sorgente interna di calore latente, (W);
x_e	umidità specifica esterna, (g/kg_{as});
x_i	umidità specifica interna del generico ambiente, (g/kg_{as});
r	calore latente di vaporizzazione dell'acqua ($r=3501 \text{ kJ/kg}$).

I fattori sopra indicati sono riportati nei manuali specializzati (ad esempio il Manuale Carrier) per le latitudini e le tipologie costruttive usuali. Calcolati Q_s e Q_L si passa al progetto del condizionatore.

4.1 CALCOLO DEI DISPERDIMENTI ATTRaverso LE PARETI

E' qui importante sottolineare l'importanza del concetto di *differenza di temperatura equivalente* indicato nelle precedenti relazioni. Si ricorderà che abbiamo definito (vedi §2.5.1) la *temperatura aria sole* come la temperatura fittizia dell'aria esterna capace di scambiare per sola convezione termica il calore effettivamente scambiato dalla parete sia per convezione che per irraggiamento:

$$t_{as} - t_e = \frac{Q}{h_e} \quad [16]$$

Consideriamo ora i seguenti due casi:

Pareti con costante di tempo infinita

Si è visto nel §2.4 che se la costante di tempo è molto grande (teoricamente infinita) la temperatura dell'elemento disperdente (la parete in questo caso) varia pochissimo. Possiamo allora immaginare che lo scambio termico fra parete opaca ed aria esterna, tenuto conto anche dell'irraggiamento solare, sia data dalla relazione:

$$Q_{parete_esterna_opaca} = KS \bar{t}_{as} - t_i \quad [17]$$

ove \bar{t}_{as} è il valore medio, nelle 24 ore giornaliere, della *temperatura aria sole* per la parete considerata (quindi per dato orientamento, giorno juliano, latitudine, fattore di assorbimento, coefficiente di convezione termica).

Pareti con costante di tempo nulla

In questo caso le oscillazioni termiche della parete sono massime e dettate dalle oscillazioni della temperatura dell'aria esterna. Non avendo inerzia termica le pareti a costante di tempo piccolissima (teoricamente nulla) scambiano con l'aria esterna secondo la relazione:

$$Q_{parete_esterna_opaca} = KS (t_{as} - t_i) \quad [18]$$

Pertanto gli scambi termici dipendono dalla differenza istantanea fra la temperatura aria sole esterna e la temperatura ambiente interna.

Pareti con costante di tempo intermedia

In questo caso è lecito aspettarsi uno scambio di calore fra interno ed esterno funzione di un valore intermedio delle differenze di temperature fra i due casi limiti dianzi visti. In genere si può scrivere che sia valida la relazione:

$$Q_{\text{parete_esterna_opca}} = KS \overline{t_{as} - t_i} = KS T_{eq} \quad [19]$$

Il valore intermedio della differenza di temperatura fra quella aria sole esterna e quella ambiente è stato indicato con $\overline{t_{as} - t_i} = T_{eq}$ che è proprio la *differenza di temperatura* equivalente dianzi citata. Essa dipende, oltre che dall'irraggiamento solare I , anche dalle proprietà radiative della parete, σ , e dal coefficiente di convezione h_e . Il calcolo del carico termico estivo in condizioni reali di un edificio non può essere riferito a condizioni stazionarie di progetto, come si fa nel caso del carico termico invernale (vedi nel prosieguo), ma a condizioni tipicamente in transitorio. Risultano variabili periodicamente l'irraggiamento solare, la trasmissione attraverso le superfici vetrate (anche per effetto della bassa inerzia dei vetri), i ricambi d'aria sia per infiltrazione che per ricambio fisiologico.

La *differenza di temperatura equivalente* è quindi un artificio che consente ancora di utilizzare relazioni classiche ($S T$) per il calcolo del calore trasmesso attraverso le pareti opache. La variabilità della temperatura esterna e dell'irraggiamento solare porta a modificare la differenza di temperatura di calcolo poiché essa deve tenere conto dell'inerzia delle pareti (e quindi dell'ambiente), dell'ora di calcolo, del giorno e del mese, dell'esposizione e della latitudine, del colore (e quindi del fattore di assorbimento). La relazione analitica per il calcolo di T_e è piuttosto complessa ma nei manuali tecnici si hanno opportune tabelle che consentono di ottenerne rapidamente il valore da utilizzare nei calcoli. L'irraggiamento solare dipende dal luogo (ossia dalla latitudine), dal mese dal giorno e dall'ora nonché dall'esposizione. Poiché è proprio l'irraggiamento solare che è la *forzante* del sistema edificio e quindi la causa principale del riscaldamento estivo, è opportuno considerare non un carico termico fittizio bensì un carico termico orario, giornaliero e stagionale.

Le differenze di temperature equivalenti sono tabulate in funzione dei seguenti parametri:

Latitudine del sito,

Esposizione delle pareti

Ora del giorno considerato

Colore

Massa media della parete definita dalla relazione:

$$M_m = \frac{\sum_{j=1}^d m_{f,j} S_j}{\sum_{j=1}^{n-d} m_{f,j} S_j} \quad [20]$$

ove le sommatorie sono estese alle d superfici disperdenti esterne dell'ambiente in esame e alle $(n-d)$ superfici non disperdenti dello stesso ambiente, S_p superficie del pavimento. Le $m_{f,j}$ sono le masse frontali definite dalla relazione:

$$m_f = \frac{s}{\sum_{i=1}^s} \quad [21]$$

con s massa volumica (kg/m^3) ed s spessore dell'i.esimo strato componente ciascuna parete in esame. Le tabelle fornite nei manuali specializzati (alcune sono riportate nel prosieguo per latitudine di 40° (circa equivalente a quella di Catania, Palermo e Siracusa) sono relative a condizioni standard definite dai seguenti valori della temperatura dell'aria esterna, dell'aria interna e dell'escursione giornaliera della temperatura esterna:

$$t_{ae} = 34^\circ\text{C}, t_{ai} = 26^\circ\text{C}, t_e = 11^\circ\text{C}$$

Per valori diversi sono fornite opportune tabelle di correzione.

Differenze di temperatura equivalente per pareti verticali (ore:6-17).

Esposiz.	mf kg/m^2	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
NE	100	2,5	8,1	11,9	12,5	13,1	10,2	7,4	6,9	6,4	6,9	7,4	7,4
	300	-0,8	-1,4	-1,4	2,5	13,1	11,9	10,8	8,1	5,3	5,8	6,4	6,9
	500	1,9	1,3	1,9	1,9	1,9	5,3	8,5	8,1	7,4	6,4	5,3	5,8
	700	2,5	2,5	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	5,3	7,4	8,5	7,4	6,4
E	100	0,2	9,2	16,4	18,1	19,7	19,2	17,4	10,8	6,4	6,9	7,4	7,4
	300	-0,8	-0,8	-0,3	11,3	16,4	16,9	16,9	10,2	7,4	6,9	6,4	6,9
	500	2,5	2,5	3,0	4,2	7,4	10,8	13,1	136	13,1	10,8	9,7	8,5
	700	5,8	5,3	5,3	4,7	4,2	4,7	5,3	8,1	9,7	10,2	9,7	9,2
SE	100	5,3	3,0	6,9	10,2	14,1	14,7	15,2	14,1	13,1	10,2	8,5	8,1
	300	0,2	0,2	-0,3	6,9	10,8	13,1	15,2	14,1	13,6	11,3	9,7	8,1
	500	3,6	3,6	3,0	3,0	3,0	5,8	8,5	9,2	9,7	10,2	9,7	8,5
	700	4,7	4,2	4,2	4,2	4,2	3,6	3,0	5,8	7,4	8,1	8,5	9,7
S	100	-0,8	-1,4	2,5	0,2	1,9	7,4	11,9	14,7	16,4	15,2	14,1	10,8
	300	-0,8	-1,9	-2,5	-1,9	-1,4	3,6	6,4	10,8	13,1	13,6	14,1	12,5
	500	1,9	1,9	0,8	0,8	0,8	1,3	1,9	4,1	6,4	8,1	8,5	9,7
	700	3,6	3,0	3,0	2,5	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	3,6	5,3	6,9
SW	100	-1,4	-2,5	-2,5	-1,4	-0,3	1,9	3,0	10,2	14,1	18,6	21,9	22,5
	300	0,8	0,2	-0,3	-0,3	-0,3	0,2	0,8	4,2	6,4	13,1	17,5	19,2
	500	3,6	2,5	3,0	2,5	1,9	2,5	3,0	3,6	4,2	6,4	7,4	10,2
	700	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	3,6	3,0	3,0	3,0	3,6	4,2	4,7
W	100	-1,4	-1,9	-2,5	-1,4	-0,3	1,3	3,0	7,4	10,8	17,5	21,9	24,7
	300	-0,8	0,2	-0,3	-0,3	-0,3	0,8	1,9	3,6	5,3	10,2	14,1	18,6
	500	3,6	3,6	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,6	4,2	5,3	6,4	9,2
	700	6,4	5,8	5,3	4,7	4,2	4,2	4,2	4,7	5,3	5,3	5,3	5,8
NW	100	-1,9	-2,5	-2,5	-1,4	-0,3	1,3	3,0	5,3	6,4	10,2	13,1	18,1
	300	-1,4	-1,9	-2,5	-1,9	-1,4	-0,3	0,8	3,0	4,2	5,3	6,4	11,3
	500	2,5	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	2,5	3,0	4,7
	700	4,2	3,6	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3	3,0	3,6
N	100	-1,9	-1,9	-2,5	-1,9	-1,4	0,2	1,9	4,2	5,3	6,4	7,4	6,9
	300	-1,9	-1,9	-2,5	-1,9	-1,4	-0,9	-0,3	1,3	3,0	4,2	5,3	5,8
	500	0,2	0,2	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	0,2	0,8	1,3	1,9	2,5
	700	0,2	0,2	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	0,2	0,8	1,3

Tabella 4: Differenza di Temperatura equivalente per pareti verticali fra le ore 6 e 17

4.1.1 CALCOLO DEI DISPERDIMENTI ATTRAVERSO LE FINESTRE

Attraverso le finestre si hanno due modalità principali di scambio termico fra l'ambiente e l'esterno:

Trasmissione attraverso i vetri;

Radiazione solare.

Trasmissione termica attraverso i vetri

La relazione da utilizzare è ancora:

$$Q_{dv} = K_{v,i} S_{v,i} (T_i - T_e) \quad [22]$$

Pareti/Vetrate

ove la differenza di temperatura da considerare è quella reale funzione del sito, del giorno e dell'ora considerata. Ciò perché l'inerzia termica delle superfici vetrate è molto bassa e quindi le variazioni di temperatura esterna si trasmettono all'interno in breve tempo.

Differenze di temperatura equivalente per pareti verticali (ore:18-5).

Esposiz.	mf kg/m^2	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
NE	100	7,4	6,4	5,3	4,2	3,0	1,9	0,8	-0,3	-1,4	-1,9	-2,5	-1,4
	300	7,4	6,9	6,4	5,8	5,3	4,2	3,0	1,9	0,8	0,2	-0,3	-0,8
	500	6,4	6,4	6,4	5,8	5,3	4,7	4,2	3,6	3,0	3,0	2,5	2,5
	700	5,3	5,3	5,3	5,3	5,3	5,3	5,3	4,7	4,7	4,2	3,6	3,6
E	100	7,4	6,4	5,3	4,2	3,0	1,9	0,8	-0,3	-0,8	-1,4	-1,9	-1,9
	300	7,4	6,9	6,4	5,8	5,3	4,2	2,5	1,9	1,3	0,2	0,2	-0,3
	500	7,4	7,4	7,4	6,9	6,4	5,8	5,3	4,7	4,2	3,6	3,6	3,0
	700	8,5	7,4	6,4	6,9	7,4	7,4	7,4	6,9	6,9	6,4	6,4	6,4
SE	100	7,4	6,4	5,3	4,2	3,0	1,9	0,8	-0,3	-0,8	-0,8	-1,4	-1,4
	300	7,4	6,9	6,4	5,8	5,3	4,2	3,0	2,5	1,9	1,3	1,3	0,8
	500	7,4	6,9	6,4	5,8	5,3	5,3	5,3	4,7	4,7	4,2	4,2	3,6
	700	8,5	8,1	7,4	6,9	6,4	6,4	6,4	5,8	5,8	5,3	5,3	4,7
S	100	8,5	6,4	5,3	3,6	3,0	1,3	0,8	0,2	0,2	-0,3	-0,3	-0,8
	300	10,8	8,1	6,4	5,3	4,2	3,0	1,9	0,8	0,2	0,2	-0,3	-0,8
	500	9,7	8,1	7,4	5,8	5,3	4,7	4,2	4,2	3,6	3,0	3,0	2,5
	700	7,4	8,1	8,5	8,5	7,4	6,4	5,3	5,3	4,7	4,7	4,2	3,6
SW	100	23,1	16,4	13,1	6,4	3,0	1,9	0,8	0,2	0,2	-0,3	-0,8	-0,8
	300	19,7	19,2	18,6	10,8	5,3	3,6	3,0	2,5	1,9	1,9	1,3	1,3
	500	11,9	12,5	13,1	12,5	11,9	8,1	5,3	5,3	4,7	4,7	4,2	3,6
	700	5,3	8,1	9,7	10,2	10,8	6,9	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2
W	100	26,3	18,6	11,9	7,4	4,2	2,5	0,8	0,2	-0,3	-0,3	-0,8	-0,8
	300	21,9	22,5	19,7	15,2	8,5	5,3	3,0	2,5	1,9	1,3	1,3	0,8
	500	10,8	13,6	15,2	14,7	14,1	10,2	7,4	6,4	5,8	5,3	4,7	4,2
	700	6,4	7,4	8,5	11,3	11,9	12,5	11,9	10,8	9,7	8,5	8,1	6,9
NW	100	21,9	20,3	18,6	9,7	3,0	1,9	0,8	-0,3	-0,8	-0,8	-1,4	-1,4
	300	16,4	16,9	17,5	11,3	6,4	4,2	3,0	1,9	1,3	0,2	-0,3	-0,8
	500	6,4	9,1	10,8	11,3	11,9	7,4	4,2	3,6	3,6	3,0	3,0	2,5
	700	4,2	4,7	5,3	7,4	9,7	10,2	10,8	8,5	6,9	5,8	5,3	4,7
N	100	6,4	5,3	4,2	3,0	1,9	0,8	-0,3	-0,3	-0,8	-0,8	-1,4	-1,4
	300	6,4	6,4	6,4	5,3	4,2	3,0	1,9	0,8	0,8	-0,3	-0,8	-1,4
	500	2,5	2,5	4,2	3,6	3,0	2,5	1,9	1,3	1,3	0,8	0,8	0,2
	700	1,9	2,5	3,0	3,6	4,2	3,6	3,0	1,9	1,3	0,8	0,8	0,2

Tabella 5: Differenza di Temperatura equivalente per pareti verticali fra le ore 18 e le 5

Per valutare la temperatura esterna si possono utilizzare relazioni di *detrending*¹⁸ che partono dal valore della temperatura media giornaliera e dall'escursione termica per il sito considerato. Si rimanda ai manuali specializzati per maggiori dettagli sull'argomento.

Radiazione solare

La radiazione solare è responsabile della maggior parte dell'energia trasmessa all'edificio. La relazione utilizzata è:

$$Q_{rs} = S_{v,i} I_{v,i} f_{a,i} f_{s,i} \quad [23]$$

ParetiVetrate

con il simbolismo già indicato in precedenza.

¹⁸ Il *detrending* consente di ottenere gli andamenti orari della temperatura (o dell'irraggiamento solare) partendo da dati statistici medi. Naturalmente si commettono errori con queste metodologie ma oggi si sono affinate le tecniche statistiche (vedi metodi *markoffiani*) e i risultati sono in buon accordo con i dati sperimentali.

Il fattore di accumulo f_{a_i} (vedi subito dopo) è opportunamente tabulato in funzione della latitudine, dell'ora del giorno, della massa media dell'ambiente e dall'esposizione.

La radiazione solare da considerare è quella massima giornaliera per data esposizione.

Il fattore di accumulo tiene conto del processo di accumulo termico all'interno delle strutture dell'ambiente a cui la finestra si riferisce a partire dall'alba fino all'ora considerata e quindi viene automaticamente considerato anche il ritardo con cui la radiazione manifesta il suo effetto.

Pertanto, ad esempio, per superfici esposte ad Ovest, il massimo effetto della radiazione si ha verso le 14-15 del pomeriggio.

Differenze di temperatura equivalente per coperture (ore:6-17).

	<i>mf</i> kg/m²	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Al sole	50	-2,5	-3,6	-4,1	-3,1	-0,8	3,6	8,1	13,1	17,5	20,8	23,6	25,2
	100	-0,3	-0,8	-1,4	-0,8	0,8	4,7	8,5	12,5	16,4	19,7	22,5	23,6
	200	1,9	1,3	-0,8	1,3	3,0	5,3	8,5	12,5	15,2	18,1	20,8	21,9
	300	4,7	4,2	3,1	3,6	4,2	5,8	8,5	11,9	14,7	16,9	19,2	20,8
	400	6,9	6,4	5,8	5,8	6,4	6,9	8,5	11,9	14,1	15,2	17,5	19,2
In ombra	100	-3,1	-3,1	-2,5	-1,4	-0,3	0,8	3,0	4,7	6,4	6,9	7,4	6,9
	200	-3,1	-3,1	-2,4	-1,9	-1,4	-0,3	0,8	2,5	4,2	5,3	6,4	6,9
	300	-1,9	-1,9	-1,4	-1,4	-1,4	-0,8	-0,3	0,8	1,9	3,0	4,2	4,7
Con acqua	100	-3,1	-1,4	-0,3	0,8	1,9	5,3	8,5	10,2	11,9	10,8	9,7	8,5
	200	-1,9	-1,4	-0,8	-0,8	-0,3	-2,5	5,3	6,9	8,1	8,1	8,5	8,1
	300	-0,8	-1,4	-1,4	-1,4	-1,4	-0,8	-2,5	3,6	5,3	6,4	7,4	8,1

Differenze di temperatura equivalente per coperture (ore:18-5).

	<i>mf</i> kg/m²	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
Al sole	50	24,7	22,5	19,2	15,2	11,9	8,5	5,3	3,6	1,3	0,2	-0,8	-1,9
	100	23,6	21,9	19,2	16,4	13,6	10,8	8,1	6,4	4,2	3,0	1,9	0,8
	200	22,5	21,3	19,2	17,5	15,2	13,1	10,8	9,2	6,9	5,8	4,7	3,0
	300	21,3	20,8	19,7	18,6	16,9	15,2	13,6	11,9	9,7	8,5	6,9	5,8
	400	20,3	20,3	19,2	18,6	18,6	17,5	16,4	14,7	12,5	10,8	9,7	7,4
In ombra	100	6,4	5,3	4,4	2,5	0,8	0,2	-0,3	-0,8	-1,9	-2,5	-3,1	-3,1
	200	6,4	5,8	5,3	4,2	3,0	1,9	0,8	-0,3	-0,8	-1,9	-2,5	-3,1
	300	5,3	5,3	5,3	4,7	4,2	3,0	1,9	0,8	0,2	-0,3	-0,8	-1,4
Con acqua	100	7,4	6,4	5,3	3,0	0,8	0,2	0,2	-0,8	-1,4	-1,9	-2,5	-3,1
	200	8,1	7,4	6,4	5,3	3,6	2,5	1,3	0,2	-0,8	-1,4	-1,9	-1,9
	300	8,5	8,1	7,4	6,4	5,3	4,2	3,0	1,9	1,3	0,8	0,2	-0,3

Tabella 6: Differenza di Temperatura equivalente per pareti le coperture

Radiazione solare massima attraverso il vetro semplice [W/m²].

Lat.Nord	Mese	Esposizione									
		N	NE	E	SE	S	SW	W	NO	Orizz.	
0°	Giu	185,5	490,7	461,7	131,1	44,1	131,1	461,7	490,7	709,9	
	Lug,Mag	150,8	480,2	477,9	163,6	44,1	163,6	477,9	480,2	732,0	
	Ago,Apr	77,7	443,1	512,7	248,2	44,1	248,2	512,7	443,1	770,2	
	Set,Mar	31,3	371,2	524,3	371,2	44,1	371,2	524,3	371,2	786,4	
	Ott,Feb	31,3	248,2	512,7	443,1	106,7	443,1	512,7	248,2	770,2	
	Nov,Gen	31,3	163,6	477,9	480,2	210,0	480,2	477,9	163,6	732,0	
	Dic	31,3	131,1	461,7	490,7	257,5	490,7	461,7	131,1	709,9	
10°	Giu	125,3	480,2	487,2	172,8	44,1	172,8	487,2	480,2	764,4	
	Lug,Mag	94,0	465,2	496,5	207,6	44,1	207,6	496,5	465,2	776,0	
	Ago,Apr	40,6	408,3	512,7	294,6	44,1	294,6	512,7	408,3	786,5	
	Set,Mar	31,3	323,6	515,0	399,0	87,0	399,0	515,0	323,6	776,0	
	Ott,Feb	31,3	207,6	487,2	468,6	229,7	468,6	487,2	207,6	722,7	
	Nov,Gen	27,8	116,0	448,9	505,8	332,9	505,8	448,9	116,0	660,0	
	Dic	27,8	87,0	430,4	512,7	375,8	512,7	430,4	87,0	634,5	
20°	Giu	81,2	483,7	502,3	229,7	44,1	229,7	502,3	483,7	786,5	
	Lug,Mag	59,2	433,8	512,7	266,8	44,1	266,8	512,7	433,8	788,8	
	Ago,Apr	33,6	371,2	518,5	355,0	81,2	355,0	518,5	371,2	776,0	
	Set,Mar	31,3	272,6	512,7	439,6	204,2	439,6	512,7	272,6	732,0	
	Ott,Feb	27,8	163,6	461,7	502,2	349,2	502,2	461,7	163,6	654,2	
	Nov,Gen	24,4	81,2	402,5	515,0	443,1	515,0	402,5	81,2	566,1	
	Dic	24,4	55,7	380,5	524,3	468,6	524,3	380,5	55,7	534,8	
30°	Giu	62,6	437,3	505,8	283,0	66,1	283,0	505,8	437,3	786,5	
	Lug,Mag	49,9	411,8	515,0	314,4	94,0	314,4	515,0	411,8	773,7	
	Ago,Apr	33,6	338,7	518,5	404,8	197,2	404,8	518,5	338,7	738,9	
	Set,Mar	27,8	283,0	496,5	477,9	329,4	477,9	496,5	283,0	665,8	
	Ott,Feb	24,4	121,8	424,6	512,7	455,9	512,7	424,6	121,8	562,6	
	Nov,Gen	22,0	49,9	364,2	509,2	500,0	509,2	364,2	49,9	455,9	
	Dic	18,6	37,1	329,4	509,2	512,7	509,2	329,4	37,1	411,8	
40°	Giu	53,4	417,6	509,2	349,2	169,4	349,2	509,2	417,6	744,7	
	Lug,Mag	46,4	399,0	515,0	393,2	216,9	393,2	515,0	399,0	732,0	
	Ago,Apr	33,6	320,1	509,2	458,2	320,2	458,2	509,2	320,1	672,8	
	Set,Mar	27,8	182,1	468,6	509,2	439,6	509,2	468,6	182,1	575,4	
	Ott,Feb	22,0	109,0	382,8	512,7	509,2	512,7	382,8	109,0	404,8	
	Nov,Gen	15,1	37,1	314,4	490,7	522,0	490,7	314,4	37,1	323,6	
	Dic	15,1	31,3	270,3	465,2	518,5	465,2	270,3	31,3	266,8	
45°	Giu	51,0	404,8	510,4	386,3	230,8	386,3	510,4	404,8	719,2	
	Lug,Mag	45,2	382,8	513,9	421,1	274,2	421,1	513,9	382,8	697,2	
	Ago,Apr	33,6	307,4	502,3	476,8	377,0	476,8	502,3	307,4	627,6	
	Set,Mar	26,7	170,5	451,2	509,2	467,5	509,2	451,2	170,5	519,7	
	Ott,Feb	18,6	99,8	356,1	503,4	516,2	503,4	356,1	99,8	349,2	
	Nov,Gen	13,9	30,2	257,5	444,3	501,1	444,3	257,5	30,2	244,8	
	Dic	12,8	26,7	179,8	404,8	480,2	404,8	179,8	26,7	196,0	
50°	Giu	49,9	395,6	515,0	424,6	292,3	424,6	515,0	395,6	691,4	
	Lug,Mag	44,1	367,7	512,7	448,9	332,9	448,9	512,7	367,7	663,5	
	Ago,Apr	33,6	294,6	496,5	493,0	433,8	493,0	496,5	294,6	581,2	
	Set,Mar	24,4	182,1	433,8	512,7	496,5	512,7	433,8	182,1	465,2	
	Ott,Feb	15,1	90,5	329,4	493,0	524,3	493,0	329,4	90,5	294,6	
	Nov,Gen	16,0	27,8	200,7	399,0	480,2	399,0	200,7	27,8	165,9	
	Dic	9,3	22,0	147,3	364,2	443,1	364,2	147,3	22,0	125,3	

Tabella 7: Irraggiamenti massimi per alcune latitudini nord

4.1.2 CARICHI TERMICI INTERNI

Per i carichi termici interni si procede con le relazioni usuali:

$$Q_{CI} = M_i \sum_{j=1}^{N_{lampade}} P_{Lj} f_{b,j} f_{uj} = N_{Motori} P_{Mi} f_{u,i} \quad [24]$$

ove vale il simbolismo:

- M_i metabolismo degli occupanti (Met=116 W/m²);
P_{lj} potenza elettrica della j.esima lampada, (W);

**Fattori di accumulo per radiazione solare
vetri non schermati o con schermi esterni (ore:6-17).**

Esposiz.	M kg/m^2	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
NE	730	0,17	0,27	0,33	0,33	0,31	0,29	0,27	0,25	0,23	0,22	0,20	0,19
	490	0,19	0,31	0,38	0,39	0,36	0,34	0,27	0,24	0,22	0,21	0,19	0,17
	150	0,31	0,56	0,65	0,61	0,46	0,33	0,26	0,21	0,18	0,16	0,14	0,12
E	730	0,16	0,26	0,34	0,39	0,40	0,38	0,34	0,30	0,28	0,26	0,23	0,22
	490	0,16	0,29	0,40	0,46	0,46	0,42	0,36	0,31	0,28	0,25	0,23	0,20
	150	0,27	0,50	0,67	0,73	0,68	0,53	0,38	0,27	0,22	0,18	0,15	0,12
SE	730	0,08	0,14	0,22	0,31	0,38	0,43	0,44	0,43	0,39	0,35	0,32	0,29
	490	0,05	0,12	0,23	0,35	0,44	0,49	0,51	0,47	0,41	0,36	0,31	0,27
	150	0,0	0,18	0,40	0,59	0,72	0,77	0,72	0,60	0,44	0,32	0,23	0,18
S	730	0,10	0,10	0,13	0,20	0,28	0,35	0,42	0,48	0,51	0,51	0,48	0,42
	490	0,07	0,06	0,12	0,20	0,30	0,39	0,48	0,54	0,58	0,57	0,53	0,45
	150	0,0	0,0	0,12	0,29	0,48	0,64	0,75	0,82	0,81	0,75	0,61	0,42
SW	730	0,11	0,10	0,10	0,10	0,10	0,14	0,21	0,29	0,36	0,43	0,47	0,46
	490	0,09	0,09	0,08	0,09	0,09	0,14	0,22	0,31	0,42	0,50	0,53	0,51
	150	0,02	0,03	0,05	0,06	0,08	0,12	0,34	0,53	0,68	0,78	0,78	0,68
W	730	0,12	0,11	0,11	0,10	0,10	0,10	0,10	0,13	0,19	0,27	0,36	0,42
	490	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,10	0,12	0,19	0,30	0,40	0,48
	150	0,02	0,03	0,05	0,06	0,07	0,07	0,08	0,14	0,29	0,49	0,67	0,76
NW	730	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,12	0,17	0,25	0,34
	490	0,08	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,11	0,19	0,29	0,40
	150	0,02	0,04	0,05	0,07	0,08	0,09	0,10	0,10	0,13	0,27	0,48	0,65
N	730	0,16	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,69	0,72	0,74
	490	0,11	0,33	0,44	0,51	0,57	0,62	0,66	0,70	0,74	0,76	0,79	0,80
	150	0,0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,71	0,73	0,95	0,97	0,98	0,98

Tabella 8: fattori di accumulo per radiazione solare – ore 6 – 17

P_{Mi}

potenza elettrica di eventuali motori elettrici, (W);

f_{bj}

fattore di accumulo termico per le radiazioni emesse dalle lampade;

f_{ul}

fattore di utilizzazione per la j.esima lampada;

f_{um}

fattore di utilizzazione dell'i.esimo motore elettrico.

Il fattore di accumulo termico per le radiazioni emesse dalle lampade, con un meccanismo simile alle radiazioni solari, è dato in opportune tabelle nei manuali specializzati.

4.1.3 CARICO SENSIBILE PER VENTILAZIONE E INFILTRAZIONI

Per effetto dei ricambi d'aria per ventilazione e per infiltrazioni si ha un carico sensibile:

$$Q_{SV} = n V_i C_{pa} T_e T_i \quad f_{fessure} f_j L_j C_p T_e T_i \quad [25]$$

Ventilazione Ambienti

Il numero di ricambi orari è dato in opportune tabelle (vedi Tabella 3) in funzione della destinazione d'uso dell'edificio e dell'attività degli occupanti. I fattori f_j di infiltrazione sono tabulati in funzione del tipo di infiltrazione (perimetrale attraverso gli infissi o mediante fessure appositamente create per la ventilazione). L_j è la lunghezza del perimetro di infiltrazione o il valore dell'area dell'apertura. Il valore della temperatura esterna da considerare è quello reale esterno e vale quanto detto per la trasmissione attraverso le finestre.

Fattori di accumulo per radiazione solare
vetri non schermati o con schermi esterni (ore:18-5).

Esposiz.	M_m kg/m ²	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
NE	730	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,07	0,06	0,06
	490	0,16	0,14	0,12	0,10	0,07	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,03
	150	0,09	0,06	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0,0	0,0	0,0	0,0
E	730	0,20	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07	0,06
	490	0,18	0,15	0,14	0,12	0,11	0,09	0,08	0,08	0,06	0,06	0,05	0,04
	150	0,09	0,06	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0,01	0,0	0,0	0,01
SE	730	0,26	0,23	0,21	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08
	490	0,24	0,21	0,18	0,16	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,06	0,06
	150	0,14	0,9	0,07	0,05	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0,0	0,0	0,0
S	730	0,37	0,33	0,29	0,26	0,23	0,21	0,19	0,17	0,15	0,14	0,13	0,12
	490	0,37	0,31	0,27	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0,11	0,10	0,08
	150	0,28	0,19	0,13	0,09	0,06	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,0	0,0
SW	730	0,40	0,34	0,30	0,27	0,24	0,22	0,20	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12
	490	0,44	0,35	0,29	0,26	0,22	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,09
	150	0,46	0,29	0,20	0,14	0,09	0,07	0,05	0,03	0,02	0,02	0,01	0,01
W	730	0,44	0,38	0,33	0,29	0,26	0,23	0,21	0,18	0,16	0,15	0,13	0,12
	490	0,51	0,42	0,35	0,30	0,25	0,22	0,19	0,16	0,14	0,13	0,11	0,09
	150	0,75	0,53	0,33	0,22	0,15	0,11	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
NW	730	0,39	0,34	0,29	0,26	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12	0,10
	490	0,46	0,40	0,32	0,26	0,22	0,19	0,16	0,14	0,13	0,11	0,10	0,08
	150	0,73	0,49	0,31	0,21	0,16	0,10	0,07	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
N	730	0,59	0,52	0,46	0,42	0,37	0,34	0,31	0,27	0,25	0,23	0,21	0,17
	490	0,60	0,51	0,44	0,37	0,32	0,29	0,27	0,23	0,21	0,18	0,16	0,13
	150	0,52	0,34	0,24	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01

Tabella 9: Fattori di Accumulo per radiazione solare – Ore 18 -5

4.1.4 CALORE LATENTE

La relazione da utilizzare è la seguente:

$$Q_L = \frac{Q_{i,i}}{Sorgenti Interne} \cdot \frac{n_i V_i}{Ambienti} \cdot X_e \cdot X_i \cdot r$$

con il simbolismo già visto in precedenza.

Per il calcolo del carico latente occorre tenere conto anche della variabilità giornaliera dell'umidità specifica esterna, supponendo costante quella interna per effetto del condizionamento ambientale. In mancanza di dati certi si può ritenere costante tale valore e pari a quello più sfavorevole.

Si osservi, infine, che le condizioni peggiori si hanno per umidità esterna maggiore del 50% (valore di progetto standard per l'umidità relativa interna) poiché l'abbattimento dell'umidità assoluta esterna in eccesso rispetto a quella interna richiede una deumidificazione operata nel condizionatore e quindi un costo energetico maggiore.

In pratica è come se avessimo un carico totale accresciuto di una quantità pari al calore latente necessario per condensare l'umidità assoluta in eccesso.

Fattori di accumulo per radiazione solare
vetri schermati o con tapparelle (ore:6-17).

Esposiz.	M_m kg/m ²	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
NE	730	0,47	0,58	0,54	0,42	0,27	0,21	0,20	0,19	0,18	0,17	0,16	0,14
	490	0,48	0,60	0,57	0,46	0,30	0,24	0,20	0,19	0,17	0,16	0,15	0,13
	150	0,55	0,76	0,73	0,58	0,36	0,24	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11
E	730	0,39	0,56	0,62	0,59	0,49	0,33	0,23	0,21	0,20	0,18	0,17	0,15
	490	0,40	0,58	0,65	0,63	0,52	0,35	0,24	0,22	0,20	0,18	0,16	0,14
	150	0,46	0,70	0,80	0,79	0,64	0,42	0,25	0,19	0,16	0,14	0,11	0,09
SE	730	0,04	0,28	0,47	0,59	0,64	0,62	0,53	0,41	0,27	0,24	0,21	0,19
	490	0,03	0,28	0,47	0,61	0,67	0,65	0,57	0,44	0,29	0,24	0,21	0,18
	150	0,0	0,3	0,57	0,75	0,84	0,81	0,69	0,50	0,30	0,20	0,17	0,13
S	730	0,06	0,06	0,23	0,38	0,51	0,60	0,66	0,67	0,64	0,59	0,42	0,24
	490	0,04	0,04	0,22	0,38	0,52	0,63	0,70	0,71	0,69	0,59	0,45	0,26
	150	0,1	0,21	0,43	0,63	0,77	0,86	0,88	0,82	0,56	0,50	0,24	0,16
SW	730	0,08	0,08	0,09	0,10	0,11	0,24	0,39	0,53	0,63	0,66	0,61	0,47
	490	0,07	0,08	0,08	0,08	0,10	0,24	0,40	0,55	0,66	0,70	0,64	0,50
	150	0,03	0,04	0,06	0,07	0,09	0,23	0,47	0,67	0,81	0,86	0,79	0,60
W	730	0,08	0,09	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10	0,18	0,36	0,52	0,63	0,65
	490	0,07	0,08	0,08	0,09	0,09	0,09	0,09	0,18	0,36	0,54	0,66	0,68
	150	0,03	0,04	0,06	0,07	0,08	0,08	0,08	0,19	0,42	0,65	0,81	0,85
NW	730	0,08	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,16	0,33	0,49	0,61
	490	0,07	0,08	0,09	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10	0,16	0,34	0,52	0,65
	150	0,03	0,05	0,07	0,08	0,09	0,09	0,10	0,10	0,17	0,39	0,63	0,80
N	730	0,08	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86	0,87
	490	0,06	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88	0,90
	150	0,0	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98	0,99

Tabella 10: Fattori di Accumulo per vetri schermati – Ore 6 -17

4.1.5 CARICO TERMICO TOTALE DELL'EDIFICIO

Per ottenere il carico termico totale dell'intero edificio occorre effettuare il calcolo del carico termico di tutti gli ambienti e sommarli. Poiché l'effetto dell'irraggiamento varia con l'esposizione degli ambienti, può accadere che le condizioni massime di carico totale globale siano fortemente dipendenti dalla posizione dell'edificio e dalle esposizioni principali delle pareti e delle superfici finestrate.

Succede, infatti, che le zone esposte ad est presentano un carico termico maggiore nel mattino mentre quelle esposte ad ovest presentano un carico termico maggiore nelle ore pomeridiane. A seconda del peso totale delle esposizioni dei vari ambienti il carico massimo si può avere nel mattino o nel pomeriggio se prevalgono, rispettivamente, gli orientamenti ad est o ad ovest.

Al fine di predisporre la regolazione degli impianti di condizionamento, necessaria per ridurre i consumi energetici, occorre prevedere come varia il carico totale anche nei mesi estivi. Di solito si effettuano più calcoli per i giorni 21 dei mesi di giugno, luglio, agosto e settembre in modo da ottenere un andamento medio stagionale il più possibile reale.

Per edifici di particolare destinazione d'uso (ad esempio ospedali) il condizionamento è attivo durante tutto l'anno e pertanto può anche accadere che durante le stagioni intermedie (autunno e primavera) si abbiano periodi di assoluta mancanza della necessità di condizionare o che il carico termico sia molto ridotto (meno del 20% di quello massimo di progetto).

In queste condizioni occorre prevedere una regolazione elettronica molto efficiente e delle macchine frigorifere capaci di variare fortemente il loro carico termico. Un modo per ottenere carichi variabili fra il 10% e il 110% con continuità è quello di utilizzare frigoriferi con compressore a vite. Gli altri tipi di compressore si parzializzano solo a gradini (tipicamente con passo 25%).

Fattori di accumulo per radiazione solare
vetri schermati o con tapparelle (ore:18-5).

Esposiz.	M_m kg/m ²	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
NE	730	0,12	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,04	0,03
	490	0,11	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03	0,02	0,02
	150	0,07	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
E	730	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07	0,07	0,05	0,05	0,05	0,04	0,04
	490	0,12	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03	0,02
	150	0,07	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
SE	730	0,16	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05	0,05
	490	0,15	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,03
	150	0,09	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
S	730	0,22	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,07
	490	0,22	0,19	0,16	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05
	150	0,11	0,08	0,05	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01	0,0	0,0	0,0	0,0
SW	730	0,23	0,19	0,18	0,16	0,14	0,13	0,11	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07
	490	0,26	0,20	0,17	0,15	0,13	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05
	150	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,0	0,0
W	730	0,55	0,22	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07
	490	0,60	0,25	0,20	0,17	0,15	0,13	0,11	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05
	150	0,74	0,30	0,19	0,13	0,09	0,06	0,05	0,03	0,02	0,02	0,01	0,0
NW	730	0,60	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07	0,06
	490	0,64	0,23	0,18	0,15	0,12	0,11	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05
	150	0,79	0,28	0,18	0,12	0,09	0,06	0,04	0,03	0,02	0,02	0,01	0,0
N	730	0,88	0,29	0,26	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10
	490	0,91	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08
	150	0,99	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01

Tabella 11: Fattori di Accumulo per vetri schermati – Ore 18 -5

Fattori di accumulo per illuminazione
I incandescenza, F fluorescenti, A incassate, B esposte
impianto di climatizzazione in funzionamento continuo (24 ore).

