

2016

**IMPIANTI TERMOTECNICI - VOLUME IV
CONDIZIONAMENTO**



PROF. GIULIANO CAMMARATA

FILE: IMPIANTI TERMOTECNICI - VOLUME 4 - 16.DOCX

AUTORE: Giuliano;Cammarata

DATA: 21 AGOSTO 2016

www.giulianocammarata.it
cammaratagiuliano@gmail.com

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

STRUTTURA DEL VOLUME

1.	<u>LINEE GUIDA PER IL CONDIZIONAMENTO</u>	3
2.	<u>CALCOLO DEI CARICHI TERMICI</u>	11
3.	<u>PSICROMETRIA PER IL CONDIZIONAMENTO</u>	85
4.	<u>CONDIZIONAMENTO AD ARIA</u>	98
5.	<u>TIPOLOGIE DI CONDIZIONAMENTO</u>	143
6.	<u>CONDIZIONAMENTO DEGLI OSPEDALI</u>	200
7.	<u>EDIFICI DEL SETTORE TERZIARIO</u>	230
8.	<u>COMPONENTI DI IMPIANTO</u>	255
9.	<u>TERMINALI PER LA CESSIONE DELL'ENERGIA</u>	319
10.	<u>CENTRALI DI TRATTAMENTO DELL'ARIA</u>	329
11.	<u>DISTRIBUZIONE DELL'ARIA</u>	379
12.	<u>LA REGOLAZIONE DEGLI IMPIANTI</u>	442

PREMESSE

Gli impianti di climatizzazione estiva, anche se esistenti da parecchi decenni, sono prepotentemente entrati nell'uso comune da circa un decennio per effetto del surriscaldamento estivo di questi ultimi anni.

In precedenza essi erano considerati impianti di lusso e relegati ad applicazioni specialistiche (alberghi, ospedali, enti pubblici, ...).

Da quando le mutazioni climatiche hanno prodotto condizioni estive gravose (alte temperature ed elevate umidità esterne) l'uso degli impianti di climatizzazione estiva si è esteso anche alle famiglie, seppur con impianti semplici quali i sistemi split o multisplit.

La richiesta di energia elettrica nel periodo estivo ha così raggiunto i massimi nazionali pari a circa 52 ÷ 54 GW. L'Italia ha normato fin dal 1976 (ex L 373/76) sugli impianti di riscaldamento ma poco o nulla è stato fatto per gli impianti di condizionamento estivi. Qualcosa si sta facendo oggi nell'ambito della certificazione energetica degli edifici con le nuove norme UNI TS 11300/1 e /2 pubblicate il 2/10/2014. In esse si parla di impianti di condizionamento e si fissano i limiti per le prestazioni energetiche degli edifici.

Gli impianti di *climatizzazione* (o di *condizionamento*) sono in genere impianti capaci di controllare temperatura ed umidità relativa degli ambienti in qualsivoglia stagione.

Una classe ridotta di impianti derivati da questi sono capaci di controllare la sola temperatura interna degli ambienti e sono detti *impianti di riscaldamento* (per la stagione invernale) e *impianti di raffrescamento* (per la stagione estiva).

Benché gli impianti di climatizzazione possano benissimo essere utilizzati sia in estate che in inverno, gli eccessivi costi energetici ne limitano, molto spesso, le applicazioni alle sole condizioni estive: si parla, pertanto, di *impianti di climatizzazione estiva*.

Si vedrà nei successivi capitoli come il controllo dell'umidità relativa degli ambienti sia un'operazione energivora¹ e pertanto spesso vi si rinuncia accontentandosi di controllare la sola temperatura interna degli edifici.

Ciò è anche possibile considerata la sostanziale invariabilità delle condizioni di benessere al variare dell'umidità relativa interna entro un intervallo piuttosto ampio, dal 40 al 60%.

Il testo presenta inizialmente alcuni richiami sulle trasformazioni dell'aria umida necessaria per il trattamento dell'aria negli impianti di condizionamento a tutt'aria.

¹ Le attuali condizioni standard di progetto per le condizioni ambientali interne sono di 26 °C e 50% di u.r. Tuttavia da più parti si sta considerando di spostare questi valori a 27 °C e 55% di u.r. per contenere i consumi energetici,

Seguono poi le applicazioni di psicrometria e in particolare delle trasformazioni di aria umida tipiche degli impianti di condizionamento estivo e infine di tipologie impiantistiche di elevata efficienza.

Data la natura del carico termico estivo, sempre in condizioni di transitorio termico, il calcolo dei carichi termici risulta molto più complesso rispetto all'analogo calcolo del carico di picco invernale. Vale quanto già detti nel primo volume sul calcolo in regime transitorio degli edifici e sui codici di calcolo disponibili.

Nei prossimi capitoli si vedranno anche dei metodi di calcolo semplificati, alcuni dei quali più fisici, altri più teorici e basati sulla Teoria dei Sistemi.

La norma UNI TS 11300 Parte 3° per il calcolo dell'energia primaria in condizioni estive è stata esaminata nel Vol 3° sulla verifica e certificazione energetica degli edifici. Questa norma è utilizzata per la verifica energetica degli impianti di condizionamento ma non viene utilizzata per il progetto.

Segue poi un capitolo sul calcolo dei carichi termici estivi e delle problematiche impiantistiche degli impianti di condizionamento estivo.

Il capitolo dedicato ai componenti di impianto presenta le apparecchiature di maggior utilizzo commercialmente disponibili. Di ciascuna di esse vengono date le regole di selezione. Si ricorda che molti dei componenti di impianto (fan coil, UTA, soffianti, recuperatori di canali, ...) sono comuni agli impianti di riscaldamento e quindi si consiglia di fare riferimento anche al Vol. 2°.

Infine nell'ultimo capitolo si presentano le problematiche della regolazione negli impianti di climatizzazione. Quest'ultimo capitolo vuole essere un completamento delle problematiche impiantistiche per il condizionamento. Tuttavia la regolazione degli impianti è materia a se stante e si consiglia un riferimento ai testi e manuali specializzati del settore.

Buon lavoro.

Catania 21 agosto 2016

Prof. Ing. Giuliano Cammarata

1. LINEE GUIDA PER IL CONDIZIONAMENTO

1.1 PREMESSE

La progettazione degli impianti di condizionamento, verosimilmente più ancora degli impianti di riscaldamento, risulta molto complessa e richiede notevole esperienza e conoscenza delle varie problematiche.

Prima di iniziare i singoli capitoli sul Condizionamento, si vuole qui presentare una breve guida alla progettazione degli impianti per il condizionamento (estivo ed invernale) degli edifici. E' tuttavia importante ricordare che ogni singolo passo qui esposto richiede la conoscenza sia dei capitoli successivi di questo volume che di quelli precedenti e seguenti. Ad essi si rimanda per tutti i necessari approfondimenti.

La guida vuole essere un quadro sinottico delle operazioni fondamentali e serve anche a fornire un riferimento operativo ed un inquadramento degli argomenti svolti nel prosieguo.

1.2 LE FASI PROGETTUALI PER GLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO

Sostanzialmente le fasi progettuali per gli impianti di condizionamento sono le stesse delle fasi progettuali viste per gli impianti di riscaldamento. Naturalmente ci sono specificità che ha il condizionamento e che non ha il riscaldamento. Fra l'altro, il riscaldamento è stato per decenni normato con decine di leggi e norme tecniche che il condizionamento non ha avuto.

Il motivo risiede nel fatto che tutta la legislazione (europea e nazionale) sul risparmio energetico è sempre stata vista per i soli impianti di riscaldamento. Solo di recente, già a partire dalle UNI TS 11300:2014 e con il nuovo DM 26/06/2015, si comincia a delineare anche un'attenzione per gli impianti di condizionamento, anche se si continua a chiamare condizionamento il semplice raffrescamento degli ambienti.

Ancora oggi la progettazione degli impianti di condizionamento è piuttosto libera dai vincoli legislativi sopra indicati. La progettazione di questi impianti risulta guidata dalle esigenze specifiche sia degli edifici (tramite i carichi termici estivi) che impiantistici (nel condizionamento si controllano T_a , φ_a e V_{aria} e quindi si hanno esigenze impiantistiche diverse e più complesse rispetto al solo riscaldamento o al solo raffrescamento. Il controllo dell'umidità ambiente richiede trattamenti psicrometrici (deumidificazione) dell'aria che per il riscaldamento risultano presenti.

Si ricorda ancora che il Condizionamento non è solo limitato alle condizioni climatiche estive ma può essere attuato anche per le condizioni climatiche invernale. Tuttavia, come si dirà nel prosieguo, il trattamento dell'aria per il condizionamento è costoso ed energivoro e per questo motivo gli impianti di condizionamento (climatizzazione completa) sono stati considerati un lusso e limitati agli edifici di maggior prestigio (edifici pubblici, alberghi, ...) e non agli edifici residenziali.

La diffusione degli impianti di tipo *split* (vedi nel prosieguo) ha portato il raffrescamento estivo ed il riscaldamento (nel caso di macchine reversibili a pompa di calore) anche nelle abitazioni domestiche. Si tratta, però, di impianti *parziali* che controllano solamente la temperatura dell'ambiente e non l'umidità relativa e la velocità² dell'aria.

Le procedure di calcolo per la progettazione degli impianti termotecnici per il condizionamento dell'aria possono così essere schematizzate:

1. Calcolo dei carichi termici della struttura in funzione delle condizioni ambientali esterne ed interne (condizioni di progetto);
2. Scelta della tipologia impiantistica da realizzare per raggiungere le specifiche di progetto;
3. Schematizzazione della soluzione impiantistica (layout degli impianti);
4. Dimensionamento dei componenti di impianto;
5. Dimensionamento delle reti di distribuzione dei fluidi di lavoro;
6. Disegno esecutivo degli impianti e elaborati amministrativi.

Ciascuna fase sarà discussa in dettaglio nei prossimi capitoli.

1.2.1 CALCOLO DEI CARICHI TERMICI

E' una fase importante perché da essa derivano le necessità energetiche per l'impianto di condizionamento. Diversamente dal carico di picco invernale, il carico di condizionamento (sia estivo che invernale) è calcolato in condizioni reali di transitorio termico.

Si vedrà nel prossimo capitolo quali sono le problematiche dovute alle condizioni non stazionarie e si presenteranno vari metodi di calcolo (Carrier, TFM, ...).

Scelto il metodo da utilizzare, spesso imposto dal software utilizzato, occorre porre molta attenzione sia alle condizioni esterne (dati climatici) sia alle condizioni interne (sorgenti interne, profili d'uso).

Si ricordi che l'energia solare attraverso l'involucro non è più trascurata, come avviene per il carico di picco, ma è tenuta in considerazione perché in estate costituisce spesso il carico termico maggiore e in inverno contribuisce a ridurre il carico termico di riscaldamento.

Diversamente da quanto si fa per il riscaldamento, con il condizionamento si considera il carico termico variabile nelle 24 ore del giorno 21 di ogni mese considerato. Pertanto occorre ripetere il calcolo dei carichi termici per i mesi estivi e determinare, in funzione della latitudine e dell'altitudine, le condizioni peggiori.

Inoltre non è lecito sommare le condizioni peggiori dei singoli ambienti ma occorre tenere conto dei carichi contemporanei, ora per ora, e determinare l'ora di punta. Accade, infatti, che per effetto della radiazione variabile con l'esposizione, i carichi siano massimi prima del mezzogiorno ad Est e dopo il mezzogiorno ad Ovest. Ne consegue che non è possibile a priori sapere quali saranno le condizioni peggiori per l'edificio e per i singoli ambienti.

² Si osserva che il controllo della velocità dell'aria è piuttosto complesso ed affidato, quasi sempre, all'esperienza dei progettisti e degli installatori. Una verifica reale della distribuzione dell'aria negli ambienti richiede l'utilizzo di complessi e costosi programmi di CFD (*Computer Fluid Dynamics*) che non rientrano nella finalità di questo volume.

Tutti i programmi di calcolo consentono di avere stampe complete e dettagliate dei carichi termici nelle varie forme (sensibile, latente, radiativo, ...). Queste stampe sono la base di partenza per il dimensionamento degli impianti di condizionamento.

Si ricordi che il carico termico per gli impianti di condizionamento invernale è richiesto solo se si desidera progettare questo tipo di impianto. Invero quest'esigenza è limitata ad applicazioni sensibili quali musei, industrie elettroniche e tessili o applicazioni di processo nelle quali si richieda il controllo anche dell'umidità ambiente.

1.2.2 SCELTA DELLA TIPOLOGIA IMPIANTISTICA

Per il condizionamento si ha una scelta della tipologia impiantistica più variegata rispetto al condizionamento. Ora si ha la necessità del controllo anche dell'umidità e questo complica un po' le cose. Sostanzialmente si hanno le seguenti possibilità:

- Impianti a tutt'aria;
- Impianti ad acqua;
- Impianti misti.

Ciascuna tipologia viene descritta in dettaglio nei prossimi capitoli. Qui ci si limita a fare alcune considerazioni.

Nel caso degli impianti di condizionamento del tipo a tutt'aria si hanno ulteriori difficoltà, nelle fasi 3 e 4, dovute agli ingombri non più trascurabili dei canali dell'aria.



Figura 1: Ingombro dei canali d'aria

L'interazione con l'architettura risulta spesso problematica per mancanza di spazi necessari e, purtroppo spesso, per la mancanza di un lavoro sinergico fra il progettista architettonico e quello impiantistico.

La mancanza di collaborazione progettuale porta ad avere soluzioni impiantistiche non proprio ottimali, con impianti a vista, deturpazioni dei prospetti e quindi con impatti visivi negativi.

E' sempre bene progettare gli impianti fin dall'inizio del ciclo di progettazione di un edificio, richiedendo gli spazi necessari per le centrali termiche, per i cavedi, per la posa dei canali dell'aria.

E' comune senso dei progettisti architettonici considerare gli impianti come posticci all'edificio già progettato senza tenerne alcuna considerazione preventiva.

Purtroppo i componenti di impianto non sono puntiformi e le loro dimensioni finiscono con il pesare fortemente al momento della progettazione e, ancora di più, dell'installazione.

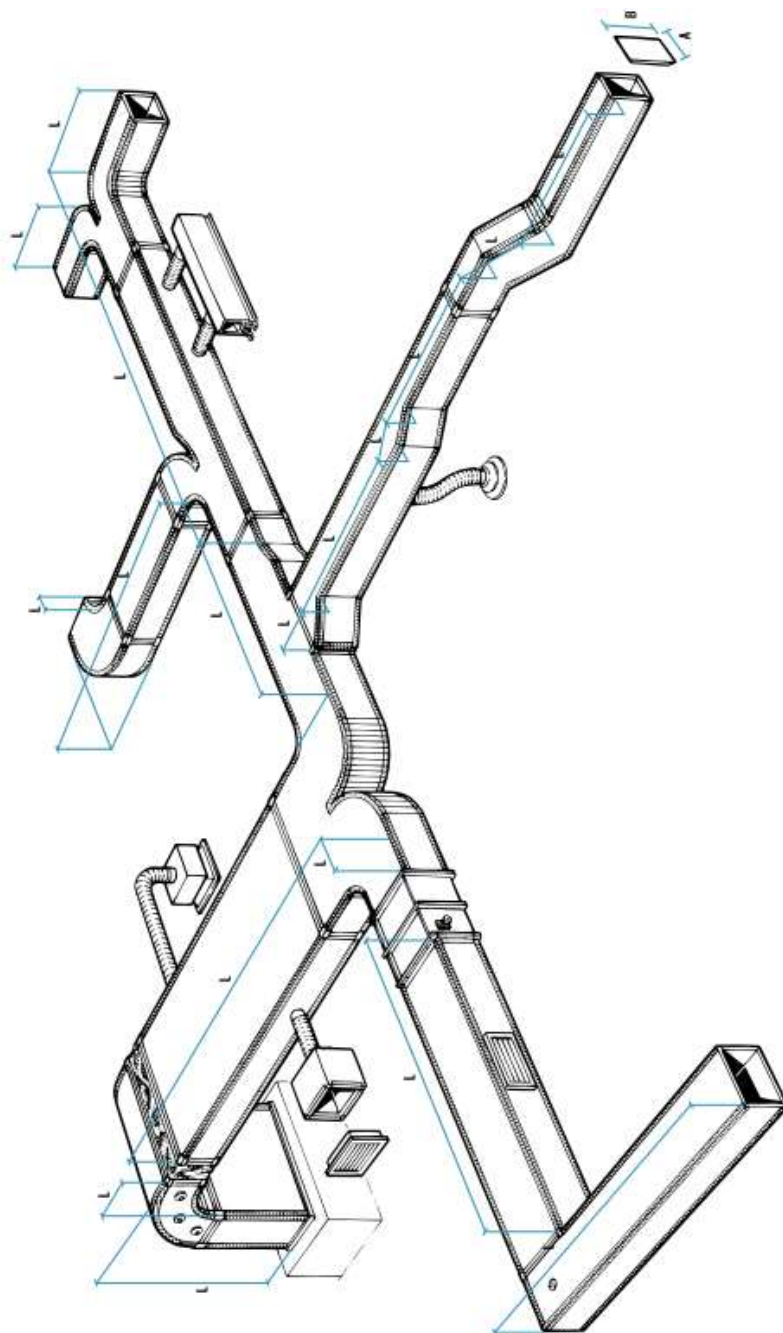


Figura 2: Esempio di canali d'aria con raccordi

1.2.3 SOLUZIONI IMPIANTISTICHE PER IL CONDIZIONAMENTO IN EDIFICI ESISTENTI

La soluzione impiantistica per il condizionamento non è univoca ma dipende da numerosi fattori, alcuni di tipo tecnico ed altri di tipo architettonico ed economico.

Dopo un'attenta analisi del problema occorre scegliere la soluzione impiantistica per il progetto. Si tengano presenti alcuni consigli:

- Se l'edificio è già stato costruito (ancora di più se è storico) occorre scegliere soluzioni impiantistiche compatibili con lo stato dell'edificio stesso. Ad esempio se si hanno muri portanti di elevato spessore (60-80 cm) è poco conveniente pensare ad impianti a tutt'aria perché i canali risultano molto ingombranti e possono minare la stabilità dei muri. Inoltre spesso mancano spazi interni da destinare ai locali tecnici (UTA, Refrigeratori, Pompe di

Calore, ...) e quindi occorre trovare una sistemazione congruente dei componenti di impianto. In questi casi è opportuno usare impianti ad acqua (ad esempio impianti misti più facili di installare perché meno invasivi) e generatori che possono essere installati anche all'esterno (come i refrigeratori aria – acqua che si installano all'esterno).

- Se si usano gli impianti misti (Aria primaria + Fan Coil) allora occorre trovare gli spazi per l'installazione delle UTA all'interno dell'edificio (soluzione spesso non possibile per mancanza di locali da riqualificare come locali tecnici). Le UTA possono anche essere installati all'esterno (nelle versione predisposte a quest'uso) ma occorre allora individuare i cavedi tecnici per i canali. Questi ultimi risultano spesso di **dimensioni notevoli**, a seconda della grandezza dell'impianto, e pertanto anche il passaggio dei canali fra piani diversi può costituire un grosso problema. L'uso di UTA a soffitto canalizzabili (ne esistono in commercio alcune ben fatte e capaci di inglobare tutte le sezioni di trattamento aria necessarie) può aiutare a risolvere il problema in edifici già costruiti e/o storici.



Figura 3: Esempio di ingombro di un'UTA

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

Tabella 1: Velocità dell'aria nei canali aeraulici

Tipologia di terminale	Velocità di uscita (m/s)	Rapporto di induzione	Lancio (m)	Posizionamento		
				Parete	Soffitto	Pavimento
Bocchette ad alette	2 – 8	2 – 4	< 6	SI	SI	SI
Diffusori a cono	1.2 – 4	3 – 8	< 6	SI	SI	NO
Diffusori spirroidali	2 – 6	4 – 12	< 6	SI	SI	SI
Diffusori lineari	2 – 6	4 – 12	< 2	NO	SI	NO
Ugelli	4 - 20	5 – 50	fino a 12	SI	NO	SI

Tabella 2: Velocità dell'aria nei terminali ad aria

- Se si sta progettando un impianto per edifici non residenziali (cioè diversi da E.1) allora i ricambi d'aria diventano un problema importante da affrontare e risolvere. In questi casi, infatti, occorre avere un impianto di ventilazione meccanica capace di garantire i necessari ricambi d'aria. E' opportuno valutare la possibilità di trasformare questi impianti di ventilazione in impianti di termoventilazione.
- Nelle zone climatiche a partire dalla C in su è obbligatorio il recupero di calore e questo comporta l'installazione di una rete di ripresa dell'aria che si somma a quella di ripresa e quindi si complica ulteriormente la rete aeraulica con le intersezioni fra la mandata e la ripresa.

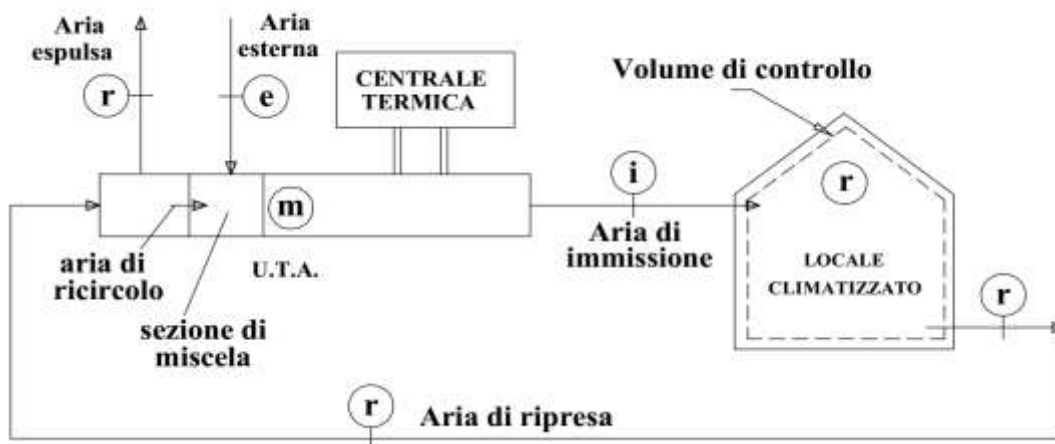


Figura 4: Schema di un impianto aeraulico con ripresa dell'aria

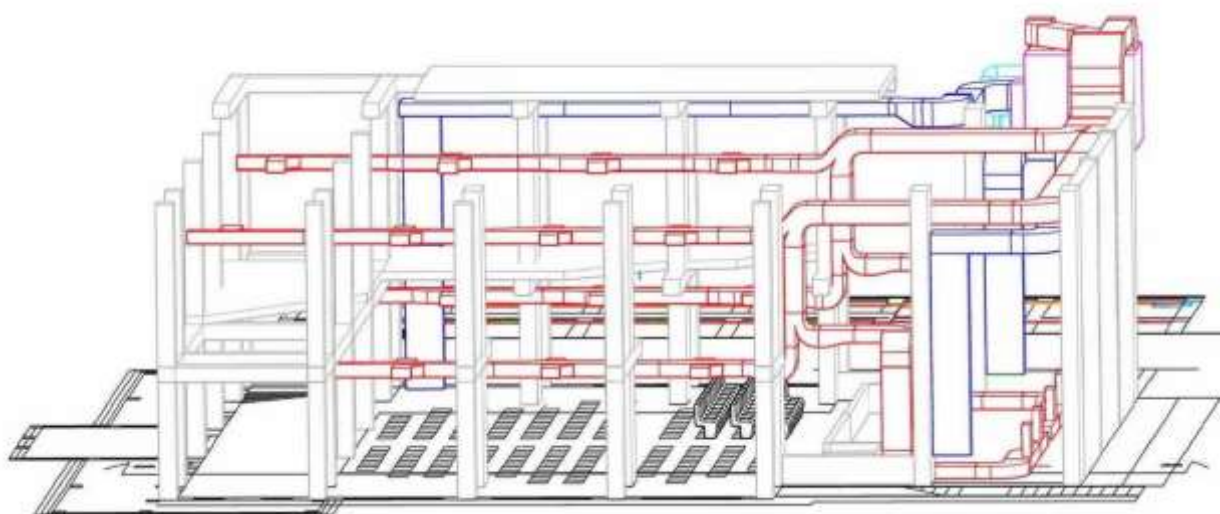


Figura 5: Esempio di rete aeraulica complessa

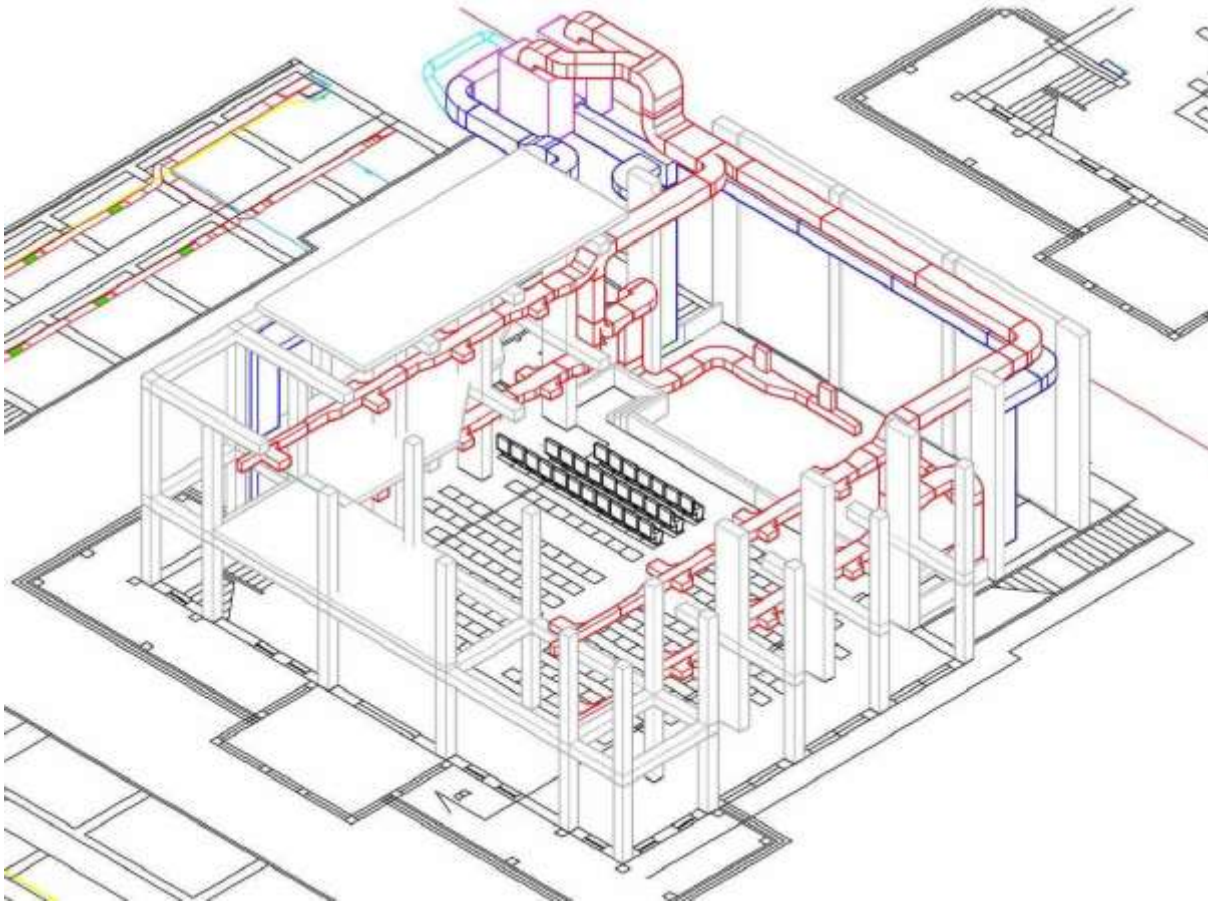


Figura 6: Esempio di rete aeraulica di mandata e di ritorno

- Per edifici destinati ad uffici occorre avere almeno 1 Vol/h. Per le scuole, a seconda del grado, si va da 2.5 a 5 Vol/h. Pensare di installare un impianto a radiatori o a termoconvettori senza assicurare i necessari ricambi d'aria non è possibile. In questi casi gli impianti misti sono in grado di risolvere pienamente il problema.
- Per edifici particolarmente importanti (teatri, sale teatrali, sale convegni, ...) o per edifici industriali ove è necessario il controllo totale della temperatura e dell'umidità ambiente allora occorre spesso predisporre impianti a tutt'aria (con o senza ricircolo a seconda del carico latente interno).
- Il problema degli spazi in un edificio già costruito è spesso vincolante sia per la scelta della tipologia impiantistica ma anche per l'inserimento degli impianti al loro interno. In genere è bene ricordare che gli impianti idronici sono meno invasivi degli impianti aeraulici.
- Negli edifici già costruiti e in quelli in centro storico (soprattutto se antichi e vincolati dalla Sovrintendenza ai BB.CC. E AA.) lo spazio esterno non sempre risulta disponibile. Ciò pone problemi sia per l'installazione dei componenti di impianto (UTA, Refrigeratori – P.d.C., serbatoi, ...) che per l'installazione di componenti per le Fonti Energetiche Rinnovabili (FER). Spesso si ricorre a strutture esterne fatte ad hoc per ospitare i componenti di impianto ma questa soluzione è ad alto impatto negativo. In ogni caso per l'impiantistica occorre trovare una soluzione pratica che sia la meno invasiva e deturpante.

1.2.4 DIMENSIONAMENTO DEI COMPONENTI DI IMPIANTO

Per ciascuna zona e per ciascun ambiente si conoscono:

- i carichi totali invernali;
- I carichi totali estivi (sensibile e latente).

Si possono quindi dimensionare sia i terminali (ad esempio i fan coil) che le batterie delle UTA nonché il refrigeratore d'acqua (eventualmente reversibile a pompa di calore per le condizioni invernali).

Per le batterie di post riscaldamento estive si può anche utilizzare l'energia di desurriscaldamento del condensatore delle macchine di refrigerazione dell'acqua.

Per l'utilizzo dell'energia rinnovabile occorre dimensionare gli impianti solari (termici e fotovoltaici) e verificarne l'effettiva possibilità di inserimento negli spazi di pertinenza dell'edificio.

Per la selezione dei componenti di impianto si utilizzano i cataloghi tecnici delle case costruttrici. La scelta di questi componenti dipende dalla loro funzionalità, dalla qualità e dal costo.

Pertanto ciascun progettista ha un'ampia possibilità di selezione dei componenti.

Nei successivi capitoli si parlerà diffusamente dei componenti di impianto. Si ricorda che questi sono spesso in comune con l'impianto di riscaldamento e quindi vanno tenute presenti anche le esigenze di quegli impianti, come, ad esempio, avviene per la selezione dei fan coils per entrambe le stagioni.

1.2.5 DIMENSIONAMENTO DELLE RETE DI DISTRIBUZIONE

Schematizzati gli impianti nel layout e riportate le tracce nelle piante degli edifici, si passa al dimensionamento delle reti tecnologiche. Questa fase può essere oggi interamente automatizzata con opportuni programmi di calcolo. Della progettazione delle reti tecnologiche si parla diffusamente nel Vol. 5° e ad esso si rimanda per gli approfondimenti necessari.

Si ricorda che nel sito www.giulianocammarata.it sono disponibili fogli elettronici predisposti per il dimensionamento sia delle reti idroniche che aerauliche.

1.2.6 DISEGNO DEGLI ESECUTIVI

Il disegno degli esecutivi degli impianti è la fase finale ed importantissima perché da essi dipende l'esito dell'installazione finale. I disegni esecutivi per gli impianti termotecnici debbono essere a scala 1/50 con particolari a scala 1/20 o anche 1/10. Per disegni molto grandi si fa uso di tavole sinottiche con riferimenti alle tavole di dettaglio particolareggiate.

Oggi sono molto apprezzati i sistemi BIM (*Building Information Management*) che consentono di avere in un unico disegno tridimensionale tutti i riferimenti progettuali, non solamente impiantistici. Ogni variazione grafica aggiorna immediatamente le tavole rappresentative (piante, prospetti, sezioni) di tutti i progetti.

Si ricordi che in alcune occasioni, ad esempio concorsi di progettazione, gli esecutivi di progettazione debbono essere anonimi, cioè con componenti di impianto non etichettati, mentre gli esecutivi di cantiere debbono contenere tutti i riferimenti, anche commerciali, ai componenti di impianto.

1.2.7 ELEBORATI AMMINISTRATIVI

Gli elaborati amministrativi sono già stati trattati nel Vol. 2° sugli impianti di riscaldamento e ad esso si rimanda per ogni riferimento. Si ricorda che essi consistono essenzialmente nell'Analisi dei Prezzi, nell'Elenco dei Prezzi Unitari e nel Computo Metrico Estimativo.

Quest'ultimo elaborato deve tenere conto del progetto esecutivo finale e dovrebbe (il condizionale è d'obbligo) essere fatto alla fine del ciclo di progettazione per non incorrere in errori od omissioni.

2. CALCOLO DEI CARICHI TERMICI

2.1 LE PROBLEMATICHE DEGLI IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE ESTIVA

In questo capitolo ci interesseremo principalmente di condizionamento estivo. E' uso comune ritenere che gli impianti di condizionamento siano solamente quelli per l'estate mentre essi possono essere utilizzati tutto l'anno. Di recente l'uso delle pompe di calore reversibili e degli impianti cogenerativi ha favorito lo sviluppo anche degli impianti di condizionamento invernali che, però, restano ancora delle eccezioni.

Rispetto agli impianti di riscaldamento invernali questi impianti offrono una maggiore complessità dovuta essenzialmente alla variazione delle condizioni climatiche esterne che non possono più essere ritenute costanti. In pratica mentre per il progetto degli impianti di riscaldamento ci si riferisce ad un carico termico fittizio, detto *carico di picco*, nel quale si ipotizzano condizioni climatiche estreme (temperatura esterna costante e pari al minimo di progetto, assenza della radiazione solare e quindi di apporti gratuiti esterni, assenza di affollamento interno e quindi di apporti gratuiti interni).

In definitiva ci si pone nelle condizioni ideali (e fittizie) di avere un salto termico fra interno ed esterno costante e senza alcun apporto gratuito. Il calcolo dell'energia primaria per il raffrescamento estivo, invece, è piuttosto dettagliato nel valutare sia le condizioni climatiche esterne medie che tutti i guadagni energetici derivanti dagli apporti gratuiti (solari ed interni) e/o di recupero di energia dagli ausiliari. Tuttavia si osserva che il progetto degli impianti di climatizzazione (sia invernale che estiva) risulta complesso partendo dall'energia primaria sia perché gli impianti devono essere dimensionati per far fronte alle condizioni peggiori ma anche perché tutta la componentistica è dimensionata partendo dalla potenza (*massima*) richiesta e non dall'energia (*reale*) consumata.

Del resto anche il calcolo dell'energia primaria risulta un calcolo fittizio, specialmente per i calcoli di progetto cioè basati su dati presunti a priori e non verificati a posteriori. Un po' come si determina il consumo di combustibile delle auto prevedendo un percorso urbano, extra-urbano e misto valutati in modo del tutto fittizio. Basta cambiare stile di guida che i valori indicati dai costruttori non si ritrovano più.

Parimenti per gli impianti di climatizzazione i consumi reali dipendono da numerosi fattori, molti dei quali dipendono dagli stile di vita degli occupanti e pertanto mai valutati correttamente dalle norme vigenti. Si vedranno nei prossimi paragrafi entrambe le metodologie di calcolo, sia dei carichi termici estivi (quindi della potenza massima impegnata negli impianti) che dell'energia primaria per il condizionamento estivo.

2.1.1 METODI DI CALCOLO DEL CARICO TERMICO E CONDIZIONI DI PROGETTO

Il calcolo dei carichi termici di raffreddamento estivo di un edificio è un procedimento piuttosto complesso che richiede il bilancio, istante per istante, del calore scambiato con l'ambiente esterno attraverso le superfici che inviluppano gli ambienti per conduzione, convezione e per irraggiamento e il calore scambiato per convezione con l'aria ambiente interna.

Il problema si complica se si osserva che l'evoluzione termica di ciascun ambiente è *sempre transitoria* e che raramente possiamo ritenere costanti le condizioni sia esterne che interne.

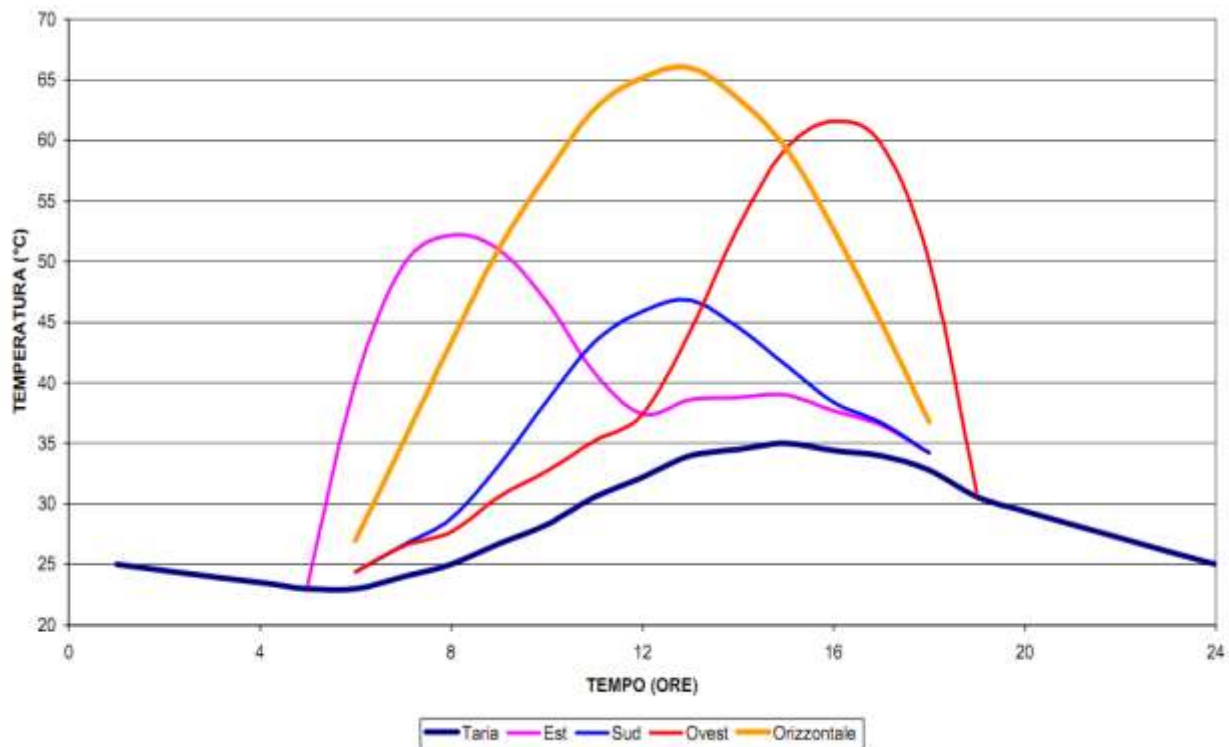


Figura 7: Andamento della temperatura aria – sole per le varie esposizioni

Pertanto il calcolo *esatto* in regime transitorio porterebbe ad equazioni di bilancio del tipo già visto a proposito della Termofisica dell'edificio nelle quali la presenza dell'accumulo termico rende problematica la risoluzione del sistema di equazioni di bilancio.

D'altra parte in estate l'*irraggiamento solare* rappresenta la *forzante* principale del sistema e in questa stagione esso presenta un andamento poco disturbato dalla presenza di nuvole e quindi meno stocastico rispetto alle condizioni invernali.

Inoltre l'irraggiamento solare varia continuamente dall'alba al tramonto e quindi difficilmente si può ipotizzare costante.

Lo scambio termico è dunque sempre in regime transitorio e pertanto le usuali equazioni utilizzate per il calcolo del flusso termico basate sull'uso della trasmittanza termica non sono più valide in quanto la trasmittanza è definita in regime stazionario.

Questa continua variabilità delle condizioni termiche di scambio porta ad effetti di accumulo che si riflettono sia nel comportamento delle pareti che nell'evoluzione della temperatura interna degli ambienti, come mostrato in Figura 8.

E' importante sottolineare come sia proprio la temperatura interna degli ambienti che costituisce la variabile fondamentale di controllo poiché è lo scambio con l'aria ambiente a definire il carico termico istantaneo.

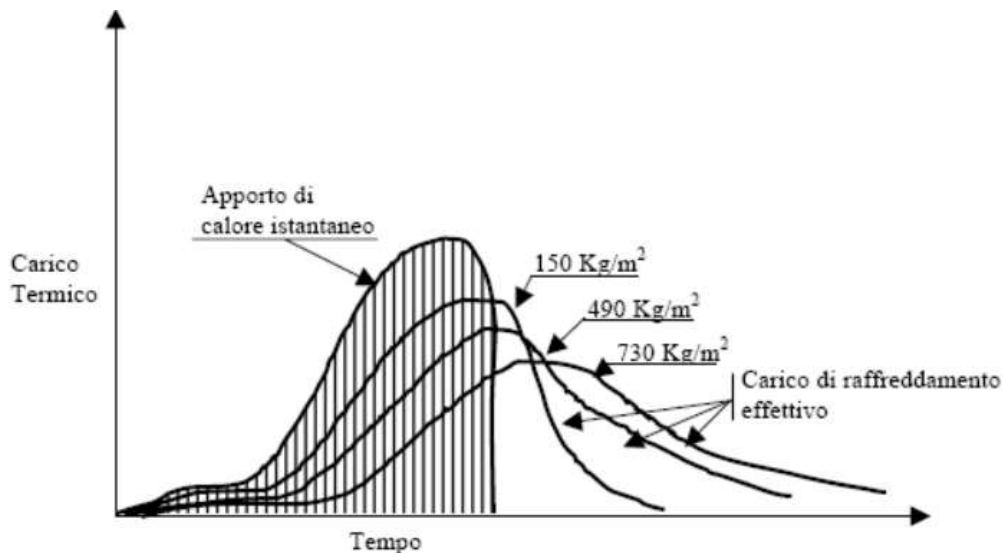


Figura 8: Apporto di calore istantaneo al variare della massa superficiale delle pareti

2.1.2 EFFETTO DELLA RADIAZIONE SOLARE

Se consideriamo la *radiazione solare* che penetra all'interno di un ambiente attraverso le superfici vetrate questa può essere anche parecchio elevata (in funzione del giorno dell'anno, dell'esposizione, dell'ora e dell'ampiezza della superficie vetrata) ma quest'energia che penetra all'interno di un ambiente *non costituisce subito un carico termico* poiché l'aria ha un fattore di assorbimento molto piccolo e quindi non si riscalda in modo sensibile.

Sono i corpi solidi presenti nell'ambiente che assorbono la radiazione solare, la trasformano in energia interna e quindi variano in modo conseguente la loro temperatura. A questo punto si attivano le modalità di scambio convettivo con l'aria interna, vedi Figura 8.

Se le pareti e gli oggetti sono a temperatura maggiore dell'aria interna si ha un riscaldamento di quest'ultima.

E' in questo modo che *l'energia solare diventa carico termico per gli ambienti e da questo momento diventa un problema impiantistico*. Poiché il processo di trasformazione sopra indicato richiede un tempo non trascurabile la radiazione solare che entra in un certo istante all'interno degli edifici diviene carico termico dopo questo transitorio.

La radiazione solare, quindi, non può essere trascurata in estate e questo porta anche alla necessità di valutare gli *effetti di transitorio* appena esposti.

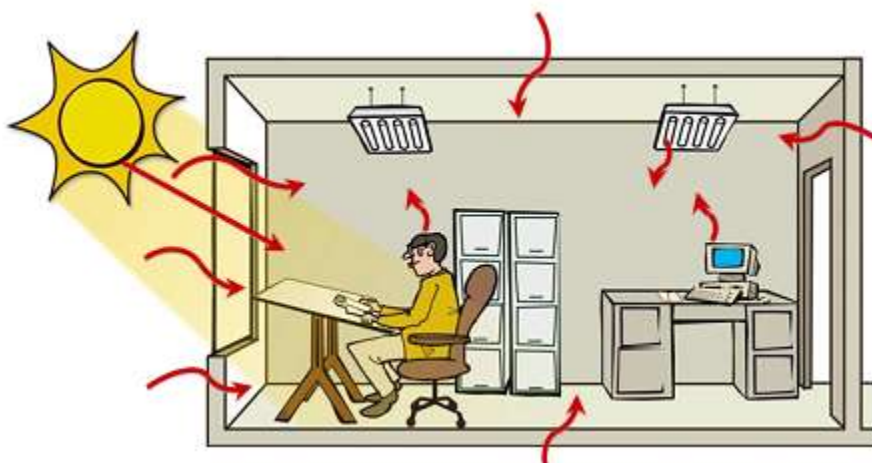


Figura 9: Elementi che contribuiscono al carico termico

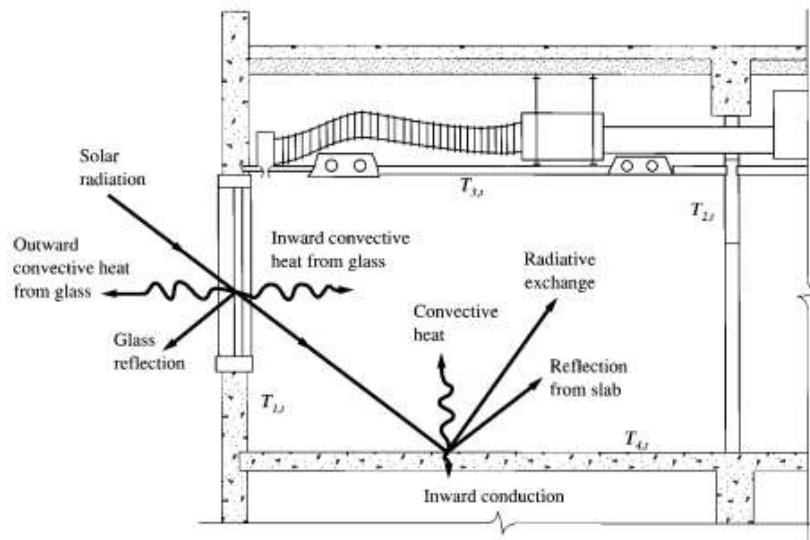


Figura 10: Distribuzione della radiazione solare all'interno dell'ambiente

2.2 METODI DI CALCOLO DEI CARICHI TERMICI DI RAFFREDDAMENTO

Il calcolo dei carichi termici di raffreddamento estivo di un edificio è un procedimento piuttosto complesso che richiede il bilancio, istante per istante, del calore scambiato con l'ambiente esterno attraverso le superfici che inviluppano gli ambienti per conduzione, convezione e per irraggiamento e il calore scambiato per convezione con l'aria ambiente interna.

Il problema si complica se si osserva che l'evoluzione termica di ciascun ambiente è *sempre transitoria* e che raramente possiamo ritenere costanti le condizioni sia esterne che interne.

Pertanto il calcolo *esatto* in regime transitorio porterebbe ad equazioni di bilancio del tipo già visto a proposito della *Termofisica* dell'edificio nelle quali la presenza dell'accumulo termico rende problematica la risoluzione del sistema di equazioni di bilancio.

D'altra parte in estate l'irraggiamento solare rappresenta la *forzante* principale del sistema³ e in questa stagione esso presenta un andamento poco disturbato dalla presenza di nuvole e quindi meno stocastico rispetto alle condizioni invernali. Inoltre l'irraggiamento solare varia continuamente dall'alba al tramonto e quindi difficilmente si può ipotizzare costante.

Lo scambio termico è dunque sempre in regime transitorio e pertanto le usuali equazioni utilizzate per il calcolo del flusso termico basate sull'uso della *trasmissione termica* non sono più valide in quanto la trasmittanza è definita in regime stazionario. Questa continua variabilità delle condizioni termiche di scambio porta ad effetti di accumulo⁴ che si riflettono sia nel comportamento delle pareti che nell'evoluzione della temperatura interna degli ambienti.

E' importante comprendere come sia proprio la *temperatura interna* degli ambienti che costituisce la variabile fondamentale di controllo poiché è lo scambio con l'aria ambiente a definire il carico termico istantaneo.

Se consideriamo la radiazione solare che penetra all'interno di un ambiente attraverso le superfici vetrate questa può essere anche parecchio elevata (in funzione del giorno dell'anno, dell'esposizione, dell'ora e dell'ampiezza della superficie vetrata) ma quest'energia che penetra all'interno di un ambiente non costituisce subito un *carico termico* poiché l'aria ha un fattore di assorbimento molto piccolo e quindi non si riscalda in modo sensibile.

³ Si intende indicare con *sistema* l'edificio o l'ambiente al quale si applica il bilancio energetico.

⁴ Si ricordi che il transitorio termico è sempre caratterizzato in modo biunivoco dall'*accumulo*. Le condizioni stazionarie hanno sempre accumulo nullo e quindi lo studio in questo regime è sempre più semplice di quello in regime transitorio.

Sono i corpi solidi presenti nell'ambiente che assorbono la radiazione solare, la trasformano in energia interna e quindi variano in modo conseguente la loro temperatura. A questo punto si attivano le modalità di scambio convettivo con l'aria interna. Se le pareti e gli oggetti sono a temperatura maggiore dell'aria interna si ha un riscaldamento di quest'ultima.

E' in questo modo che l'energia solare diventa *carico termico* per gli ambienti e da questo momento diventa un problema impiantistico.

Poiché il processo di trasformazione sopra indicato⁵ richiede un tempo non trascurabile la radiazione solare che entra in un certo istante all'interno degli edifici diviene carico termico dopo questo transitorio.

La radiazione solare, quindi, non può essere trascurata⁶ in estate e questo porta anche alla necessità di valutare gli *effetti di transitorio* appena esposti.

In estate la temperatura esterna varia in modo periodico fra il valore minimo al valore massimo e non si può considerarla costante (pari al valore minimo convenzionale) come si fa per il calcolo invernale perché le condizioni sono tipicamente transitorie e non si può neppure ipotizzare una temperatura fittizia pari a quella più gravosa e cioè a quella massima perché quest'ipotesi porterebbe a sovradimensionare in modo pesante, antieconomica ed inaccettabile gli impianti di climatizzazione. Le condizioni di carico interno sono in estate sfavorevoli rispetto all'inverno poiché esse non riducono il carico ma lo incrementano. Pertanto anche gli apporti interni (persone, macchine, illuminazione, ...) sono da considerare esplicitamente nei calcoli e con un *profilo d'uso*⁷ che può variare di ora in ora. Da quanto sopra osservato si conclude che il calcolo del carico termico a regime stazionario per il condizionamento estivo non è congruente con le reali condizioni di variabilità delle condizioni climatologiche sia esterne che interne all'edificio oltre che per la variabilità dei carichi interni.

2.2.1 COMPONENTI DEL CARICO TERMICO ESTIVO

In sede di progetto occorre tenere presente che il flusso termico relativo al *carico termico* degli edifici si compone di quattro componenti:

- *Guadagno Termico Spaziale (Space Heat Gain): è l'intensità di flusso entrante o generato dentro lo spazio-edificio in un determinato istante. Questo flusso può essere classificato in funzione del modo in cui penetra nello spazio da condizionare e dalla qualità (latente o sensibile);*
 - *Modo di entrata del guadagno termico: si possono avere i seguenti modi:*
 - *per radiazione solare attraverso elementi trasparenti;*
 - *per conduzione attraverso le pareti esterne dell'edificio;*
 - *per conduzione attraverso parti diverse dell'edificio, dei soffitti e dei pavimenti;*
 - *per generazione interna da parte degli occupanti, per illuminazione e apparecchiature;*
 - *per ventilazione e/o infiltrazione di aria esterna;*

⁵ Questo tempo transitorio dipende dalle capacità termiche e dalle capacità di scambio termico fra materiali interni e l'aria. Di solito lo sfasamento temporale fra l'arrivo della radiazione solare e il riscaldamento dell'aria varia da 1 a 2 ore per edifici costruiti con tecniche moderne. Si possono avere sfasamenti ancora più elevati per edifici di grande massa e cioè per gli edifici antichi.

⁶ Nel calcolo invernale si trascurano gli apporti solari *gratuiti* per avere le condizioni peggiori di progetto mentre in estate la radiazione solare non aiuta anzi è proprio questa a costituire la maggior fonte di riscaldamento ambientale e quindi di carico termico.

⁷ Si pensi all'occupazione in uffici, nelle scuole, nelle abitazioni private. L'occupazione quindi varia continuamente così come anche l'illuminazione e le apparecchiature utilizzate dalle persone (computer, elettrodomestici, ...).

- *per guadagni termici misti.*
- *Qualità del flusso termico. Per questa classificazione valgono le seguenti considerazioni:*
 - *Calore Sensibile: Si tratta di calore fornito all'aria attraverso i meccanismi di conduzione, convezione e irraggiamento e che è responsabile della variazione della sua temperatura;*
 - *Calore Latente: è il calore fornito mediante l'umidità specifica dell'aria attraverso i meccanismi di scambio evaporativo degli occupanti e delle macchine e per interscambio con l'aria esterna di ventilazione e/o infiltrazione. Il calore latente non fa variare la temperatura ma solo l'umidità specifica x dell'aria ambiente.*
 - *Si osservi che quest'ultima differenziazione fra calore sensibile e latente è importante nella selezione delle apparecchiature per il condizionamento ambientale. Ogni apparecchiatura, infatti, può avere un valore massimo sia del calore sensibile e del calore latente che può fornire (con proprio segno) e ciascun costruttore indica questi valori massimi come caratteristici (valori di targa) di ciascuna apparecchiatura.*
- *Carico di raffreddamento spaziale (Space Cooling Load): è l'intensità di estrazione del calore dall'ambiente per avere una temperatura interna costante. Si osservi che la somma di tutti i guadagni termici per ogni istante non sempre (o anche abbastanza spesso) eguaglia il carico di raffreddamento spaziale allo stesso istante.*
 - *Un altro concetto importante è quello di guadagno di calore radiativo (Radiant Heat Gain) cioè del calore guadagnato (in senso algebrico) dall'ambiente per solo scambio radiativo. Questo flusso, per quanto detto in precedenza sui meccanismi di scambio radiativo, non è immediatamente convertito in carico di raffreddamento ma solo dopo un certo intervallo di tempo (ritardo). Questo ritardo è determinato dalla capacità termica totale delle pareti e degli oggetti presenti all'interno degli ambienti e quindi l'accumulo termico è importante per differenziare in ciascun istante il carico termico istantaneo (heat gain) con il carico termico di raffreddamento (cooling load).*
- *Intensità di raffreddamento spaziale (Space Heat Extraction Rate): Se la temperatura dell'aria interna è costante l'intensità del flusso di raffreddamento deve eguagliare quella di riscaldamento dell'ambiente. In realtà l'ipotesi di temperatura costante è fittizia poiché il sistema di controllo consente di avere una certa oscillazione per effetto della regolazione adottata. Ne segue che l'eguaglianza sopra indicata non si ha più, anche se per intervalli ridotti di tempo ed è allora opportuno conoscere l'intensità di raffreddamento spaziale reale in condizioni variabili.*
- *Carico di raffreddamento della batteria (Cooling Coil Load): Il raffreddamento ambientale è effettuato tramite una batteria alettata che fornisce, nell'ipotesi di temperatura interna costante, un carico di estrazione pari al carico termico dell'ambiente. In realtà a questo bilancio occorre aggiungere anche i guadagni energetici (per non perfetto isolamento termico) provenienti dal sistema di distribuzione e dall'aria esterna (calore sensibile e latente) introdotta attraverso il sistema di raffreddamento.*

2.2.2 METODI DI CALCOLO ESATTI DEI CARICHI TERMICI ESTIVI

Un metodo di calcolo che voglia definirsi *esatto* deve tenere conto di quanto sopra esposto e in effetti i calcoli più sofisticati e precisi partono sempre dall'ipotesi di *regime transitorio*. In qualche caso si è formulato anche un particolare metodo semplificato di calcolo, detto metodo *Carrier* e presentato nel prosieguo, che ipotizza condizioni stazionarie (e quindi utilizzando le relazioni di calcolo usuali) ma apportando alcune correzioni che tengono conto delle condizioni transitorie prima descritte mediante i *fattori di accumulo* (questo metodo è stato già esposto in dettaglio in precedenza).

I metodi *esatti* cercano di risolvere le equazioni differenziali del tipo indicate in Tabella 3 (vedi dopo) e cioè debbono tenere conto delle condizioni transitorie e dei conseguenti accumuli termici che si hanno nelle pareti degli ambienti.

Oggi si utilizzano metodi di calcolo che fanno uso di algoritmi di calcolo tipici dell'ingegneria dei sistemi: essi sono:

- Metodo alle equazioni di stato (SEM, State Equation Method);
- Metodo delle Funzioni di Trasferimento (TFM Transfer Function Method);
- Metodo delle Ammettenze (Admittance Method);
- Metodo delle Impedenze (Impedance Method).

Ciascun metodo utilizza un insieme abbastanza numeroso di variabili che variano ciclicamente durante le 24 ore del giorno in modo spesso non sincrono⁸ e pertanto occorre valutare ciascun contributo al fine di stabilire il *carico termico massimo* per l'edificio. Data la natura del corso non si presentano in dettaglio questi metodi.

Va comunque tenuto presente che nessun metodo produrrà mai risultati effettivamente *esatti* poiché non si potranno mai tenere in debito conto le variabilità dei parametri di calcolo quali, ad esempio, dei coefficienti di trasmissione dei materiali utilizzati (per effetto della porosità, dell'umidità o dello stato di conservazione) sia semplici che compositi, delle tipologie costruttive e del modo stesso con cui un edificio è realizzato, delle motivazioni e il modo reale di utilizzo dell'edificio da parte degli occupanti,

Ogni calcolo, quantunque accurato, è da ritenere sempre indicativo dell'andamento reale del carico termico dell'edificio e questa considerazione deve essere sempre tenuta in grande considerazione dal progettista degli impianti tecnologici.

2.2.3 CONDIZIONI DI TRANSITORIO TERMICO PER GLI AMBIENTI

Si faccia riferimento ad un ambiente di forma regolare e prismatica, avente quindi sei pareti; il bilancio energetico per ciascuna parete⁹, nell'ipotesi regime periodico stabilizzato (non necessariamente di tipo sinusoidale) è del tipo¹⁰:

$$m_i c_i \frac{dT_i}{d\tau} = g_{1,i} h_{ei} S_i \left(T_e + a_{ei} \frac{c_i I_i}{h_{ei}} - T_i \right) + \frac{a_i S_i}{\sum_{i=1}^6 a_i S_i} \sum g_{1,i} I_i f_i S_{vi} - g_{2,i} U_i S_i (T_i - T_t) - \frac{h_{ii} U_i S_i}{h_{ii} + U_i} (T_i - T_a)$$

ove si sono posti:

⁸ Si osservi, ad esempio, lo sfasamento fra l'irraggiamento e la temperatura dell'aria esterna.

⁹ Qui si considera *parete* anche il pavimento ed il soffitto per generalità del metodo. L'equazione di bilancio, si vedrà, è scritta in modo da adeguarsi automaticamente al tipo di parete esterna tramite i fattori g_{ji} .

¹⁰ Vale ancora quanto detto in precedenza sul bilancio delle radiazioni termiche di bassa ed alta lunghezza d'onda.

$$g_{1,i} = \begin{cases} 0 & \text{per pareti interne,} \\ 1 & \text{per pareti esterne} \end{cases} \quad g_{2,i} = \begin{cases} 0 & \text{per tutte le pareti eccetto il soffitto,} \\ 1 & \text{per il soffitto} \end{cases}$$

- m_i la massa dell'elemento di cui si effettua il bilancio energetico, kg;
- c_i il calore specifico dell'elemento, J/Kg/K;
- T_e la temperatura esterna, K;
- T_i la temperatura della generica parete, K;
- a_{ei} fattore di assorbimento della generica parete;
- I_i irraggiamento solare sulla generica parete, W/m²;
- S_i la superficie della generica parete, m²;
- f_i fattore di schermatura della generica superficie vetrata;
- h_{ii} coefficiente di convezione interno, W/m²/K;
- U_i trasmittanza termica della generica parete, W/(m²K):

Nell'equazione di bilancio sopra scritta si ha anche, per le temperature esterne, la *temperatura aria-sole* nella forma semplificata data dalla successiva equazione. Per il bilancio energetico del pavimento si suppone (con grande generalità di applicazione) che questo scambi calore con uno strato seminfinito (strati profondi della terra) a temperatura costante e debolmente variabile nel corso della stagione. La trasmittanza del pavimenti, K_t , è calcolata sempre nell'ipotesi di strato semi-infinito. La temperatura della faccia interna delle pareti è data dall'equazione di bilancio delle stesse pareti e quindi dalla relazione:

$$T_i' = \frac{h_i T_a + U_i T_i}{h_i + U_i} \quad [1]$$

e quindi è funzione della temperatura della faccia esterna T_i .

L'equazione di bilancio energetico per l'aria dell'ambiente in forma esplicita è data dall'equazione:

$$m_a c_a \frac{dT_a}{d\tau} = \sum_{i=1}^6 \frac{h_i U_i S_i}{h_i + U_i} (T_i - T_a) + nV \rho_a c_a (T_e - T_a) + S^* + Q_{aux} + \sum g_{li} U_{vi} S_{vi} f_{si} f_{ti} (T_a - T_e) \quad [2]$$

ove, in aggiunta al simbolismo dianzi citati, si ha:

- V volume dell'ambiente,
- n numero di ricambi orari,
- S_{vi} superficie vetrata i.ma, m²;
- f_{si} fattore di schermatura della vetrata i.ma;
- f_{ti} fattore di trasmissione della vetrata i.ma;
- S^* potenza generata all'interno dell'ambiente,
- Q_{aux} Potenza fornita da sorgenti ausiliarie (impianto di riscaldamento).

Per un ambiente parallelepipedo regolare si hanno le sette equazioni differenziali indicate in Tabella 3. L'ipotesi di ambienti disaccoppiati può ritenersi valida per regimi lentamente variabili ed ambienti contigui ad eguale temperatura interna (per esempio per effetto di un controllo ambientale mediante impianto di riscaldamento).

$$\left\{ \begin{aligned}
 m_1 c_1 \frac{dT_1}{d\tau} &= g_{1,1} h_{e1} S_1 \left(T_e + a_{e1} \frac{c_1 I_1}{h_{e1}} - T_1 \right) + \frac{a_1 S_1}{\sum_{i=1}^6 a_i S_i} \sum g_{1,1} I_1 f_1 S_{v1} - g_{2,1} U_1 S_1 (T_1 - T_i) - \frac{h_{i1} U_1 S_1}{h_{i1} + U_1} (T_1 - T_a) \\
 m_2 c_2 \frac{dT_2}{d\tau} &= g_{1,2} h_{e2} S_2 \left(T_e + a_{e2} \frac{c_2 I_2}{h_{e2}} - T_2 \right) + \frac{a_2 S_2}{\sum_{i=1}^6 a_i S_i} \sum g_{1,2} I_2 f_2 S_{v2} - g_{2,2} U_2 S_2 (T_2 - T_i) - \frac{h_{i2} U_2 S_2}{h_{i2} + U_2} (T_2 - T_a) \\
 m_3 c_3 \frac{dT_3}{d\tau} &= g_{1,3} h_{e3} S_3 \left(T_e + a_{e3} \frac{c_3 I_3}{h_{e3}} - T_3 \right) + \frac{a_3 S_3}{\sum_{i=1}^6 a_i S_i} \sum g_{1,3} I_3 f_3 S_{v3} - g_{2,3} U_3 S_3 (T_3 - T_i) - \frac{h_{i3} U_3 S_3}{h_{i3} + U_3} (T_3 - T_a) \\
 m_4 c_4 \frac{dT_4}{d\tau} &= g_{1,4} h_{e4} S_4 \left(T_e + a_{e4} \frac{c_4 I_4}{h_{e4}} - T_4 \right) + \frac{a_4 S_4}{\sum_{i=1}^6 a_i S_i} \sum g_{1,4} I_4 f_4 S_{v4} - g_{2,4} U_4 S_4 (T_4 - T_i) - \frac{h_{i4} U_4 S_4}{h_{i4} + U_4} (T_4 - T_a) \\
 m_5 c_5 \frac{dT_5}{d\tau} &= g_{1,5} h_{e5} S_5 \left(T_e + a_{e5} \frac{c_5 I_5}{h_{e5}} - T_5 \right) + \frac{a_5 S_5}{\sum_{i=1}^6 a_i S_i} \sum g_{1,5} I_5 f_5 S_{v5} - g_{2,5} U_5 S_5 (T_5 - T_i) - \frac{h_{i5} U_5 S_5}{h_{i5} + U_5} (T_5 - T_a) \\
 m_6 c_6 \frac{dT_6}{d\tau} &= g_{1,6} h_{e6} S_6 \left(T_e + a_{e6} \frac{c_6 I_6}{h_{e6}} - T_6 \right) + \frac{a_6 S_6}{\sum_{i=1}^6 a_i S_i} \sum g_{1,6} I_6 f_6 S_{v6} - g_{2,6} U_6 S_6 (T_6 - T_i) - \frac{h_{i6} U_6 S_6}{h_{i6} + U_6} (T_6 - T_a) \\
 m_a c_a \frac{dT_a}{d\tau} &= \sum_{i=1}^6 \frac{h_{i1} U_i S_i}{h_{i1} + U_i} (T_i - T_a) + nV \rho_a c_a (T_e - T_a) + S^* + Q_{aux} + \sum g_{1,i} U_{vi} (T_a - T_e)
 \end{aligned} \right.$$

Tabella 3: Equazioni di bilancio termico di un ambiente regolare parallelepipedo

In quest'ipotesi gli scambi di flussi d'aria fra ambienti contigui concorrono a mantenere costante la temperatura negli ambienti stessi e quindi si pertanto ritenere ancora valida l'ipotesi di disaccoppiamento sopra proposta e contribuendo a mantenere semplice e flessibile il modello energetico globale dell'edificio.

Qualora ciò non potesse essere occorrerebbe complicare la risoluzione delle equazioni (sette per ciascun ambiente dell'edificio) perché si dovrebbero tenere in conto le pareti comuni e le temperature interne degli ambienti contigue. Inoltre occorrerebbe tenere conto anche degli scambi fluidodinamici fra ambienti. Nell'equazione di equilibrio energetico dell'aria, sopra scritta, si ha a primo membro l'accumulo termico nell'aria e a secondo membro, in ordine, si hanno gli scambi termici per trasmissione con le pareti¹¹, il calore di ventilazione, il calore per sorgenti interne e per sorgenti ausiliarie (positivo se per riscaldamento e negativo per raffrescamento) ed infine il flusso attraverso le porte e le finestre.

Volendo ulteriormente compattare quest'equazione si può porre:

$$Q_i = Q^* + Q_{aux} + Q_{latente} \quad [3]$$

ove per $Q_{latente}$ si intende il calore latente di infiltrazione e quello prodotto all'interno dell'ambiente. Per ciascun ambiente si hanno, quindi sette equazioni differenziali, vedi equazioni precedenti, (sei per le pareti ed una per l'aria interna) che formano un sistema di equazioni differenziali che, sotto ipotesi¹² certamente non molto limitative, possiamo ritenere a coefficienti

¹¹ Gli scambi radiativi di alta lunghezza d'onda (cioè con $\lambda > 3 \mu\text{m}$) fra le pareti e l'aria sono qui trascurati per non appesantire eccessivamente il modello. Prove sperimentali hanno confermato questa ipotesi.

¹² In realtà molti dei fattori presenti nelle equazioni di bilancio variano con il tempo per effetto della variazione delle temperature e delle proprietà termofisiche dell'aria e quindi i coefficienti non sono proprio costanti. Tener conto di questa piccolissima variabilità vorrebbe dire anche appesantire l'algoritmo risolutivo in modo eccessivo e non giustificabile dai risultati. Quanto si dirà, in ogni caso, vale anche per sistemi non lineari e a coefficienti variabili.

costanti, lineari, del primo ordine, non omogeneo. Si osservi come la complessità del sistema di equazioni differenziali derivi direttamente dalle ipotesi di transitorio termico per l'ambiente. E' il primo membro di ciascuna equazione (cioè l'accumulo termico) che rende differenziali le equazioni. In caso di regime stazionario l'accumulo di ciascun elemento si annulla e pertanto le precedenti equazioni si trasformano in equazioni algebriche, certamente più semplici da risolvere.

E' proprio questo che si cerca di fare con i metodi di calcolo denominati approssimati: il problema viene risolto come se fosse stazionario ma con opportune correzioni da apportare nei calcoli per tenere conto delle effettive condizioni ambientali. Uno di questi è il metodo CARRIER che sarà presentato nel successivo paragrafo.

2.3 METODI DI CALCOLO DEI CARICHI TERMICI ESTIVI

Fra i vari metodi esistenti l'*ASHRAE Handbook* del 1997 propose in un primo momento il *Metodo delle Funzioni di Trasferimento (TFM)* che è stato reiterato fino al 2005; questo metodo ha mostrato nel tempo alcune limitazioni per cui si è deciso di implementare e proporre, vedi *ASHRAE Handbook 2009*, il *Metodo delle Serie Radiative Temporal (RTS)*, derivato dal metodo di *Bilancio di Calore*. Nel prosieguo verranno descritti i due metodi, evidenziandone per ciascuno limiti e punti di forza.

Va qui osservato che molto spesso i metodi adottati per la soluzione dei sistemi di equazioni differenziali (vedi l'esempio di Tabella 3) sono derivati dalla *Teoria dei Sistemi* e fanno uso di trasformate di *Laplace* e di *z-Trasformate* per eventi discreti. Tali metodi sono suddivisi, a seconda della conoscenza del modello fisico del sistema, in:

- **Black-box:** il sistema (cioè l'edificio o la zona termica in studio) è del tutto sconosciuto (*scatola nera*) e pertanto si utilizza un metodo del tutto generico che correla le variabili di uscita con quelle di ingresso in una serie temporale spesso complessa e funzione anche di tutti gli ingressi. In pratica il sistema è visto come un quadripolo equivalente e si considerano le variabili di ingresso (T_i e Q_i) e le variabili di uscita (T_u e Q_u) correlate da sviluppi in serie. Questo metodo, ad esempio, è utilizzato dal TFM che correla i vari fattori alle grandezze dei passi temporali precedenti, così come anche dal metodo RTS pur con numero di addendi pari a 24, come sarà illustrato più avanti;
- **Gray-box:** il sistema è parzialmente conosciuto (*scatola grigia*) e cioè si hanno le equazioni descrittive di alcuni aspetti del modello. In questo caso si cerca di utilizzare il modello noto per le variabili ad esso correlate e si trattano con il metodo del tipo *black-box* le altre incognite. In parte il metodo RTS utilizza questo criterio per le serie radiative. Il metodo CARRIER considera l'edificio parzialmente noto ed utilizza equazioni di bilancio scritte con i metodi tradizionali visti per il riscaldamento in condizioni stazionarie ma apporta le opportune correzioni per tenere conto delle reali condizioni transitorie;
- **White-box:** il modello da studiare è perfettamente descritto da equazioni funzionali note (*scatola bianca*, vedi l'esempio di Tabella 3) e quindi si utilizzano queste per correlare le variabili di uscita con quelle di ingresso. Ad esempio il metodo *Heat Balance (HB)* parte dalle equazioni di bilancio energetico delle superfici esterna ed interna delle pareti e dal bilancio dell'aria interna alla zona climatica da analizzare.

Spesso pur conoscendo in parte le equazioni costitutive del modello (*gray-box*) si utilizzano ancora metodi risolutivi di tipo sistemistico che, se da un lato forniscono una metodologia risolutiva deterministica del problema, dall'altro fanno perdere di vista l'aspetto termotecnico del problema stesso.

Si parla di *zeri* e di *poli* di *funzioni di trasferimento*, di *metodi discreti* di risoluzione, di *serie di fattori* ottenuti attraverso metodi matematici complessi e che spesso non forniscono la percezione del problema termofisico (vedi le serie del metodo *TFM* o dello stesso metodo *RTS*).

Nel prosieguo si illustrano due metodi oggi molto utilizzati, il *TFM* e *RTS*, fra quelli che possiamo definire puramente matematici.

Successivamente si illustrerà il metodo *CARRIER* che, partendo da una impostazione di bilancio energetico tradizionale, risolve la complessità delle equazioni differenziali introducendo semplici ed intuitive grandezze quali la *Differenza di Temperatura Equivalente* e i *Fattori di accumulo Termico*.

Sono oggi disponibili software commerciali o anche liberi (ad esempio *EnergyPlus*[®] del *Department of Energy* americano (*DOE*, già presentato nel primo volume) che utilizzano uno dei vari metodi qui segnalati.

Per tutti i metodi proposti in questi ultimi decenni si pone sempre il problema di differenziale il termine di guadagno termico (*heat gain*), dato dal calore entrante istante per istante, dal carico di raffreddamento (*cooling load*) definito come il carico che istante per istante dipende dalla temperatura dell'aria interna all'ambiente.

Tutto ciò porta a studiare i percorsi di trasmissione del calore per:

- conduzione attraverso le pareti;
- irraggiamento solare esterno;
- convezione esterna;
- convezione interna;
- irraggiamento termico interno di alta lunghezza d'onda.

Il calore trasmesso istante per istante viene in parte accumulato negli elementi costitutivi dell'edificio e quindi il bilancio termico deve prevedere sia l'accumulo termico sia gli effetti di ritardo ed attenuazione (vedi capitolo sulla Termofisica) che esso determina.

Poiché gli effetti di attenuazione e sfasamento sono funzione delle capacità termiche dei vari strati che compongono ciascuna parete ecco che si pone il problema di studiare il problema della trasmissione non stazionaria in termini di quadripoli equivalenti dei vari strati e di effetti di ritardo prodotti sul *cooling load*.

2.4 METODO DELLE FUNZIONI DI TRASFERIMENTO (*TFM*, *TRANSFER FUNCTION METHOD*)

Com'è noto dalla letteratura, l'ipotesi di regime stazionario per il calcolo del carico termico estivo non può essere ritenuta valida in quanto, come già esposto, i flussi termici vengono scambiati sempre in regime transitorio. Ciò è dovuto alla variabilità delle condizioni ambientali (temperatura e radiazione) che determina l'inversione dei flussi termici scambiati e rende molto influente l'effetto dell'inerzia termica delle pareti. È quindi necessario ricorrere a relazioni che riescano a valutare l'influenza di tale parametro nel tempo. La formulazione completa di tale problematica prevede per un edificio, che per semplicità possiamo considerare a forma di parallelepipedo:

- sei equazioni di bilancio energetico per ogni superficie; vedi quanto descritto in precedenza;
- sei equazioni di conduzione attraverso le pareti del tipo:

$$q_{cond} = \sum b_n T - \sum d_n q' - T_r \sum c_n$$

con b_n , d_n , c_n coefficienti delle funzioni di trasferimento e T la temperatura esterna, q' il flusso termico all'istante precedente e T_r la temperatura interna (supposta costante, cioè termostata). Si osservi come in questo caso si correli il flusso termico per il conduzione attraverso le pareti sia alle temperature esterna ed interna che allo stesso flusso conduttivo negli istanti di calcolo precedenti (*black-box*);

Equazione di bilancio dell'aria ambiente:

$$q_a = Q_{conv} + Q_{vent} + Q_f + Q_g$$

in cui oltre i termini di convezione interna compare quello relativo alla ventilazione Q_{vent} , all'apporto termico radiativo solare Q_f e l'apporto termico radiativo emesso dalle persone luci e apparati elettrici, Q_g . Ne risulta un sistema di equazioni valido per ogni intervallo temporale di simulazione, la cui notevole complessità risolutiva rende ragione dell'utilizzo di metodi matematici semplificati per la determinazione del carico di raffrescamento in regime estivo.

Metodo TFM

Il *Metodo delle Funzioni di Trasferimento (TFM)*, proposto dall'ASHRAE, prevede l'applicazione di due famiglie di coefficienti o *fattori peso*, aventi la funzione di simulare l'effetto di fenomeni dissipativi e/o inerziali: la prima per determinare l'apporto di calore per conduzione attraverso le pareti opache (CTF); la seconda per tener conto dei *fenomeni di accumulo* generati dai flussi termici con componente radiativa (RTF). Nel prosieguo si ha una presentazione completa del metodo di calcolo.

Gli apporti termici solari attraverso le superfici trasparenti, quelli puramente convettivi e quelli generati da persone, luci e apparecchiature elettriche sono considerati integralmente. In questo modo ciascuna componente con il proprio peso riproduce l'effetto del carico termico sull'aria ambiente, istante per istante.

Nel dettaglio, il carico termico (estivo $Q_{cool,t}$) all'istante t è funzione del valore al medesimo istante degli apporti termici delle singole componenti del guadagno termico $q_{i,t}$ e del valore del carico termico estivo e degli stessi apporti termici agli istanti precedenti:

$$Q_{cool,t} = \sum_i (v_0 q_{i,t} + v_1 q_{i,t-\delta} + v_2 q_{i,t-2\delta} + \dots) - (w_1 Q_{cool,t-\delta} + w_2 Q_{cool,t-2\delta} + \dots)$$

dove i è il numero delle componenti dell'apporto termico, t l'intervallo temporale (tipicamente 1 ora) e $v_0; v_1; v_2; \dots; w_1; w_2; \dots$, sono i coefficienti della *Room Transfer Function* relativi all'ora considerata, a quella precedente e alle due ore precedenti. Anche nella precedente equazioni si correlano le variabili di uscita a quelle di ingresso mediante serie dipendenti da fattori da calcolare opportunamente. In generale questi fattori dipendono dall'intervallo temporale scelto, dalla natura degli apporti termici e dalle caratteristiche termiche inerziali (assorbimento e ritardo dell'onda termica) dell'involucro edilizio.

La limitazione alle due ore precedenti o anche alla sola ora precedente (come più comunemente utilizzato) è una approssimazione dovuta all'effetto trascurabile dei contributi degli altri termini; l'ASHRAE stessa presenta i valori tabellati relativi alla sola ora precedente. Si definisce $K(z)$ il rapporto fra la *trasformata di Laplace* di una funzione ingresso $I(z)$ e la trasformata di Laplace della risposta $U(z)$, individuata a partire dall'equazione differenziale che rappresenta il sistema-edificio:

$$K(z) = \frac{U(z)}{I(z)}$$

Pertanto si possono ottenere diverse funzioni di trasferimento $K(z)$ e quindi diversi set di coefficienti $v_0; v_1; v_2; \dots; w_1; w_2; \dots$, impiegando differenti funzioni di ingresso, scelte opportunamente e tutte in grado di descrivere il sistema con diversi gradi di accuratezza e onere di calcolo. *Mitalas* ha utilizzato funzioni di ingresso di forma triangolare per involuppare le forme d'onda reali (temperatura e flusso termico) e quindi calcolando le risposte mediante speciali forme convolutive.

Si può notare che l'approssimazione introdotta con i coefficienti v e w , non è limitativa da un punto di vista concettuale, nel senso che non annulla la *storia* termica dell'ambiente nelle ore precedenti in quanto nell'espressione del carico termico in un dato istante ($Q_{cool,t}$) sono presenti i termini dei carichi termici delle ore precedenti, che a loro volta dipendono dai carichi termici precedenti e così via: in questo modo si considera l'effetto della "storia" del sistema.

La criticità del metodo TFM risiede nella determinazione dei coefficienti v e w per le diverse tipologie di murature. L'*ASHRAE Fundamentals* riporta alcune tabelle con i coefficienti suddetti che, però, sono adatti a murature tipiche degli Stati Uniti e non di uso comune nel nostro Paese e che, quindi, mal si adattano alle tipologie di edifici italiani; inoltre la vetustà degli stessi coefficienti (risalenti agli anni '80) fa sì che essi non si adattino alle nuove esigenze costruttive che fanno uso di materiali ad alte prestazioni energetiche.

Si osserva, inoltre, che è stato indicato da più ricercatori che tali coefficienti non sono adatti a descrivere pareti in muratura pesante di elevato spessore, come spesso si ha nei centri storici italiani. Per la piena applicazione del metodo e sui valori dei coefficienti si rimanda all'Handbook 2001 dell'ASHRAE.

2.5 HEAT BALANCE METHOD (HBM) E RADIANT TIME SERIES METHOD (RTSM)

2.5.1 HEAT BALANCE METHOD

I processi che costituiscono il modello HBM, e descritti nello schema a blocchi mostrato nella seguente Figura 11 che riprende i flussi termici di Figura 12, sono:

- 1. bilancio termico sulla superficie esterna
- 2. processo di conduzione del muro
- 3. bilancio termico sulla superficie interna
- 4. bilancio termico dell'aria

Lo schema mostra nel dettaglio il processo di equilibrio termico per una singola superficie opaca. La parte ombreggiata viene replicata per ciascuna delle superfici che racchiude la zona. Il processo per le superfici trasparenti è simile a quello indicato ma non ha la componente solare assorbita sulla superficie esterna che invece, è divisa in due parti: una frazione verso l'interno e una frazione verso l'esterno, che parteciperanno al bilancio termico rispettivamente sulle superfici interne ed esterne. Le superfici trasparenti forniscono anche una componente solare trasmessa che contribuisce al bilancio termico interno.

La formulazione dell'HBM consiste nel descrivere matematicamente i quattro processi principali, indicati dai blocchi rettangolari riportati. Si ha bilancio termico quando la somma di tutte le componenti del flusso termico (in ingresso e in uscita) è zero:

$$\sum_i q_i = 0$$

Questo è un metodo rigoroso e, come accennato, può essere rappresentato da 4 processi distinti:

Bilancio termico su ogni superficie esterna:

$$q_{sol} + q_{cl} + q_{sll} + q_{conv} - q_{k,0} = 0$$

con:

- q_{sol} : flusso dovuto alla radiazione solare diretta e diffusa
- q_{sll} : flusso dovuto alla radiazione a onda lunga scambiato con l'aria circostante

- q_{conv} : flusso di scambio convettivo con l'aria esterna
- q_{k0} : flusso conduttivo all'interno del muro.

Per la radiazione solare esterna si utilizza la temperatura aria sole. Per la radiazione infrarossa di alta lunghezza d'onda si utilizza l'espressione:

$$q_{sll} = \varepsilon\sigma \left[F_{s-g} (T_g^4 - T_{es}^4) + F_{s-sky} (T_{sky}^4 - T_{es}^4) \right]$$

con:

- T_{es} temperatura esterna superficiale, K;
- T_g temperatura del terreno, K;
- T_{sky} temperatura del cielo, K.
- F_{s-g} fattore di vista superficie-terreno $F_{s-g} = \frac{1}{2}(1 - \cos \alpha)$
- F_{s-sky} fattore di vista superficie - cielo $F_{s-sky} = \frac{1}{2}(1 + \cos \alpha)$
- α angolo di inclinazione della superficie rispetto all'orizzontale.

La temperatura del cielo è approssimativamente pari a 6 K.

Processo di conduzione attraverso i muri

Questo apporto può essere risolto attraverso varie tecniche (differenze finite, elementi finiti, metodo delle trasformate, metodo delle serie temporali)

Bilancio termico su ogni superficie interna:

$$q_{ki} + q_{cl} + q_{sll} + q_{llx} + q_{conv} + q_{sol} = 0$$

con

- q_{llx} : flusso dovuto alla radiazione a onda lunga scambiata tra le superfici della zona
- q_{cl} : flusso dovuto alla radiazione a onda corta delle luci sulle superfici
- q_{sll} : flusso radiativo a onda lunga dalle apparecchiature presenti
- q_{ki} : flusso conduttivo attraverso i muri
- q_{sol} : flusso radiativo solare trasmesso e assorbito alla superficie
- q_{conv} : flusso convettivo dell'aria nella zona.

Bilancio termico dell'aria:

$$q_{conv} + q_{CE} + q_{IV} + q_{sys} = 0$$

con

- q_{conv} : calore trasferito per convezione dalle superfici
- q_{CE} : parti convettive del carico interno
- q_W : carico sensibile causato da infiltrazione e ventilazione
- q_{sys} : calore trasferito a/da impianti di condizionamento e trattamento dell'aria (*HVAC system*).

Applicazione del metodo HB

La natura tempo variante dei flussi termici, unitamente all'inerzia termica delle pareti e soffitti, genera un problema di risoluzione in regime transitorio della conduzione del calore attraverso la parete e alla distribuzione delle radiazioni termiche di bassa e alta lunghezza d'onda.

I metodi di risoluzione includono:

- l'ipotesi di parametri concentrati per le pareti e i soffitti, cioè si immagina che questi siano di modeste dimensioni e con una distribuzione uniforme della temperatura nel tempo;
- che sia possibile calcolare la risposta in frequenza (mediante serie di Fourier);
- che si possa effettuare un'integrazione numerica con il metodo delle differenze finite o con elementi finiti;
- che si utilizzino le z-Trasformate sia per i fattori di risposta (RF) che per le funzione di trasferimento per conduzione (CTF).

I fattori di risposta e i fattori di trasferimento per conduzione sono dati da coefficienti di serie temporali che correlano il flusso termico attuale ai valori passati e presenti delle temperature interne ed esterne. I CTF sostituiscono la storia della temperatura con la storia del flusso termico.

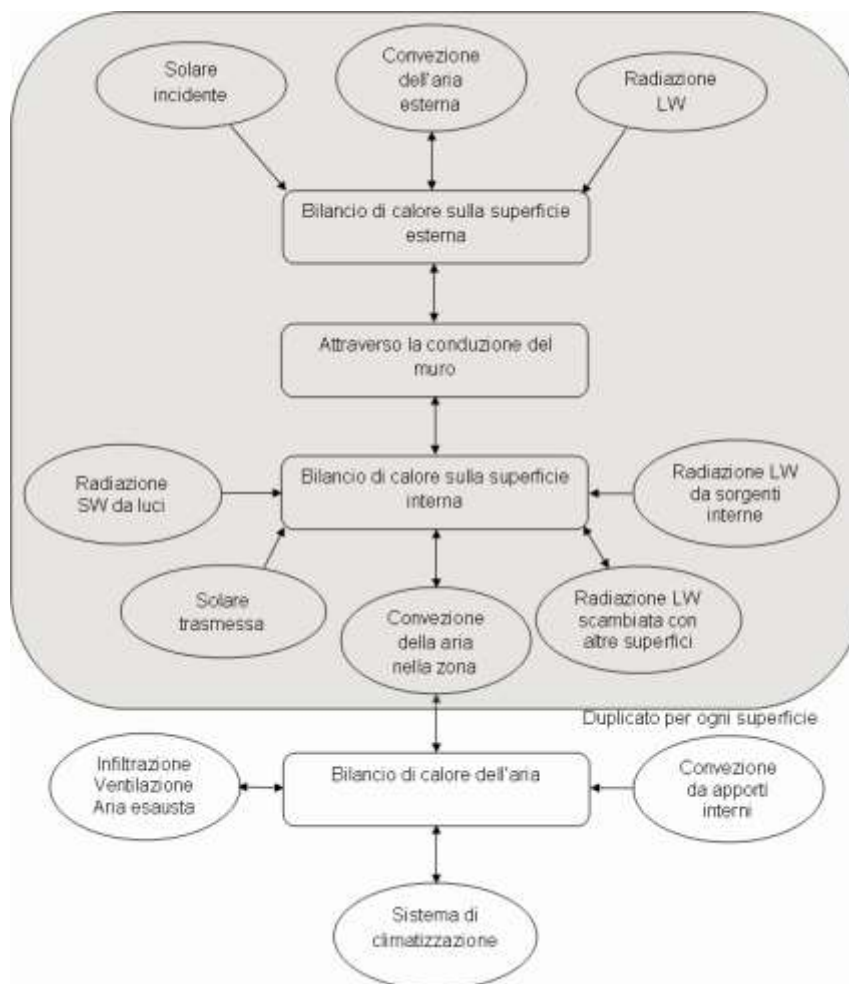


Figura 11: Descrizione dell'Heat Balance Method

I bilanci termici per le pareti sono espressi in termini di CFT e debbono essere risolti ora per ora di ciascun giorno di calcolo mediante procedure iterative o mediante metodi matriciali.

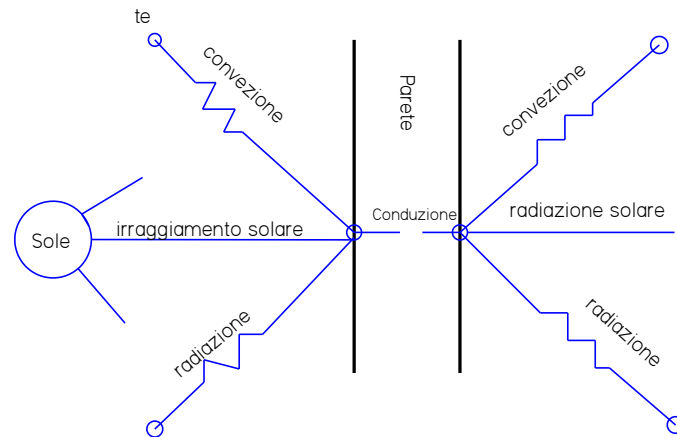


Figura 12: Bilancio termico di una parete esterna

2.5.2 RADIANT TIME SERIES (RTS) METHOD:

Il metodo *Radiant Time Series (RTSM)* è un metodo semplificato per eseguire il calcolo del carico di raffrescamento. Deriva dal metodo del bilancio termico (*HBM*) e, se usato entro i limiti, dà dei risultati che sono un po' conservatori, cioè sovrastimano il carico di raffreddamento di una piccola quantità rispetto al metodo *HBM*.

Il metodo *RTS* è stato sviluppato per essere rigoroso, senza la necessità di effettuare cicli iterativi (come fa l'*HBM*) per determinare i guadagni di calore di conduzione e i carichi di raffrescamento.

Con il *RTSM* si determinano le singole componenti dei guadagni termici per poi calcolare i carichi di raffrescamento che possono essere così esaminati più facilmente. Inoltre, i coefficienti che vengono utilizzati per calcolare il transitorio nel guadagno di conduzione (*CTFs*) e quelli utilizzati per i carichi di raffreddamento (*RTFs*) hanno un chiaro significato fisico, i primi quello di modellare l'inerzia termica delle singole pareti e i secondi la componente del carico dovuta alla radiazione.

Prima di passare alla descrizione dell'algoritmo *RTS* si descriverà il metodo *HBM* in maniera qualitativa. Una trattazione esauriente di questa metodologia si può trovare su manuali tecnici che trattano in maniera dettagliata il problema del carico termico di raffrescamento, come l'*Handbook dell'ASHRAE*.

Il *Radiant Time Series Method (RTSM)* è un metodo relativamente nuovo per effettuare il calcolo del carico di raffrescamento che, come detto, deriva direttamente dalla *HBM* e sostituisce, a partire dall'*Handbook ASHRAE del 2009*, tutti gli altri metodi semplificati (non a bilancio termico) come il *Transfer Function Method (TFM)*, il *Cooling Load Temperature Difference - Solar Cooling Load - Cooling Load Factor Method (CLTD - SCL - CLFM)*, e il *Total Equivalent Temperature Difference - Time Averaging Method (TETD - TAM)*.

Al fine di sviluppare il *RTSM* come sostituzione semplificata per l'*HBM*, sono richieste diverse ipotesi di base. Queste assunzioni e le limitazioni imposte nel *RTSM* sono le seguenti:

- 1. Periodo di calcolo - il metodo *RTS* presuppone che il calcolo del carico di raffreddamento sia per un singolo giorno, con i giorni precedenti che hanno le stesse condizioni. In altre parole, l'energia immagazzinata in un edificio durante la notte sarà coerente con i giorni precedenti, essendo identiche le condizioni meteorologiche e i guadagni di calore interno. In pratica, anche il *HBM* utilizza questa ipotesi. Il metodo può essere utilizzato anche in condizioni non periodiche supponendo non ci siano grandi variazioni tra un giorno ed il successivo.

- 2. Bilancio di calore sulla superficie esterna - il metodo RTS sostituisce il bilancio termico sulla superficie esterna rimpiazzando gli scambi di calore su di essa, con una condizione al contorno conosciuta come **temperatura aria-sole**. Lo scambio di calore è regolato dalla conduttanza superficiale, un coefficiente che nasce dalla combinazione di scambi radiativo e convettivo. Il metodo HBM invece fa il bilancio dei flussi di calore (convettivo, radiativo, e conduttivo) sulla superficie esterna e calcola la sua temperatura.
- 3. Bilancio di calore della superficie interna e bilancio dell'aria della zona: è importante includere questo processo nell'analisi in quanto l'energia viene immagazzinata e successivamente rilasciata da ciascuna superficie e come conseguenza si ha che il picco del carico di raffrescamento è smorzato e rallentato.

Il metodo RTS usa un approccio derivato dalla semplificazione dello scambio di calore radiativo e utilizzando i dati ricavati dal *HBM* (cioè i fattori tempo radiativi) fa una stima ragionevolmente accurata dello smorzamento e del ritardo. Il metodo *HBM* fa il bilancio dei flussi di calore (convettivo, radiativo, e conduttivo) sulla superficie interna e di tutti i flussi convettivi nell'aria della zona.

La semplificazione dello scambio radiativo del RTSM si basa su due approssimazioni: in primo luogo, che le temperature delle altre superfici possono essere ragionevolmente approssimate con la temperatura dell'aria interna e, dall'altro, che la dipendenza delle temperature superficiali può essere approssimata con una semplice relazione lineare.

Questo, a sua volta, permette alla radiazione e alla convezione di essere combinate e calcolate con un unico coefficiente combinato (chiamato conduttanza superficiale) moltiplicato per la differenza tra la temperatura superficiale interna e la temperatura dell'aria. Oppure, ancora più conveniente, possono essere combinate in singole resistenze, diventando parte della resistenza totale della parete.

Le ipotesi descritte consentono al RTSM di procedere in modo sequenziale. Si potrebbe supporre che il RTSM non sia in grado di fornire esattamente la stessa risposta del HBM, ma per la maggior parte dei casi, le differenze tra i risultati dei due metodi sono relativamente poco significative: la differenza è generalmente una piccola percentuale.

Un'eccezione è il caso di edifici con basse resistenze termiche dell'involucro. Infatti, facendo un esempio, il RTSM sovrastima moderatamente i carichi di raffreddamento negli edifici con alte percentuali di vetri singoli, come d'altronde fanno anche i metodi semplificati precedenti.

I metodi semplificati precedenti dipendevano da coefficienti (*room transfer function coefficients*) che nascondevano completamente l'effettivo processo di trasferimento del calore che modellavano. Invece i coefficienti RTS, basati sul bilancio termico, forniscono alcune informazioni sul rapporto tra l'edificio analizzato e la dipendenza dal tempo dei processi di trasferimento del calore dell'edificio.

Il metodo RTS riassume la risposta termica dell'edificio che deriva dal più rigoroso metodo HBM e presenta gli effetti dei processi fisici, complessi ed interdipendenti, in un modo che li rende relativamente più facili da capire. La Figura 13 mostra la procedura di calcolo che definisce il RTSM.

Il metodo RTS ha due passaggi fondamentali:

- il calcolo dei guadagni di calore
- il calcolo del carico di raffrescamento.

Per il calcolo dei guadagni di calore sono necessari ulteriori passaggi preliminari, e se si esplicitano tutti i calcoli per ogni tipo di componente, le procedure sembrano complesse, come mostrato nella schema della Figura 9. Inoltre, in tale schema si assume che la raccolta dei dati di partenza sia già stata fatta, il che significa che la geometria, le costruzioni, le condizioni ambientali, gli orari di accensione delle luci e presenza delle persone, ecc. siano già stati determinati.

Il calcolo della radiazione solare incidente su ogni superficie è un primo importante passo nel calcolo dei carichi di raffreddamento per qualsiasi procedura di calcolo. Per il RTSM, è anche necessario per calcolare le temperature aria-sole.

Nel metodo RTS il guadagno di calore conduttivo per ogni superficie viene calcolato utilizzando dei fattori di risposta. I guadagni di calore conduttivo e gli altri guadagni di calore sono poi suddivisi in parte radiante e parte convettiva.

Tutte le parti convettive sono istantaneamente convertite in carichi di raffrescamento e sommati per ottenere la frazione oraria del carico totale di raffrescamento per convezione.

Le parti radianti dei guadagni di calore per conduzione, sorgenti interne, e trasmissione solare sono gestiti dall’RTS per determinare la frazione di guadagno di calore che verrà convertito in un carico di raffrescamento nell’ ora corrente ed in quelle successive. Questi carichi di raffrescamento frazionario si aggiungono alle appropriate porzioni convettive orarie già calcolate per ottenere il carico totale di raffrescamento orario.

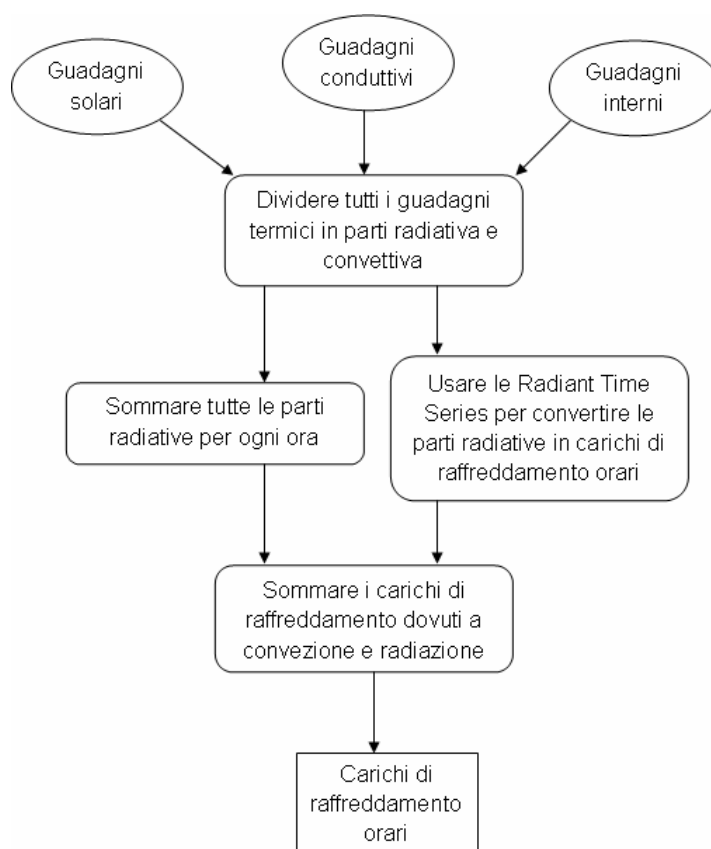


Figura 13: Procedura di calcolo del Radiant Time Series Method

Guadagni conduttivi pareti opache

Il guadagno di calore conduttivo è calcolato per ogni tipo di parete e tetto con l'utilizzo di una serie temporale (CTS - *conduction time series*). I 24 coefficienti della CTS sono fattori di risposta periodici chiamati appunto conduction time series factors (CTSFs).

Questa formulazione offre una soluzione al problema del transitorio del trasferimento di calore conduttivo, con serie temporali, periodiche e unidimensionali. Per ogni ora θ , il guadagno di calore conduttivo per la superficie q_θ è data dalla sommatoria dei fattori CTSFs moltiplicati per il valore UA moltiplicato per la differenza di temperatura sulla superficie, cioè

$$q_\theta = \sum_{j=0}^{2\delta} c_j UA (t_{e,\theta-j\delta} - t_{rc})$$

dove:

- q_{θ} = guadagno di calore conduttivo orario per la superficie,
- U = coefficiente globale di scambio termico per la superficie, $\frac{m^2 K}{s}$
- A = superficie,
- c_j = j.mo fattore CTSF
- $t_{e,\theta-j\delta}$ = temperatura aria-sole j ore prima,
- t_{rc} = temperatura dell'aria,
- θ = ora corrente
- δ = time step (un'ora)

Si noti che la quantità $t_{e,\theta-j\delta}$ rappresenta il trasferimento di calore ad ogni ora sotto l'ipotesi di essere in stati stazionari. In pratica i fattori CTSF possono essere pensati come un adeguamento allo stato stazionario del calcolo del trasferimento di calore.

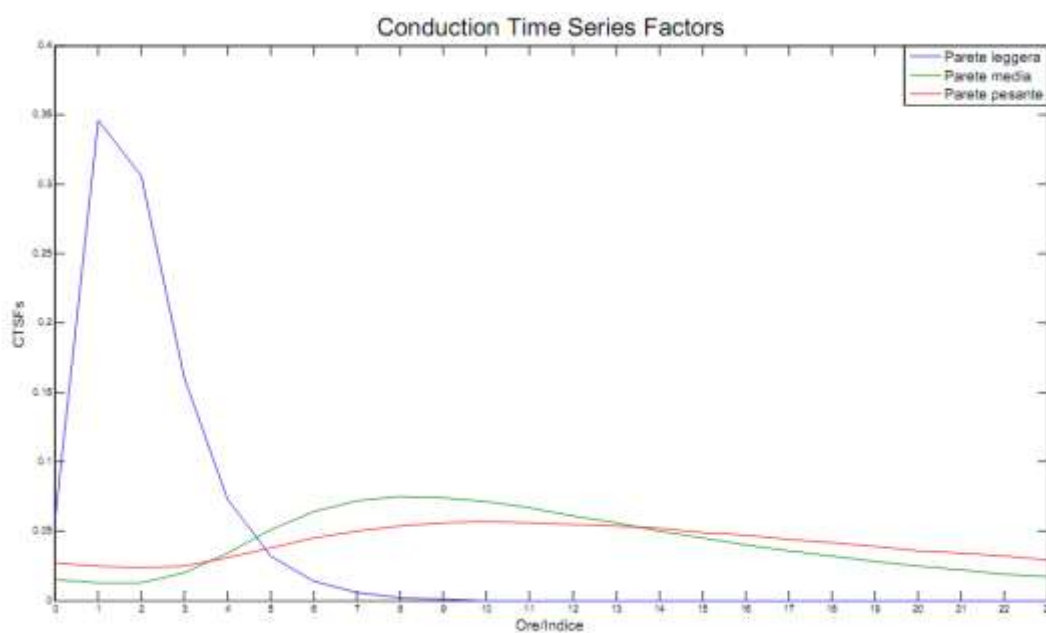


Figura 14: Fattori CTSF per murature da leggere a pesanti

Questi fattori ci dicono come gran parte del calore precedentemente immagazzinato nel muro o nelle coperture viene rilasciato. La Figura 14 descrive i CTSF di tre pareti differenti, la prima leggera (in blu), la seconda pesante (in rosso) e la terza intermedia tra le due (in verde).

Come si può vedere, i CTSFs per la parete leggera sono molto grandi per le prime ore e quasi zero per le ore successive: relativamente poco calore è immagazzinato in questo muro leggero.

D'altra parte, la parete più pesante ha valori minori di CTSFs nelle prime ore ma questi rimangono diversi da zero per molte ore, indicando appunto il ritardo temporale di questa parete più pesante. I CTSFs possono essere ottenuti in molti modi diversi.

Ad esempio da tabelle oppure possono essere determinati con programmi di calcolo. Le caratteristiche da conoscere sono ovviamente le proprietà termiche dei materiali usati per costruire le pareti e i tetti come riportato nelle tabelle delle figure precedenti.

Guadagni pareti vetrate

Le parti vetrate consentono guadagni di calore attraverso la radiazione solare trasmessa, la radiazione solare assorbita, e la conduzione. La frazione della radiazione solare assorbita che va verso l'interno e la conduzione sono correlate, ma ai fini del risultato calcolarle separatamente è una approssimazione che può ritenersi giustificabile.

Un problema nel calcolo dei guadagni termici delle parti vetrate è la mancanza di dati disponibili. Considerando che le varie tipologie di vetro si caratterizzano attraverso diverse variabili, come i valori dei coefficienti di guadagno di calore solare (SHGCs - *solar heat gain coefficients*) e le trasmittanze, in molte situazioni sarà difficile se non impossibile, scegliere la finestra corretta. Alcune approssimazioni ci permettono di fare affidamento esclusivamente ai dati che vengono effettivamente forniti dai produttori delle finestre, tra cui:

- Numero di strati.
- Descrizioni del tipo vetro (colorazione, rivestimento basso-emissivo, ecc. ...).
- Trasmittanza (U-factor).
- SHGCs per angolo d'incidenza normale.
- Trasmittanza visiva.

Una volta che è stata determinata la tipologia di vetro sono determinati i coefficienti SHGCs dipendenti dall'angolo di incidenza. Questi valori, insieme con la Trasmittanza (U- factor) specificata dal produttore, sono utilizzati per calcolare i guadagni dovuti alle parti finestrate. In ODESSE, questa fase è resa trasparente all'utente dall'interfaccia che ha in memoria i dati di diverse tipologie di finestre esistenti. Il guadagno di calore di conduzione è calcolato separatamente dai guadagni di calore solare trasmesso e assorbito. Dato che la massa termica del vetro è molto bassa, anche per le finestre la conduzione può approssimarsi con stati stazionari. Di conseguenza, per ogni ora, il guadagno di conduzione di calore può essere calcolato come:

$$q_{\theta} = UA(t_{0,\theta} - t_{rc})$$

dove

- q_{θ} = guadagno di calore conduttivo orario per la finestra,
- U = coefficiente globale di scambio termico per la finestra, come specificato dal produttore della finestra,
- A = area della finestra, incluso il telaio,
- $t_{0,\theta}$ = temperatura dell'aria esterna,
- t_{rc} = temperatura dell'aria della zona presunta costante,
- θ = ora attuale.

I guadagni di calore solare trasmesso e assorbito sono calcolati per ogni ora con la seguente procedura:

1. Si calcola l'angolo di incidenza, l'angolo di azimut della superficie, l'irraggiamento diretto incidente (beam), e diffuso sulla finestra.
2. Se c'è ombreggiamento esterno, determinare l'area soleggiata e quella ombreggiata.
3. Senza ombreggiamento interno, l'irraggiamento diretto, diffuso, e i guadagni di calore solare trasmesso e assorbito, sono dati da funzioni del SHGC. Se non c'è ombreggiamento interno il calcolo del guadagno per finestra è completo.
4. Con ombreggiamento interno, come veneziane o tende, gli effetti sul guadagno di calore solare possono essere stimati con i coefficienti di attenuazione interna (IACs). Quindi in questo caso i guadagni di calore solare, determinati con le precedenti equazioni, sono moltiplicati per i coefficienti IAC per determinare i valori corretti.

Guadagni interni

Come con qualsiasi procedura di calcolo del carico, i guadagni termici interni dovuti agli occupanti, all'illuminazione e alle apparecchiature devono essere stimati per ogni ora. Tali dati vengono forniti attraverso schede che caratterizzano gli orari di assenza/presenza delle persone, gli

orari di accensione delle luci e delle apparecchiature e ciò viene determinato sia per i giorni festivi che feriali.

Guadagni per ventilazione ed infiltrazione

Il carico termico dovuto all’effetto dei ricambi d’aria per ventilazione è valutato attraverso la portata d’aria corrispondente al numero di ricambi orari fissato in funzione della destinazione d’uso dell’edificio e dell’attività degli occupanti; il calore specifico a pressione costante dell’aria; la densità della stessa e la differenza tra la temperatura interna ed esterna dell’aria.

Convezione e Radiazione

Il calcolo del guadagno di calore convettivo è complicato dallo scambio radiativo tra superfici, mobili e pareti divisorie. Infatti il trasferimento di calore radiativo introduce una dipendenza dal tempo nel processo che non è facilmente quantificabile. Le procedure di bilancio termico calcolano lo scambio radiativo tra le superfici in base alle loro temperature superficiali e emissività. In altre parole si deve determinare la parte dissipativa e le sorgenti per lo scambio radiativo. Tipicamente tali procedure si basano su delle stime per separare parte radiativa e convettiva.

Recommended Radiative/Convective Splits for Internal Heat Gains

Heat Gain Type	Recommended Radiative Fraction	Recommended Convective Fraction	Comments
Occupants, typical office conditions	0.6	0.4	See Table 1 for other conditions.
Equipment	0.1 to 0.8	0.9 to 0.2	See Tables 6 to 12 for details of equipment heat gain and recommended radiative/convective splits for motors, cooking appliances, laboratory equipment, medical equipment, office equipment, etc. Varies; see Table 3.
Office, with fan	0.10	0.9	
Without fan	0.3	0.7	
Lighting			
Conduction heat gain			
Through walls and floors	0.46	0.54	
Through roof	0.60	0.40	
Through windows	0.33 (SHGC > 0.5) 0.46 (SHGC < 0.5)	0.67 (SHGC > 0.5) 0.54 (SHGC < 0.5)	
Solar heat gain through fenestration			
Without interior shading	1.0	0.0	Varies; see Tables 13A to 13G in Chapter 15.
With interior shading			
Infiltration	0.0	1.0	

Source: Nigusse (2007).

Tabella 4: Raccomandazioni dell’ASHRAE per la divisione in parti radiativa/convettiva

La procedura *radiant time series* semplifica il bilancio termico, dividendo tutti i guadagni di calore in parti radiativa e convettiva, invece di risolvere contemporaneamente ed istantaneamente la convezione e il trasferimento di calore radiativo per ogni superficie. Nella Tabella 4 sono descritte le raccomandazioni dell’ASHRAE per la divisione di ciascuna delle componenti del guadagno di calore. Secondo la procedura RTS, una volta che ogni guadagno di calore è suddiviso in parti radiativa e convettiva, questi possono essere convertiti in carichi di raffrescamento. Per quanto riguarda la parte radiativa possiamo affermare che una porzione di radiazione è assorbita dalla massa termica della zona e poi trasmessa per convezione nello spazio.

Questo processo crea un effetto di sfasamento e smorzamento. La parte convettiva, al contrario, si presume diventi immediatamente carico di raffrescamento e, di conseguenza, va solo sommata per dare il suo contributo al carico orario. Vediamo ora come convertire le parti radiative in carichi raffrescamento.

Conversione delle aliquote radiative dei guadagni di calore in carichi di raffrescamento

Il metodo RTSM converte l'aliquota radiativa dei guadagni di calore in carichi di raffrescamento orari utilizzando i fattori di tempo radiativi (RTFS - *radiant time factors*). La *Radiant Time Series* calcola il carico di raffrescamento per l'ora corrente sulla base dei guadagni termici presenti e passati. Per una particolare zona fornisce una risposta, dipendente dal tempo, di un impulso di energia radiativa. La serie mostra la parte di impulso radiativo, che è trasmessa per convezione all'aria della zona per ogni ora. Così, rappresenta la frazione dell'impulso radiativo trasmessa per convezione nell'ora attuale, nell'ora precedente, e così via. E' quindi tale serie generata (*radiant time series*) che viene utilizzata per convertire la parte dei guadagni di calore radiativi in carichi di raffrescamento orari:

$$Q_{\theta} = r_0 q_{\theta} + r_1 q_{\theta-\delta} + r_2 q_{\theta-2\delta} + \dots + r_{23} q_{\theta-23\delta}$$

dove

- Q_{θ} = carico di raffreddamento (Q) per l'ora corrente,
- q_{θ} = guadagno di calore per l'ora corrente
- $q_{\theta-n\delta}$ = guadagno di calore n ore prima
- r_0, r_1, \dots = RTFS

I fattori RTFS sono unici per ogni zona e dipendono della geometria della stessa, dall'involucro dell'edificio, dalle partizioni interne e dalla massa termica. Inoltre, dipendono anche dalla distribuzione dell'energia radiativa entrante nella zona: in molti casi, la radiazione solare diretta trasmessa attraverso le finestre in primo luogo colpisce il pavimento, mentre la radiazione emessa da occupanti e apparecchiature, tenderà ad essere distribuita a tutte le superfici nella zona. Nel caso in cui il pavimento è termicamente massivo mentre le pareti e il soffitto sono leggeri, si può avere una differenza significativa nella risposta termica tra radiazione solare e non-solare. Come conseguenza debbono essere utilizzati due diversi gruppi di fattori RTFS.

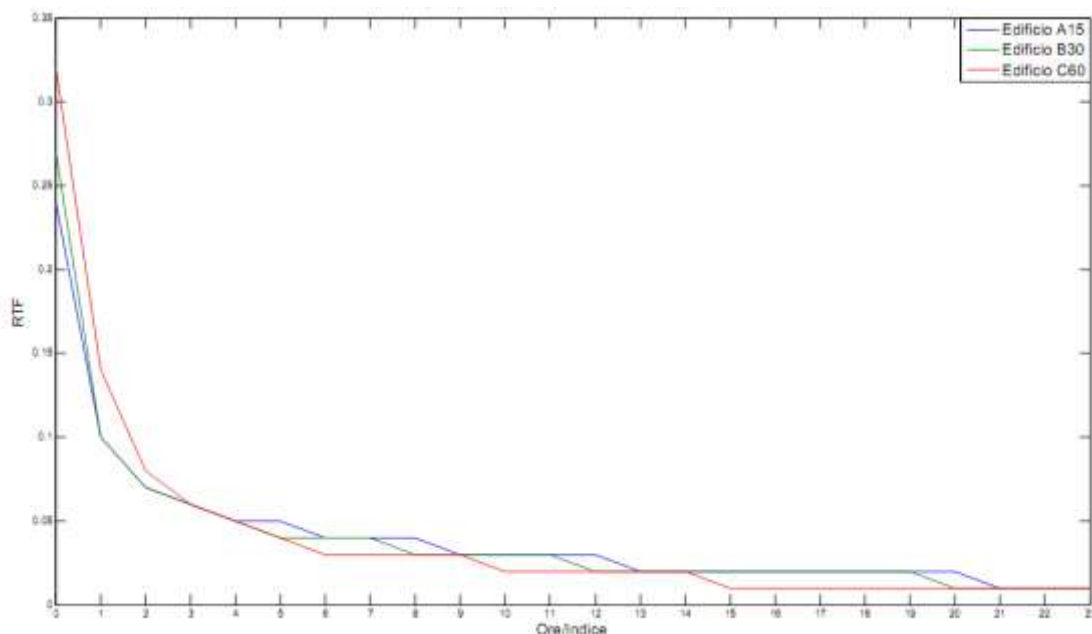


Figura 15 : Radiant Time Factors solar

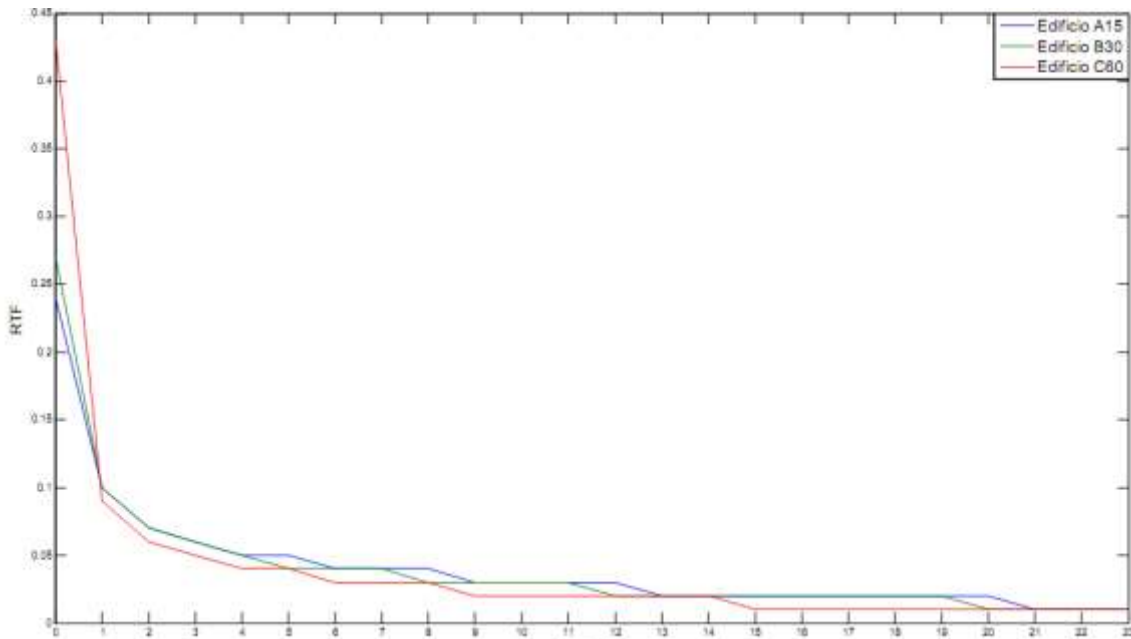


Figura 16: Radiant Time Factors non solar

Un set che si applica alla radiazione solare trasmessa e un altro set che si applica alle radiazioni provenienti da guadagni di calore interno e da superfici dell'involucro dell'edificio. Il primo set è chiamato *solar*, mentre il secondo *nonsolar*. Lo scopo principale dei RTFs è quello di quantificare quanto è veloce la risposta termica della zona. In Figura 15ad esempio sono riportati i fattori RTFs applicabili per trasmettere guadagno di calore per alcuni edifici. Le curve rappresentano la risposta degli edifici (considerati monozona): più alto è il valore all'inizio, più veloce risponde la zona e più il carico di raffrescamento segue i guadagni di calore.