Lampade	M_m kg/m ²	Numero di ore dal momento dell'accensione											
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
FB	730	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86	0,87	0,29
	490	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88	0,90	0,30
	150	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98	0,99	0,26
F A oppure	730	0,34	0,55	0,61	0,65	0,68	0,71	0,74	0,77	0,79	0,81	0,83	0,39
	490	0,24	0,56	0,63	0,68	0,72	0,75	0,78	0,80	0,82	0,84	0,86	0,40
	150	0,25	0,65	0,77	0,84	0,88	0,92	0,94	0,95	0,97	0,98	0,98	0,35
I F con estraz.	730	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,69	0,72	0,74	0,59
	490	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,61	0,66	0,69	0,74	0,77	0,79	0,60
	150	0,00	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,93	0,95	0,97	0,98	0,52
Lampade	M_m kg/m ²	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
FB	730	0,26	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08
	490	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06
	150	0,17	0,12	0,08	0,05	0,40	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0,00	0,00
F A oppure	730	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,12	0,11
	490	0,34	0,29	0,25	0,20	0,18	0,17	0,15	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08
	150	0,26	0,16	0,11	0,07	0,50	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,00	0,00
I o F con estraz.	730	0,52	0,46	0,42	0,37	0,34	0,31	0,27	0,25	0,23	0,21	0,18	0,16
	490	0,51	0,44	0,37	0,32	0,30	0,27	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12
	150	0,34	0,24	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,02	0,02	0,01	0,00	0,00

Tabella 12: Fattori di Accumulo per vari tipi di illuminazione

4.2 CENNI SUL CONDIZIONAMENTO AMBIENTALE

Quanto sin qui detto trova ampie applicazioni nel condizionamento ambientale. In genere si desidera mantenere all'interno degli ambienti un intorno termo-igrometrico di comfort, qualunque siano le condizioni esterne. Facciamo separatamente il caso del condizionamento estivo e di quello invernale.

4.2.1 CONDIZIONAMENTO ESTIVO

All'interno dell'ambiente si desidera mantenere¹⁹ una temperatura di 25-27 °C ed una umidità relativa del 50% mentre all'esterno si hanno condizioni climatiche che variano da luogo a luogo. Ad esempio si immagini di avere le condizioni (valide per Siracusa) di 34°C e 60% di u.r.

Per il *Secondo Principio della Termodinamica* del calore passerà dall'esterno verso l'interno degli ambienti riscaldandoli (*rientrate di calore*) in modo da riportarli alla temperatura di equilibrio.

Se si vuole mantenere le condizioni di benessere interne allora occorre fare in modo che le *rientrate di calore* siano annullate mediante l'immissione di aria portata ad opportuna temperatura mediante un dispositivo detto *condizionatore*.

La Figura 15 schematizza la situazione tipica per impianti *a tutt'aria* nei quali il fluido di trasporto è l'aria. Se indichiamo con Q_T il calore entrante nell'ambiente e con a (con il proprio segno algebrico) la quantità di vapore introdotto nell'ambiente per effetto della presenza delle persone, dalla portata d'aria di ventilazione per effetto della differenza di umidità fra esterno ed interno, allora, se indichiamo con I le condizioni dell'aria che immettiamo nell'ambiente e proveniente con portata \dot{m} dal condizionatore, possiamo scrivere due equazioni di bilancio per il sistema ambiente:

$$\begin{array}{l} \dot{m}h_i - Q_T - \dot{m}h_A \\ \dot{m} \frac{x_I}{1000} - a - \dot{m} \frac{x_A}{1000} \end{array} \quad \begin{array}{l} \text{Bilancio di energia} \\ \text{Bilancio di umidità} \end{array} \quad [26]$$

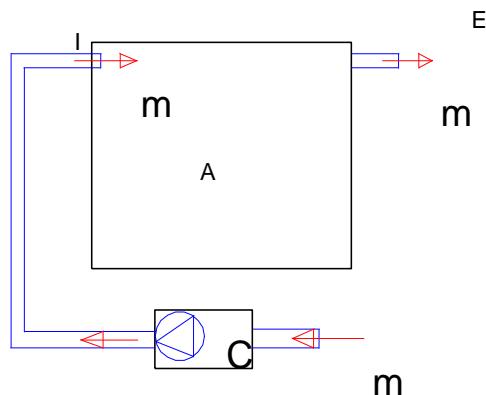


Figura 16: Schematizzazione di un impianto a tutt'aria senza ricircolo

Se da queste equazioni calcoliamo il rapporto direttivo:

$$\frac{h}{x} = \frac{Q_T}{1000 a} \quad [27]$$

se ne conclude che il punto di immissione I deve giacere sulla retta passante per A ed avente coefficiente angolare detta **retta ambiente**.

Nella Figura 17 si ha la schematizzazione delle trasformazioni ideali che debbono essere attuate nel condizionatore per portare l'aria esterna dalle condizioni E alle condizioni del punto di immissione I . La portata termodinamica di aria necessaria per il condizionamento è ricavabile da una qualunque delle [26]. Ad esempio dalla prima di esse si ottiene:

¹⁹ Si faccia riferimento, ad esempio, alle condizioni di benessere secondo Fanger.

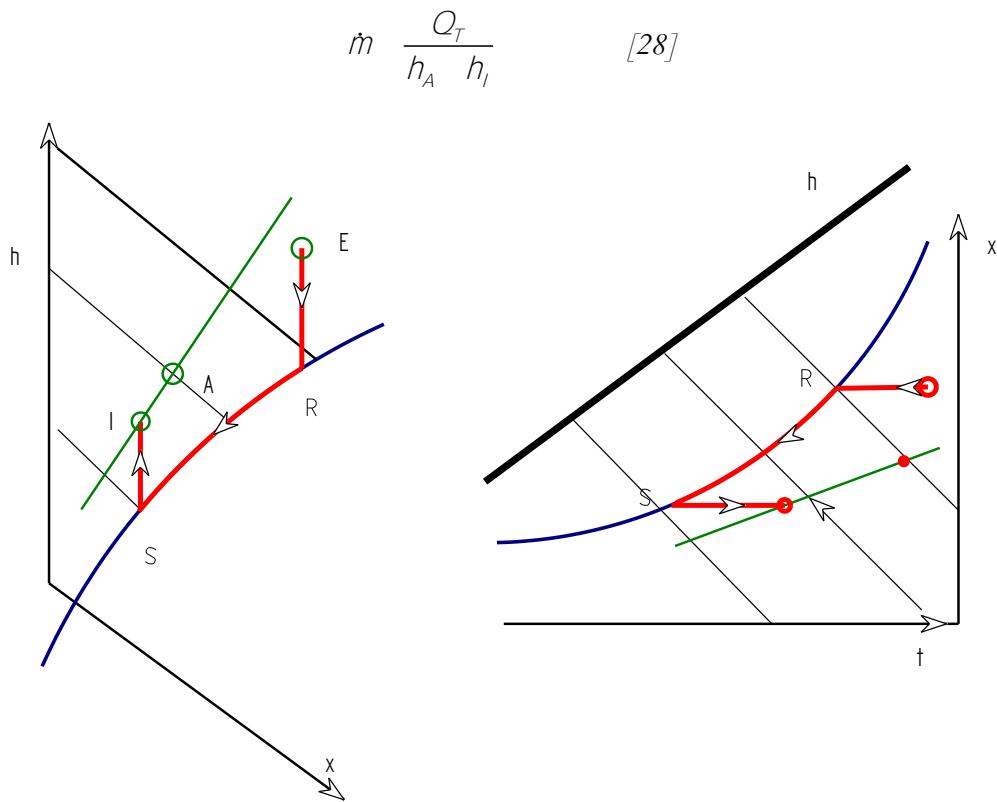


Figura 17: Trasformazioni ideali per il condizionamento estivo

Spesso si può recuperare in parte l'aria che viene espulsa all'esterno mediante un ricircolo parziale in funzione del ricambio fisiologico necessario per gli occupanti all'interno dell'ambiente. La situazione è quella di Figura 18: parte della portata d'aria viene espulsa (pari alla portata fisiologica che poi si richiamava come aria fresca dall'esterno).

La portata rimanente (detta di *ricircolo*) viene mandata al condizionatore dove si miscela con l'aria fresca richiamata dall'esterno (punto M).

In questo caso le equazioni di bilancio sull'ambiente non cambiano ma nel condizionatore le trasformazioni da attuare sono diverse, come illustrato in Figura 18.

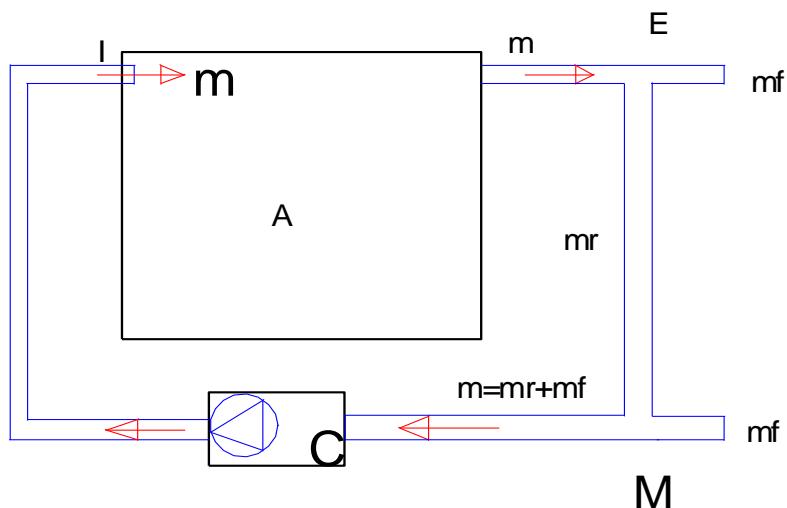


Figura 18: Schematizzazione di un impianto a tutt'aria con ricircolo

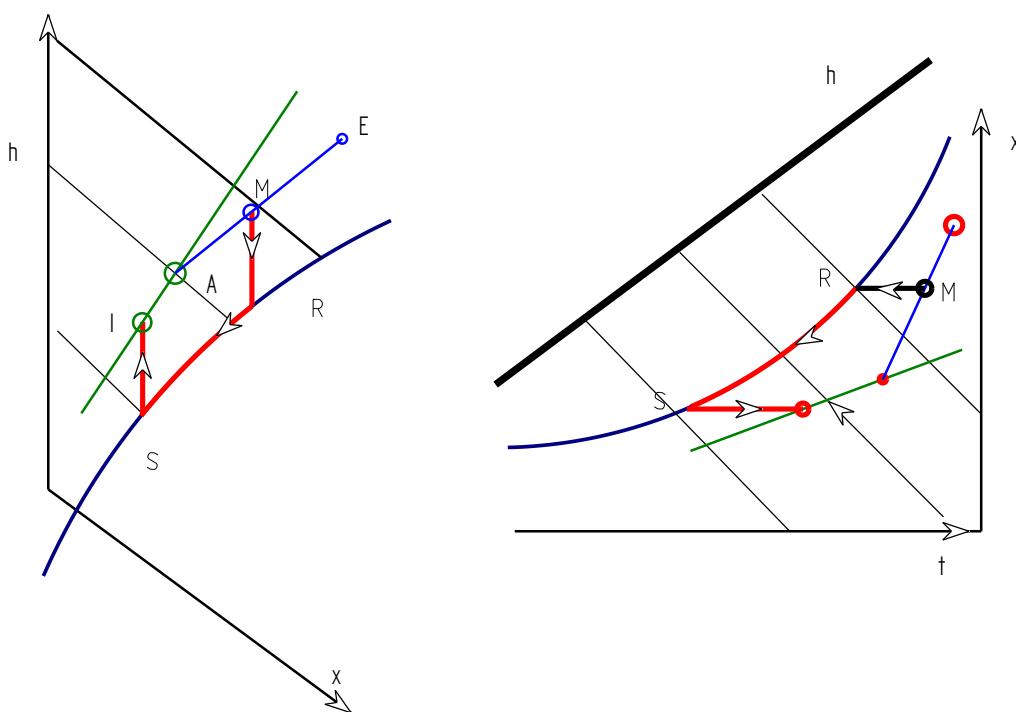


Figura 19: Trasformazioni ideali per il condizionamento estivo con ricircolo

4.2.2 IMPIANTI A TUTTA ARIA CON RICIRCOLO PARZIALE

Spesso si può recuperare in parte l'aria che viene espulsa all'esterno mediante un ricircolo parziale in funzione del ricambio fisiologico necessario per gli occupanti all'interno dell'ambiente. La situazione è quella di Figura 18: parte della portata d'aria viene espulsa (pari alla portata fisiologica che poi si richiama come aria fresca dall'esterno).

La portata rimanente (detta di *ricircolo*) viene mandata al condizionatore dove si miscela con l'aria fresca richiamata dall'esterno (punto M). L'aria esterna fresca deve essere in quantità sufficiente a garantire il ricambio fisiologico degli occupanti e quindi a garantire le migliori condizioni ambientali all'interno.

Oggi sono disponibili numerose norme internazionali (ISO ed EN²⁰) che fissano le condizioni di diluizione degli odori emessi da persone o da cose all'interno degli ambienti. Di solito si fa riferimento alla teoria di *Fanger* sulla qualità dell'aria (*Indoor Air Quality*). Nella seguenti tabelle si hanno i valori consigliati per varie destinazioni d'uso dei locali.

Nella Figura 20 si ha la curva derivata dalla teoria di *Fanger* che lega la percentuale di insoddisfatti all'interno di un locale con la portata d'aria di ricambio fisiologico. Si osserva che più elevata è la portata di ricambio minore è la percentuale di individui insoddisfatti. Una portata di 25 m³/h, pari a 25000/3600=6.94 L/s, di aria esterna fresca comporta una percentuale di insoddisfatti di circa il 27%.

Qualora si desideri ridurre tale percentuale al 10% occorre attuare un ricambio che si può calcolare mediante la relazione:

$$PD = 395 \exp(-1.83 q^{0.25})$$

e che fornisce un valore di portata pari a 15 L/s (15 x 3600/1000= 54 m³/h), cioè più del doppio rispetto al valore oggi indicato dalle norme italiane per locali con fumatori.

Nota la portata di ricambio fisiologico si calcola quella di ricircolo e quindi si determina il punto di miscelazione M di Figura 18.

²⁰ L'*Indoor Air Quality* (*IAQ*) è la scienza che studia la qualità dell'aria interna agli ambienti.

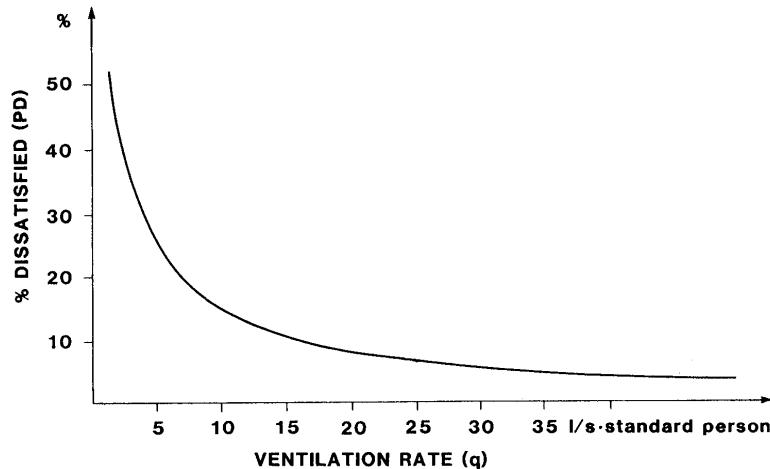


Figura 20: Percentuale di Insoddisfatti in funzione della portata di ricambio aria

Tipi di ambiente	00 m ² persone/1	m ³ /h persona	L/s persona
Sale conferenza	50	36	10
Bar, cocktail lounges	100	54 ⁽¹⁾	15 ⁽¹⁾
Ristoranti	70	36 ⁽¹⁾	10 ⁽¹⁾
Camere d'albergo		54 ⁽²⁾	15 ⁽²⁾
Uffici	7	36	10
Caffetterie, fast food	100	36	10
Aule scolastiche	50	29	8
Librerie	20	29	8
Sale da fumo	70	108 ⁽³⁾	30 ⁽³⁾
Sale d'aspetto	100	29 ⁽³⁾	8 ⁽³⁾
Residenze		(4)	(4)
Grandi magazzini			
piano terra e cantina	30	5,4 ⁽⁵⁾	1,5 ⁽⁵⁾
piani superiori	20	3,6 ⁽⁵⁾	1,0 ⁽⁵⁾
salottini prova abiti	-	3,6 ⁽⁵⁾	1,0 ⁽⁵⁾
magazzini	5	2,7 ⁽⁵⁾	0,75 ⁽⁵⁾
Studi fotografici	10	29	8
Teatri - biglietterie	60	36	10
Teatri - atri	150	36	10
Teatri e sale spettacoli	150	29	8
Parrucchieri uomo	25	29	8
Parrucchieri donna	25	47	13

1) Raccomandabile l'impiego di filtri ad alta efficienza

2) Valori riferiti alla camera e non agli occupanti

3) Raccomandabili estrazioni localizzate

4) 0,35 volumi ambiente/ora, ma non meno di 8 L/s (29 m³/h) per persona

5) Valori riferiti al metro quadro di superficie ambiente

Tabella 13: Valori di ricambi orari consigliati

In questo caso le equazioni di bilancio sull'ambiente non cambiano ma nel condizionatore le trasformazioni da attuare sono diverse, come illustrato in Figura 18.

Il ricircolo parziale dell'aria proveniente dall'ambiente A consente notevoli economie di gestione. Infatti la batteria fredda deve portare l'aria dalle condizioni M ad S e non da E (ben distante da M in funzione del rapporto di ricircolo) come nel caso precedente. Il ricircolo non si può attuare per ambienti nei quali c'è pericolo di inquinamento (ospedali) o di scoppio (stabilimenti chimici).

Là dove è possibile attuarlo il ricircolo parziale è sempre consigliato. La centrale di trattamento dell'aria deve essere opportunamente modificata per consentire sia la presa di aria esterna che l'entrata dell'aria di ricircolo. Di solito si hanno serrande di taratura e filtri per purificare l'aria ricircolata.

4.2.3 CONDIZIONAMENTO INVERNALE

La topologia di impianto non cambia: adesso è l'ambiente esterno che si ritrova (almeno in condizioni progettuali di riferimento) ad avere temperatura inferiore a quella dell'ambiente interno e con valori di umidità relativa elevati. Le condizioni di benessere interne (per di più imposte per effetto della Legge 10/91) sono di 20 °C e 50% di umidità relativa (u.r.).

Le equazioni di bilancio sono ancora le [26] ma con segno di Q_T cambiato (calore uscente dall'edificio). Parafrasando quanto già detto per il condizionamento estivo si hanno le trasformazioni ideali riportate nelle figure seguenti. Le fasi teoriche principali da attuare nella centrale di trattamento aria sono, partendo dall'aria esterna:

Riscaldamento fino ad un punto tale da ottenere mediante saturazione adiabatica il punto N;

Saturazione adiabatica fino ad N;

Post riscaldamento fino al punto di immissione I.

In Figura 22 si ha la schematizzazione di quanto detto.

4.2.4 RICIRCOLO PARZIALE NEL CONDIZIONAMENTO INVERNALE

Anche per gli impianti di condizionamento invernale si può avere il ricircolo parziale dell'aria ambiente. In alcune zone climatiche la L. 10/91 prevede che ci sia obbligatoriamente il recupero di calore fra l'aria espulsa e quella immessa negli ambienti e pertanto questa tipologia di impianto risulta particolarmente conveniente.

Anche in questo caso la portata di ricircolo è data dalla differenza fra portata termodinamica dell'aria (vedi la **Error! Reference source not found.**) e l'aria di ricambio fisiologico (circa 25 m³/h per persona). Le trasformazioni teoriche da attuare nella centrale di trattamento dell'aria sono riportate nella Figura 23.

Esso ricalcano quelle già viste per il caso senza ricircolo. Il punto di partenza in centrale di trattamento è ora M e non più E e ciò comporta un notevole risparmio di energia.

4.2.5 CALCOLO DELLE POTENZE DELLE BATTERIE DI SCAMBIO

I diagrammi di Figura 17 ÷ Figura 23 consentono il calcolo immediato delle potenzialità delle batterie di riscaldamento e di raffreddamento.

Nota, infatti, la portata dell'aria secca, per ciascun componente dell'unità di trattamento aria si determina la potenzialità moltiplicandone il valore per la differenza di entalpia relativa alla fase considerata.

Così, ad esempio, per il caso di Figura 17 la batteria fredda avrà una potenzialità pari a:

$$\dot{m} \ h_E \ h_S$$

mentre la batteria di riscaldamento avrà potenzialità:

$$\dot{m} \ h_I \ h_S$$

Analogamente si procede per tutti gli altri casi esaminati.

E' opportuno porre attenzione ai punti indicati nelle figure sopra viste perché ad essi corrispondono trasformazioni termofisiche dell'aria umida da attuare mediante componenti interni alle centrali di trattamento dell'aria.

Tipo di edificio o locale	Portate di ventilazione calcolate in accordo con ECA Guidelines 1992 ⁽¹⁾		UNI 10339 1995	DIN 1946 1994 ⁽²⁾	CIBSE Guide 1978	Normative Francesi ⁽³⁾	SCANVAC Guidelines 1994 Quality	NKB 81E Indoor Climate and Air D2-1987 1991	Regolam. Nazionale Costruttori Finlandese	ASHRAE 62/89
	in edifici con impiego di materiali poco inquinanti ⁽⁴⁾	in edifici con impiego di materiali con media emissione inquinanti ⁽⁵⁾								
	Portata di ventilazione (L/s m ²)	Portata di ventilazione (L/s m ²)	Portata di ventilazione (L/s m ²)	Portata di ventilazione (L/s m ²)	Portata di ventilazione (L/s m ²)	Portata di ventilazione (L/s m ²)	Portata di ventilazione (L/s m ²)	Portata di ventilazione (L/s m ²)	Portata di ventilazione (L/s m ²)	Portata di ventilazione (L/s m ²)
Ufficio singolo	3,3 1,4 0,8	7,2 4,6 2,3	0,7	1,1	—	0,7	3,2 1,4 —	1,1	1,0	1,0
Ufficio open space	2,8 1,2 0,7	6,7 4,2 2,3	1,3	1,6	1,3	0,5	2,7 1,2 —	1,0	1,5	0,7
Sala conferenze	10,0 4,3 2,4	14,3 9,1 4,6	8,2	2,8-5,6	6,0	2,5	9,6 4,2 —	3,5	4,0	5,0
Aula scolastica	12,5 5,4 3,0	17,0 10,8 5,4	2,7	4,2	—	2,1	9,6 4,2 —	4,9	2,0	—
Aula asilo	11,7 5,0 2,0	17,9 11,4 5,7	1,6	—	—	2,1	9,6 4,2 —	4,9	2,0	—
Grande magazzino	5,8 2,5	13,4 8,5	1,6	0,8-3,3	3,0	1,2	5,6 2,5	1,2	2,0	1,0

⁽¹⁾ Le portate di aria esterna richieste dipendono dalla qualità dell'aria esterna, dal carico inquinante dei materiali, dalla efficienza di ventilazione, dall'indice di affollamento e dalla presenza di fumatori; i valori riportati in questa colonna sono basati sulla assunzione di assenza di fumatori e si riferiscono a tre categorie di comfort: A, B, C.

⁽²⁾ La norma DIN 1946 prevede come alternativa una procedura di calcolo simile a quella descritta nel Draft dello Standard CEN prENV 1752.

⁽³⁾ Valori basati su normative francesi e su particolari assunzioni

⁽⁴⁾ Valori corrispondenti alle assunzioni di aria esterna priva di inquinanti, indice di affollamento medio, scelta di materiali con basso valore di carico inquinante (target value ECA, 1992), efficienza di ventilazione pari a 1,0

⁽⁵⁾ Valori corrispondenti alle assunzioni di aria esterna di qualità media, materiali con carico inquinante pari a quello medio rilevato nelle rilevazioni effettuate sugli edifici (ECA, 1992), efficienza di ventilazione pari a 0,8.

Tabella 14: Portate di ventilazione consigliate

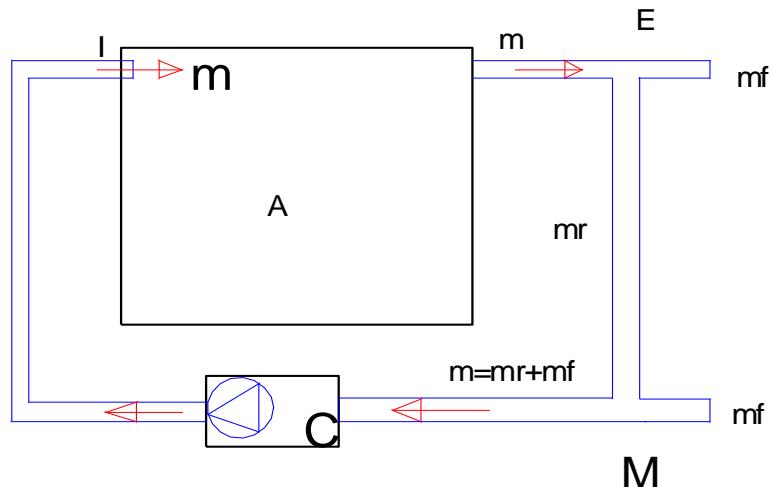


Figura 21: Schematizzazione di un impianto a tutt'aria con ricircolo

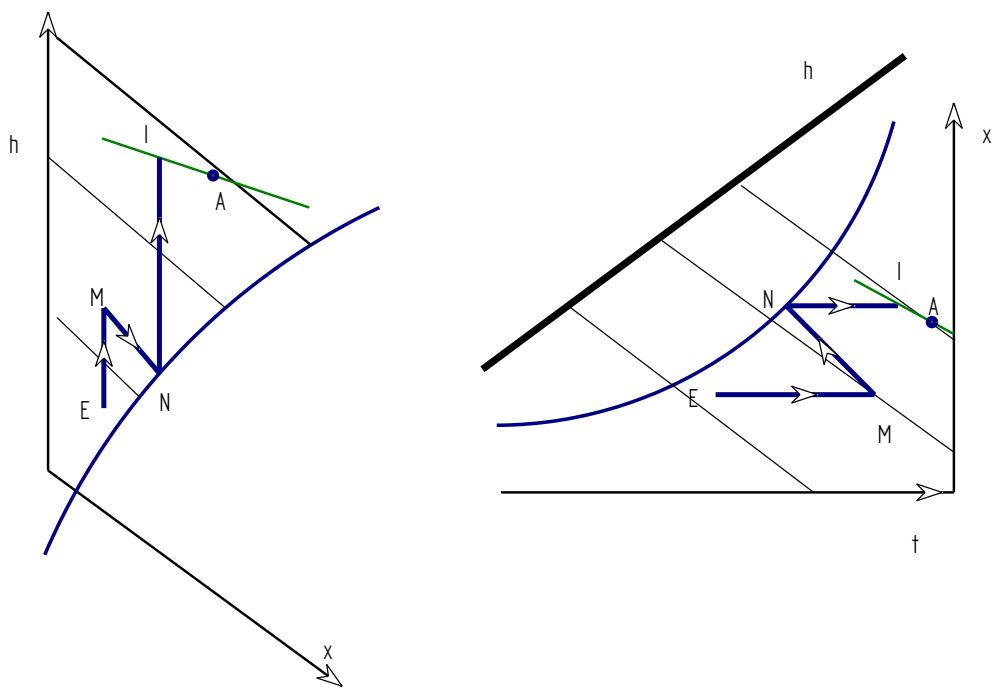


Figura 22: Trasformazioni ideali per condizionamento invernale senza ricircolo

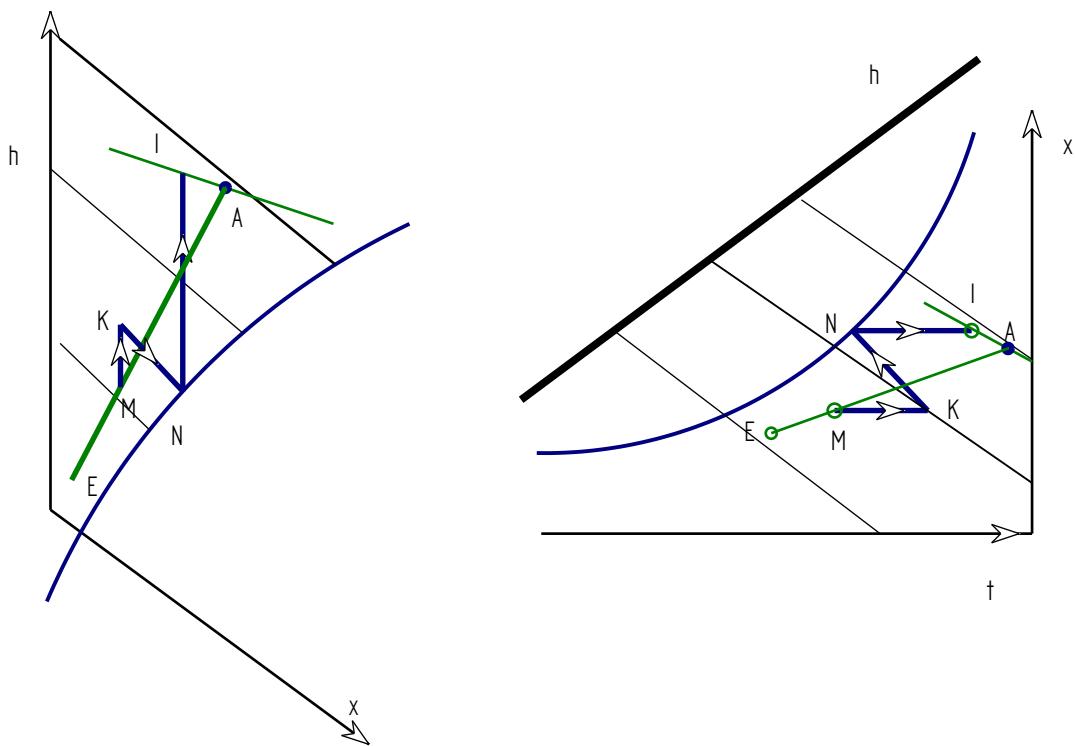


Figura 23: Trasformazioni ideali per condizionamento invernale con ricircolo

In Figura 24 si ha un esempio di centrale di trattamento dell'aria con ricircolo parziale nella quale sono anche evidenziati gli organi di controllo elettronico necessari per il corretto funzionamento degli impianti termici. Si ricordi che le condizioni stazionarie sono solo fittizie e servono per il calcolo dei carichi termici nelle condizioni esterne peggiori.

Nella realtà tutto cambia durante la giornata, dalla radiazione solare (alba, mezzogiorno, tramonto) alla temperatura dell'aria esterna ed infine all'umidità.

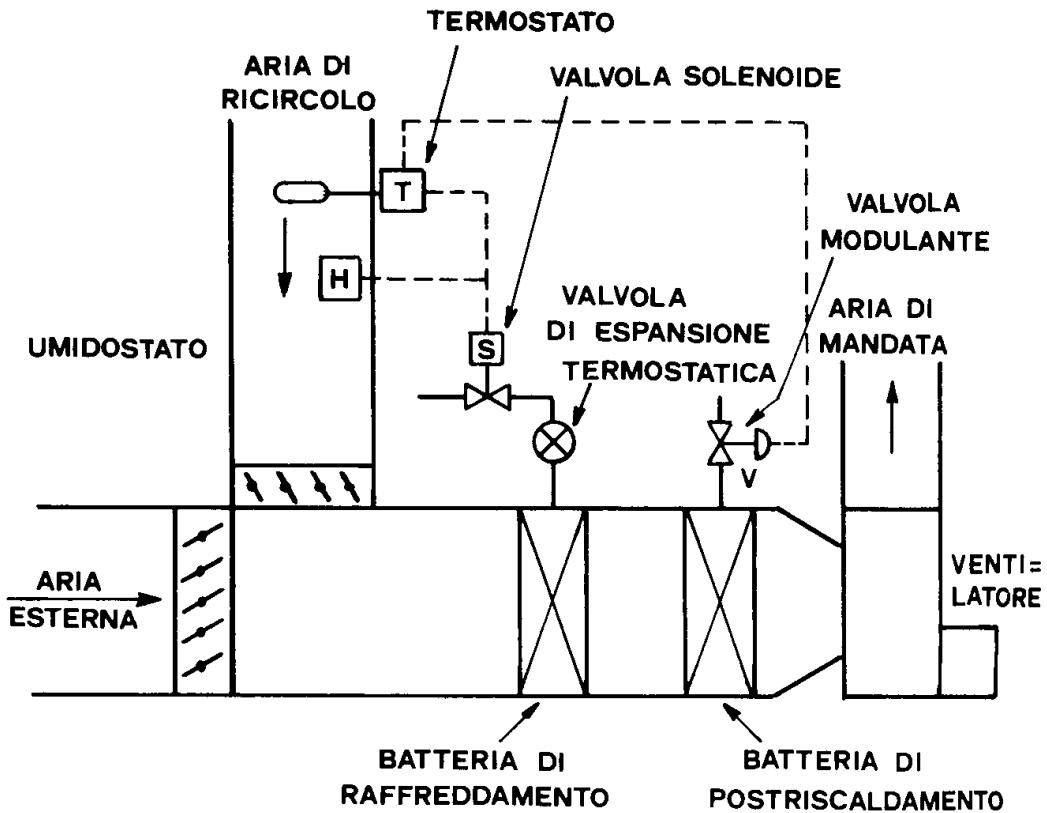


Figura 24: Centrale di Trattamento Aria con ricircolo

Nel corso di *Impianti Termotecnici*²¹ sono trattate le tipologie impiantistiche e i componenti di impianto oggi maggiormente utilizzati.

Un maggiore approfondimento si ha nei manuali tecnici specializzati ai quali si rinvia per un approfondimento degli argomenti.

4.3 IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO AD ACQUA

Si tratta, come già detto, di impianti nei quali il trasporto dell'energia è affidata all'acqua.

I terminali sono, in genere, i *fan coils* e la rete di distribuzione si calcola mediante le regole classiche del dimensionamento delle reti ad acqua.

In Figura 25 si ha un esempio di rete per alimentare fan coil del tipo bitubo. In questo caso l'acqua fredda è inviata con un tubo e ritorna all'unità di refrigerazione mediante un secondo tubo.

Si hanno reti più complesse nelle quali si inviano ai fan coil sia acqua fredda che acqua calda per una migliore regolazione.

Si osserva che spesso i fan coil sono utilizzati anche per il riscaldamento invernale.

La rete di alimentazione trasporta in inverno acqua calda e in estate acqua fredda: in questo caso occorre porre attenzione al corretto dimensionamento perché i salti termici di norma utilizzati sono di 5 °C in estate e 10 °C in inverno.

La scelta dei termoventilconvettori è effettuata, note le potenze sensibili e latenti per ciascun ambiente, mediante i dati caratteristici forniti dalla *Case costruttrici* per i vari modelli.

²¹ Vedi: G. Cammarata: *Impianti Termotecnici*, Vol. 1,2,3,4 - Dispense, AA 2006-2007

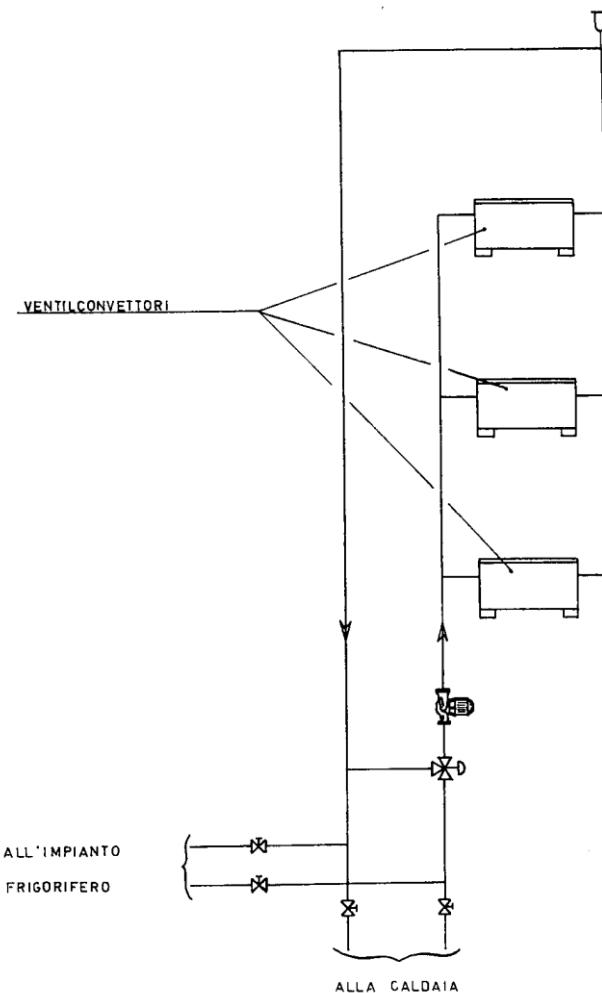


Figura 25: Rete di distribuzione dell'acqua fredda del tipo bitubo

4.4 IMPIANTI MISTI AD ARIA PRIMARIA

Si tratta di impianti ad aria e ad acqua. L'aria di rinnovo fisiologico viene distribuita mediante una rete di canali e nelle condizioni psicrometriche vicine alla saturazione (per un miglior controllo dell'umidità ambiente). In questo modo i canali possono essere di dimensioni ridotte sia per la minore portata da trasportare che per una maggior velocità possibile (compatibilmente con la rumorosità accettabile). Il resto del carico termico dei singoli ambienti viene soddisfatto mediante rete ad acqua fredda (o anche calda per il caso invernale) con elementi terminali costituiti da *fan coil* o da *mobiletti ad induzione*. Questi ultimi sono oggi poco utilizzati perché richiedono l'immissione dell'aria ad alta velocità (e quindi anche ad alta rumorosità) per garantire un adeguato effetto di induzione.

I *fan coil* non hanno, di solito, una presa di aria esterna sia per maggiore semplicità costruttiva del dispositivo sia per possibili difficoltà di installazione poiché si richiede la vicinanza di una parete esterna sulla quale praticare un foro di aerazione protetto da rete anti intrusione per i topi. Se è presente la presa di aria esterna si ha spesso difficoltà a controllare l'umidità interna perché l'umidità esterna non è sempre costante ed anzi è variabile in modo casuale.

Per i *fan coil* senza presa di aria esterna il controllo dell'umidità interna è affidata all'aria primaria ed è, pertanto, migliore rispetto al caso di impianti a sola acqua. Il costo di questa tipologia di impianto è maggiore del caso di impianti ad acqua poiché si aggiunge la rete per l'aria.

Regime estivo dei Fan Coil

In Figura 26 si ha lo schema di installazione e di funzionamento di un *fan coil* con aria primaria in regime estivo. L'aria ambiente, A, viene richiamata all'interno del mobiletto da una ventola che la costringe a passare attraverso una batteria di acqua fredda dove subisce la trasformazione AB.

L'aria primaria viene immessa nelle condizioni di saturazione massima, J, e miscelandosi con l'aria B uscente dal fan coil porta alla miscelazione finale (in funzione delle portate d'aria primaria e di aria circolata dalla ventola) I che corrisponde al punto di immissione nell'ambiente. L'aria primaria può anche subire un post riscaldamento sia per effetto dell'attrito nei canali di distribuzione sia mediante una batteria di post riscaldamento elettrica in uscita dal diffusore.

Questo riscaldamento, vedi Figura 27, fa variare il punto I lungo la KB. La condizione limite per i fan coil è determinata da una retta coincidente con la retta AJ. Ciò significa che, per avere punti J più in basso possibile occorre usare batterie di raffreddamento ad espansione diretta²².

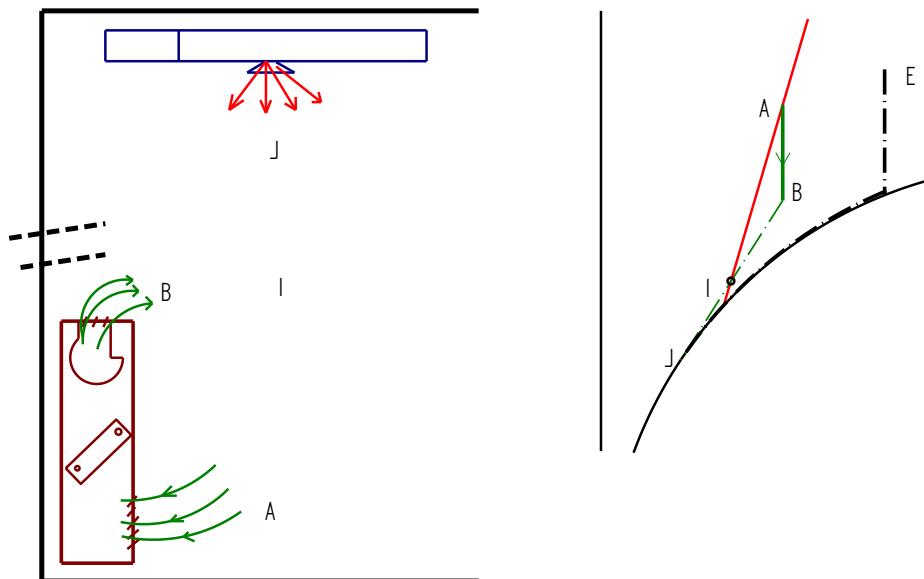


Figura 26: Schema di funzionamento di un fan coil in regime estivo

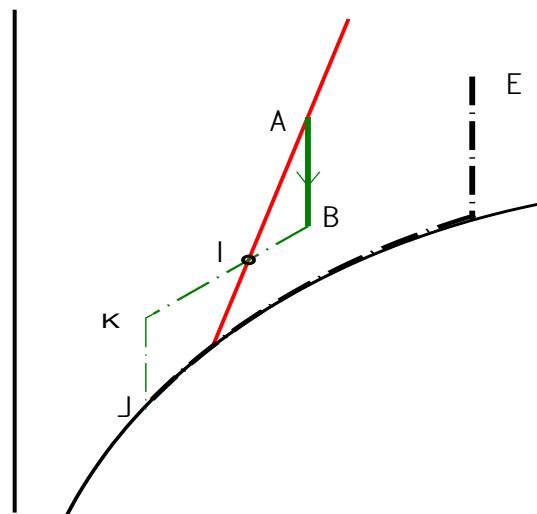


Figura 27: Effetto del post riscaldamento dell'aria primaria

Regime invernale per i Fan Coil

Il funzionamento invernale dei fan coil è dato in Figura 28. L'aria primaria viene portata dalle condizioni esterne, E, alle condizioni corrispondenti al punto P avente temperatura circa eguale a quella dell'ambiente: $T_p = T_A$.

²² Questa soluzione (batteria ad espansione diretta) viene utilizzata nei sistemi detti *split* nei quali l'unità interna esegue le trasformazioni di raffreddamento AB con B anche vicino alla curva di saturazione. Se l'unità interna può richiamare anche aria esterna allora si ha una trasformazione di raffreddamento con deumidificazione AJ (retta della batteria).

Successivamente l'aria ambiente, A, viene riscaldata, mediante una batteria calda, fino al punto B. La miscelazione dell'aria primaria ,P, e dell'aria del mobiletto, B, porta alle condizioni I lungo la retta ambiente .

La retta limite è la AP. In Figura 29 si ha la rappresentazione delle trasformazioni che avvengono in un fan coil in regime invernale ma senza post riscaldamento.

L'aria primaria satura, nelle condizioni del punto R', viene direttamente miscelata con l'aria riscaldata nel fan coil ottenendo, con opportune portate delle due correnti, il punti di lavoro I.

4.4.1 CARATTERISTICHE E PRESTAZIONE DEI FAN COIL

I *termoventilconvettori*, o *Fan Coil*, possono lavorare sia con aria primaria che, a differenza dei mobiletti ad induzione, senza aria primaria.

Fan Coil con Aria Primaria

Se lavorano con aria primaria i Fan Coil forniscono, solitamente, solo calore sensibile mediante la batteria (fredda in estate e calda in inverno). L'abbattimento del calore latente dell'ambiente è affidato quasi del tutto all'aria primaria, come si è visto nelle figure precedenti.

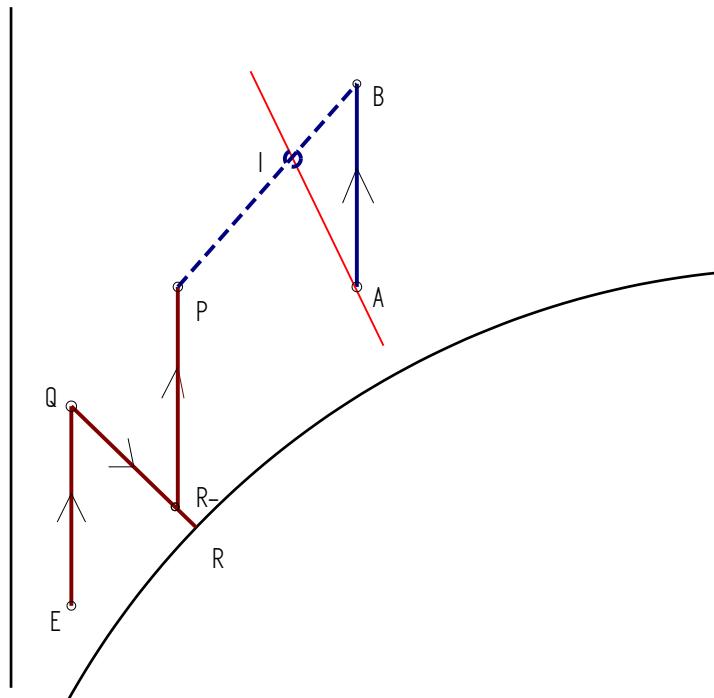


Figura 28: Fan coil in regime invernale

Fan Coil senza Aria primaria

Poiché viene a mancare la capacità di deumidificazione dell'aria primaria allora i fan coil debbono, in qualche modo, deumidificare localmente (abbattere il calore latente).

Considerate le caratteristiche costruttive di questi terminali il calore latente che possono abbattere è sempre modesto. In Figura 30 si hanno le trasformazioni per il funzionamento estivo di un fan coil con presa di aria esterna.

Questa, nelle condizioni E, si micella all'aria ambiente, A, per ottenere il punto di miscelazione M. La batteria raffredda e deumidifica secondo la propria retta di carico.

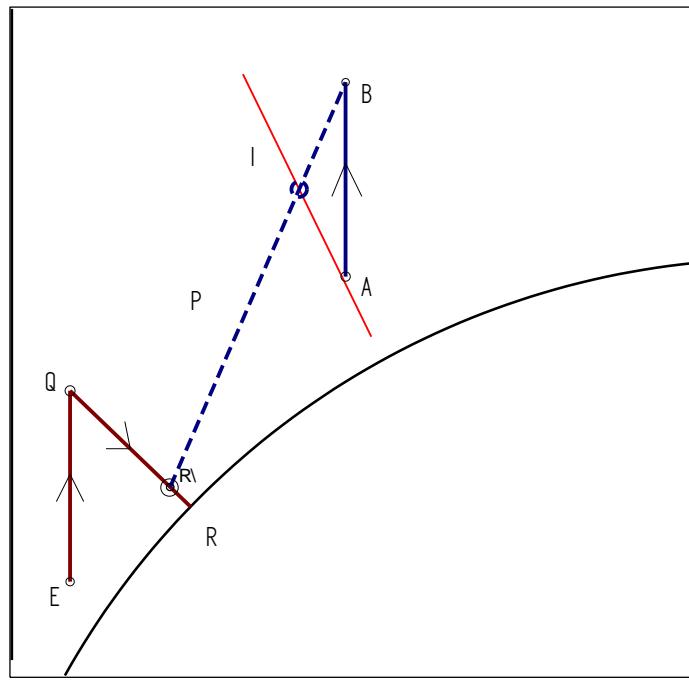


Figura 29: Fan Coil in regime invernale senza post riscaldamento

Il punto di immissione dell'aria in ambiente è I che, scegliendo opportunamente le portate, giace sulla retta ambiente .

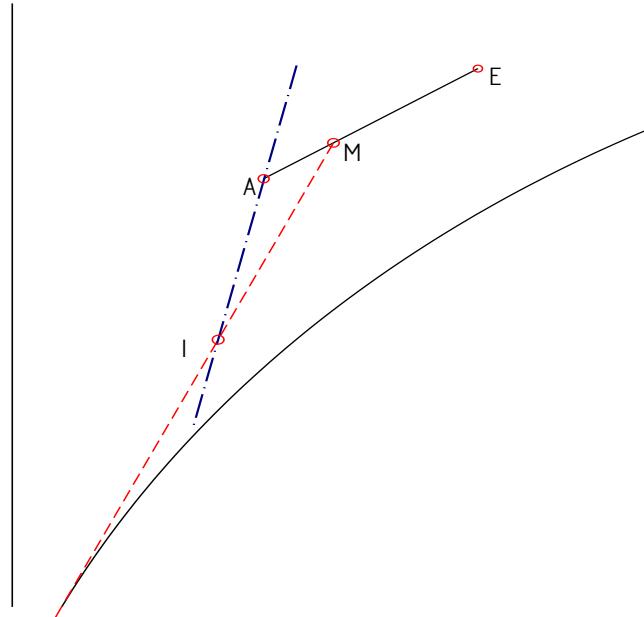


Figura 30: Funzionamento dei fan coil con presa di aria esterna

Caratteristiche prestazionali

In Figura 32 si ha un esempio di dati prestazionali per fan coil commerciali. In essa si possono vedere: la portata d'aria trattata, il carico sensibile e quello totale ottenibile e le potenze elettriche del ventilatore.

Si osservino le condizioni della temperatura ambiente di riferimento pari a 20 °C e 27°C rispettivamente per il periodo invernale ed estivo. Nel caso di post riscaldamento aggiuntivo è presente anche una resistenza elettrica la cui potenza dipende dalla grandezza del modello considerato.

In Figura 33 si hanno i dati dimensionali per la stessa tipologia di fan coil e il peso.

La configurazione utilizzata per i fan coil può anche differire da quella indicata in figura potendosi avere anche mobiletti installati in alto, o incassati o canalizzati. Di volta in volta si dovranno consultare i cataloghi tecnici forniti dai costruttori.

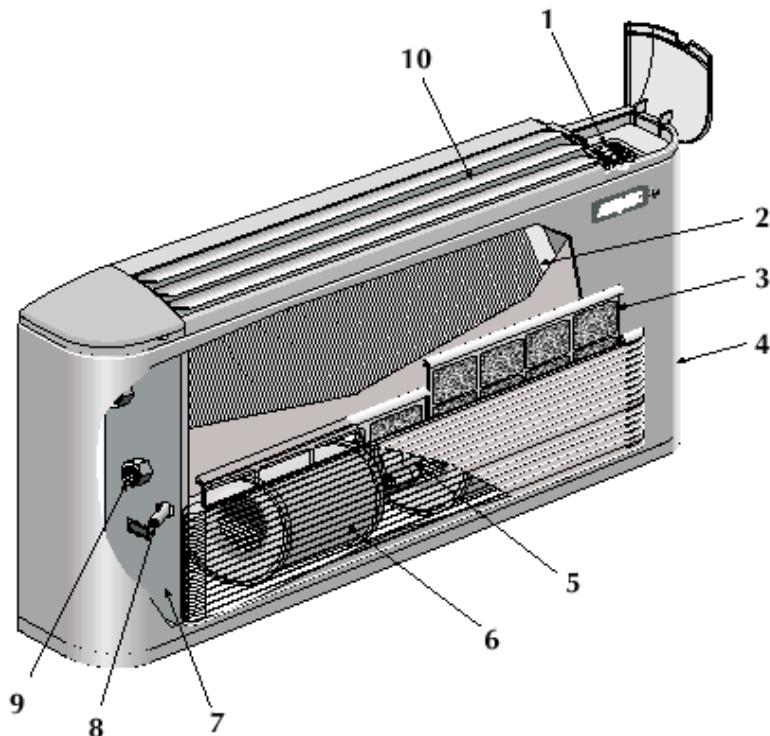


Figura 31: Sezione con particolari costruttivi di un moderno fan coil

Si osservi che i mobiletti dei fan coil debbono sempre prevedere, qualunque sia il tipo di installazione, la vaschetta di raccolta della condensa prodotta dalla batteria fredda. Questa si calcola mediante la semplice relazione:

$$\dot{m}_{condensa} = G \cdot x \cdot \frac{Q_L}{r}$$

ove si ha il simbolismo:

G portata d'aria, m^3/s

x variazione dell'umidità specifica associata fra esterno ed interno, $\text{g}/\text{kg}_{\text{as}}$
densità dell'aria, kg/m^3

Q_L Carico latente, W

r calore latente di condensazione del vapore acqueo, kJ/kg .

Regolazione dei fan Coil

I Fan Coil hanno avuto uno sviluppo grandissimo in questi ultimi anni perché consentono di climatizzare gli ambienti senza gli ingombri dei canali d'aria²³ e perché consentono una climatizzazione personalizzata per ogni ambiente grazie alla facilità di regolazione.

I metodi utilizzati per la regolazione sono:

Parzializzazione della portata di acqua (fredda o calda in funzione del periodo) mediante valvola modulante o valvole di zona;

Variazione della temperatura dell'acqua di alimentazione della batteria mediante valvola a tre vie comandata da una sonda ambiente, come mostrato in Figura 41.

²³ Si ricordi che nel caso di aria primaria la portata è solo relativa al ricambio fisiologico e quindi spesso molto minore di quella termodinamica necessaria per gli impianti a tutt'aria.

FCX	FCX 17				
Potenza termica		max.	W	2490	
Potenza termica		med.	W	2070	
Potenza termica		min.	W	1610	
Potenza termica (acqua ingresso 50°C)			W	1450	
Potenza termica resistenza elettrica			W	700	
Portata acqua			l/s	0,0594	
Perdite di carico acqua			kPa	2,8	
Potenza frigorifera totale		max.	W	1000	
Potenza frigorifera totale		med.	W	890	
Potenza frigorifera totale		min.	W	720	
Potenza frigorifera sensibile		max.	W	830	
Potenza frigorifera sensibile		med.	W	710	
Potenza frigorifera sensibile		min.	W	540	
Portata acqua			l/s	0,0478	
Perdite di carico acqua			kPa	2,6	
Portata aria		max.	m ³ /s	0,0556	
Portata aria		med.	m ³ /s	0,0444	
Portata aria		min.	m ³ /s	0,0306	
Numeri di ventilatori				1	
Pressione sonora		max.	dB(A)	38,5	
Pressione sonora		med.	dB(A)	32,5	
Pressione sonora		min.	dB(A)	27,5	
Potenza sonora		max.	dB(A)	47	
Potenza sonora		med.	dB(A)	41	
Potenza sonora		min.	dB(A)	36	
Contenuto acqua		I		0,58	
Potenza max. motore		W		35	
Corrente max. assorbita		A		0,16	
Potenza max. motore res. elettrica		W		735	
Corrente assorbita con res. elettrica		A		3,2	
Attacchi batteria 3R		pollici		1/2	
Attacchi batteria 1R		pollici		1/2	
Dimensioni: Altezza		mm		563	
Dimensioni: Larghezza		mm		640	
Dimensioni: Profondità		mm		220	
Altezza zoccoli		mm		105	
Peso netto versione A senza zoccoli		kg		13	
Peso netto versione U		kg		13	
Peso netto versione P		kg		11	
Tensione di alimentazione		V		230	
Frequenza di alimentazione		Hz		50	
Numero di fasi alimentazione				1	
Fattore riduzione Qt refrigerazione		med.		0,89	
Fattore riduzione Qs refrigerazione		med.		0,86	
Fattore riduzione Qt refrigerazione		min.		0,72	
Fattore riduzione Qs refrigerazione		min.		0,65	
Fattore riduzione Qt riscaldamento		med.		0,83	
Fattore riduzione Qt riscaldamento		med.		0,65	
Fattore riduzione Qt riscaldamento 1R		min.		0,89	
Fattore riduzione Qt riscaldamento 1R		min.		0,73	
Fattore riduzione Qt esp. diretta		med.		0,84	
Fattore riduzione Qs esp. diretta		med.		0,83	
Fattore riduzione Qt esp. diretta		min.		0,61	
Fattore riduzione Qs esp. diretta		min.		0,58	

Figura 32: Prestazioni dei Fan Coil

Fan Coil canalizzati

In alcuni casi i fan coil possono essere canalizzati trasformandosi in una sorta di piccole unità di trattamento aria con sola batteria calda e/fredda. In questo caso essi vengono montati a soffitto in modo da potere inserire i canali all'interno di eventuali controsofitti.

Si tenga presente che per la configurazione canalizzata i fan coil debbono essere dotati di ventole di adeguata potenza e prevalenza in modo da consentire l'invio dell'aria in zone lontane (entro una decina di metri) rispetto al mobiletto. Dalla Figura 46 fino alla Figura 51 si hanno alcuni schemi di installazione dei fan coil canalizzati con e senza presa di aria esterna. Non sono tutte quelle possibili ma possono già fornire una idea sulla moltitudine di configurazioni possibili. I fan coil canalizzati possono anche essere verticali da parete, anche qui con una vasta casistica di configurazioni di montaggio che per semplicità viene omessa. Occorre sempre prevedere lo scarico della condensa con tubazione che porta la condensa sulla rete fognante o a perdere su terreno aperto.

Inoltre è sempre opportuno prevedere aperture di ispezione sufficienti sia per la normale manutenzione del fan coil che per il cambio dei filtri dell'aria che debbono essere sostituiti almeno ad ogni inizio di stagione.

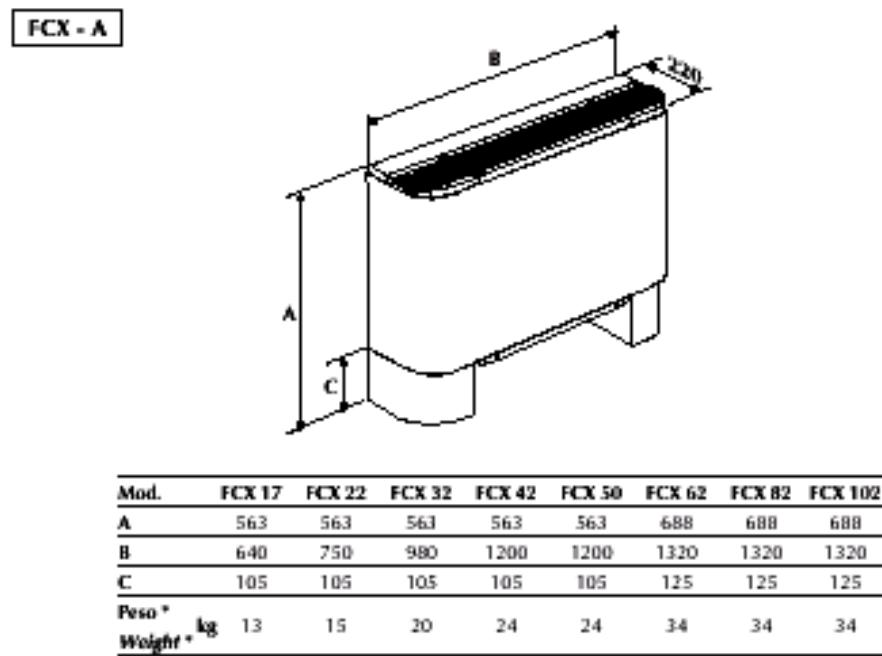


Figura 33: Dati dimensionali dei fan coil

4.5 CONSIDERAZIONI PROGETTUALI PER GLI IMPIANTI MISTI

Per un corretto dimensionamento delle apparecchiature che compongono un impianto misto occorre tenere presenti le seguenti considerazioni:

4.5.1 UNITÀ DI TRATTAMENTO DELL'ARIA PRIMARIA

Questa apparecchiatura ha lo scopo di trattare l'aria primaria che deve garantire le condizioni di benessere interno agli ambienti.

Essa deve essere calcolata in funzione delle portate di aria di rinnovo previste dalle attuali norme (UNI 10339) o dalla metodologia indicata da *O. Fanger*.

Condizioni estive

L'unità di trattamento aria per la preparazione dell'aria primaria in condizioni estive effettua le operazioni indicate in Figura 34: l'aria esterna (punto A) viene raffreddata e deumidificata fino al punto più basso possibile, punto B, e quindi immessa negli ambienti.

Si osservino in Figura 35 le grandezze di scambio calcolate per le trasformazioni suddette.

L'aria primaria immessa apporta il seguente calore sensibile:

$$Q_s = \dot{m}_{pa} C_{pa} (t_{Amb} - t_{Ap})$$

Che dovrà sommarsi a quello ceduto dai fan coil ed inoltre apporta il seguente calore latente:

$$Q_L = \dot{m}_{Ap} L (X_{Amb} - X_{Ap})$$

Che praticamente deve soddisfare da solo il carico latente dell'ambiente essendo quello dei fan coil del tutto trascurabile nelle normali condizioni d'uso.

In Figura 36 si ha una rappresentazione schematica di un impianto misto nell'ipotesi che l'aria primaria sia relativa ad un solo ambiente.

Le trasformazioni indicate sono:

- AD raffreddamento con deumidificazione dell'aria esterna (primaria) nell'UTA;
- CD raffreddamento dell'aria ambiente mediante fan coil;

M punto di miscelazione fra aria primaria (B) e aria ambiente raffreddata (D). Questa miscelazione avviene in abiente per effetto sia dell'immissione dell'aria primaria che dell'effetto del fan coil;

MC retta ambiente: l'aria miscelata M porta l'ambiente nelle condizioni di progetto (C).

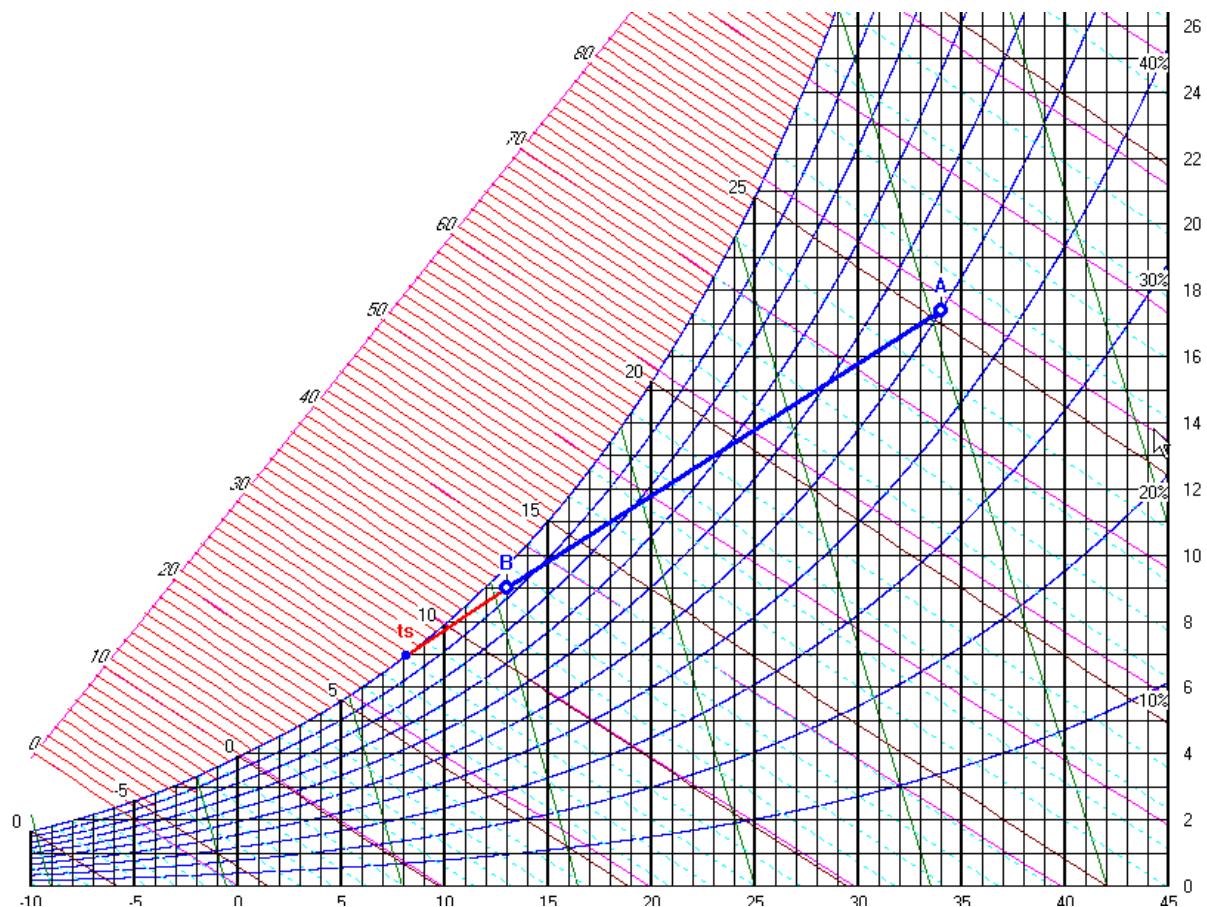


Figura 34: Trattamento aria primaria in condizioni estive

--RAFF. CON DEUMIDIFICAZIONE--
 $Q_s = 59.629 \text{ kW}$
 $Q_t = 119.429 \text{ kW}$
 $Q_s/Q_t = 0.499$
 $q_x = 23.338 \text{ g/s}$
 $dh/dx = 5.117$
 $f_s = 0.812$; fattore di contatto
 $q_{mB} = 2.7777 \text{ kg/s}$; portata massica
 $q_{vB} = 9267 \text{ m}^3/\text{h}$; portata volumica
 $q_{mB} = 2.7777 \text{ kg/s}$; portata massica
 $q_{vB} = 8520 \text{ m}^3/\text{h}$; portata volumica
 $d_t = 21.00 \text{ K}$
 $d_x = 8.40 \text{ g/kg}$
 $dh = 42.996 \text{ kJ/kg}$

Figura 35: Calcoli termoigometrico per l'aria primaria in condizioni estive

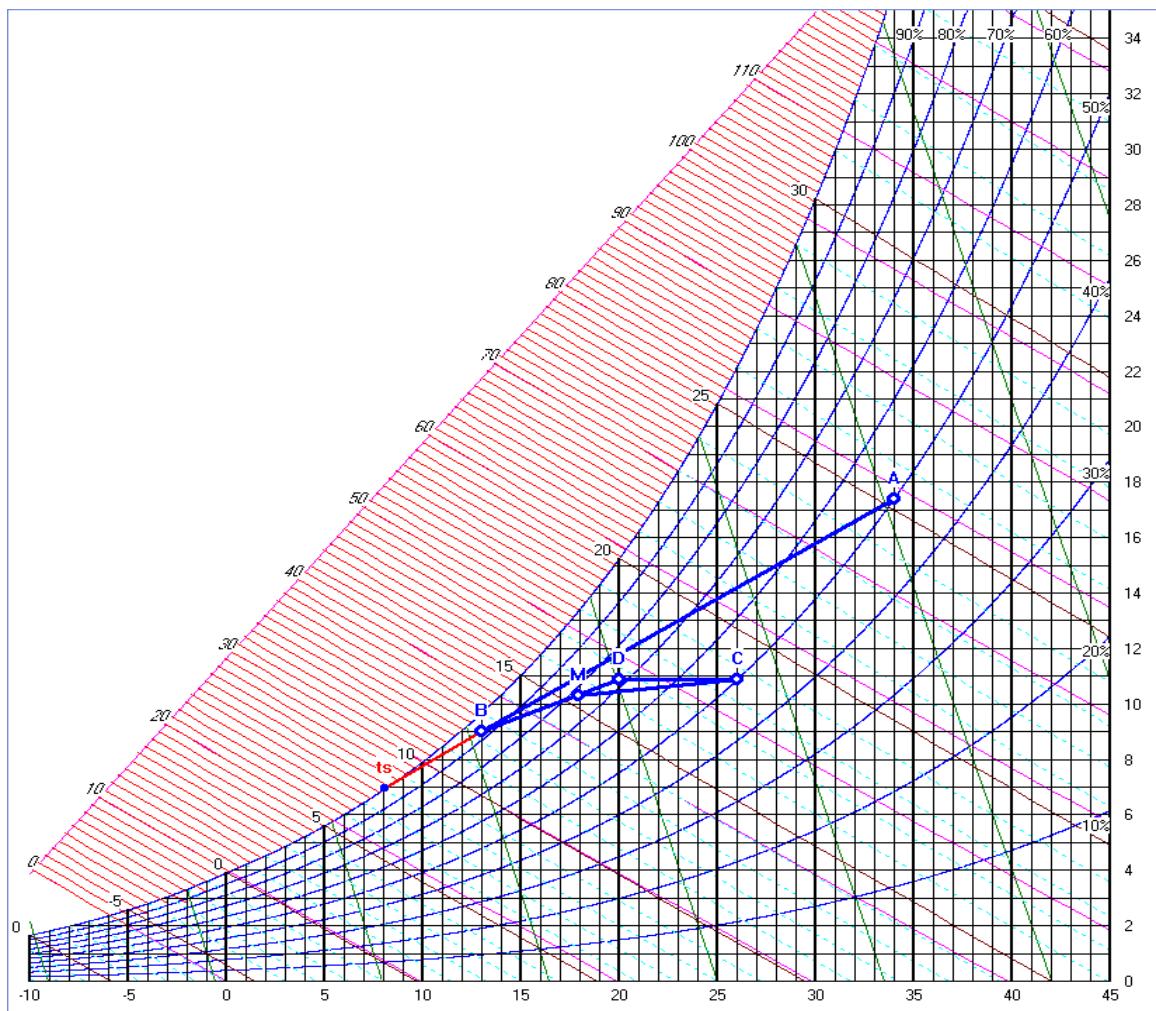


Figura 36: Rappresentazione di un impianto misto nel piano psicrometrico

Condizioni invernali

Nel caso invernale l'aria primaria subisce le trasformazioni indicate in Figura 37: l'aria esterna (punto A) viene riscaldata ad una temperatura di 28-30 °C (29 nell'esempio di figura) e quindi umidificata (a vapore in figura) fino alle condizioni finali (punto C) di immissione negli ambienti.

In Figura 38 si ha il quadro riassuntivo dei calcoli termoigrometrici delle trasformazioni sopra indicate. Vale quanto detto in precedenza per gli apporti di calore sensibile e latente.

In Figura 39 si ha la rappresentazione di quanto avviene in un impianto di condizionamento invernale con aria primaria e fan coil.

Supposto che l'aria primaria sia quella del solo ambiente in elaborazione, l'aria esterna passa dalle condizioni A alle condizioni B per solo riscaldamento. Successivamente per umidificazione a vapore l'aria passa da B alle condizioni C (con 11 g/kg di umidità assoluta) che sono quelle dell'aria primaria immessa.

Nel fan coil l'aria ambiente D viene riscaldata fino alle condizioni del punto E e quindi avviene, all'interno dell'ambiente, la miscelazione con l'aria primaria C ottenendo il punto, indicato ancora con la lettera M, sulla retta ambiente.

L'aria così miscelata è in grado di portare l'ambiente alle condizioni di temperatura ed umidità di progetto.

In Figura 40 si hanno i valori del calore sensibile e totale della trasformazione (carico ambiente) MD sopra citata.

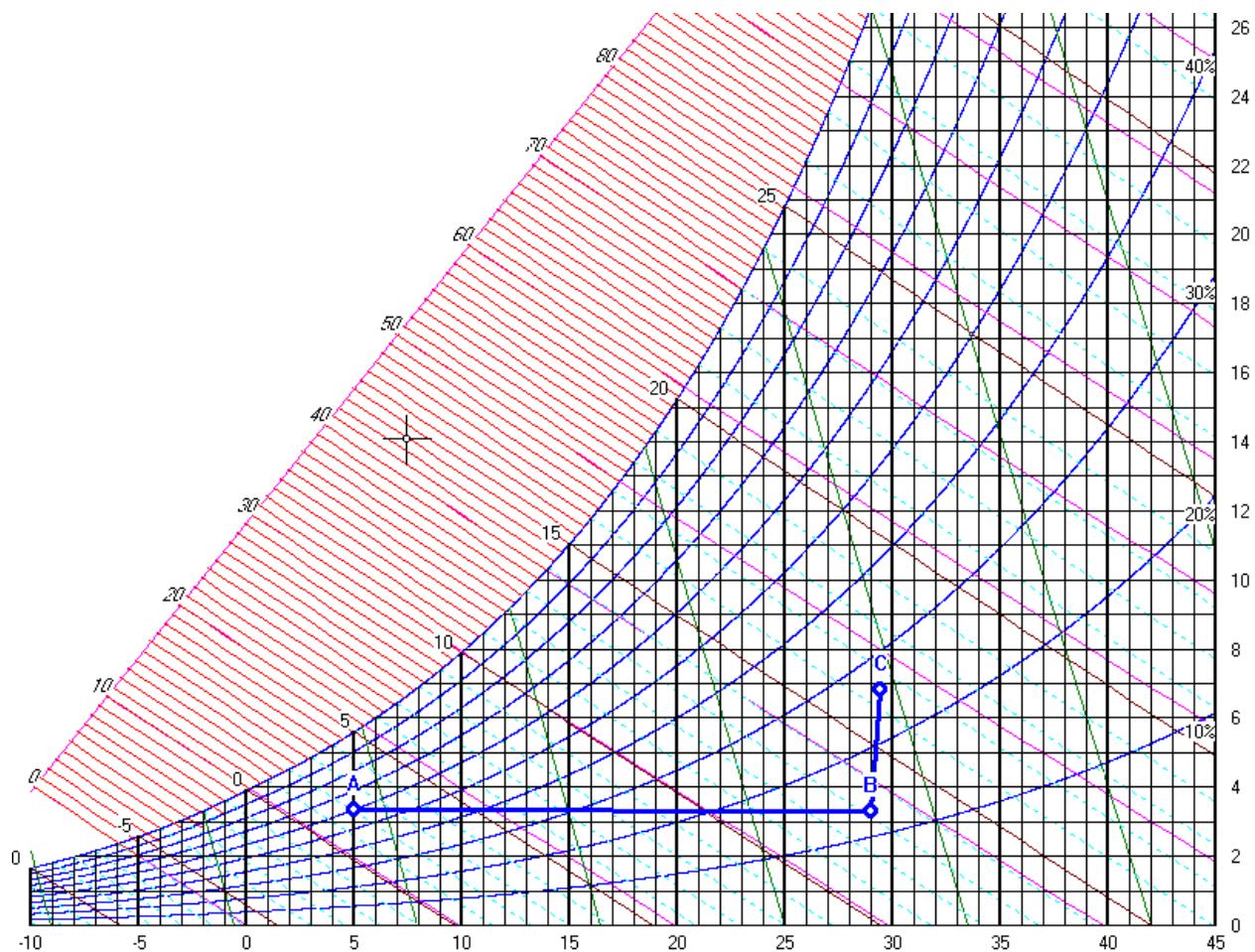


Figura 37: Trattamenti per l'aria primaria in condizioni invernali

--RISCALDAMENTO--

$$Q_s = 67.135 \text{ kW}$$

qmA = 2.7777 kg/s ; portata massica

qvA =8207 m³/h : portata volumica

QMB = 2.7777 kg/s : portata massica

$\sigma_{VB} = 8915 \text{ m}^3/\text{h}$: partata volumica

dt = 24.00 K

$dt = 24.00 \text{ s}$

$$db = 24.169 \text{ kJ/kg}$$

--INTRODUZIONE--

COMBUSTION

centro = 3.3333 kg/s = portata massima

$\tau_{\text{B}} = 2.1111 \text{ kg/s}$; portata massica

$q_{VB} = 8915 \text{ m}^3/\text{h}$; portata volumica

gmC =2.1111 kg/s ; portata massica

qvC = 8977 m

dt = 0.42 K

$$\mathbf{dx} = 3.50 \text{ g/kg}$$

Figura 38: Calcoli termoigrometrico per l'aria primaria in condizioni invernali

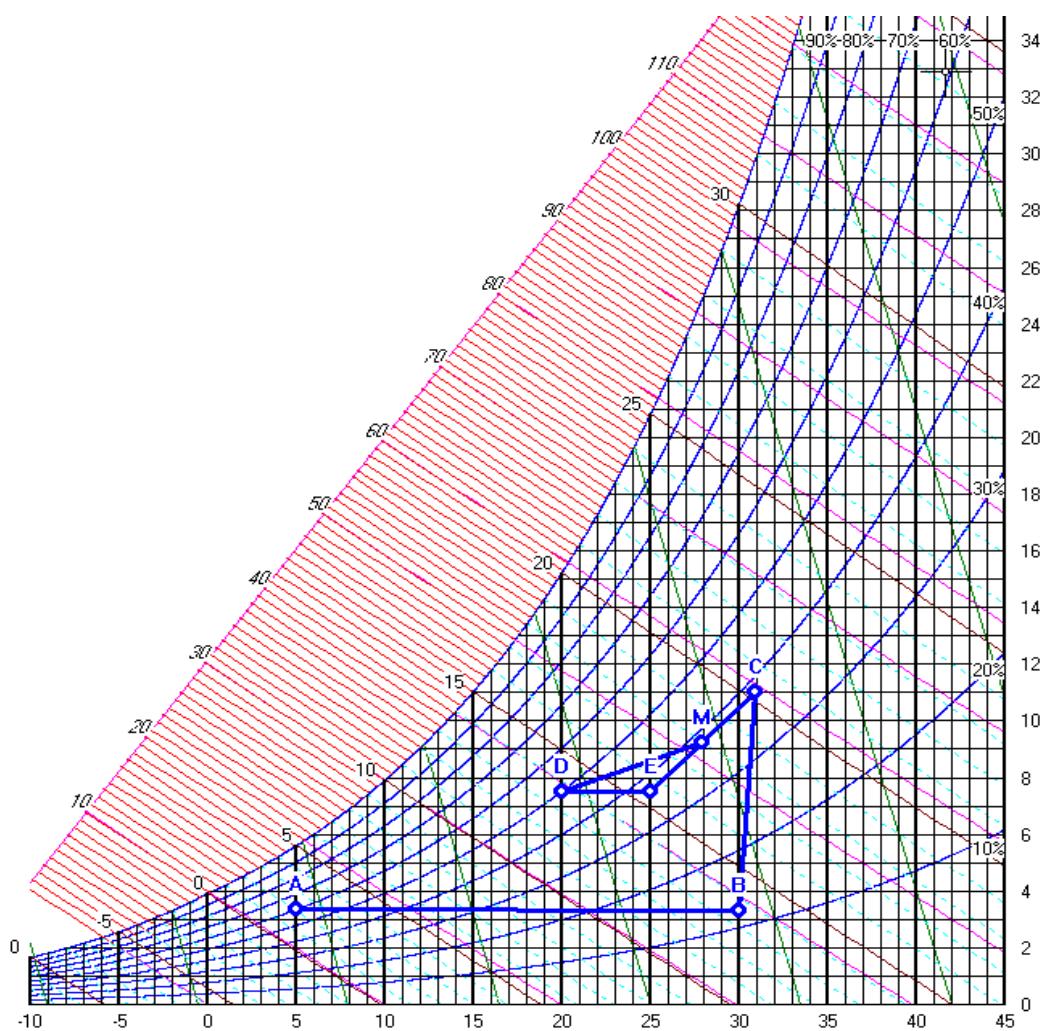


Figura 39: Schema di funzionamento di un impianto AP + FC invernale

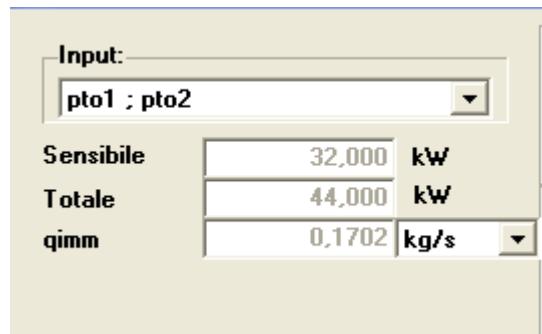


Figura 40: Carico termico della trasformazione MD

Regolazione negli impianti misti

Un elemento importante e fondamentale per il corretto funzionamento degli impianti misti è la regolazione elettronica. Si osservi che le condizioni di immissione dell'aria primaria (punto J della Figura 41) sono comuni a tutti gli ambienti e cioè la temperatura e l'umidità assoluta sono costanti. Le portate di aria primaria sono pari almeno alle portate fisiologiche richieste nei singoli ambienti. Ne consegue che sull'aria primaria possiamo agire poco se non in centrale di trattamento aria sul punto di immissione comune. In qualche caso può convenire post-riscaldare localmente l'aria primaria immessa.