Nella Tabella 5 e Tabella 6 sono riportati i valori RTFs (rispettivamente Nonsolar e Solar).

	A15	A30	A60	B15	B30	B60	C15	C30	C60
0	0.24	0.29	0.39	0.23	0.27	0.38	0.25	0.3	0.43
1	0.1	0.1	0.09	0.1	0.1	0.09	0.1	0.1	0.09
2	0.07	0.07	0.06	0.07	0.07	0.06	0.07	0.07	0.06
3	0.06	0.06	0.05	0.06	0.06	0.05	0.06	0.06	0.05
4	0.05	0.05	0.04	0.05	0.05	0.04	0.05	0.05	0.04
5	0.05	0.04	0.04	0.05	0.04	0.04	0.05	0.04	0.04
6	0.04	0.04	0.03	0.04	0.04	0.03	0.04	0.04	0.03
7	0.04	0.04	0.03	0.04	0.04	0.03	0.04	0.04	0.03
8	0.04	0.03	0.03	0.04	0.03	0.03	0.04	0.03	0.03
9	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.02
10	0.03	0.03	0.02	0.03	0.03	0.02	0.03	0.03	0.02
11	0.03	0.03	0.02	0.03	0.03	0.02	0.03	0.03	0.02
12	0.03	0.02	0.02	0.03	0.02	0.02	0.03	0.02	0.02
13	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
14	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
15	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.01
16	0.02	0.02	0.01	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.01

17	0.02	0.02	0.01	0.02	0.02	0.01	0.02	0.02	0.01
18	0.02	0.02	0.01	0.02	0.02	0.01	0.02	0.01	0.01
19	0.02	0.01	0.01	0.02	0.02	0.01	0.02	0.01	0.01
20	0.02	0.01	0.01	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
21	0.01	0.01	0.01	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
22	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
23	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01

Tabella 5: Nonsolar RTF

	A15	A30	A60	B15	B30	B60	C15	C30	C60
0	0.27	0.28	0.31	0.27	0.28	0.31	0.27	0.29	0.32
1	0.13	0.13	0.14	0.13	0.13	0.14	0.13	0.13	0.14
2	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08
3	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06
4	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
5	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04
6	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.03
7	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03
8	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03
9	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03
10	0.03	0.03	0.02	0.03	0.03	0.02	0.03	0.03	0.02
11	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
12	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
13	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
14	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
15	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.01
16	0.02	0.02	0.01	0.02	0.02	0.01	0.02	0.02	0.01
17	0.02	0.02	0.01	0.02	0.02	0.01	0.02	0.01	0.01
18	0.01	0.01	0.01	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
19	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
20	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
21	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
22	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
23	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01

Tabella 6: Solar RTF

Ulteriori fattori che potrebbero essere considerati sono i seguenti:

- Mobili – i mobili agiscono come una massa termica interna che può immagazzinare energia, quindi possono rallentare la risposta della zona. Tuttavia, i mobili che intercettano la radiazione solare o termica sono termicamente meno massivi del pavimento e possono accelerare la risposta della zona. In generale si presume una presenza di mobili, con una superficie di $\frac{1}{2}$ rispetto a quella del pavimento. Quindi, si assume che il 50% della radiazione

solare viene intercettata dai mobili, e il resto incide sul pavimento. Questo ha un effetto attenuante per l'energia che viene immagazzinata nel pavimento. Per le zone con aree finestrate significative e pavimenti massivi senza tappeti, eliminando i mobili si può ridurre notevolmente il picco del carico di raffrescamento.

- Tappeti – i tappeti limitano la quantità di energia che può essere immagazzinata nel pavimento, accelerando la risposta della zona.
- Geometria e costruzione della zona – ai fini del calcolo del RTS, specificare la geometria e la tipologia di costruzione della zona serve a controllare soltanto la risposta della zona. Ad esempio, scegliendo una più alta percentuale di finestre, che sostituiscono il muro, termicamente più massivo, con vetri, che hanno massa termica trascurabile, si potrà accelerare la risposta della zona.

Esempio di applicazione del metodo RTS

Per la città di Montreal (Canada) con latitudine 45,45°, longitudine 73,8, mese di luglio con temperatura interna di 23 °C e temperatura esterna di 29 °C, con pareti standard riportate nel manuale ASHRAE si hanno le curve dei vari termini riportate nelle figure seguenti.

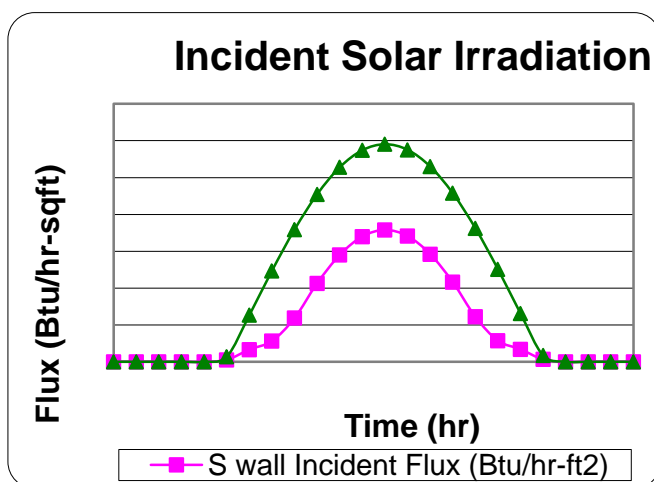


Figura 17: Flusso solare incidente

I fattori di risposta delle pareti e dei soffitti nonché le RTS solari e non solari sono stati desunti dal citato manuale ASHRAE.

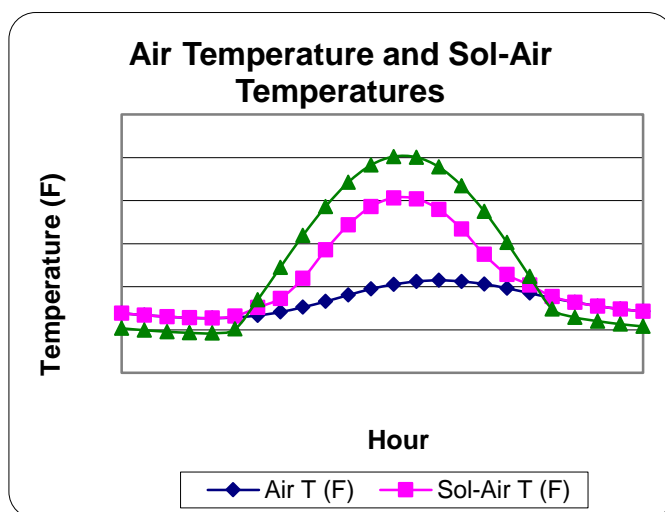


Figura 18: Temperatura aria - sole

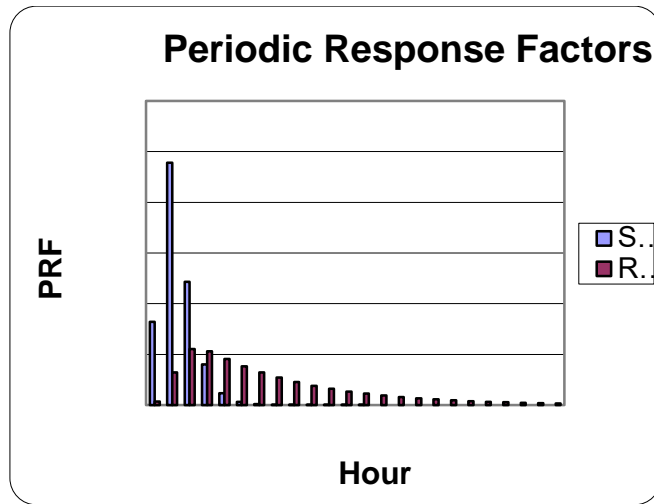


Figura 19: Fattori di risposta periodica

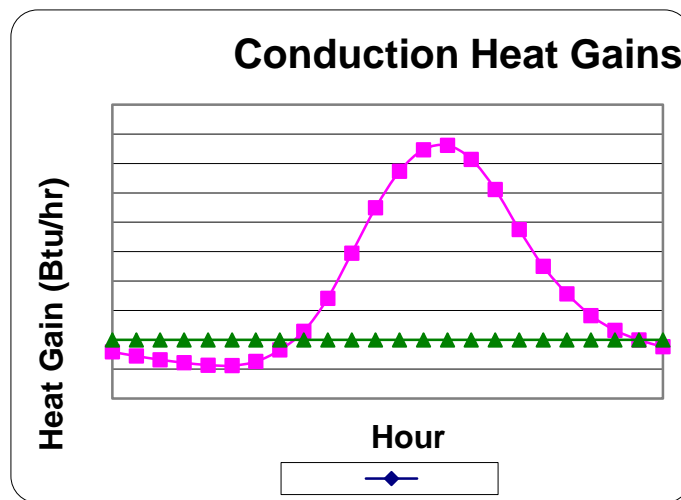


Figura 20: Guadagni termici per conduzione

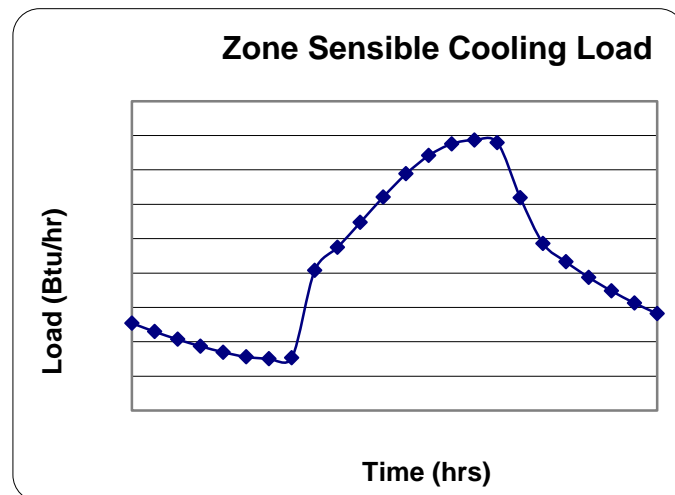


Figura 21: Cooling load di zona

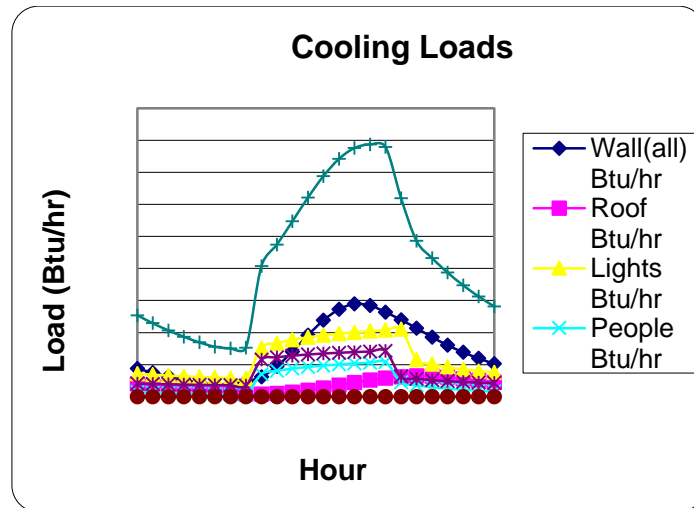


Figura 22: Cooling load per elementi

2.6 METODO CARRIER PER IL CARICO TERMICO ESTIVO

All'interno dell'ambiente si desiderano mantenere¹³ condizioni di comfort ambientale che solitamente fissano la temperatura al valore di 25-27 °C ed l'umidità relativa al 50%.

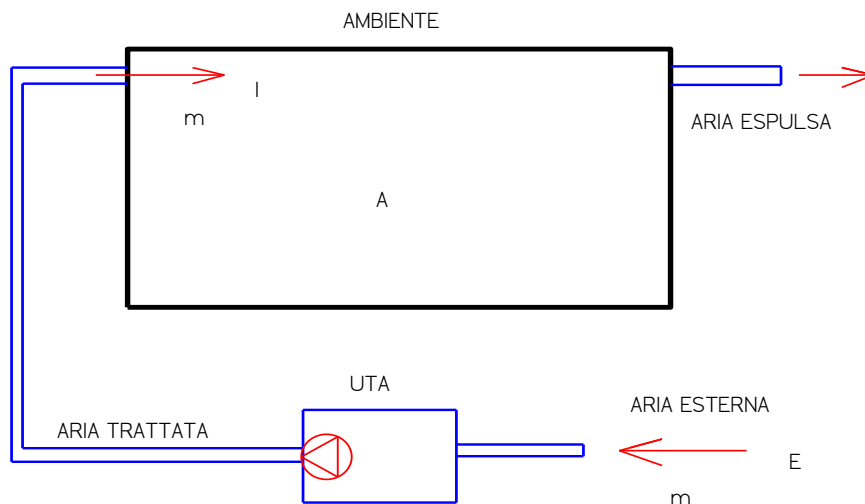


Figura 23: Schematizzazione di un impianto a tutt'aria senza ricircolo

All'esterno si hanno condizioni climatiche che variano da luogo a luogo. Ad esempio si immagini di avere le condizioni (valide per l'Italia meridionale ed insulare) di 34°C e 60% di u.r.¹⁴

Per il *Secondo Principio della Termodinamica* del calore passerà dall'esterno¹⁵ verso l'interno degli ambienti riscaldandoli (rientrate di calore) in modo da riportarli alla temperatura di equilibrio.

¹³ Si faccia riferimento, ad esempio, alle condizioni di benessere secondo Fanger.

¹⁴ Alla luce delle variazioni climatiche dell'ultimo decennio, le condizioni esterne di progetto sarebbero meglio descritte dalla coppia: 40 °C per la temperatura e 60% di U.R. Continuare a progettare per una condizione esterna di 34 °C porta ad una insufficienza impiantistica per un gran numero di giorni estivi in Sicilia. L'umidità relativa del 60% consente di bilanciare il sovraccarico che si ha nelle giornate particolarmente umide, ad esempio per effetto di venti marini (sciocco).

¹⁵ Questa considerazione vale per le temperature di progetto, ad esempio, 26 °C interna e 34 °C esterna. In realtà gli scambi conduttivi sono direttamente correlati alle temperature reali interne ed esterne. Quando la temperatura esterna scende al di sotto di 26 °C allora il flusso termico si inverte e risulta uscente dall'ambiente. Purtroppo oggi si tende ad avere pareti esterne molto coibentate (vedi DM 26/06/2015 nel Vol. 3°) e per conseguenza il flusso termico uscente, che produrrebbe un raffreddamento

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 ed umidità mediante un dispositivo detto *condizionatore*.

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

$$Q_T = Q_S + Q_L \quad [4]$$

Il carico *sensibile* è dato dalla somma di tutti i disperdimenti ambientali e quindi dalla relazione scritta come se si stesse facendo un bilancio in condizioni stazionarie (infatti non compare l'accumulo termico a secondo membro) ma con opportuna introduzione di fattori correttivi (ΔT_{equiv} e il fattore di accumulo f_a):

$$Q_S = \sum_{\text{Pareti opache}} K_i S_i \Delta T_{e,i} + \sum_{\text{Pareti Vetrate}} K_{v,i} S_{v,i} (T_e - T_i) + \\ + \sum_{\text{Pareti Vetrate}} S_{v,i} I_{v,i} f_{a,i} f_{s,i} + \sum_{\text{Ventilazione Ambienti}} n_i V_i c_{pa} \rho (T_e - T_i) + \sum_{\text{Fessure}} f_j L_j \rho c_p (T_e - T_i) + \sum_{\text{Sorgenti Interne}} W_i \quad [5]$$

Mentre il *Carico Latente* è dato dalla relazione:

$$Q_L = \sum_{\text{Sorgenti Interne}} Q_{l,i} + \sum_{\text{Ambienti}} n_i V_i \rho (x_e - x_i) r \quad [6]$$

Vale il seguente simbolismo:

- K_i trasmittanza della i-ma parete, (W/m²K);
- S_i superficie della i-ma parete, (m²);
- $\Delta T_{e,i}$ 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 superficie vetrata, (W/m²);
- T_e temperatura oraria esterna, (°C);
- $S_{v,i}$ superficie della finestra i-ma, (m²);
- $K_{v,i}$ trasmittanza della i-ma vetrata, (W(m²K));
- $f_{a,i}$ 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, (m³);
- 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=2501 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.

naturale, viene fortemente limitato. Di conseguenza l'aumento di coibente alle pareti porta ad incrementare i carichi estivi. Del resto anche noi in estate riduciamo la resistenza termica del vestiario indossando abiti più leggeri.

2.6.1 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 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 irraggiamento¹⁶:

$$t_{as} = t_e + I \frac{\alpha}{h_e} \quad [7]$$

Consideriamo ora i seguenti due casi:

Pareti con costante di tempo infinita

Si è visto 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:

$$Q_{parete_esterna_opca} = KS(\bar{t}_{as} - t_i) \quad [8]$$

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 *giuliano*, 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:

$$Q_{parete_esterna_opca} = KS(t_{as} - t_i) \quad [9]$$

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:

$$Q_{parete_esterna_opca} = KS(\overline{t_{as} - t_i}) = KS\Delta T_{eq} \quad [10]$$

Il valore medio della differenza di temperatura fra quella aria sole esterna e quella ambiente è stato indicato con $\overline{(t_{as} - t_i)} = \Delta T_{eq}$. Essa dipende, oltre che dall'irraggiamento solare I , anche dalle proprietà radiative della parete, α , dal coefficiente di convezione h_e , e dalle caratteristiche in transitorio delle pareti, cioè dall'accumulo termico nelle masse dell'edificio.

¹⁶ Si trascurano nella formula seguente gli effetti della radiazione di alta lunghezza d'onda.

Influenza della inerzia termica delle pareti

Considerate le condizioni sempre transitorie per il condizionamento estivo occorre tenere presenti gli effetti dell'inerzia termica delle pareti.

Si ricordi, infatti, che l'inerzia termica concorre a moderare le fluttuazioni della temperatura all'interno degli ambienti. Inoltre gli edifici a più elevata inerzia termica hanno consumi di energia inferiori rispetto agli edifici a bassa inerzia termica.

Infine è importante ricordare che l'accumulo di energia nelle strutture dell'edificio, sempre per effetto dell'inerzia termica, sposta temporalmente i picchi del carico termico per i vari ambienti e questo significa il dover considerare i carichi istantanei di tutti gli ambienti e non i carichi massimi. In quest'ultima ipotesi si produrrebbe un sovraccarico inutile, e spesso danno, per gli impianti.

2.6.2 CALCOLO DEL CARICO TERMICO IN CONDIZIONI REALI - METODO SEMPLIFICATO

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, 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 (del tipo $KS\Delta T$) 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 ΔT_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:

$$M_m = \frac{\sum_{j=1}^d m_{f,j} S_j + 0.5 \sum_{j=1}^{n-d} m_{f,j} S_j}{S_p} \quad [11]$$

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:

$$m_f = \sum_{i=1}^s \rho_i s_i \quad [12]$$

con ρ 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 ne prosieguo per latitudine di 40° (circa equivalente a quella Napoli) sono relative a condizioni standard definite dai seguenti valori della temperatura dell'aria esterna, dell'aria interna e dell'escursione giornaliera della temperatura esterna:

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

Per valori diversi sono fornite opportune tabelle di correzione.

Calcolo analitico della Differenza di Temperatura Equivalente

Come si è visto nei precedenti paragrafi, la *differenza di temperatura equivalente* dipende dalle condizioni di transitorio dell'ambiente. Nel Manuale ASHRAE Fundamentals 1997 è indicata una procedura di calcolo per quella che viene indicata TETD (*Total Equivalente Temperature Differential*) che possiamo ritenere equivalente alla nostra *differenza di temperatura equivalente*.

Prima di procedere nella definizione di questa grandezza è bene ricordare quanto riportato nel paragrafo sulle caratteristiche dinamiche delle strutture. In questo paragrafo si prende in considerazione l'andamento in transitorio di una parete sia a semplice strato che a più strati. Viene utilizzato il metodo dei complessi per determinare la capacità equivalente e il fattore di ritardo. Quest'ultimo parametro è importante per il calcolo della TETD. Infatti questa è definita dalla seguente relazione:

$$TETD \equiv \Delta T_{eq} = \bar{T}_{as} - T_i + \lambda (T_{as\delta} - \bar{T}_{as}) \quad [13]$$

ove si ha il seguente simbolismo:

- ΔT_{eq} Differenza di temperatura equivalente, $^\circ\text{C}$
- $TETD$ Total equivalente temperature Differential, $^\circ\text{C}$
- \bar{T}_{as} Temperatura aria sole media giornaliera, $^\circ\text{C}$
- T_i Temperatura interna dell'ambiente, $^\circ\text{C}$;
- λ Fattore di ritardo;
- $T_{as\delta}$ Temperatura aria sole δ ore prima dell'ora considerata, $^\circ\text{C}$
- δ Tempo di ritardo della parete, ore.

Pertanto seguendo le procedure indicate sul comportamento dinamico delle strutture si calcolano sia il fattore di ritardo λ che il tempo di ritardo δ . Quindi applicando la [13] si calcola la *differenza di temperatura equivalente*. Il procedimento è, come si può osservare, laborioso e complesso e pertanto risulta comodo l'utilizzo della tabelle dianzi indicate.

Metodologia di calcolo della Differenza di Temperatura Equivalente

Nel caso di regime variabile, tipico del condizionamento estivo, considerando costante la temperatura interna (anche per effetto di una regolazione interna), occorre considerare gli effetti variabili della radiazione solare tramite la *temperatura aria-sole*.

Tenendo presente la definizione (seppur semplificata) della temperatura aria – sole:

$$t_{as} = t_e + \frac{\alpha I}{h_e}$$

si ha una variabilità di questa con l'irraggiamento solare. In effetti l'irraggiamento solare varia in modo stocastico ma è pur possibile, almeno nel periodo estivo caratterizzato da scarsi annuolamenti, immaginare che si possa avere un andamento sinusoidale, cioè che sia anche:

$$t_{as} = h_e \text{sen}(\omega\tau)$$

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	13,6	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 7: Differenza di Temperatura equivalente per pareti verticali fra le ore 6 e 17

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

Esposiz.	m/ 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	0,2	-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 8: Differenza di Temperatura equivalente per pareti verticali fra le ore 18 e le 5

La temperatura della faccia interna delle pareti varierà corrispondentemente in modo anch'essa sinusoidale (vedi quanto detto nel Volume 1° sulla *Termofisica degli edifici*) ma con attenuazione indotta dalla parete stessa e con uno sfasamento. In pratica possiamo scrivere che la temperatura della parete, nella superficie interna, è del tipo:

$$t_p = h_e \delta \text{sen}(\omega\tau + \varphi)$$

Un andamento reale della t_p sarebbe non sinusoidale ma pur sempre periodico e quindi sempre scomponibile in serie di Fourier in armoniche di tipo sinusoidale. Possiamo quindi ritenere valida l'ipotesi sopra scritta. Il flusso totale trasmesso dalla parete verso l'interno vale:

$$q_t = K(t_{asm} - t_i) + h\delta(t_{as}(\tau - \tau_0) - t_{asm})$$

Essendo t_{asm} la *temperatura aria sole media*. Pertanto possiamo scrivere ancora:

$$q_t = K\Delta t_{eq}(\tau) = K \left[t_{asm} + \frac{h\delta}{K}(t_{as}(\tau - \tau_0) - t_{asm}) - t_i \right]$$

E' questa la definizione operativa della *Differenza di Temperatura Equivalente*, Δt_{eq} .

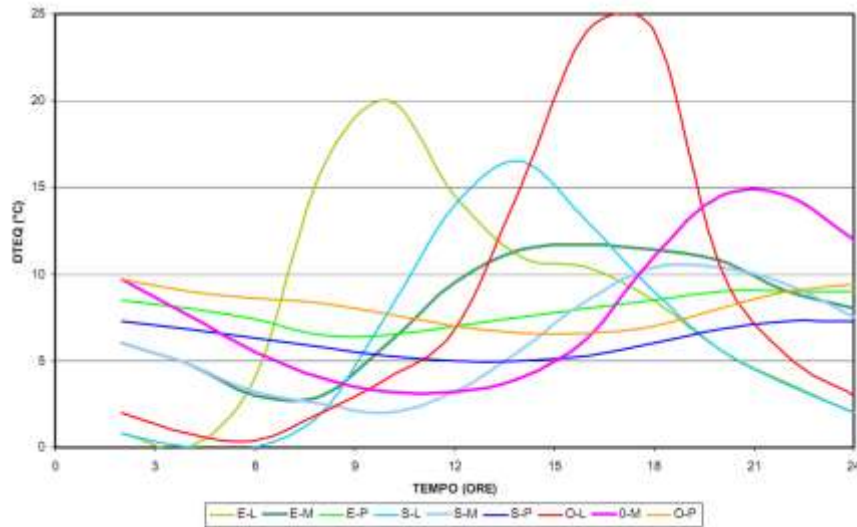


Figura 24: Differenza delle temperature equivalenti per pareti verticali

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

	mf kg/m ²	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).

	mf kg/m ²	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 9: Differenza di Temperatura equivalente per pareti le coperture

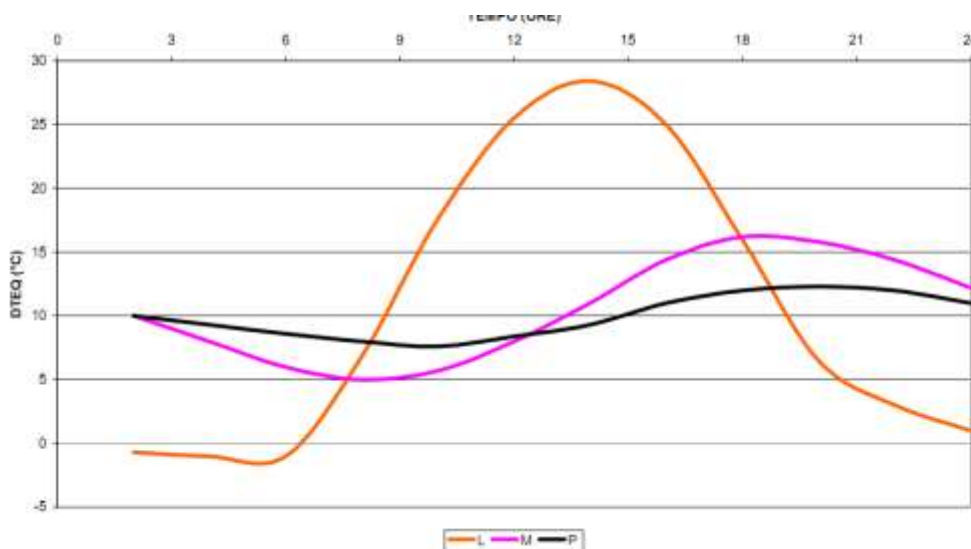


Figura 25: Andamento delle differenze di temperatura equivalenti per le coperture

2.6.3 CALCOLO DEI DISPERSIONI ATTRAVERSO LE FINESTRE

Attraverso le finestre si hanno due modalità principali di scambio termico fra l’ambiente e l’esterno: Trasmissione attraverso i vetri e Radiazione solare.

Trasmissione termica attraverso i vetri

La relazione da utilizzare è ancora:

$$Q_{dv} = \sum_{\text{Pareti Vetrare}} K_{vi} S_{vi} (T_e - T_i) \quad [14]$$

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. Per valutare la temperatura esterna si possono utilizzare relazioni di *detrending*¹⁷ 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:

$$Q_{rs} = \sum_{\text{Pareti Vetrare}} S_{v,i} I_{v,i} f_{a,i} f_{s,i} \quad [15]$$

con il simbolismo già indicato in precedenza.

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.

¹⁷ 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.

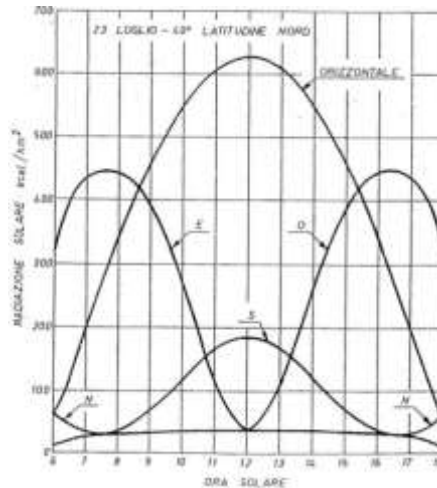


Figura 26: Andamento della radiazione solare per l'Italia meridionale a luglio per varie esposizioni

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 10: Irraggiamenti massimi per alcune latitudini nord

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.

2.6.4 CARICHI TERMICI INTERNI

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

$$Q_{CI} = \sum_{N_{persone}} M_i + \sum_{j=1}^{N_{lampade}} P_{L_j} f_{b,j} f_{u_j} + \sum_{NMotori} P_{M_i} f_{u,i} \quad [16]$$

ove vale il simbolismo:

- M_i metabolismo degli occupanti (Met=116 W/m²);
- P_{L_j} potenza elettrica della j.esima lampada, (W);
- P_{M_i} potenza elettrica di eventuali motori elettrici, (W);
- f_{b_j} fattore di accumulo termico per le radiazioni emesse dalle lampade;
- f_{u_l} fattore di utilizzazione per la j.esima lampada;
- f_{u_m} 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.

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

Esposiz.	M_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 11: Fattori di accumulo per radiazione solare – Ore 6 – 17

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 12: Fattori di Accumulo per radiazione solare – Ore 18–5

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	0,32	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	0,95	0,96	0,98	0,98	0,99

Tabella 13: Fattori di Accumulo per vetri schermati – Ore 6 -17

Esposiz.	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	0,8	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 14: Fattori di Accumulo per vetri schermati – Ore 18 -5

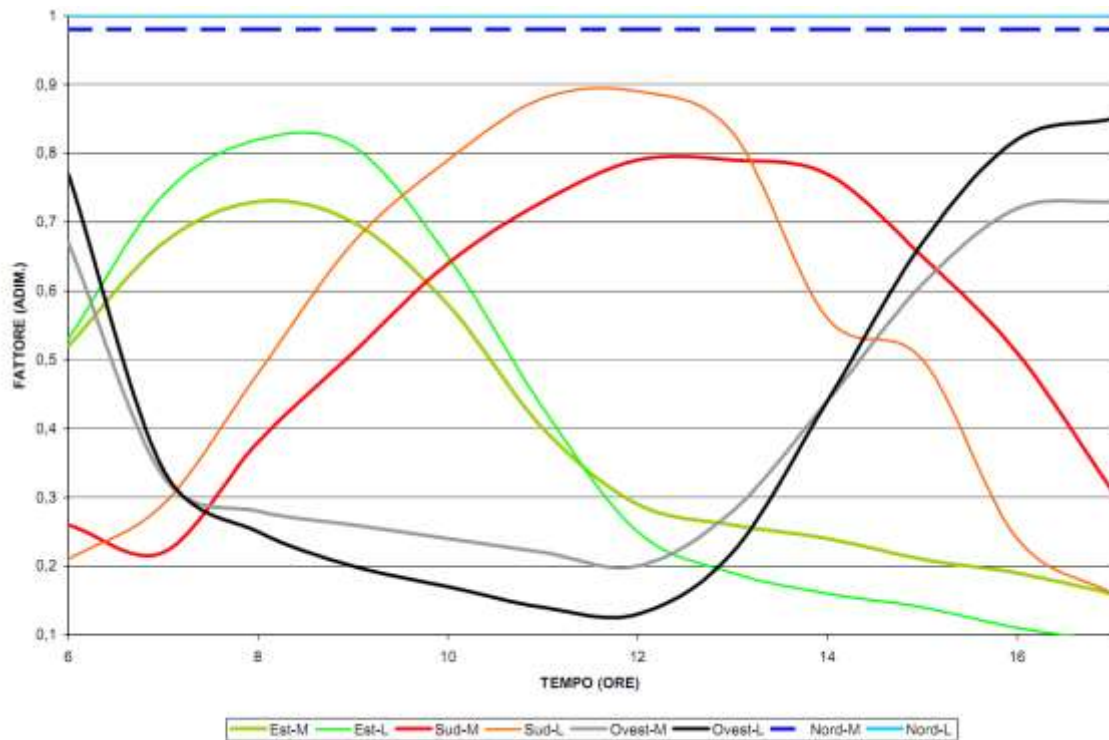


Figura 27: Andamento dei fattori di accumulo per vetri non schermati

		Numero di ore dal momento dell'accensione											
Lampade	M_{kg/m^2}	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
F B	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 I B	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_{kg/m^2}	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
F B	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 I B	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 15: Fattori di Accumulo per vari tipi di illuminazione

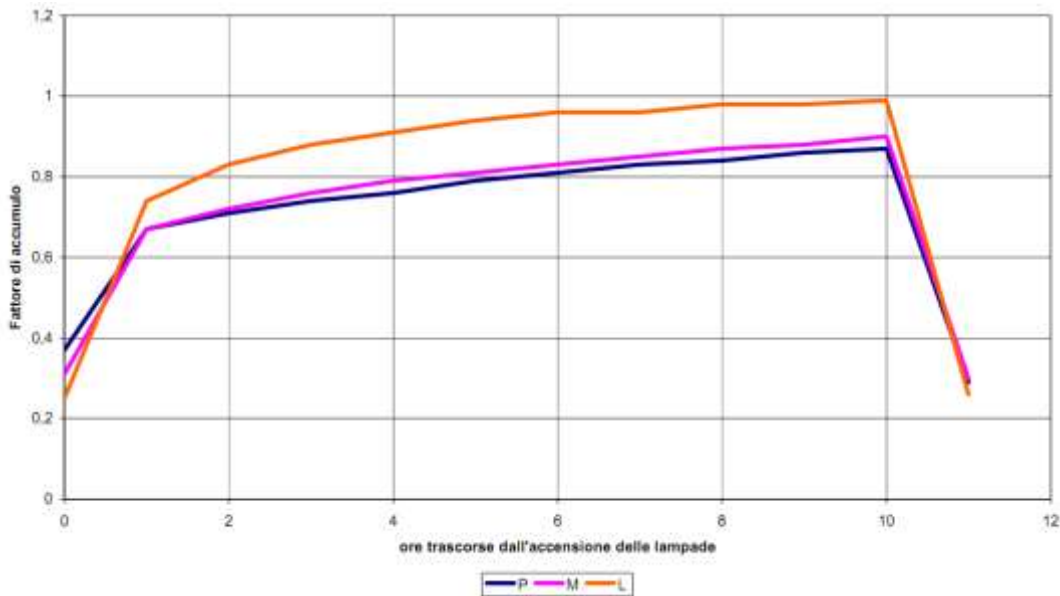


Figura 28: Fattori di accumulo per lampade fluorescenti incassate

2.6.5 CARICO SENSIBILE PER VENTILAZIONE E INFILTRAZIONI

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

$$Q_{SV} = \sum_{Ventilazione\ Ambienti} n_i V_i \rho c_{pa} (T_e - T_i) + \sum_{Fessure} f_j L_j \rho c_p (T_e - T_i) \quad [17]$$

Il numero di ricambi orari è dato in opportune tabelle in funzione della destinazione d'uso dell'edificio e dell'attività degli occupanti.

Valgono le tabelle della UNI 10339 sulle reti aerauliche. E' anche possibile calcolare le portate di ventilazione utilizzando il metodo di Fanger (*olf*) già esposto nel Vol. 1° sulla termofisica degli edifici. Tuttavia si tenga presente che il metodo olfattivo porta, in genere, ad avere portate di ventilazione molto alte e ciò va in contrasto con due esigenze impiantistiche:

- Incremento del carico termico di ventilazione: in un momento storico in cui si desidera ridurre l'energia per la climatizzazione degli edifici la tendenza ad incrementarla per la ventilazione appare poco sinergica;
- L'incremento della portata di ventilazione comporta anche l'aumento delle dimensioni dei canali di distribuzione con conseguenti problemi impiantistici di passaggio all'interno degli edifici.

Un buon valore da consigliare è una portata di 10 L/s per persona. Questo significa che la precedente equazione non va più scritta in funzione del numero di ricambi orari ma direttamente con il valore della portata calcolata in funzione dell'affollamento.

Si osservi che la portata di infiltrazione sopra considerata è raramente presente nelle situazioni impiantistiche. La presenza di aperture è giustificata solo per particolari casi in cui è richiesta per sicurezza la presenza di aperture sempre aperte. 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.

2.6.6 CALORE LATENTE

La relazione da utilizzare è la seguente:

$$Q_L = \sum_{\text{Sorgenti Interne}} Q_{l,i} + \sum_{\text{Ambienti}} n_i V_i \rho (x_e - x_i) r \quad [18]$$

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.

Osservazione sul calcolo del Calore Latente

Va osservato che i calcoli del calore latente per la componente di ventilazione richiede la conoscenza dell'andamento medio dell'umidità specifica esterna durante il giorno di calcolo. Tuttavia i dati usualmente utilizzati da molti software commerciali sono limitati al solo valore medio giornaliero.

2.6.7 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. In Figura 29 si ha un esempio di calcolo di carico termico estivo per un edificio per il mese di luglio (giorno 21).

Si osserva l'andamento orario che vede un picco alle ore 16 e valori minimi durante la notte. L'ora del carico massimo fa presumere che prevalgano le esposizioni ad ovest (sole nel pomeriggio). E' importante osservare come il carico massimo *non è dato dalla somma dei carichi massimi degli ambienti* bensì dal carico massimo *contemporaneo degli ambienti*. Questo perché gli ambienti ad est hanno un carico massimo nelle ore mattutine mentre quelle ad ovest nelle ore pomeridiane. La somma dei carichi massimi di tutti gli ambienti porterebbe ad un sovradimensionamento non giustificato degli impianti.

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).

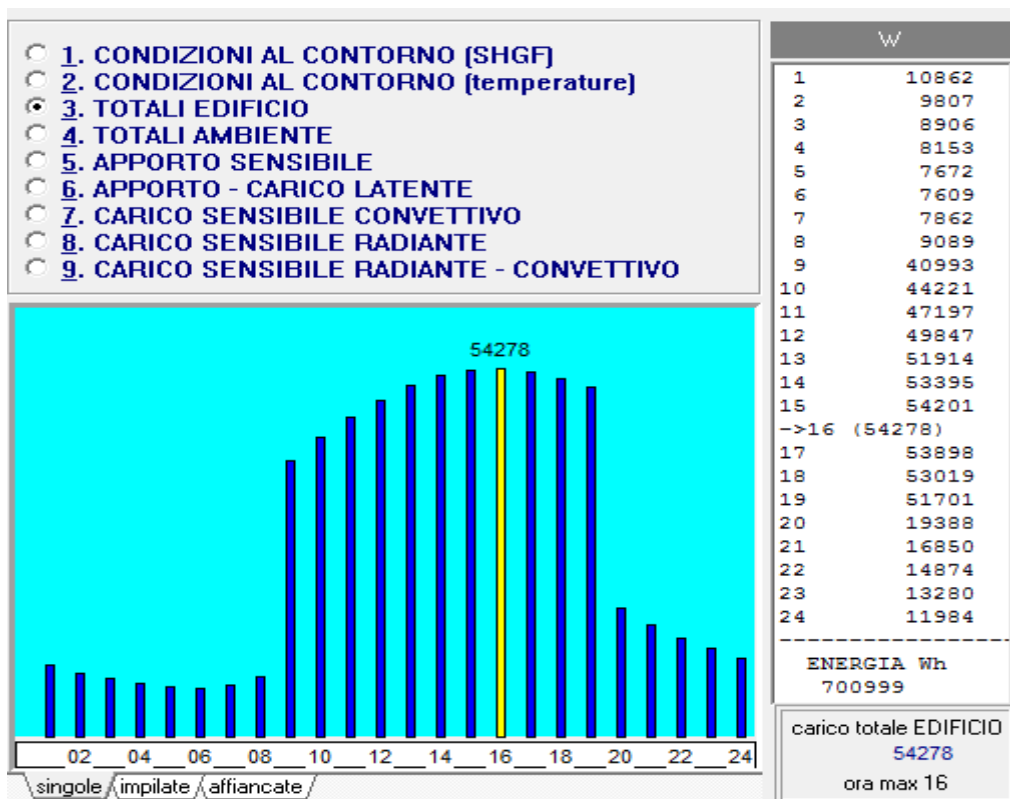


Figura 29: Andamento orario del carico termico estivo per il mese di luglio

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 pari al 25% o più).

2.7 METODO TFM¹⁸

Il metodo *TFM*¹⁹ è stato proposto dall'*ASHRAE* nel suo *Fundamentals Handbook* del 1993 e si basa sugli studi iniziati da *Mitalas* nel 1968. Prima di entrare nel dettaglio del metodo è opportuno definire alcuni concetti già incontrati nella *Teoria dei Sistemi* ma che vengono ripresi in chiave termotecnica per l'applicazione del TFM.

Alla base della formulazione del metodo *TFM* (come di qualunque altro metodo) c'è la necessità di descrivere il *sistema edificio* con un *modello* fisico-matematico che leghi insieme le variabili di controllo del sistema stesso. Queste variabili possono essere classificate secondo la Tabella 16:

VARIABILI	DIPENDENTI	INDIPENDENTI
ESTERNE	VARIABILI DI USCITA	VARIABILI DI INGRESSO
INTERNE	VARIABILI DI STATO	PARAMETRI

Tabella 16: Classificazione delle variabili di un sistema

Le *variabili esterne* esprimono le connessioni esistenti fra il sistema e il *mondo esterno* mentre le *variabili interne* mettono in relazione le variabili di ingresso e di uscita e si dividono in *parametri* (cioè *variabili indipendenti dal sistema*) e *variabili di stato* (cioè che caratterizzano il contenuto energetico del sistema). Le variabili di stato sono fondamentali per descrivere il comportamento dinamico dei sistemi, cioè dell'evoluzione del sistema funzione dei parametri esterni che della sua storia.

Possiamo descrivere un sistema con due tipologie di equazioni:

- Equazioni di stato: descrivono l'evoluzione delle variabili di stato a partire da una condizione iniziale (nota) e in funzione delle variabili indipendenti;
- Equazioni di trasformazione di uscita: esprimono il legame istantaneo fra le variabili di uscita e le altre variabili del sistema.

Di solito un sistema si dice *invariante nel tempo* se i suoi parametri (*variabili interne indipendenti*) sono indipendenti dal tempo. In pratica possiamo descrivere il comportamento dinamico di un sistema mediante la suddivisione in una parte *non dinamica* (relazioni ingresso-uscita) ed un *operatore temporale* detto *integratore*, (vedi Figura 30). Spesso si considerano sistemi semplificati detti *lineari* che sono rappresentati da equazioni lineari dei tipi sopra indicati. Questi sistemi rappresentano la stragrande maggioranza dei sistemi studiati e godono della proprietà di potere sovrapporre gli effetti delle variabili di ingresso e delle condizioni iniziali.

Si tratta, quasi sempre, di sistemi semplificati e cioè che in origine si presentano come *non lineari* ma che, con opportuni passaggi, si possono semplificare *linearizzandoli*. Ai sistemi lineari che siano anche *invarianti* nel tempo si possono applicare le trasformate di Fourier e di Laplace (già note dalla *Teoria dei Sistemi*). Per un sistema è importante definire la *Funzione di Trasferimento* come il rapporto tra una o più variabili di uscita e una o più variabili di ingresso.

Nel caso in cui i transitori che si intendono studiare siano stabilizzati le variabili di ingresso e di uscita possono scriversi, in forma complessa, nella forma:

¹⁸ Quest'argomento richiede nozioni di Teoria dei Sistemi.

¹⁹ Il metodo TFM, come pure gli altri metodi del tipo black-box visti in precedenza (HB, RTS), richiedono una conoscenza di *Teoria dei sistemi*. Qualora queste nozioni dovessero mancare si consiglia di saltare questi argomenti.

$$y = R_u e^{j\varphi_u}$$

e

$$x = R_e e^{j\varphi_e}$$

Ove y è la variabile di uscita e x è la variabile di ingresso, R il modulo e φ l'argomento (o la fase) ed i pedici u e e si riferiscono a grandezze di uscita e di entrata.

La *Funzione di Trasferimento* del sistema è data dalla relazione:

$$F(s) = \frac{y}{x} \frac{R_u}{R_e} e^{j(\varphi_u - \varphi_e)}$$

La funzione $F(s)$ fornisce con il suo modulo il rapporto delle ampiezze dei termini corrispondenti alle variabili di uscita e di entrata e con il suo argomento la differenza delle loro fasi. La *trasformazione di Laplace* dal dominio del tempo t a quello della variabile complessa s è data dalla relazione:

$$F(s) = L[f(t)] = \int_0^{\infty} f(t) e^{-st} dt$$

ove s rappresenta un numero complesso.

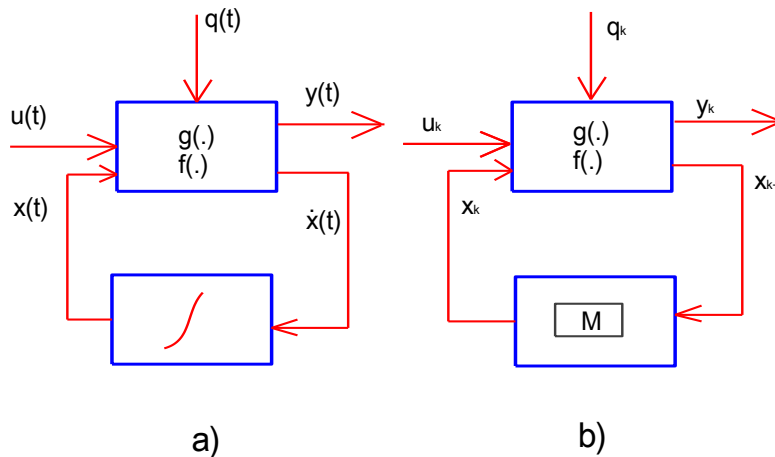


Figura 30: Rappresentazione dei sistemi dinamici continui e discreti

Nei manuali specializzati si hanno numerose tabelle che forniscono sia le trasformate dirette che quelle inverse per numerose funzioni. Si rimanda al corso di *Teoria dei Sistemi* lo studio e l'applicazione del metodo delle *Trasformate di Laplace*. Il vantaggio dell'uso delle *trasformate di Laplace* consiste nel fatto di potere trasformare equazioni differenziali in equazioni algebriche (nel dominio di s) che possono essere manipolate con maggior semplicità delle prime. Dal risultato finale si ritorna poi nel dominio del tempo mediante le *trasformate inverse di Laplace* ottenendo così la soluzione nel dominio del tempo. Questo metodo risulta vantaggioso se la funzione di ingresso ha andamento di tipo impulsivo, a gradino, a rampa o sinusoidale.

E' proprio quest'ultima forma che riveste interesse notevole nel nostro studio. Si può, infatti, sempre scomporre una qualunque funzione periodica esterna in una somma di funzioni sinusoidali e cosinusoidali (sviluppo in serie di *Fourier*) e quindi per ciascuna componente applicare il metodo della trasformata di Laplace. Naturalmente negli sviluppi di funzioni reali non occorre considerare numeri elevati di armoniche: di solito tre o quattro armoniche sono sufficienti e quindi il metodo risulta poco oneroso da applicare.

2.7.1 LA METODOLOGIA DI BASE

Il metodo delle funzioni di trasferimento (mutuato dalla Teoria dei Sistemi) immagina che il carico termico sia la *risposta* del sistema ambiente (o edificio) alle forzanti esterne ed interne (T_i , T_e , I_{solare} , W_{interna} , ...).

Le ipotesi di base sono le seguenti:

- tutte le funzioni del tempo sono descrivibili mediante serie di valori ad intervalli regolari, ad esempio di un'ora;
- la risposta di un sistema lineare è una funzione lineare delle grandezze forzanti e dello stato del sistema;
- la risposta del sistema ad un dato istante dipende solamente dagli istanti (intervalli) passati e non da quelli futuri.

In generale quanto sopra esposto porta a definire la risposta $y(t)$ di un generico sistema sottoposto alla forzante $u(t)$ secondo la relazione:

$$y_t = -(a_1 y_{t-1\Delta t} + a_2 y_{t-2\Delta t} + \dots + a_n y_{t-n\Delta t}) + (b_0 u_t + b_1 u_{t-1\Delta t} + b_2 u_{t-2\Delta t} + \dots + b_m u_{t-m\Delta t}) \quad [19]$$

ove si è usato il pedice per indicare il legame funzionale e, per le applicazioni tipiche impiantistiche, si suppone $\Delta t=1$ h. I coefficienti a_i e b_i dipendono dal sistema e sono **indipendenti dalla forzante** e dalla **risposta** del sistema. Come si osserva nella [19] sono rispettate le ipotesi di base in precedenza esposte. I coefficienti b_i tengono conto della risposta negli intervalli precedenti e dipendono dall'inerzia del sistema e quindi si può dire che la risposta è istantanea solo se questi coefficienti sono nulli. Il modello rappresentato dalla [19] è tanto più esatto quanto maggiore è il numero di termici presi in considerazione.

La [19] può essere scritta in forma simmetrica equivalente come segue:

$$a_0 y_t + a_1 y_{t-1\Delta t} + a_2 y_{t-2\Delta t} + \dots + a_n y_{t-n\Delta t} = b_0 u_t + b_1 u_{t-1\Delta t} + b_2 u_{t-2\Delta t} + \dots + b_m u_{t-m\Delta t} \quad [20]$$

La forma simmetrica indicata nella [20] ci dice che si può utilizzare lo stesso modello di calcolo sia per $y(t)$ che $u(t)$, cioè, ad esempio, si può calcolare con lo stesso modello Q_{estivo} in funzione di T_e ovvero anche T_e in funzione di Q_{estivo} .

E' facile generalizzare la [19] nel caso si abbiano più forzanti. Ad esempio se si desidera calcolare T_i in funzione del carico termico Q e della temperatura esterna T_e la [19] diviene:

$$a_{i,0} T_{i,t} + a_{i,1} T_{i,t-1\Delta t} + a_{i,2} T_{i,t-2\Delta t} + \dots + a_{i,n} T_{i,t-n\Delta t} = a_{e,0} T_{e,t} + a_{e,1} T_{e,t-1\Delta t} + a_{e,2} T_{e,t-2\Delta t} + \dots + a_{e,m} T_{e,t-m\Delta t} + a_{Q,0} Q_t + a_{Q,1} Q_{t-1\Delta t} + a_{Q,2} Q_{t-2\Delta t} + \dots + a_{Q,r} Q_{t-r\Delta t}$$

Generalizzando la precedente equazione si può scrivere la regola generale per tutte le forzanti desiderate in forma di algoritmo di calcolo ora per ora.

E' quanto viene fatto nei successivi paragrafi utilizzando forme analitiche simili per le varie forzanti relative al calcolo dei carichi termici di un edificio.

2.8 RIFERIMENTI TEORICI SUL METODO DELLE FUNZIONI DI TRASFERIMENTO

2.8.1 IL BILANCIO TERMICO PER UN AMBIENTE

Il rigore calcolistico nel calcolo del carico termico porta sempre a risolvere equazioni di bilancio termico valutando i contributi di scambio del sistema considerato per conduzione, convezione e irraggiamento mediante le leggi fondamentali della *Trasmissione del Calore*.

Le masse e le superfici sono chiamate *nodi* (per analogia elettrica) e per ciascun nodo si esprime il solito bilancio:

$$Q_e - Q_u = Q_a \quad [21]$$

ove si ha:

- Q_e calore entrante, W;
- Q_u calore uscente, W;
- Q_a calore accumulato, W.

Equazioni di questo tipo ne sono state scritte molte nel capitolo relativo alla *Termofisica* degli edifici. La soluzione generale del problema è data dalla soluzione (ora per ora o anche per intervalli di tempo inferiori se necessario) del sistema di equazioni differenziali che si possono scrivere per tutti gli ambienti che compongono l'edificio.

Per un ambiente di forma parallelepipedica si hanno sei equazioni di bilancio energetico del tipo:

$$q_{i,\theta} = \left[h_{c,i} (t_{a,\theta} - t_{i,\theta}) + \sum_{j=1 \neq i}^m g_{i,j} (t_{j,\theta} - t_{i,\theta}) \right] A_i + IS_{i,\theta} + IL_{i,\theta} + IE_{i,\theta} \quad [22]$$

per i generica superficie dell'ambiente considerato e con il simbolismo:

- m numero totale delle superfici dell'ambiente;
- $q_{i,\theta}$ apporto di calore al lato interno della superficie al tempo θ ;
- A_i area della superficie i .ma;
- h_{ci} coefficiente di convezione del lato interno della superficie i .ma;
- g_{ij} fattore di forma fra la superficie interna i .ma e la superficie interna j .ma;
- $t_{a,\theta}$ temperatura media della superficie interna i .ma al tempo θ ;
- $IS_{i,\theta}$ Irraggiamento Solare attraverso le superfici trasparenti che viene assorbito dalla superficie i .ma al tempo θ ;
- $IL_{i,\theta}$ Irraggiamento dovuto alle luci che viene assorbito dalla superficie i .ma al tempo θ ;
- $IE_{i,\theta}$ irraggiamento emesso dalle persone e dalle apparecchiature che viene assorbito dalla superficie i .ma al tempo θ .

2.8.2 TRASMISSIONE PER CONDUZIONE

Poiché gli scambi di energia che avvengono all'interno di un ambiente influiscono sulle condizioni delle superfici interne delle pareti e che queste influenzano i fenomeni di conduzione all'interno delle loro masse allora è necessario risolvere contemporaneamente le equazioni della conduzione delle pareti alle equazioni del tipo [22].

Alle sei equazioni di bilancio sopra descritte si aggiungono, quindi, altre sei equazioni per la conduzione dette *funzioni di trasferimento della conduzione* e che hanno in genere la forma generale:

$$q_{in,\theta} = \sum_{m=1}^M y_{k,m} t_{o,\theta-m+1} - \sum_{m=1}^M z_{k,m} t_{in,\theta-m+1} + \sum_{m=1}^M F_m q_{in,\theta-m} \quad [23]$$

ove si ha il simbolismo:

- in pedice per indicare superficie interna;
- K ordine delle funzioni di trasferimento per conduzione (CTF);
- m indice della variabile tempo;

- M numero dei valori di CTF diverso da zero;
- o pedice per superficie esterna;
- t temperatura;
- θ tempo;
- x valore esterno del CTF;
- y valore medio del CTF
- Z valore interno del CTF
- F_m coefficiente del flusso temporale del flusso termico.

Alle due serie di equazioni (di bilancio e della conduzione) occorre aggiungere anche l'equazione di bilancio dell'aria interna che si scrive nella forma:

$$q_{L,\theta} = \left[\sum_{i=1}^6 h_{ci} (t_{i,\theta} - t_{a,\theta}) \right] A_i + \sigma C V_{L,\theta} (t_{o,\theta} - t_{a,\theta}) + \sigma C V_{V,\theta} (t_{v,\theta} - t_{a,\theta}) + IS_{a,\theta} + IL_{a,\theta} + IE_{a,\theta} \quad [24]$$

ove si ha il simbolismo:

- σ densità dell'aria;
- C calore specifico dell'aria;
- $V_{L,\theta}$ portata d'aria di infiltrazione nell'ambiente al tempo θ ;
- $t_{o,\theta}$ temperatura dell'aria esterna al tempo θ ;
- $V_{V,\theta}$ portata d'aria di ventilazione nell'ambiente al tempo θ ;
- $t_{v,\theta}$ temperatura dell'aria di ventilazione al tempo θ ;
- $IS_{a,\theta}$ Irraggiamento Solare attraverso le superfici trasparenti in moto convettivo nell'ambiente al tempo θ ;
- $IL_{a,\theta}$ Irraggiamento dovuto alle luci al tempo θ ;
- $IE_{a,\theta}$ irraggiamento emesso dalle persone e dalle apparecchiature al tempo θ .

Le relazioni [22], [23] e [24] descrivono in modo rigoroso il carico termico istantaneo dell'ambiente e tengono conto, per ogni massa, superficie e per ogni ora, di:

- Moti convettivi dell'aria;
- Irraggiamento verso le varie superfici;
- Conduzione, convezione e irraggiamento per ogni superficie;
- Conduzione ed accumulo di calore di ogni elemento di massa a contatto con la superficie.

Una parte dell'apporto di calore è convettivo, cioè riscalda direttamente l'aria interna dell'ambiente ed è immediatamente convertito in carico termico, la parte rimanente dell'apporto di calore è radiativo verso le varie superfici dell'ambiente.

Ogni superficie trasmette verso l'interno parte del calore ricevuto e riflette la restante parte verso le altre superfici. In queste condizioni si creano gradienti termici fra la superficie della generica parete e la massa interna con conseguente flusso di calore verso l'interno della massa della parete dove viene accumulato.

Quando le condizioni superficiali cambiano, e si ha un raffreddamento rispetto alla massa interna della parete, allora si ha un processo inverso e il calore accumulato viene ceduto all'aria interna mediante convezione termica e quindi costituisce carico termico.

Si hanno anche scambi radiativi fra pareti e pertanto occorre scrivere le equazioni delle radiosità per ciascuna parete ed affrontare il problema dello scambio radiativo fra esse con il metodo della *cavità radiante* già visto nella *Trasmissione del Calore*.

A quanto sopra detto occorre aggiungere i contributi dovuti dalle altre sorgenti di calore (persone, apparecchiature, apporti solari, calore di conduzione attraverso tetti e pavimenti ...) calcolati nel medesimo istante.

Si intuisce pertanto la complessità che si ha nel cercare di risolvere tutte queste problematiche in modo *esatto* e cioè tenendo contemporaneamente conto di tutti i fenomeni di scambio dianzi citati e che, si ricordi, sono trascurati nel metodo alle differenze finite di Carrier e tenute parzialmente in conto con i fattori correttivi.

Fattori di Risposta

Il flusso termico per conduzione che in un dato istante interessa la superficie di una parete piana in regime variabile deve essere calcolato mediante l'integrazione dell'equazione generale della conduzione di Fourier (Vedi *Trasmissione del Calore*) con le opportune condizioni al contorno.

Questo metodo porta inevitabilmente a grandi complicazioni di calcolo per cui si è cercato di risolvere il problema con tecniche alternative più semplici da applicare e che forniscono risultati egualmente affidabili.

Da qualche anno si utilizzano i *fattori di risposta* che forniscono ottimi risultati per pareti piane monodimensionali (*lumped parameter*) prive di effetti di bordo (condizione teorica). Alla base di questa tecnica vi è il concetto di *funzione di trasferimento* che lega la sollecitazione applicata ad un certo sistema fisico in funzione del tempo con la sua risposta secondo la semplice relazione:

$$O(\tau) = D * H(\tau) \quad [25]$$

ove l'operatore matematico (*) indica la *convoluzione* fra le grandezze esterne.

In generale sia $O(\tau)$ che $H(\tau)$ (risposta e sollecitazione del sistema) sono funzioni continue del tempo con andamenti spesso casuale (vedansi, ad esempio, gli andamenti dei parametri meteorologici) e pertanto vengono trattate mediante sviluppi in *serie temporali*. Lo sviluppo in serie, vedi Figura 31, è dato dalla somma dei termini ottenuti campionando i valori della funzione originale con un certo passo temporale $\Delta\tau$.

Se a ciascun termine della serie si considera associato un impulso triangolare con altezza corrispondente al valore della funzione campionata e base pari a due volte l'intervallo di campionamento $\Delta\tau$ scelto si può pensare di ottenere la funzione originale mediante l'involuppo di questi impulsi che individuano una spezzata costituita dall'unione dei punti di campionamento.

Al decrescere di $\Delta\tau$ l'approssimazione migliora fino, al limite, avere l'esatta funzione per $\Delta\tau$ tendente a zero. La [25] consente di definire la risposta del sistema ad una sollecitazione unitaria $H_u(\tau)$ ovvero, utilizzando le serie temporali anzidette, ad un impulso triangolare di altezza unitaria.

La funzione di trasferimento D sarà anch'essa rappresentata da una serie temporale D_z (con $z=1, 2, \dots$) con un numero di termini in genere infinito dato che la risposta di un sistema ad un impulso ha andamento asintotico, vedi Figura 32.

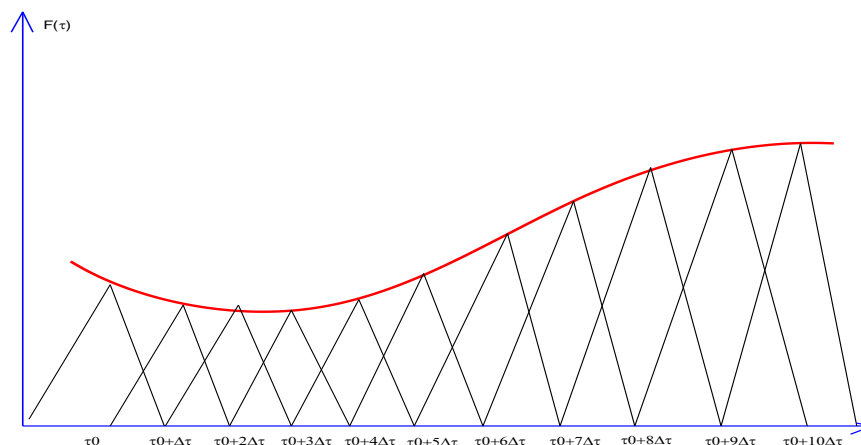


Figura 31: Sviluppo in serie temporale di un segnale

Poiché il termine j -mo D_j della funzione di trasferimento rappresenta la risposta del sistema ad una sollecitazione triangolare unitaria applicata all'istante che precede di $j\Delta\tau$ quello considerato allora sovrapponendo gli effetti di ciascun termine della sollecitazione il valore della risposta O_j all'istante $\tau=i\Delta\tau$ sarà espresso dalla relazione:

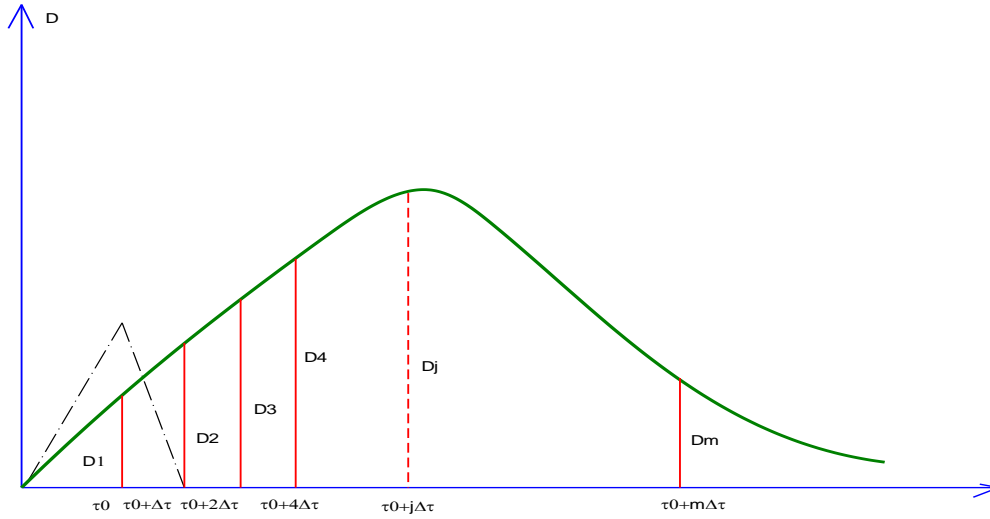


Figura 32: Funzione di Trasferimento sviluppata in serie

$$O_i = \sum_{z=1, \infty} D_z H_{i-z+1} \quad [26]$$

I termini D_z ($z=1, \infty$) della funzione di trasferimento sono detti *fattori di risposta*. Negli scopi pratici la somma di infiniti termini viene sostituita con una somma finita di termini modificati opportunamente per ottenere lo stesso risultato.

Si hanno, così, i *fattori di risposta modificati*. Si dimostra, infatti, che nella somma di infiniti termini [26] si può sempre trovare un numero N di termini oltre il quale il rapporto tra due termini consecutivi della stessa sequenza resta costante, cioè si abbia per $z > N$ la condizione:

$$\frac{D_{z+1}}{D_z} = c \quad [27]$$

con c detto *rapporto comune*. Allora la [26] diviene;

$$O_i = D_1 H_i + D_2 H_{i-1} + \dots + D_N H_{i-N+1} + c D_N H_{i-N+2} + c^2 D_N H_{i-N+3} + \dots \quad [28]$$

Analoga equazione si può scrivere per l'istante precedente $i-1$ ottenendo:

$$O_{i-1} = D_1 H_{i-1} + D_2 H_{i-2} + \dots + D_N H_{i-N-2} + c D_N H_{i-N-3} + c^2 D_N H_{i-N-4} + \dots \quad [29]$$

Moltiplicando l'ultima equazione per c e sottraendo membro a membro dalla precedente si ottiene:

$$O_i = \sum_{z=1, N} D'_z H_{i-z+1} + c O_{i-1} \quad [30]$$

I *fattori di risposta modificati* sono:

$$D'_1 = D_1 \quad [31]$$

$$D'_z = D_z - c D_{z-1} \quad [32]$$

per $z=2, N$. L'equazione [30] consente di calcolare O_i con un numero finito di prodotti utilizzando il valore della risposta all'istante precedente O_{i-1} . I valori temporali sono quindi noti applicando iterativamente la [30].

Ritornando al calcolo del flusso per conduzione termica attraverso le pareti di un edificio si potrà calcolare la risposta $O(\tau)$ mediante somma dei termini di flusso termico superficiale ad una sollecitazione di temperatura $H(\tau)$.

Pertanto il comportamento di una parete piana potrà essere rappresentato tramite tre distinte funzioni di trasferimento:

- **Funzione X:** risposta di flusso termico sulla superficie interna ad una sollecitazione unitaria di temperatura sulla stessa superficie, mantenendo la temperatura della superficie esterna costantemente nulla;
- **Funzione Y:** risposta di flusso termico sulla superficie interna ad una sollecitazione unitaria di temperatura sulla superficie interna ad una sollecitazione unitaria di temperatura sulla superficie esterna, mantenendo la temperatura della superficie interna costantemente nulla;
- **Funzione Z:** risposta di flusso termico sulla superficie esterna ad una sollecitazione unitaria di temperatura sulla stessa superficie, mantenendo la temperatura della superficie interna costantemente nulla.

Sovrapponendo opportunamente gli effetti è possibile ottenere i flussi termici sulla superficie interna ed esterna che si manifestano quando la parete è soggetta a certe serie temporali di temperatura superficiale interna ed esterna. Assumendo il segno positivo per i flussi che escono dalla parete, ad un certo passo temporale $\tau+\Delta\tau$ si hanno le seguenti equazioni:

$$(q_{wi}')_p = \sum_{z=1, \infty} X_Z(t_{si})_{p-z+1} + \sum_{z=1, \infty} Y(t_{se})_{p-z+1} \quad [33]$$

$$(q_{we}')_p = \sum_{z=1, \infty} Z_Z(t_{si})_{p-z+1} + \sum_{z=1, \infty} Y(t_{se})_{p-z+1} \quad [34]$$

Il calcolo delle funzioni X, Y, Z per pareti mono o multistrato viene effettuato mediante i metodi della *Teoria dei Sistemi* che si fondano sull'uso della *Trasformata di Laplace* per la risoluzione dell'equazione di Fourier in campo monodimensionale con sollecitazione di temperatura *a rampa*. Queste funzioni sono fornite dall'*ASHRAE* per varie tipologie di pareti di uso ricorrente e ad esse ci si può ricondurre in tutti i casi pratici. Una volta ottenuti i fattori di risposta X, Y, Z per ottenere i flussi termici è necessario calcolare il *rapporto c* dato dalla [27] e i *fattori di risposta modificati X', Y', Z'* secondo le [31] e [32]. Il valore *c* è unico per le tre sequenze e si può scrivere:

$$(q_{wi}')_p = \sum_{z=1, \infty} X_Z(t_{si})_{p-z+1} + \sum_{z=1, \infty} Y(t_{se})_{p-z+1} + c(q_{wi}')_{p-1} \quad [35]$$

$$(q_{we}')_p = \sum_{z=1, \infty} Z_Z(t_{si})_{p-z+1} + \sum_{z=1, \infty} Y(t_{se})_{p-z+1} + c(q_{we}')_{p-1} \quad [36]$$

Il *fattore comune c* ed il numero *N* di fattori di risposta modificati sono determinati dalla condizione:

$$\frac{X_{z+1}}{X_z} = \frac{Y_{z+1}}{Y_z} = \frac{Z_{z+1}}{Z_z} \cong c \quad [37]$$

per $z \geq N$ e con *c* praticamente costante²⁰.

²⁰ L'esistenza del valore comune di *c* può essere dimostrato in via teorica mediante la Teoria dei Sistemi. Si tralascia in questa sede la dimostrazione.

2.8.3 FLUSSO TERMICO PER CONVEZIONE

Il flusso termico specifico per convezione, q_c' che si manifesta in corrispondenza della superficie interna di una parete in un dato istante è dato da:

$$q_c' = h_{ci} (t_{si} - t_{ai}) \quad [38]$$

ove si ha:

- t_{si} temperatura della superficie interna della parete,
- t_{ai} temperatura dell'aria che lambisce la superficie interna della parete,
- h_{ci} coefficiente di convezione termica parete – aria interna.

Ricordando le correlazioni sperimentali per il calcolo del coefficiente di convezione termica interna si può porre:

$$Nu = f(Gr, Pr) = f(Ra) \quad [39]$$

Ad esempio si possono usare le correlazioni di *Mc Adams* citate in precedenza. Vanno distinti i casi di pareti verticali da quelli per pareti orizzontali e per soffitti o pavimenti.

Con riferimento al fluido aria (del quale si conoscono le proprietà termofisiche) si possono utilizzare correlazioni del tipo (in W/m^2K):

- Per parete verticale:

$$h_{ci} = 1.61 \frac{(t_{si} - t_{ai})^{0.32}}{H^{0.05}} \quad [40]$$

con H altezza della parete.

- Per soffitti freddi o pavimenti caldi:

$$h_{ci} = 2.08 \frac{(t_{si} - t_{ai})^{0.31}}{d_{eq}^{0.08}} \quad [41]$$

con $d_{eq}=4S/P$ della parete.

- Per soffitti caldi e pavimenti freddi:

$$h_{ci} = 1.173 \frac{(t_{si} - t_{ai})^{0.25}}{d_{eq}^{0.24}} \quad [42]$$

2.8.4 FLUSSO TERMICO PER RADIAZIONE MUTUA

La superficie interna della generica parete $k.ma$ scambia calore per irraggiamento con tutte le altre superfici interne che delimitano l'ambiente considerato e che si trovano a temperatura diversa.

Lo scambio radiativo dipende, per la legge di Stefan Boltzmann, dalle differenze delle quarte potenze delle temperature assolute delle superfici delle pareti e ciò rende più complesso i calcoli poiché si hanno relazioni di scambio non lineari.

Considerato il modesto salto termico che di solito si ha nelle applicazioni impiantistiche per gli edifici, si può porre:

$$T_{si,k}^4 - T_{si,j}^4 \approx 4T_m^3 (t_{si,k} - t_{si,j}) \quad [43]$$

con T_m temperatura media assoluta delle due superfici di scambio.

Sempre per il tipo di applicazioni che qui si stanno considerando si può risolvere il problema di scambio termico radiativo introducendo opportune ipotesi semplificative²¹. Le superfici si possono considerare *grigie* con emissività $\varepsilon \approx 1$. Allora la relazione di scambio termico diviene della forma:

$$q_{t,k+j}' = G_{k-j} (t_{si,k} - t_{si,j}) \quad [44]$$

ove si è posto:

$$G_{k-j} = 6\sigma_0 T_m^3 F_{k-j} \quad [45]$$

con F_{k-j} *fattore di vista* fra le superfici $k.ma$ e $j.ma$. Si ricorda che questo fattore è definito analiticamente dalla relazione:

$$F_{k-j} = \frac{1}{\pi S_j} \iint \frac{\cos \varphi_k \cos \varphi_j}{d^2} dS_k dS_j \quad [46]$$

Il calcolo dei *fattori di vista* viene effettuato con metodi numerici o con l'uso di abachi e nomogrammi per casi particolari (Vedi la *Trasmissione del Calore*). Per tutte le n pareti interne dell'ambiente il calore scambiato per irraggiamento vale:

$$q_{t,k+j}' = \sum_{j=1,n} G_{k-j} (t_{si,k} - t_{si,j}) \quad [47]$$

2.8.5 SCAMBI RADIATIVI AD ELEVATE FREQUENZE

Le radiazioni di elevate frequenze ($\lambda < 3 \mu m$) sono quelle solari²² che incidono sulle pareti interne dopo avere attraversato le superfici vetrate. Per le sorgenti di questo tipo (ad esempio lampade) si può porre il flusso scambiato nella forma:

$$q_{ir} = f_e E \quad [48]$$

ove:

- E è la potenza elettrica installata, W;
- f_e efficienza di conversione in energia radiativa di alta frequenza e che può essere desunto dai manuali tecnici o dai dati forniti dal costruttore. Ad esempio per le lampade ad incandescenza è $f_e=0,90$ mentre per quelle a luminescenza è pari a 0,38.

Per la radiazione solare le cose si complicano notevolmente poiché occorre considerare anche l'interazione con il vetro delle finestre e gli effetti delle riflessioni delle pareti, del soffitto e del pavimento.

2.8.6 CALCOLO DELL'APPORTO DI CALORE PER RADIAZIONE SOLARE

Si è definito come *apporto di calore solare* la quantità di energia che raggiunge l'ambiente dopo essere passata attraverso le superfici vetrate. E' stata proposta dall'ASHRAE di calcolare questi apporti facendo riferimento ad un vetro *normalizzati* con determinate proprietà ottiche e termiche.

Sono state predisposte opportune tabelle dei *FGS (Fattori di Guadagno solare)* per ogni latitudine, orientamento, mese ed ora.

²¹ La soluzione esatta dello scambio radiativo fra le pareti interne di un ambiente dovrebbe essere ottenuta mediante il metodo della radiosità per una cavità radiativa illustrato nel corso di *Trasmissione del Calore*.

²² Si può anche pensare che ci siano sorgenti radiative ad alta frequenza di tipo artificiale poste all'interno dell'ambiente, quali, ad esempio le lampade di illuminazione, quelle UV o particolari forni all'infrarosso vicino.

I *fattori di apporto di calore* solare si definiscono, pertanto, come gli apporti orari di calore che si hanno attraverso 1 m² di una singola lastra di vetro da 3 mm di spessore.

Questo parametro è importante anche ai fini dell'applicazione della L. 10/91 oltre che per il calcolo dei carichi termici estivi e pertanto è oggetto di un approfondimento. Le proprietà trasmissive del vetro (in particolare il suo *fattore di trasmissione* τ) dipende dalle caratteristiche fisiche del vetro (in particolare dal *coefficiente di estinzione* μ), dallo spessore, dal numero di lastre componenti, dall'angolo di incidenza e dal rapporto tra radiazione solare diretta e radiazione diffusa.

Nel bilancio energetico istantaneo di una superficie vetrata intervengono anche i coefficienti di convezione (interno ed esterno), le temperature (interna ed esterna) e i coefficienti radiativi (interno ed esterno).

A sua volta il coefficiente radiativo esterno dipende anche dalla temperatura dell'aria e dalla nuvolosità atmosferica mentre quello interno dipende dalla temperatura delle pareti che delimitano l'ambiente stesso.

Si vedrà nel capitolo 3 come un bilancio energetico accurato possa essere fatto mediante modelli sofisticati di calcolo e quindi mediante l'utilizzo di computer.

Qui si vuole accennare ad un metodo semplificato, ma sufficientemente efficace, detto *metodo ASHRAE* che consente di calcolare il flusso netto di energia attraverso una superficie vetrata (singolo o doppio vetro con o senza veneziane).

Questo metodo, pur sufficientemente preciso, è però nato per calcolare i carichi termici estivi al fine di progettare gli impianti di condizionamento.

Il metodo ASHRAE parte dalla seguente equazione di bilancio energetico:

$$E = A + B + C \quad [49]$$

dove si ha:

- E energia totale netta ceduta all'ambiente attraverso il vetro;
- A energia radiante solare trasmessa attraverso il vetro;
- B frazione dell'energia solare incidente assorbita dal vetro e ceduta all'interno;
- C flusso termico dovuto alla differenza di temperatura fra interno ed esterno.

Per un vetro singolo il bilancio energetico istantaneo può immediatamente scriversi come:

$$E = \tau I + N_i \alpha I + K (t_e - t_i) \quad [50]$$

ove si ha:

- I radiazione solare totale incidente sul vetro;
- τ fattore di trasmissione del vetro;
- N_i frazione dell'energia solare assorbita dal vetro e ceduta all'ambiente mediante radiazione infrarossa e per convezione termica, essa è data da $N_i = \frac{K}{h_e}$;
- h_e coefficiente di adduzione esterno;
- h_i coefficiente di adduzione interno;
- fattore di assorbimento del vetro;
- K coefficiente globale di trasmissione (trasmittanza) del vetro dato da:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{1}{C} + \frac{1}{h_i}} ;$$

- C conduttanza del vetro.

La precedente equazione può ancora essere scritta nella forma seguente:

$$E = \underbrace{\tau I + N_i \alpha I}_{\text{fattore gradagnosolare}} + K(t_e - t_i) = FGS + K(t_e - t_i) \quad [51]$$

avendo indicato con FGS^{23} la somma:

$$FGS = \tau I + N_i (\alpha I) \quad [52]$$

Ponendo ulteriormente:

$$F = \tau + \frac{K}{h_e} \alpha \quad [53]$$

Allora si può scrivere il *fattore di guadagno solare*:

$$FGS = F \cdot I \quad [54]$$

Il parametro F è detto *coefficiente di trasmissione effettivo dell'energia solare* ed è pari al rapporto fra il guadagno solare e la radiazione solare incidente.

L'ASHRAE pone per vetro standard (3 mm di spessore) i seguenti parametri: $h_e = 23 \text{ W/m}^2\text{K}$, $h_i = 8.3 \text{ W/m}^2\text{K}$, $K = 6.02 \text{ W/m}^2\text{K}$, $\tau = 0.86$, $\alpha = 0.06$: pertanto risulta $F = 0.87$. Per estendere il metodo ai casi di vetri doppi con o senza veneziane si introduce il *coefficiente di ombreggiamento*²⁴ C_s definito come rapporto fra il coefficiente trasmissivo effettivo F_o della finestra in esame ed il coefficiente F del vetro standard nelle medesime condizioni: $C_s = \frac{F_o}{F}$.

Questo coefficiente è caratteristico di ciascun tipo di vetratura, non varia con l'angolo di incidenza della radiazione solare ed è determinato sperimentalmente. Va osservato che la procedura qui esposta dell'ASHRAE ha diversi limiti in quanto presuppone che sia $h_e = 23 \text{ W/m}^2\text{K}$ corrispondente ad una velocità del vento di 4 m/s. Questa andrebbe corretta per adeguarla alle reali esigenze del sito.

Ancora limitazioni si hanno nell'ipotesi di $h_i = 8 \text{ W/m}^2\text{K}$ e di temperatura media radiante costante e pari a quella dell'aria. Inoltre il fattore di trasmissione τ dipende, oltre che dall'angolo della radiazione, anche dal rapporto tra radiazione solare diretta e radiazione diffusa.

Queste limitazioni possono essere superate scrivendo i bilanci energetici esatti e valutandoli correttamente caso per caso, senza riferirsi a condizioni standard.

Influenza delle superfici vetrate sul carico termico ambientale

Attraverso le superfici vetrate si ha un notevole flusso termico (sia invernale che estivo) e questo va attentamente tenuto sotto controllo. La percentuale di incidenza delle superfici vetrate rispetto alla superficie totale di un edificio (si considera qui solo l'edilizia residenziale) varia dal 15÷20 % e pertanto non solo i flussi termici sono notevoli ma anche i guadagni solari, come in precedenza indicato.

Nell'eseguire i bilanci energetici per il calcolo del fabbisogno termico medio mensile occorre calcolare i valori orari dei *fattori di guadagno solare* mediante la relazione:

$$FGS = I_b \tau_b + I_d \tau_d + (I_b \alpha_b + I_d \alpha_d) \frac{K}{h_e} \quad [55]$$

ove vale il simbolismo già enunciato e i pedici indicano: $b = beam$ per radiazione diretta e $d = diffuse$ per radiazione diffusa.

Per il calcolo dei valori orari di τ_b e α_b si utilizzano le seguenti espressioni:

²³ L'ASHRAE definisce questo fattore SHGF (Solar Heat Gain Factor).

²⁴ L'ASHRAE definisce questo coefficiente Shading coefficient. Questo coefficiente non dipende né dall'ora né dalla stagione.

$$\tau_b = \sum_{j=0}^5 \tau_j \cos^j(\theta) \quad [56]$$

$$\alpha_b = \sum_{j=0}^5 \alpha_j \cos^j(\theta)$$

con θ angolo di incidenza della radiazione solare diretta rispetto alla normale alla superficie vetrata, τ_j e α_j valori dati dalla seguente tabella:

j	α_j	τ_j
0	0.01154	-0.00885
1	0.77674	2.71235
2	-3.94657	-0.62062
3	8.57881	-7.07329
4	-8.38135	9.75995
5	3.01188	-3.89922

Tabella 17: Coefficienti per il calcolo di FGS

Per calcolare i valori delle radiazioni dirette e diffuse orarie nel giorno medio mensile si possono utilizzare le procedure indicate in letteratura (vedi corso di *Trasmissione del Calore*). Il coefficiente di adduzione esterno può essere calcolato mediante la correlazione sperimentale:

$$h_i = 0.0034667 \cdot \Delta T_{ie}^2 + 0.168 \cdot \Delta T_{ie} + 7.05667 \quad [57]$$

ponendo $\Delta T_{ie} = T_i - T_e$ con $T_i = 20^\circ\text{C}$ per i mesi da maggio a ottobre e $T_i = 25^\circ\text{C}$ per i mesi da giugno a settembre. Il coefficiente di adduzione esterna può essere calcolato mediante la correlazione:

$$h_e = 8.233 + 3.328 \cdot v - 0.0355 \cdot v^2 \quad [58]$$

con v velocità del vento in m/s . La trasmittanza della lastra vetrata, K , risulta correttamente calcolata in funzione di h_e e di h_i secondo la relazione:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{1}{C} + \frac{1}{h_i}} \quad [59]$$

con C *conduttanza equivalente* del sistema vetro più tende, veneziane, ...

Il flusso energetico netto si calcola allora mediante la relazione:

$$FEN = FGS \cdot C_s - K \cdot \Delta T_{ie} \quad [60]$$

ove ciascun termine risulta correttamente valutato per il giorno medio mensile secondo le relazioni sopra riportate.

Tipologia dei FGS

I FGS si dividono in:

- TSHGF (Fattori di apporto di calore solare trasmesso): E' l'energia luminosa a bassa lunghezza d'onda ($< 3 \mu\text{m}$) che attraversa il vetro ed incide sulle superfici interne dell'ambiente;
- ASHGF (Fattori di apporto di calore solare assorbito): E' ancora suddivisa in:
 - Energia termica di elevata lunghezza d'onda ($> 9 \mu\text{m}$) emessa dal vetro (riscaldato dalla radiazione solare) verso le superfici interne;
 - Energia termica scambiata per convezione con l'aria interna dell'ambiente.

Tenendo conto della *trasmissività* del vetro sopra vista si possono scrivere le seguenti relazioni:

$$TSHGF = \tau_b I_b + \tau_d I_d \quad [61]$$

$$ASHGF = \alpha_b I_b + \alpha_d I_d$$

ove il pedice *b* (*beam*) si riferisce alla radiazione diretta e il pedice *d* alla radiazione diffusa.

Tenendo conto dello *shading coefficient* (*C_s*) dianzi definito si può calcolare l’apporto di calore solare trasmesso mediante la relazione:

$$TSHG = TSHGF \cdot C_s \cdot A \quad [62]$$

con *A* area della superficie vetrata. Per i coefficienti *C_s* si possono utilizzare i dati forniti dalle seguenti tabelle.

TIPO DI VETRO	Spessore nominale (mm)	Trasmissione Solare	C _s	
			h=22.7	h=7
TRASPARENTE	3	0.86	1	1
	6	0.78	0.94	0.95
	10	0.72	0.90	0.92
	13	0.67	0.87	0.88
ASSORBENTE	3	0.64	0.83	0.85
	6	0.46	0.69	0.73
	10	0.33	0.60	0.64
	13	0.24	0.53	0.58

Tabella 18: Fattori di schermatura per vetro semplice

TIPO DI VETRO	Spessore nominale (mm)	Trasmissione solare	SC	
			h=22.7	h=7
DOPPIO VETRO TRASPARENTE	3	0.71	0.88	0.88
DOPPIO VETRO ASSORBENTE	6	0.61	0.81	0.82
ASSORBENTE E TRASPARENTE	6	0.36	0.55	0.58

Tabella 19: Fattori di schermatura per vetro isolante

Il vetro riscaldato dal sole reirradia a sua volta sia verso l’interno che verso l’esterno. Si definisce la relazione:

$$N_i = \frac{h_i}{h_i + h_e} \quad [63]$$

ove si ha:

- *N_i* frazione verso l’interno del calore assorbito dal vetro;
- *h_i* coefficiente di convezione verso l’interno;
- *h_e* coefficiente di convezione verso l’esterno.

Per le condizioni usuali di progetto, cioè con vento di 12 km/h, si pongono *h_e*= 22.7 ed *h_i*=8.3 W/m²K e *N_i*= 0.27 è un valore comune.

In base a quanto detto si ha:

$$ASHG = ASHGF \cdot N_i \cdot C_s \cdot A \quad [64]$$

e l’apporto istantaneo di calore solare è:

$$FGS = TSHG + ASHG \quad [65]$$

2.8.7 BILANCIO GLOBALE DI UN AMBIENTE MEDIANTE I FATTORI DI RISPOSTA

Abbiamo ricavato in precedenza le espressioni dei flussi per conduzione, convezione e per irraggiamento possiamo ora scrivere l'equazione di bilancio globale in termini dei *Fattori di Risposta* già esaminati.

Si ha, infatti, per la *k.ma* parete in funzione delle sue condizioni al contorno, all'istante $\tau_0 + p\Delta\tau$, l'equazione:

$$\sum_{j=1,N} X_j (t_{si,k})_{p-j+1} + \sum_{j=1,N} Y_j (t_{se,k})_{p-j+1} + c(q_{wi})_{p-1} = h_{ci} (t_{si,k} - t_{ai})_p + \sum_{j=1,n} G_{k-j} (t_{si,k} - t_{si,j})_p + q_r' \quad [66]$$

con q_r' flusso radiante complessivo e con il simbolismo visto in precedenza.

Per tutto l'ambiente si scrivono n equazioni del tipo [66] quante sono le pareti che lo inviluppano più l'equazione di bilancio termico dell'aria:

$$\sum_{j=1,n} (q_c)_j + \sum_{j=1,n} (q_{ic})_j + q_g + q_p = 0 \quad [67]$$

ove:

- q_c è il flusso convettivo totale scambiato con le superfici interne delle pareti ambiente;
- q_{ic} flusso termico convettivo scambiato con le varie sorgenti interne;
- q_g flusso termico sensibile dovuto alle varie portate d'aria che entrano per infiltrazioni e/o per ricambi fisiologici nell'ambiente (escluse quelle relative all'impianto di climatizzazione);
- q_p flusso termico sensibile erogati dai vari terminali dell'impianto di climatizzazione.

Infine occorre tenere conto dell'equazione del carico termico fornito dall'impianto. Tutte queste equazioni debbono essere risolte per ogni passo temporale di calcolo (di solito per ogni ora poiché questo è il passo temporale di calcolo delle *Funzioni di Risposta Modificate*).

Le temperature esterne delle pareti dipendono dalla temperatura esterna dell'aria, dalla radiazione solare che le colpisce e dagli scambi radiativi con le pareti vicini e con la volta celeste che si assume ad una temperatura assoluta pari a:

$$T_{vc} = 0.055T_{ae}^{1.5} \quad [68]$$

ove T_{ae} è la temperatura assoluta dell'aria atmosferica esterna. Ricordando la definizione di *temperatura aria-sole* lo scambio delle pareti esterne può essere semplificato nella relazione:

$$q'_{we} = h_e (t_{as}^* - t_{se}) \quad [69]$$

ove la *temperatura aria sole* risulta data da:

$$t_{as}^* = t_{ae} + \frac{aI}{h_e} \quad [70]$$

con a fattore di assorbimento della radiazione solare esterna e h_e il coefficiente di convezione esterno. Il sistema di equazioni di parete, dell'aria interna, delle pareti esterne e del carico di impianto può essere risolto in varie ipotesi, come già detto a proposito della *Termofisica degli Edifici*, e che qui brevemente si richiamano.

Temperatura interna fissata

Si può immaginare di fissare il valore della temperatura interna (*valore di termostato*) per cui si ottengono, dalla risoluzione del sistema, le temperature superficiali (interne ed esterne delle pareti) e il carico termico richiesto all'impianto.

Flusso Termico Erogato Costante

Possiamo fissare il flusso termico erogato dall'impianto²⁵ ottenendo i valori delle temperature superficiali delle pareti e la temperatura dell'aria.

La risoluzione del sistema anzidetto richiede la conoscenza dei dati meteorologici esterni e quindi è legata al sito geografico e al periodo dell'anno selezionato. Si possono anche considerare sequenze storiche registrate in precedenza o anche sequenze simulate²⁶.

Anche se concettualmente quanto detto è semplice, la mole di calcoli da effettuare per ottenere i risultati finali, è notevole, come avviene in tutti i metodi cosiddetti *esatti*²⁷. Per ridurre la complessità risolutiva anzidetto si fa ricorso all'uso delle funzioni di trasferimento periodiche e al metodo detto delle *Funzioni di Trasferimento (TFM)*.

2.9 METODO DELLE FUNZIONI DI TRASFERIMENTO (TFM)

Questo metodo si basa sul principio del *fattore di risposta* che stabilisce che per un dato ambiente il modello della *risposta termica*²⁸ per ogni tipo di apporto di calore è sempre lo stesso. Ciò significa che un apporto di 1000 W attraverso una parete esterna causerà la stessa risposta di un apporto di 2000 W sullo stesso periodo di tempo ma con diversa ampiezza del carico. In pratica il modello di conversione dell'apporto di calore in carico termico resta invariato. Il principio del fattore di risposta termica è basato su alcune proprietà fondamentali di cui godono le funzioni di trasferimento che consentono una notevole semplificazione dei calcoli rispetto al metodo del bilancio termico anzidetto:

- **Principio della sovrapposizione:** Il carico totale è pari alla somma dei carichi parziali calcolati separatamente per ciascun componente dell'apporto di calore totale. Questo principio consente di suddividere il problema della trasmissione di calore in forme elementari più semplici. Ad esempio i carichi dovuti ad un apporto di calore di una parete esterna e delle luci possono essere calcolati separatamente e quindi sommati per ricavare il carico totale ambiente. Il metodo del bilancio termico richiede, invece, il contemporaneo calcolo di tutti gli apporti. Questo principio, inoltre, consente di considerare separatamente gli apporti di calore su base oraria. Si è detto, infatti, che per la radiazione parte dell'apporto di calore viene immediatamente convertita in carico termico mentre l'altra parte viene convertita nelle ore successive. In definitiva con questo principio si può stimare per ogni ora l'andamento dei carichi dovuti all'apporto di calore della stessa ora e quindi sommare i contributi per avere il carico termico orario.
- **Principio della linearità:** L'ampiezza della risposta termica ad un apporto di calore varia linearmente con l'ampiezza dell'apporto stesso.
- **Principio di invariabilità:** Due apporti di calore di uguale grandezza che avvengono in tempi diversi producono la stessa risposta termica nell'ambiente.

I precedenti due ultimi principi (*linearità* e *non linearità*) consentono di ridurre considerevolmente i calcoli necessari.

²⁵ Possiamo ritenere questo flusso nullo per impianto spento e quindi si ha l'evoluzione propria del sistema.

²⁶ E' invalso ricorrere all'utilizzo dell'Anno tipo di Riferimento (*Reference Year*) che è costruito utilizzando la statistica fondamentale delle registrazioni ambientali esterne in un periodo significativo di anni e tale da caratterizzare completamente il clima del luogo. Il *Reference Year* fornisce dati ambientali *medi* e quindi mal si presta alla previsione di annate eccezionalmente calde o eccezionalmente fredde. Per quest'ultimo scopo si possono utilizzare metodi stocastici basati sulle catene markoffiane che si basano sui momenti statistici anche di ordine superiore al primo (valore medio).

²⁷ Lo stesso si può dire per i codici *BIOCLI* e *DPM* già esaminati in precedenza.

²⁸ Ciò come un apporto di calore è convertito in carico in un dato periodo di tempo.

Poiché il modello dei carichi risultanti di ogni tipo di apporto di calore è invariante allora è necessario calcolare una sola volta il modello del carico attraverso un'equazione di bilancio termico. Partendo da questi concetti il metodo *TFM* calcola una sola volta le temperature delle superfici che si affacciano sull'ambiente (con il metodo del bilancio termico) e poi calcola il carico termico.

Poiché la trasformata di Laplace di un impulso è il valore del modulo dell'impulso allora il metodo *TFM* calcola gli apporti di calore (delle luci, dell'irraggiamento solare, dell'affollamento, delle conduzioni delle pareti) come impulsi di ampiezza unitaria. Le funzioni di trasferimento sono quindi calcolate come costanti numeriche che rappresentano il carico termico corrispondente alla *perturbazione* impulsiva unitaria.

Una volta determinate le funzioni di trasferimento per le più comuni tipologie costruttive queste sono assunte indipendenti dagli ingressi impulsivi semplificando molto i calcoli conseguenti. Riassumendo si può dire che il *TFM* applica prima una serie di *fattori peso* (*WF*, *Weighting Factors*) o coefficienti della funzione di trasferimento della conduzione, *CTF*, ad ogni superficie opaca esterna e alle differenze tra la temperatura dello spazio interno per determinare l'apporto di calore.

L'apporto solare attraverso i vetri e le varie forme di apporti di calore interni sono calcolati direttamente per l'ora esaminata. Il metodo *TFM* applica poi una seconda serie di *Weighting Factors* o coefficienti delle funzioni di trasferimento ambiente (*RTF*) agli apporti di calore aventi componente radiante per tenere conto dell'effetto dell'accumulo termico nel convertire l'apporto di calore in carico termico di raffreddamento.

L'ambiente interviene in modo da *assemblare* opportunamente (ognuno con il proprio *peso*) i vari guadagni di calore, riconducendone l'effetto complessivo alla creazione di un carico termico sull'aria interna dell'ambiente.

Solo nel caso di ambiente termicamente isolato verso l'esterno tutto il guadagno di calore è riscontrabile come carico termico, in tutti gli altri casi solo una parte contribuisce al carico con un certo ritardo che dipende, come più volte detto, dall'inerzia termica totale delle strutture, dalla morfologia dell'ambiente e dalla natura dell'apporto di calore.

2.9.1 DATI PRELIMINARI DI PROGETTO

L'applicazione del metodo *TFM* richiede la preparazione di alcuni dati preliminari relativi al progetto. Si commentano brevemente quelli di maggiore importanza.

Apporti Esterni

Per valutare gli apporti esterni occorre fornire i seguenti dati:

- Orientamento e dimensioni dei componenti dell'involucro edilizio;
- Tipi e colore dei materiali utilizzati per le superfici opache e trasparenti;
- Dimensioni e destinazione d'uso degli spazi da condizionare;
- Condizioni del sito (ombre riportate, eventuale presenza di superfici riflettenti (quali edifici ampiamente vetriati o aree di parcheggio o specchi d'acqua) e degli spazi adiacenti.

Apporti Interni

Per gli apporti interni occorre fornire i seguenti dati:

- Illuminazione: Tipologia e quantità dei corpi illuminanti. Criteri d'uso. Quota convettiva e radiante del flusso termico.
- Affollamento. Numero di persone. Attività svolta. Criteri d'uso.
- Apparecchiature: Potenza di targa. Ubicazione. Criteri d'uso. Consumi energetici. Quantità d'aria necessaria al loro funzionamento.

Dati Climatici

Oltre alla temperatura oraria media (a bulbo secco e a bulbo umido) occorre considerare la direzione e la velocità prevalente dei venti.

Condizioni Interne di Progetto

Oltre alla temperatura a bulbo secco e l'umidità relativa con le rispettive tolleranze) occorre fissare il tasso di ventilazione richiesto per l'attività svolta nei locali. A questo scopo occorre riferirsi alle norme *UNI* o, in difetto, a quelle *ASHRAE*.

Data e ora di progetto

Per il calcolo di picco occorre analizzare più ore di più giorni tipi di più mesi. Nel caso di dimensionamento degli impianti di climatizzazione per tutto l'anno occorre valutare anche per i mesi di gennaio e febbraio le temperature massime invernali possibili.

2.9.2 PERCORSO LOGICO DEL METODO TFM

L'applicazione del Metodo *TFM* richiede due stadi di calcoli:

- La determinazione degli apporti di calore su base oraria;
- L'applicazione dei coefficienti delle funzioni di trasferimento (*CFT*) ai suddetti apporti di calore sull'equazione di trasferimento ambiente per calcolare i carichi termici.

In Figura 34 si ha lo schema a blocchi del Metodo *TFM* nel quale si sono differenziati gli apporti di calore esterni da quelli interni. In esso sono anche evidenziate le funzione di trasferimento per conduzione (*CTF*) e le funzioni di trasferimento degli ambienti (*RTF*).

Dall'esame dello schema si può osservare come ogni apporto di calore attraverso il percorso contrassegnato da una freccia genera un proprio carico termico indipendentemente dal contributo degli altri apporti, coerentemente con quanto detto sui principi del metodo *TFM* e in particolare sul principio di sovrapposizione degli effetti. Si osservi ancora come la parte convettiva degli apporti di calore venga calcolata direttamente nell'ultima sommatoria che genera direttamente il carico termico dell'ambiente. Passiamo adesso ad esaminare in dettaglio i calcoli delle singole fasi sopra evidenziate.

2.9.3 CALCOLO DEGLI APPORTI DI CALORE ESTERNI

Per gli apporti di calore esterni si esaminano gli apporti solari. Definiamo prima alcuni termini fondamentali.

- **Flusso Solare:** E' la quantità di energia solare che colpisce le superfici esterne di un edificio; la sua direzione ed intensità influenzano il calcolo delle rientrate termiche attraverso muri, tetti e finestre;
- **Apporto di calore solare (SHG, Solar Heating Gain):** Definisce la quantità di energia solare che raggiunge l'interno dell'edificio dopo essere passata attraverso le superfici vetrate. L'apporto di calore solare (SHG) è usato nei calcoli dei carichi dovuti alle finestre e differisce dal flusso solare perché le lastre di vetro, il telaio e gli schermi interni di una finestra riflettono, assorbono e trasmettono solo una porzione del flusso solare che colpisce la superficie esterna della finestra. Pertanto l'apporto di calore solare è sempre minore del flusso di calore solare.
- **Flusso Solare Extra Atmosferico:** Per determinare l'intensità del flusso solare sulla superficie terrestre si fa ricorso al flusso solare extra-atmosferico che varia, nel corso

dell'anno, al variare della distanza Sole – Terra. Il flusso solare extra-atmosferico si misura su un piano perpendicolare alla direzione dei raggi solari e si basa sul valore medio della costante solare pari a 1353 W/m^2 . I due valori di flusso (extra-atmosferico e costante solare) coincidono quando la Terra è alla distanza media dal Sole. La radiazione solare che colpisce un edificio è composta da tre componenti:

- **Radiazione solare diretta:** E' la parte di flusso solare extra-terrestre che passa inalterata attraverso l'atmosfera terrestre. Poiché i raggi solari si mantengono nella stessa direzione del flusso extra-atmosferico la direzione di questa radiazione dipende dalla posizione del Sole nel cielo.
- **Radiazione Solare Diffusa:** E' la parte di flusso solare extra-atmosferico che raggiunge la superficie terrestre dopo essere stato deflesso dalle molecole dell'aria, del vapore acqueo e dal pulviscolo atmosferico presenti nell'atmosfera. Nei giorni nuvolosi l'intensità della radiazione diffusa è pressoché uniforme sull'intera volta celeste mentre con cielo sereno la luce diffusa è meno uniforme con zone ad intensità tanto maggiore quanto più vicine al sole.
- **Radiazione Solare Riflessa:** E' detta anche albedo e rappresenta l'energia solare che colpisce l'edificio dopo essere stata riflessa dal terreno circostante. La radiazione diretta e diffusa colpisce il terreno che ne assorbe una parte e ne riflette la restante. Si noti come questa radiazione riflessa interessa solamente le pareti verticali o inclinate ma non le pareti orizzontali quali il tetto.
- **Angoli Solari:** Si hanno vari angoli che interessano i calcoli attinometrici:
 - **Declinazione δ :** E' la posizione angolare del sole rispetto al piano equatoriale. Il suo valore varia durante l'anno da -23.45° (in corrispondenza del 21 dicembre) ad un massimo di 23.45° (in corrispondenza del 21 giugno).
 - **Angolo orario ω :** E' l'espressione in gradi del tempo solare apparente (TSA) misurato a partire dal mezzogiorno solare: $\omega = 15(12 - TSA)$. L'ora solare apparente, TSA, differisce dall'ora locale per effetto della differenza del meridiano reale passante nel luogo rispetto a quello di riferimento (ad esempio per l'Italia è quello passante per Monte Mario a Roma). L'angolo solare corrisponde a 15° per ogni ora del TSA.
 - **Angolo di altezza solare β :** E' l'angolo formato tra i raggi della radiazione solare diretta ed una superficie orizzontale e vale la relazione:

$$\sin \beta = (\cos L \cos \delta \cos \omega) + (\sin L \sin \delta)$$

- ove β è l'altezza solare, L la latitudine, δ la declinazione, ω l'angolo solare.
- **Angolo dell'Azimut solare φ :** E' l'angolo nel piano orizzontale tra il sud geografico e la posizione del sole. Gli angoli sono considerati positivi nel senso Sud-Ovest. Vale le relazione:

$$\cos \varphi = \frac{\sin \beta \sin L - \sin \delta}{\cos \beta \cos L}$$

- **Angolo dell'azimut di una superficie ψ :** E' l'angolo formato dalla perpendicolare alla superficie e dal piano meridiano del luogo ed è

misurato positivamente da Sud verso Ovest. In particolare si ha: Sud = 0°, Ovest=90°, Est=-90°, Nord=180°.

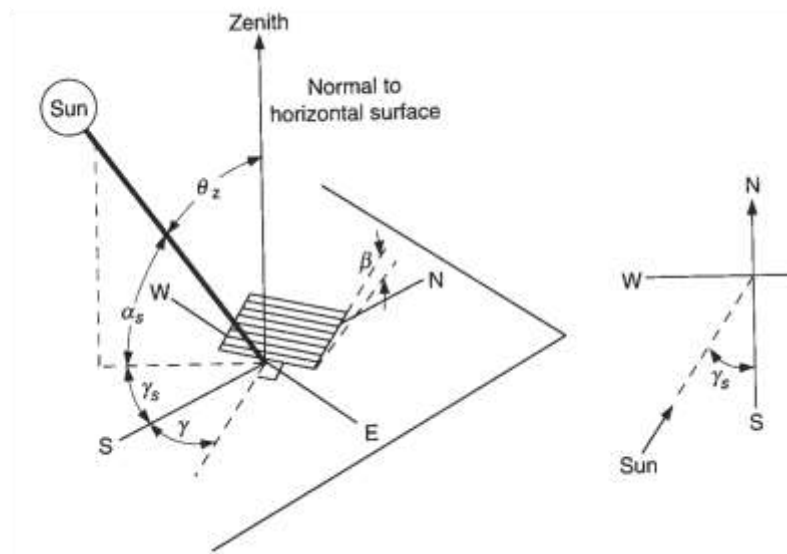


Figura 33: Definizioni degli angoli solari

- **Angolo superficie azimut solare γ :** E' l'angolo tra la proiezione della perpendicolare alla superficie nel piano orizzontale e viene misurata a partire da Sud verso Ovest. Vale la relazione:
 - $\gamma = \varphi - \psi$
- **Angolo di incidenza dei raggi solari θ :** E' l'angolo tra la direzione dei raggi solari e la perpendicolare alla superficie dell'edificio. Vale la relazione:

$$\cos \theta = (\cos \beta \cos \gamma \sin \alpha) + (\sin \beta \cos \alpha)$$

- Ove α è l'angolo che la superficie considerata forma con il piano orizzontale ed è pari a 0 per le superfici orizzontali, 90° per le superfici verticali.

Per il calcolo dell'intensità della radiazione solare si hanno vari metodi basati essenzialmente su osservazioni sperimentali in ogni luogo della Terra.

Si rimanda ad essi (vedi capitolo sugli *Impianti Solari*) per un approfondimento sull'argomento. In questa sede basta osservare che l'intensità solare globale è somma della radiazione diretta, di quella diffusa e di quella riflessa.

Quest'ultima è legata alla presenza di superfici riflettenti (ad es. pareti di edifici vicini, ...) e quindi dipende dalla topologia considerata mentre le prime due forme dipendono dal sito, dalla stagione, dal giorno e dall'ora.

2.9.4 CONVERSIONE DELL'APPORTO DI CALORE IN CARICO TERMICO

Ipotizzando, per il momento, che l'unico apporto di calore sia quello dovuto all'irraggiamento solare si può procedere al calcolo del carico termico nell'ambiente considerato.

Funzione di Trasferimento dell'Ambiente

L'ambiente interviene ad *assemblare* i vari apporti di calore in funzione delle proprie caratteristiche fisiche. Il carico termico è dato quindi dall'equazione generica:

$$Q_0 = v_0 q_0 + v_1 q_1 + v_2 q_2 - w_1 Q_1 - w_2 Q_2 \quad [71]$$

ove Q rappresenta il carico, q l'apporto di calore ed i pedici 0,1,2 riferiscono le grandezze all'ora considerata per il calcolo (0), all'ora precedente (1) e alle due ore precedenti (2); v_0, v_1, v_2, w_1, w_2 sono i coefficienti delle funzioni di trasferimento e variano in funzione del tipo di apporto di calore, della morfologia dell'ambiente, della massa della costruzione e di altri parametri che si definiranno nel prosieguo. La funzione di trasferimento è del tipo:

$$K_{(z)} = \frac{v_0 + v_1 Z^{-1} + v_2 Z^{-2}}{1 + w_1 Z^{-1} + w_2 Z^{-2}} \quad [72]$$

In definitiva, l'equazione dei carichi termici afferma che *il carico termico per l'ora considerata, Q_0 , è funzione sia degli apporti di calore della stessa ora e delle due ore precedenti sia dei carichi relativi alle due ore precedenti.*

Poiché i carichi delle due ore precedenti dipendono a loro volta da una serie di apporti di calore di ore ad essi precedenti ne deriva che il carico termico di una data ora dipende dagli effetti degli apporti di calore delle ore precedenti e cioè dalla *storia* del sistema.

Si osservi ancora che l'espressione del carico termico con apporti limitati alle due ore precedenti è solo una approssimazione accettabile poiché in realtà si dovrebbe scrivere una serie infinita (la *storia*, appunto) di termini.

L'arresto ai soli due termini precedenti esclude, ovviamente, apporti non significativi al bilancio totale.

2.9.5 COEFFICIENTI V E W DELLA FUNZIONE DI TRASFERIMENTO DELL'AMBIENTE

I coefficienti introdotti nella [71] vengono applicati per ogni tipo di apporto di calore e per ogni tipo di ambiente. Definito un tipo di ambiente si generano quattro serie di coefficienti relativi, rispettivamente, a:

- Apporti solari;
- Conduzione;
- Luci;
- Persone.

I coefficienti v e w sono stati calcolati secondo il metodo del bilancio termico e rappresentano la risposta del sistema ad un impulso unitario.

Ne sono stati calcolati un numero grandissimo (oltre 200.000) per tutte le possibili combinazioni di 14 parametri che caratterizzano l'ambiente e che sono i seguenti.

- **Geometria della zona:** Questa variabile influenza principalmente lo scambio di calore radiativo tra le varie superfici che inviluppano l'ambiente e la distribuzione dell'energia solare tra le pareti interne ed il pavimento. Sono state considerate tre tipologie di ambienti avente superficie pari a:
 - 30 x 6 m
 - 4.5 x 4.5 m
 - 30 x 30 m
- **Altezza della zona:** Questo parametro influisce sullo scambio radiativo tra le varie superfici e la distribuzione dell'energia solare tra il pavimento e le pareti interne. Sono state considerate tre tipologie:
 - 2.4 m
 - 4.0 m
 - 6.0 m

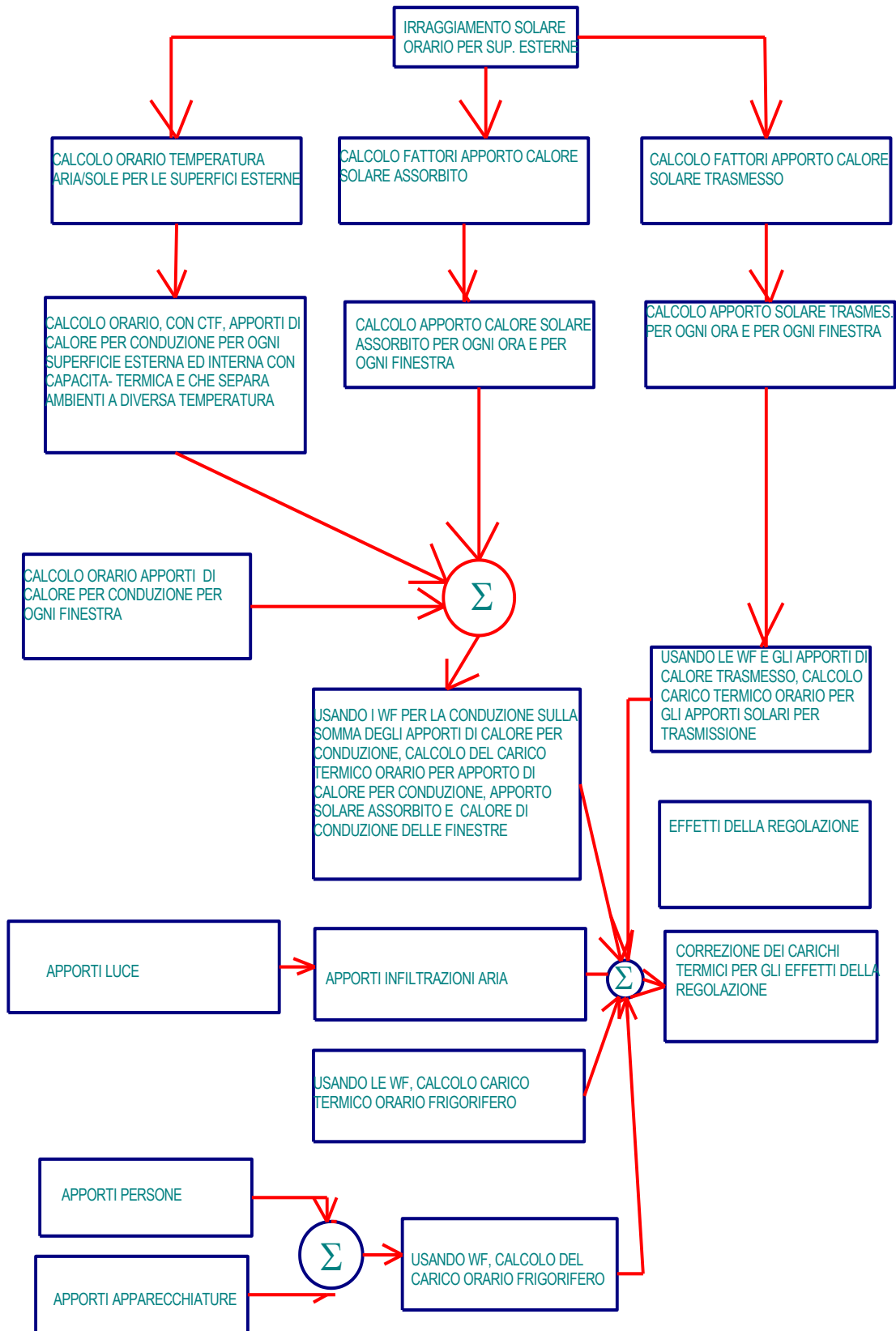


Figura 34: Schema a blocchi del Metodo TFM

- **Numero di pareti esterne:** Questo parametro fissa il numero delle pareti da considerare esterne e può variare da 0 a 4.

- **Ombreggiatura interna:** E' importante per la distribuzione della radiazione solare. Ogni radiazione solare intercettata da uno schermo interno è immediatamente assorbita e messa in moto convettivo nell'aria ambiente. In questo modo si aumenta la risposta dinamica della zona con finestre esposte alla radiazione solare aumentando il livello di schermatura interna. Per zone con poca massa (ad esempio, pavimenti in legno) variare la schermatura interna ha poca influenza sulla risposta dinamica. I valori considerati per gli schermi interni sono 0, 50 e 100%.
- **Arredi:** Gli arredi agiscono in modo del tutto simile agli schermi interni e quindi intercettano la radiazione solare e la trasferiscono per convezione all'aria ambiente. Hanno poca influenza su ambienti con costruzioni leggere. Si prevedono solo due opzioni: con e senza arredi.
- **Tipologia Costruttiva delle pareti:** Definisce come sono state realizzate le pareti esterne e sono stati definiti 4 standard costruttivi le cui sequenze stratigrafiche e termoresistive sono:
 - Resistenza liminare esterna, 25 mm di stucco, 25 mm di materiale isolante, 20 mm di intonaco, resistenza liminare interna;
 - Resistenza liminare esterna, 25 mm di stucco, 200 mm di calcestruzzo, 20 mm di intonaco, resistenza liminare interna;
 - Resistenza liminare esterna, pannello sandwich formato da due lamiere d'acciaio con l'interposizione di 75 mm di materiale termoisolante, resistenza liminare interna;
 - Resistenza liminare esterna, 100 mm di mattoni, 50 mm di materiale isolante, 300 mm di calcestruzzo, 20 mm di intonaco o gesso, resistenza liminare interna;

In questa classificazione di categorie costruttive la massa gioca un ruolo determinante.