Il funzionamento dei fan coil è regolato mediante una valvola a tre vie miscelatrice che regola la temperatura dell'acqua in ingresso alla batteria (fredda o calda a seconda della stagione) in modo da far variare la temperatura di uscita dell'aria (punto B di Figura 41).

Inoltre è anche possibile (*nei fan coil con sistemi di controllo adeguati, ad esempio mediante inverter sul motore*) far variare la velocità della ventola dei fan coil per variare la portata di aria trattata.

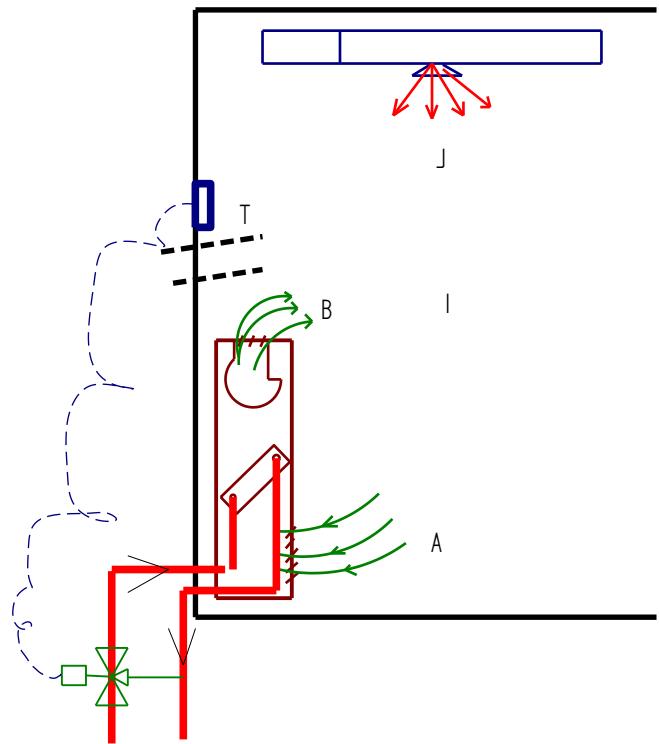


Figura 41: Regolazione dei fan coil mediante valvola a tre vie

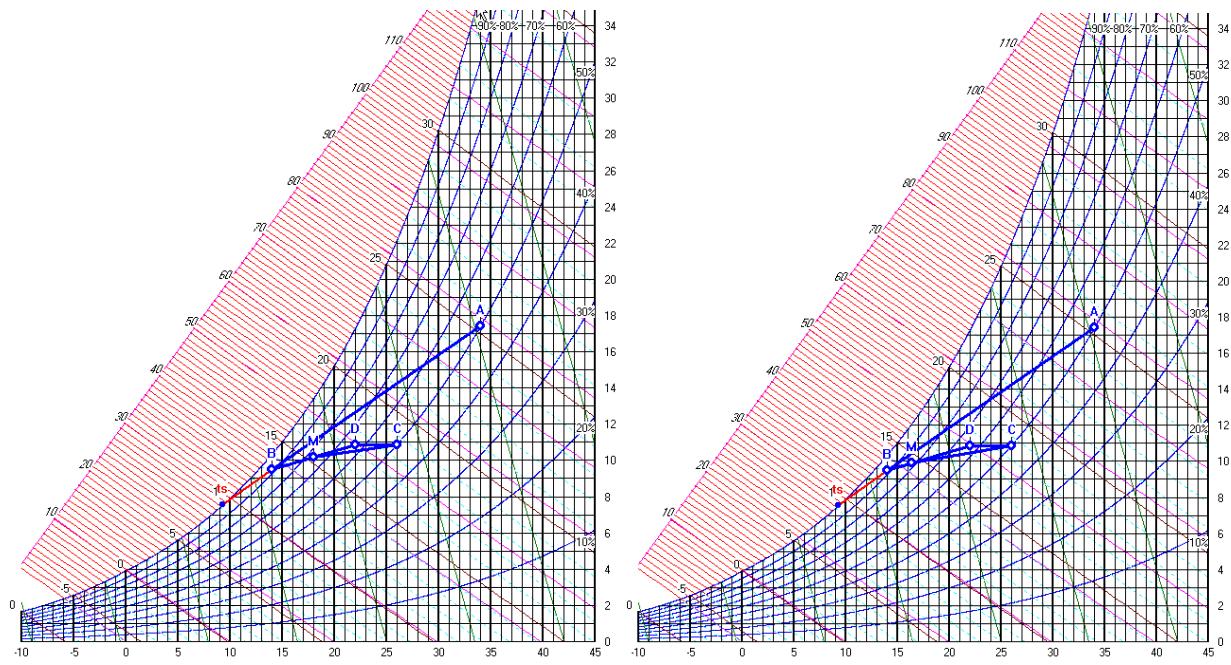


Figura 42: Regolazione estiva mediante variazione della portata di FC

In Figura 42 si ha un esempio di regolazione estiva mediante variazione della velocità della soffiante del fan coil (e quindi della portata d'aria da questo trattata) sia in aumento che in decremento.

In Figura 43 si ha un esempio di regolazione estiva ottenuta facendo variare il punto di immissione dell'aria primaria.

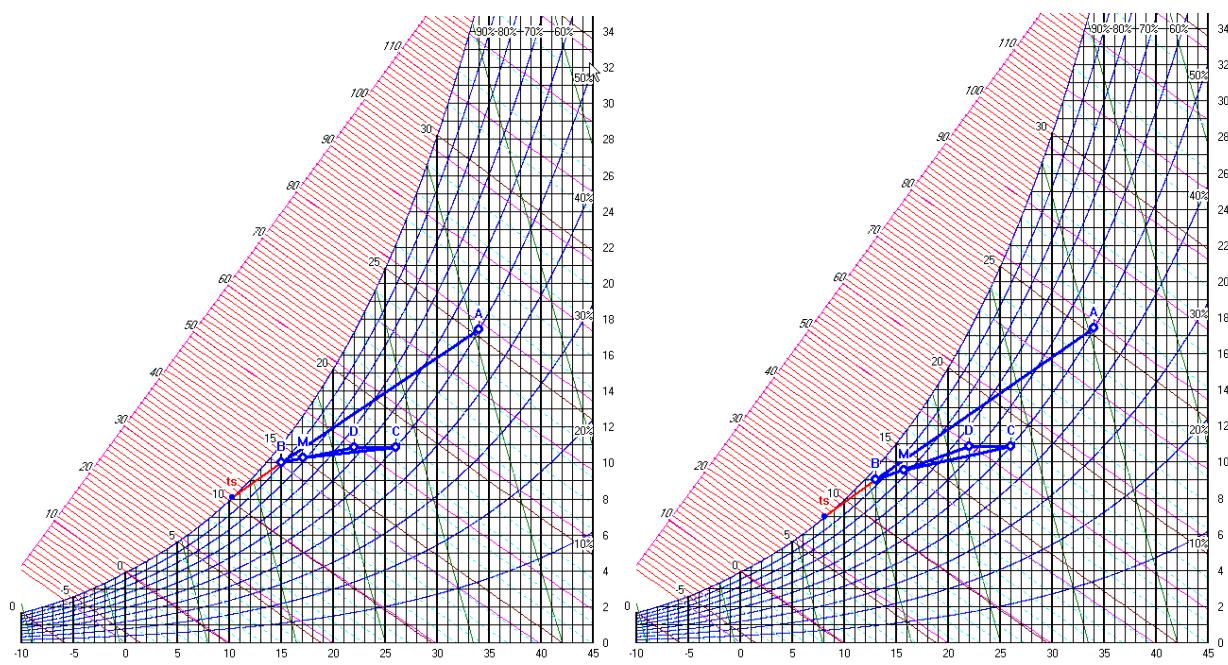


Figura 43: Relazione estiva mediante variazione delle condizioni dell'aria primaria

Va osservato che nel caso in cui non si varino sia la portata trattata nei fan coil che il punto di immissione dell'aria primaria allora si varia il calore sensibile fornito dal fan coil mediante la variazione del punto di mescolamento dell'acqua fredda (in estate) o dell'acqua calda (in inverno) con la valvola a tre vie miscelatrice sia per effetto della variazione del carico interno dell'ambiente sia per variazione del punto di lavoro del termostato ambiente.

In tutti i casi la regolazione termica mediante la valvola miscelatrice a tre vie risulta fondamentale per il corretto utilizzo del sistema di condizionamento misto. In Figura 44 e in Figura 45 si hanno gli analoghi casi di regolazione invernale sia mediante variazione di portata dei fan coil che del punto di immissione dell'aria primaria.

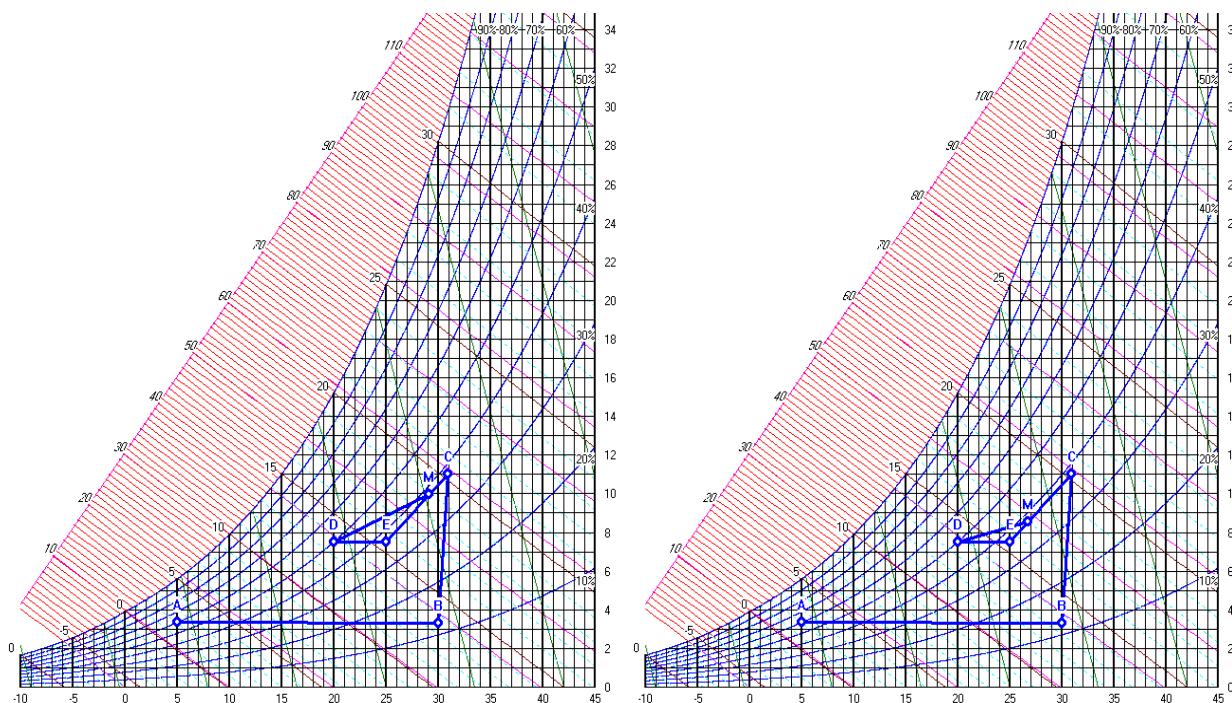


Figura 44: Regolazione invernale mediante variazione della portata del fan coil

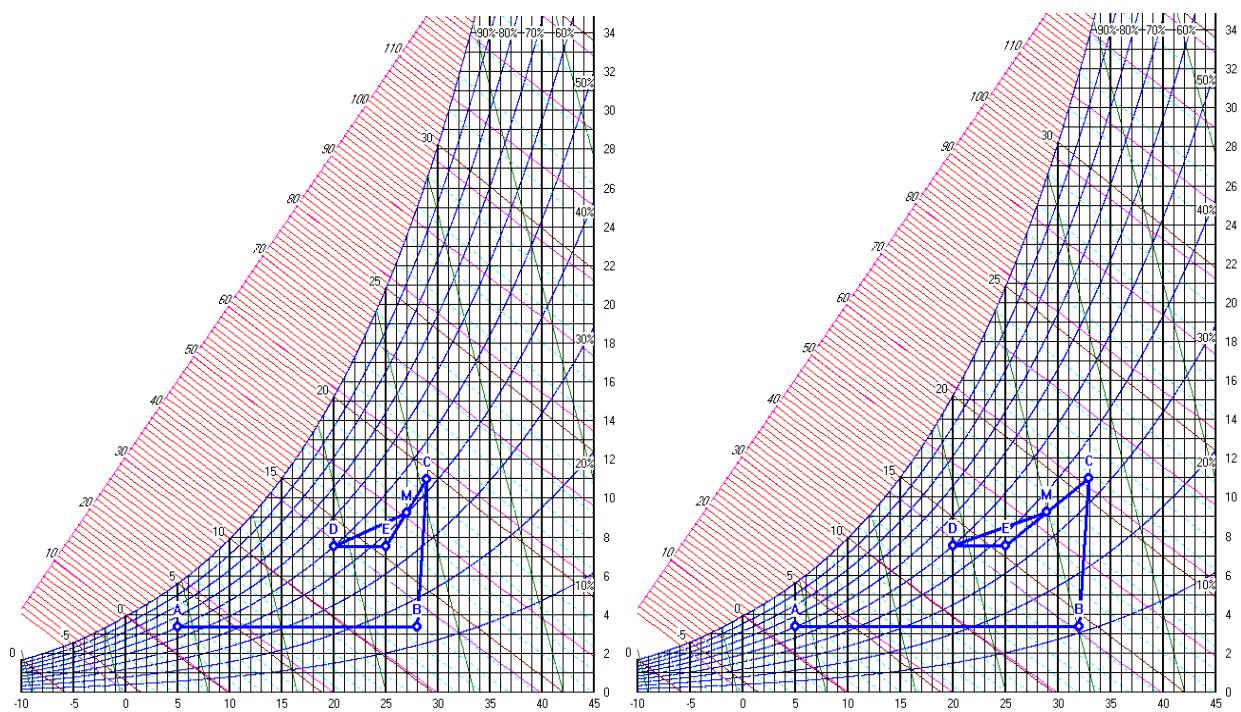


Figura 45: Regolazione invernale mediante variazione della temperatura dell'aria primaria

Altre notizie sulla regolazione degli impianti misti possono essere reperite nei manuali specializzati.

Tipologie di installazione delle UTA dell'aria primaria all'interno degli ambienti

I fan coil possono essere di vario tipo, come più volte accennato: ad esempio possono essere appoggiati su pavimento, pensili, a soffitto e quindi consentono un'ampia tipologia di installazione. Le unità di aria primaria sono canalizzabili e pertanto possono presentare difficoltà di installazione per il cronico problema di mancanza di spazi per i canali di distribuzione.

Nelle figure seguenti si hanno esempi vari di installazione di queste unità all'interno degli ambienti.

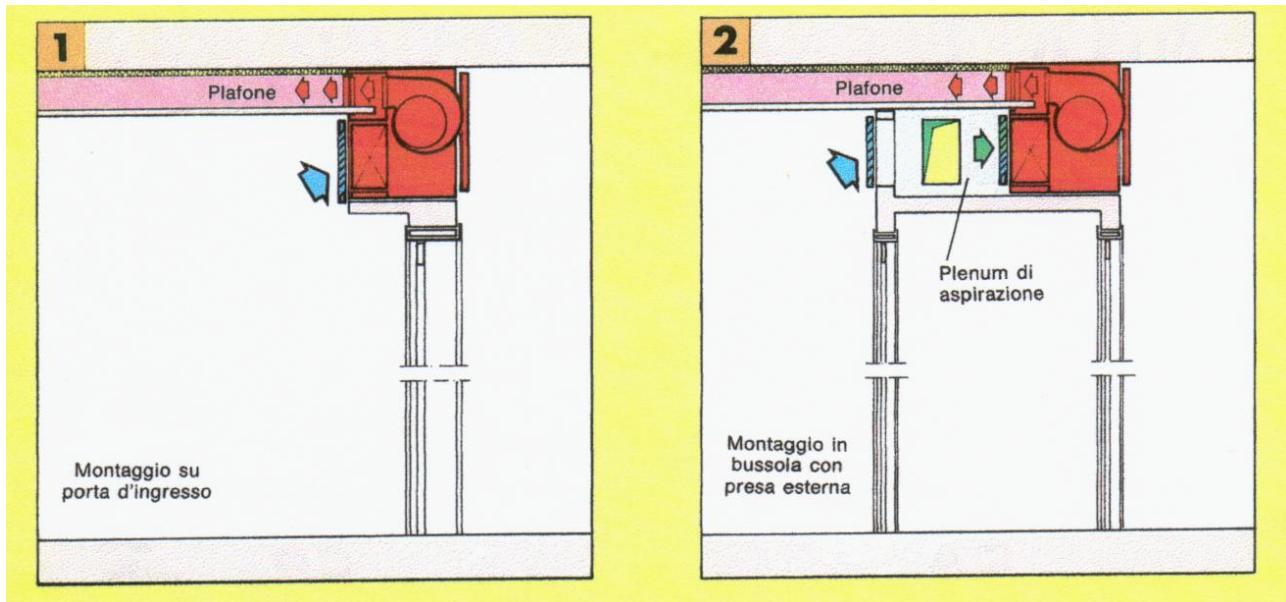


Figura 46: Disposizione dei fan coil canalizzati

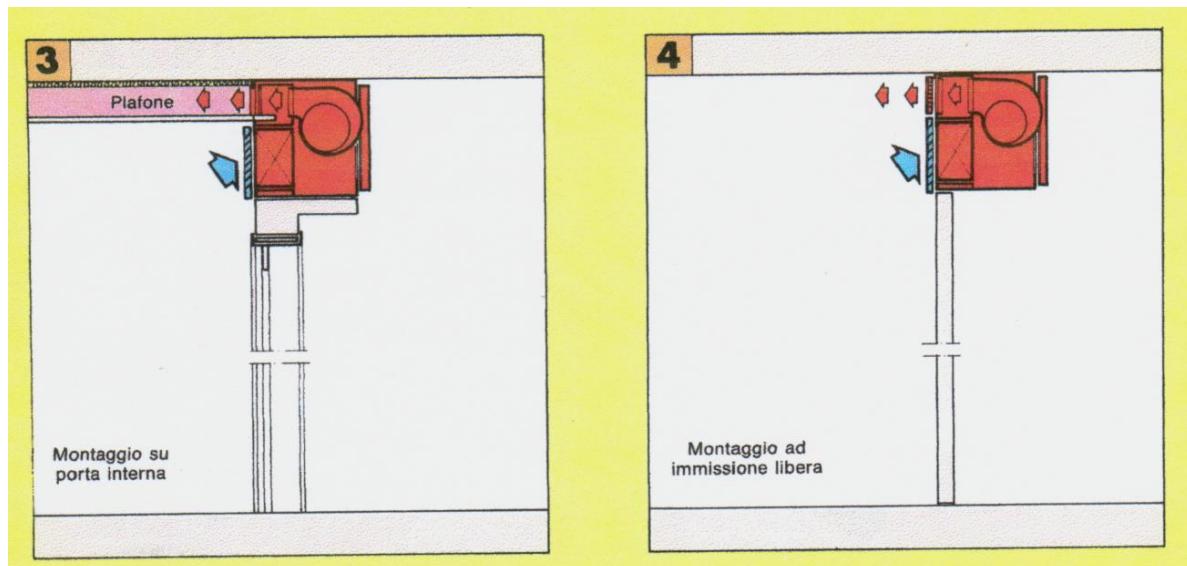


Figura 47: Disposizione dei fan coil canalizzati

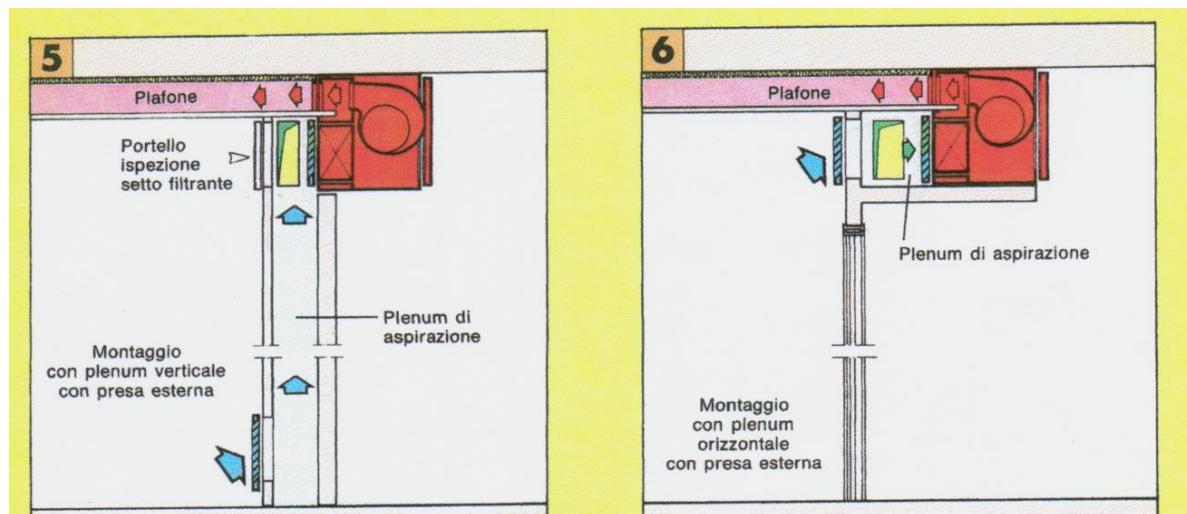


Figura 48: Disposizione dei fan coil canalizzati

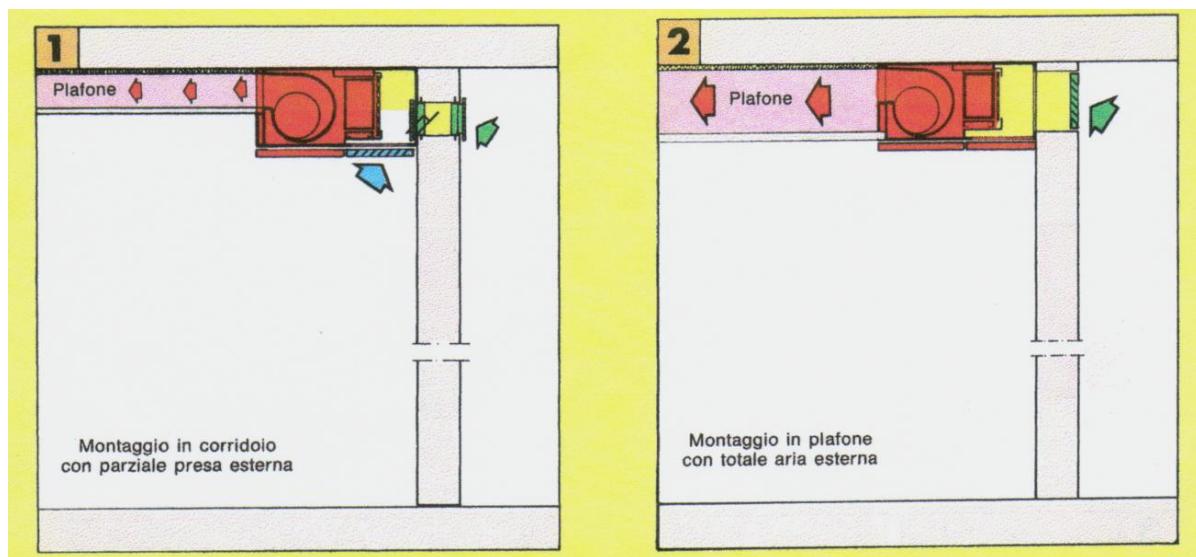


Figura 49: Disposizione dei fan coil canalizzati

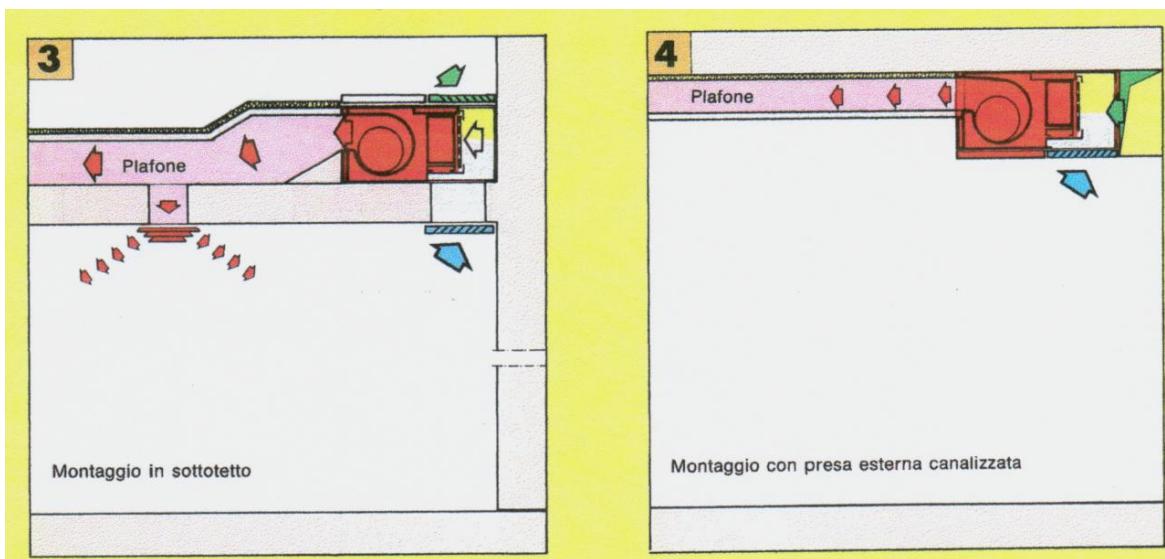


Figura 50: Disposizione dei fan coil canalizzati

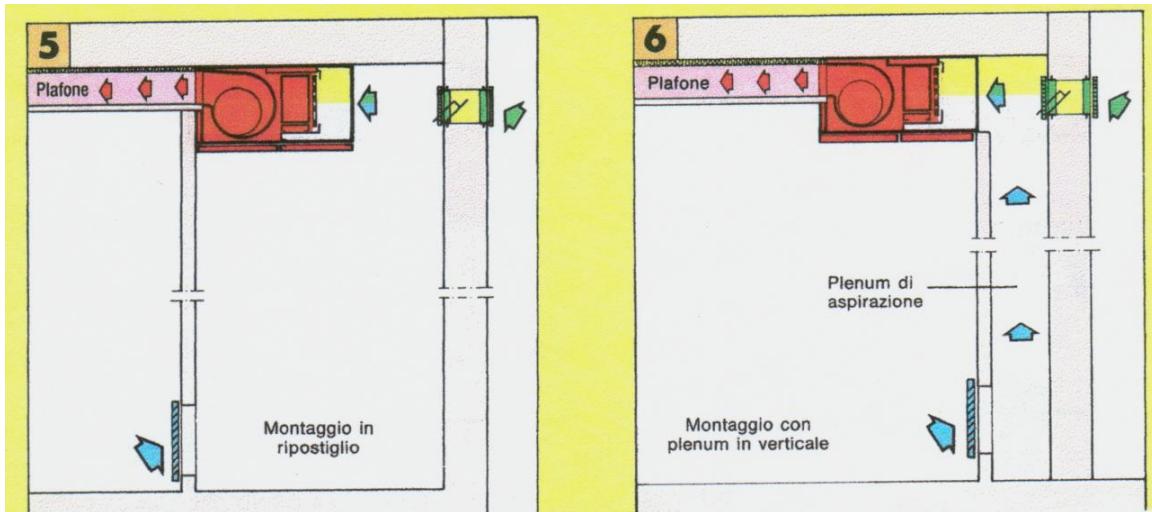


Figura 51: Disposizione dei fan coil canalizzati

Inoltre l'UTA deve provvedere:

Al controllo indiretto dell'umidità relativa dell'ambiente in caso di climatizzazione invernale;

Al controllo indiretto dell'umidità relativa dell'ambiente in caso di climatizzazione estiva;

Controllo sulla filtrazione dell'aria di rinnovo con mantenimento indiretto del massimo valore di polverosità;

Rimozione degli inquinanti ambiente con la massima efficienza possibile;

Garantire la privacy evitando dirette comunicazioni fra gli ambienti²⁴;

Non incrementare la rumorosità di fondo;

Non creare fastidiose correnti d'aria per effetto di differenze di velocità relative e di temperature.

Pressurizzazione dell'edificio

La pressurizzazione dell'edificio è ottenuta mediante un'immissione dell'aria a pressione superiore a quella interna degli ambienti. Quest'operazione consente di:

Controllare la trasmigrazione dell'aria tra ambienti

Controllare l'infiltrazione dell'aria dall'esterno.

²⁴ Il suono prodotto in un ambiente viene facilmente trasmesso attraverso i canali, come attraverso una sorta di guida d'onda, e così diffuso negli altri ambienti. Per evitare questi effetti di bypass acustici occorre progettare con cura i canali, inserendo all'interno opportune trappole acustiche.

Controllo termico degli ambienti

Il controllo termico degli ambienti, scopo fondamentale dell'impianto di climatizzazione, ha lo scopo di:

Integrare o detrarre i carichi di energia termica nelle mezze stagioni;

Caratterizzare le zone a diverso *fattore termico* con richiesta contemporanea di caldo e di freddo;

Integrare il funzionamento dei ventilconvettori nelle stagioni di massima richiesta energetica.

4.5.2 CRITERI DI PROGETTO PER GLI IMPIANTI MISTI

Con questa tipologia di impianti si ha il seguente bilancio del carico sensibile:

$$Q_s = \dot{m}_{al} C_p (t_{ai} - t_{al}) = Q_{FC} \quad [29]$$

ove si ha il simbolismo:

Q_s	carico sensibile della zona i.esima;
\dot{m}_{al}	portata d'aria primaria nella zona i.esima;
t_{al}	temperatura dell'aria primaria di immissione;
t_{ai}	temperatura dell'aria nella i.esima zona.
Q_{FC}	flusso termico ceduto dai fan coil.

Per il bilancio del vapor d'acqua si ha l'equazione:

$$G_v = \dot{m}_{al} x_i - x_l \quad [30]$$

ove si ha:

G_v	produzione di vapore nella i.esima zona;
x_i	umidità specifica dell'aria primaria di immissione;
x_l	umidità specifica della i.esima zona.

Le due equazioni consentono una progettazione flessibile degli impianti misti.

La [29] ci dice che il carico sensibile di una zona può essere soddisfatto in infiniti modi a seconda della suddivisione degli addendi a secondo membro, cioè a seconda di quanto si vuole attribuire all'aria e quanto all'acqua.

Di solito si fa in modo di inviare una portata di aria primaria pari a quella di solo ricambio fisiologico e nelle condizioni di temperatura minima possibile a seconda della batteria fredda.

Ciò, naturalmente, non consente sempre un controllo ottimale dell'umidità interna delle zone, come si è osservato anche per gli impianti a doppio condotto.

L'aria primaria fornisce il carico latente:

$$Q_L = \dot{m}_{al} x_i - x_l = r \quad [31]$$

mentre ai *fan coil* si lascia il carico sensibile secondo la [29].

4.5.3 CRITERI DI PROGETTO DEI VENTILCONVETTORI

I ventilconvettori (*fan coil*) hanno lo scopo di controllare la temperatura ambiente invernale ed estiva con tolleranze ristrette ($\pm 2^\circ\text{C}$) rispetto al valore di progetto. Le norme UNI 10339 stabiliscono i seguenti valori delle temperature a bulbo secco: Inverno 20°C , Estate 26°C .

Le velocità massime di variazione debbono essere $t_{bs} < 1^\circ\text{C}/\text{h}$. Queste unità debbono garantire anche una bassa rumorosità, in conformità alle norme UNI 8199/81 ed una buona flessibilità consentendo la personalizzazione delle aree condizionate al fine di soddisfare la massima parte degli utilizzatori.

I ventilconvettori debbono anche avere controllo della velocità dell'aria, verificando i ricircoli ambiente mediante una buona sensibilità della risposta. Le norme UNI 10339 definiscono i valori massimi delle velocità dell'aria ammessi nella zona occupata.

Questi valori vanno commisurati agli altri (condizioni termoigrometriche, abbigliamento, metabolismo, ...) per garantire il benessere interno (vedi norma ISO 7730).

Pertanto nel ciclo estivo il fan coil deve asportare il solo carico sensibile con l'aiuto dell'aria primaria e può essere dimensionato rispetto al carico di picco ed attribuendo una riduzione del carico al variare della velocità della ventola: 25% se dimensionato alla media velocità, 50% se dimensionato alla minima velocità.

Per il corretto funzionamento e controllo delle condizioni ambientali è necessaria una termoregolazione in centrale in relazione all'umidità ambiente.

In particolare il preciso controllo della temperatura dell'acqua di mandata al valore di rugiada può consentire la deumidificazione saltuaria nel caso in cui si verifichi nell'ambiente un momentaneo apporto di calore latente.

Il valore della temperatura dell'acqua influenza la resa sensibile del ventilconvettore.

Scelta del ventilconvettore

Come per tutte le unità terminali alimentate ad acqua calda e fredda si devono considerare più aspetti che influenzano la resa ed il risultato: in particolare occorre effettuare un'analisi dell'ambiente climatizzato e dell'apparecchio utilizzato.

Per quanto riguarda l'ambiente le verifiche sono relative a:

valutazione dei carichi (positivi e negativi) di picco e minimi;

variazione dei carichi nel tempo intesa oltre che per le strutture anche per l'utilizzo dell'ambiente stesso da parte degli occupanti;

qualità dei parametri controllati;

quantità dei parametri controllati (temperatura, umidità relativa, velocità dell'aria, rumorosità, ..)

spazio occupato dall'apparecchiatura;

possibilità di ispezione e di manutenzione periodica;

flessibilità per possibile modifica sia degli spazi (pareti mobili) sia dei carichi interni (aumento dell'affollamento o di apparecchiature).

La relazione per il calcolo del calore sensibile asportato è la seguente:

$$Q_s = R \cdot C \cdot U \cdot A \cdot G \cdot t_m \cdot F_c \quad [32]$$

ove:

Q_s calore sensibile scambiato dalla batteria, W

R numero dei ranghi della batteria,

C fattore di condensazione,

U coefficiente globale di scambio termico, W/m²K

A superficie frontale della batteria, m²

t_m differenza di temperatura media logaritmica dato da:

$$t_m = \frac{\frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{t_1}{t_2}}}{\ln \frac{t_1}{t_2}} \quad [33]$$

F_c fattore di contatto normalmente pari a 0.7

G portata dell'aria da trattare, L/s.

Per l'asportazione del carico latente andrà verificata la reale deumidificazione dell'aria ambiente e i relativi costi energetici.

Occorre anche verificare la corretta esecuzione dello scarico della condensa.

5 COMONENTI PRINCIPALI DI IMPIANTO

Gli impianti di riscaldamento 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:

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 la 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* ristretto²⁵ 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:

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

Seguiranno alcune brevi note descrittive, soprattutto di tipo qualitativo, sulle tipologie impiantistiche, sulle problematiche d'uso, di gestione e di installazione. I criteri progettuali saranno ora brevemente discussi.

5.1 TIPOLOGIA DI GENERATORI TERMICI

In base alla precedente classificazione la scelta del tipo di generatore è fondamentale per l'impianto di riscaldamento. Le tipologie più comuni fanno uso di combustibili fossili e/o di energia elettrica. Vediamo brevemente le caratteristiche salienti di ciascun tipo.

5.1.1 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

²⁵ Ad esempio per una pompa il *punto di lavoro* di pende 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 opposta. 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 (>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.

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.

Architettonicamente occorre prevedere la porta di accesso alla centrale termica a cielo aperto (per necessità dei VV.FF) e la localizzazione del serbatoio di combustibile in modo che siano facilmente espletabili le operazioni di scarico del carburante.