- **Tipo di partizioni interne:** Tiene conto dei materiali di costruzione delle pareti che non si affacciano verso l'ambiente esterno. Sono state prese in considerazione le seguenti categorie:
 - Pannello da 16 mm + 16 mm di gesso con intercapedine d'aria;
 - 200 mm di calcestruzzo
- **Posizione della zona (o ambiente);** Essa determina indirettamente la tipologia di pavimento e di soffitto secondo la seguente tabella.

<i>POSIZIONE</i>	<i>PAVIMENTO</i>	<i>SOFFITTO</i>
<i>Su un piano</i>	<i>Su un terreno</i>	<i>Tetto</i>
<i>Ultimo piano</i>	<i>Piano intermedio</i>	<i>Tetto</i>
<i>Primo piano</i>	<i>Su terreno</i>	<i>Piano intermedio</i>
<i>Piano intermedio</i>	<i>Piano intermedio</i>	<i>Piano intermedio</i>

Tabella 20: Corrispondenza della posizione di zona

- **Tipologia di piano intermedio:** Essa definisce il tipo di costruzione per i pavimenti dei piani intermedi e per zone dell'ultimo piano e determina, inoltre, il tipo di soffitto per le zone all'ultimo piano e ai piani intermedi. Si hanno le seguenti tipologie:
 - Calcestruzzo 200 mm;
 - Calcestruzzo 65 mm;
 - 25 mm di legno.
- **Posizione del Pavimento:** Con questo parametro si tiene conto se esso è a contatto con il terreno o non. Si hanno le seguenti tipologie:
 - Piano intermedio;

- 100 di pavimento su 300 mm di terreno.
- **Tipo di soffitto:** Serve ad indicare se vi è o non un controsoffitto sospeso. Le tipologie previste sono:
 - Con controsoffitto con lastre da 19 mm ed intercapedine d'aria;
 - Senza controsoffitto.
- **Tipo di Tetto:** Tiene conto della tipologia costruttiva del tetto per gli ultimi piani o per gli ambienti posti su un solo piano. Le scelte possibili sono le seguenti:
 - Resistenza liminare esterna, 13 mm di intonaco o pietra, 10 mm di lastra di feltro, 25 mm di isolamento termico, lamiera grecata, resistenza liminare interna;
 - Resistenza liminare esterna, 13 mm di intonaco o pietra, 10 mm di lastra di feltro, 150 mm di calcestruzzo alleggerito, resistenza liminare interna;
 - Resistenza liminare esterna, 13 mm di intonaco o pietra, 10 mm di lastra di feltro, 50 mm di isolamento termico, lamiera grecata, intercapedine d'aria, controsoffitto acustico, resistenza liminare interna;
 - Resistenza liminare esterna, 13 mm di intonaco o pietra, 10 mm di membrana in feltro, 200 mm di calcestruzzo alleggerito, intercapedine d'aria, controsoffitto acustico, resistenza liminare interna;
- **Finitura del Pavimento:** Questo parametro indica se il pavimento è ricoperto o meno da moquette o da piastrelle viniliche ed è molto importante specialmente se il pavimento ha massa elevata poiché il ricoprimento ne riduce fortemente gli effetti termici ed aumenta la risposta dinamica della zona. Si hanno le seguenti tipologie:
 - Finiture in moquette;
 - Finitura con piastrelle ceramiche.
- **Percentuale di superficie vetrata:** Indica la percentuale della superficie vetrata rispetto alle pareti esterne. Questo parametro non influisce sull'apporto di calore solare ma sulla risposta dinamica della zona. Infatti aumentando la percentuale di superficie vetrata sulle pareti esterne diminuisce l'effetto di accumulo termico delle pareti esterne ed aumenta la risposta dinamica dell'ambiente. Le tipologie considerate sono:
 - 10% di percentuale vetrata;
 - 50%
 - 90%

L'enorme quantità di combinazioni può essere gestita solamente mediante programmi per computer che rilevano i coefficienti V e W da grandi archivi dati, in funzione della combinazione dei 14 parametri anzidetti.

Occorre però scegliere con cura i parametri giusti onde evitare sottostime o sovrastime dei risultati finali. Numerose verifiche sperimentali hanno comunque confermato la bontà del metodo TFM.

2.9.6 APPORTI DI CALORE PER CONDUZIONE ATTRAVERSO MURI ESTERNI E TETTI

Il calcolo deve tenere conto del ritardo tra l'istante in cui l'apporto di calore si verifica sulla superficie esterna del muro o del tetto e l'istante in cui l'apporto di calore si manifesta sulla superficie interna a contatto con l'aria ambiente.

Occorre, quindi, tenere conto del transitorio termico che si ha nella trasmissione di calore attraverso la massa della parete.

Poiché le funzioni di trasferimento sono adatte a rappresentare fenomeni transitori si possono adottare gli stessi principi per determinare gli apporti di calore attraverso un muro o un tetto così come nella conversione di un apporto di calore in carico termico. La *Funzione di Trasferimento della Conduzione (CFT)* è definita da:

$$q_0 = A \left[b_0 t_{e0} + b_1 t_{e1} + \dots + b_6 t_{e6} - (d_1 q_1 + d_2 q_2 + \dots + d_6 q_6) / A - t_{rc} \sum c_n \right] \quad [73]$$

ove:

- q è l'apporto di calore; il pedice 0 si riferisce all'ora considerata, il pedice 1 all'ora precedente e così via;
- t_{e0} è la temperatura aria sole discussa in precedenza;
- b , d e c_n sono i coefficienti della funzione di trasferimento della conduzione e dipendono dalla tipologia costruttiva delle pareti o del tetto;
- t_{rc} è la temperatura dell'aria ambiente;
- A è l'area della superficie esterna della parete.

I coefficienti CTF si ricavano da un archivio dati ottenuto per 41 tipi di pareti, 42 tipi di tetto. Si accede all'archivio selezionando i seguenti parametri:

- Per le pareti:
 - intervallo del valore della resistenza termica (si hanno 17 intervalli disponibili);
 - materiale principale della parete (si hanno 25 tipi di materiali);
 - posizione della massa: si sceglie fra le opzioni interno, esterno od omogeneo con riferimento alla posizione del materiale isolante;
 - materiale secondario della parete, (si hanno 6 categorie di materiali).
- **Per i tetti:** si scelgono in base a seguenti parametri:
 - Intervallo del valore di R (fra 6 valori);
 - Materiali del tetto (fra 20 tipi, inclusi i terrazzi);
 - Posizione della massa: interno, esterno od omogeneo con riferimento alla posizione del materiale isolante;
 - Soffitto sospeso: presenza o meno di un soffitto sospeso.

La struttura avrà un proprio coefficiente globale di scambio termico ed i relativi coefficienti delle funzioni di trasferimento. I coefficienti b e c sono corretti secondo il rapporto della trasmittanza della parete reale e quello della parete di riferimento (in archivio). Si calcola gli apporti di calore per conduzione delle pareti e del tetto mediante la relazione che qui si ripete:

$$Q_0 = v_0 q_0 + v_1 q_1 + v_2 q_2 - w_1 Q_1 - w_2 Q_2$$

2.9.7 CALCOLO DEL FLUSSO TERMICO PER CONDUZIONE ATTRAVERSO LE FINESTRE

Il flusso termico per conduzione attraverso le finestre si effettua con la solita relazione

$$q = KA(t_e - t_{ai}) \quad [74]$$

con:

- K trasmittanza termica del vetro (spesso indicato anche con U), W/m^2K ;
- A area della superficie vetrata, m^2 ;
- t_e temperatura dell'aria esterna, $^{\circ}C$;
- t_{ai} temperatura dell'aria interna, $^{\circ}C$.

Determinato l'apporto di calore per ogni ora si ricava il profilo dei carichi termici mediante la *Funzione di Trasferimento Ambiente, RTF*.

2.9.8 CALCOLO DEL FLUSSO TERMICO PER CONDUZIONE ATTRAVERSO LE PORTE

Occorre distinguere fra le seguenti componenti di carico:

- Carico dovuto per conduzione di calore attraverso la parte opaca della porta;
- Carico dovuto per conduzione di calore attraverso la superficie vetrata;
- Carico dovuto per conduzione di calore solare attraverso i vetri.

Nel calcolo del flusso termico si tengono conto delle seguenti considerazioni:

- Per le pareti opache, considerata la bassa capacità termica delle porte, si ha:

$$q = KA\Delta t \quad [75]$$

- per il calore trasmesso per conduzione attraverso il vetro si applica la [74].
- per il calcolo dell'apporto solare si applica quanto detto nel §2.9.3 per le superfici vetrate.

2.9.9 FLUSSO TERMICO PER TRASMISSIONE ATTRAVERSO LE DIVISIONI INTERNE

Di solito le pareti interne ed i soffitti hanno scarsa capacità termica e la temperatura dello spazio adiacente rimane sostanzialmente costante (o con piccola variazione rispetto alla differenza tra la temperatura dello spazio condizionato e dello spazio adiacente) e pertanto si può porre, con buona approssimazione:

$$q = KA(t_b - t_{rc}) \quad [76]$$

ove si ha:

- K trasmissanza termica della parete divisoria, W/m²K;
- t_b temperatura dello spazio adiacente, °C;
- t_{rc} temperatura dello spazio condizionato, °C;

Nei casi in cui le ipotesi sopra indicate non potessero ritenersi valide allora si può ancora utilizzare la *Funzione di Trasferimento per Conduzione (CTF)* già vista per le pareti esterne, supponendo però che la temperatura aria-sole sia pari a quella dello spazio adiacente.

2.9.10 FLUSSO TERMICO ATTRAVERSO SUPERFICI INTERRATE

Come già detto più volte, è il flusso solare che costituisce la maggior fonte per il carico termico degli ambienti da condizionare. Pertanto la trasmissione attraverso superfici interrato viene, di solito, trascurata e in ogni caso risulta benefica per la riduzione del carico termico dell'ambiente interessato. Il metodo *TFM* tiene conto degli effetti di inerzia di queste pareti attraverso i fattori *WF*.

2.9.11 FLUSSO TERMICO PER SORGENTI INTERNE

Le sorgenti interne considerate possono essere:

- Persone con determinata attività metabolica;
- Illuminazione interna;
- Apparecchiature presenti (forni, cucine, ...);
- Attrezzature di ufficio (computer, stampanti, fotocopiatrici, ...)
- Macchine operatrici ed elettriche in genere.

Il calore interno risulta importante per il calcolo corretto dei carichi termici poiché esso costituisce un vero e proprio carico termico ambientale in estate mentre in inverno contribuisce a ridurlo. I carichi interni hanno anche la caratteristica di possedere un *profilo d'uso* e cioè di variare durante la giornata in funzione della presenza degli occupanti e delle loro attività lavorative.

Non è, infatti, pensabile di assumere che tutte le persone previste nei vari ambienti siano tutte contemporaneamente presenti o che le luci o le apparecchiature varie siano sempre accese. Occorre tenere conto dei fattori di contemporaneità di ogni carico interno.

Così, ad esempio, in un appartamento non saranno presenti 2 persone per ogni stanza in tutte le ore del giorno e così pure le luci saranno accese nelle ore serali o negli ambienti privi di finestre esterne.

Esagerare nella previsione dei carichi interni equivale, spesso, a sovradimensionare gli impianti e, viceversa, sottostimarli equivale a sottodimensionare gli impianti di climatizzazione. Occorre quindi valutare attentamente sia i *profili d'uso* nei singoli ambienti che le destinazioni d'uso dei singoli locali.

Un ufficio vede sempre presenti i lavoratori durante l'orario di normale lavoro mentre un'abitazione privata si anima durante le ore serali, essendo di giorno quasi tutti gli occupanti al lavoro o a scuola.

Si tenga presente che la corretta valutazione del carico termico è indispensabile per un corretto dimensionamento dei terminali negli ambienti, per la corretta progettazione delle reti di distribuzione e dei generatori termici (caldi e freddi).

Sbagliare il calcolo del carico termico equivale a sbagliare l'intero progetto di climatizzazione e spesso, purtroppo, in modo irreversibile. Vediamo ora come valutare i singoli apporti interni.

Persone

Ogni individuo genera calore sensibile e latente in funzione della propria attività metabolica, come già detto a proposito delle condizioni di benessere. In genere si assume che il calore generato da un soggetto femminile adulto sia l'85% di quello generato dal soggetto maschile adulto.

Per i bambini si ha un rapporto del 75% rispetto all'adulto. In definitiva il carico termico totale (sensibile + latente) per gli occupanti interni è dato dalla relazione:

$$q = NF_u M \quad [77]$$

ove si ha:

- N numero massime di persone ipotizzate presenti nell'ambiente;
- F_u fattore d'uso dell'ambiente;
- M metabolismo per persona.

Il calore latente diviene un carico termico immediato mentre quello sensibile subisce uno sfasamento soprattutto per l'aliquota scambiata per radiazione per effetto dei meccanismi di accumulo e di scambio già indicati in precedenza.

Si assume, con buona approssimazione, che il calore latente per persona sia il 30% del totale e che, per conseguenza, il 70% sia sensibile. Pertanto il 30% del carico termico per persone è assunto immediato mentre il 70% rientra nella trasformazione del carico ritardato.

Illuminazione

L'illuminazione è spesso una fonte importante di carico termico. A seconda del tipo di lampade occorre considerare anche la potenza spesa per gli organi di controllo (reattori, ...) e quindi la potenza elettrica impegnata può non corrispondere a quella nominale impegnata per le lampade.

Di solito si applica una tecnica di calcolo in due fasi.

- **Fase 1°:** Il calore istantaneo dovuto all'illuminazione è dato da:

$$q = WF_u F_s \quad [78]$$

- ove W è la potenza luminosa installata, F_u è il fattore d'uso dell'ambiente ed F_s è il fattore di ballast per le lampade a luminescenza (detto anche fattore di installazione) e si assume pari a 1,2 per tubi fluorescenti e 1.4 per lampade al sodio.
- **Fase 2°:** Si determinano i carichi ambiente scegliendo gli opportuni coefficienti nell'equazione della funzione di trasferimento ambiente (RTF) già vista in precedenza. Questi coefficienti dipendono dal tipo di corpi illuminanti e dalla loro installazione. Si hanno tre possibilità:
 - Corpi di tipo ventilato in controsoffitto;
 - Corpi illuminanti non ventilati in controsoffitto;
 - Corpi illuminati montati a sospensione.
- Nel caso di illuminazione localizzata (task lighting) si assume che il corpo illuminante sia del tipo a sospensione. Si tenga presente che la trasmissione di calore varia a seconda del tipo di corpo illuminante. Ad esempio una plafoniera incassata a soffitto ha una maggiore capacità di trasmissione per convezione se è di tipo aperto (cioè si passa l'aria di ripresa attraverso essa) che non se è di tipo chiuso. Un corpo illuminante sospeso è completamente libero di reirradiare verso tutte le direzioni e quindi verso tutte le superfici dell'ambiente mentre questo non avviene per corpi incassati. Valori orientativi della parte convettiva e radiante del calore emesso sono:
 - Lampade fluorescenti: 41% convettivo, 59% radiativo;
 - Lampade ad incandescenza: 20% convettivo, 80% radiativo

Apparecchiature varie

A seconda del tipo di apparecchiature si valutano diversamente i carichi termici da considerare per l'ambiente. Possiamo fare la seguente distinzione.

Motori elettrici: il flusso termico è calcolato mediante la relazione:

$$q_{em} = \frac{P}{E_M} F_{UM} F_{LM} \quad [79]$$

- ove si ha:
- q_{em} apporto di calore equivalente dell'apparecchiatura, W ;
- E_M rendimento del motore;
- F_{UM} fattore d'uso del motore <1 ;
- F_{LM} fattore di carico del motore; <1
- P potenza di targa del motore, W .

Il fattore d'uso del motore si applica quando l'uso è intermittente con pause significative nell'arco di tempo considerato. Il fattore di carico è la frazione della potenza nominale del motore che è in uso nelle condizioni in cui si stima il carico termico. Quanto detto vale per motori e macchine operatrici posti direttamente all'interno degli ambienti (pompa, ventilatori, ...). Se il motore è posto fuori dell'ambiente si ha la relazione:

$$q_{em} = PF_{UM} F_{LM} \quad [80]$$

Nel caso in cui il motore è dentro l'ambiente e la macchina operatrice fuori allora si usa la relazione:

$$q_{em} = \frac{P(1 - E_{EM})}{E_M} F_{UM} F_{LM} \quad [81]$$

Si assume che l'apporto di calore sia per il 70% radiativo (quindi ritardato) mentre il 30% è convettivo (immediato).

Attrezzatura d'Ufficio: La potenza elettrica e quindi il carico termico conseguente variano fortemente a seconda del tipo di ufficio e pertanto è difficile dare indicazioni generali. Valori di larga massima possono essere i seguenti:

- 10 ÷ 15 W/m² per uffici in generale;
- 18 ÷ 25 W/m² per uffici di contabilità;
- 250 ÷ 550 W/m² per locali CED.

Naturalmente occorre sempre verificare questi valori con un esame accurato delle apparecchiature realmente in uso nell'ufficio. Anche in questo caso si assume che l'apporto di calore sia per il 70% radiativo (quindi *ritardato*) mentre il 30% è convettivo (*immediato*).

2.9.12 FLUSSO TERMICO PER VENTILAZIONE E INFILTRAZIONI

Questa parte del calcolo riguarda l'interazione dell'edificio con l'aria esterna attraverso i ricambi di aria che avvengono, essenzialmente, attraverso tre meccanismi:

- Ventilazione forzata; questa ventilazione è spesso imposta nei grandi edifici per garantire i necessari ricambi d'aria fisiologici e le diluizioni dei gas ambientali ai livelli indicati dalle norme vigenti (vedi il capitolo sulla qualità ambientale dell'aria, IAQ). Si osservi che oggi si tende a costruire gli infissi a tenuta e pertanto i ricambi d'aria per infiltrazioni naturali sono sempre meno garantiti. Pertanto si ricorre alla ventilazione forzata, cioè ottenuta mediante un opportuno impianto di ventilazione che riprende aria esterna (filtrata) e la invia negli ambienti possibilmente mediante una rete di distribuzione;
- Ventilazione naturale; questa avviene attraverso le imperfette tenute dei serramenti o lasciando questi ultimi volontariamente aperti o comunque non del tutto chiusi. La portata di ventilazione naturale risulta oltre modo difficile ed imprecisa da calcolare proprio per le notevoli indeterminazioni delle variabili da considerare. Questa ventilazione avviene per effetto della differenza di pressione esistente fra l'esterno e l'interno degli ambienti;
- Infiltrazioni d'aria; sono portate d'aria immesse negli ambienti e generate per effetto di sovrappressione del vento o per effetto di sovrappressioni o depressioni interne generate da apparecchiature presenti negli ambienti.

Nel caso di ventilazione *forzata* si fissa la portata d'aria esterna necessaria a diluire i contaminanti presenti nell'ambiente esprimendola in funzione del *numero di volumi ambiente* all'ora mediante la relazione:

$$Q = n * V \quad [82]$$

in m³/h, con *V* volume dell'ambiente considerato.

Negli impianti di climatizzazione si immette l'aria di ventilazione attraverso l'unità di trattamento dell'aria e pertanto essa costituisce un carico termico per la batteria di raffreddamento o di riscaldamento e non un carico ambiente.

I calcoli connessi agli scambi di aria esterna sono i seguenti.

Calore Totale

Detta Q_s la portata d'aria (in kg/s), Δh la differenza di entalpia tra le due condizioni dell'aria (kJ/kg), assunta pari a $1.2 kg/m^3$ la densità media dell'aria, l'apporto totale di calore in W è dato dalla relazione:

$$q_t = 1.2 * Q_s * \Delta h \quad [83]$$

Apporto di calore sensibile

Ricordando che il calore sensibile fa variare solo la temperatura a *bulbo secco* dell'aria e non la sua umidità specifica, si può scrivere la relazione:

$$q_s = 1.2 \cdot (1.006 + 1.84x) \cdot Q_s \cdot \Delta t \quad [84]$$

essendo:

- 1.006 il calore specifico a pressione costante dell'aria nelle condizioni normali di temperatura e pressione ($kJ/kg.K$);
- x l'umidità specifica dell'aria immessa, ($kg_{vapore}/kg_{aria\ secca}$);
- 1.84 il calore specifico del vapore d'acqua nelle condizioni di lavoro dell'aria, ($kJ/kg.K$).

Adottando i valori comuni per x , nel campo della climatizzazione ambientale, si può ulteriormente semplificare la precedente nella relazione:

$$q_s = 1.23 \cdot Q_s \cdot \Delta t \quad [85]$$

Apporto di calore latente

Questo calore fa variare l'umidità specifica dell'aria ambiente ed è dato dalla relazione:

$$q_l = 1.204 \cdot Q_s \cdot \Delta x \cdot 2501 \quad [86]$$

con 2501 entalpia dell'aria in *c.n.t.p*²⁹. Si osservi che i valori numerici indicati nelle relazioni [84], [85] e [86] variano sensibilmente con l'altitudine del luogo e pertanto vanno opportunamente corrette nei casi in cui non si abbiano le condizioni normali.

2.10 RIEPILOGO PER IL CALCOLO DEL TFM

Dopo quanto detto nelle precedenti pagine è opportuno riepilogare le operazioni necessarie per l'applicazione del metodo TFM.

Si hanno tre grandi suddivisioni logiche:

- Determinazione degli apporti di calore esterni e loro conversione in carichi termici ambiente;
- Determinazione degli apporti di calore interni e loro conversione in carichi termici ambiente;
- Determinazione delle portate d'aria di ventilazione e infiltrazione e conversione in carichi termici.

Vediamo più estesamente ciascuna delle tre fasi.

²⁹ Condizioni Normali di Temperatura e Pressione.

2.10.1 APPORTI DI CALORE ESTERNI

Temperatura Aria Sole

Si determina la temperatura *aria sole* mediante la [70] in funzione dell'irraggiamento e delle caratteristiche della superficie esterna.

Pareti e Tetti

Si determinano i coefficienti b , c , d delle *funzioni di trasferimento* della conduzione (CTF) e si correggono b e c in funzione del rapporto dei coefficienti globali di scambio. Si calcolano poi gli apporti di calore per conduzione con la [71]. Per le pareti e i tetti si determinano le tipologie costruttive secondo la massa dominante, la posizione dell'isolante termico, ...

Vetri

L'apporto di calore convettivo è dato dalla relazione:

$$q = KA(t_e - t_i)$$

mentre quello radiativo dalla:

$$q = A(C_s \cdot SHGF)$$

Partizioni Interne

Si usa la relazione:

$$q = KA(t_b - t_i)$$

2.10.2 APPORTI DI CALORE INTERNI

Le fonti di calore interne sono per affollamento, illuminazione, motori e apparecchiature.

Affollamento

Le relazioni per il calore sensibile e il calore latente, detto n il numero di persone, sono:

$$q_s = N \cdot M \cdot F_u$$

$$q_l = N \cdot \Delta x \cdot 2500$$

Illuminazione

Si usa la relazione:

$$q_{el} = W \cdot F_{ue} \cdot F_{sa}$$

Motori

Si usa la relazione:

$$q_p = PE_F$$

Apparecchiature

Le relazioni da usare per il calore sensibile il calore latente sono:

$$q_s = q_{is} F_{ua} F_{ra}$$

$$q_l = q_{il} F_{ua}$$

con q_{is} e q_{il} apporti di calore interno sensibile e latente, F_{ua} il fattore d'uso ambiente e F_{ra} il fattore radiativo.

2.10.3 APPORTI PER INFILTRAZIONE E VENTILAZIONE

Le relazioni da utilizzare sono:

$$q_s = 1,23 \cdot Q_s \cdot (t_e - t_i), \quad q_l = 3010 \cdot Q_s \cdot \Delta x, \quad q_t = 1,2 \cdot Q_s \cdot \Delta h$$

2.10.4 CARICO FRIGORIFERO

Calcolati tutti i singoli apporti di calore si è in grado di calcolare il carico frigorifero da soddisfare con gli impianti. In particolare distinguendo fra carico sensibile carico latente si ha:

Carico Sensibile

E' dato dalla relazione:

$$Q_{s\theta} = Q_{tf} + Q_{sc} \quad [87]$$

con:

$$Q_{tf} = \sum_{i=1, N_a} (v_0 q_{\theta,i} v_1 q_{\theta,i-\delta} + v_2 q_{\theta,i-2\delta}) - (w_1 Q_{\theta-\delta}, w_2 Q_{\theta-2\delta}) \quad [88]$$

$$Q_{sc} = \sum_{j=1} (q_{c,i}) \quad [89]$$

ove si ha il simbolismo:

- Q_{tf} carico di raffreddamento sensibile derivante dai componenti di apporto di calore aventi componenti radiativa e convettiva;
- v, w coefficienti delle funzioni di trasferimento ambiente;
- q_{θ} ognuno degli i.esimi elementi di apporto di calore avente componente radiante;
- δ intervallo di tempo (pari ad 1 ora);
- Q_{sc} carico di raffreddamento sensibile derivante dai componenti dell'apporto di calore aventi solamente componenti convettivi;
- q_c ognuno dei i.esimi elementi dell'apporto di calore aventi solamente componente convettiva.

Carichi Latenti

Si calcolano mediante la relazione:

$$Q_l = \sum_{n=1} (q_{c,n}) \quad [90]$$

ove q_c ognuno degli n elementi di apporto di calore *convettivo*.

3. PSICROMETRIA PER IL CONDIZIONAMENTO

La **Psicrometria** è stata già presentata nel Volume 1° e ad esso si rimanda per l'approfondimento. In questo capitolo si desiderano richiamare alcune applicazioni che ricorrono frequentemente negli impianti di condizionamento.

In generale si conoscono per l'edificio da condizionare sia le condizioni di progetto interne che esterne e i carichi termici sensibili e latenti (vedi successivo capitolo).

I calcoli psicrometrici che si debbono fare servono a determinare:

- Le condizioni psicrometriche dell'aria da immettere negli ambienti (portata, umidità relativa, entalpia, ...);
- Potenze termiche e frigorifere per le batterie di scambio nelle UTA;

3.1 SISTEMI DI CONDIZIONAMENTO ESTIVI

Sono qui presentate alcune tipologie di impianti a tutt'aria fra quelli più utilizzati nelle applicazioni. Ulteriori approfondimenti saranno dati nei capitoli successivi, ma mano che si approfondiranno gli argomenti correlati.

3.1.1 SISTEMI A TUTT'ARIA CON RICIRCOLO TOTALE

Si tratta di un sistema limite nel quale l'aria viene completamente ricircolata, vedi Figura 35, senza immissione di aria esterna. La trasformazione psicrometrica che viene eseguita nell'UTA è rappresentata in Figura 36: l'aria viene convogliata all'ambiente nelle condizioni I e ripresa nelle condizioni psicrometriche dell'ambiente A.

L'aria che viene inviata all'ambiente nelle condizioni I interagisce con il carico sensibile e latente dello stesso in modo tale da mantenere l'ambiente A alle condizioni desiderate.

Assumendo condizioni adiabatiche, valgono le seguenti relazioni:

$$Q_S = m c_{pa} (t_a - t_i)$$

$$Q_L = m r (x_a - x_i)$$

$$Q_T = Q_S + Q_L = m (h_a - h_i)$$

Il calcolo del calore sensibile e del calore latente dell'ambiente è effettuato con i metodi di calcolo (*cooling load methods*) che saranno esposti nel prossimo capitolo. Dalle sopra scritte relazioni è possibile calcolare il fattore termico (*Room Sensible Heat Factor, RSHF*):

$$R = \frac{Q_S}{Q_S + Q_L} = \frac{Q_S}{Q_T}$$

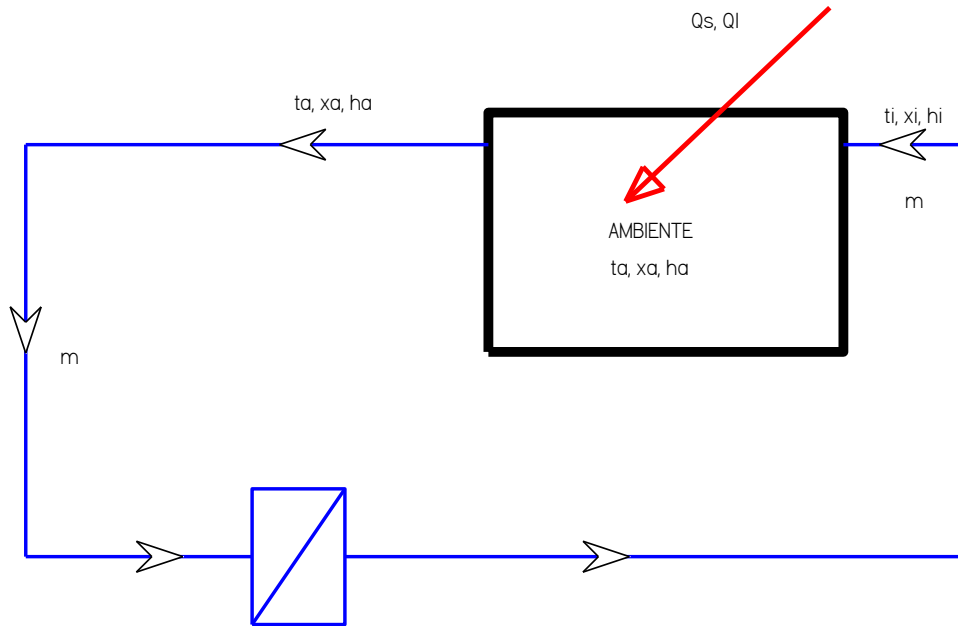


Figura 35: Ambiente condizionato a tutt'aria con ricircolo totale

Dal fattore R è possibile calcolare la pendenza del processo subito dall'aria, \overline{AI} , all'interno dell'UTA, vedi Figura 36, con la relazione:

$$\beta = \frac{r}{1 - R}$$

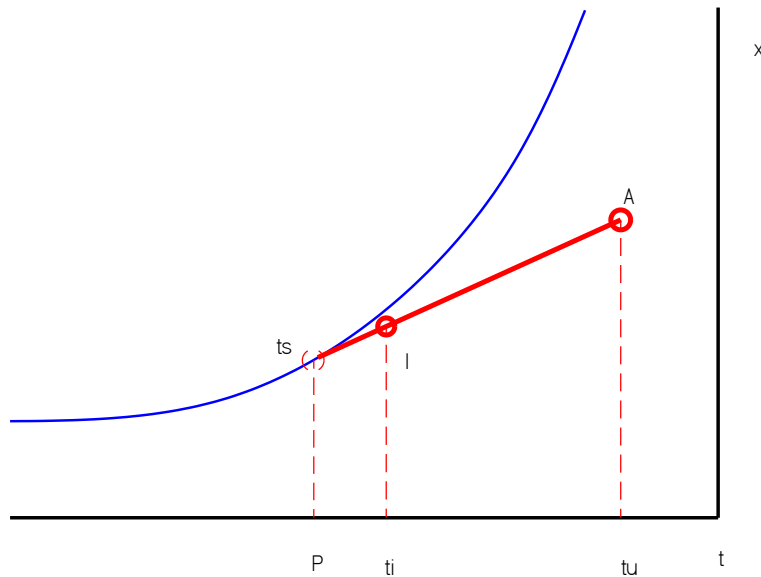


Figura 36: Trasformazione psicrometrica per il caso del ricircolo totale

essendo:

$$\frac{r}{c_{pa}} = \frac{2501}{1.0216} = 2451$$

Le condizioni ambientali sono note, ad esempio ponendole pari alle condizioni di confort (vedi Volume 1°). Allora nota la pendenza α si può tracciare il segmento \overline{AI} . Il punto di intersezione, t_s ,

(detto *punto di rugiada dell'ambiente, PRA*) di questo segmento con la curva $\varphi=100\%$ determina il punto limite della trasformazione.

Si osservi che il punto di immissione I deve comunque giacere lungo questa semiretta *retta ambiente*) perché siano soddisfatte le equazioni di bilancio sopra scritte.

Si osservi che la mancanza di aria esterna rende simmetriche ed opposte le trasformazioni dell'aria di immissione e precisamente \overline{AI} nell'UTA e \overline{IA} nell'ambiente.

La determinazione del punto di immissione I può essere fatta mediante le equazioni di bilancio sopra scritte. Tuttavia in esse compaiono 4 variabili (m, t_i, t_i, h_i) con 3 equazioni e pertanto occorre fissare una variabile per avere il problema determinato.

Se si conosce il fattore di by pass (vedi nel prosieguo) della batteria di raffreddamento allora vale la relazione:

$$BPF = \frac{t_I - t_s}{t_A - t_s}$$

Da cui si ricava:

$$t_I = t_s + BPF(t_A - t_s)$$

La portata termodinamica di aria da immettere nell'ambiente è data dalla relazione:

$$m = \frac{Q_S}{c_{pa}(t_A - t_i)} = \frac{Q_S}{c_{pa}(t_A - t_s)(1 - BPF)}$$

Si osserva che la portata termodinamica m decresce al decrescere del fattore di by-pass (BPF) con valore minimo assoluto dato quando $BPF=0$, cioè:

$$m_{\min} = \frac{Q_S}{c_{pa}(t_A - t_s)}$$

L'entalpia e l'umidità specifica dell'aria di immissione valgono:

$$h_I = h_A - \frac{Q_T}{m}$$

$$x_I = x_A - \frac{Q_L}{m r}$$

In definitiva con il 100% di aria ricircolata si hanno le coincidenze fra i punti di rugiada dell'apparecchiatura e dell'ambiente e il carico termico dell'aria è pari a quello dell'ambiente.

3.1.2 SISTEMA CON RICIRCOLO DI ARIA

Nei sistemi di condizionamento reali (sempre a tutt'aria, cioè nei quali il fluido di lavoro è l'aria) si immette nell'ambiente una parte di aria esterna per soddisfare le condizioni di ricambio fisiologico. La portata di aria esterna si calcola secondo quanto visto nel capitolo sulla qualità dell'aria, IAQ, nel Volume 1°. Pertanto questa portata d'aria, per data tipologia di edificio ed attività svolta all'interno, è nota.

Possiamo supporre due casi.

Caso 1 – il BPF della batteria di raffreddamento è nullo

In Figura 36 si ha la rappresentazione del caso in esame, sempre in condizioni estive. Si conoscono il carico ambiente dal calcolo dei carichi termici (vedi prossimo capitolo).

Il tracciamento della retta ambiente può essere eseguito come nel caso precedente, nota la pendenza α . Il punto di rugiada ambiente, PRA, è determinata dalla congiungente AI.

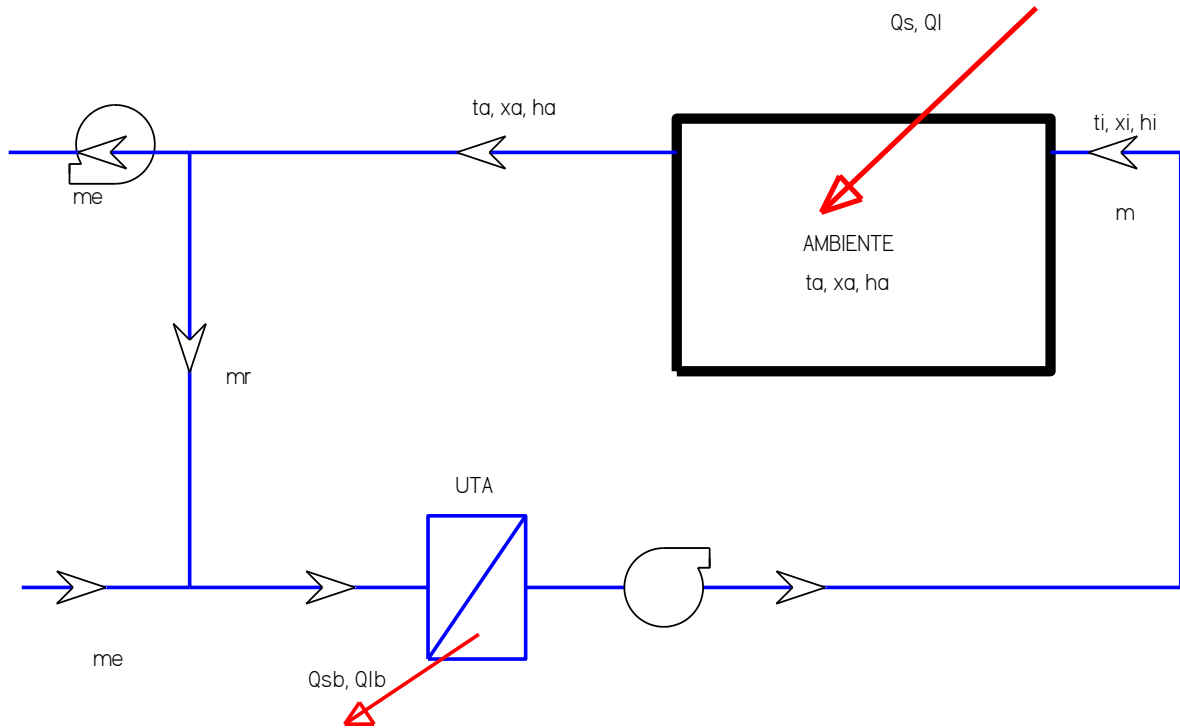


Figura 37: Caso 1 – ricircolo con aria esterna

Avendo supposto che sia BPF=0 nella batteria di raffreddamento allo il PRA è uguale al PRB (punto di rugiada della batteria) che a sua volta è uguale alla temperatura dell’aria di immissione T_I . La portata d’aria termodinamica è data da:

$$m = \frac{Q_s}{c_{pa} (t_A - t_I)} = \frac{Q_s}{c_{pa} (t_A - t_{PRA})}$$

Nota m si calcola l’entalpia e l’umidità relativa dell’aria di immissione come visto nel precedente paragrafo.

Il bilancio delle portate d’aria è:

$$m_r + m_e = m$$

avendo indicato con m_e la portata di aria esterna ed m_r la portata d’aria di ricircolo.

Per il carico di batteria si hanno le seguenti equazioni:

$$Q_{sb} = mc_p (t_M - t_I)$$

$$Q_{lb} = mr(x_M - x_I)$$

$$Q_{ib} = Q_{sb} + Q_{lb} = m(h_M - h_I)$$

ove il punto M è il punto di miscelamento fra aria esterna ed aria di ricircolo.

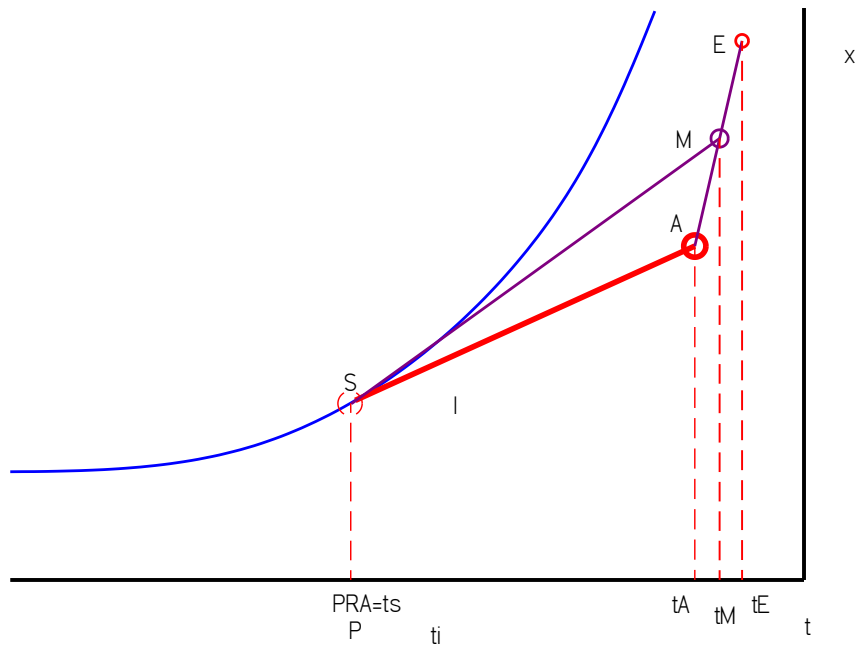


Figura 38: Trasformazioni psicrometriche del caso 1

Si osservi che risulta $m(h_M - h_I) > m(h_A - h_I)$ e pertanto il carico termico della batteria è maggiore del carico termico dell'ambiente a causa del miscelamento di aria di ricircolo con aria esterna e quindi un riscaldamento dell'aria miscelata rispetto alle condizioni A.

Procedendo come fatto in precedenza si hanno anche le seguenti relazioni:

$$Q_{sb} - Q_{sa} = m c_{pa} (t_m - t_e)$$

$$Q_{lb} - Q_{la} = m r (x_e - x_a)$$

$$Q_{ib} - Q_{ia} = m (h_e - h_a)$$

Pertanto la differenza fra i carichi di batteria (b) e di ambiente (a) cresce con l'aumentare della portata m e delle condizioni di temperatura e umidità dell'aria esterna.

La retta di batteria congiunge il punto di miscela M con il punto di rugiada dell'apparecchiatura, PRA. Questa retta è il luogo delle trasformazioni dell'aria attraverso la batteria di scambio. La pendenza della retta di batteria è:

$$\beta = \frac{Q_{sb}}{Q_{sb} + Q_{lb}} = \frac{Q_{sb}}{Q_{ia}}$$

in analogia alla definizione, con i propri carichi, della retta ambiente.

Caso 2 – il BPF della batteria di raffreddamento è > 0

Si ha un fattore di bypass, BPF, maggiore di zero e questo comporta che la temperatura dell'aria in uscita dalla batteria è ad una temperatura maggiore di quella corrispondente al punto di rugiada della batteria, PRB, come mostrato in Figura 39.

Dalla stessa figura si ha, ancora che i due punti di rugiada (ambiente e batteria) differiscono fra loro. La procedura di calcolo per determinare le condizione del punto di immissione, I, sono le seguenti:

- il punto di immissione è inizialmente specificato per cui si calcolano, come visto in precedenza, la portata d'aria termodinamica e le condizioni psicrometriche dell'aria immessa;
- Si può disegnare la retta ambiente, che passa per A e per I, e determinare il punto di rugiada ambiente, PRA;
- Si determina il punto di miscelamento M note le condizioni psicrometriche e le portate di aria di rinnovo e di ricircolo;
- Congiungendo il punto M con il punto I si ha la retta di batteria e si determina (PRB). Si osservi che PRB è al di sotto di PRA;

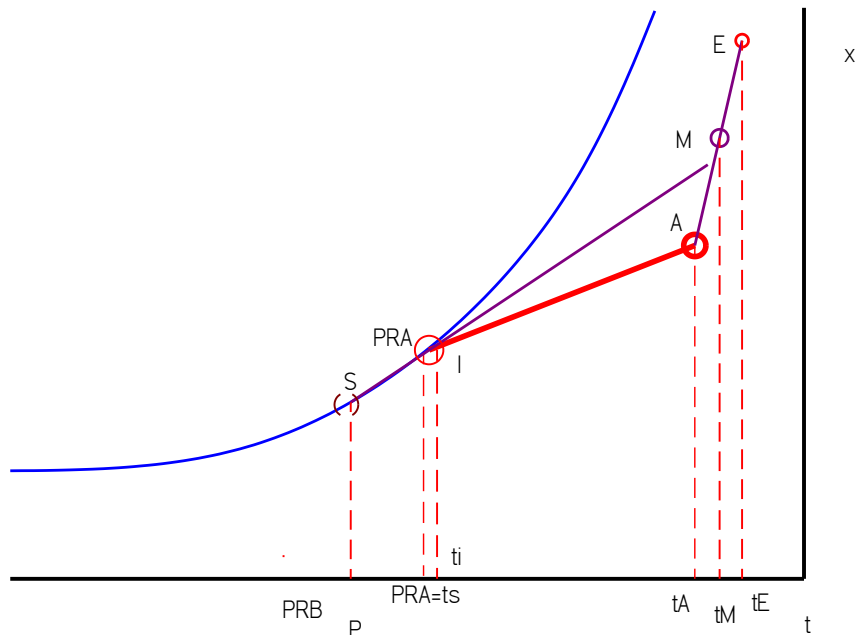


Figura 39: Trasformazioni psicrometriche del caso 2

- Si calcolano le potenzialità (sensibile, latente e totale, della batteria);
- Si determina il BPF della batteria noti i punti I, s ed M.

Se sono invece assegnati il BPF e PRB della batteria allora si cerca di determinare il punto I mediante iterazioni.

3.1.3 APPLICAZIONI CON ELEVATO CARICO LATENTE

Quando si ha elevato affollamento o forti sorgenti interne di umidità (cucine, lavanderie) o forti portate di ventilazione (ad esempio ospedali) o le condizioni esterne sono ad elevata umidità allora il sistema visto in precedenza non si può applicare perché si avrebbe un punto di rugiada di batteria troppo in basso che porterebbe il sistema di refrigerazione a lavorare a temperature eccessivamente basse. Si ricordi che abbassando la temperatura dei refrigeratori si ha anche un decremento del COP e quindi costi più elevati di esercizio.

In questi casi si utilizza un postriscaldamento in modo da mantenere il PRB a valori accettabili. In Figura 40 si ha il layout di un sistema con postriscaldamento e in Figura 41 si ha la rappresentazioni delle trasformazioni nel diagramma psicrometrico.

Si osservi come l'aria proveniente dalla miscela in condizioni M viene prima raffreddata fino al punto C (in funzione del BPF della batteria fredda, e poi post riscaldata da C ad I.

Si possono usare le equazioni viste in precedenza per calcolare le grandezze relative agli scambi in ciascuna fase.

Se si impone I allora il segmento IC determina il punto finale di raffreddamento e dai segmenti PRB-C e PRB-M si determina il BPF della batteria.

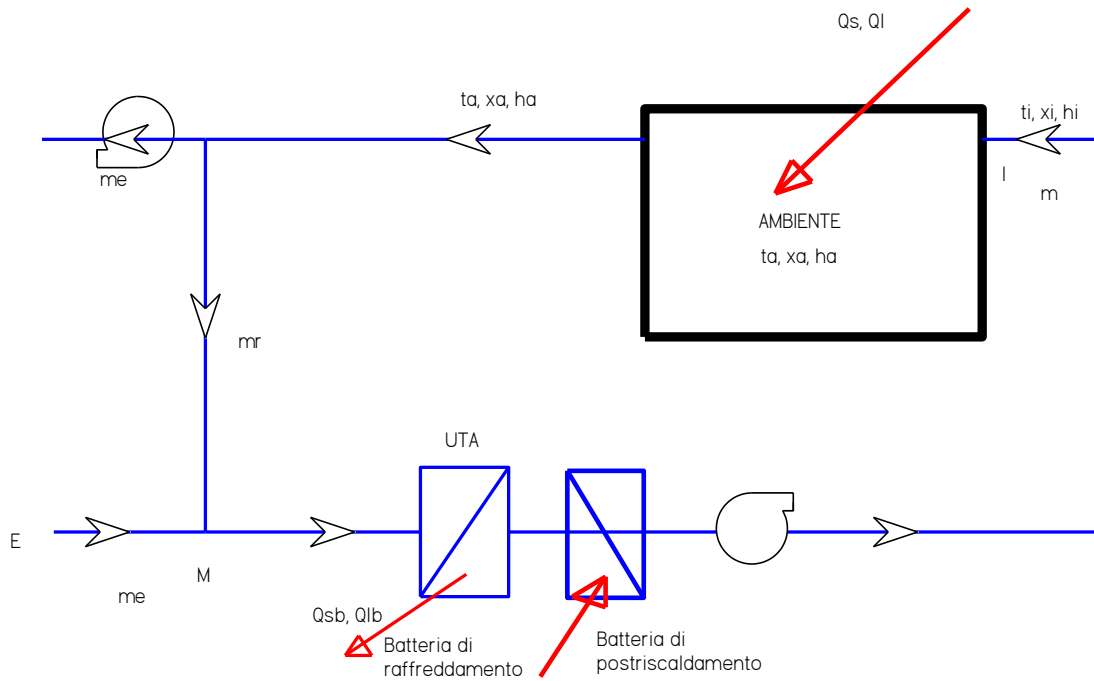


Figura 40: Sistema ad elevati carichi latenti – Uso del postriscaldamento

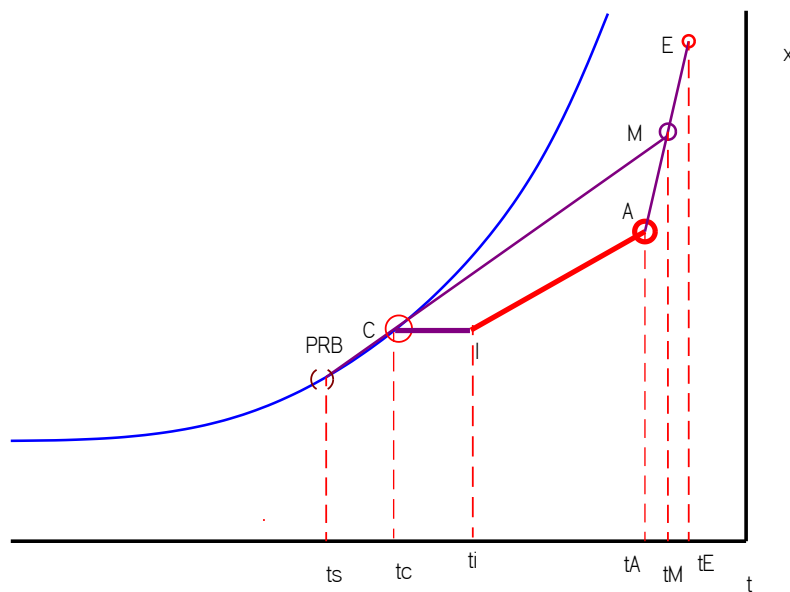


Figura 41: Uso del postriscaldamento

Vantaggi e svantaggi del postriscaldamento

- Il postriscaldamento consente di operare a valori del PRB elevati e quindi di far funzionare i refrigeratori con COP elevati e con costi di esercizio inferiori al caso di PRB bassi;
- La portata termodinamica dell'aria da immettere nell'ambiente cresce a causa dello spostamento verso temperature maggiori del punto I e quindi con minore differenza $t_A - t_i$;

- Aumento dell'energia di processo in quanto l'aria trattata viene dapprima raffreddata e poi riscaldata. In pratica si spende energia sia per il raffreddamento che, successivamente, per il riscaldamento dell'aria. Un utilizzo del calore disponibile al condensatore dei refrigeratori d'acqua consente di evitare l'uso di caldaie esterne.

La scelta del punto di immissione deve essere fatta con oculatezza al fine di ridurre le dimensioni dei canali e la potenza dei ventilatori.

3.2 PROCESSI DI RISCALDAMENTO E DEUMIDIFICAZIONI

Questi processi si ottengono utilizzando materiali igroscopici che assorbono, o meglio de-assorbono, vapore acqueo dall'aria umida. Se questi processi sono termicamente isolati allora si hanno trasformazioni a pari entalpia e la temperatura dell'aria cresce al decrescere dell'umidità, vedi Figura 42. Il materiale igroscopico può essere solido o liquido. Solitamente il processo di assorbimento del vapore nel materiale igroscopico avviene in modo esotermico. Il calore di assorbimento viene trasferito all'aria producendo un riscaldamento.

Si vedranno applicazioni di questo processo nelle Unità di Trattamento aria con processi igroscopici spesso accoppiate con sistemi solari.

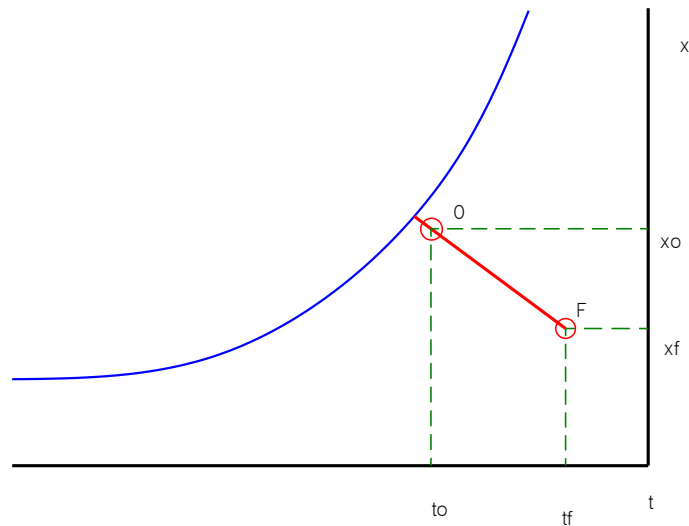


Figura 42: Trasformazioni di riscaldamento e deumidificazioni

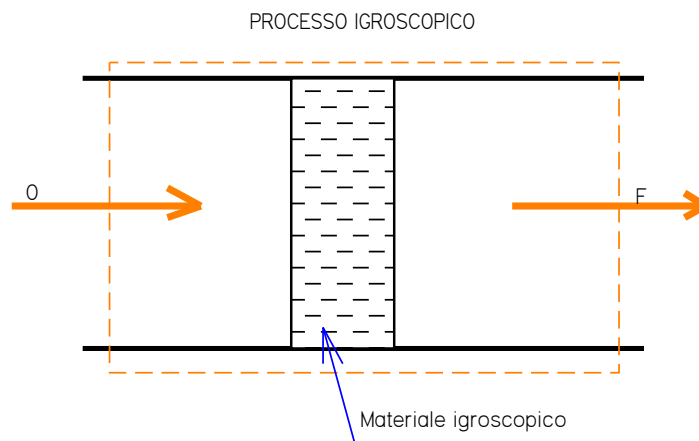


Figura 43: Schematizzazione del processo di riscaldamento e deumidificazione

3.3 POTENZIALE ENTALPICO

Si è visto con la saturazione adiabatica come tutte le volte che l'aria viene a contatto con l'acqua si ha un passaggio di vapore e calore fra questi elementi. La direzione dei flussi, termici e di massa, dipende dalle differenze di temperatura e di pressione fra vapore ed acqua.

Pertanto i trasferimenti di calore sensibile e di calore latente dipende dalle condizioni del vapore e dell'aria.

Risulta utile introdurre il concetto di **potenziale entalpico** poiché esso facilita per quantificare i flussi termici e di massa sopra indicati.

Il calore sensibile e latente scambiati valgono:

$$Q_S = h_c A_s (t_i - t_a)$$

$$Q_L = m_w r = h_D A_s (x_i - x_a) r$$

con i le condizioni dell'acqua ed a quelle dell'aria, h_c il coefficiente di convezione, A_s l'area di scambio, h_D il coefficiente di diffusione (o di trasferimento di massa) ed r il calore latente di vaporizzazione.

Il calore totale scambiato vale:

$$Q_T = Q_S + Q_L = h_c A_s (t_i - t_a) + h_D A_s (x_i - x_a) r$$

Il meccanismo che controlla il flusso termico fra aria ed acqua è lo stesso di quello del trasferimento di massa fra aria ed acqua. Pertanto si ha una relazione fra i due coefficienti di trasferimento h_c ed h_D .

Definiamo Numero di Lewis:

$$Le = \frac{h_c}{c_{pa} h_D}$$

Risulta $Le \sim 1$ e allora si può scrivere:

$$h_D = \frac{h_c}{c_{pa}}$$

con $c_{pa} = 1,0216 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ calore specifico dell'aria secca. Possiamo allora scrivere per il calore totale:

$$Q_T = Q_S + Q_L = h_c A_s (t_i - t_a) + \frac{h_c}{c_{pa}} A_s (x_i - x_a) r = h_c A_s \left[(t_i - t_a) + r \frac{x_i - x_a}{c_{pa}} \right]$$

Questa relazione può essere scritta più opportunamente:

$$Q_T = Q_S + Q_L = \frac{h_c A_s}{c_{pa}} (h_i - h_a)$$

In questo modo il l'entalpia totale e la direzione di trasferimento dipendono dalla differenza di entalpia (o potenziale) fra l'acqua e l'aria.

3.4 DEUMIDIFICATORI A BATTERIE ALETTATE A SATURAZIONE

Si tratta del tipo di deumidificatori più utilizzati, soprattutto nel campo della climatizzazione, e consistono in batterie alettate nelle quali un fluido freddo porta l'aria umida (che fluisce esternamente) in condizioni al di sotto del punto di *rugiada* e quindi facendo condensare il vapore in eccesso. La batteria alettata è ancora del tipo di Figura 64 ma in questo caso alla base si deve avere una vasca di raccolta della condensa ed un sistema di scarico.

Il processo di deumidificazione avviene per variazioni successive delle condizioni igrometriche dell'aria, come mostrato nella Figura 44: dalla temperatura iniziale t_1 si passa ad una temperatura t_{21} nella quale inizia il distacco dal raffreddamento ad x costante per assumere un andamento curvilineo che tende ad un punto di tangenza t_s la cui determinazione è importante e verrà calcolato nel prosieguo. Analizziamo la trasformazione assumendo che la portata di aria umida G_a nelle condizioni iniziali h_1 e x_1 si porti a contatto con la superficie esterna della batteria che è raffreddata ad una temperatura t_s inferiore alla temperatura di *rugiada* t_r .

Parte del vapore in eccesso condensa sulla superficie stessa e possiamo immaginare su questa una situazione del tipo indicata in Figura 45. In un volume di controllo abbiamo che entra la portata G_a di aria umida che è posta a contatto con una superficie dS di batteria alla temperatura t_s . L'aria passa dalle condizioni x, t, h alle condizioni di uscita $x+dx, t+dt, h+dh$.

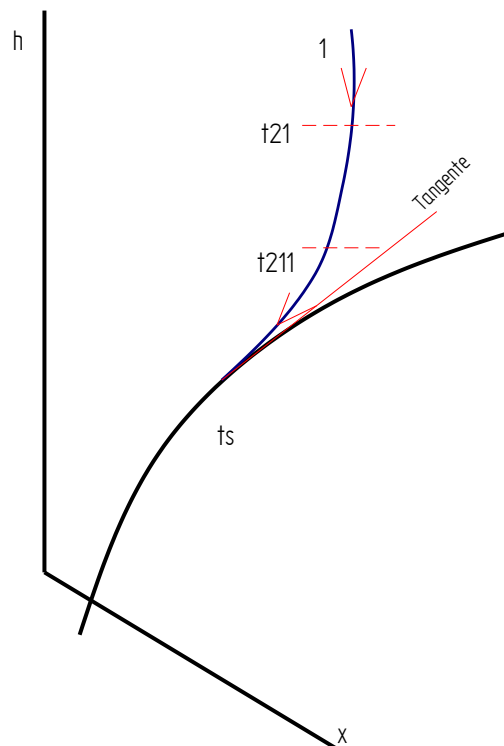


Figura 44: Andamento della fase di raffreddamento con deumidificazione

Il vapore condensato (si suppone condensazione a film) scorre lungo la superficie della batteria e pertanto la portata di vapore passa dal valore iniziale G_v al valore $G_v + dG_v$ con la medesima temperatura della superficie dell'alettatura, t_s . Il bilancio del vapore acqueo ci dice che:

$$dG_v = -G_a dx \quad [91]$$

mentre il bilancio di energia fra le sezioni di ingresso e di uscita fornisce:

$$dq = -G_a dh - dG_v c_p t_s \quad [92]$$

con dq , positivo se uscente (cioè ceduto dall'acqua alla superficie), che è il flusso di calore scambiato attraverso la superficie di contatto della batteria, dS , e ancora c_l è il calore specifico a pressione costante del condensato.

Nella precedente equazione la variazione di entalpia del condensato è di fatto trascurabile e quindi essa può semplificarsi nella:

$$dq = -G_a dh \quad [93]$$

L'aria a contatto con la superficie della batteria a temperatura $t_s < t_R$ (temperatura di rugiada) dovendo essere in equilibrio con il liquido condensato si trova in condizioni di saturazione, come illustrato nella Figura 46 nel piano di *Mollier* e *ASHRAE*.

In corrispondenza della superficie dS si ha un flusso convettivo (e quindi di tipo *sensibile*) dato dalla relazione:

$$q_s = hdS(t - t_s) \quad [94]$$

con h coefficiente di convezione termica da calcolare opportunamente. Il vapore condensato sulla dS si sposta secondo le leggi del trasporto di massa (*Legge di Fick*) e si può scrivere, in analogia alla convezione termica, la relazione:

$$dG_v = D dS(x - x_s) \quad [95]$$

con D coefficiente di trasporto di massa. La condensazione di vapore è associata ad un flusso termico *latente* che possiamo scrivere pari a:

$$dq_l = dG_v r \quad [96]$$

con r calore latente di condensazione dell'acqua ($r=2501$ kJ/kg).

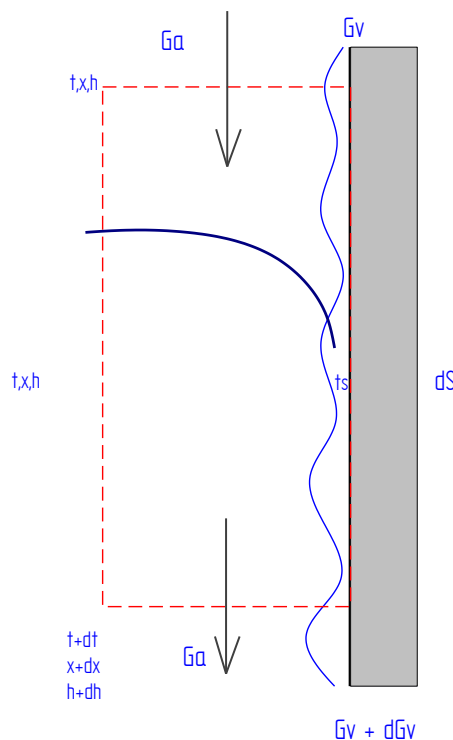


Figura 45: Bilancio di massa per il processo di deumidificazione

Il flusso termico totale scambiato dalla superficie dS vale, per le precedenti relazioni:

$$dq = dq_s + dq_l = [h(t - t_s) + D(x - x_s)r]dS \quad [97]$$

Possiamo riscrivere questa relazione, moltiplicando e dividendo per c_p calore specifico dell'aria umida, nella forma:

$$dq = \frac{h}{c_p} \left[c_p(t - t_s) + \frac{c_p D}{h}(x - x_s)r \right] dS \quad [98]$$

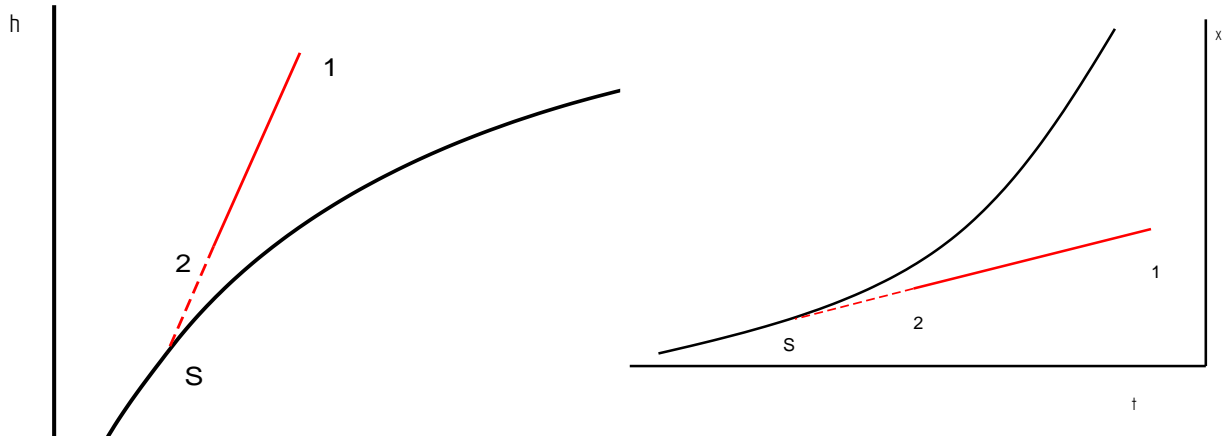


Figura 46: Deumidificazione nel piano di Mollier ed ASHRAE

In questo modo si è evidenziato il gruppo adimensionale già visto:

$$Le = \frac{h}{c_p D} \quad [99]$$

detto *Numero di Lewis* che riveste grande importanza nei fenomeni di trasporto e rappresenta il rapporto fra fenomeni convettivi (rappresentati da h) e diffusivi (rappresentati da $c_p D$). Nel caso di scambi fra aria umida e la superficie fredda delle batterie alettate in regime turbolento si può ritenere $Le \approx 1$ e quindi la [98] diviene:

$$dq = \frac{h}{c_p} [c_p(t - t_s) + (x - x_s)r]dS \quad [100]$$

Poiché l'entalpia dell'aria umida vale:

$$h = c_{pa}t + (r + c_{pv}t)x \quad [101]$$

e il calore specifico dell'aria umida vale ($c_p = dh/dt$):

$$c_p = c_{pa} + c_{pv}x \quad [102]$$

si può riscrivere la [100] nella forma:

$$dq = \frac{h}{c_p} (h - h_s) dS \quad [103]$$

Se ora dividiamo membro a membro la [93] e la [91] si ha:

$$\frac{dq}{dG_v} = \frac{dh}{dx}$$

che per la [103] e la [95] possiamo scrivere:

$$\frac{dh}{dx} = \frac{h}{Dc_p} \frac{h - h_s}{x - x_s} \quad [104]$$

Ricordando che $Le \approx 1$ e integrando fra le condizioni iniziali e finali si ottiene:

$$\int_1^2 \frac{dh}{h - h_s} = \int_1^2 \frac{dx}{x - x_s}$$

che fornisce:

$$\frac{h_2 - h_s}{h_1 - h_s} = \frac{x_2 - x_s}{x_1 - x_s} \quad [105]$$

Ne segue, sempre con le approssimazioni fatte confermate dalle osservazioni sperimentali, che i punti 1 e 2 stanno sulla stessa retta che contiene il punto *S* detto punto di rugiada della batteria PRB.

Pertanto congiungendo il punto iniziale, 1, con il punto *S* si ha il *luogo geometrico* nel quale si deve trovare il punto finale 2.

4. CONDIZIONAMENTO AD ARIA

Fanno parte integrante degli impianti di condizionamento le apparecchiature per la rimozione del calore dagli ambienti, come si vedrà nei prossimi paragrafi.

4.1 NORMATIVA SUL COMFORT TERMOIGROMETRICO

Parlando del benessere termico, nei paragrafi precedenti si è fatto riferimento al diagramma del benessere ASHRAE, alla norma UNI-10339 e a norme per lo più internazionali e comunitarie come la UNI-EN-ISO 7730 e la nuova ISO DIS 7730.

La proposta di norma ISO/DIS 7730 (ISO, 2003) è andata in votazione nel 2003; nel 2005 è uscita la EN-ISO-7730:2005 che contiene una serie di novità, alcune delle quali di rilevante importanza.

L'impianto base dello *standard* non è stato stravolto. Il ruolo cardine svolto dall'associazione fra *comfort* termico e equilibrio energetico dell'organismo viene mantenuto, così come le definizioni e il calcolo degli indici PMV e PPD, e gli intervalli utili per le sei grandezze, oggettive e soggettive, che consentono il calcolo degli indici.

Altri aspetti sono al contrario stati oggetto di profonde revisioni. Ad esempio l'aspetto del *discomfort* locale, ovvero legato a riscaldamento o a raffreddamento di particolari zone dell'organismo, viene discusso con maggior dettaglio e viene ad assumere notevole peso nel processo di valutazione del *comfort*. Per ciascuno dei quattro fattori di *discomfort* locale, (correnti d'aria, differenza verticale di temperatura dell'aria, pavimenti caldi o freddi e asimmetria radiante), vengono specificate in maggior dettaglio le condizioni di applicabilità dei criteri di valutazione e sono fornite, in forma sia grafica, sia analitica (equazioni), le funzioni che legano le percentuali previste di soggetti disturbati (PD) ai parametri fisici propri di ciascun fattore di *discomfort*.

Vengono introdotte inoltre tre classi di qualità (C, B, A) che, in quest'ordine, sono caratterizzate da requisiti sempre più stringenti, ovvero da intervalli ammessi per gli indici di qualità via via più piccoli. Questo schema a tre classi si applica sia agli indici di *comfort* globale (PMV e PPD) sia agli indici di *discomfort* locale. La tabella 9 mostra i valori massimi ammissibili delle percentuali di disturbati. Per confronto, i limiti attuali coincidono con quelli fissati per la categoria B, tranne che per le correnti d'aria dove il limite attuale è del 15%.

Alcuni di questi criteri sono eccessivamente severi e di difficile applicazione pratica, considerata l'incertezza che grava su alcune delle quantità che intervengono nel calcolo degli indici. Inoltre, nel testo attuale non vengono definiti i criteri in base ai quali assegnare un ambiente all'una o all'altra classe di qualità. Sulla base di quanto riportato nel capitolo 7 dello *standard*, è da supporre che saranno le singole realtà locali (stati, regioni o altro) a identificare gli ambienti con maggiore o minore "sensibilità termica", ai quali garantire condizioni più o meno prossime a quelle di massimo *comfort*.

A parte le magre indicazioni fornite dalla norma UNI-10339, non molto è stato fatto in Italia per normare il benessere ambientale. E’ giusto osservare come il nostro Paese non abbia mai brillato nel legiferare sulla qualità della vita. Purtroppo le uniche vere norme attualmente vigenti provengono, come visto, dall’Unione Europea per effetto dell’emanazione delle norme EN che hanno valore di cogenza in tutti gli stati membri.

Grandezza	Categoria A		Categoria B		Categoria C	
	Condizione	PD(%)	Condizione	PD(%)	Condizione	PD(%)
PMV	-0,20 ÷ 0,20	≤ 6	-0,50 ÷ 0,50	≤10	-0,70 ÷ 0,70	≤15
$t_{a,1.1}-t_{a,0.1}$	<2°C	≤ 3	<3°C	≤5	<4°C	≤10
$\Delta t_{pr,0.6}h$	<10°C	≤5	<10°C	≤5	<13°C	≤10
$\Delta t_{pr,0.6}v$	<5°C	≤5	<5°C	≤5	<7°C	≤10
v_a	DR<10	≤10	DR<20	≤10	DR<15	≤30
t_p	19 ÷ 29°C	≤10	19 ÷ 29°C	≤10	17 ÷ 31 °C	≤15

Comfort globale			Discomfort localizzato						
Categoria	Percentuale Prevista di Insoddisfatti PPD %	Voto Medio Previsto PMV	Insoddisfatti da corrente d'aria	Insoddisfatti da differenza verticale della temperatura	Insoddisfatti da temperatura del pavimento	Insoddisfatti da asimmetrie radiante			
			DR % DR*	% ΔT (°C)	% T_p (°C)	% ΔT_{pr} (°C)**			
A	< 6	-0.2 + 0.2	< 10	< 3	< 2	< 10	19 - 29	< 5	-
B	< 10	-0.5 + 0.5	< 20	< 5	< 3	< 10	19 - 29	< 5	-
C	< 15	-0.7 + 0.7	< 30	< 10	< 4	< 15	17 - 31	< 10	-

* variabile a seconda della velocità media dell'aria e dell'intensità di turbolenza
 ** variabile a seconda del tipo di superficie (soffitto caldo, parete fredda, soffitto freddo, parete calda) (v. tab. 1.8)

Tabella 21: ISO DIS 7730 - valori massimi ammissibili per i fattori di discomfort globale e locale

A livello internazionale si hanno diversi enti che emanano norme aggiornate in materia di impiantistica, controllo del benessere e della qualità dell’aria. Fra questi si cita l’ASHRAE, già incontrato più volte nel corso della precedente trattazione, che fornisce un servizio continuo e fondamentale in tutti i settori del riscaldamento, condizionamento, ventilazione dell’aria. Importante è l’ASHRAE STANDARD 55-1981 “*Thermal Environmental conditions for Human Occupancy*” che reca indicazioni sui requisiti del microclima per il benessere termico delle persone: in questa norma si definisce, come condizioni ambientali accettabili per il benessere, quelle che si prevede possano essere dichiarate tali da almeno l’80% degli individui.

4.1.1 L’ASHRAE STANDARD 55-1992

La norma ASHRAE Standard 55-1992 (e l’addendum 55° del 1994) sul benessere termico si basa sull’indice ET*, nuova temperatura effettiva messa a punto da P. Gagge (1971), e di cui si è precedentemente discusso: per attività leggera (tipica in abitazioni e in uffici) con valore ≤1,2 MET e velocità dell’aria ≤0,15 m/s, è stato messo a punto il diagramma di figura 10 che fornisce le indicazioni di temperatura operante e umidità relativa accettabili in estate e in inverno. Le rette inclinate, che delimitano le zone tratteggiate per l’inverno e per l’estate, sono rette a ET* costante e, cioè, a sensazione termica di benessere costante.

Il diagramma è stato tracciato considerando un valore di resistenza dell’abbigliamento di 0,9 Clo per il periodo invernale e 0,5 Clo per l’estate. La normativa ASHRAE recepisce l’indice ET*, fissando, per attività leggera principalmente sedentaria (MET ≤70 W/m²), le condizioni di comfort: in inverno, con I_{cl}=0,9 Clo, ET* è compreso fra 20 e 23,5 °C; in estate con I_{cl}=0,5 Clo, ET* è compreso tra 23 e 26 °C.

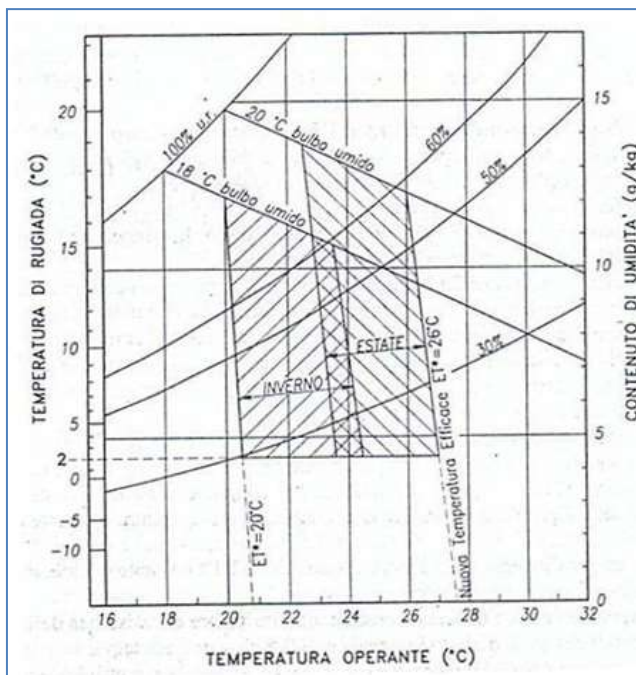


Figura 47 ASHRAE: nuovo diagramma del benessere

Nel diagramma la zona invernale è delimitata superiormente dalla isoterma di bulbo umido di 18 °C, mentre quella estiva dalla isoterma di bulbo umido di 20 °C. Entrambe le zone sono poi delimitate inferiormente dalla retta corrispondente ad una temperatura di rugiada di 2 °C. Le aree tratteggiate individuano coppie di valori di temperatura ed umidità relativa per le quali si ha soltanto un 10% di insoddisfatti. Si può osservare come l’umidità relativa possa variare dal 30 al 60% senza apprezzabili differenze di comfort.

Occorre però tener conto che valori di umidità relativi inferiori al 30% favoriscono la formazione di polvere e conseguente irritazione delle prime vie respiratorie; bassi valori di umidità determinano anche facilità di creazione e accumulo di cariche elettrostatiche ecco perché l’ASHRAE raccomanda che la temperatura di rugiada negli ambienti non scenda sotto i 2°C. Valori elevati di umidità possono invece portare a formazione di condensa sulle superfici, (pareti e serramenti), favorendo la crescita di muffe, con possibili ripercussioni sulla salute degli occupanti.

I valori ottimali di temperatura operante ed il campo di valori in cui questa può variare, perché la percentuale di insoddisfatti non superi il 10%, sono riportati nella Tabella 22.

Stagione	I_{cl}	T_o ottimale	Campo di possibile variazione della temperatura operante per un 10% di insoddisfatti
Inverno	0,9	22 °C	20-23,5°C
Estate	0,5	24,5 °C	23-26°C

Tabella 22 ASHRAE 55-1992: valori ottimali della temperatura operante

4.2 LA NORMATIVA SULLA QUALITÀ DELL’ARIA AMBIENTE

I metodi comunemente usati per il controllo della qualità dell’aria, all’interno degli spazi climatizzati, nei riguardi delle sorgenti interne di contaminazione, sono:

- il controllo alla sorgente: che comprende i vari metodi o tecniche intese a minimizzare lo sviluppo d’inquinanti o a limitarne la dispersione nello spazio occupato. Si passa dall’uso di cappe nelle cucine ai vari sistemi di Tabella 22 aspirazione dell’aria nei servizi igienici;

- il controllo per diluizione: che è il metodo più comune negli ambienti civili e si realizza mediante il ricambio dell'aria ambiente con aria esterna di rinnovo. Tale ricambio può essere naturale, per infiltrazione, oppure meccanico. L'applicazione di tale soluzione presuppone ovviamente che la qualità dell'aria esterna sia adeguata allo scopo;
- il controllo per rimozione: che presuppone l'uso di impianti di depurazione dell'aria ambiente, in grado di rimuovere con efficienza adeguata alcuni particolari agenti inquinanti. Si tratta usualmente di filtri meccanici o elettrostatici per i contaminanti di tipo particellare, o filtri ad assorbimento oppure lavatori per i contaminanti in forma di gas o vapore. Tali apparecchi possono essere inseriti direttamente in ambiente oppure nei sistemi di trattamento dell'aria a ricircolazione meccanica.

La tecnica più semplice da realizzare, tra quelle appena viste, è indubbiamente quella per diluizione, anche se va rilevato subito che è quello più gravoso dal punto di vista energetico per gli impianti di climatizzazione. In generale, nelle normative³⁰ vengono indicati i valori minimi di portata d'aria esterna per permettere un'adeguata diluizione degli inquinanti all'interno degli ambienti. Inoltre, il ricambio deve assicurare una sufficiente ventilazione per asportare anche l'umidità eccessiva e a fornire ossigeno anche per eventuali camini o stufe. Tali portate d'aria possono essere calcolate fissando opportuni valori di soglia per le concentrazioni ammissibili dei contaminanti, inoltre, bisogna tenere presente che l'inquinamento dell'ambiente dovuto alla sola presenza di persone ha un peso rilevante. È, quindi, importante, nei casi dove si prevede un più intenso affollamento di gente, che le necessità di ricambio d'aria siano valutate in rapporto alle persone presenti previste. In ultimo, si fa presente che la ventilazione più efficace, salubre e anche più economica è quella naturale, che si ottiene semplicemente aprendo periodicamente le finestre. Ciò va effettuato possibilmente aprendo queste ultime interamente e non solo dischiuse, per velocizzare l'operazione, risparmiando così energia per la climatizzazione.

4.2.1 L'ASHRAE 62.1-2007

La norma di sicuro riferimento per la determinazione dei quantitativi di aria esterna da introdurre negli ambienti al fine di raggiungere un buon livello di qualità dell'aria, è la norma ASHRAE Standard 62.1-2007 *Ventilation for acceptable indoor air quality*, che, nella sua ultima revisione, è stata pubblicata nel maggio 2007. Trattasi dell'ultima revisione di uno standard che vide la luce nel lontano 1973 e che negli ultimi anni ha avuto continui adeguamenti man mano che le ricerche si arricchivano di nuovi dati e sperimentazioni. Per questo motivo è stato deciso che questo Standard sia continuamente aggiornato con degli addendum, i quali vengono via via inseriti nell'edizioni successive, pubblicate ogni due anni.

La norma si propone di fissare una portata di ventilazione minima ed il livello di qualità dell'aria interna che possa essere accettabile dalle persone e che renda minimi i potenziali danni per la salute. La norma si applica a tutti gli ambienti interni occupati da essere umani, ad eccezione di quelli per i quali esistono altre norme più restrittive. Sono, comunque, inclusi nello scopo della norma le cucine e i bagni delle civili abitazioni, nonché le piscine.

La norma non si preoccupa del comfort termoigrometrico, bensì soltanto dei contaminanti chimici, fisici e biologici che possono influire sulla qualità dell'aria. La norma riporta diverse definizioni connesse con la ventilazione, fra queste:

- acceptable indoor air quality, aria dell'ambiente confinato nella quale non siano presenti contaminanti noti in concentrazioni dannose, secondo quanto stabilito dalle autorità

³⁰ Vedere i prossimi paragrafi per una dettagliata descrizione delle normative più importanti a riguardo.

competenti e per la quale la sostanziale maggioranza degli occupanti (80% o più) non esprime insoddisfazione;

- air-cleaning system, sistema o combinazione di sistemi impiegati per ridurre la concentrazione dei contaminanti contenuti nell'aria, quali i microrganismi, polveri, fumi, particelle respirabili e altre particolari sostanze, gas, vapori, ecc.;
- air conditioning, processo di trattamento dell'aria per soddisfare le esigenze di uno spazio condizionato, controllando la temperatura, l'umidità, la pulizia e la distribuzione dell'aria;
- breathing zone, spazio compreso fra due piani orizzontali a 75 e 1800 mm dal pavimento e due piani verticali posti a 600 mm dalle pareti che determinano lo spazio condizionato.

Qualità dell'aria esterna

La qualità dell'aria esterna dovrebbe essere conosciuta prima di procedere al progetto di un impianto di ventilazione. Nel caso di dubbi occorrerebbe effettuare un sondaggio sul sito ove è o sarà situato l'edificio che dovrà essere ventilato, così da appurare l'eventuale presenza di contaminanti. Negli Stati Uniti la qualità standard dell'aria esterna, definita dall'*Environmental Protection Agency*, è riportata nella tabella 11, dove sono evidenziate le concentrazioni massime ammissibili di contaminanti, per permanenze di lungo e di breve periodo: i valori riportati in tabella vengono assunti anche dalla italiana norma UNI-10339 che, nell'appendice B, prospetto IX, fornisce per l'appunto i parametri relativi ai principali contaminanti dell'aria esterna al fine di pervenire ad una valutazione della qualità dell'aria stessa.

Naturalmente le prese d'aria esterne devono essere ubicate in posizioni tali da evitare che vi possano essere contaminazioni; la norma indica le distanze minime che devono essere mantenute fra la presa dell'aria esterna e le sorgenti di possibili contaminanti. La norma si preoccupa anche dei possibili trascinalamenti di acqua piovana nelle prese di aria esterna, e pertanto fissa dei quantitativi minimi ammissibili, che devono essere determinati con appositi test.

National Primary Ambient-Air Quality Standards for Outdoor Air as Set by the U.S. Environmental Protection Agency (Reference 19)						
Contaminant	Long Term			Short Term		
	Concentration Averaging		Concentration Averaging	Concentration Averaging		
	$\mu\text{g}/\text{m}^3$	ppm		$\mu\text{g}/\text{m}^3$	ppm	
Sulfur dioxide	80	0.03	1 year	365 ^a	0.14 ^a	24 hours
Particles (PM 10)	50 ^b	—	1 year	150 ^a	—	24 hours
Carbon monoxide				40,000 ^a	35 ^a	1 hour
Carbon monoxide				10,000 ^a	9 ^a	8 hours
Oxidants (ozone)				235 ^c	0.12 ^c	1 hour
Nitrogen dioxide	100	0.055	1 year			
Lead	1.5	—	3 months ^d			

^a Not to be exceeded more than once per year.
^b Arithmetic mean.
^c Standard is attained when expected number of days per calendar year with maximal hourly average concentrations above 0.12 ppm (235 $\mu\text{g}/\text{m}^3$) is equal to or less than 1, as determined by Appendix H to subchapter C, 40 CFR 50.
^d Three-month period is a calendar quarter.

Tabella 23: Parametri di qualità accettabile dell'aria esterna

Nel caso possa esservi trascinarsi di acqua nell'aria presa all'esterno, occorrerà prevedere separatori di gocce e scarico dell'acqua che può accumularsi al fondo del canale. E' anche indicato un limite di velocità pari a 2,5 m/s sulla presa esterna dell'aria.

La norma indica due procedure per ottenere un'accettabile qualità dell'aria interna:

- Ventilation Rate Procedure (di tipo prescrittivo), secondo la quale un'accettabile qualità dell'aria è raggiunta con un'immissione di portate di aria esterna determinate in funzione della tipologia degli ambienti, dell'attività svolta, del livello di occupazione e della superficie del locale;
- Indoor Air Quality Procedure (di tipo prestazionale), secondo la quale un'accettabile qualità dell'aria ambiente è ottenibile con una portata d'aria esterna calcolata in funzione della concentrazione limite di inquinanti.

Lo standard si propone di fissare la portata d'aria esterna occorrente per raggiungere un buon livello per la qualità dell'aria interna, valutando aspetti come la qualità dell'aria esterna, il lay-out degli spazi ventilati, la tipologia del sistema di ventilazione, le modalità secondo le quali è fatta la manutenzione e la conduzione dell'impianto, la presenza di sorgenti interne di inquinanti e la loro pericolosità: l'aria interna non dovrebbe contenere contaminanti in concentrazioni superiori a quelle note che possono creare danno alla salute o malessere per le persone.

4.2.2 INDOOR AIR QUALITY PROCEDURE

Questa procedura, per la determinazione della quantità dell'aria esterna da introdurre negli spazi condizionati, a differenza di quanto si è visto per la procedura prescrittiva che fissa d'autorità la portata di aria esterna, provvede a calcolare tale portata conoscendo i valori limite di concentrazione che permettono di ottenere adeguati livelli di qualità dell'aria interna. Le valutazioni sono di due tipi, una quantitativa ed una soggettiva. Quella quantitativa fissa la portata di aria esterna in funzione della massima concentrazione ammissibile del contaminante in esame presente nell'aria interna.

Lo standard riporta in alcune tabelle, i valori di tali concentrazioni ammesse negli Stati Uniti. Alla valutazione soggettiva ci si affida quando, non potendo attribuire a ben individuati contaminanti il disagio che si avverte in alcuni ambienti (cattivi odori, fenomeni di irritazione degli occhi, del naso e della gola), occorre fissare i ricambi d'aria affidandosi ad osservazioni imparziali che, per lo meno in una percentuale non inferiore all'80%, esprimano le loro sensazioni entro un tempo di 15 secondi dal loro ingresso (fatto individualmente) nell'ambiente in esame.

Si tenga però presente che questo procedimento non può dare alcune indicazioni circa gli inquinanti senza odore: monossido di carbonio, radon, ecc.

4.2.3 UNI-10339: 1995

La norma UNI 10339-95, che ha per oggetto: *Impianti aeraulici a fini di benessere. Generalità classificazione e requisiti. Regole per la richiesta d'offerta, l'offerta, l'ordine, la fornitura*, fra le altre cose fissa le portate di aria esterna di rinnovo e di estrazione da adottare per diverse tipologie edilizie; prescrive i requisiti della filtrazione, fissa i valori di velocità dell'aria in ambiente, ma non prende in considerazione l'efficienza del sistema di distribuzione.

Tale norma, che è in vigore dal 1995 ed ha meritoriamente contribuito a fissare in Italia i dati di riferimento e di funzionamento per il progetto degli impianti di climatizzazione, è oggi superata e non più in linea con quanto pubblicato nella normativa europea ed internazionale: ci si riferisce a varie norme comunitarie e alla norma ASHRAE Standard 62.1-2007.

Portate di aria esterna e di estrazione

Le portate di aria esterna e di estrazione da adottare per le diverse tipologie edilizie sono contenute nella tabella³¹ 15:

- le portate di aria esterna V_{AE} sono riferite alle condizioni normali di 15 °C, 101,325 kPa, aria secca;
- la conversione da portate volumetriche asportate massiche si effettua facendo riferimento ad una massa volumica pari 1,225 kg/m³;
- le condizioni indicate si riferiscono ad impianti a regime ed è, pertanto, consigliata la riduzione delle portate di aria esterna ed eventualmente il funzionamento dell'impianto precedente alla utilizzazione dei locali;
- il progettista deve verificare la congruenza dei valori esposti con il rispetto dei valori imposti da leggi, norma e regolamenti, anche applicati in base a disposizioni locali. In assenza di informazioni certe, si adottano gli affollamenti desumibili dalla Tabella 24;
- l'indicazione "estrazione" indica che le portate di aria esterna, immesse negli ambienti di stazionamento, devono essere estratte, nelle quantità necessarie, preferibilmente attraverso i locali indicati che devono, quindi, essere mantenuti in depressione.

Nei locali di pubblico spettacolo o di riunione la portata effettiva di aria esterna V_{AE} è determinata, in funzione del rapporto tra il volume V e l'affollamento n , con la procedura seguente:

- per $V/n \leq 15$, vale $V_{AEe} = V_{AE}$;
- per $V/n \geq 45$, si applica il metodo A;
- per $15 \leq V/n \leq 45$ si applica il metodo B.

I metodi A e B sono riportati nel punto 9.1.1.1 della norma cui si fa riferimento: nella figura 11 è riportata la rappresentazione grafica dei metodi.

Locali di pubblico interesse e di riunione

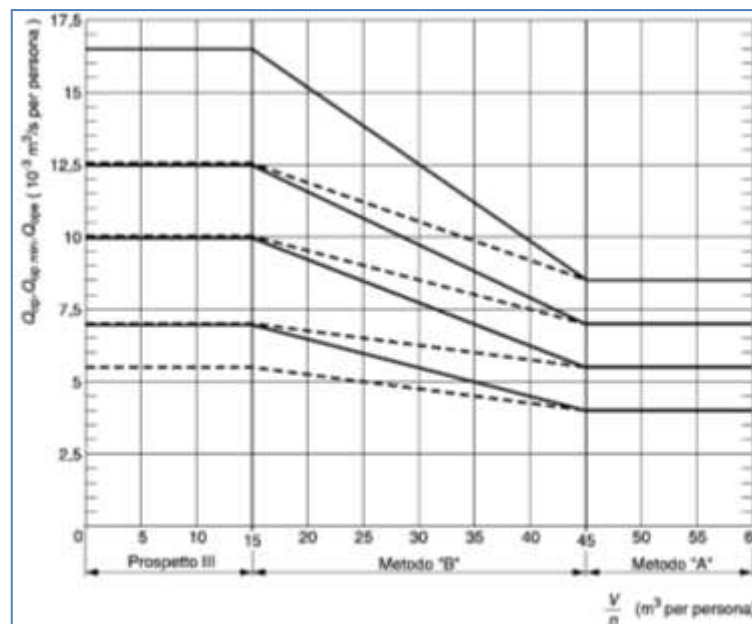


Figura 48 Andamento delle portate di aria esterna in funzione del rapporto V/n per locali di riunione

³¹ Per economia di spazio si riportano solo stralci: riferirsi alla norma per una completa visione.

Filtrazione dell'aria

Per quel che riguarda la filtrazione dell'aria, riferirsi alle indicazioni fornite nel paragrafo seguente. Il prospetto VI della norma riporta, per le varie categorie di edifici, le classi e l'efficienza di filtrazione che i filtri devono avere.

<i>(seguito del prospetto)</i>			
Categorie di edifici	Portata di aria esterna o di estrazione		Note
	Q_{op} (10^{-3} m ³ /s per persona)	Q_{es} (10^{-3} m ³ /s m ²)	
EDIFICI ADIBITI AD ATTIVITÀ SPORTIVA			
PISCINE, SAUNE E ASSIMILABILI			
- piscine (sala vasca)	-	2,5	C
• spogliatoi/servizi		estrazioni	A
- saune	-	2,5	C
PALESTRE E ASSIMILABILI			
- palazzetti sportivi	6,5*	-	-
- bowling	10	-	-
- palestre			
• campi gioco	16,5*	-	-
• zone spettatori	6,5*	-	-
- altri locali			
• spogliatoi/servizi atleti		estrazioni	A
• servizi pubblico		estrazioni	A
EDIFICI ADIBITI AD ATTIVITÀ SCOLASTICHE E ASSIMILABILI			
- asili nido e scuole materne	4	-	-
- aule scuole elementari	5	-	-
- aule scuole medie inferiori	6	-	-
- aule scuole medie superiori	7	-	-
- aule universitarie	7	-	-
• transiti, corridoi	-	-	-
• servizi		estrazioni	A
- altri locali:			
• biblioteche, sale lettura	6	-	-
• aule musica e lingue	7	-	-
• laboratori	7	-	-
• sale insegnanti	6	-	-
* Salvo le indicazioni di cui in 9.1.1.1.			
** Per gli ambienti di questa categoria non è ammesso utilizzare aria di ricircolo.			
Note : A - Ricambio richiesto nei servizi igienici:			
- edifici adibiti a residenza e assimilabili 0,0011 vol/s (4 vol/h);			
- altre categorie in tabella 0,0022 vol/s (8 vol/h),			
il volume è quello relativo ai bagni (antibagni esclusi).			
B - Verificare i regolamenti locali.			
C - Valori più elevati possono essere richiesti per il controllo dell'umidità.			
D - Per questi ambienti le portate d'aria devono essere stabilite in relazione alle prescrizioni vigenti ed alle specifiche esigenze delle singole applicazioni.			

Tabella 24 UNI-10339 - estratto dal prospetto III, portate di aria esterna e di estrazione in edifici ad uso civili

Movimento dell'aria

Una buona distribuzione dell'aria immessa deve garantire che essa si misceli convenientemente con l'aria ambiente in tutto il volume convenzionale occupato. La velocità dell'aria nel volume convenzionale occupato, deve rispettare i valori riportati nella Tabella 25 a meno di esplicite e motivate richieste o riserve. Nei locali occupati possono essere installate griglie di estrazione o di ripresa purché la loro ubicazione sia la più lontana possibile dai luoghi di normale permanenza delle persone. In questi casi è tollerata una velocità massima di 0,30 m/s in corrispondenza della superficie luogo dei punti distanti 0,60 m dal perimetro della griglia. Deve, comunque essere verificata la compatibilità tra la velocità frontale della griglia e le condizioni accettabili di rumorosità dell'ambiente considerato. La velocità dell'aria deve essere messa in relazione alle condizioni termoigrometriche di progetto, all'abbigliamento e all'attività fisica dei presenti in modo tale da soddisfare i criteri per la valutazione del comfort.

Categorie di edifici	Velocità dell'aria, v, m/s	
	riscaldamento	raffrescamento
EDIFICI ADIBITI A RESIDENZA E ASSIMILABILI: - abitazioni civili, collegi, luoghi di ricovero, case di pena, caserme, conventi, alberghi, pensioni	da 0,05 a 0,15	da 0,05 a 0,20
EDIFICI PER UFFICI E ASSIMILABILI: - uffici in genere, locali riunione, centri elaborazione dati	da 0,05 a 0,15	da 0,05 a 0,20
OSPEDALI, CLINICHE, CASE DI CURA E ASSIMILABILI: - degenze, corsie, camere sterili ed infettive, visita medica, soggiorni - maternità, anestesia, radiazioni, prematuri, sale operatorie - terapie fisiche	da 0,05 a 0,10 da 0,05 a 0,10 da 0,10 a 0,20	da 0,05 a 0,15 da 0,05 a 0,15 da 0,15 a 0,25
EDIFICI ADIBITI AD ATTIVITÀ RICREATIVE, ASSOCIATIVE DI CULTO: - cinematografi, teatri, sale congressi - musei, biblioteche - luoghi di culto - bar, ristoranti - sale da ballo - cucine ristoranti	da 0,05 a 0,15 da 0,05 a 0,15 da 0,10 a 0,20 da 0,10 a 0,15 da 0,15 a 0,25 da 0,15 a 0,30	da 0,05 a 0,20 da 0,05 a 0,20 da 0,10 a 0,20 da 0,10 a 0,20 da 0,15 a 0,25 da 0,20 a 0,40
ATTIVITÀ COMMERCIALI E ASSIMILABILI: - grandi magazzini, negozi in genere, zona pubblico banche - quartieri fieristici	da 0,05 a 0,15 da 0,10 a 0,20	da 0,05 a 0,20 da 0,10 a 0,20
EDIFICI ADIBITI AD ATTIVITÀ SPORTIVA: - piscine, saune e assimilabili - palestre e assimilabili	≤ 0,10 da 0,15 a 0,25	≤ 0,10 da 0,15 a 0,25
EDIFICI ADIBITI AD ATTIVITÀ SCOLASTICHE: - scuole materne e elementari - aule di istituti medie superiori - altri locali	≤ 0,10 da 0,05 a 0,15 da 0,05 a 0,15	≤ 0,10 da 0,05 a 0,20 da 0,05 a 0,20

Tabella 25 Velocità dell'aria nel volume convenzionale occupato.

4.3 FILTRAZIONE DELL'ARIA

I *filtri* sono uno degli elementi che consentono di realizzare un ambiente a contaminazione controllata. La ricerca medica ha dimostrato che le particelle disperse nell'aria e che possono raggiungere i polmoni sono quelle di dimensioni di 0,3 micron, mentre quelle di dimensioni maggiori si fermano nelle vie aeree superiori.

Di fondamentale importanza nella scelta di un filtro è il grado di pulizia dell'aria che si vuole ottenere; da ciò dipende la scelta del grado di efficienza del filtro.

Le norme di riferimento sono le seguenti:

- ASHRAE Std. 52.1.1992;
- UNI 7832/7833;
- UNI 10339;
- EUROVENT 4/5 - 4/9;
- UNI EN 779, EN 1822.

Nel seguito viene riportata la Tabella 26 riepilogativa della classificazione dei filtri secondo le prestazioni, come descritto nella norma Europea *UNI EN 779*³², che descrive i requisiti che i filtri d'aria devono possedere, i metodi e l'impianto di prova per la misura delle prestazioni: essa si applica ai filtri che posseggono un'efficienza iniziale minore del 98%, in riferimento a particelle di 0,4 micron. Si riporta pure in Tabella 26 la classificazione secondo la *EN 1822* relativa ai filtri assoluti (HEPA ed ULPA), ed il confronto con le categorie di filtri secondo la *EUROVENT 4/5 - 4/9*). *HEPA* è l'acronimo di "High Efficiency Particulate Air" ed indica filtri ad alta efficienza ai quali la norma UNI-10339 assegna una classe da 10 a 14; *ULPA* è invece l'acronimo di "Ultra Low Penetration Air" ed indica filtri ancor più efficaci di quelli considerati dalla UNI-10339, ai quali è assegnabile una classe di merito da 15 a 17

Classificazione UNI EN 779		
Classe	Arrestanza media	Efficienza media
G1	$A_m < 65$	-
G2	$65 \leq A_m < 80$	-
G3	$80 \leq A_m < 90$	-
G4	$90 \leq A_m$	-
F5	-	$40 \leq E_m < 60$
F6	-	$60 \leq E_m < 80$
F7	-	$80 \leq E_m < 90$
F8	-	$90 \leq E_m < 95$
F9	-	$95 \leq E_m$

A_m - Arrestanza media riferita al metodo Ponderale/Gravimetrico
E_m - Efficienza media riferita al metodo Colorimetrico/Opacimetrico

Tabella 26 UNI EN 779

TIPO FILTRO	EN 779	ARRESTANZA (%)	EUROVENT 4/5
PREFILTRI	G 1	60 , 65	EU 1
	G 2	70 , 80	EU 2
	G 3	80 , 85	EU 3
	G 4	85 , 95	EU 4
FILTRI INTERMEDI	F 5	EFFIC. COLOR. (%) 50 , 55	EU 5
	F 6	60 , 65	EU 6
	F 7	80 , 85	EU 7
	F 8	90 , 95	EU 8
	F 9	> 95	EU 9
FILTRI ASSOLUTI HEPA E ULPA	EN 1822	EFFIC. SU PART. DA 0,3m m(%)	EUROVENT 4/4
	H 10	> 95	EU 10

³² Ultima revisione, Novembre 2002

	H 11	> 98	EU 11
	H 12	> 99,99	EU 12
	H 13	> 99,997	EU 13
	H 14	> 99,999	EU 14
		<i>EFFIC. SU PART. DA 0,12 m m (%)</i>	
	U 15	>99,9995	
	U 16	>99,99995	
	U 17	>99,999995	



Tabella 27 EN 779, EN 1822, EUROVENT

I metodi di filtrazione dell’aria comprendono svariati sistemi tra i quali: separatori inerziali, precipitatori elettrostatici, filtri fibrosi, ecc., tra i quali i più utilizzati sono senza dubbio i filtri fibrosi. A questa categoria appartengono sia i filtri impegnati nei normali impianti di condizionamento, sia i filtri HEPA/ULPA impegnati per la depurazione spinta dell’aria nell’industria ospedaliera, farmaceutica ed elettronica.

I filtri sono caratterizzati dai seguenti parametri:

- efficienza: misura la capacità del filtro a rimuovere le particelle della corrente d’aria che l’attraversa. Si esprime in percentuale e rappresenta un indice della qualità del filtro;
- perdita di carico: rappresenta la caduta di pressione quando una determinata portata attraversa il filtro; viene espressa in Pascal. Per una buona caratterizzazione del filtro è necessario conoscere la sua variazione in funzione del grado di intasamento;
- capacità di contenimento: definisce la quantità di polvere di determinata granulometria che un filtro può trattenere quando funziona con una determinata portata e con una determinata perdita di carico, o comunque prima che la sua capacità di arrestare le particelle sia seriamente compromessa;

Il funzionamento dei filtri fibrosi dipende da vari fenomeni che a loro volta sono influenzati dalla velocità di attraversamento, dal diametro delle particelle, dal diametro e dalla densità delle fibre.

I fenomeni che intervengono sono:

- inerzia: le particelle abbastanza grandi e con una certa massa hanno un’inerzia sufficiente per abbandonare il flusso d’aria e colpire la fibra, mentre l’aria le gira attorno;
- intercettazione: quando una particella colpisce una fibra e tenta di aggirarla, ad esempio tangenzialmente, verrà catturata e trattenuta;
- diffusione: le piccole particelle si muovono casualmente, perché sono continuamente bombardate dalle altre particelle e dalle molecole d’aria in cui sono sospese. Questo movimento casuale, fa in modo che le particelle arrivino prima in prossimità delle fibre e vengano catturate.

E' stato dimostrato³³, che il 99,9% di tutti i batteri presenti in un ospedale, possono essere rimossi dall'utilizzo di filtri aventi un'efficienza compresa tra il 90 ed il 95% (ASHRAE Standard 52.1), in seguito al fatto che essi tendono a formare degli aggregati aventi dimensioni più grandi di 1 µg: i microorganismi infatti sono trasportati dall'aria dalle UFC, (*colony forming unit*, particelle formanti colonia), e queste hanno dimensioni superiori ai batteri aerotrasportati. I filtri assoluti hanno nei loro confronti un potere di arresto pressoché totale, e vengono considerati dei veri e propri mezzi sterilizzanti. In effetti, neanche con gli strumenti più perfezionati è stato possibile dimostrare che aria appena filtrata su filtri HEPA presentasse carica batterica. La loro azione è nettamente superiore ai classici dispositivi utilizzati quali le lampade UV, in quanto la loro efficienza aumenta con l'intasamento e, quindi con il tempo di utilizzo, ed il loro costo energetico e di installazione è decisamente più competitivo.

L'uso dell'ambiente da parte dei pazienti e del personale, specie la movimentazione dei tessuti (abiti, telini, coperte, ecc.) comporta un aumento del conto batterico aerodisperso; l'uomo perde inoltre scaglie di pelle, di dimensioni sino a 160 µg/m³: anche su questo particolato, (definibile "carrier"), i microorganismi si adsorbono attraverso meccanismi di carica elettrostatica ed organizzano colonie, che possono contaminare gli stessi apparati e condotti di condizionamento quando non ben mantenuti, e che debbono preventivamente essere rimossi con la filtrazione. Nella tabella 19 è riportato il grado di dispersione di batteri aero-dispersi, in seguito ad una delle più comuni operazioni quotidiane: il rifacimento del letto³⁴.

La normativa stabilisce il livello di filtrazione necessario in funzione dell'impossibilità, attraverso il solo movimento e ricambio d'aria, di ottenere l'eliminazione dell'inquinamento da particelle e microorganismi. La norma UNI-10339, relativamente all'efficienza di filtrazione, riporta il prospetto di Tabella 28 (per i metodi di prova si vedano le UNI-7832, UNI-7833).

Item	Count per Cubic Metre	
	Inside Patient Room	Hallway near Patient Room
Background	1200	1060
During bedmaking	4940	2260
10 min after	2120	1470
30 min after	1270	950
Background	560	
Normal bedmaking	3520	
Vigorous bedmaking	6070	

Source: Greene et al. (1960).

Tabella 28 Conto batterico in ospedale dovuto al rifacimento dei letti

La norma stabilisce che "ogni filtro avente un dato livello di filtrazione deve essere preceduto da un filtro avente efficienza compresa nella categoria precedente. Si possono verificare dunque tre casi: M, M+A, M+A+AS.

Particolare cura deve essere posta nell'individuare la posizione dei filtri sul circuito aeraulico, che deve essere tale da non compromettere la qualità dell'aria raggiunta con eventuali sorgenti di polvere a valle dei filtri. In funzione della qualità dell'aria esterna e ricircolata, nonché delle caratteristiche dell'UTA possono essere differenziati i trattamenti di filtrazione dell'aria esterna e dell'aria ricircolata."

³³ Isoard et al.(1980) and Luciano(1984), ASHRAE Handbook, Cap. 7, 2007

³⁴ ASHRAE Handbook, Cap. 7, *Health Care Facilities*, 2007.

Classe	Efficienza del filtro E	Campo di efficienza %	Metodo di prova
1	M	$E < 65$	ponderale
2	M	$65 \leq E < 80$	ponderale
3	M	$80 \leq E < 90$	ponderale
4	M	$90 \leq E$	ponderale
5	A	$40 \leq E < 60$	atmosferico
6	A	$60 \leq E < 80$	atmosferico
7	A	$80 \leq E < 90$	atmosferico
8	A	$90 \leq E < 95$	atmosferico
9	A	$95 \leq E$	atmosferico
10	AS	$95 \leq E < 99,9$	fiamma sodio
11	AS	$99,9 \leq E < 99,97$	fiamma sodio
12	AS	$99,97 \leq E < 99,99$	fiamma sodio
13	AS	$99,99 \leq E < 99,999$	fiamma sodio
14	AS	$99,999 \leq E$	fiamma sodio

M = media efficienza
 A = alta efficienza
 AS = altissima efficienza e filtri assoluti

Tabella 29 UNI-10339 Classificazione dei filtri

Nella Tabella 30 si riporta il prospetto della norma UNI-10339 relativo alle classi di filtri e all'efficienza di filtrazione richieste per ospedali, cliniche, case di cura e assimilabili. L'ASHRAE³⁵ relativamente all'efficienza di filtrazione di impianti HVAC negli ospedali riporta la Tabella 31³⁶: quando in tabella sono indicati due filtri, il primo deve essere posizionato a monte del sistema di condizionamento dell'aria, mentre il secondo a valle del ventilatore. Estrema importanza riveste il dispositivo di alloggiamento dei filtri soprattutto se HEPA/ULPA, in quanto penetrazioni di aria non filtrata, o filtrata con efficienza minore, causano la perdita di sterilità della medesima e una maggior difficoltà nel raggiungimento della classe di contaminazione ambiente. Per questo è fondamentale che sui dispositivi costituiti dai filtri e dai relativi alloggiamenti vengano effettuate delle prove di tenuta³⁷: con queste prove si evidenziano anche eventuali danneggiamenti occorsi ai filtri durante il trasporto o il montaggio.

Classificazione degli edifici per categorie	Classe ** di filtri		Efficienza di filtrazione**
	min.	max.	
OSPEDALI, CLINICHE, CASE DI CURA E ASSIMILABILI			
• degenze (2-3 letti)	6	8	M + A
• corsie	6	8	M + A
• camere sterili e infettivi	10	11	M + A + AS
• maternità, anestesia, radiazioni	10	11	M + A + AS
• prematuri, sale operatorie	11	12	M + A + AS
• visita medica	6	8	M + A
• soggiorni, terapie fisiche	6	8	M + A

* Da adottare per efficienze sino a 4.
 ** Per la definizione dei simboli vedere prospetto V.

Tabella 30 Classi di filtri e efficienza di filtrazione richieste per ospedali

³⁵ ASHRAE Handbook, Cap. 7, *Health Care Facilities*, 2007

³⁶ I valori di efficienza dei filtri riportati in tabella 17 fanno riferimento tutti a ASHRAE Standard 52.2-1999

³⁷ DOP *leak test* o similari.

Minimum Number of Filter Beds	Area Designation	Filter Efficiencies, MERV ^a	
		No. 1	No. 2
2	Orthopedic operating room	8	17 ^b
	Bone marrow transplant operating room		
	Organ transplant operating room		
2	General procedure operating rooms	8	14
	Delivery rooms		
	Nurseries		
	Intensive care units		
	Patient care rooms		
	Treatment rooms		
	Diagnostic and related areas		
1	Laboratories	13	
	Sterile storage		
1	Food preparation areas	8	
	Laundries		
	Administrative areas		
	Bulk storage		
	Soiled holding areas		

^aMERV = Minimum Efficiency Reporting Value based on ASHRAE Standard 52.2-1999
^bHEPA filters at air outlets.

Tabella 31 Efficienza di filtrazione secondo ASHRAE (Handbook, Cap. 7, 1997)

Essendo i filtri HEPA/ULPA abbastanza costosi e delicati è importante, per avere una loro vita sufficientemente lunga, proteggerli con filtri di minore efficienza. Un corretto sistema di filtrazione comprenderà, quindi, filtri a bassa e media efficienza e solo come filtro finale il filtro ad alta o altissima efficienza. Il filtro finale deve essere installato il più vicino possibile al punto di immissione nell'ambiente controllato, per limitare il rischio di ricontaminazione dell'aria nei condotti interposti.

Al variare del grado di intasamento dei filtri, in particolare quelli assoluti del terzo stadio, può corrispondere una riduzione della portata di aria immessa; perché ciò non accada è necessario prevedere regolatori di portata³⁸ o serrande che compensino le perdite variabili dei filtri.

L'ASHRAE raccomanda la necessità di installare un manometro per misurare il calo di pressione attraverso il filtro, e di prevedere cicli prestabiliti di controllo per monitorare lo stato dei filtri mediante operazioni condotte da personale altamente specializzato, onde evitare possibili contaminazioni. Inoltre tutti i filtri devono essere muniti di targhette che consentano l'immediata individuazione delle loro caratteristiche.

Si ricorda inoltre la necessità di mantenere i filtri asciutti, pena la possibilità di sviluppo di colonie batteriche: i filtri a tal proposito non devono essere attraversati da aria con una umidità maggiore dell'85% allo scopo di evitare la possibile condensazione all'interno di essi.

4.4 SELEZIONE DELLE APPARECCHIATURE IN FUNZIONE DEL CALORE RIMOSSO

Dopo avere calcolato il *carico frigorifero* occorre progettare l'impianto di climatizzazione. Questo ha la funzione di mantenere la temperatura interna dell'edificio (e quindi anche dei singoli ambienti³⁹) al valore desiderato di confort termico.

³⁸ Si adottano gruppi ventilanti collegati a motori alimentati tramite sistemi inverter.

³⁹ Le due cose non sono poi così immediate e semplici da realizzare poiché i carichi termici e carichi frigoriferi dei singoli ambienti variano diversamente, durante la giornata, per effetto del cammino solare apparente e dei profili d'uso. Per mantenere

Il sistema di regolazione dell'impianto di climatizzazione lascia fluttuare la temperatura (e l'umidità) degli ambienti all'interno di una banda di oscillazione che può essere fissata opportunamente a seconda dei casi. Questa fluttuazione ha certamente un'influenza sensibile sul funzionamento delle apparecchiature di climatizzazione e determina, in genere, un maggior carico⁴⁰ per l'impianto. In funzione del *profilo d'uso* si può anche avere una variazione di temperatura interna (variazione del *set point*) in periodi diversi della giornata e quindi si innesca un transitorio termico interno fra zone dello stesso edificio. La quantità di *calore rimosso*⁴¹ interviene nel processo di analisi del sistema nel seguente modo:

- i carichi della zona sono calcolati usando gli apporti di calore ed i principi della funzione di trasferimento ambiente, come indicato nei paragrafi precedenti, assumendo una temperatura di zona costante.
- viene simulato il funzionamento dell'impianto usando il carico di zona per determinare come le apparecchiature ed il termostato reagiscono ai carichi per aggiungere o rimuovere calore alle zone. La temperatura di zona varia entro la banda proporzionale⁴² del termostato durante il funzionamento o all'interno della banda morta tra il set point di riscaldamento o di raffreddamento. Questo calcolo serve a determinare il calore estratto e quindi il carico di raffreddamento alla batteria. La procedura di calcolo fa uso di un modello semplificato del termostato e delle apparecchiature di regolazione e di una Funzione di Trasferimento dell'aria ambiente (SATF) per determinare come il termostato e la regolazione rispondono ai carichi ambiente. Il modello usato per il termostato è di tipo lineare a rampa secondo la relazione:

$$E_{R\theta} = w_{\theta} + (S \cdot t_{r\theta}) \quad [106]$$

ove si ha:

- $E_{R\theta}$ quantità di calore estratto dall'ambiente al tempo θ ;
- $t_{r\theta}$ temperatura dell'aria ambiente al tempo θ ;
- w_{θ} valore di E_R per $\tau=0$;
- S pendenza della curva di regolazione.

Quando $t_{r\theta}$ cade fuori della banda proporzionale si assumono i valori estremi (*minimi e massimi*) di $E_{R\theta}$. Il valore di w_{θ} è l'intercetta della relazione lineare della legge di controllo proporzionale e dipende dalla temperatura di *set point*.

Si ha, pertanto, la relazione:

$$\theta = \frac{E_{R\max} + E_{R\min}}{2} - S \cdot t_{r\theta}^* \quad [107]$$

ove $t_{r\theta}^*$ è la temperatura fissata al tempo θ . Con questa legge si determina la funzione di trasferimento SATF e si calcola il calore estratto.

tutti gli ambienti ad una temperatura il più possibile costante (*set point*) ci pensa il sistema di controllo e regolazione dell'impianto che agisce su alcune grandezze di controllo (portate di fluidi di lavoro, apertura o chiusura di valvole, ...) per raggiungere (quando possibile) lo scopo.

⁴⁰ Si ricordi come il D.Lgs. 192/05 tiene conto di questo effetto mediante i *rendimenti di cessione* e di *regolazione*.

⁴¹ In estate abbiamo *rientrate termiche* mentre in inverno abbiamo *dispersioni termiche*.

⁴² Si veda il capitolo sulla regolazione degli impianti per il significato di *banda proporzionale*.