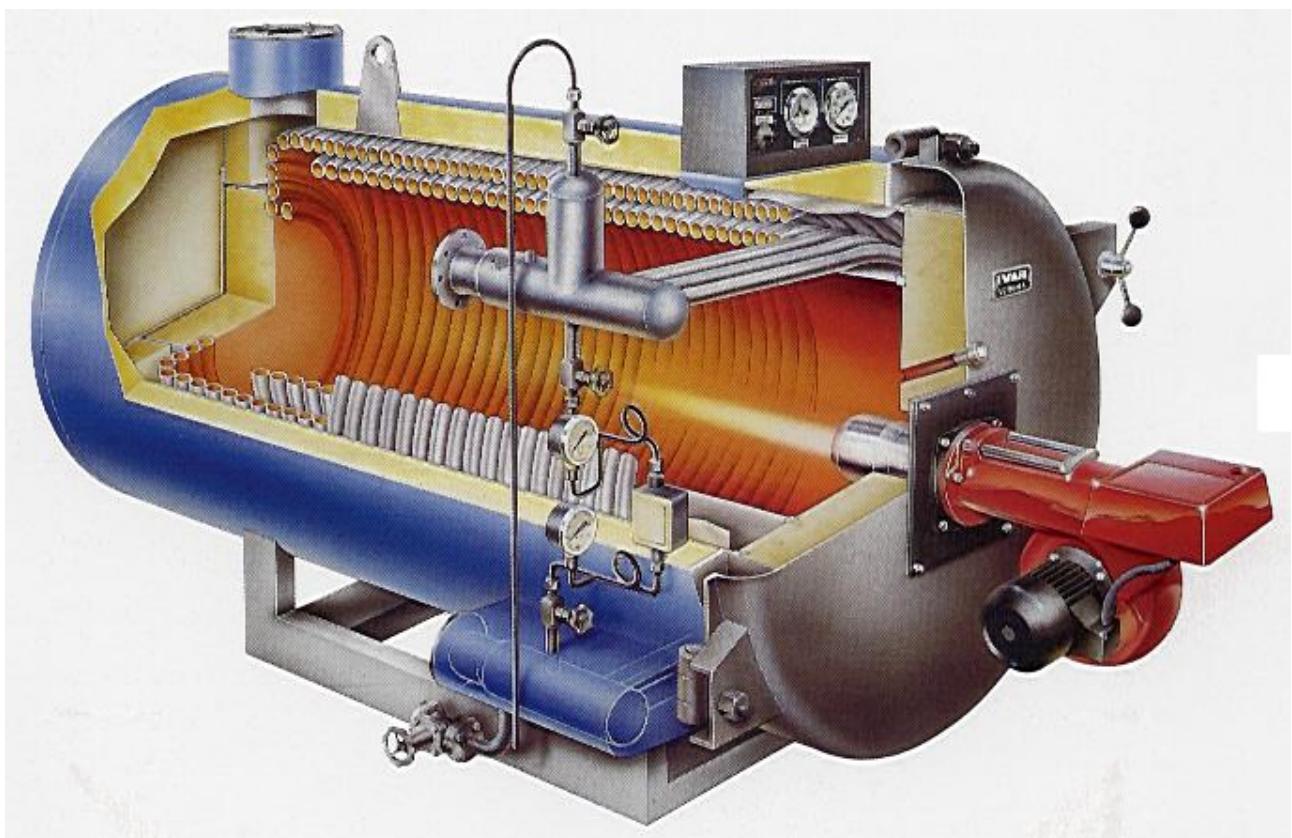


Figura 52: Schema di una caldaia alimentata a gasolio per fluidi diatermici

In Figura 52 si ha lo spaccato di una moderna caldaia a gasolio per fluidi diatermici²⁶ 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.

In Figura 53 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.

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.

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)

²⁶ 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.

Il rendimento globale del generatore (rapporto fra le due precedenti potenzialità) che deve essere conforme alla legislazione vigente;

Le dimensioni reali del generatore di calore;

I diametri degli attacchi dell'acqua,

Il diametro della canna fumaria.

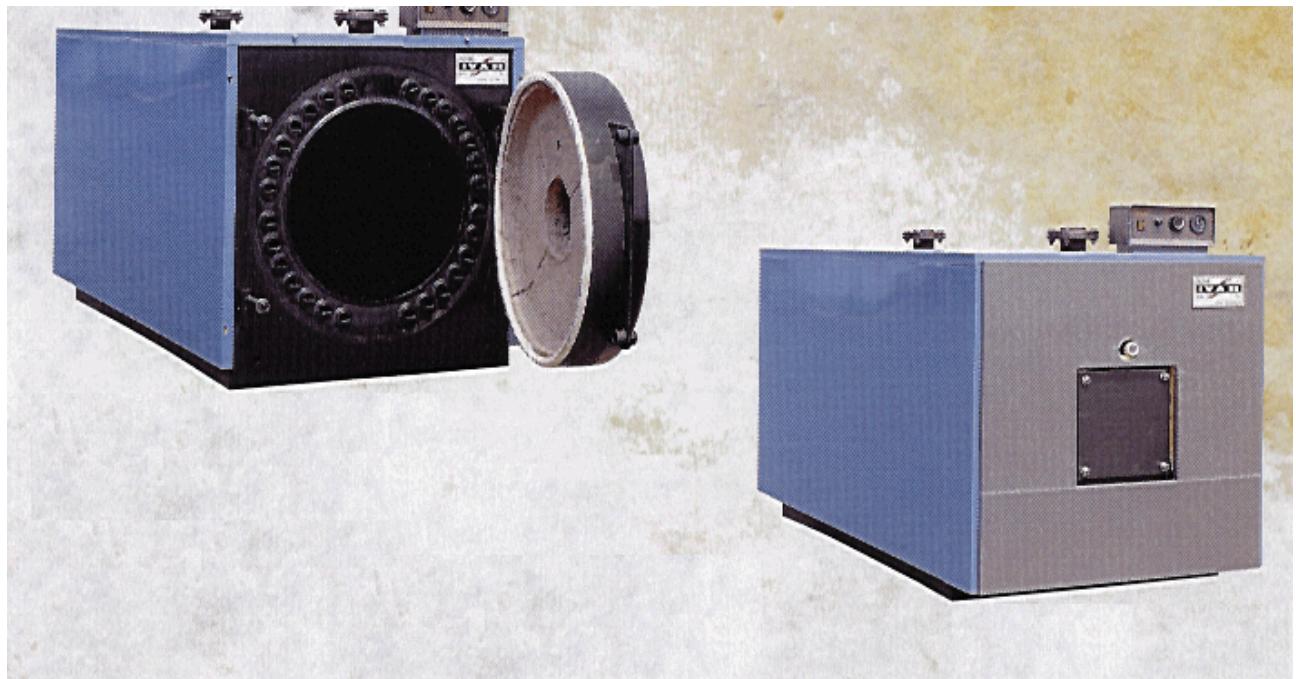


Figura 53: Esempio di caldaia a mantello in acciaio

In Tabella 15 si ha un esempio di catalogo commerciale per le caldaie in acciaio del tipo viste in precedenza.

RAC 93 ÷ 1165

RAC 1450 ÷

1 - Corpo caldaia/Boiler shell/Corps de chaudière
4 - Spia controllo fiamma/Combustion control/Contrôle de combustion

2 - Portellone/Front door/Porte foyère
5 - Camera fumai/Smoker chamber/Chambre de fumée

3 - Piatra sostegno bruciatore/Burner plate/laque brûleur
6 - Tubo uscita fumi/Stack/Cheminée

MODELLO - TYPE - MODELE		RAC 93	RAC 115	RAC 150	RAC 190	RAC 230	RAC 290	RAC 345	RAC 405	RAC 465	RAC 520	RAC 580	RAC 695
Potenzialità nominale max Max nominal capacity Puissance nominale max	KW	93	116,3	151,2	191,9	232,6	291	349	407	465	523	581	698
	Kcal/h	80000	100000	130000	165000	200000	250000	300000	350000	400000	450000	500000	600000
Potenzialità focolare max Max furnace capacity Puissance foyer max	KW	103,2	129,2	167,6	213	258,4	321,8	382,9	449	515	576	641	768
	Kcal/h	88740	111100	144110	183150	222190	276700	329300	386100	442900	495300	551200	660400
Press. camera di combustione Combustion chamber pressure Pression de la chambre de combustion	mbar	0,5	0,6	1	1,2	1,5	2,3	3,2	4,1	3,2	3,7	4,5	4,3
Contenuto acqua Water content Capacité de eau	dm ³	138	163	208	260	334	328	275	310	524	552	626	717
Perdite di carico ⁽¹⁾ Loos pressure ⁽¹⁾ Perte de charge ⁽¹⁾	mbar	4,5	6,8	11,8	6,9	10	16,3	23	31	18,1	22,4	27,5	18,2
Dimensioni Dimensions Dimensions	A	mm	800	800	800	950	950	950	950	1190	1190	1190	1270
	B	mm	1085	1235	1455	1440	1650	1770	1770	1950	1920	2050	2253
	H	mm	875	875	875	985	985	985	985	1290	1290	1290	1290
	A1	mm	750	750	750	900	900	900	900	1110	1110	1110	1190
	B1	mm	758	908	1130	1010	1220	1330	1330	1510	1380	1510	1720
	d	mm	640	640	640	510	510	510	510	650	650	650	650
	e	mm	225	225	225	285	285	285	285	310	310	310	340
	f	mm	508	658	880	630	840	950	950	1130	950	1080	1290
	h	mm	-	-	-	510	510	510	510	650	650	650	650
Attacchi Connections Attelages	h1	mm	-	-	-	540	540	540	540	700	700	700	700
	r-m	DN	2"	2"	2"	65	65	65	65	80	80	80	100
	v	DN	1"1/4	1"1/4	1"1/4	1"1/2	1"1/2	1"1/2	1"1/2	2"	2"	2"	65
	s	DN	3/4"	3/4"	3/4"	3/4"	3/4"	3/4"	3/4"	3/4"	3/4"	3/4"	3/4"
	Camino Stack Cheminée	ø mm	200	200	200	220	220	220	220	250	250	250	300
Pressione max esercizio Max working pressure Pression max de Travail		bar	4	4	4	5	5	5	5	5	5	5	5
Peso - Weight - Poids	tot.	kg	290	320	360	430	470	640	700	760	960	1025	1090
	① ②	kg	-	-	-	106	116	165	183	201	252	272	292
	③	kg	-	-	-	63	75	88	103	118	150	168	186
	④	kg	-	-	-	120	120	120	120	175	175	175	196
	⑤	kg	-	-	-	36	36	36	36	50	50	50	72

(1) Riferite alla portata di acqua relativa ad un salto termico di 15°C. (1) Refer of delivery water on heat rise of 15°C. (1) Rapportez à un débit d'eau avec une ressaut thermique de 15°C. Les indicazioni tecniche e le misure qui pubblicate sono a titolo informativo e potranno essere variate senza alcun preavviso. (1) The above-mentioned specifications and measures are rep/les susdit indications techniques et mesures ne sont publiées qu'à titre d'information et elle pourront changer sans aucun préavis.

Tabella 15: Dati caratteristici per una caldaia in acciaio

5.1.2 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.

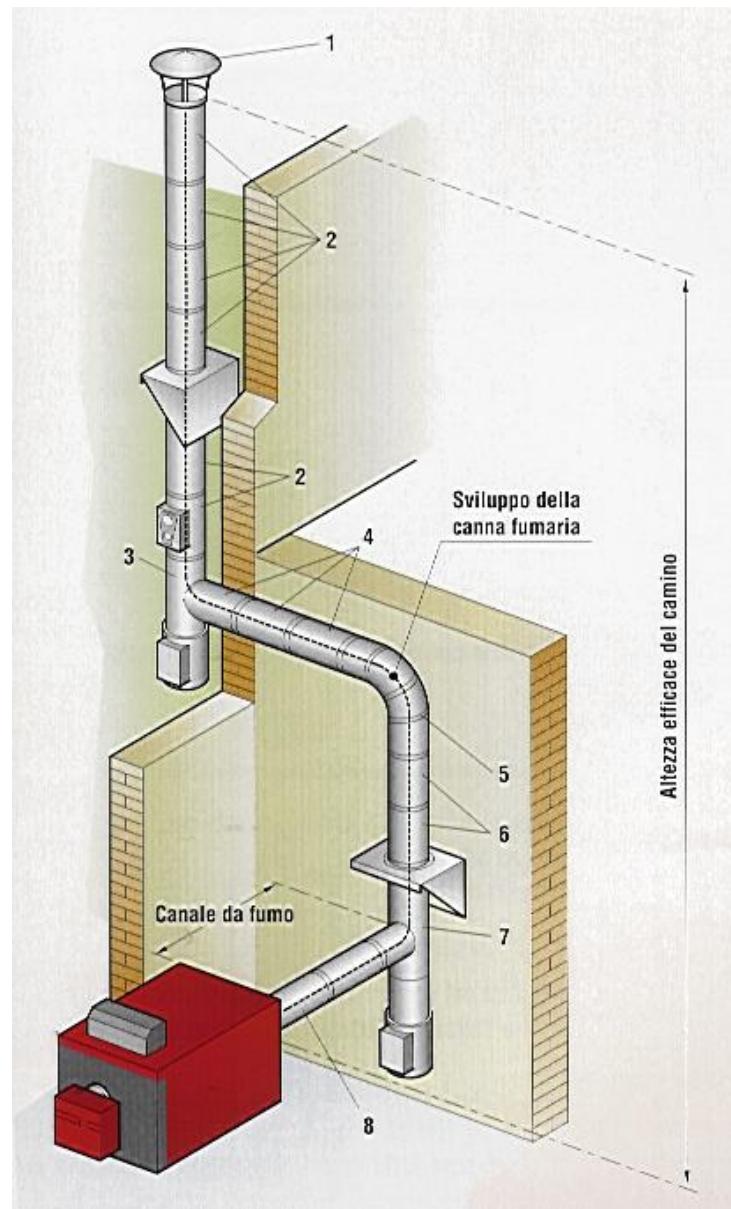


Figura 54: Disposizione corrente di una canna fumaria

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:

$$A = k \frac{Q}{\sqrt{H}} \quad [34]$$

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, m^2 .

Il fattore k dipende dal tipo di combustibile utilizzato:

$k=0.025$ per combustibili solidi,

$k=0.015$ per combustibili liquidi.

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 54 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.

5.1.3 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.FF. 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:

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 16: 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 avversi 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:

$$S_V \geq \frac{P}{100} \quad (cm^2) \quad [35]$$

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. 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.

5.1.4 GENERATORI ELETTRICI

L'uso dell'energia elettrica per usi termici (riscaldamento ambientale) non è del tutto ortodosso in senso *exergetico*²⁷ 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).

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 e poco efficiente.

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 macchine frigorifere a compressione di vapori saturi alimentate elettricamente e che funzionano *a pompa di calore*.

In Figura 55 è riportato lo schema funzionale di una macchina frigorifera/pompa di calore e il ciclo ideale di riferimento. Alimentando elettricamente il compressore si ottiene freddo all'evaporatore e caldo (relativamente all'evaporatore) al condensatore.

In Figura 56 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, l'ambiente esterno) e il condensatore in corrispondenza di un ambiente da riscaldare allora il calore Q_2 sottratto dall'evaporatore più il lavoro L fornito al compressore si riversano, tramite il condensatore, nell'ambiente da riscaldare:

$$Q_1 \quad Q_2 \quad L \quad [36]$$

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* della pompa di calore (detto anche *COP coefficient of performance*) è definito dalla relazione:

$$\text{COP} = \frac{Q_2}{L} = \frac{Q_2}{Q_1 - Q_2} = \frac{1}{1 - \frac{Q_2}{Q_1}} \quad [37]$$

ove è: $\frac{Q_2}{Q_1}$

²⁷ 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 $E = Q(1 - \frac{T_a}{T})$ 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 nella prese elettriche di casa. Se utilizzassimo questa energia elettrica per alimentare delle normali stufe elettriche del tipo a resistenza (e quindi utilizzanti 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.

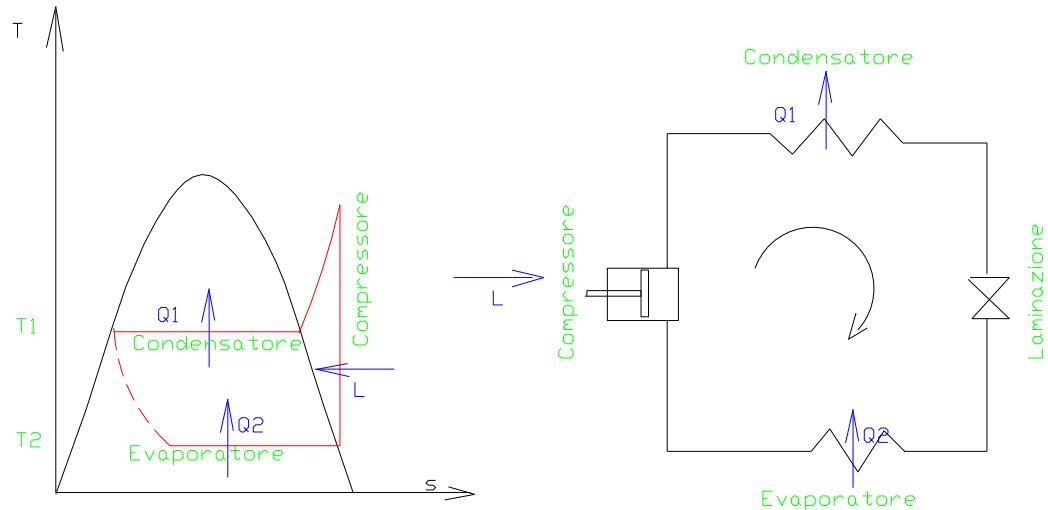


Figura 55: Schema di una macchina frigorifera e/o di una pompa di calore

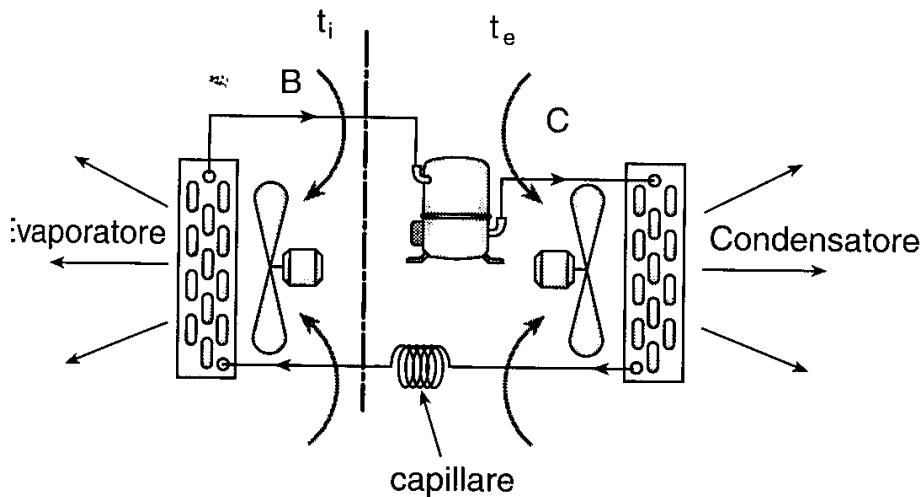


Figura 56: Schema impiantistico di un ciclo frigorifero a vapori saturi

I valori usuali di \dot{Q} 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.

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*.

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.

L'uso delle *pompe di calore* è allora razionale e certamente ammissibile rispetto all'uso delle semplici resistenze elettriche.

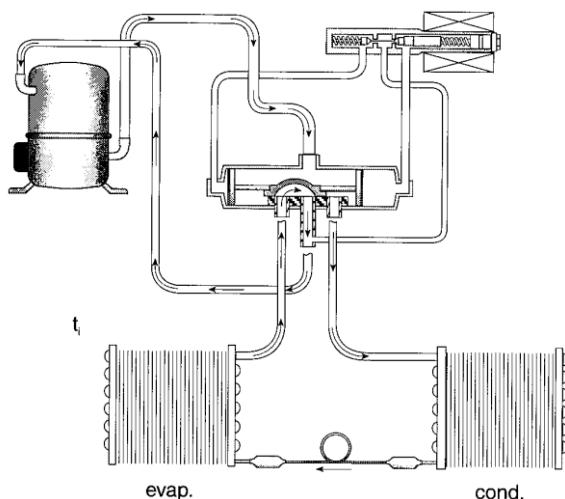


Figura 57: Funzionamento estivo di un ciclo frigorifero reversibile

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 57 si ha un normale ciclo frigorifero aria-aria in funzionamento estivo. In Figura 58 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.

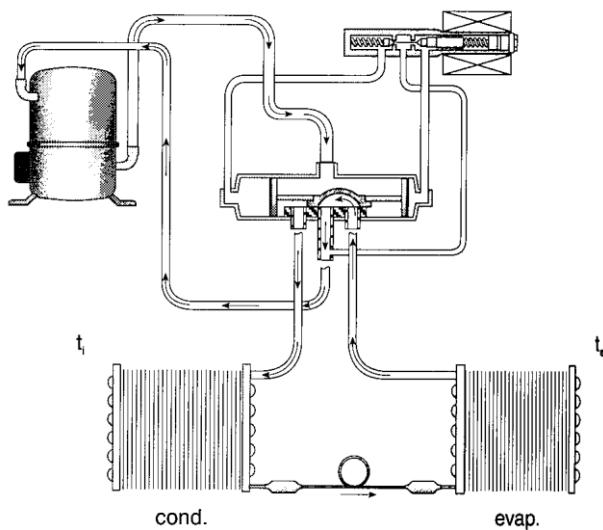


Figura 58: Funzionamento invernale di un ciclo frigorifero reversibile

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 59 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.

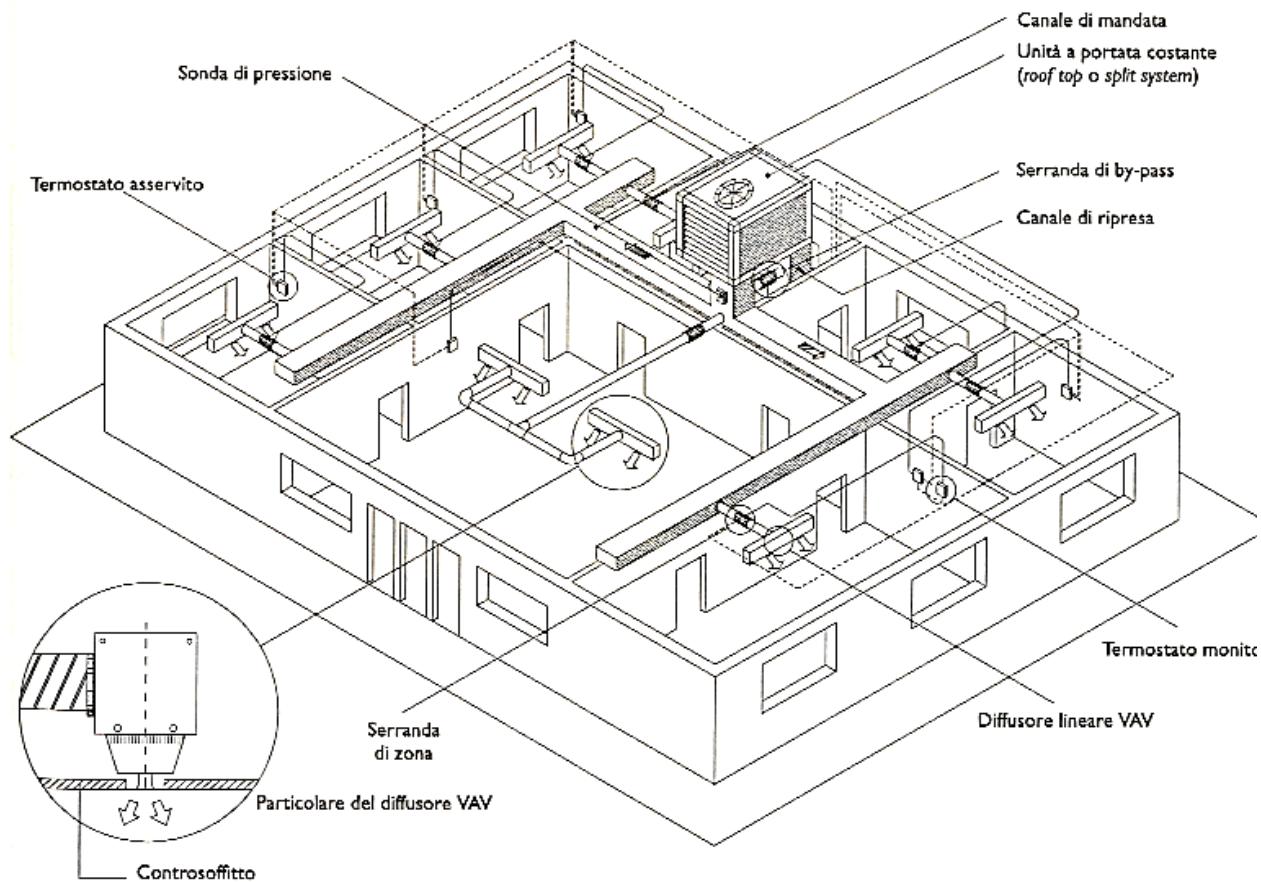


Figura 59: Esempio di impianto a pompa di calore con distribuzione ad aria

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. Esse sono costituite come indicato nella Figura 60 ove si ha un esempio di tali macchine. Al loro interno si hanno tutti gli organi meccanici ed elettrici indicati in precedenza, come riportato in Figura 61. 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 di Figura 61 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,).

Un esempio di questi dati è riportato, per la tipologia di refrigeratori di Figura 60, nella seguente Tabella 17 ove si hanno i dati sia per semplici refrigeratori che per pompe di calore.

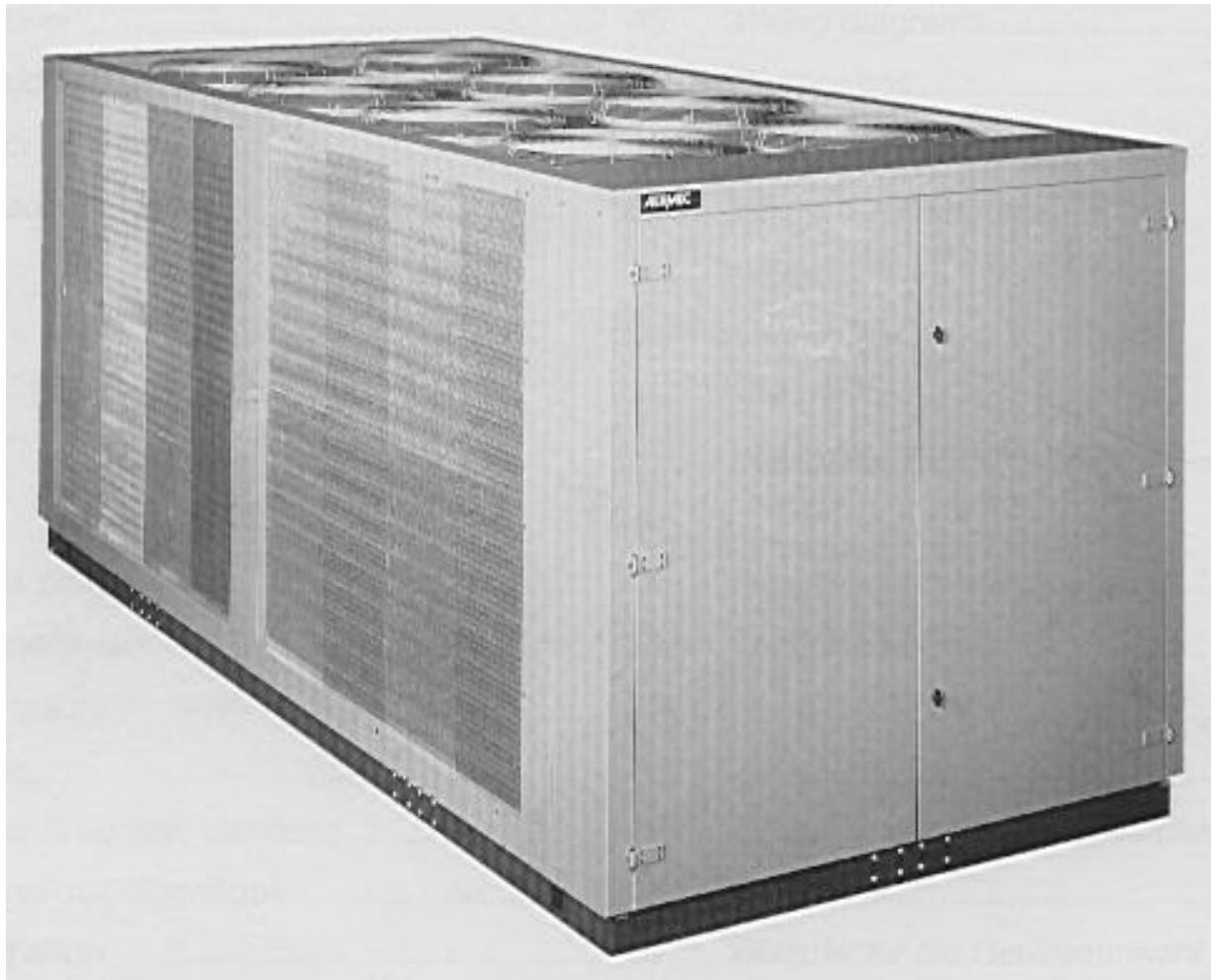


Figura 60: Refrigeratore d'acqua con condensatore raffreddato ad aria

5.2 TIPI DI 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. 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*.

5.2.1 CIRCUITI AD ACQUA: POMPA DI CIRCOLAZIONE E CORPI SCALDANTI

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 inodora, insapora, 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:

$$\dot{m} = wS \quad [38]$$

con:

- ρ massa volumica, (kg/m^3),
- w velocità del fluido, (m/s),
- S sezione di passaggio del condotto, (m^2).

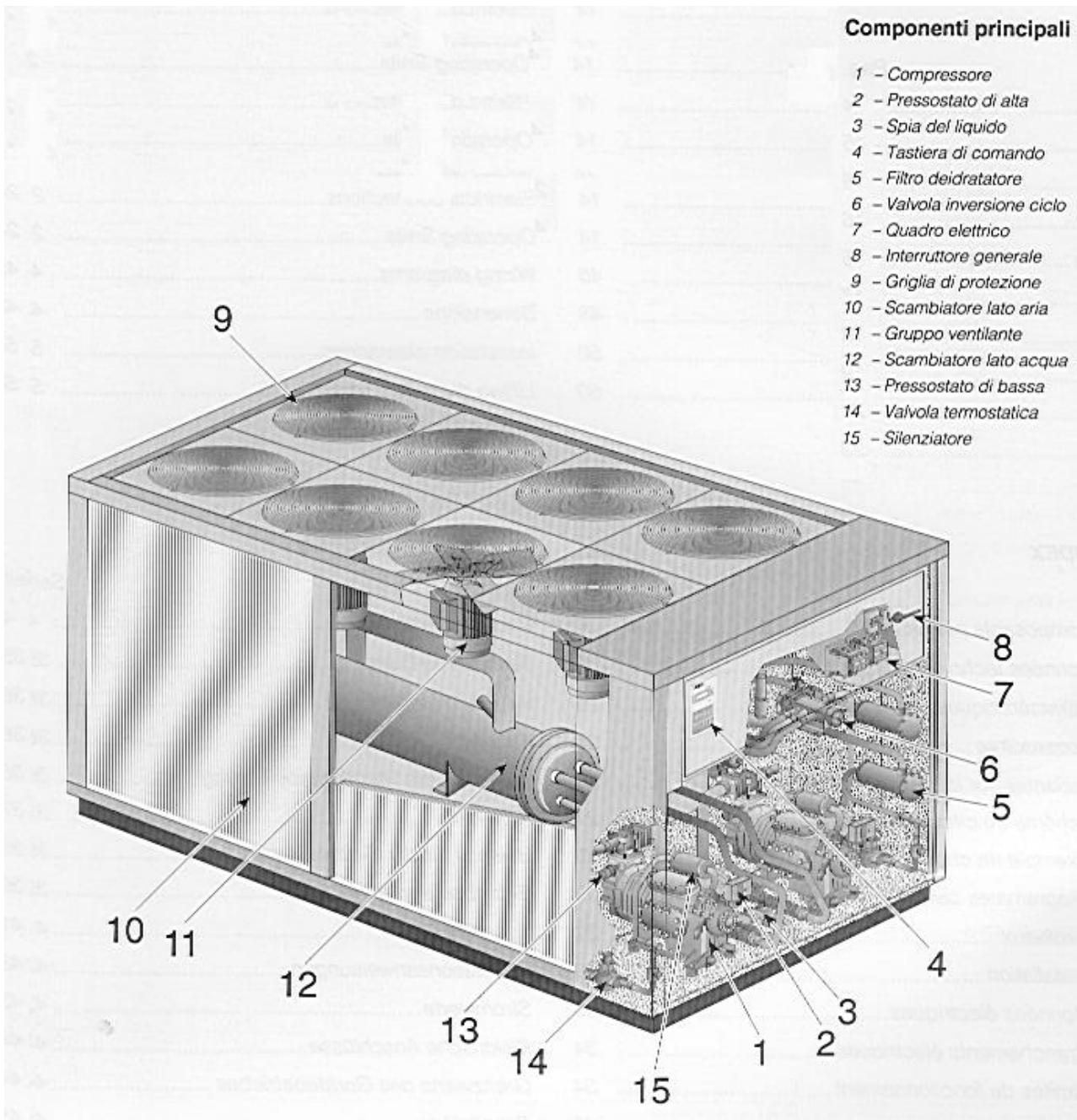


Figura 61: Sezione schematica di un refrigeratore d'acqua raffreddato ad aria

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.

DATI GENERALI

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

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

Serie RAX – RAX-H	Modello	432	532	632	732	832	1032	1232
Tipo evaporatore					fascio tubiero			
Contenuto acqua evaporatore	dm ³	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	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
Velocità motori ventilatori	g/s	15,5	15,6	15,6	15,5	15,5	15,8	15,8
Corrente di spunto	A	220 V 380 V	365 210	165	177	210	239	360
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	4.900	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
								3.126

Tabella 17: Dati tecnici relativi ai refrigeratori d'acqua (e/o pompe di calore)

5.2.2 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. Risulta, infatti, che la potenza della pompa di circolazione è data dalla relazione:

$$P = \frac{\rho_{tot} \dot{m}}{p} \quad (\text{W}) \quad [39]$$

ove si ha:

- p_{tot} caduta di pressione totale ai capi della pompa di circolazione, (Pa),
 \dot{m} massa volumica del fluido, (kg/m^3),
 \dot{m} portata massica del fluido, (m/s),
 η_p rendimento *isoentropico* di compressione della pompa.

Essendo per l'acqua pari a 1000 kg/m^3 (numero magico da ricordare sempre!) contro 1.27 kg/m^3 dell'aria 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.

5.2.3 CORPI SCALDANTI

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 $80\div 90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ e di uscita di $70\div 80 \text{ }^{\circ}\text{C}$. La loro selezione²⁸ 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 elementi 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:

$$Q = K S \Delta T_{ml} F \quad [40]$$

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/m^2K);

S superficie di scambio termico, (m^2);

ΔT_{ml} differenza di temperatura media logaritmica fra le condizioni di ingresso e uscita del

fluido primario e quella del fluido secondario, $\Delta T_{ml} = \frac{t_{f_1} - t_{f_2}}{\ln \frac{t_{f_1}}{t_{f_2}}}$ con: t_{f_1} e t_{f_2} , (K);

²⁸ 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.

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

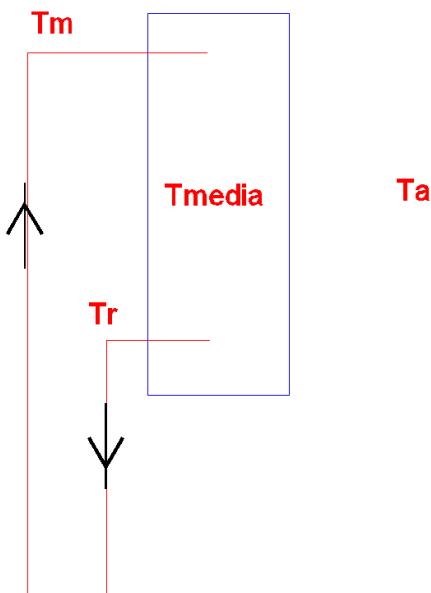


Figura 62: Schema di collegamento di un terminale

Di solito si pone lo scambio termico nella forma:

$$Q_{CS} = C \cdot T^n_{cs \text{ amb}}$$

ove si ha:

- $T_{cs \text{ amb}}$ 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.

Se, ad esempio, si ha una temperatura di mandata di 80 °C e di ritorno di 60 °C si ha una temperatura media del corpo scaldante di $T_{media} = (80+60)/2 = 70$ °C. Pertanto la differenza di temperatura fra il corpo riscaldante e l'ambiente (supposto a 20 °C) è pari a $\Delta T = 70 - 20 = 50$ °C.

In queste condizioni la potenza ceduta dal corpo scaldante è quella nominale. Nel caso in cui si abbia un ΔT fra corpo scaldante ed ambiente diversa da 50 °C (*valore nominale*) allora occorre apportare la correzione seguente:

$$Q_{Nom} = Q_{Eff} \cdot \frac{50}{T_{reale}}^n$$

per calcolare l'effettiva potenza ceduta dal corpo scaldante.