4.5 RETTA AMBIENTE PER IL CONDIZIONAMENTO ESTIVO

La Figura 23 schematizza la situazione tipica per impianti *a tutt'aria* nei quali il fluido di lavoro è l'aria. Se indichiamo con Q_T (*vedi* [4]) il calore totale 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, indicando con l 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:

$$\begin{cases} \dot{m}h_l + Q_T = \dot{m}h_A & \text{Bilancio di energia} \\ \dot{m} \frac{x_l}{1000} + a = \dot{m} \frac{x_A}{1000} & \text{Bilancio di umidità} \end{cases} \quad [108]$$

Se da queste equazioni calcoliamo il rapporto direttivo:

$$\beta = \frac{\Delta h}{\Delta x} = \frac{Q_T}{1000 \cdot a} \quad [109]$$

se ne conclude che il punto di immissione l deve giacere sulla retta passante per A ed avere coefficiente angolare β . Nella Figura 49 si ha la schematizzazione delle trasformazioni ideali che debbono essere attuate nel condizionatore estivo per portare l'aria esterna dalle condizioni E alle condizioni del punto di immissione l .

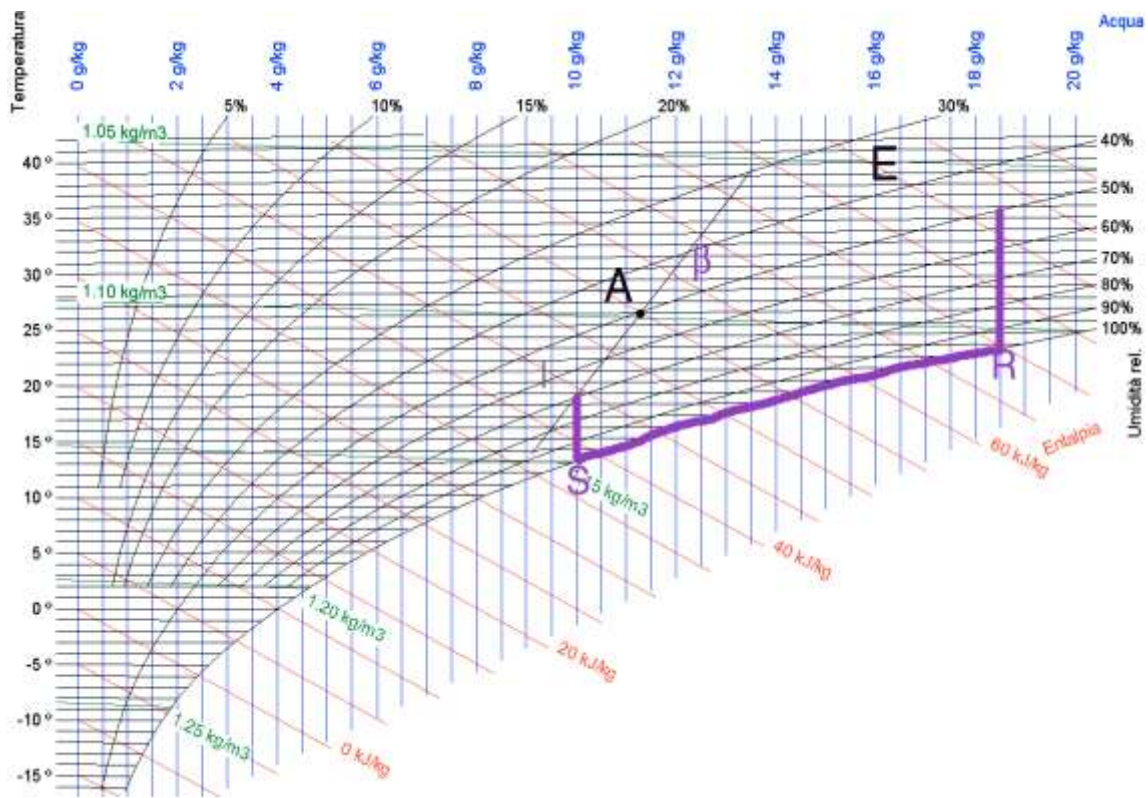


Diagramma di Mollier per aria umida - Pressione 0.950 bar (537.000 m / 10.000 °C / 80.000 % Ur)

Figura 49: Trasformazioni ideali per il condizionamento estivo

La portata termodinamica di aria necessaria per il condizionamento è ricavabile da una qualunque delle [108]. Ad esempio dalla prima di esse si ottiene:

$$\dot{m} = \frac{Q_T}{h_A - h_I} \quad [110]$$

Si osserva immediatamente che se il punto *I* coincidesse con *A* si otterrebbe una portata d'aria infinita. Nella realtà il punto *I* si sceglie con un compromesso: se è troppo in basso rispetto ad *A* si corre il rischio di avere necessità di impianti frigoriferi costosi e spese energetiche di gestione insostenibili mentre se lo si sceglie in alto e vicino ad *A* si hanno portate grandi e quindi canali più ingombranti e spese di ventilazione più elevate.

La pratica suggerisce di scegliere il punto *I* in un intervallo di temperatura fra 14 e 18°C in modo che l'acqua di refrigerazione necessaria per la deumidificazione fino al punto *S* possa avere temperatura compresa fra 3 e 10 °C, normalmente ottenibile con macchine frigorifere commercialmente standard.

Qualora sia necessario scendere al di sotto di questi valori occorre utilizzare fluidi non congelanti e macchine frigorifere speciali e quindi più costose. Le fasi indicate in Figura 49 sono: *raffreddamento fra E ed R, deumidificazione fra R ed S, post riscaldamento fra S ed I*. A ciascuna di queste fasi corrisponde, nella centrale di trattamento dell'aria (indicata con *C* nella Figura 23) un dispositivo di attuazione della trasformazione dell'aria umida.

In particolare si avrà una batteria fredda che raffredda e deumidifica da *E* fino a *S* ed una batteria calda che riscalda da *S* fino ad *I*. La batteria fredda è alimentata con acqua fredda proveniente da un refrigeratore d'acqua (come sopra detto) mentre la batteria calda è alimentata con acqua calda proveniente da un generatore termico (caldaia o recuperatore⁴³ di calore).

Con l'introduzione dei diagrammi *ASHRAE* si preferisce utilizzare non il coefficiente direttivo β definito dalla [109] bensì il *Fattore Termico R* definito dal rapporto:

$$R = \frac{Q_{Sensibile}}{Q_{Totale}} = \frac{Q_T - Q_L}{Q_T} = 1 - \frac{Q_L}{Q_T} \quad [111]$$

ove si è indicato con:

- Q_S il carico termico sensibile dell'edificio, W;
- Q_L il carico termico latente dell'edificio, W;
- $Q_T = Q_S + Q_L$ il carico totale dell'edificio, W.

Il fattore *R* si può calcolare immediatamente noti i carichi sensibili e latenti definiti dalla [5] e [6]. Si può anche trovare una relazione che lega *R* a β . Infatti dal bilancio [108] e per la stessa definizione di β data dalla [109] risulta:

$$R = 1 - \frac{r}{\beta} \quad [112]$$

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

Pertanto noto β si può calcolare *R* e viceversa. Avuto *R* si può ottenere la direzione della retta ambiente. In Figura 50 si può osservare, in un diagramma psicrometrico *ASHRAE* distribuito dall'Associazione Italiana per il Condizionamento dell'Aria il Riscaldamento e la Refrigerazione (*AICARR*), una lunula graduata, in alto a sinistra, che riporta i valori di *R*.

⁴³ Si tratta di uno scambiatore di calore nel quale il fluido freddo riceve calore dal fluido caldo. Di solito il recuperatore di calore consente di recuperare il calore dell'aria da espellere dall'edificio trasferendola al fluido entrante nell'edificio. Esistono diversi tipi di scambiatore di calore in commercio. Il loro esame esula dall'ambito di questo *Corso*.

4.5.1 TRACCIAMENTO DELLA RETTA AMBIENTE

Per tracciare la *retta ambiente* sul diagramma psicrometrico vi sono diversi metodi a seconda, anche, del tipo di diagramma utilizzato.

Nell'abaco di *Mollier* si ha, di solito, una sorta di regolo graduato sul bordo dell'abaco con l'indicazione del valore di β . Si congiunge il valore desiderato con il punto zero (punto dato da 0 °C e 0 g/kg_{as}) e si ottiene una retta direttrice. Si trasla questa retta fino a farla passare per il punto ambiente ottenendo la *retta ambiente* desiderata.

Sull'abaco *ASHRAE* si hanno due possibilità:

- se si utilizza il valore di β allora si individua il punto corrispondente nella scala inferiore della semicirconferenza, lo si congiunge con il centro del semicerchio ottenendo la retta direttrice;
- se si utilizza il valore di R si utilizza la scala interna alla semicirconferenza di Figura 51. Il punto così individuato lo si congiunge con il centro del semicerchio ottenendo la retta direttrice.

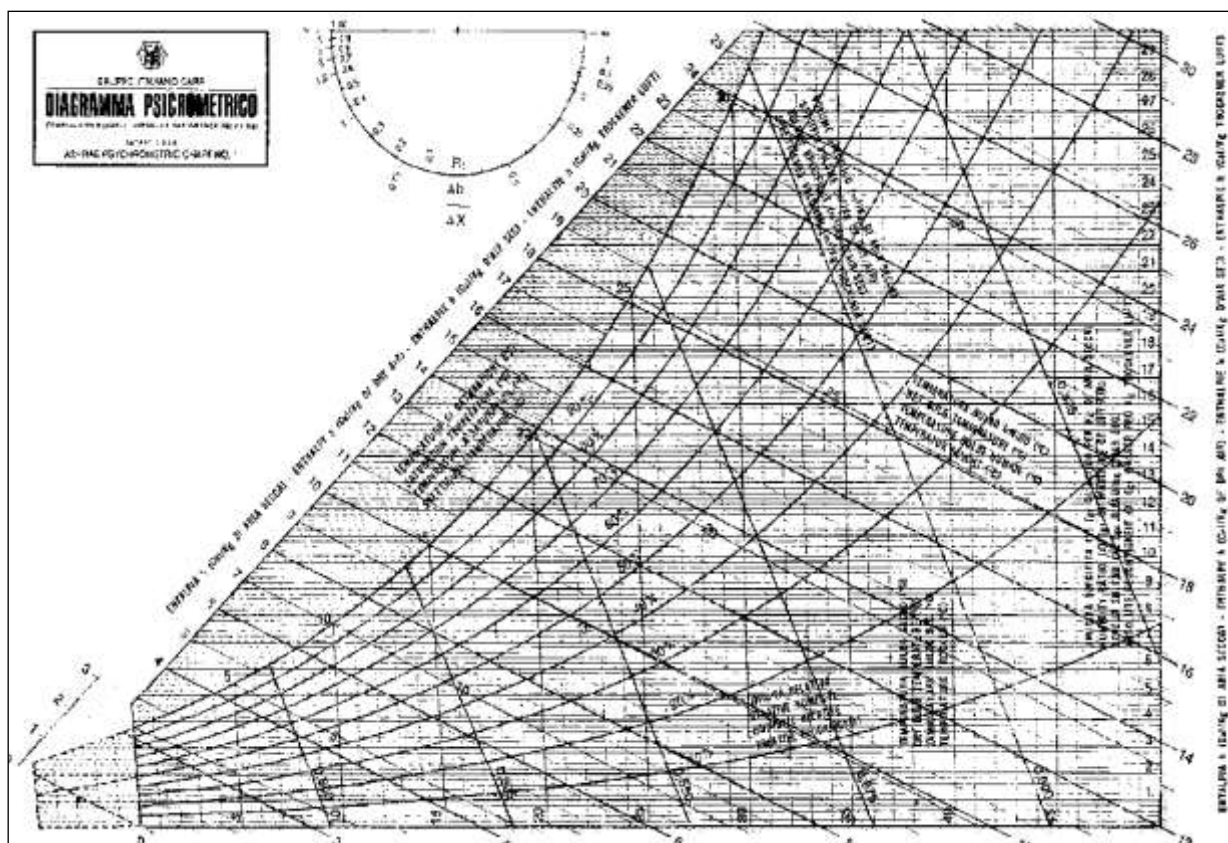


Figura 50: Diagramma psicrometrico ASHRAE distribuito dall'Associazione AICARR

Si trasla la retta direttrice fino a farla passare per il punto ambiente ottenendo la *retta ambiente*. Può anche utilizzarsi una procedura di calcolo manuale molto semplice osservando che vale il seguente rapporto:

$$\frac{Q_s}{Q_L} = \frac{c_p \cdot \Delta T}{r \cdot \Delta x} = 0.4 \frac{\Delta T}{\Delta x}$$

Ne consegue che, partendo dal punto ambiente A ed assegnando un ΔT arbitrario (ad esempio 5 °C) si ha, in corrispondenza:

$$\Delta x = 0.4 \cdot \Delta T \cdot \frac{Q_L}{Q_S}$$

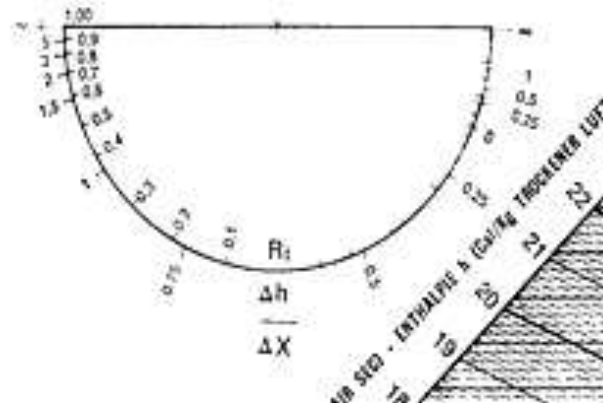


Figura 51: Lunula direttrice dell'abaco ASHRAE

Quindi si deve tracciare un triangolo rettangolo avente cateti ΔT e Δx , con vertice in A: l'ipotenusa di questo rettangolo individua la *retta ambiente*.

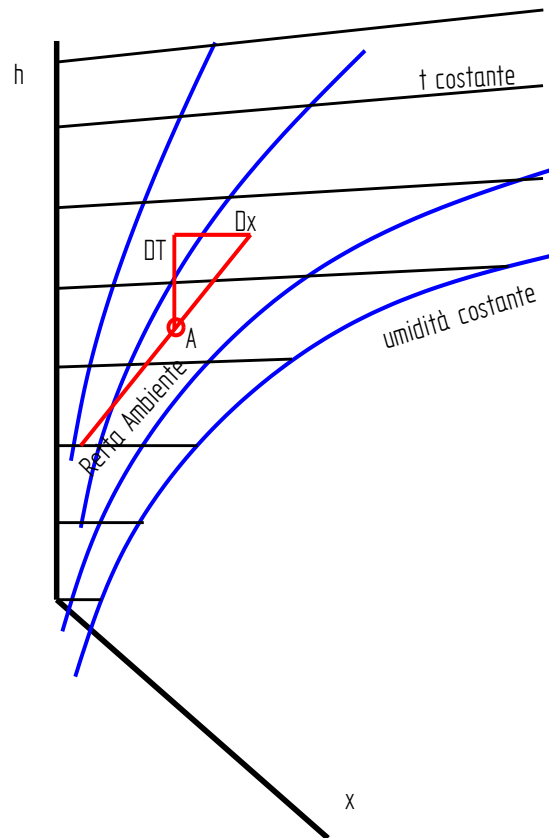


Figura 52: Costruzione della retta ambiente sull'abaco di Mollier

In alternativa vale anche la relazione:

$$\Delta t = 2.5 \cdot \frac{Q_S}{Q_L} \cdot \Delta x$$

Nella Figura 52 e in Figura 53 si ha una schematizzazione della costruzione qui suggerita rispettivamente nel piano di Mollier e nel piano ASHRAE.

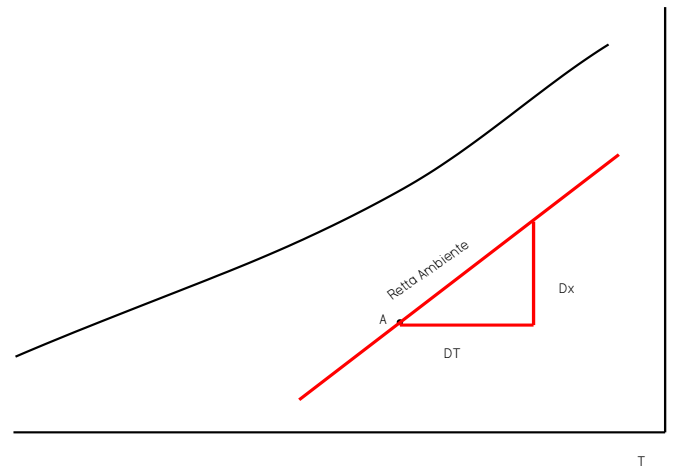


Figura 53: Costruzione della retta ambiente sull'abaco ASHRAE

4.6 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 54: parte della portata d'aria viene espulsa (pari alla portata fisiologica che poi si richiama come aria fresca dall'esterno).

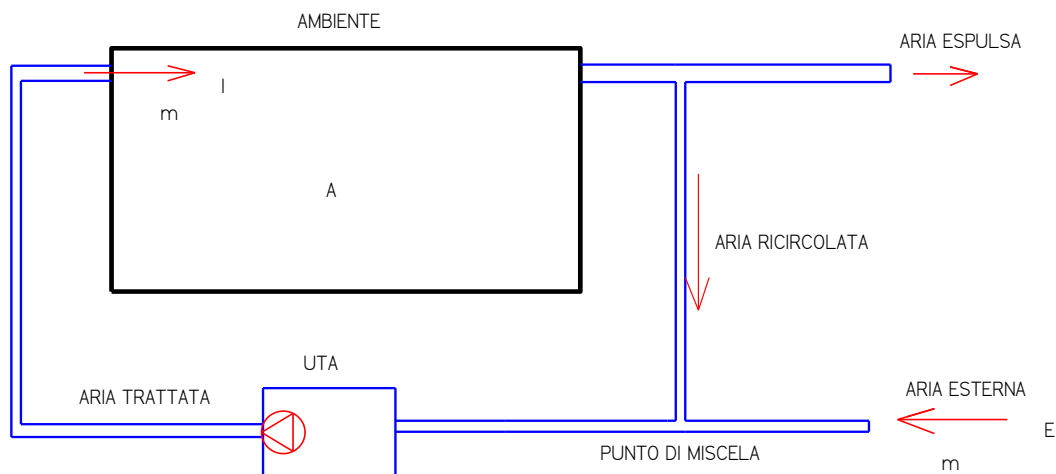


Figura 54: Schema di impianto a tutt'aria con ricircolo

La portate 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 *EN*⁴⁴) 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* sugli odori. Nella seguenti tabelle si hanno i valori consigliati per varie destinazioni d'uso dei locali.

⁴⁴ L'*Indoor Air Quality (IAQ)* è la scienza che studia la qualità dell'aria interna agli ambienti. Si è già discusso ampiamente di quest'argomento nel volume relativo alle Condizioni ambientali di benessere e la Qualità dell'aria.

Nella Figura 55 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:

$$PD = 395 \exp (-1.83 q^{0.25}) \quad [113]$$

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 58 mediante la relazione:

$$t_M = \frac{t_E \dot{m}_E + t_A \dot{m}_R}{\dot{m}_R + \dot{m}_E} \quad [114]$$

ove si sono indicati con:

- t_E la temperatura esterna, °C;
- t_A la temperatura dell'aria di ricircolo, eguale a quella ambiente, °C;
- \dot{m}_E la portata di aria esterna di rinnovo fisiologico, kg/s
- \dot{m}_R la portata di aria di ricircolo pari alla differenza fra la portata totale \dot{m} e quella di rinnovo \dot{m}_R , kg/s.

Tipo di ambiente	Persone/100 m ²	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 32 Portate raccomandate di aria esterna

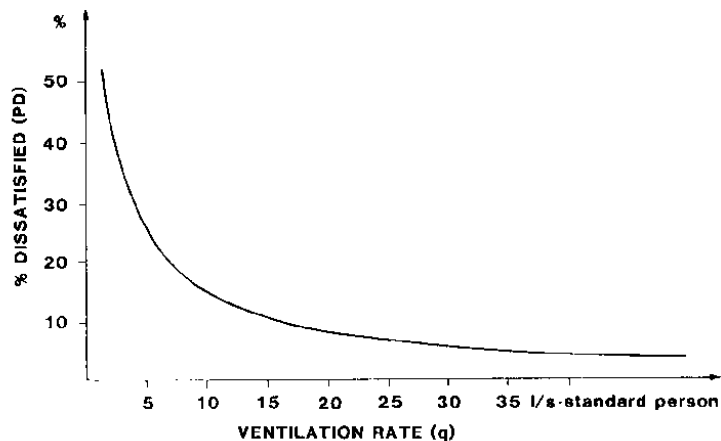


Figura 55: Percentuale di Insoddisfatti in funzione della portata di ricambio aria

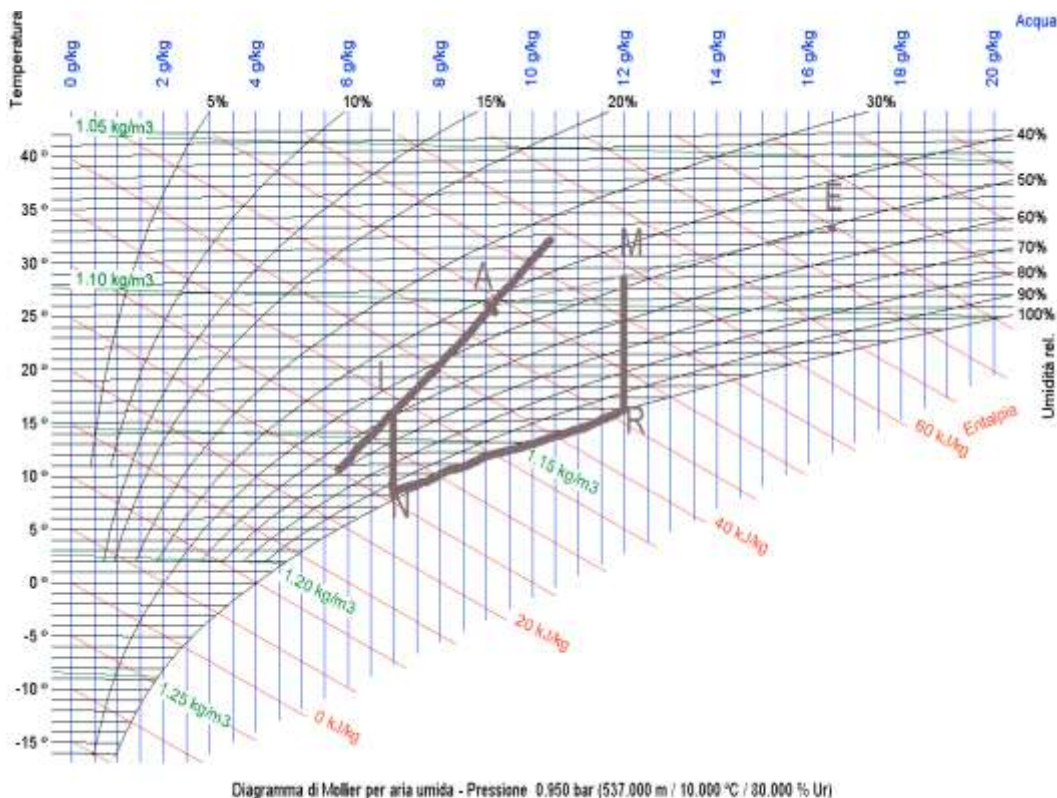


Figura 56: Trasformazioni ideali per il condizionamento estivo con ricircolo

In questo caso le equazioni di bilancio sull'ambiente non cambiano ma nel condizionatore le trasformazioni da attuare sono diverse, come illustrato in Figura 58.

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.

4.7 CONDIZIONAMENTO INVERNALE A TUTTA ARIA

Per il condizionamento invernale si procede quasi allo stesso modo indicato per il condizionamento estivo. Adesso la radiazione solare è meno importante e, in ogni caso come per il riscaldamento, è favorevole alle condizioni di benessere perché fornisce apporti gratuiti agli ambienti.

Il calcolo procede parallelamente sia per il calore sensibile che per quello latente in modo da determinare la *retta ambiente*. In questo caso il calore totale è di segno negativo (perché uscente dal sistema) e pertanto occorre prestare attenzione nel tracciare la retta ambiente.

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.).

4.7.1 CONDIZIONAMENTO INVERNALE SENZA RICIRCOLO

Le equazioni di bilancio sono ancora le [108] ma con segno di Q_T cambiato (calore uscente dall'edificio). Parafrasando quanto già detto per il condizionamento estivo si hanno le trasformazioni ideali che si indicheranno nel prosieguo.

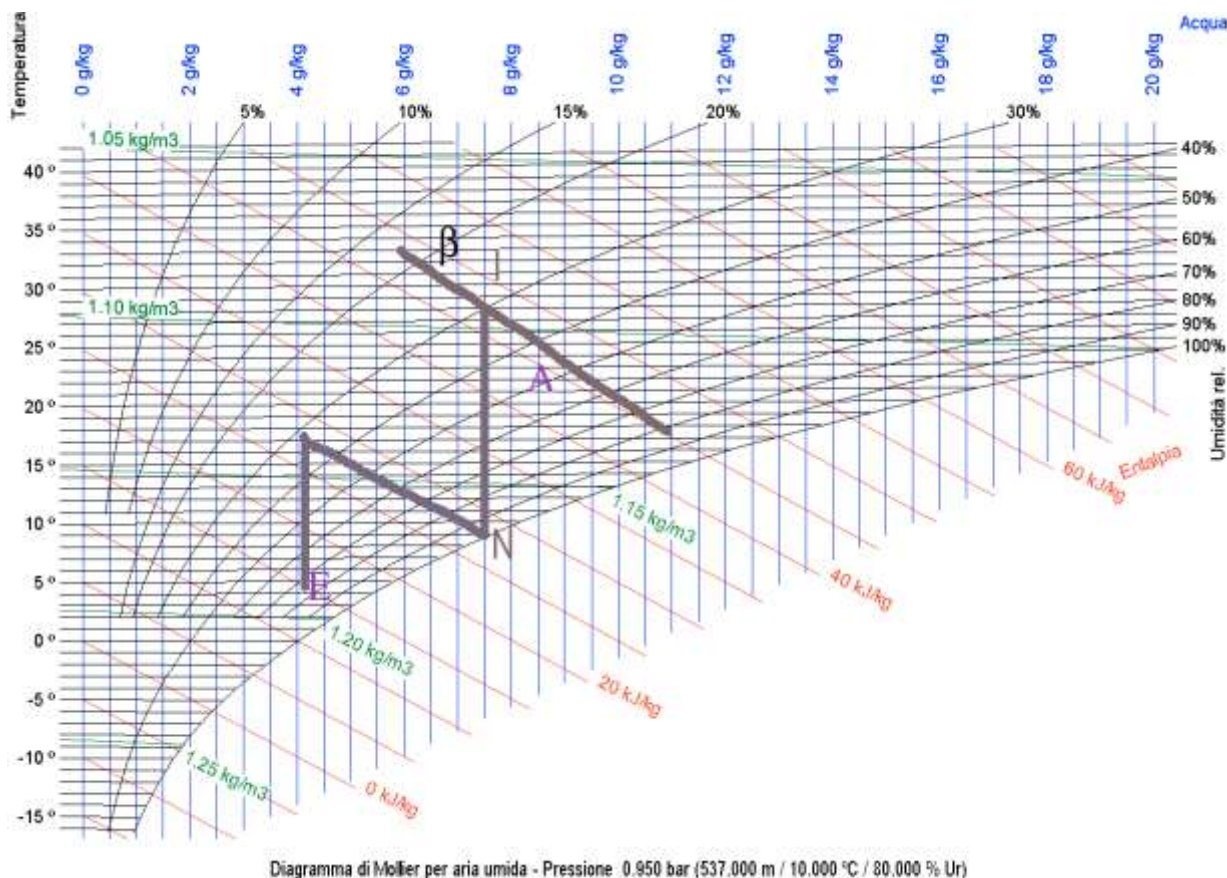


Figura 57: Trasformazioni ideali per condizionamento invernale senza ricircolo

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 57 si ha la schematizzazione di quanto detto.

4.7.2 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 si 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 [110]) 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 59. 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.

In definitiva si procede come nel caso estivo calcolando inizialmente il punto di miscelazione fra aria esterna ed aria di ricircolo.

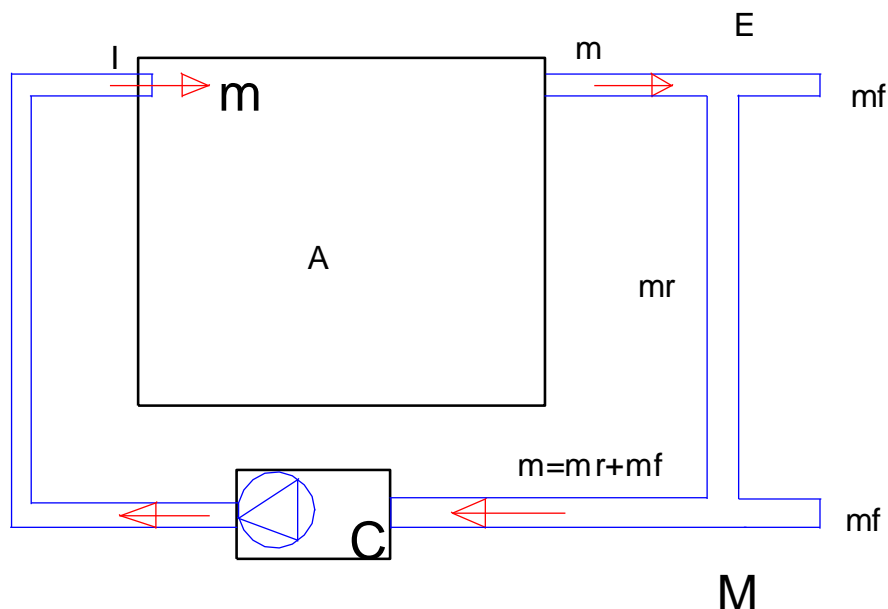


Figura 58: Schematizzazione di un impianto a tutt'aria con ricircolo

Le trasformazioni sono, in genere, quelle indicate per il caso senza ricircolo e riportate in Figura 59.

In alcuni casi il punto di miscelazione M si porta in posizione tale che non è più conveniente o addirittura non necessaria la fase di saturazione adiabatica.

In questi casi basta riscaldare fino al punto I sulla *retta ambiente*, avendo cura di controllare che la temperatura corrispondente non sia troppo elevata per una immissione diretta nell'ambiente.

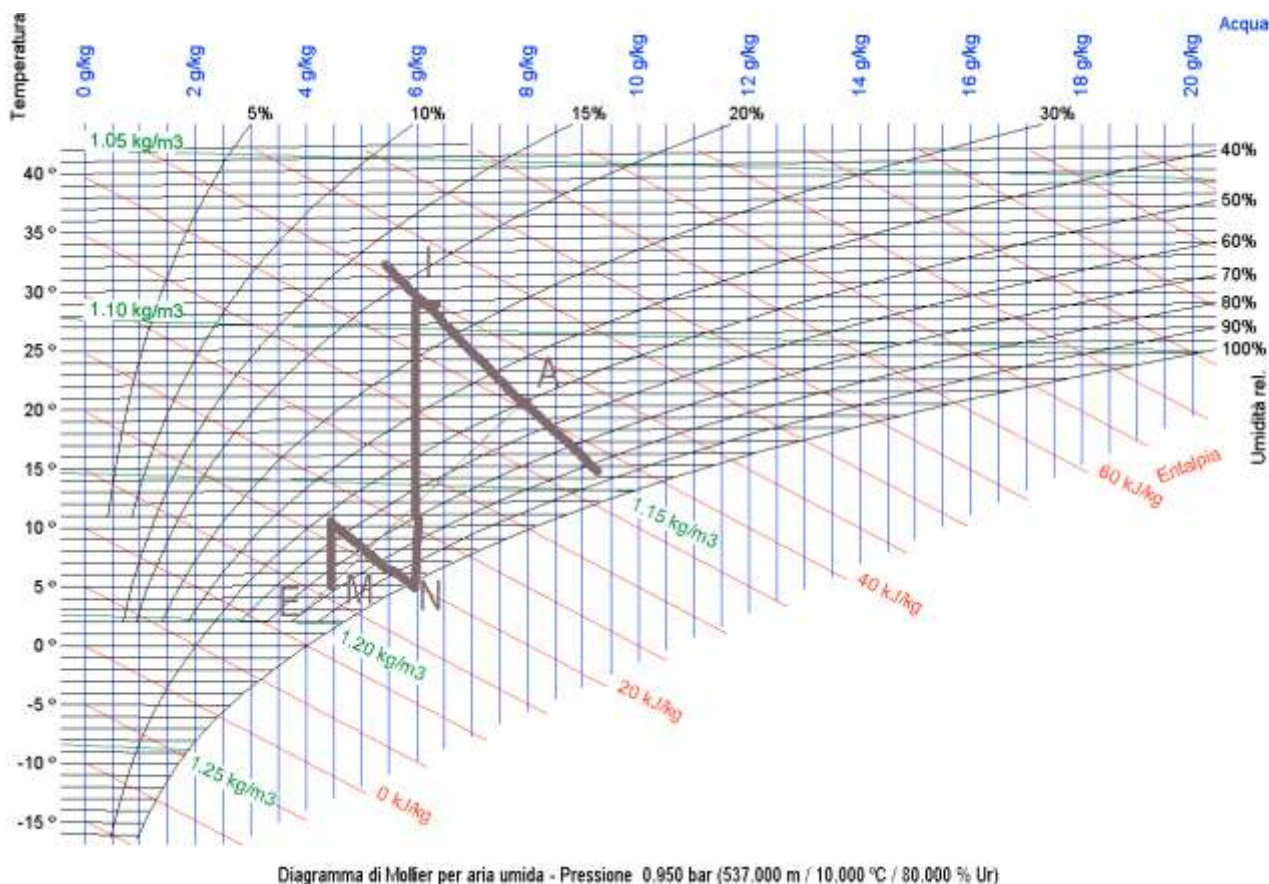


Figura 59: Trasformazioni ideali per condizionamento invernale con ricircolo

4.8 LE BATTERIE ALETTATE

Uno dei dispositivi più importanti per la climatizzazione degli edifici è la batteria alettata utilizzata nelle unità di trattamento, nei ventilconvettori e nei convettori ventilati.

Si tratta, in effetti, di normali scambiatori di calore specializzati per applicazioni termotecniche ed impiantistiche e che consentono lo scambio di calore fra un fluido (caldo o freddo dipende dal dispositivo in cui la batteria è inserita) e l'aria.

In Figura 60 si ha lo schema classico di una batteria alettata nella quale è individuato il passo delle tubazioni all'interno delle quali passa il fluido (liquido di vario genere: freon, acqua, ...).

Sappiano che per uno scambiatore di calore non del tipo a flusso parallelo il flusso termico scambiato vale:

$$\dot{Q} = k_a S_a \Delta t_m F \quad [115]$$

ove k_a è la trasmittanza fra fluido interno e l'aria esterna, S_a la superficie di scambio ed F un fattore correttivo che dipende dalla geometria dello scambiatore (flussi incrociati) e Δt_m è la differenza di temperatura media logaritmica fra le temperature di ingresso e di uscita dei due fluidi di lavoro.

Nel calcolo della trasmittanza termica occorre tenere conto anche di un *fattore di sporcamento* che dipende dai fluidi utilizzati e dalla geometria. I costruttori forniscono nei loro cataloghi questi dati per una corretta progettazione.

Per la trasmittanza termica si utilizzano le relazioni già viste nella Trasmissione del calore e che qui si riportano per comodità:

- Regime laminare:

$$Nu_1 = 0.664 Re^{0.5} Pr^{1/3} \quad [116]$$

· Regime turbolento:

$$Nu_2 = \frac{0.037 Re^{0.8} Pr}{1 + 2.443 Re^{-0.1} (Pr^{2/3} - 1)} \quad [117]$$

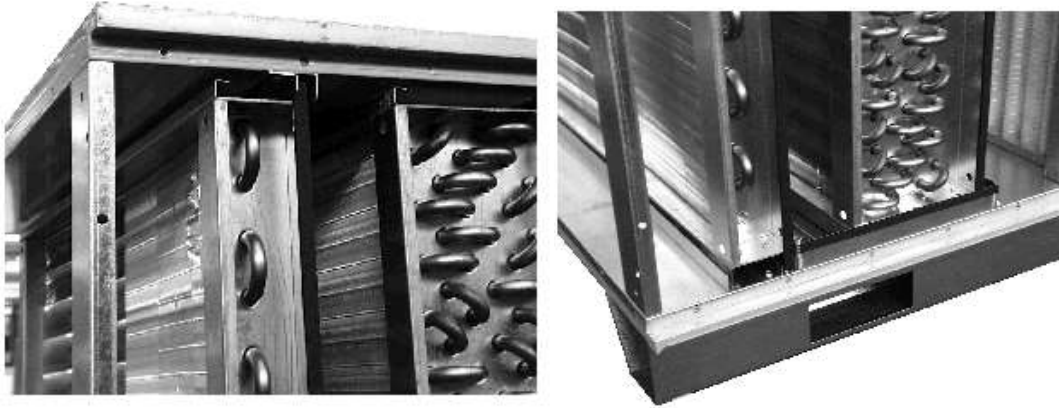


Figura 60: Schema di una batteria alettata

Nel calcolo dei numeri adimensionali (Re , Pr , Nu) occorre tenere conto della geometria per una corretta definizione dei diametri equivalenti, come evidenziato dalla Figura 61 e dalla Figura 62. Per le batterie alettate si definisce l'efficienza come rapporto fra il flusso realmente scambiato rispetto a quello che potrebbe scambiare con le alette della batteria pensate alla temperatura di attacco.

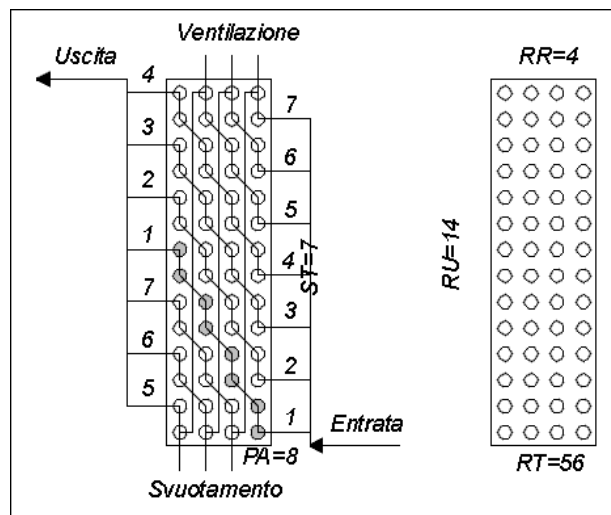


Figura 61: Passaggi del fluido interno nella batteria alettata

Le batterie alettate possono anche essere sede di cambiamenti di fase, come avviene, ad esempio, per le batterie di espansione diretta nelle quali il freon proveniente dal gruppo moto condensante viene fatto vaporizzare a spese del calore sottratto, tramite le alette esterne, all'aria ambiente. Possiamo classificare le batterie alettate in funzione della funzione che debbono svolgere:

- Batterie per riscaldamento e/o raffreddamento sensibile;
- Batterie per umidificazione
- Batterie per deumidificazione.

Vediamo brevemente le loro caratteristiche di funzionamento e di progetto.

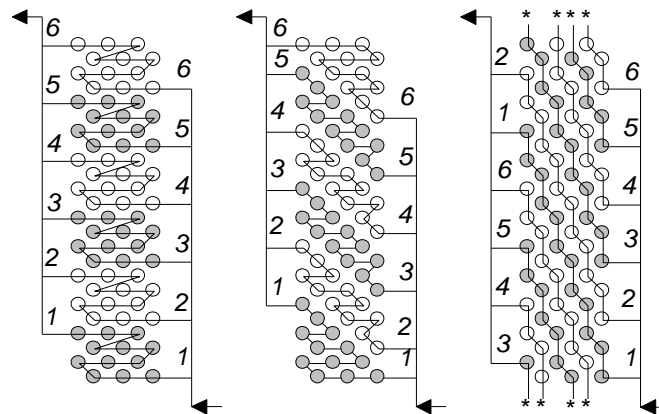


Figura 62: Tipologie di flusso nelle batterie alettate

4.9 PENDENZA DI UNA TRASFORMAZIONE E FATTORE TERMICO

In generale per una trasformazione dell'aria umida che porti questa dal punto 1 al punto 2 il calore scambiato nella batteria vale:

$$q = G_a (h_2 - h_1) \quad [118]$$

con G_a portata massica dell'aria secca e con h_1 e h_2 entalpie corrispondenti ai punti 1 e 2 della trasformazione ad $x = costante$. La [118] si può scrivere anche nella forma:

$$q = \underbrace{G_a c_p (t_2 - t_1)}_{\text{Calore Sensibile}} + \underbrace{G_a r (x_2 - x_1)}_{\text{Calore Latente}} \quad [119]$$

ove, in aggiunta al simbolismo indicato in precedenza, si ha:

- c_p calore specifico dell'aria umida, kJ/kg.K;
- r calore latente di vaporizzazione dell'acqua a 0 °C (pari a 2501 kJ/kg);
- x umidità specifica associata nei punti 1 e 2 della trasformazione.

Nella [119] si è evidenziato il calore *sensibile* scambiato (legato alla temperatura dell'aria prima e dopo la trasformazione) e quello *latente* (legato alla variazione dell'umidità specifica x dell'aria prima e dopo la trasformazione).

Il calore specifico della miscela si può calcolare ricordando la definizione di *entalpia dell'aria umida*:

$$h = c_{pa} t + (r + c_{pv} t) x \quad [120]$$

e allora il calore specifico della miscela è:

$$c_p = \frac{\partial h}{\partial t} = c_{pa} + c_{pv} x \quad [121]$$

Pertanto se x è trascurabile il calore specifico della miscela (aria umida) coincide con quello dell'aria secca mentre per valori elevati di x occorre apportare la correzione per il vapore acqueo contenuto. Anche per la batteria di scambio si definisce la *pendenza della trasformazione* data dal rapporto:

$$p = \frac{\Delta h}{\Delta x} \quad [122]$$

Se indichiamo con G_v la portata di vapore scambiata e che è data dalla relazione:

$$G_v = G_a (x_2 - x_1) \quad [123]$$

allora la [122] si può anche scrivere nella forma:

$$p = \frac{q}{G_v} \quad [124]$$

Questa pendenza individua una retta passante per il punto 1 e per il punto 2 che prende il nome di *retta della batteria* mutuando un concetto già descritto per la *retta ambiente*. Nel piano di *Mollier* questa retta si individua tramite le linee guida esterne all'abaco. Nel piano *ASHRAE* (che possiamo chiamare *piano t,x*) viene più convenientemente utilizzato il rapporto:

$$R = \frac{q_s}{q} \quad [125]$$

detto *fattore termico* e pertanto, per la [119] si ha anche:

$$R = \frac{q_s}{q} = \frac{q - q_l}{q} = 1 - \frac{q_l}{q} = 1 - \frac{G_a r \Delta x}{G_a \Delta h} = 1 - \frac{r}{p} \quad R = \frac{q_s}{q} \quad [126]$$

che lega il *fattore termico* con la *pendenza della trasformazione*. Possiamo correlare diversamente R :

$$R = \frac{q_s}{q} = \frac{q_s}{q_s + q_l} = \frac{1}{1 + \frac{q_l}{q_s}} = \frac{1}{1 + \frac{G_a r \Delta x}{G_a c_p \Delta t}} = \frac{1}{1 + \frac{r}{c_p} \frac{\Delta x}{\Delta t}} \quad [127]$$

che lega R al rapporto $\Delta t / \Delta x$.

4.10 BATTERIE PER RISCALDAMENTO E/O RAFFREDDAMENTO SENSIBILE

Si ricorda, dallo studio dell'*Aria Umida*, che il riscaldamento dell'aria umida comporta sempre un aumento della temperatura ed una diminuzione dell'umidità relativa a pari umidità assoluta. Il raffreddamento si mantiene ad umidità assoluta costante (quindi si ha un *raffreddamento sensibile*) solo se effettuato al di sopra del *punto di rugiada*.

In entrambi i casi qui esaminati si fa variare solamente la temperatura dell'aria e pertanto si ha uno scambio termico sensibile.

Dalla [119], per trasformazioni ad $x = \text{costante}$ si ha che il calore scambiato è solo *sensibile* e quindi:

$$q = G_a c_p (t_2 - t_1) \quad [128]$$

Dalla [121] si deduce che per i valori usuali di x nell'impiantistica negli edifici (dell'ordine di pochi grammi per kg di aria secca) $c_p \approx c_{pa}$ e pertanto si può assumere: $c_p = 1.006 \text{ kJ/kg.K}$ nel S.I. ovvero anche $c_p = 0.24 \text{ kcal/(kg}^\circ\text{C)}$ nel S.T. Nella Figura 63 sono rappresentate le trasformazioni per il riscaldamento sensibile nei piano psicometrici di *Mollier* ed *ASHRAE*.

La *pendenza della trasformazione* risulta essere pari a $+\infty$ o a $-\infty$ a seconda della direzione della trasformazione (positiva per un riscaldamento e negativa per un raffreddamento). Il *fattore termico* risulta pari a ± 1 per i due casi indicati. Lo scambio termico nella batteria può avvenire, sul

lato aria (esterno) sia a regime laminare che turbolento, sempre in convezione forzata poiché si suppone che l'aria sia posta in movimento da una ventola.

All'interno dei tubi della batteria alettata passa il fluido (caldo o freddo a seconda dei casi) che è sempre posto in circolazione mediante una pompa. Le resistenze termiche dal lato acqua sono molto più basse di quelle dal lato aria per effetto della minore conducibilità termica dell'aria e del coefficiente di convezione termica che si ha. Quindi è il lato aria che condiziona il dimensionamento della batteria.

Le alettature servono, quindi, ad aumentare il flusso termico e sono poste in modo che l'aria le attraversi trasversalmente. Il dimensionamento viene effettuato con i metodi classici evidenziati ad inizio capitolo.

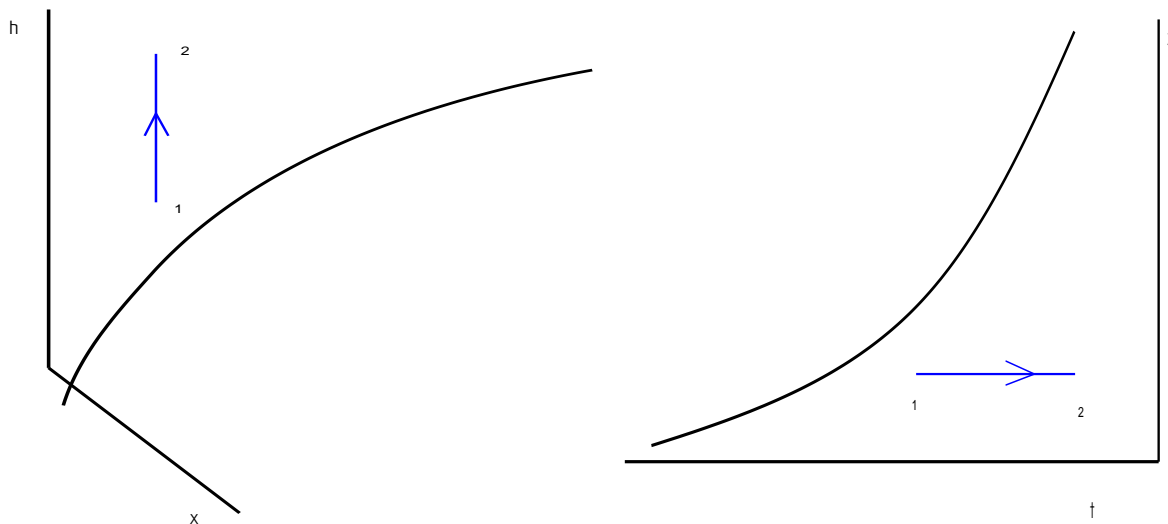


Figura 63: Riscaldamento sensibile nel piano di Mollier ed ASHRAE

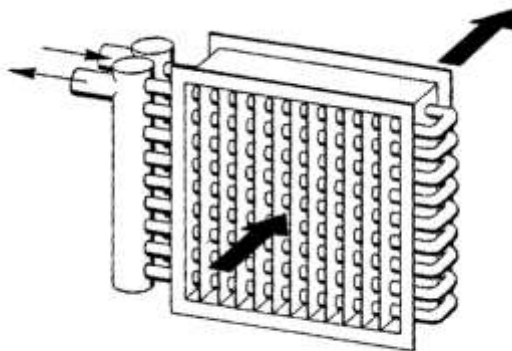


Figura 64: Schematizzazione del funzionamento della batteria alettata

4.11 BATTERIE PER UMIDIFICAZIONE

Negli impianti di condizionamento è spesso necessario umidificare l'aria trattata, cioè occorre aumentare l'umidità specifica dal valore iniziale x_1 al valore finale x_2 (con $x_1 < x_2$). Sempre con riferimento alla portata d'aria secca G_a occorre somministrare il calore *latente*:

$$q_l = G_a r (x_2 - x_1) \quad [129]$$

ovvero occorre fornire una portata di vapore acqueo:

$$G_v = G_a (x_2 - x_1) \quad [130]$$

Possiamo aumentare l'umidità specifica nell'aria sia spruzzando acqua che vapore. Nel primo caso l'acqua spruzzata in modo finemente suddivisa evapora per effetto della differenza della pressione parziale del vapore con quella dell'aria e quindi accresce l'umidità specifica. La portata di vapore ottenuto, G_v , vale:

$$G_v = \gamma S (x_s - x) \quad [131]$$

ove si ha:

- γ è un coefficiente di trasporto di massa legato alle condizioni di scambio (interfaccia liquido-vapore);
- x_s l'umidità specifica dell'aria satura in equilibrio con il liquido;
- x l'umidità specifica dell'aria da trattare;
- S superficie di scambio all'interfaccia liquido-vapore.

Naturalmente si sta supponendo che le condizioni di evaporazione siano sufficientemente discoste⁴⁵ da quelle di ebollizione alla pressione totale dell'aria. Quest'ipotesi è ben verificata nella realtà poiché si spruzza acqua di rete ad una temperatura compresa fra 10 e 20 °C. La portata di vapore prodotta è proporzionale al prodotto a secondo membro della [131] e quindi alle condizioni di scambio (γ e S) e alla differenza di umidità specifica ($x_s - x$) legata alle temperature dell'acqua e dell'aria.

Supponendo che la fase di umidificazione avvenga adiabaticamente (e quindi si ritengono trascurabili le perdite di calore che avvengono attraverso l'involucro) allora il bilancio entalpico diviene:

$$h_1 + (x_2 - x_1)h_w = h_2 \quad [132]$$

con h_1 e h_2 entalpie dell'aria umida in entrata e in uscita dall'umidificatore adiabatico e h_w entalpia dell'acqua spruzzata.

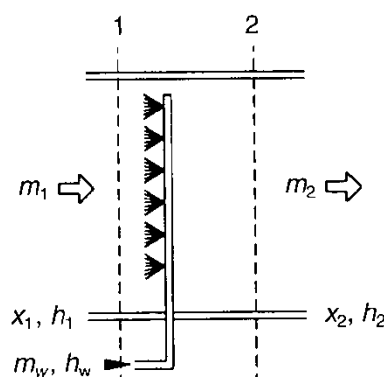


Figura 65: Schema di umidificazione adiabatica con liquido

La *pendenza della trasformazione della umidificazione adiabatica* è ancora definita, per la [122], diviene:

⁴⁵ Si ricordi che per l'umidità specifica vale la relazione: $x_s = 0.623 \frac{p_{vs}}{p - p_{vs}}$ e quindi per $p_{vs} \ll p$ si ha x_s proporzionale a p_{vs} mentre se si è vicini all'ebollizione $p_{vs} \approx p$ e quindi x_s tende all'infinito.

$$p = \frac{h_2 - h_1}{x_2 - x_1} = \frac{(x_2 - x_1)h_w}{x_2 - x_1} = h_w \quad [133]$$

Il *Fattore termico dell'umidificazione adiabatica*, per la [126], diviene:

$$R = \frac{q_s}{q} = 1 - \frac{rG_a \Delta x}{G_a \Delta h} = 1 - \frac{r}{p} \quad [134]$$

In Figura 67 si ha la rappresentazione della trasformazione nel piano psicrometrico di *Mollier* e nel piano *ASHRAE*.

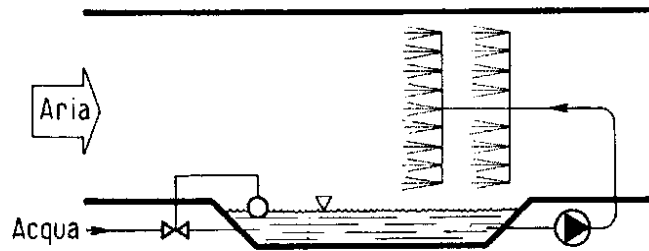


Figura 66: Schema impiantistico di un umidificatore adiabatico con spruzzi d'acqua

Si osservi che note le condizioni iniziali, punto 1, e l'entalpia dell'acqua di immissione h_w la [132] permette di calcolare h_2 e quindi il punto 2, nota la pendenza della trasformazione o il fattore termico.

Nel caso di spruzzo di acqua la sua entalpia vale:

$$h_w = c_l t_w \quad [135]$$

con c_l calore specifico a pressione costante del liquido e t_w temperatura dell'acqua di immissione.

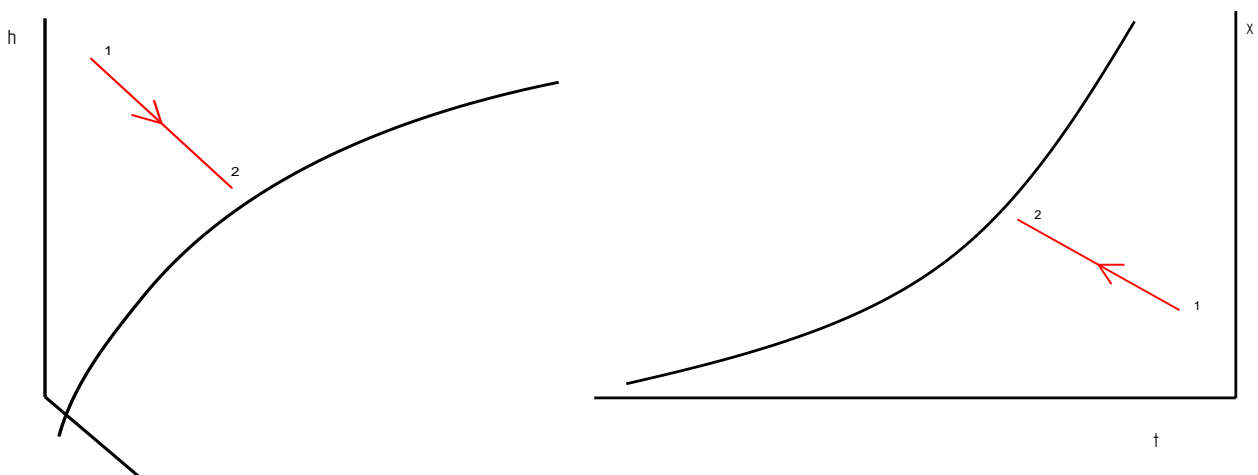


Figura 67: Umidificazione adiabatica nel piano di Mollier ed ASHRAE

L'entalpia dell'aria umida in uscita allora differisce da quella in entrata per la quantità:

$$h_w (x_2 - x_1)$$

piccola rispetto ad h_1 (si ricordi che x è dell'ordine dei grammi di vapore per kg di aria secca). Ne segue che la pendenza della trasformazione vale:

$$p = c_p t_w \cong 0$$

e quindi la pendenza dell'umidificazione adiabatica è pressoché una *isoentalpica* passante per il punto iniziale 1.

Dai diagrammi precedenti si osserva che l'umidificazione adiabatica produce sia un incremento dell'umidità specifica che una diminuzione della temperatura.

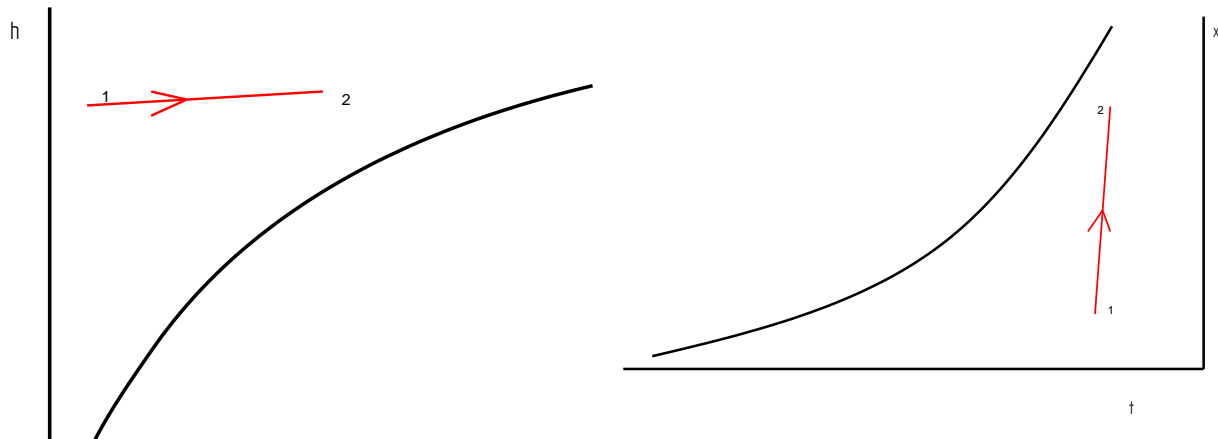


Figura 68: Umidificazione adiabatica con vapore nel piano di Mollier ed ASHARE

Se anziché spruzzare acqua si inietta del vapore nell'aria da umidificare allora si può ritenere che il vapore iniettato sia immediatamente ricevuto dall'aria sotto forma di umidità specifica e che praticamente la trasformazione sia a temperatura dell'aria umida costante⁴⁶.