Cod.	Tipo	Alt. mm	Inter. mm	Largh. mm	Prof. mm	Filett. "	Qn UNIW	Esp. n	Cont. dm³	Massa kg
000 901	713/ 450	713	420	450	30	1/2	344	1,25	3,1	7
000 902	713/ 500	713	470	500	30	1/2	373	1,25	3,4	7,5
000 903	713/ 550	713	520	550	30	1/2	403	1,24	3,7	8
000 904	713/ 600	713	570	600	30	1/2	433	1,24	4	8,6
000 905	713/ 750	713	720	750	30	1/2	533	1,23	4,9	10,2
000 906	713/1000	713	970	1000	30	1/2	672	1,22	6,4	12,8
000 907	1145/ 450	1145	420	450	30	1/2	513	1,23	5	11,1
000 908	1145/ 500	1145	470	500	30	1/2	562	1,23	5,5	12
000 909	1145/ 550	1145	520	550	30	1/2	612	1,23	5,9	12,8
000 910	1145/ 600	1145	570	600	30	1/2	662	1,23	6,4	13,7
000 911	1145/ 750	1145	720	750	30	1/2	810	1,24	7,8	16,2
000 912	1145/1000	1145	970	1000	30	1/2	1059	1,24	10,1	20,4
000 913	1757/ 450	1757	420	450	30	1/2	790	1,22	7,9	17
000 914	1757/ 500	1757	470	500	30	1/2	864	1,22	8,6	18,3
000 915	1757/ 550	1757	520	550	30	1/2	939	1,22	9,3	19,6
000 916	1757/ 600	1757	570	600	30	1/2	1014	1,22	10	20,9
000 917	1757/ 750	1757	720	750	30	1/2	1238	1,22	12,1	24,8
000 918	1757/1000	1757	970	1000	30	1/2	1612	1,22	15,7	31,3

Tabella 18: Dati di libreria di radiatori commerciali

Cod.	Tipo	Alt. mm	Largh. mm	Prof. mm	Filett. "	Cont. dm³	Massa kg	K	Esp.	P min. risc. W	P med. risc. W	P max. risc. W
8301	S 610/4	150	685	0	1 1/2	0,7	16	0,000271	2	10858	0	0
8302	S 611/4	150	685	0	1 1/2	0,7	16	0,00211	2	12000	0	0
8303	S 620/4	200	685	0	1 1/2	1,05	18	0,000127	2	14433	0	0
8304	S 621/4	200	685	0	1 1/2	1,05	18	0,00101	2	16134	0	0
8305	S 630/4	300	685	0	1 1/2	1,72	23	0,000047	2	21279	0	0
8306	S 631/4	300	685	0	1 1/2	1,72	23	0,000407	2	24245	0	0
8307	S 810/4	253	910	0	1 1/2	1,95	32	0,0000859	2	28997	0	0
8308	S 811/4	253	910	0	1 1/2	1,95	32	0,000724	2	32721	0	0
8309	S 820/4	303	910	0	1 1/2	2,5	35	0,000061	2	35233	0	0
8310	S 821/4	303	910	0	1 1/2	2,5	35	0,000502	2	38921	0	0
8311	S 830/4	353	910	0	1 1/2	2,9	42	0,0000394	2	45000	0	0
8312	S 831/4	353	910	0	1 1/2	2,9	42	0,000313	2	51218	0	0
8313	S 840/4	453	910	0	1 1/2	3,85	49	0,000022	2	54462	0	0
8314	S 841/4	453	910	0	1 1/2	3,85	49	0,00177	2	59015	0	0
8315	S 610/6	150	685	0	1 1/2	0,7	16	0,000302	2	8215	0	0
8316	S 611/6	150	685	0	1 1/2	0,7	16	0,00225	2	9087	0	0
8317	S 620/6	200	685	0	1 1/2	1,05	18	0,000137	2	10928	0	0
8318	S 621/6	200	685	0	1 1/2	1,05	18	0,00107	2	12209	0	0
8319	S 630/6	300	685	0	1 1/2	1,72	23	0,0000521	2	16108	0	0
8320	S 631/6	300	685	0	1 1/2	1,72	23	0,00041	2	18349	0	0
8321	S 810/6	253	910	0	1 1/2	1,95	32	0,00009	2	21950	0	0
8322	S 811/6	253	910	0	1 1/2	1,95	32	0,00078	2	24767	0	0
8323	S 820/6	303	910	0	1 1/2	2,5	35	0,000065	2	26669	0	0

Tabella 19: Dati di libreria di fan coil commerciali

Modello	Resa T=50 EN442 [W]	n	Cont. acqua [L]	Prof.	Alt.	Inter.	Lungh.	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 20: Esempio di dati per radiatori commerciali

Così, ad esempio, se si alimenta un radiatore a 70 °C e la temperatura di ritorno è 60 °C risulta la $\Delta T_{\text{media}} = 65$ °C e quindi la $\Delta T_{\text{CS-amb}} = 65-20 = 45$ °C. In base ai dati, ad esempio, si avrebbe per il TEMA 2-558 (prima riga) $n = 1.288$ ed una variazione di potenza ceduta pari a:

$$\frac{Q_{\text{Nom}}}{Q_{\text{Eff}}} = \frac{50}{45}^{1.288} = 1.145$$

E quindi $Q_{\text{Eff}} = Q_{\text{Nom}} / 1.145$. In definitiva l'avere ridotto il ΔT fra radiatore e ambiente comporta una perdita del 14,5% di potenza termica ceduta. Ciò significa anche che occorre selezionare un corpo scaldante di maggiori dimensioni per ottenere la potenza nominale di 55 W/elemento.

Oltre al comportamento del corpo scaldante occorre anche verificare che la portata che ad esso perviene sia quella di progetto e cioè che sia verificata la relazione:

$$Q = \dot{m}c_p (T_m - T_r) = C (T_{\text{cs}} - T_{\text{amb}}) = C \frac{T_m - T_r}{2} (T_{\text{amb}} - T_{\text{cs}})$$



Figura 63: Esempio di installazione di un radiatore

Ne consegue che non basta indicare, nel calcolo della rete di distribuzione, la sola ΔT fra mandata e ritorno del fluido per avere la suddetta congruenza ma occorre anche verificare che $\Delta T_{\text{cs-amb}}$ sia quello desiderato (50 °C nel caso di valore nominale) o che si sia scelto il corpo scaldante con superficie corretta per i valori effettivi di scambio.

Secondo la recente norma EN442 la potenzialità viene fornita con $t=50$ °C. Valgono le relazioni e quant'altro detto in precedenza per il calcolo della potenzialità nominale con salti termici diversi.

In Figura 63 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 sfato 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.



Figura 64: Valvola termostatica per radiatore e valvola di sfogo aria

Nei radiatori sono anche montate le valvole automatiche di sfogo aria, come rappresentato in figura.

Articolo	Elementi	Interasse h (mm)	Resa DIN 4704 (w)	$\Delta T = 60$ °C (Kcal/h)	Resa DIN 4704 (w)	$\Delta T = 50$ °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

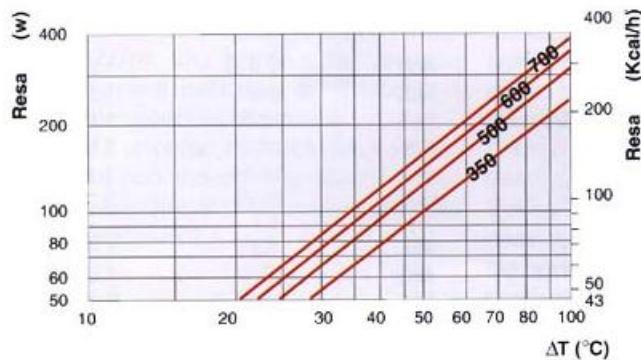


Figura 65: dati caratteristici per radiatori in alluminio

In Figura 65 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.

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.

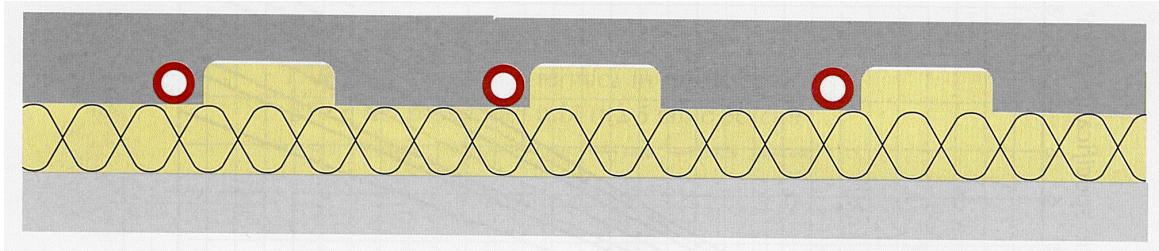


Figura 66: Schema di posa dei pannelli radianti

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:

$$q_{\max} = 8.92 \cdot t_{p_{\max}} \cdot t_a^{1.1} \quad [41]$$

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:

- $t_{p_{\max}} = 29^{\circ}\text{C}$ per zone di normale residenza;
 $t_{p_{\max}} = 35^{\circ}\text{C}$ per zone con residenza saltuaria.

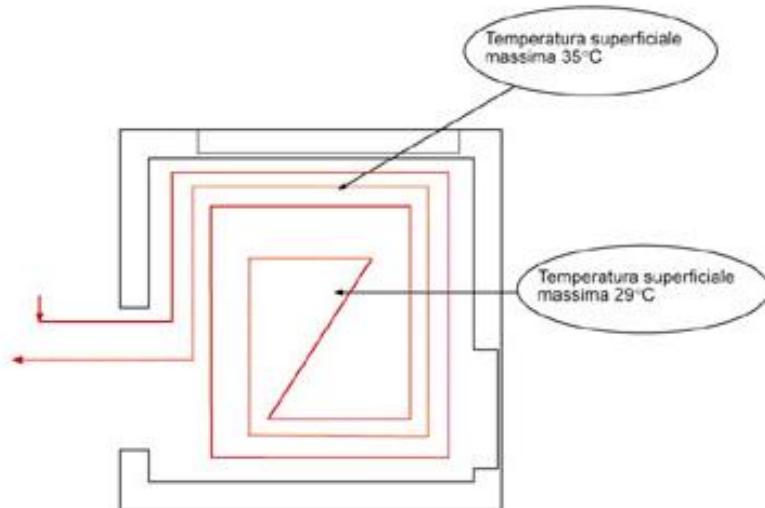


Figura 67: Schema tipo di montaggio di un pannello radiante

Assumendo il valore di 29 °C per residenze civili e sostituendo questo valore nella precedente relazione si ottiene la regola:

$$q_{\max} \quad 8.92 \quad 29 \quad 20^{1.1} \quad 100 \quad W/m^2 \quad [42]$$

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/m^2 . Da questa osservazione scaturisce la regola pratica che ogni m^2 di superficie destinata a pannello radiante cede 100 W/m^2 .

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

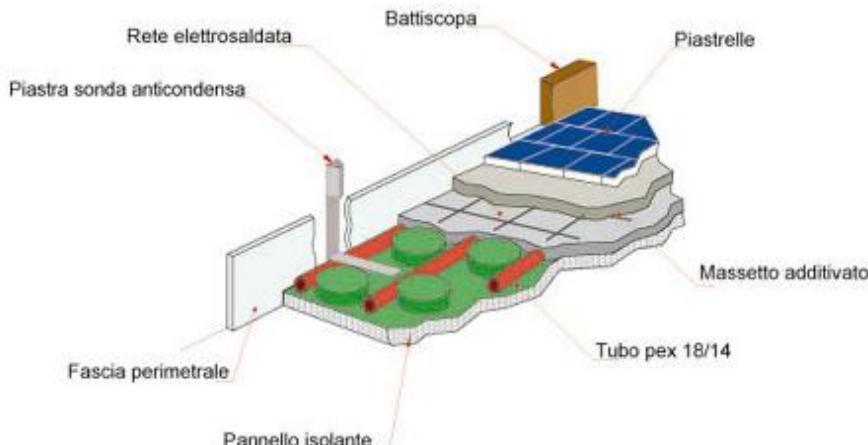


Figura 68: Particolare di montaggio dei pannelli radianti

Pavimento

Non esistente (si considera come piano di calpestio quello del massetto)

Per questo pannello tipo si ha la resa data dalla relazione:

$$Q_{\text{tipo}} = 6.7 \quad S \quad t \quad [43]$$

con:

- Q_{tipo} calore emesso verso l'alto dal pannello, W
- S superficie del pannello, m^2
- t temperatura media logaritmica fra la temperatura del fluido e l'aria ambiente data da:

$$t = \frac{\frac{t_m - t_r}{\ln \frac{t_m - t_a}{t_r - t_a}}}{\ln \frac{t_m - t_a}{t_r - t_a}} \quad [44]$$

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 69 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 70 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'inviluppo delle tubazioni. I pannelli radianti possono essere utilizzati anche per il raffrescamento estivo inviando acqua refrigerata ad opportuna temperatura.

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 69: Esempio di applicazione in civili abitazioni dei pannelli radiant

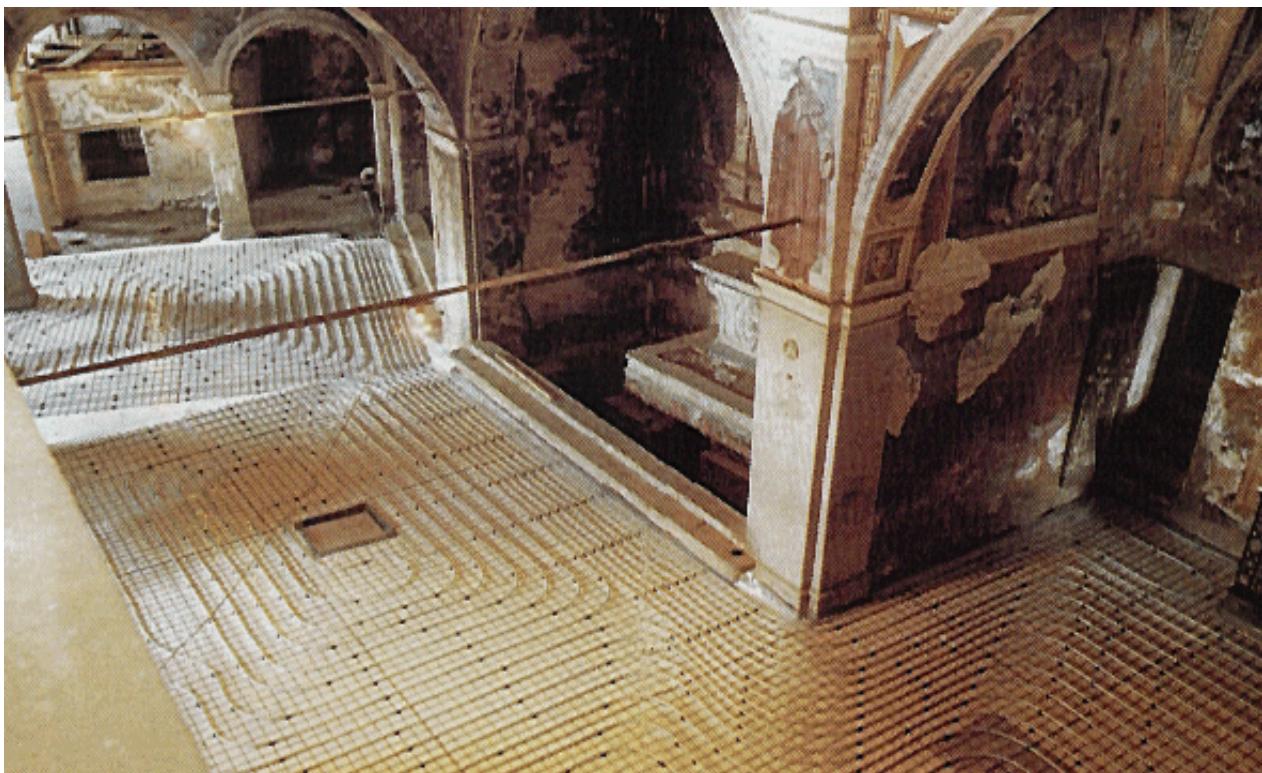


Figura 70: esempio di applicazione dei pannelli radianti in una chiesa



Figura 71: Esempio di utilizzo dei collettori complanari per pannelli radianti

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. 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.

5.2.4 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:

$$V_f = V_i (1 + \beta t) \quad [45]$$

Ne segue che la variazione di volume dovuta all'espansione (l'acqua si espande riscaldandola) è:

$$V_f - V_i = V_i \beta t \quad [46]$$

Questo è il volume minimo di espansione che occorre garantire all'acqua. Il coefficiente di espansione varia con la temperatura. A 90°C è $\beta = 0.00355 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ 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:

$$d = \sqrt{\frac{P}{1000}} \quad (\text{mm}) \quad [47]$$

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;

vasi di espansione chiusi.

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 V sopra calcolato e a contatto con l'atmosfera, vedi Figura 72. L'acqua dilatandosi fa innalzare il livello del liquido all'interno del vaso.

Per un calcolo rapido si può utilizzare la relazione:

$$V_{vaso\,espansione} = 1.4 \cdot P_i \quad [48]$$

ove P_i è la potenzialità della caldaia in kW.



Figura 72: Vaso di espansione aperto

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 73;

senza membrana: il gas, di solito aria, è a contatto con l'acqua, vedi Figura 74.

Il volume del serbatoio chiuso pressurizzato con membrana è dato dalle seguenti relazioni²⁹:

$$V_{membrana} = \frac{M}{1 - \frac{p_i}{p_f}} \frac{t}{p_a} \quad [49]$$

ove con M si è indicata la massa iniziale di acqua nell'impianto.

Si osservi che $M \cdot t$ 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 è:

$$V_{senza membrana} = \frac{M}{p_i} \frac{t}{p_a} \frac{p_a}{p_f} \quad [50]$$

ove p_a è la pressione atmosferica.

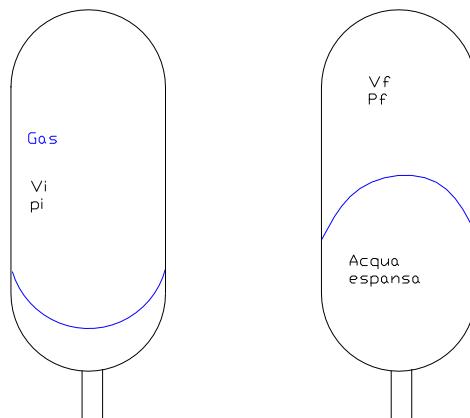


Figura 73: Vaso di espansione chiuso a membrana

²⁹ La relazione seguente si dimostra mediante normali passaggi di Termodinamica.

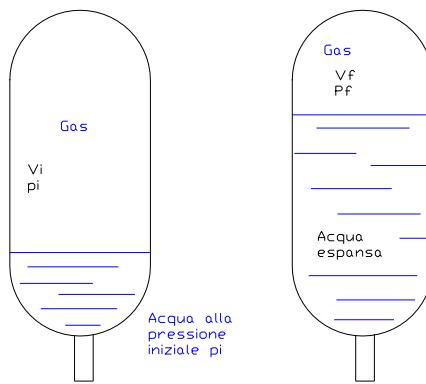


Figura 74: Vaso chiuso pressurizzato senza membrana

5.2.5 VALVOLA DI SICUREZZA

La valvola di sicurezza serve a mantenere la pressione nell'impianto al di sotto di un valore massimo. 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.



Figura 75: Esempio di valvola di sicurezza

Le valvole di sicurezza sono obbligatorie negli impianti chiusi e debbono garantire, al raggiungimento della pressione limite, lo scarico di una portata di vapore:

$$G_v = \frac{P}{500} \quad (\text{kg/h}) \quad [51]$$

con P potenzialità della caldaia in kcal/h ³⁰. La sezione di scarico può essere calcolata mediante la relazione approssimata:

$$A = \frac{P}{10^5} \frac{M}{0.9K} \quad (\text{cm}^2) \quad [52]$$

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 sfato aria, di sicurezza e di caricamento, come indicato in Figura 76.

5.2.6 VALVOLA DI SCARICO TERMICO

E' 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 termico. Essa fa aprire un orifizio tarato 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:

³⁰ Si ricordi che vale la relazione $1 \text{ kcal/h} = 1.163 \text{ W}$, ed ancora $1 \text{ W} = 0.860 \text{ 1 Kcal/h}$.

$$d_0 = \sqrt{\frac{C}{5}} \quad (\text{mm}) \quad [53]$$

ove C è la capacità, in litri, della caldaia. Il diametro non può essere inferiore a 15 mm.



Figura 76: Gruppo polivalente di sicurezza, sfato aria e caricamento

La portata che queste valvole debbono scaricare, in kg/h , nel caso si reintegro totale dell'impianto³¹ è determinata dalla relazione:

$$G_s = \frac{P}{80} \quad (\text{kg}/\text{h}) \quad [54]$$

con P la potenzialità della caldaia in kcal/h . Nel caso si reintegro parziale vale la relazione:

$$G_s = \frac{P}{25} \quad (\text{kg}/\text{h}) \quad [55]$$

In Figura 77 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.

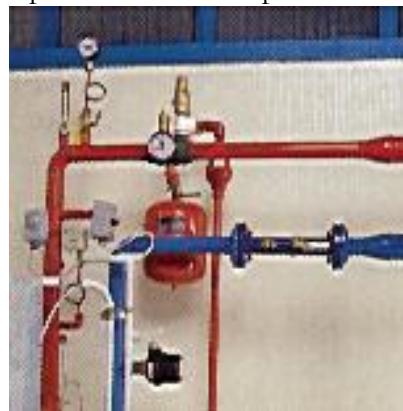


Figura 77: Foto esempio di installazione del vaso chiuso e della valvola di sicurezza

5.3 FLUIDI DI LAVORO DIVERSI DALL'ACQUA

Gli impianti sono quasi sempre caratterizzati dal fluido di lavoro. Così si parla di riscaldamento ad acqua o di condizionamento ad acqua se questa è il fluido di lavoro.

In alcuni casi è opportuno, conveniente o anche consigliabile avere impianti di climatizzazione che lavorano con fluidi diversi dall'acqua, come ad esempio negli impianti ad aria.

Si vedranno brevemente nel prosieguo le problematiche di questi fluidi di lavoro.

³¹ Cioè quando l'alimentazione dell'impianto è aperta e può quindi continuare a reintegrare l'acqua scaricata dalla valvola.

5.3.1 L'ARIA COME FLUIDO DI LAVORO

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 $30 \times 40 \text{ cm}^2$ mentre i tronchi principali possono avere dimensioni dell'ordine di $2 \div 3 \text{ m}$ di larghezza e di $60 \div 100 \text{ cm}$ 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 antieстetiche. Si guardi con attenzione la Figura 59 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, vedi Tabella 3, 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 $6 \times 6 \times 3 = 54 \text{ m}^3$ richiede una portata di ventilazione, nel caso di scuole superiori con $n=5$, pari a ben $270 \text{ m}^3/h$ 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.

5.3.2 SISTEMI SPLIT

Negli ultimi anni si sono diffusi condizionatori reversibili (quindi che funzionano anche da *pompe di calore*) del tipo *split*.

In Figura 78 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 fluidi refrigerante che circola direttamente in essa).

Con riferimento alla Figura 79 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 59 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 migliore rendimenti di scambio termico in quanto le batterie interne alle unità sono *ad espansione diretta*: in esse il *Freon* si espande a bassa pressione (vedi ciclo di Figura 55) assorbendo calore dall'ambiente e quindi raffrescandolo.

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. 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 di Figura 55. Di solito si possono avere lunghezze di 10÷15 m con tubazioni precaricate di fluido frigorifero.

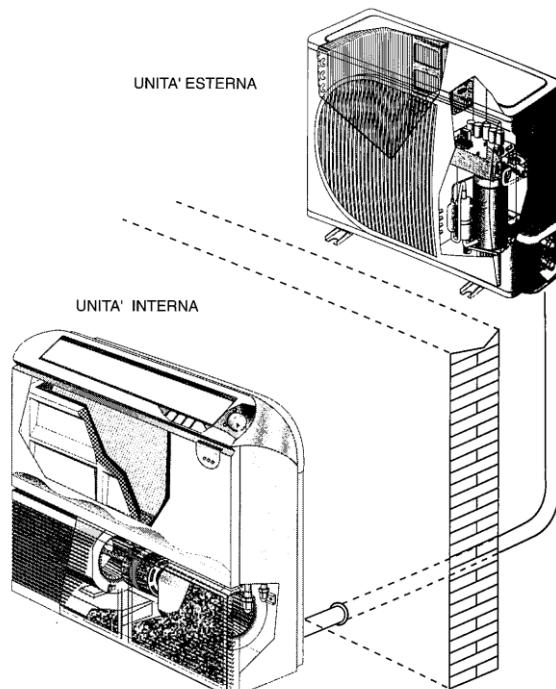


Figura 78: Spaccato di un moderno sistema split

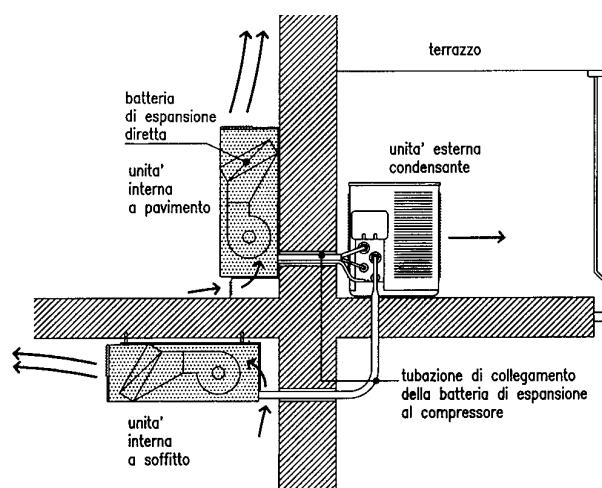


Figura 79: Impianto di climatizzazione tipo Split

Per maggiori lunghezze occorre aggiungere una pompa di circolazione che ripristina la pressione di esercizio all'*evaporatore* e al *condensatore*. In Figura 81 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 80 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 frigorigeno 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 80: Schema di installazione di sistemi split in un edificio

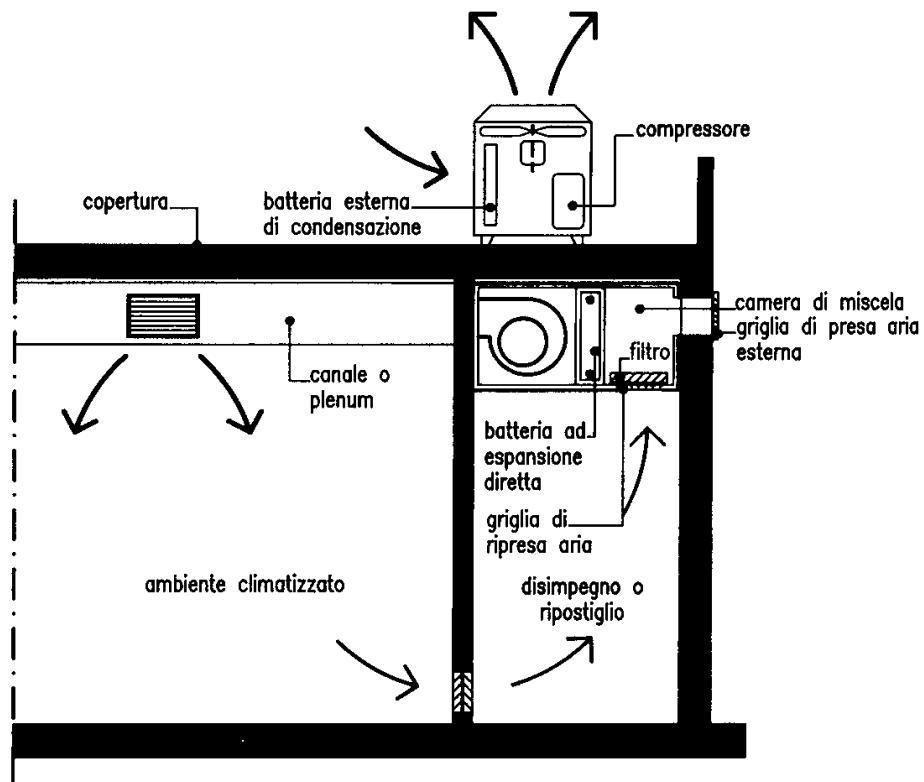


Figura 81: Sistema split con canalizzazione interna

5.3.3 FLUIDI FRIGORIGENI

Questi fluidi sono necessari per gli impianti di refrigerazione dell'acqua o per gli impianti split. Oggi sono oggetto di particolare attenzione da parte delle autorità internazionali poiché sono, in genere, responsabili dell'attacco della fascia di ozono e dell'incremento dell'effetto serra.

Inizialmente sono stati utilizzati i *Cloro-Fluoro-Carburi* (detti CFC e il cui gas di riferimento era il *Freon 11* la cui sigla commerciale è F11 o, con riferimento alla simbologia internazionale, R11) che si sono dimostrati i più aggressivi e duraturi nell'atmosfera. Essi sono stati banditi dall'utilizzo negli impianti frigoriferi e sono oggi stati sostituiti dagli *Hydro-Cloro-fluoro-Carburi* (detti HCFC, come, ad esempio, l' R22) che presentano molecole meno stabili per la presenza dell'idrogeno non sostituito dal cloro o dal fluoro. Anche questi fluidi sono a vita limitata poiché entro la prossima decade dovranno essere totalmente sostituiti da fluidi frigorigeni che non presentano pericolo di attacco all'ozono.

Gli HCFC sono in genere costosi e non sempre innocui per l'uomo quindi il loro uso è sempre confinato all'interno di circuiti sigillati e con finalità limitate all'impiantistica frigorifera. Oggi si utilizzano HCFC a molecola complessa (R113, R114, R125, R134a, R143) caratterizzati da più atomi di carbonio e dalla presenza di un maggior numero di molecole di idrogeno non sostituite.

In alcuni casi si sta ritornando ad utilizzare anche l'ammoniaca (NH_3) che, pur aggressiva e olfattivamente molesta, presenta notevoli vantaggi impiantistici (ha, infatti, il maggior calore latente di vaporizzazione dopo l'acqua) e non attacca l'ozono.

Vari laboratori internazionali stanno studiando molecole complesse per i fluidi frigorigeni di domani.

5.3.4 TIPI DI TERMINALI PER LA CESSIONE DELL'ENERGIA

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 brevemente le caratteristiche fondamentali lasciando ai manuali specializzati la descrizione dei criteri di selezione e progetto.

Termoconvettori

L'uso dei *termoconvettori* 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.

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 T_{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, vedi Figura 107, e quindi 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.

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.

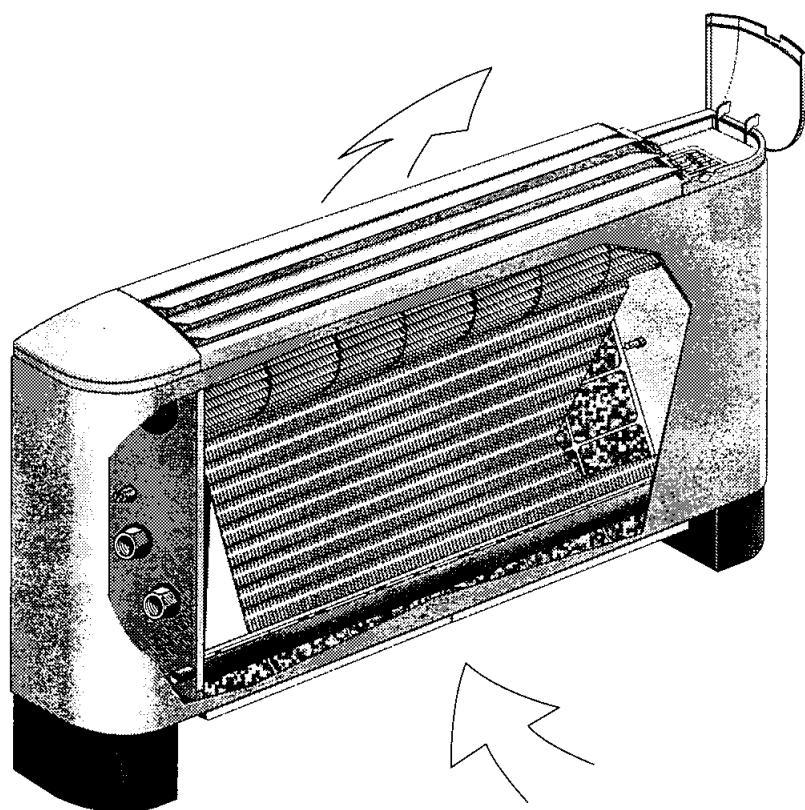


Figura 82: Schema costruttivo di un ventilconvettore

In Figura 82 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). 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 condensi 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 spacievoli 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.

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. 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.

La selezione delle bocchette viene effettuata mediante abachi o tabelle fornite dai costruttori. Nelle figure seguenti sono riportati i diagrammi per il calcolo delle perdite di carico prodotte nelle bocchette al variare della velocità di lancio.

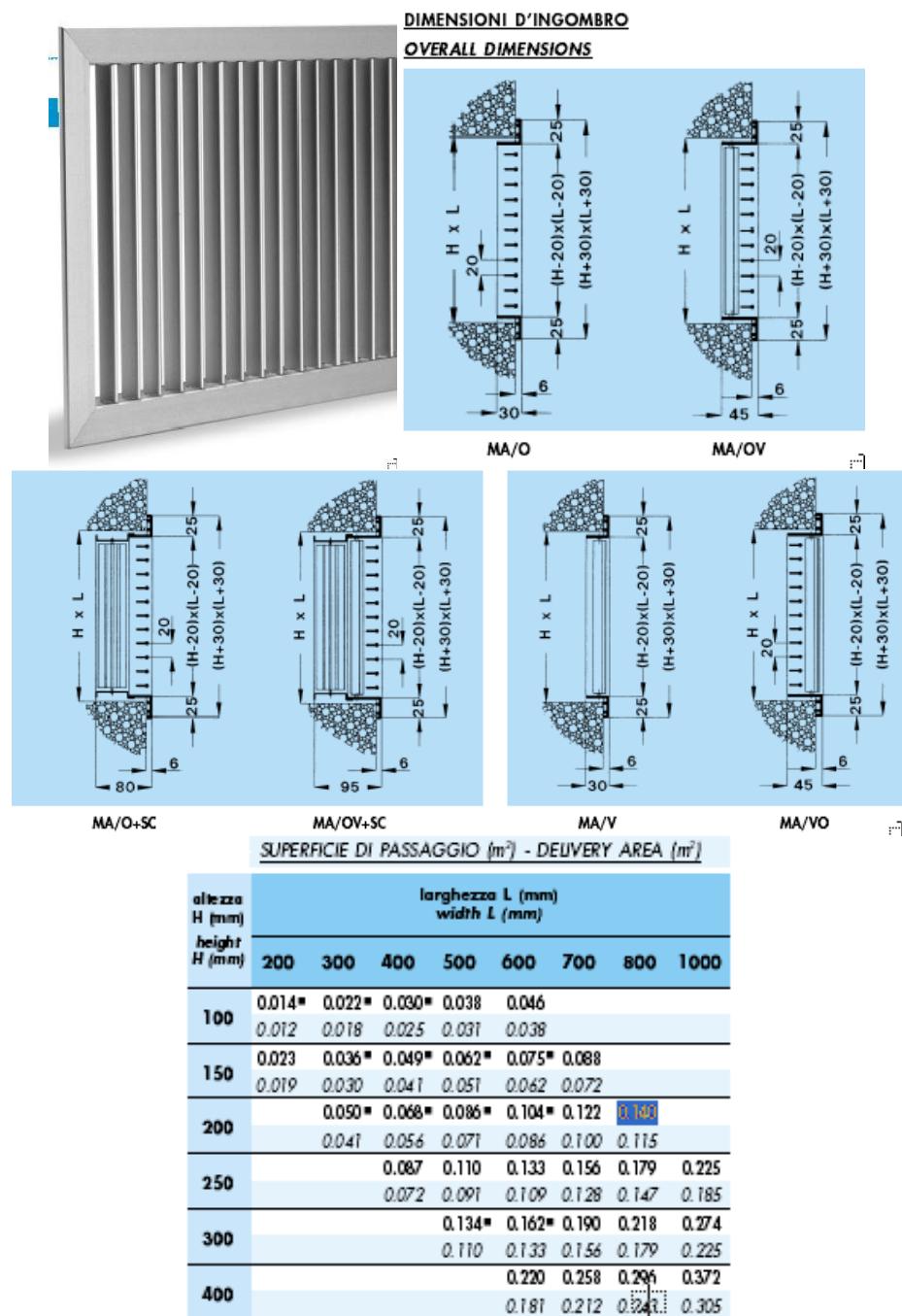


Figura 83: Dati dimensionali delle bocchette rettangolari

BOCCHETTE DI MANDATA SERIE MA
MA SERIES DELIVERY GRILLES

Metodi di fissaggio
Installation

MAV
 Fissaggio a viti frontalì.
 Screw-mounted.



Fissaggio a viti frontalì tramite
 controtelaio di montaggio.
 Counterframe and front fixing
 screw assembly.
MAV + CTV1

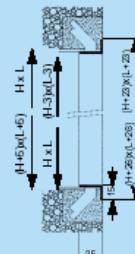
MAC
 Fissaggio a clips.
 Clip-mounted.



Fissaggio a clips tramite
 controtelaio di montaggio.
 Counterframe and fixing clip
 assembly.
MAC + CTC1

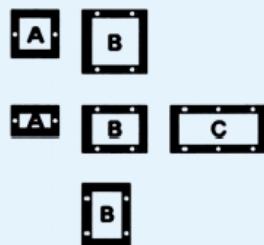
Controtelaio di montaggio
Counterframe

CTV1
 Controtelaio di montaggio per
 bocchette con fissaggio a viti
 frontalì.
 Counterframe for front fixing screws.



Controtelaio di montaggio per
 bocchette con fissaggio a clips.
 Counterframe for clip-mounted
 grilles.
CTC1

Disposizione dei fori per il fissaggio a viti frontalì
Hole layout for front fixing screws



	200	300	400	500	600	700	800	1000
100	A	B	B	B	B	B*	B*	C*
150	A	B	B	B	B	B	B*	C*
200	A*	B	B	B	B	B	B	C*
250	B*	B*	B	B	B	B	B	C
300	B*	B*	B*	B	B	B	B	C
400	B*	B*	B*	B*	B	B	B	C

* dimensioni non di serie - Special order sizes.

1:1

Figura 84: Dati dimensionali di bocchette rettangolari

SUPERFICIE DI PASSAGGIO (m²) - DELIVERY AREA (m²)

altezza H (mm) height H (mm)	larghezza L (mm) width L (mm)						
	200	300	400	500	600	800	1000
100	0.014	0.022	0.030	0.038	0.046	0.062	0.078
	0.008	0.013	0.017	0.022	0.026	0.035	0.044
150	0.023	0.036	0.049	0.062	0.075	0.101	0.127
	0.013	0.020	0.029	0.035	0.042	0.057	0.071
200		0.050	0.068	0.086	0.104	0.140	0.176
		0.028	0.039	0.048	0.058	0.079	0.099
300			0.106	0.134	0.162	0.218	0.274
			0.060	0.075	0.091	0.122	0.154
400				0.182	0.220	0.296	0.372
				0.102	0.123	0.166	0.209

DETTAGLI COSTRUTTIVI - CONSTRUCTION DATA

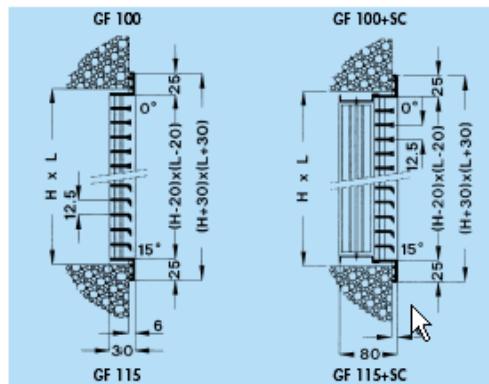


Figura 85: Bocchette rettangolari ad alette regolabili

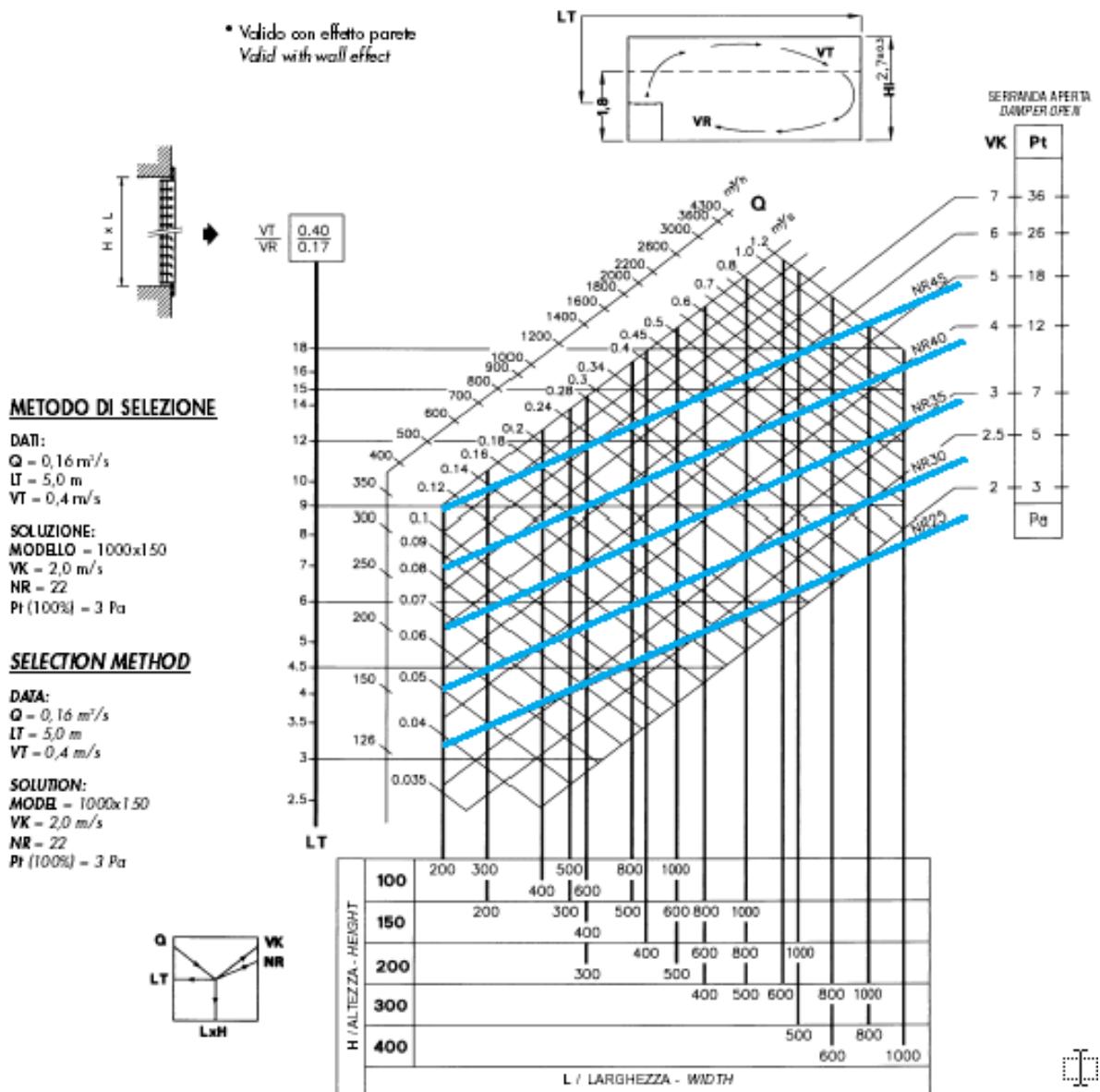


Figura 86: Dati caratteristici delle bocchette rettangolari

Bocchette di aspirazione

Le bocchette di aspirazione ad alette fisse inclinate a 40°, trovano la loro applicazione come prese d'aria all'interno di locali. Lo speciale profilo delle alette assicura un'ottima sezione libera di passaggio con perdite di carico contenute.

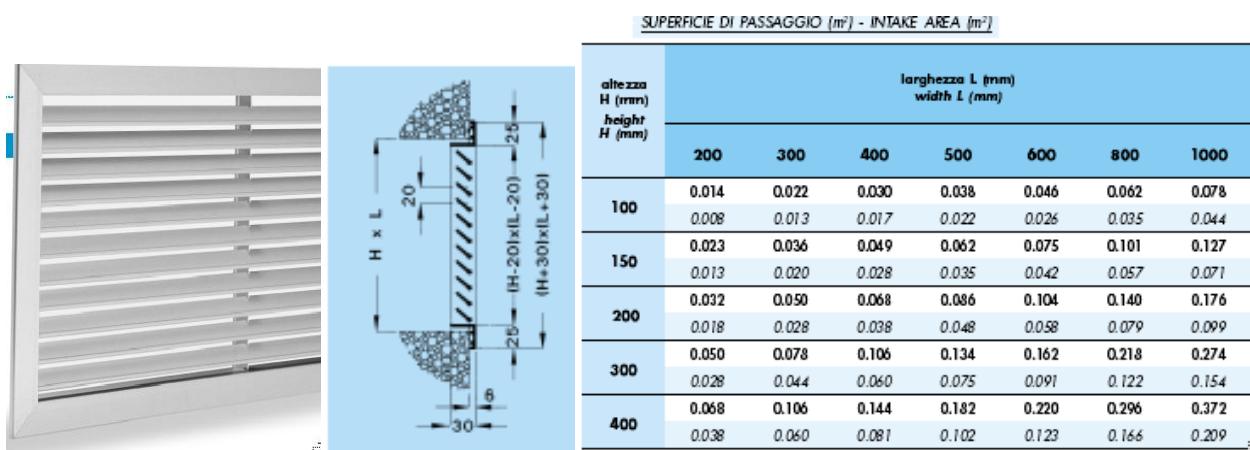


Figura 87: Dati dimensionali delle bocchette di ripresa

DIM. NOMINALI NOMINAL DIMENSIONS L x H	VELOCITÀ FRONTALE - FRONTAL VELOCITY VF									
	1.5 m³/s m³/h		2.0 m³/s m³/h		3.0 m³/s m³/h		4.0 m³/s m³/h		5.0 m³/s m³/h	
200 x 100	0.019	70	0.026	95	0.039	140	0.051	185	0.065	235
300	0.031	110	0.040	145	0.060	215	0.081	290	0.100	360
400	0.044	160	0.060	215	0.090	325	0.119	430	0.150	540
500	0.053	190	0.070	250	0.106	380	0.140	505	0.175	630
600	0.067	240	0.090	325	0.135	485	0.181	650	0.225	810
800	0.093	335	0.124	445	0.186	670	0.247	890	0.310	1115
1000	0.114	410	0.151	545	0.228	820	0.304	1095	0.381	1370
200 x 150	0.031	110	0.040	145	0.060	215	0.081	290	0.100	360
300	0.056	200	0.073	265	0.111	400	0.147	530	0.185	665
400	0.069	250	0.091	330	0.137	495	0.183	660	0.231	830
500	0.083	300	0.112	405	0.168	605	0.224	805	0.281	1010
600	0.106	380	0.140	505	0.210	755	0.281	1010	0.350	1260
800	0.139	500	0.186	670	0.280	1005	0.372	1340	0.465	1675
1000	0.171	615	0.228	820	0.342	1230	0.456	1640	0.570	2050
200 x 200	0.044	160	0.060	215	0.090	325	0.119	430	0.150	540
300	0.068	245	0.080	325	0.135	485	0.181	650	0.225	810
400	0.090	325	0.119	430	0.181	650	0.240	865	0.300	1080
500	0.112	405	0.150	540	0.225	810	0.300	1080	0.375	1350
600	0.142	510	0.187	675	0.282	1015	0.376	1355	0.470	1690
800	0.194	700	0.260	935	0.390	1405	0.519	1870	0.650	2340
1000	0.258	930	0.344	1240	0.517	1860	0.687	2475	0.861	3100
200 x 300	0.072	260	0.096	345	0.144	520	0.192	690	0.240	865
300	0.108	390	0.146	525	0.215	775	0.287	1035	0.360	1295
400	0.143	515	0.190	685	0.285	1025	0.380	1370	0.475	1710
500	0.181	650	0.240	865	0.361	1300	0.481	1730	0.600	2160
600	0.225	810	0.300	1080	0.450	1620	0.600	2160	0.750	2700
800	0.300	1080	0.400	1440	0.600	2160	0.800	2880	1.000	3600
1000	0.331	1190	0.440	1585	0.660	2375	0.881	3170	1.100	3960
200 x 400	0.100	360	0.133	480	0.201	725	0.268	985	0.325	1205
300	0.149	535	0.197	710	0.297	1070	0.396	1425	0.582	1782
400	0.187	675	0.250	900	0.375	1350	0.500	1800	0.650	2250
500	0.262	945	0.350	1260	0.525	1890	0.700	2520	0.950	3150
600	0.307	1105	0.410	1475	0.615	2215	0.819	2950	1.060	3690
800	0.406	1460	0.540	1945	0.810	2915	1.081	3890	1.460	4860
1000	0.525	1890	0.700	2520	1.050	3780	1.400	5040	1.630	6300
	5	8	18	31	49					Pt
		21	17	30	24	37	30	43		NR

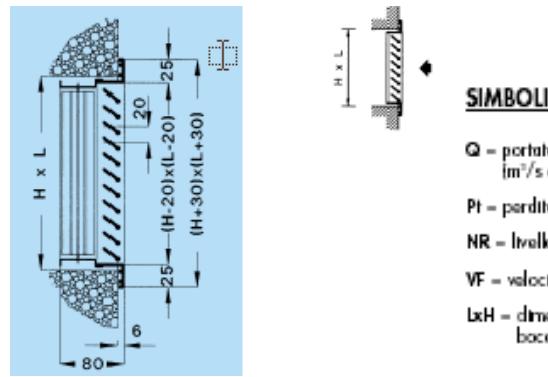


Figura 88: Dati caratteristici delle bocchette di ripresa

Griglie di ripresa

Le griglie di ripresa ad alette fisse inclinate a 45°, grazie alla loro linea moderna e funzionale, trovano applicazione come prese d'aria all'interno ed all'esterno di edifici. Lo speciale profilo antipioggia delle alette garantisce la massima protezione.

SUPERFICIE DI PASSAGGIO (m ²) - INTAKE AREA (m ²)							
altezza H (mm) height H (mm)	larghezza L (mm) - width L (mm)						
	200	300	400	500	600	800	1000
100	0.014*	0.022*	0.030*	0.038	0.046	0.062	0.078
	0.007	0.011	0.016	0.020	0.024	0.032	0.040
150	0.023	0.036*	0.049*	0.062*	0.075	0.101	0.127
	0.012	0.019	0.025	0.032	0.038	0.052	0.065
200	0.032	0.050*	0.068*	0.086*	0.104*	0.140	0.176
	0.017	0.026	0.035	0.044	0.053	0.072	0.090
300	0.050	0.078	0.106*	0.134*	0.162*	0.218*	0.274
	0.026	0.040	0.054	0.069	0.083	0.111	0.140
400	0.068	0.106	0.144	0.182	0.220*	0.296*	0.372
	0.035	0.054	0.074	0.093	0.112	0.151	0.190
500	0.086	0.134	0.182	0.230	0.278	0.374	0.470
	0.044	0.069	0.093	0.118	0.142	0.191	0.240
600	0.104	0.162	0.220	0.278	0.336	0.452	0.568
	0.053	0.083	0.112	0.142	0.172	0.231	0.290
800	0.140	0.218	0.296	0.374	0.452	0.608	0.764
	0.072	0.111	0.151	0.191	0.231	0.310	0.390

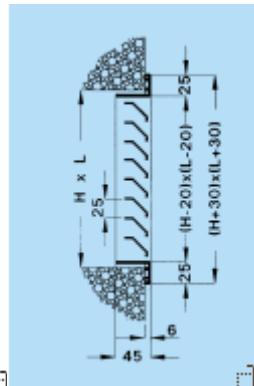


Figura 89: Dati caratteristici delle griglie di ripresa

DIM. NOMINALI NOMINAL DIMENSIONS L x H	VELOCITÀ FRONTALE - FRONTAL VELOCITY VF						m ³ /s m ³ /h
	2,0 m ³ /s m ³ /h	2,5 m ³ /s m ³ /h	3,0 m ³ /s m ³ /h	4,0 m ³ /s m ³ /h	5,0 m ³ /s m ³ /h		
200 x 100	0.022 80	0.028 100	0.033 120	0.044 160	0.056 200		
300	0.032 115	0.040 145	0.047 170	0.064 230	0.081 290		
400	0.044 160	0.056 200	0.065 235	0.089 320	0.111 400		
500	0.058 210	0.072 260	0.087 315	0.117 420	0.144 520		
600	0.068 245	0.085 305	0.101 365	0.136 490	0.169 610		
200 x 150	0.036 130	0.046 165	0.056 200	0.072 260	0.092 330		
300	0.056 200	0.069 250	0.083 300	0.111 400	0.139 500		
400	0.075 270	0.096 340	0.112 405	0.150 540	0.189 680		
500	0.094 340	0.118 425	0.142 510	0.189 680	0.239 860		
600	0.114 410	0.142 510	0.169 610	0.228 820	0.283 1020	P	
200 x 200	0.050 180	0.062 225	0.075 270	0.100 360	0.125 450	O	
300	0.078 280	0.097 350	0.117 420	0.156 560	0.194 700	R	
400	0.104 375	0.131 470	0.156 560	0.208 750	0.261 940	T	
500	0.132 475	0.165 595	0.197 710	0.264 950	0.331 1190	A	
600	0.158 570	0.197 710	0.236 850	0.317 1140	0.394 1420		
800	0.214 770	0.267 960	0.321 1155	0.428 1540	0.536 1930	T	
200 x 300	0.078 280	0.097 350	0.117 420	0.156 560	0.194 700	A	
300	0.124 445	0.156 560	0.186 670	0.247 890	0.311 1120		
400	0.169 610	0.212 765	0.256 920	0.339 1220	0.425 1530		
500	0.211 760	0.265 955	0.318 1145	0.425 1530	0.531 1910		
600	0.258 930	0.322 1160	0.387 1385	0.517 1860	0.644 2320	A	
800	0.346 1245	0.432 1555	0.519 1870	0.692 2490	0.864 3110	R	
1000	0.433 1560	0.542 1950	0.624 2245	0.867 3120	1.083 3900		
200 x 400	0.111 400	0.139 500	0.167 600	0.222 800	0.278 1000	I	
300	0.174 625	0.217 780	0.261 940	0.347 1250	0.436 1570	A	
400	0.240 865	0.300 1080	0.361 1300	0.481 1730	0.600 2160		
500	0.304 1095	0.381 1370	0.456 1640	0.608 2190	0.761 2740	Q	
600	0.365 1315	0.458 1650	0.550 1980	0.731 2630	0.914 3290		
800	0.492 1770	0.614 2210	0.739 2660	0.983 3540	1.231 4430		
1000	0.624 2245	0.781 2810	0.936 3370	1.247 4490	1.561 5620	F	
200 x 500	0.139 500	0.175 630	0.211 760	0.281 1010	0.350 1260	A	
300	0.224 805	0.281 1010	0.336 1210	0.447 1610	0.581 2020		
400	0.308 1110	0.386 1390	0.461 1660	0.617 2220	0.769 2770		
500	0.392 1410	0.489 1760	0.588 2120	0.783 2820	0.910 3530		
600	0.474 1705	0.592 2130	0.711 2560	0.947 3410	1.186 4270		
800	0.637 2295	0.797 2870	0.958 3450	1.275 4590	1.584 5740		
1000	0.800 2880	1.025 3550	1.183 4260	1.575 5670	1.969 7090		
200 x 600	0.174 625	0.217 780	0.261 940	0.347 1250	0.436 1570	L	
300	0.276 995	0.344 1240	0.414 1490	0.553 1990	0.689 2480	D	
400	0.381 1370	0.475 1710	0.569 2050	0.761 2740	0.950 3420		
500	0.481 1730	0.600 2160	0.719 2560	0.961 3460	1.200 4320		
600	0.586 2110	0.733 2640	0.878 3160	1.172 4220	1.464 5270		
800	0.787 2835	0.986 3550	1.183 4260	1.575 5670	1.969 7090		
1000	0.990 3565	1.239 4460	1.486 5350	1.980 7130	2.475 8910		
200 x 800	0.240 865	0.300 1080	0.361 1300	0.481 1730	0.600 2160		
300	0.381 1370	0.475 1710	0.569 2050	0.761 2740	0.950 3420		
400	0.518 1865	0.647 2330	0.778 2800	1.036 3730	1.294 4660		
500	0.658 2370	0.822 2960	0.986 3550	1.317 4740	1.644 5920		
600	0.800 2880	1.025 3690	1.203 4330	1.556 5600	2.050 7380		
800	1.081 3890	1.350 4860	1.619 5830	2.158 7770	2.700 9720		
1000	1.361 4900	1.697 6110	2.036 7330	2.717 9780	3.394 12220		
	8	11	15	24	33	Pt	
	20	25	17	29	36	29	41
							NR

SIMBOLI

Q = portata d'aria (m³/s o m³/h)
 Pt = perdita di carico (Pa)
 NR = livello sonoro
 VF = velocità frontale (m/s)
 LxH = dimensioni nominali griglia (mm)

Figura 90: Dati caratteristici delle griglie di ripresa

Griglie di transito

Le griglie di transito sono caratterizzate da uno speciale profilo antiluce e trovano la loro applicazione per il transito dell'aria tra locali, installabili su porte o pareti.

Lo speciale profilo delle alette, oltre a renderle gradevoli di aspetto assicura il trasferimento dell'aria per effetto della differenza di pressione fra i locali considerati.

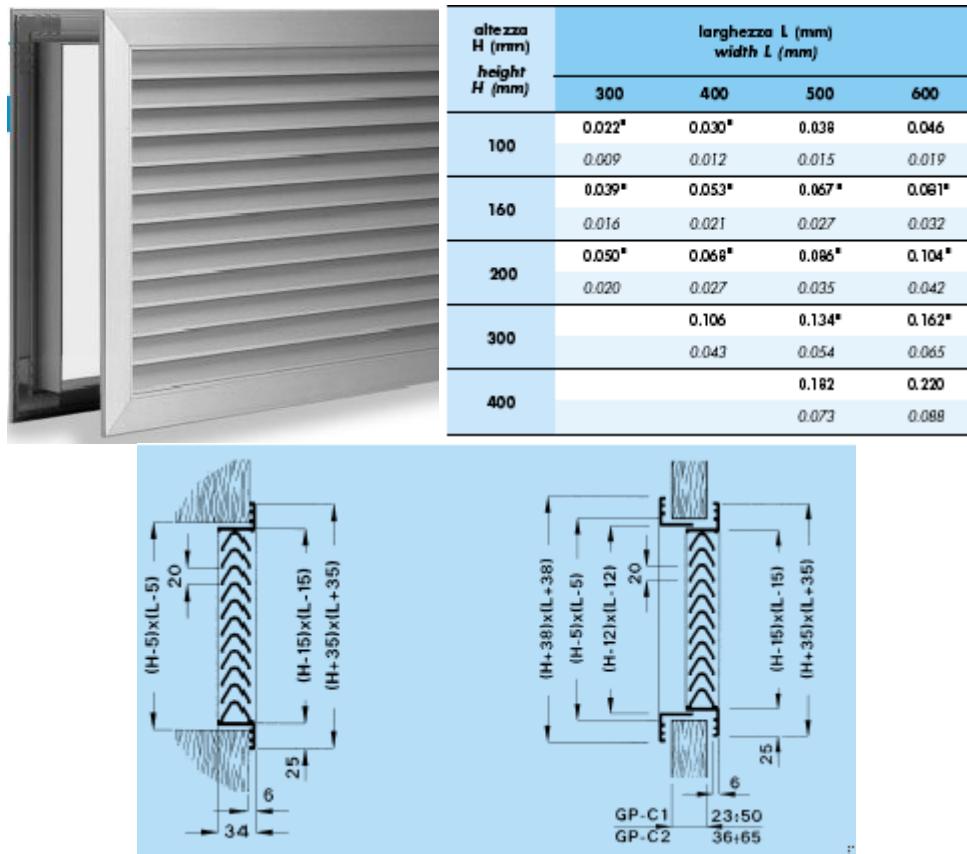


Figura 91: Dati dimensionali delle griglie di transito

DIM. NOMINALE NOMINAL DIMENSIONS L x H	VELOCITÀ FRONTALE - FRONTRAL VELOCITY VF				
	1.0 m³/s	1.2 m³/h	1.5 m³/s	2.0 m³/h	
300 x 100	0.017	60	0.021	75	0.025 90
400	0.022	80	0.026	95	0.032 115
500	0.029	105	0.035	125	0.043 155
600	0.036	130	0.042	150	0.051 185
300 x 160	0.033	120	0.039	140	0.047 170
400	0.043	155	0.050	180	0.069 250
500	0.056	200	0.065	235	0.082 295
600	0.065	235	0.081	290	0.100 360
300 x 200	0.046	165	0.056	200	0.068 245
400	0.060	215	0.071	255	0.089 320
500	0.073	265	0.090	325	0.112 405
600	0.096	345	0.114	410	0.142 510
400 x 300	0.099	355	0.117	420	0.146 525
500	0.128	460	0.153	550	0.193 695
600	0.157	565	0.190	685	0.236 850
500 x 400	0.160	575	0.193	695	0.239 860
600	0.203	730	0.243	875	0.301 1085
	5	7	11	17	Pt
	22	18	25	30	NR
			26	37	

SIMBOLI

Q = portata d'aria (m³/s o m³/h)

Pt = perdita di carico (Pa)

NR = livello sonoro

VF = velocità frontale (m/s)

LxH = dimensioni nominali
griglia imm1

Figura 92: Dati caratteristici delle griglie di transito

Serrande di regolazione

A monte dei diffusori può essere installata una serranda di taratura in acciaio verniciato che consente la regolazione frontale attraverso il diffusore mediante una apposita chiave. L'installazione avviene sul canotto con viti laterali. L'apposita flangia preforata permette il fissaggio diretto del diffusore senza l'ausilio del collarino.

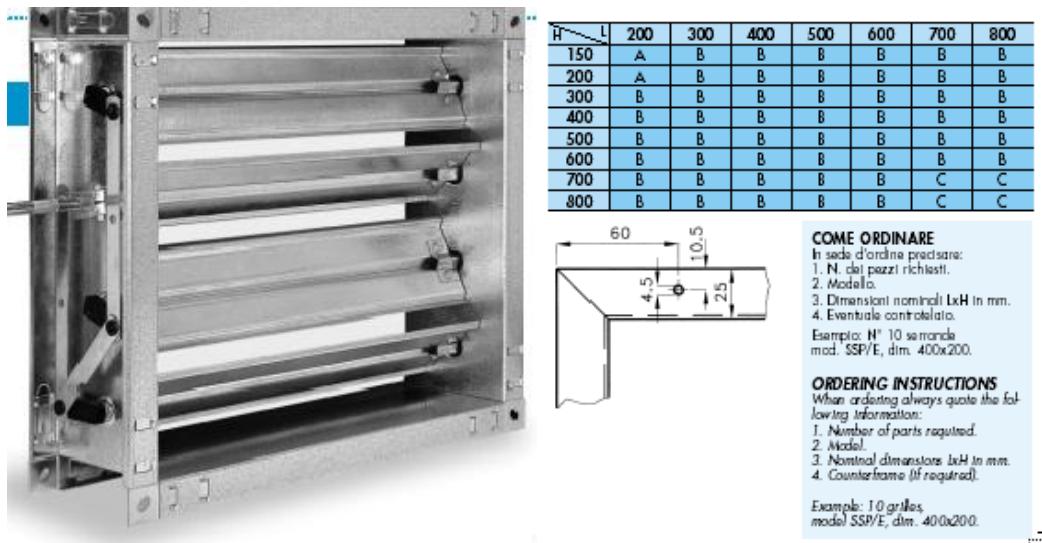


Figura 93: Dati dimensionali di serrande di taratura

DATI TECNICI TECHNICAL SPECIFICATIONS

SIMBOLI

Vf = velocità frontale aria (m/s)
NR = livello sonoro
Pf = perdita di carico (Pa)

SYMBOLS

Vf = frontal air velocity (m/s)
NR = noise level
Pf = pressure drop (Pa)

TRAFILETTO (Larghezza serranda mm. 1000)

LEAKAGE (Width damper mm. 1000)

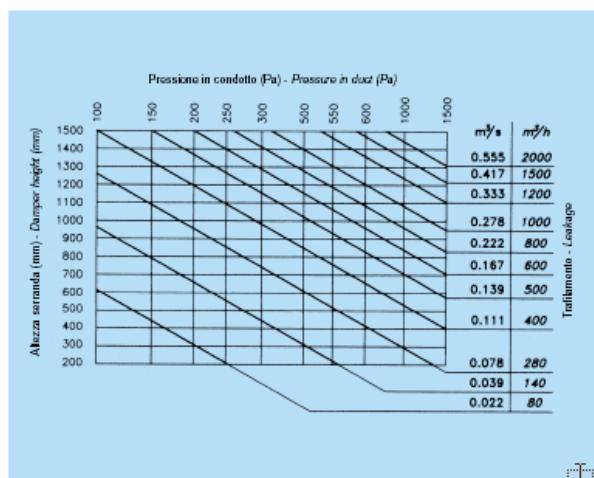
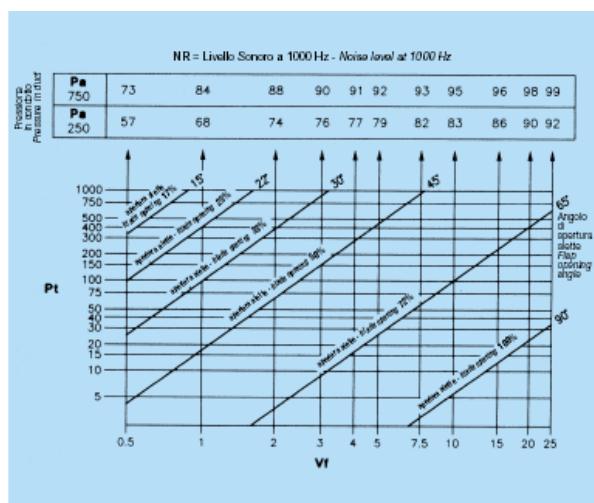
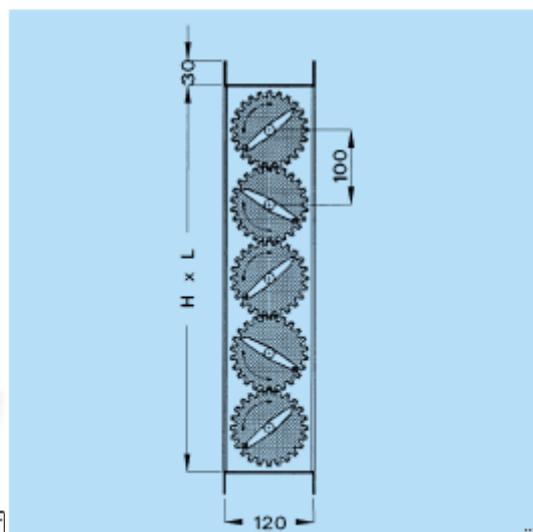


Figura 94: Dati caratteristici delle serrande di taratura

L	300	400	500	600	700	800
	900	1000	1100	1200	1300	1400
	1500	1600				
H	210	310	410	510	610	710
	810	910	1010	1110	1210	1310
	1410	1510				



DIMENSIONI D'INGOMBRO - OVERALL DIMENSIONS



Alette N° No.of Blades	Altezza H (mm) Height H (mm)	larghezza L (mm) width L (mm)													
		300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600
02	210	0.063	0.084	0.105	0.126	0.147	0.168	0.189	0.210	0.231	0.252	0.273	0.294	0.315	0.336
03	310	0.093	0.124	0.155	0.186	0.217	0.248	0.279	0.310	0.341	0.372	0.403	0.434	0.465	0.496
04	410	0.123	0.164	0.205	0.246	0.287	0.328	0.369	0.410	0.451	0.492	0.533	0.574	0.615	0.656
05	510	0.153	0.204	0.255	0.306	0.357	0.408	0.459	0.510	0.561	0.612	0.663	0.714	0.765	0.816
06	610	0.183	0.244	0.305	0.366	0.427	0.488	0.549	0.610	0.671	0.732	0.793	0.854	0.915	0.976
07	710	0.213	0.284	0.355	0.426	0.497	0.568	0.639	0.710	0.781	0.852	0.923	0.994	1.065	1.136
08	810	0.243	0.324	0.405	0.486	0.567	0.648	0.729	0.810	0.891	0.972	1.053	1.134	1.215	1.296
09	910	0.273	0.364	0.455	0.546	0.637	0.728	0.819	0.910	1.001	1.092	1.183	1.274	1.365	1.456
10	1010	0.303	0.404	0.505	0.606	0.707	0.808	0.909	1.010	1.111	1.212	1.313	1.414	1.515	1.616
11	1110	0.333	0.444	0.555	0.666	0.777	0.888	0.999	1.110	1.221	1.332	1.443	1.554	1.665	1.776
12	1210	0.363	0.484	0.605	0.726	0.847	0.968	1.089	1.210	1.331	1.452	1.573	1.694	1.815	1.936
13	1310	0.393	0.524	0.655	0.786	0.917	1.048	1.179	1.310	1.441	1.572	1.703	1.834	1.965	2.096
14	1410	0.423	0.564	0.705	0.846	0.987	1.128	1.269	1.410	1.551	1.692	1.833	1.974	2.115	2.256
15	1510	0.453	0.604	0.755	0.906	1.057	1.208	1.359	1.510	1.661	1.812	1.963	2.114	2.265	2.416

Figura 95: Dati dimensionali di serrande di regolazione

DATI TECNICI
TECHNICAL
SPECIFICATIONS

SIMBOLI

Vf = velocità frontale aria (m/s)
NR = livello sonoro
Pt = perdita di carico (Pa)

SYMBOLS

Vf = frontal air velocity (m/s)
NR = noise level
Pt = pressure drop (Pa)

TRAFILEMATO

(Larghezza serranda mm. 1000)

LEAKAGE

(Width damper mm. 1000)

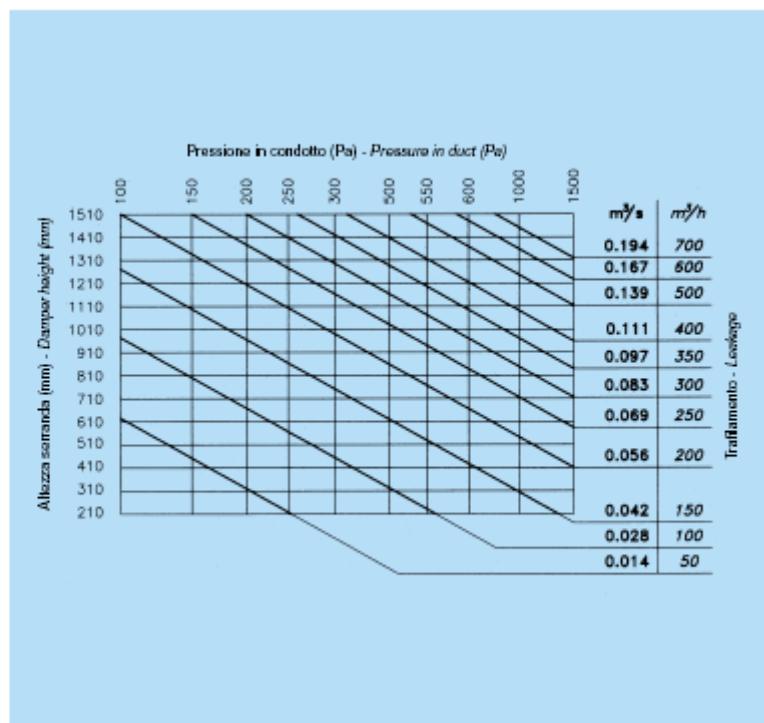
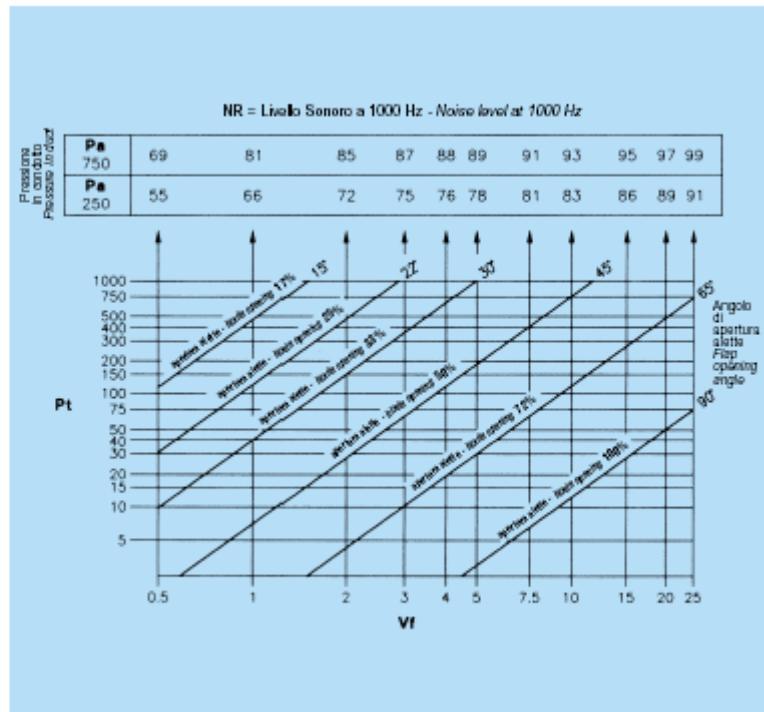


Figura 96: Dati caratteristici delle serrande di regolazione

Serrande di sovrappressione

Le serrande di sovrappressione sono caratterizzate dall'equilibrato funzionamento delle alette, trovano la loro applicazione nel montaggio all'esterno di edifici, sia per l'espulsione che per l'aspirazione, garantendo la chiusura per gravità all'arresto del ventilatore.

Per installazioni su edifici molto alti e particolarmente esposti ai venti, è consigliabile montare davanti alla serranda una griglia fissa di presa d'aria esterna.

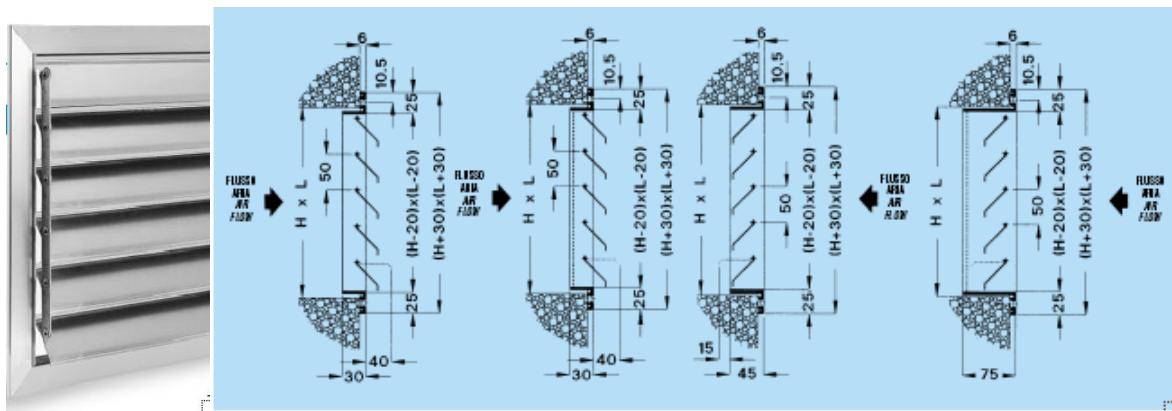


Figura 97: Dati dimensionali delle serrande di sovrappressione

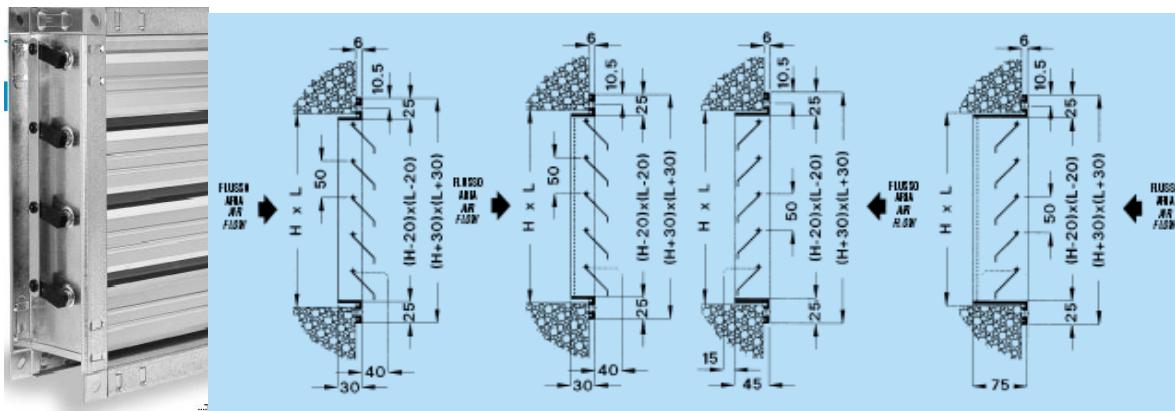


Figura 98: Dati dimensionali di serrande di sovrappressione da canale

VELOCITÀ FRONTALE - FRONTAL VELOCITY VF													
CINA 1000 2000 3000 4000 5000 6000 7000 8000 9000 10000 12000 14000 16000	DIM. NOMINALI L x H	3		4		5		6		8		m/s m/h	m/s m/h
		0	Pt	0	Pt	0	Pt	0	Pt	0	Pt		
216	200 x 200	0.117	420	29	0.151	545	41	0.189	680	60	—	—	—
269	300	0.174	625	—	0.235	845	—	0.289	1040	—	—	—	—
308	400	0.231	830	—	0.303	1090	—	0.381	1370	—	—	—	—
340	500	0.278	1000	—	0.372	1340	—	0.467	1680	—	—	—	—
367	600	0.331	1190	—	0.439	1580	—	0.553	1990	—	—	—	—
381	700	0.375	1350	25	0.500	1800	34	0.625	2250	50	—	—	—
413	800	0.414	1490	—	0.553	1980	—	0.692	2490	—	—	—	—
433	900	0.458	1650	—	0.614	2210	—	0.761	2740	—	—	—	—
452	1000	0.500	1800	—	0.667	2400	—	0.831	2990	—	—	—	—
488	1200	0.567	2040	—	0.750	2700	—	0.967	3480	—	—	—	—
522	1400	0.683	2450	—	0.889	3200	—	1.111	4000	—	—	—	—
554	1600	0.750	2700	21	1.000	3600	27	1.250	4500	38	—	—	—
527	300 x 300	0.261	840	27	0.347	1250	38	0.431	1550	56	0.519	1870	78
384	400	0.356	1280	—	0.450	1620	—	0.605	2180	—	0.722	2600	—
425	500	0.436	1570	—	0.587	2150	—	0.733	2640	—	0.867	3120	—
462	600	0.556	1980	—	0.694	2500	—	0.869	3130	—	1.039	3740	—
495	700	0.614	2210	—	0.769	2770	—	1.000	3500	—	1.183	4260	—
524	800	0.686	2470	23	0.900	3240	32	1.122	4040	46	1.333	4800	63
550	900	0.744	2680	—	0.975	3510	—	1.250	4500	—	1.486	5350	—
575	1000	0.828	2980	—	1.081	3900	—	1.361	4900	—	1.611	5800	—
619	1200	0.944	3400	—	1.250	4500	—	1.561	5620	—	1.867	6720	—
659	1400	1.069	3850	—	1.417	5100	—	1.778	6400	—	2.133	7880	—
687	1600	1.194	4300	19	1.589	5720	25	2.000	7200	35	2.406	8860	47
436	400 x 400	0.461	7880	23	0.619	2230	35	0.767	2780	56	0.917	3300	70
491	500	0.608	2190	—	0.784	2750	—	0.978	3520	—	1.178	4240	—
539	600	0.708	2550	—	0.936	3370	—	1.181	4250	—	1.425	5130	—
560	700	0.833	3000	—	1.108	3980	—	1.375	4950	—	1.653	5950	—
617	800	0.931	3550	21	1.244	4480	—	1.600	5600	—	1.850	6560	—
649	900	—	—	—	1.389	5000	30	1.722	6200	42	2.061	7420	58
680	1000	—	—	—	1.536	5530	—	1.917	6900	—	2.288	8230	81
734	1200	—	—	—	1.778	6400	—	2.222	8000	—	2.683	9660	11200
782	1400	—	—	—	2.008	7230	—	2.520	9070	—	3.008	10830	13750
826	1600	—	—	—	2.250	8100	25	2.797	10070	32	3.353	12070	16200
545	500 x 500	—	—	—	0.972	3500	30	1.194	4300	42	1.433	5160	55
601	600	—	—	—	1.181	4250	—	1.472	5300	—	1.738	6260	2,361
651	700	—	—	—	1.389	5000	—	1.744	6280	—	2.147	7730	2,767
695	800	—	—	—	1.583	5700	27	1.978	7120	—	2.403	8850	3,194
735	900	—	—	—	—	—	—	2.222	8000	37	2.686	9670	4,544
771	1000	—	—	—	—	—	—	2.490	8820	—	2.938	10580	5,903
835	1200	—	—	—	—	—	—	2.903	10450	—	3.472	12500	4,639
891	1400	—	—	—	—	—	—	3.328	11980	—	3.944	14200	5,153
942	1600	—	—	—	—	—	—	3.748	13490	32	4,444	16000	6,056

Figura 99: Dati caratteristici delle serrande di sovrappressione

Griglie tagliafuoco e tagliafumo

Queste griglie si rendono necessarie in impianti di grande estensione e in edifici aventi particolari destinazione d'uso.

Si osservi anche l'inserimento di porte tagliafuoco che hanno lo scopo di resistere al fuoco per una durata di 60÷120 minuti e di chiudersi a scatto quando i rivelatori indicano la presenza di un incendio. In questo modo le fiamme all'interno del comprato interessato non si possono propagare agli altri comparti e gli occupanti possono porsi in salvo attraverso le vie di fuga.

Con la stessa filosofia dell'isolamento del comparto sotto incendio la Norma Tecnica richiede che anche i canali che attraversano i comparti siano dotati di *serrande tagliafuoco* e di *serrande tagliafumo* in modo che l'aria immessa nei comprati non provochi asfissia per gli occupanti. Le serrande tagliafuoco, vedi Figura 100, sono installate all'interno dei canali di ventilazione con lo scopo di bloccare la ventilazione dei settori interessati dall'incendio.

Le serrande scattano, cioè le alette si serrano, quando un elemento sensibile interno fonde se la temperatura supera i 72 °C o quando un rivelatore di fumi esterno invia il segnale elettrico di chiusura. In Figura 101 si ha una serranda tagliafumo che ha lo scopo di evitare, in caso di incendio, la propagazione di fumo da un ambiente attraverso la rete dei canali di distribuzione dell'aria.

Anche in questo caso le alette sono tenute aperte da un levismo esterno che scatta quando l'elemento sensibile interno raggiunge i 72 °C o quando una sonda esterna rivela la presenza di fumi. Si può avere anche il caso di serranda tagliafumo sempre chiusa che viene aperta automaticamente quando si vuole evacuare il fumo eventualmente presenti nei canali.

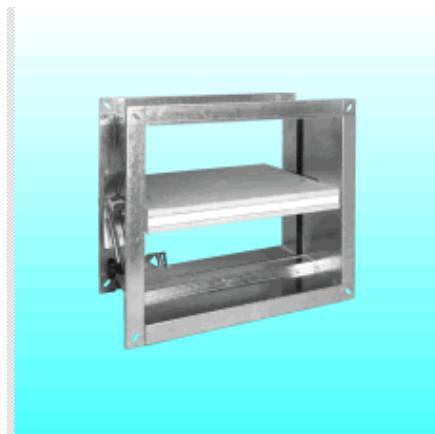


Figura 100: Serranda tagliafuoco

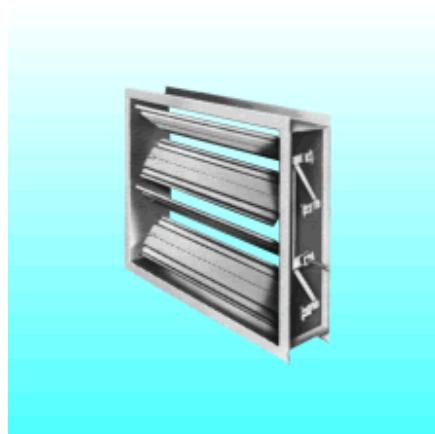


Figura 101: Serrande tagliafumo

Silenziatori

Per ridurre la rumorosità dell'aria, anche ai fini del rispetto della norma tecnica sui requisiti acustici degli edifici si inseriscono nei canali opportuni tratti silenziati, vedi Figura 102, che riducono il

livello di rumore in funzione della tipologia costruttiva, secondo dati caratteristici forniti dai vari costruttori.

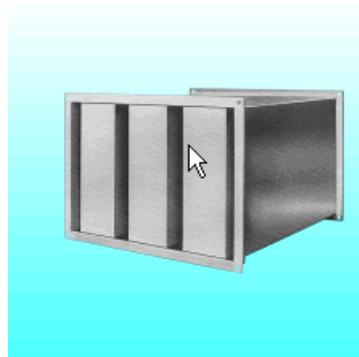


Figura 102: Silenziatore per canali d'aria

Diffusori

I diffusori hanno una funzione analoga quella delle bocchette. Essi sono del tipo indicato in Figura 103, 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.

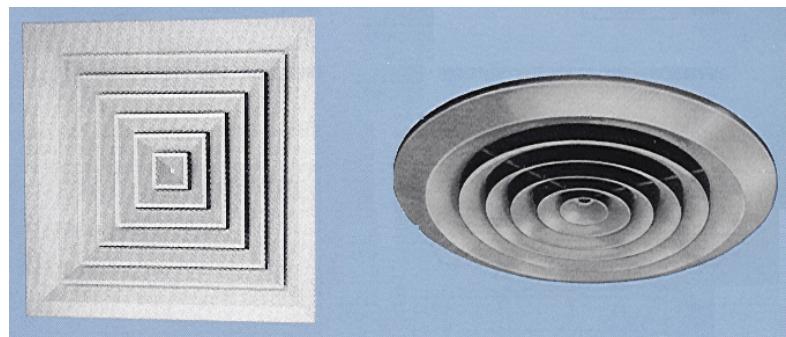


Figura 103: Tipologie di diffusori

Spesso i dati dimensionali e le caratteristiche dei diffusori sono raggruppati in modo tale da avere sott'occhio sia i dati fluodinamici che quelli di rumorosità. Ad esempio alcuni Costruttori forniscono i loro cataloghi come indicato nella Figura 104 e nella Figura 105 per le caratteristiche fluidodinamiche.

DIMENSIONI D'INGOMBRO (mm) - OVERALL SIZE (mm)

DN	ØA	ØB	ØC	D
150	148	345	300	87
200	198	423	370	87
250	248	521	470	110
300	298	640	573	130
350	348	730	650	187
400	398	776	695	187
450	448	825	743	187
500	498	909	812	187

ACCESSORI - ACCESSORIES

• **TFM**
Serranda di tenuta a farfalla, regolazione a mezzo vite centrale attraverso la parte frontale del diffusore. Costruzione in acciaio zincato.
Butterfly damper with central screw adjustment through the centre hole of the diffuser. Constructed in galvanised steel.

DN	150	200	250	300	350	400	450	500
G	20	20	30	30	35	35	35	35
H	90	110	148	172	200	225	250	275

Figura 104: Dati dimensionali di un diffusore a coni variabili

Come si può osservare in Figura 105 (come schematizzato anche nello stesso abaco con le linee di richiamo riportate in basso a sinistra) nota la portata d'aria da inviare si hanno immediatamente il lancio, la velocità iniziale e la rumorosità (indice NR). Pertanto la selezione della dimensione del diffusore risulta legata sia ai dati di progetto fluidodinamici (v_k , L_T) ma anche alla rumorosità prodotta.

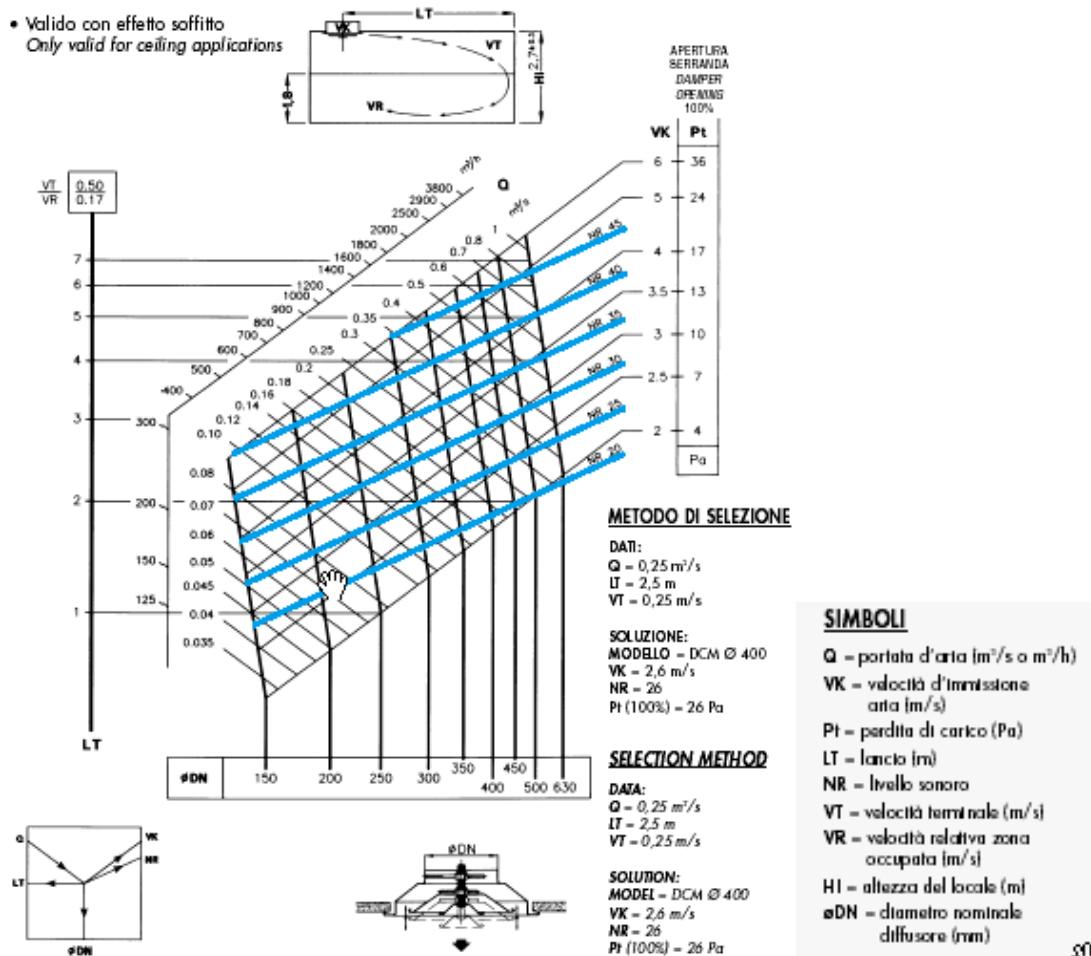


Figura 105: Selezione del diffusore con abaco integrato (caratteristiche rumorosità)

Per diffusori quadrati si hanno i dati dimensionali seguenti e le curve di selezione di figura.

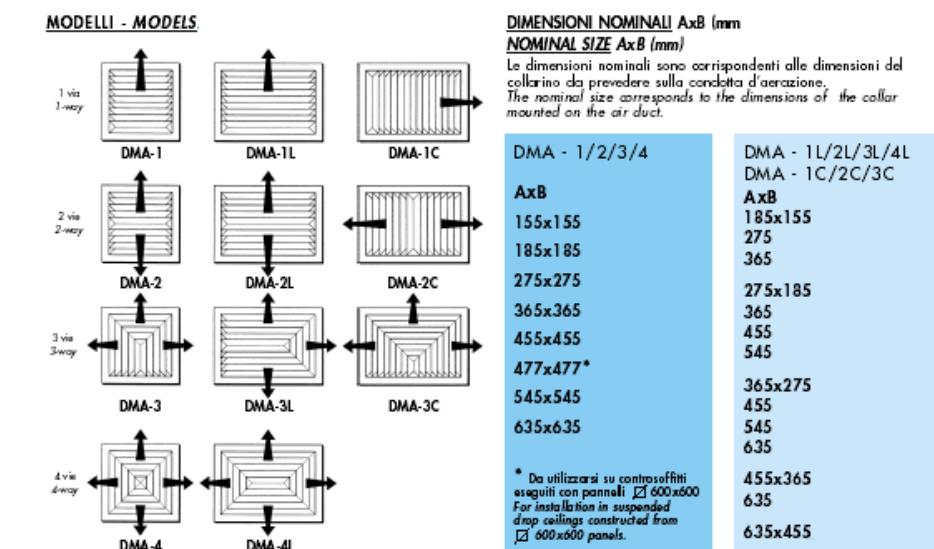


Figura 106: Dati dimensionali per diffusori quadrati

Unità di trattamento dell'aria

Si tratta di un vero e proprio impianto terminale, molto utilizzato negli impianti di condizionamento e nella termoventilazione.

L'*unità di trattamento aria (UTA)* è di solito una macchina complessa che può essere assemblata in base alle caratteristiche di progetto ed è costituita, essenzialmente, da un grosso cassonetto nel quale sono presenti vari sezioni quali, ad esempio, quella filtrante, la sezione di riscaldamento con batteria calda, la sezione di raffreddamento con batteria fredda, la sezione di post-riscaldamento con una batteria calda, la sezione di umidificazione (ad acqua o a vapore, la sezione di lavaggio, la sezione ventilante di mandata e/o di ripresa. In Figura 108 si ha un esempio di *UTA*.

I problemi impiantistici sono notevoli: di spazio, di collegamenti con i fluidi termovettori caldi e/o freddi, di alimentazione di acqua o di vapore per l'umidificazione, di eliminazione della condensa, di collegamento ai canali di mandata, di ripresa e di ricircolo. Non si può improvvisare l'installazione di un'unità di questo genere a meno di non sacrificare uno o più ambienti originariamente non previsti per ospitare queste unità. Spesso l'ignoranza progettuale e la mancanza di ogni criterio di previsione progettuale portano a conseguenze estetiche e tecniche poco piacevoli.

Nel caso di impianti di piccole dimensioni (per esempio per singoli appartamenti o per pochi ambienti) le *UTA* hanno dimensioni tali da potere essere poste in controsoffitto. In questo caso l'ingombro maggiore si ha in altezza ed occorre prevedere almeno 50 cm di altezza.

I problemi che queste unità pongono in esercizio sono molteplici: alimentazione fluidodinamica, cambio dei filtri, manutenzione delle batterie e delle ventole, eliminazione della condensa e dell'acqua superflua di umidificazione, controllo delle valvole di regolazione.

Occorre sempre prevedere una facile accessibilità alla sezione filtrante per consentire il ricambio dei filtri con regolarità (almeno ad ogni stagione): accade spesso che queste unità (se di piccole dimensioni) vengano *annegate* nel controsoffitto e che non si abbia alcuna possibilità di accedervi se non rompendo il controsoffitto.

Inoltre le *UTA* sono rumorose se non correttamente progettate, come brevemente indicato nei capitoli precedenti. Le soffianti debbono essere ben bilanciate ed è opportuno inserire i giunti antivibranti e, se necessario, le sezioni silenzianti dotate di trappole acustiche, vedi Figura 108.

La selezione delle *UTA* (o anche *CTA* per Centrali di Trattamento Aria) è effettuata mediante i cataloghi delle case costruttrici partendo dalle dimensioni di attraversamento che sono determinate imponendo una velocità variabile da 3 a 5 m/s.

In questo modo si hanno dimensioni di riferimento che debbono poi essere confrontate con quelle standard fornite dai costruttori. In questo modo si seleziona la *classe* della *CTA*.

Ogni componente interno della *CTA* (batterie, filtri, soffianti,) debbono essere conformi alla classe sopra determinata (cioè debbono essere compatibili con le dimensioni fisiche della *CTA*) ed avere le potenzialità termiche (calde e/o fredde) calcolate in precedenza.

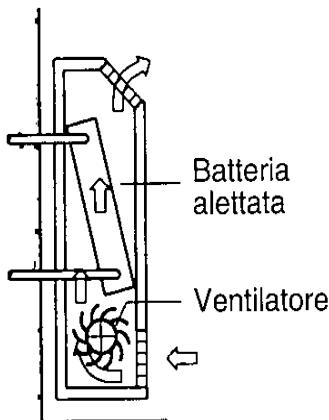


Figura 107: Esempio di termoconvettore

Nel caso di impianti multizona, vedi Figura 109, si hanno più sezioni di uscita che possono essere dotate di unità di post riscaldamento.

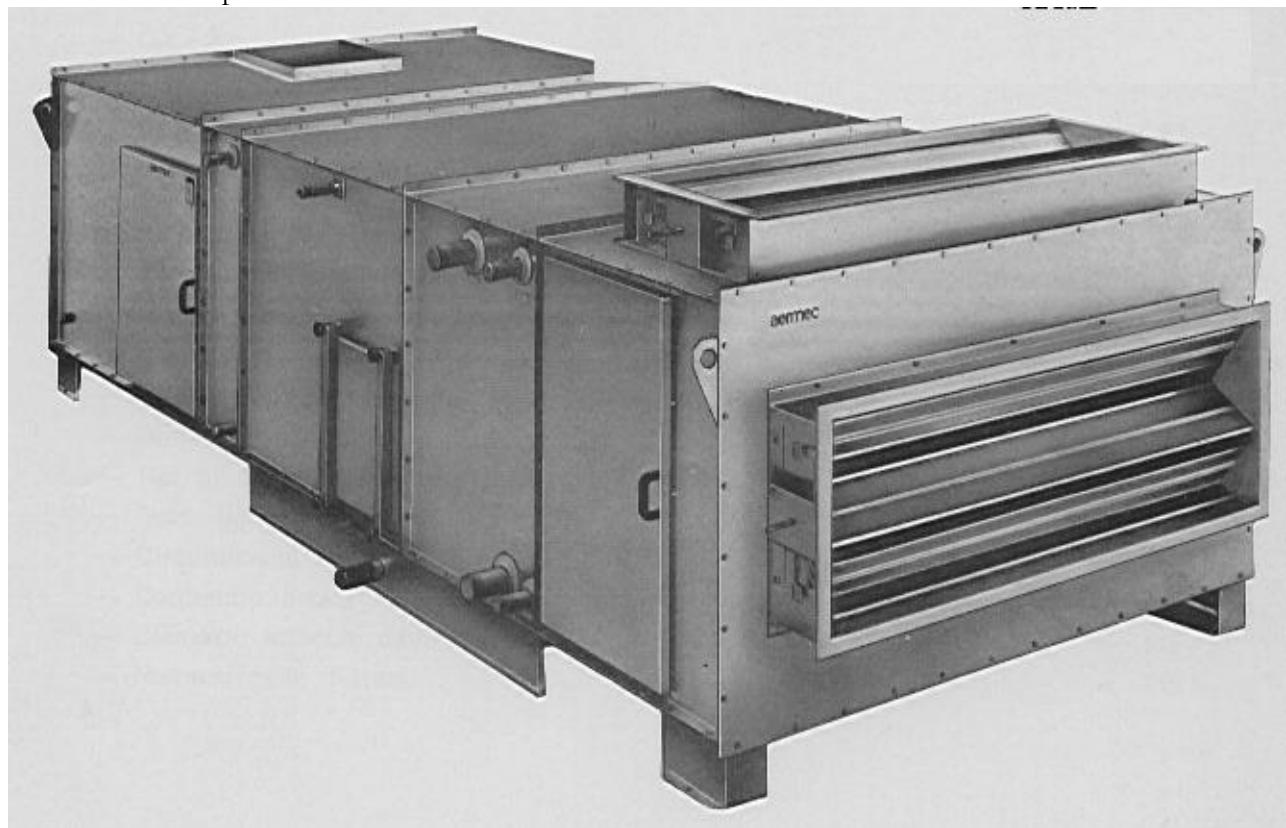


Figura 108: Esempio di Centrale di Trattamento Aria (CTA)

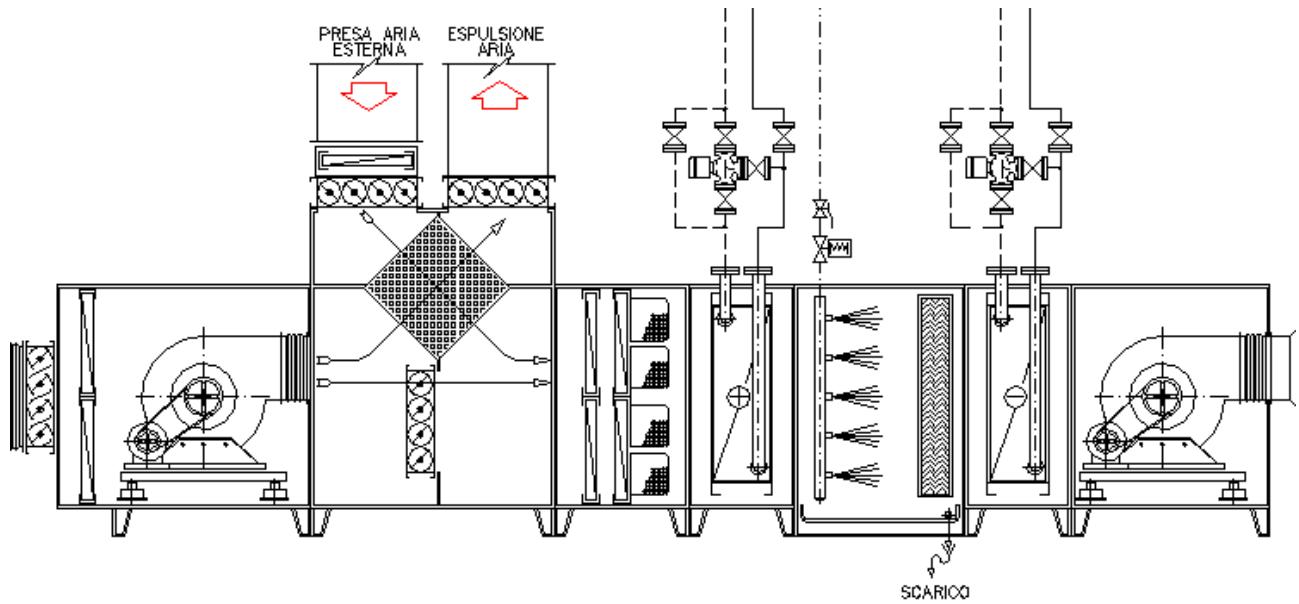


Figura 109: Layout di una UTA completa con recupero di calore

INDICE GENERALE

<u>1</u>	<u>LA PROBLEMATICA DELL'IMPIANTISTICA TERMOTECNICA</u>	1
1.1	LE FASI PROGETTUALI DEGLI IMPIANTI TERMOTECNICI	5
1.1.1	SPECIFICHE DI PROGETTO	6
1.1.2	CALCOLO DEI CARICHI TERMICI	6
1.1.3	SCELTA DELLA TIPOLOGIA IMPIANTISTICA	7
1.1.4	DIMENSIONAMENTO DEI COMPONENTI DI IMPIANTO	7
1.1.5	SCHEMATIZZAZIONE DELLA SOLUZIONE IMPIANTISTICA	7
1.1.6	DIMENSIONAMENTO DELLE RETI DI DISTRIBUZIONE	8
1.1.7	DISEGNO ESECUTIVO DEGLI IMPIANTI	8
<u>2</u>	<u>ELEMENTI DI TERMOFISICA DELL'EDIFICIO</u>	<u>9</u>
2.1	TRANITORIO TERMICO DEGLI EDIFICI	9
2.2	PROPAGAZIONE DEL CALORE IN REGIME PERIODICO STABILIZZATO	10
2.3	TRANSITORIO TERMICO DI UN CORPO	11
2.4	COSTANTE DI TEMPO DELL'EDIFICIO	13
2.5	PARAMETRI CHE INFLUENZANO IL CARICO TERMICO DEGLI EDIFICI	15
2.5.1	LA TEMPERATURA ARIA-SOLE	15
2.5.2	PARETI CON INTERCAPEDINE D'ARIA	17
	Intercapedine d'aria con convezione interna	17
	Intercapedine d'aria senza convezione termica	18
2.5.3	PARETI OPACHE INTERNE	20
2.5.4	PARETI TRASPARENTI	20
	Caratteristiche ottiche dei vetri	20
2.6	EFFETTO SERRA NEGLI EDIFICI	20
<u>3</u>	<u>LA PROGETTAZIONE DEGLI IMPIANTI TERMOTECNICI</u>	<u>22</u>
3.1	IMPIANTI DI RISCALDAMENTO	22
3.2	LA LEGGE 10/91 SUL RISPARMIO ENERGETICO	22
3.3	CARICO TERMICO DI PROGETTO PER IL RISCALDAMENTO	23
3.4	PONTI TERMICI	26
<u>4</u>	<u>CONDIZIONAMENTO ESTIVO</u>	<u>30</u>
4.1	CALCOLO DEI DISPERDIMENTI ATTRAVERSO LE PARETI	31
	Pareti con costante di tempo infinita	31
	Pareti con costante di tempo nulla	31
	Pareti con costante di tempo intermedia	32
4.1.1	CALCOLO DEI DISPERDIMENTI ATTRAVERSO LE FINESTRE	33
	Trasmissione termica attraverso i vetri	33
	Radiazione solare	34
4.1.2	CARICHI TERMICI INTERNI	36
4.1.3	CARICO SENSIBILE PER VENTILAZIONE E INFILTRAZIONI	37
4.1.4	CALORE LATENTE	38
4.1.5	CARICO TERMICO TOTALE DELL'EDIFICIO	39
4.2	CENNI SUL CONDIZIONAMENTO AMBIENTALE	41
4.2.1	CONDIZIONAMENTO ESTIVO	41

4.2.2	IMPIANTI A TUTTA ARIA CON RICIRCOLO PARZIALE	43
4.2.3	CONDIZIONAMENTO INVERNALE	45
4.2.4	RICIRCOLO PARZIALE NEL CONDIZIONAMENTO INVERNALE	45
4.2.5	CALCOLO DELLE POTENZE DELLE BATTERIE DI SCAMBIO	45
4.3	IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO AD ACQUA	48
4.4	IMPIANTI MISTI AD ARIA PRIMARIA	49
	Regime estivo dei Fan Coil	49
	Regime invernale per i Fan Coil	50
4.4.1	CARATTERISTICHE E PRESTAZIONE DEI FAN COIL	51
	Fan Coil con Aria Primaria	51
	Fan Coil senza Aria primaria	51
	Caratteristiche prestazionali	52
	Regolazione dei fan Coil	53
	Fan Coil canalizzati	54
4.5	CONSIDERAZIONI PROGETTUALI PER GLI IMPIANTI MISTI	55
4.5.1	UNITÀ DI TRATTAMENTO DELL'ARIA PRIMARIA	55
	Condizioni estive	55
	Condizioni invernali	57
	Regolazione negli impianti misti	59
	Tipo logie di installazione delle UTA dell'aria primaria all'interno degli ambienti	62
	Pressurizzazione dell'edificio	64
	Controllo termico degli ambienti	65
4.5.2	CRITERI DI PROGETTO PER GLI IMPIANTI MISTI	65
4.5.3	CRITERI DI PROGETTO DEI VENTILCONVETTORI	65
	Scelta del ventilconvettore	66
<u>5</u>	<u>COMPONENTI PRINCIPALI DI IMPIANTO</u>	67
5.1	TIPOLOGIA DI GENERATORI TERMICI	67
5.1.1	GENERATORI A GASOLIO	67
5.1.2	CANNE FUMARIE	70
5.1.3	CENTRALI TERMICHE	72
5.1.4	GENERATORI ELETTRICI	73
5.2	TIPI DI FLUIDI TERMOVETTORI	77
5.2.1	CIRCUITI AD ACQUA: POMPA DI CIRCOLAZIONE E CORPI SCALDANTI	77
5.2.2	POMPA DI CIRCOLAZIONE	79
5.2.3	CORPI SCALDANTI	80
	Radiatori	80
	Pannelli Radianti	85
5.2.4	VASO DI ESPANSIONE	89
	Vasi di espansione aperti	89
	Vasi di espansione chiusi	90
5.2.5	VALVOLA DI SICUREZZA	91
5.2.6	VALVOLA DI SCARICO TERMICO	91
5.3	FLUIDI DI LAVORO DIVERSI DALL'ACQUA	92
5.3.1	L'ARIA COME FLUIDO DI LAVORO	93
5.3.2	SISTEMI SPLIT	93
5.3.3	FLUIDI FRIGORIGENI	96
5.3.4	TIPI DI TERMINALI PER LA CESSIONE DELL'ENERGIA	96
	Termoconvettori	97
	Termoventilconvettori (<i>fan coil</i>)	97
	Bocchette e Diffusori	98
	Bocchette di aspirazione	101

Griglie di ripresa	103
Griglie di transito	104
Serrande di regolazione	105
Serrande di sovrappressione	107
Griglie tagliafuoco e tagliafumo	109
Silenziatori	109
Diffusori	110
Unità di trattamento dell'aria	112

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	1
Figura 3: Esempio di edilizia in climi rigidi – Città di Tampere (Finlandia)	2
Figura 4: Stazione di ricerca polare	2
Figura 5: Trasmissione del calore in uno strato seminfinito: risposta alla forzante esterna sinusoidale.	10
Figura 6: Andamento del transitorio di riscaldamento e/o di raffreddamento	12
Figura 7: Influenza della forma architettonica (A/V) sui disperdimenti	13
Figura 8: Transitorio termico con diverse costanti di tempo	14
Figura 9: Scambi termici di una parete esterna soleggiata.	16
Figura 10: Andamento della temperatura aria-sole per $a=0.2$ e $a=0.9$ per un dato irraggiamento.	17
Figura 11: Temperatura aria-sole per $a=0.2$ e $a=0.9$ ed esposizione Sud, Est ed Ovest.	18
Figura 12: Schematizzazione di una parete con intercapedine	19
Figura 13: fattore di trasparenza dei vetri	21
Figura 14: Schema di applicazione della L.10/91	22
Figura 15: Schematizzazione di un impianto a tutt'aria senza ricircolo	30
Figura 16: Schematizzazione di un impianto a tutt'aria senza ricircolo	41
Figura 17: Trasformazioni ideali per il condizionamento estivo	42
Figura 18: Schematizzazione di un impianto a tutt'aria con ricircolo	42
Figura 19: Trasformazioni ideali per il condizionamento estivo con ricircolo	43
Figura 20: Percentuale di Insoddisfatti in funzione della portata di ricambio aria	44
Figura 21: Schematizzazione di un impianto a tutt'aria con ricircolo	46
Figura 22: Trasformazioni ideali per condizionamento invernale senza ricircolo	47
Figura 23: Trasformazioni ideali per condizionamento invernale con ricircolo	47
Figura 24: Centrale di Trattamento Aria con ricircolo	48
Figura 25: Rete di distribuzione dell'acqua fredda del tipo bitubo	49
Figura 26: Schema di funzionamento di un fan coil in regime estivo	50
Figura 27: Effetto del post riscaldamento dell'aria primaria	50
Figura 28: Fan coil in regime invernale	51
Figura 29: Fan Coil in regime invernale senza post riscaldamento	52
Figura 30: Funzionamento dei fan coil con presa di aria esterna	52
Figura 31: Sezione con particolari costruttivi di un moderno fan coil	53
Figura 32: Prestazioni dei Fan Coil	54
Figura 33: Dati dimensionali dei fan coil	55
Figura 34: Trattamento aria primaria in condizioni estive	56
Figura 35: Calcoli termoigrometrico per l'aria primaria in condizioni estive	56
Figura 36: Rappresentazione di un impianto misto nel piano psicrometrico	57
Figura 37: Trattamenti per l'aria primaria in condizioni invernali	58
Figura 38: Calcoli termoigrometrico per l'aria primaria in condizioni invernali	58
Figura 39: Schema di funzionamento di un impianto AP + FC invernale	59
Figura 40: Carico termico della trasformazione MD	59
Figura 41: Regolazione dei fan coil mediante valvola a tre vie	60

Figura 42: Regolazione estiva mediante variazione della portata di FC	60
Figura 43: Relazione estiva mediante variazione delle condizioni dell'aria primaria	61
Figura 44: Regolazione invernale mediante variazione della portata del fan coil	61
Figura 45: Regolazione invernale mediante variazione della temperatura dell'aria primaria	62
Figura 46: Disposizione dei fan coil canalizzati	62
Figura 47: Disposizione dei fan coil canalizzati	63
Figura 48: Disposizione dei fan coil canalizzati	63
Figura 49: Disposizione dei fan coil canalizzati	63
Figura 50: Disposizione dei fan coil canalizzati	64
Figura 51: Disposizione dei fan coil canalizzati	64
Figura 52: Schema di una caldaia alimentata a gasolio per fluidi diatermici	68
Figura 53: Esempio di caldaia a mantello in acciaio	69
Figura 54: Disposizione corrette di una canna fumaria	71
Figura 55: Schema di una macchina frigorifera e/o di una pompa di calore	74
Figura 56: Schema impiantistico di un ciclo frigorifero a vapori saturi	74
Figura 57: Funzionamento estivo di un ciclo frigorifero reversibile	75
Figura 58: Funzionamento invernale di un ciclo frigorifero reversibile	75
Figura 59: Esempio di impianto a pompa di calore con distribuzione ad aria	76
Figura 60: Refrigeratore d'acqua con condensatore raffreddato ad aria	77
Figura 61: Sezione schematica di un refrigeratore d'acqua raffreddato ad aria	78
Figura 62: Schema di collegamento di un terminale	81
Figura 63: Esempio di installazione di un radiatore	83
Figura 64: Valvola termostatica per radiatore e valvola di sfogo aria	84
Figura 65: dati caratteristici per radiatori in alluminio	84
Figura 66: Schema di posa dei pannelli radianti	85
Figura 67: Schema tipo di montaggio di un pannello radiante	85
Figura 68: Particolare di montaggio dei pannelli radianti	86
Figura 69: Esempio di applicazione in civili abitazioni dei pannelli radianti	87
Figura 70: esempio di applicazione dei pannelli radianti in una chiesa	88
Figura 71: Esempio di utilizzo dei collettori complanari per pannelli radianti	88
Figura 72: Vaso di espansione aperto	89
Figura 73: Vaso di espansione chiuso a membrana	90
Figura 74: Vaso chiuso pressurizzato senza membrana	91
Figura 75: Esempio di valvola di sicurezza	91
Figura 76: Gruppo polivalente di sicurezza, sfiato aria e caricamento	92
Figura 77: Foto esempio di installazione del vaso chiuso e della valvola di sicurezza	92
Figura 78: Spaccato di un moderno sistema split	94
Figura 79: Impianto di climatizzazione tipo Split	94
Figura 80: Schema di installazione di sistemi split in un edificio	95
Figura 81: Sistema split con canalizzazione interna	96
Figura 82: Schema costruttivo di un ventilconvettore	98
Figura 83: Dati dimensionali delle bocchette rettangolari	99
Figura 84: Dati dimensionali di bocchette rettangolari	100
Figura 85: Bocchette rettangolari ad alette regolabili	100
Figura 86: Dati caratteristici delle bocchette rettangolari	101
Figura 87: Dati dimensionali delle bocchette di ripresa	102
Figura 88: Dati caratteristici delle bocchette di ripresa	102
Figura 89: Dati caratteristici delle griglie di ripresa	103
Figura 90: Dati caratteristici delle griglie di ripresa	103
Figura 91: Dati dimensionali delle griglie di transito	104
Figura 92: Dati caratteristici delle griglie di transito	104
Figura 93: Dati dimensionali di serrande di taratura	105

Figura 94: Dati caratteristici delle serrande di taratura	105
Figura 95: Dati dimensionali di serrande di regolazione	106
Figura 96: Dati caratteristici delle serrande di regolazione	107
Figura 97: Dati dimensionali delle serrande di sovrapressione	108
Figura 98: Dati dimensionali di serrande di sovrapressione da canale	108
Figura 99: Dati caratteristici delle serrande di sovrapressione	108
Figura 100: Serranda tagliafuoco	109
Figura 101: Serrande tagliafumo	109
Figura 102: Silenziatore per canali d'aria	110
Figura 103: Tipologie di diffusori	110
Figura 104: Dati dimensionali di un diffusore a coni variabili	110
Figura 105: Selezione del diffusore con abaco integrato (caratteristiche rumorosità)	111
Figura 106: Dati dimensionali per diffusori quadrati	111
Figura 107: Esempio di termoconvettore	112
Figura 108: Esempio di Centrale di Trattamento Aria (CTA)	113
Figura 109: Layout di una UTA completa con recupero di calore	113

ELENCO DELLE TABELLE

Tabella 1: Valori della resistenza termica per vari valori di intercapedine	19
Tabella 2: Maggiorazioni per orientamento	26
Tabella 3: Numero di ricambi orari consigliato	26
Tabella 4: Differenza di Temperatura equivalente per pareti verticali fra le ore 6 e 17	33
Tabella 5: Differenza di Temperatura equivalente per pareti verticali fra le ore 18 e le 5	34
Tabella 6: Differenza di Temperatura equivalente per pareti le coperture	35
Tabella 7: Irraggiamenti massimi per alcune latitudini nord	36
Tabella 8: fattori di accumulo per radiazione solare – ore 6 – 17	37
Tabella 9: Fattori di Accumulo per radiazione solare – Ore 18 -5	38
Tabella 10: Fattori di Accumulo per vetri schermati – Ore 6 -17	39
Tabella 11: Fattori di Accumulo per vetri schermati – Ore 18 -5	40
Tabella 12: Fattori di Accumulo per vari tipi di illuminazione	40
Tabella 13: Valori di ricambi orari consigliati	44
Tabella 14: Portate di ventilazione consigliate	46
Tabella 15: Dati caratteristici per una caldaia in acciaio	70
Tabella 16: Dimensioni minime consigliate per le centrali termiche	72
Tabella 17: Dati tecnici relativi ai refrigeratori d'acqua (e/o pompe di calore)	79
Tabella 18: Dati di libreria di radiatori commerciali	82
Tabella 19: Dati di libreria di fan coil commerciali	82
Tabella 20: Esempio di dati per radiatori commerciali	83