Nella Figura 68 si hanno le rappresentazioni dell'umidificazione adiabatica a vapore sia nel piano di *Mollier* che in quello *ASHARE*.

Si osservi come le trasformazioni siano ora assimilate alle isoterme e non più alle isoentalpiche. L'umidificazione a vapore presenta il vantaggio di una migliore regolazione rispetto a quella ad aria, ed una maggiore asetticità.

L'umidificazione con acqua ha una maggiore difficoltà di controllo nelle unità di trattamento aria e pertanto si preferisce cercare di saturare del tutto l'aria e controllare le condizioni di uscita mediante una batteria di riscaldamento (calore sensibile) che fa decrescere l'umidità specifica.

4.11.1 EFFICIENZA DI SATURAZIONE

Si definisce *efficienza di saturazione* il rapporto:

$$\eta_s = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_b} \quad [136]$$

ove t_b è la *temperatura di saturazione adiabatica* data dall'intersezione della isoentalpica passante per 1 ed intersecante la curva $\varphi=100\%$.

Questo fattore ci fornisce l'indicazione di quanto la trasformazione di umidificazione si allontana dalla completa saturazione adiabatica. Esso è fornito dai costruttori degli umidificatori e può variare dal 90 al 94%.

⁴⁶ In realtà occorre tenere conto dell'incremento della temperatura per effetto dell'entalpia del vapore (determinabile dal diagramma entropico $h-s$ dell'acqua) ma questo incremento è in genere piccolo e quindi si può ritenere che l'iniezione di vapore faccia variare solo l'umidità specifica.

4.12 BATTERIE ALETTATE PER LA DEUMIDIFICAZIONE

Quando si vuole togliere umidità specifica all'aria umida occorre effettuare una serie di operazioni più complesse (ed onerose) di quelle sopra viste dell'umidificazione adiabatica.

4.12.1 DEUMIDIFICATORE AD ASSORBIMENTO IGROSCOPICO

Un modo semplice e diretto può essere quello di mettere l'aria da deumidificare a contatto con sostanze *igroscopiche* e cioè capaci di assorbire l'umidità. Sono igroscopiche il *gel di silice* o anche l'*allumina* (solidi) o il *cloruro di litio* (liquido). I processi di adsorbimento dell'umidità specifica portano a saturazione gli assorbitori che quindi debbono essere rigenerati mediante riscaldamento.

Ne deriva che l'assorbimento igroscopico spesso richiede processi non continui o sistemi a masse rotanti con fase di riscaldamento intermedia. Se si assume che una massa m_a di aria venga deumidificata mediante contatto da una massa m_g di sostanze igroscopiche, supponendo per semplicità che il processo sia adiabatico, si può scrivere il bilancio energetico:

$$m_a h_1 + m_g h_{g1} = m_a h_2 + [m_g + m_a (x_2 - x_1)] h_{g2} \quad [137]$$

ove si ha il simbolismo:

- h_1, h_2 entalpia dell'aria umida in ingresso e in uscita dal deumidificatore;
- h_{g1}, h_{g2} entalpia iniziale e finale della massa igroscopica;
- x_1, x_2 umidità specifica dell'aria umida prima e dopo il trattamento.

Poiché la massa di vapore assorbito e la variazione di entalpia della sostanza igroscopica sono piccole anche in questo caso si può ritenere che la trasformazione sia quasi *isoentalpica*. Un deumidificatore igroscopico è rappresentato in Figura 69 per funzionamento continuo. Si tratta di un tamburo rotante nel quale la massa igroscopica è posta alternativamente a contatto con l'aria da deumidificare e con aria calda secca per la fase di rigenerazione durante la quale viene ceduta l'umidità assorbita ripristinando la funzione igroscopica originaria.

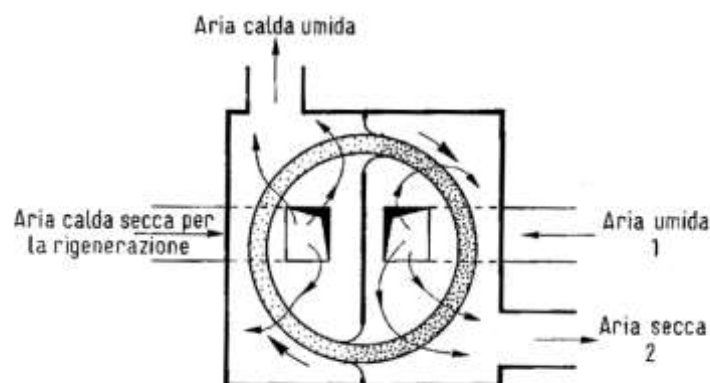


Figura 69: Schema di funzionamento di un deumidificatore igroscopico continuo

4.12.2 FATTORE DI BY PASS DELLA BATTERIA

Si osserva che il punto di uscita dalla batteria di deumidificazione è più o meno lontano dal punto di rugiada (PRB) della stessa batteria a seconda dei valori dei coefficienti convettivi h (nonché dall'estensione della superficie di scambio termico). Si introduce un nuovo parametro detto *fattore di by pass*, indicato con l'acronimo inglese *BPF*.

Esso rappresenta il rapporto fra la frazione di aria che non subisce il processo di deumidificazione (segmento Bt_s) rispetto alla frazione che invece lo subisce (segmento At_s) e pertanto vale:

$$BPF = \frac{\overline{Bt_s}}{\overline{At_s}} \quad [138]$$

La schematizzazione di funzionamento della batteria alettata è data in Figura 71 dove si ipotizza che una parte del flusso d'aria non lambisce le alette ($BPF \cdot G_a$) mentre la restante parte ($(1 - BPF) \cdot G_a$) la lambisce.

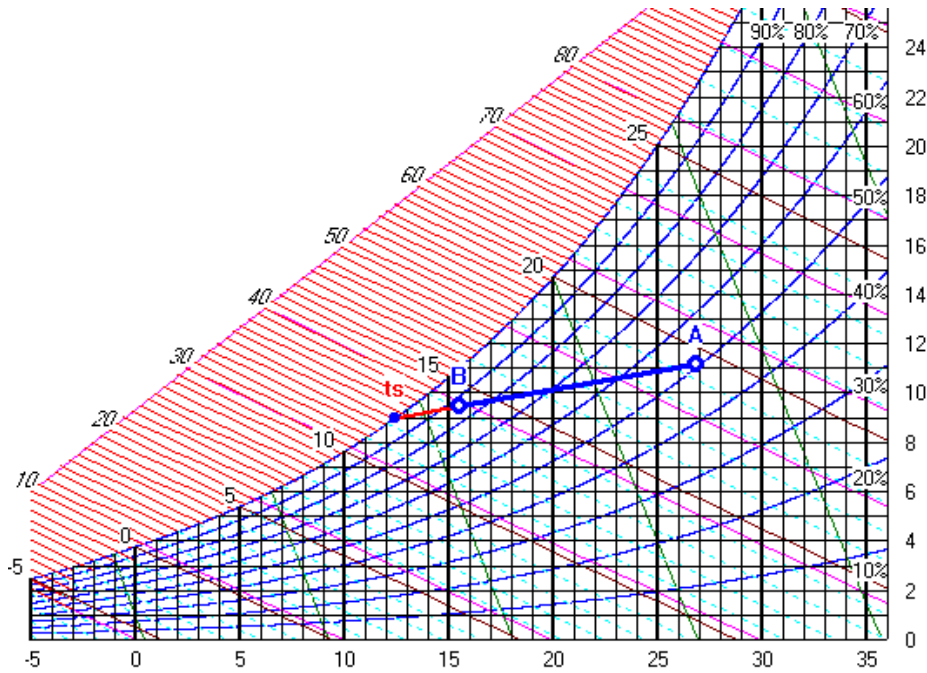


Figura 70: Calcolo del fattore di bypass

Il *fattore di by pass* è fornito dai vari costruttori per le batterie commerciali. Esso dipende dal *numero dei ranghi*, cioè dal numero di passaggi del fluido nella batteria, con il quale sono costruite le batterie: al crescere di tale numero si ha un BPF minore perché l'aria ha maggiore possibilità di lambire una aletta fredda.

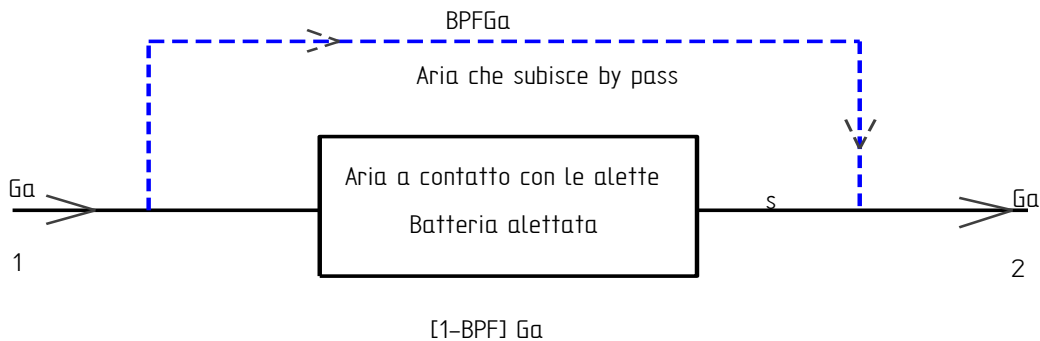


Figura 71: Schema ideale del raffreddamento con deumidificazione

Viceversa, al diminuire del numero dei ranghi (e quindi anche del costo della batteria) si ha BPF maggiore. In mancanza di dati dei costruttori si può utilizzare la relazione:

$$BPF = 0.67^n \quad [139]$$

con n numero dei ranghi.

Valore usuali per batterie a 3 ranghi portano ad avere $BPF=0.262$ mentre per batterie a quattro o più ranghi (*di solito non standard e quindi non facilmente reperibili a magazzino*) hanno valori di $0.168 \div 0.05$. Si tenga presente che il costo delle batterie dipende fortemente dal numero dei ranghi e che di norma le batterie standard sono a tre ranghi mentre quelle a più ranghi sono sempre costruite su ordinazione. Geometricamente, assunto $BPF = 0.2$, il punto di miscelazione si trova ad una distanza pari al 20% del segmento 1S partendo da S, ovvero ad una distanza dell'80% di 1S partendo da 1, per la nota regola della leva nella media baricentrica. Il punto S dipende dalla temperatura media delle alette della batteria e quindi dalla temperatura dell'acqua di alimentazione della batteria stessa. Di solito si hanno i seguenti valori: $t_i = 7^\circ\text{C}$ e $t_u = 12^\circ\text{C}$. Il valore medio è, quindi, 9°C e il punto S si troverà al di sopra dell'isoterma pari a 9°C .

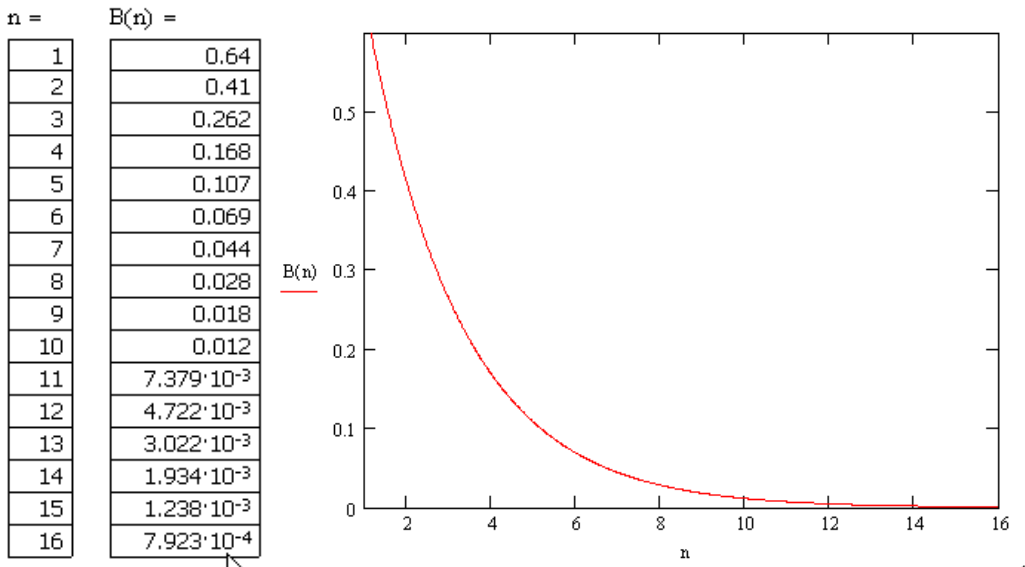


Figura 72: Andamento del BPF al variare del numero di ranghi n

Per la trasformazione di deumidificazione 12 è possibile valutare separatamente gli scambi di calore sensibile e latente e pertanto è possibile definire sia la *pendenza* della trasformazione che il *fattore termico*, così come detto in precedenza. La retta 12S è detta *retta della batteria*. Occorre distinguere due fasi di progetto.

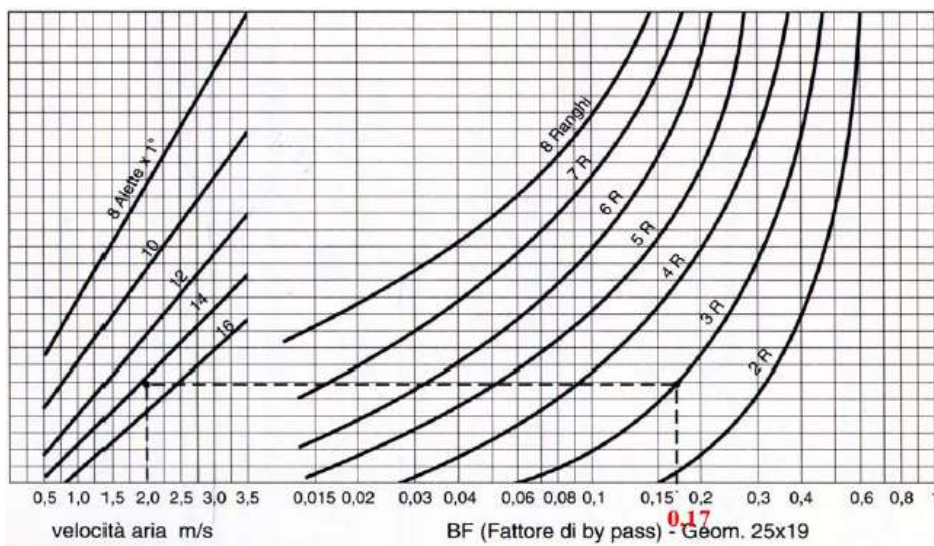


Figura 73: Calcolo del fattore di by pass per una batteria

Il fattore di by-pass di una batteria alettata dipende dalla geometria della batteria e dalla velocità dell'aria trattata. I parametri geometrici da cui il BPF dipende sono:

- Passo trasversale St (è la distanza tra due tubi adiacenti di uno stesso rango)
- Passo longitudinale Sl (è la distanza tra due ranghi adiacenti)
- Numero di alette per pollice
- Numero di ranghi

Per determinare il fattore di by-pass è possibile fare uso del diagramma seguente, relativo ad una batteria a tubi sfalsati di geometria 25x19 ($St=25\text{mm}$; $Sl=19\text{mm}$).

E' nota la temperatura media del refrigerante e si deve determinare t_s

Se si desidera progettare una centrale di trattamento dell'aria allora si dovranno utilizzare batterie di scambio già costruite modularmente dalle varie Case produttrici. In funzione della temperatura media dell'acqua di refrigerazione che circola all'interno della batteria alettata e del punto iniziale 1 si può subito tracciare la retta (se esiste!) che da 1 risulti tangente alla $\phi=100\%$ e su questa retta si può individuare il punto 2 finale noto il BPF fornito dal Costruttore per la batteria selezionata. Si osservi che la t_s come sopra individuata deve essere congruente con il flusso termico scambiato:

$$q = G_a (h_2 - h_1) \quad [140]$$

in caso contrario occorre modificare la scelta. Di solito si procede per tentativi.

E' nota la temperatura t_s e si deve determinare la temperatura del refrigerante

Sono note le condizioni iniziali e finali (1 e 2) e si deve determinare la temperatura di alimento della batteria. Sul diagramma psicrometrico si traccia la retta 12 fino all'intersezione con la curva di saturazione. In questo caso è fondamentale conoscere il BPF fornito dal costruttore e quindi, individuato t_s si determina la temperatura del refrigerante:

$$q = G_a (h_2 - h_1) = \dot{m}_w c_w (t_i - t_u) \quad [141]$$

ove il pedice w si riferisce all'acqua refrigerata di alimento della batteria e con \dot{m} si è indicata la portata di massa.

4.13 POTENZIALITÀ DELLE BATTERIE DI SCAMBIO

I diagrammi psicrometrici relativi ai cicli di condizionamento visti in precedenza consentono il calcolo immediato delle potenzialità delle batterie di riscaldamento e di raffreddamento. Nota, infatti, la portata dell'aria secca dalla relazione [110], 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 49 la batteria fredda avrà una potenzialità pari a:

$$Q_{BF} = \dot{m} (h_E - h_S) \quad [142]$$

mentre la batteria di riscaldamento avrà potenzialità:

$$Q_{BC} = \dot{m} (h_I - h_S) \quad [143]$$

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.

In Figura 74 si ha uno schema 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. Nello schema sono anche riportati gli organi di regolazione della centrale termica ed i sensori di controllo di temperatura, pressione ed umidità relativa. Della regolazione si parlerà nel prosieguo del presente volume.

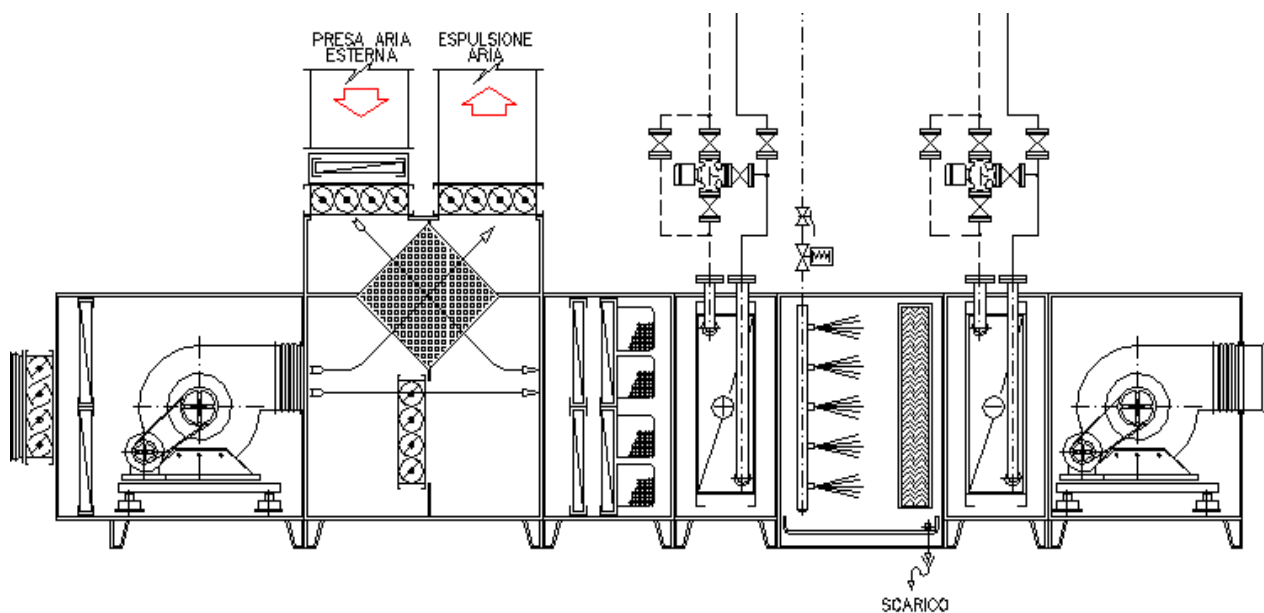


Figura 74: Centrale di Trattamento Aria con ricircolo e recuperatore di calore

4.14 PROCESSO REALE DI RAFFREDDAMENTO E DEUMIDIFICAZIONE

Nei diagrammi precedenti si sono indicate trasformazioni ideali nella quali l'aria veniva raffreddata senza deumidificazione fino al punto di rugiada e poi deumidificata, lungo la curva $\phi=100\%$, fino al punto iniziale di post-riscaldamento (vedi Figura 49).

Nella realtà le trasformazioni di raffreddamento e deumidificazione dell'aria avvengono contemporaneamente all'interno della batteria fredda, come indicato nei precedenti paragrafi. Si è dimostrato che la trasformazione suddetta equivale, in buona approssimazione, ad una miscelazione adiabatica di due correnti d'aria, una a temperatura iniziale (*esterna o di miscelazione a seconda se il ciclo è senza ricircolo o con ricircolo*) ed una nelle condizioni equivalenti al punto S ottenuto dall'intersezione della tangente alla $\phi=100\%$ dal punto iniziale con la stessa $\phi=100\%$, vedi Figura 71.

Il ciclo estivo senza ricircolo d'aria è rappresentato per le trasformazioni reali nel piano di Mollier in Figura 75. Si osservi come il punto di immissione I è anche il punto di intersezione fra la *retta ambiente* e la *retta della batteria*. Quando non si può fare in modo che questa intersezione avvenga allora occorre anche post riscaldare l'aria in uscita dalla batteria fredda, come indicato in Figura 77.

Si osservi che il punto K rappresenta l'uscita della batteria fredda e la trasformazione KI è il post-riscaldamento sopra indicato.

Rappresentazioni analoghe si possono fare con il diagramma ASHRAE, come indicato in Figura 83 per il caso di ciclo estivo senza ricircolo e in Figura 84 per il ciclo estivo senza ricircolo ma con post-riscaldamento.

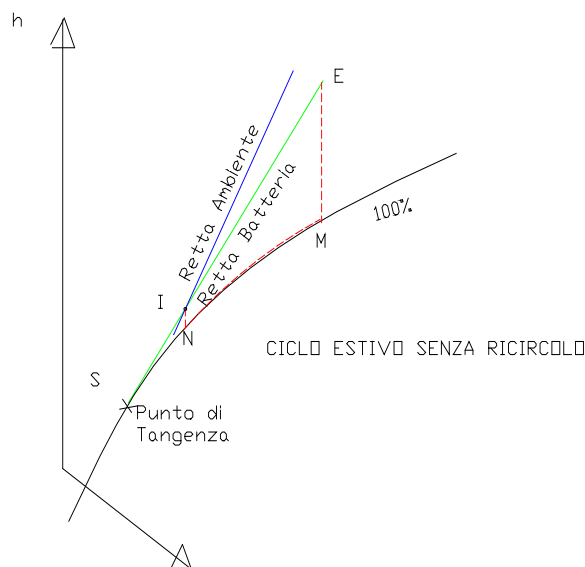


Figura 75: Rappresentazione del ciclo estivo senza ricircolo

Nella Figura 76 seguente si ha la rappresentazione di un ciclo di condizionamento reale ottenuta con un programma di calcolo elettronico (*CAD Termotecnici*) fra i vari esistenti in commercio. Si osservi come la temperatura limite t_s sia di 10 °C che rappresenta anche la temperatura minima raggiungibile con le batterie fredde alimentate con acqua refrigerata entrante a 7° ed uscente a 12 °C. Come già detto a proposito delle batterie alettate per il raffreddamento con condensazione, la scelta del punto di tangenza non sempre è possibile. Ciò si verifica quando si deve far fronte ad un elevato carico *latente*: la *retta ambiente*, infatti, si presenta molto inclinata tendendo a divenire orizzontale e quindi rendendo impossibile tracciare la tangente alla $\varphi=100\%$ con valori accettabili della temperatura di condensazione.

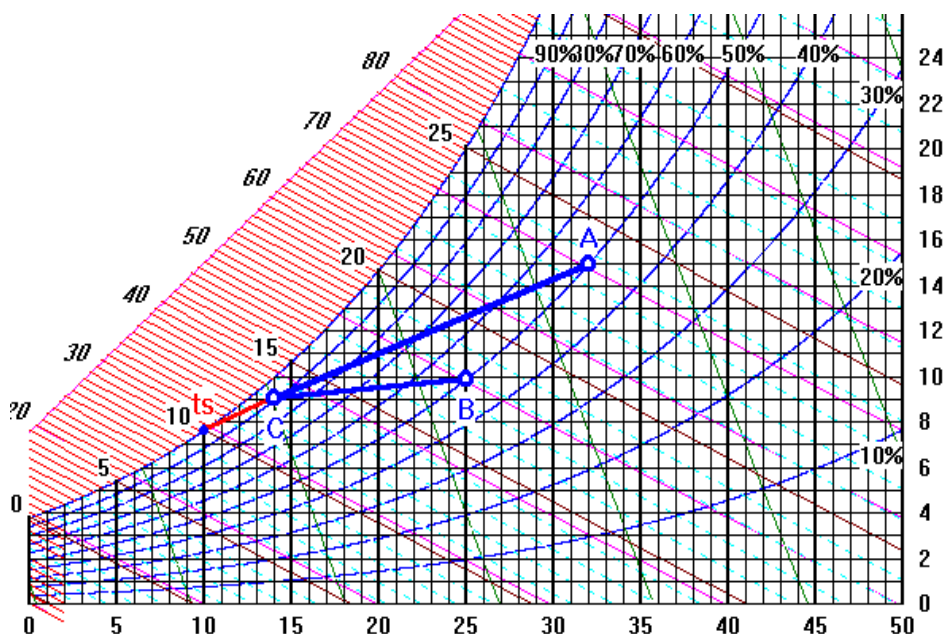


Figura 76: Ciclo estivo con deumidificazione nel piano ASHRAE

In genere i criteri di progetto sono essenzialmente due:

Si sceglie prima il BPF

Si assume il BPF (cioè si sceglie prima il tipo di batteria alettata) e si verifica se le rette ambiente e di batteria si intersecano in corrispondenza di un punto di immissione *I* compatibile con il BPF scelto in caso contrario occorre un post-riscaldamento.

Si sceglie il punto di immissione *I*

In questo caso si traccia una retta di batteria di tentativo e si determina il fattore di *by pass* corrispondente al punto di intersezione con la retta ambiente (punto *I* scelto).

Infine si verifica la compatibilità del BPF calcolato con le tipologie di batterie commerciali.

4.14.1 METODOLOGIE DI PROGETTO PER IL CASO ESTIVO

Si riepilogano di seguito i metodi usati di progetto per il condizionamento estivo classificandoli in modo metodologico per maggiore chiarezza.

La retta ambiente non interseca la $\phi=100\%$: Caso A

Sono assegnati il BPF e il punto *J* (cioè la temperatura media dell'acqua fredda di alimentazione). Sulla retta *JM* (con *M* punto di miscelazione dovuto al ricircolo) si determina *F* in modo che sia rispettato il BPF assegnato e cioè tale che sia, vedi Figura 78:

$$\frac{FJ}{MJ} = BPF$$

Dal punto *F* si spicca il segmento verticale fino ad intersecare la retta ambiente in *I*.

Si verifica che la temperatura *t_i* sia compatibile con le scelte progettuali in caso contrario occorre ripetere il procedimento variando il BPF, cioè cambiando il tipo di batteria.

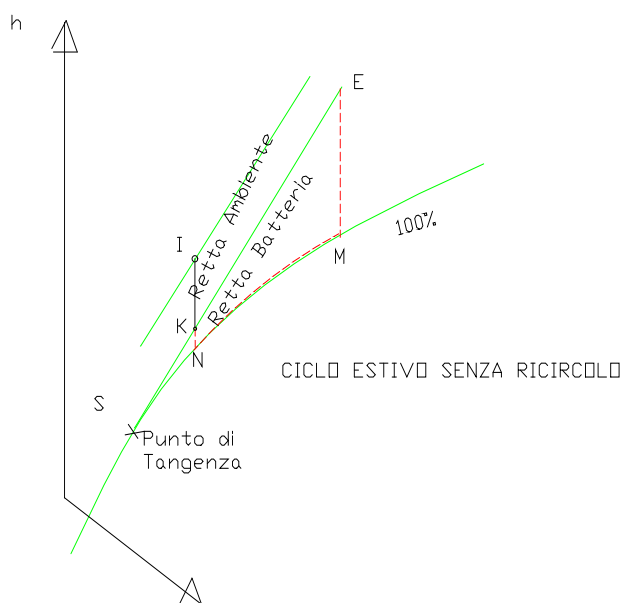


Figura 77: Ciclo estivo senza ricircolo con post-riscaldamento

La retta ambiente non interseca la $\phi=100\%$: Caso B

E' assegnata la temperatura del punto di immissione I e quella limite di saturazione J, vedi Figura 79, per cui si determina il punto F tracciando la verticale per I fino alla retta della batteria MJ. Noto il punto F si verifica che sia rispettato il BPF assegnato o si sceglie il numero dei ranghi della batteria in modo da soddisfare questo valore.

La retta ambiente interseca la $\phi=100\%$: il punto J cade a destra della retta ambiente

In questo caso si hanno due possibilità: sono assegnato BPF e J e si determina I oppure sono assegnati t_i e J e si determina F e si verifica il BPF. Il procedimento è riportato in Figura 80.

La retta ambiente interseca la $\phi=100\%$: il punto J cade a sinistra della retta ambiente

E' il caso rappresentato in Figura 81. Si possono avere due casi: nel primo sono dati BPF e quindi si determinano F, J congruenti con BPF e quindi I; nel secondo caso è dato I e quindi si determina il BPF verificando le congruenze con J e F.

Criterio generalizzato di progetto: post riscaldamento a miscela

Oltre ai criteri dianzi esposti e qualora questi non possano essere soddisfatti si può utilizzare il seguente criterio generalizzato. Siano dati: t_i , BPF, Q_T , \dot{m}_e , M, vedi Figura 82, allora si determinano, anche graficamente, il punti F e J in modo che risulti rispettato il BPF assegnato. Successivamente si determina la portata termodinamica totale per l'impianto che è data dalla:

$$\dot{m} = \frac{Q_T}{h_A - h_i}$$

Imponiamo che la temperatura del punto I sia data dalla miscela di una aliquota $\Delta\dot{m}$ di aria di espulsione nelle condizioni del punto A e della aliquota $\dot{m} - \Delta\dot{m}$ trattata nella batteria alettata nelle condizioni del punto F. Si ha la relazione di miscelazione adiabatica:

$$t_i = \frac{t_A \Delta\dot{m} + t_F (\dot{m} - \Delta\dot{m})}{\dot{m}}$$

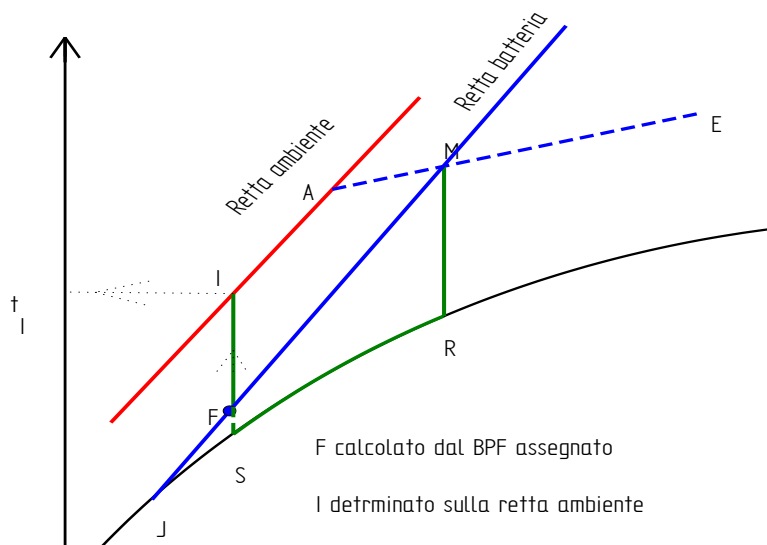


Figura 78: Retta ambiente non interseca la curva di saturazione: caso A

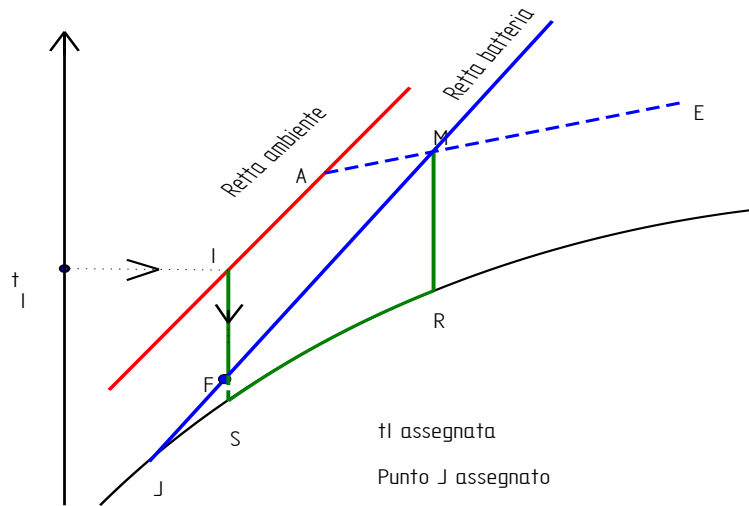


Figura 79: Retta ambiente non interseca la curva di saturazione: caso B

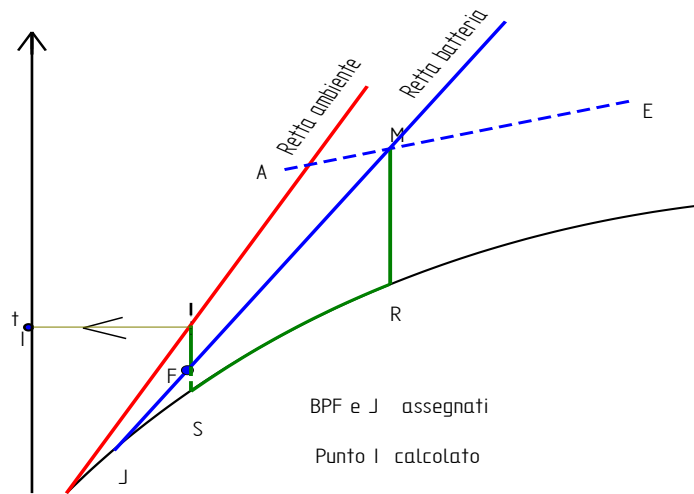


Figura 80: Retta ambiente interseca la curva di saturazione: caso A

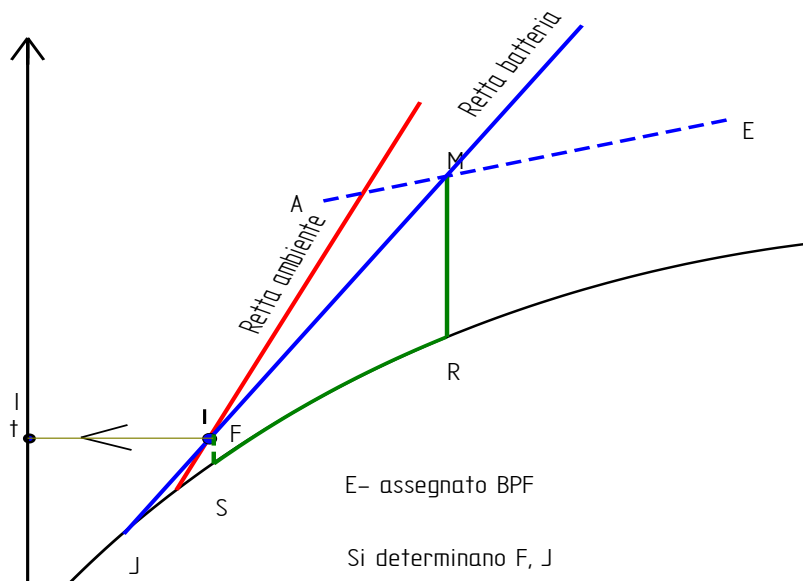


Figura 81: Retta ambiente interseca la curva di saturazione: caso B

Da questa, essendo t_i nota si determina la portata $\Delta \dot{m}$ necessaria:

$$\Delta \dot{m} = \dot{m} \frac{t_I - t_F}{t_A - t_F}$$

Si effettuato poi le verifiche di congruenza per t_j e per il punto di miscelazione M.

4.14.2 POTENZIALITÀ DELLE BATTERIE DI SCAMBIO NEI PROCESSI REALI

Analogamente a quanto detto in precedenza possiamo adesso calcolare le potenzialità delle batterie calde e fredde con riferimento al ciclo reale.

Ciclo senza ricircolo

Con riferimento alle figure precedenti per i cicli termodinamici nel piano psicrometrico, la batteria fredda, vedi Figura 75, ha potenzialità data dalla relazione:

$$Q_{BF} = \dot{m}(h_E - h_I) \quad [144]$$

Ciclo estivo senza ricircolo e post-riscaldamento

Con riferimento alla Figura 77 e alla Figura 84 si ha, per la batteria fredda:

$$Q_{BF} = \dot{m}(h_E - h_K)$$

e per la batteria di post-riscaldamento:

$$Q_{BPR} = \dot{m}(h_I - h_K)$$

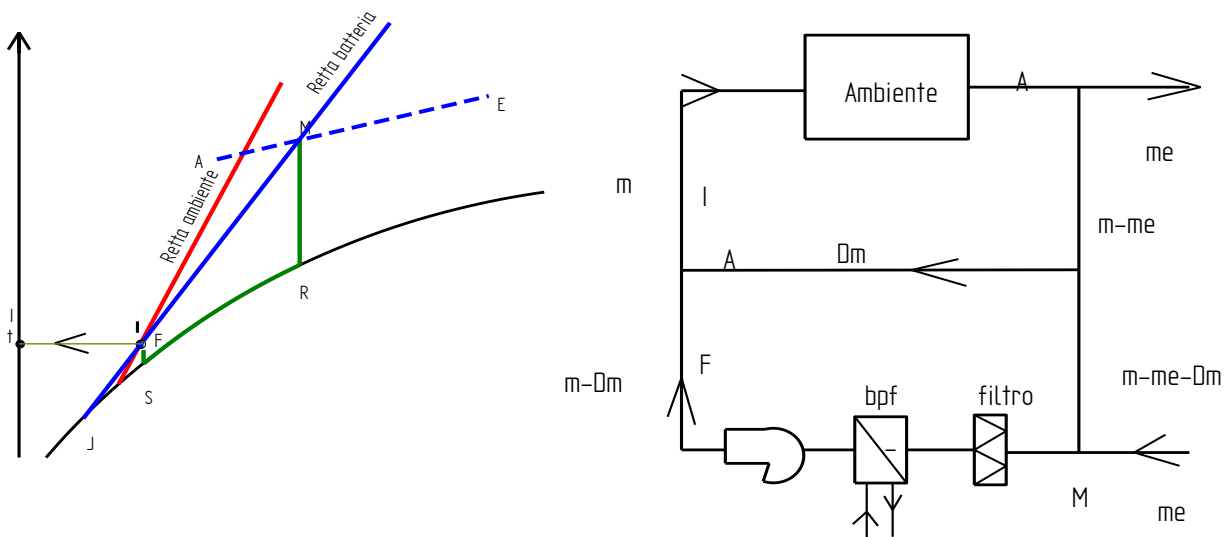


Figura 82: Post - riscaldamento a miscela

4.14.3 CICLO ESTIVO REALE CON RICIRCOLO

E' facile immaginare i casi di cicli estivi con ricircolo: in questo caso il punto di partenza non è più E (condizioni esterne) ma il punto di miscelazione del ricircolo R. Questo punto si calcola applicando la relazione:

$$t_R = \frac{\dot{m}_e t_e + \dot{m}_r t_a}{\dot{m}_r + \dot{m}_e} \quad [145]$$

ove con \dot{m}_e , \dot{m}_r si indicano le portate di aria esterna (fresca) e di ricircolo e con t_e e t_a le rispettive temperature.

Nella Figura 85 e nella Figura 83 sono rappresentati i casi di ciclo estivo con ricircolo senza post-riscaldamento mentre nella Figura 86 e Figura 88 si hanno gli analoghi casi con post-riscaldamento.

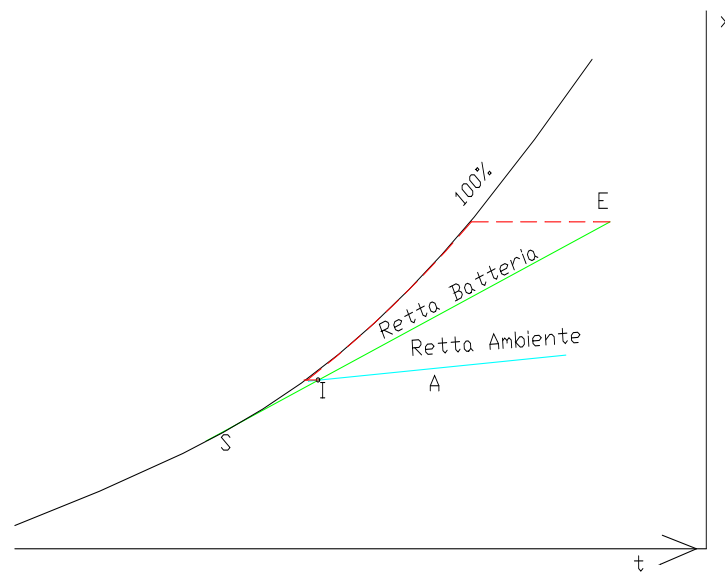


Figura 83: Ciclo estivo senza ricircolo – ASHRAE

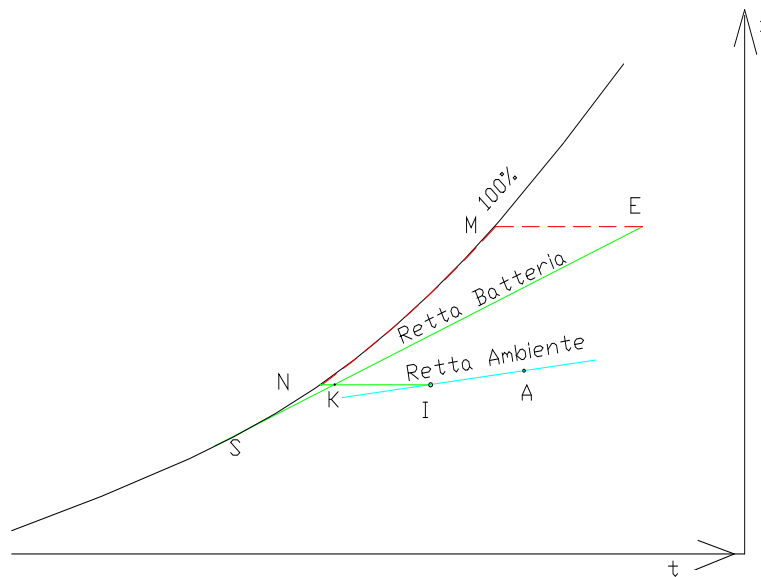


Figura 84: Ciclo estivo senza ricircolo con post-riscaldamento – ASHRAE

Figura 86: Ciclo estivo con ricircolo e post-riscaldamento

I risultati finali di bilancio termico e di calcolo delle potenzialità delle batterie di scambio sono qui riassunti.

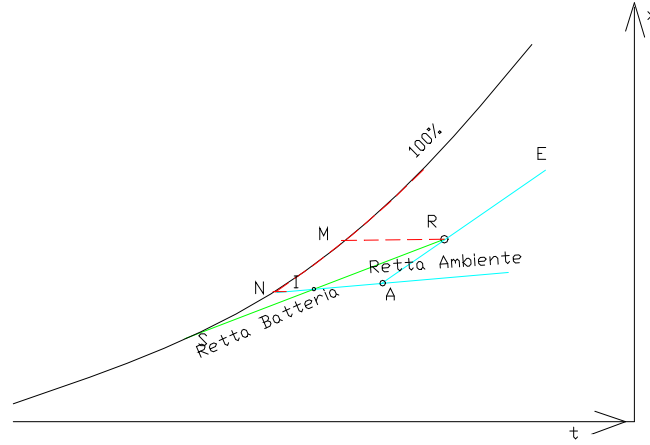


Figura 87: Ciclo estivo con ricircolo – ASHRAE

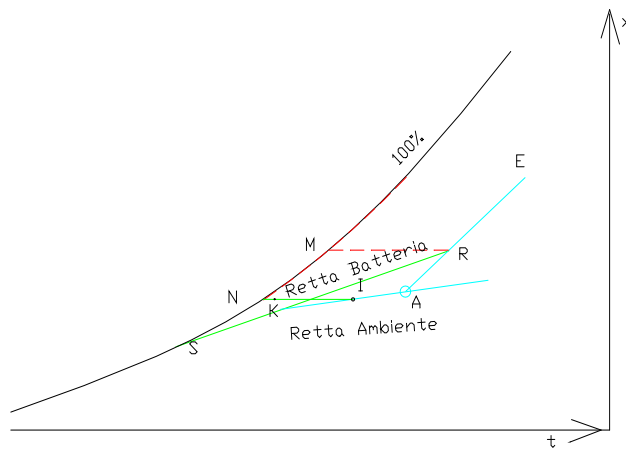


Figura 88: Ciclo estivo con ricircolo e post-riscaldamento – ASHRAE

5. TIPOLOGIE DI CONDIZIONAMENTO

5.1 IMPIANTI A TUTT'ARIA PER SINGOLA ZONA

Gli impianti visti in precedenza sono quelli più caratteristici, detti a tutt'aria per una singola zona. In figura si ha una rappresentazione impiantistica semplificata

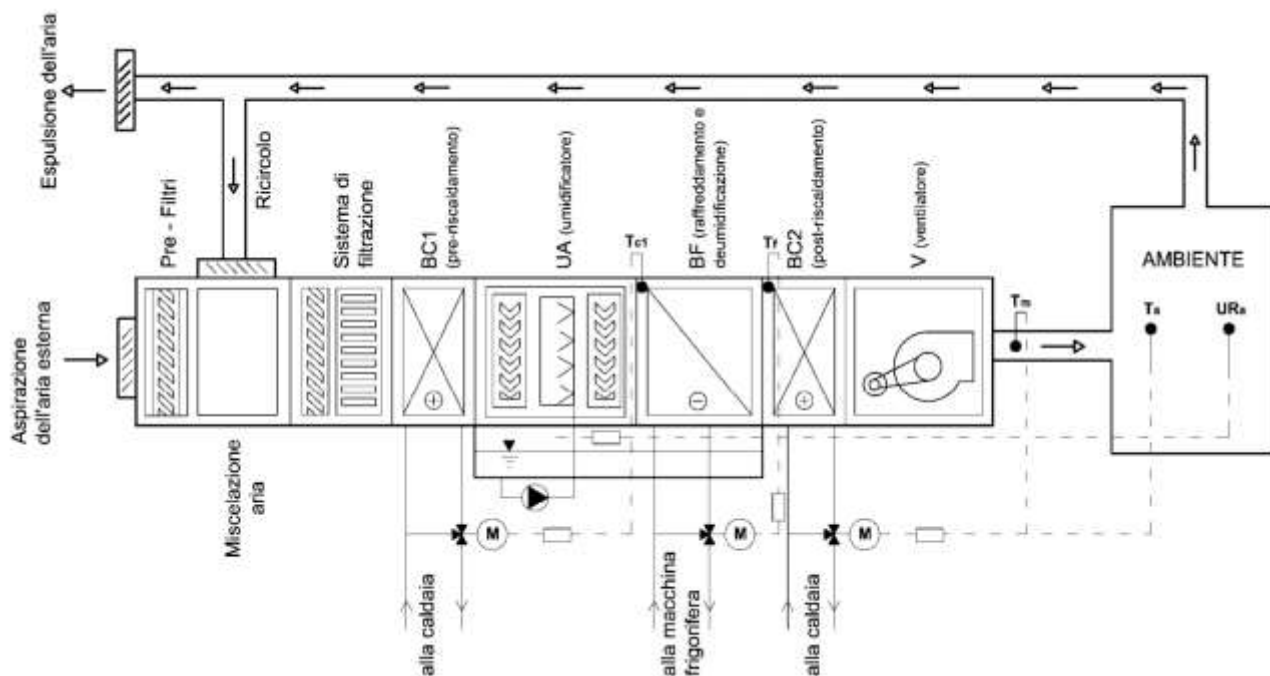


Tabella 33: Impianto a tutt'aria per singola zona

Quando si opera su un'unica zona (cinema, teatri, sale museali, aule, ...) si ha la possibilità di una regolazione ottimale delle condizioni climatiche. Per gli impianti a tutt'aria multizona si hanno diverse problematiche dovute alle contemporanee esigenze diverse degli ambienti nelle diverse esposizioni e quindi con diversi carichi termici,

Vediamo ora altre tipologie impiantistiche degli impianti di condizionamento molto usate nelle applicazioni civili ed industriali.

5.2 IMPIANTI MULTIZONA

Gli impianti a tutt'aria visti in precedenza non sono in grado di soddisfare le esigenze di tutti gli ambienti di un edificio. Essi, infatti, sono in grado di distribuire aria nelle stesse condizioni all'uscita delle CTA. Nei condotti terminali possono essere inseriti elementi di post riscaldamento

(spesso di tipo elettrico) e quindi solo parzialmente si possono soddisfare condizioni variabili degli ambienti, specialmente quando le dimensioni degli edifici sono notevoli e gli effetti degli orientamenti si fanno risentire pesantemente.

Per risolvere questo problema si possono avere impianti multizona: dalla CTA si dipartono due o più canali principali, ciascuno che serve una zona climatica indipendente dalle altre. Batterie di post-riscaldamento elettriche possono in qualche modo soddisfare le variazioni di carico termico entro un intervallo ben delimitato, Figura 93.

Purtroppo questa tipologia di impianto non riesce a controllare le condizioni ambientali in ogni ambiente all'interno di ciascuna zona. L'aria in uscita dalla CTA è regolata da una sola sonda ambiente per ciascuna zona.

5.2.1 IMPIANTI MULTIZONA A SINGOLO CANALE

La Figura 89 riporta il layout di un impianto multizona a canale singolo. Per ragioni economiche spesso non risulta conveniente avere impianti separati per ciascuna zona.

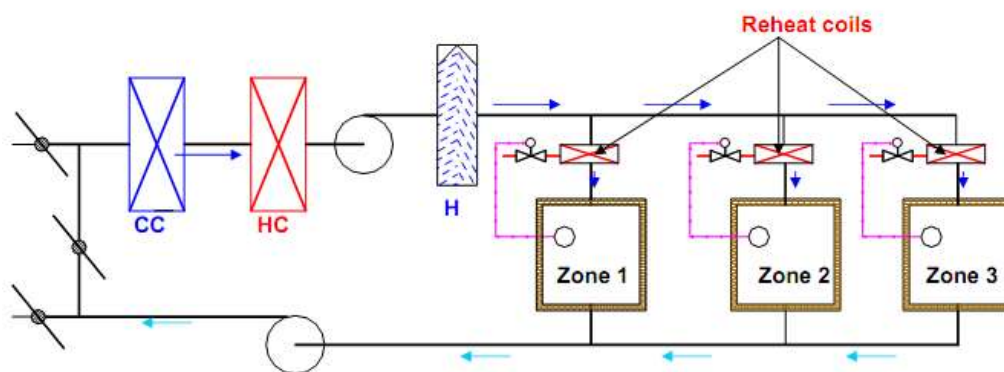


Figura 89: Impianti multizona a singolo canale

La tipologia a canale singolo distribuisce alle varie zone l'aria nelle stesse condizioni psicrometriche uscenti dall'UTA e, al tempo stesso, si provvede a soddisfare il carico ambiente con batterie di riscaldamento (elettriche o alimentate ad acqua), come sopra specificato.

In questo modo si possono soddisfare richieste variabile durante il giorno perché la variazione dell'inclinazione della retta ambiente di ciascuna zona viene compensata da una maggiore o minore fornitura di calore alla batteria di post riscaldamento.

5.2.2 IMPIANTO MULTIZONA A PORTATA VARIABILE

E' una categoria di impianti che è stata introdotta da qualche decennio e che presenta interessanti caratteristiche soprattutto nel campo del risparmio energetico.

L'aria viene mandata in uscita dall'UTA nelle condizioni psicrometriche desiderate. A ciascuna zona viene inviata una portata d'aria variabile mediante l'intervento di valvole di regolazione della portata.

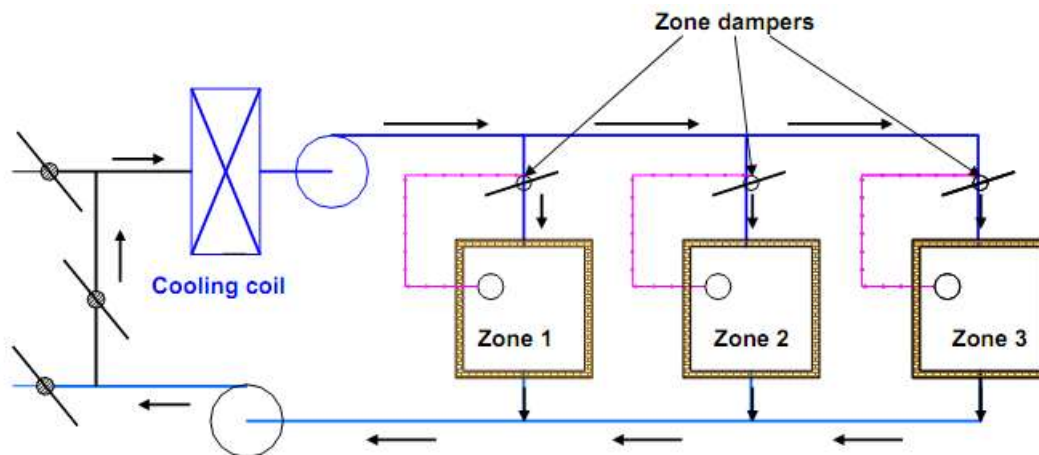


Figura 90: Impianti multizona a portata d'aria variabile – VAV

Ciascuna valvola è comandata da un termostato nell'ambiente tipo di ciascuna zona, come mostrato in Figura 90. In definitiva la temperatura dell'aria inviata a ciascuna zona è costante mentre si va a variare la portata in funzione del carico delle zone.

Il sistema VAV presenta alcuni vantaggi:

- Minore energia consumata nel sistema di raffreddamento poiché l'aria non viene raffreddata al minimo per poi essere riscaldata, come nei sistemi a portata costante;
- Minori consumi di energia nelle soffianti dovuti a minori flussi volumetrici quando il carico di zona diminuisce. La riduzione dei consumi energetici può essere significativa soprattutto per le zone periferiche che subiscono molto la variazione di irradiazione solare durante il giorno.

Va osservato che la riduzione della portata nei sistemi VAV può portare ad avere problemi con la qualità dell'aria (IAQ) e con la qualità della distribuzione dell'aria negli ambienti (vedi successivo capitolo sulla distribuzione dell'aria).

Il controllo dell'umidità negli ambienti è più difficoltoso con i sistemi VAV. Inoltre il bilanciamento delle reti di canali può essere complesso con l'intervento delle valvole di regolazione della portata.

Spesso si ha una combinazione dei sistemi VAV con i terminali di postriscaldamento che garantisce una portata minima di ventilazione ed un'accettabile distribuzione dell'aria negli ambienti.

5.3 IMPIANTI A DOPPIO CONDOTTO (DUAL CONDUIT)

In edifici di particolare pregio ed importanza occorre variare fortemente le condizioni climatiche interne dei vari ambienti. Nel *Grattacielo Pirelli*, infatti, le condizioni variano talmente durante la giornata e nelle varie stagioni che si hanno condizioni climatiche interne diverse in corrispondenza delle varie zone. Capita, ad esempio, che in una zona si debba raffreddare e contemporaneamente in un'altra zona si debba riscaldare.

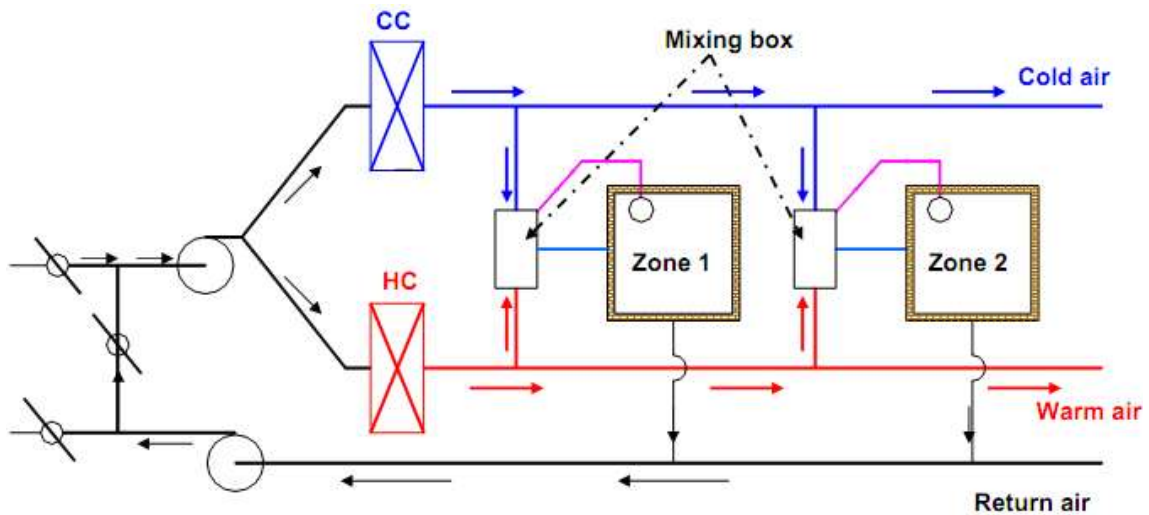


Figura 91: Schema di funzionamento di impianti a doppio condotto

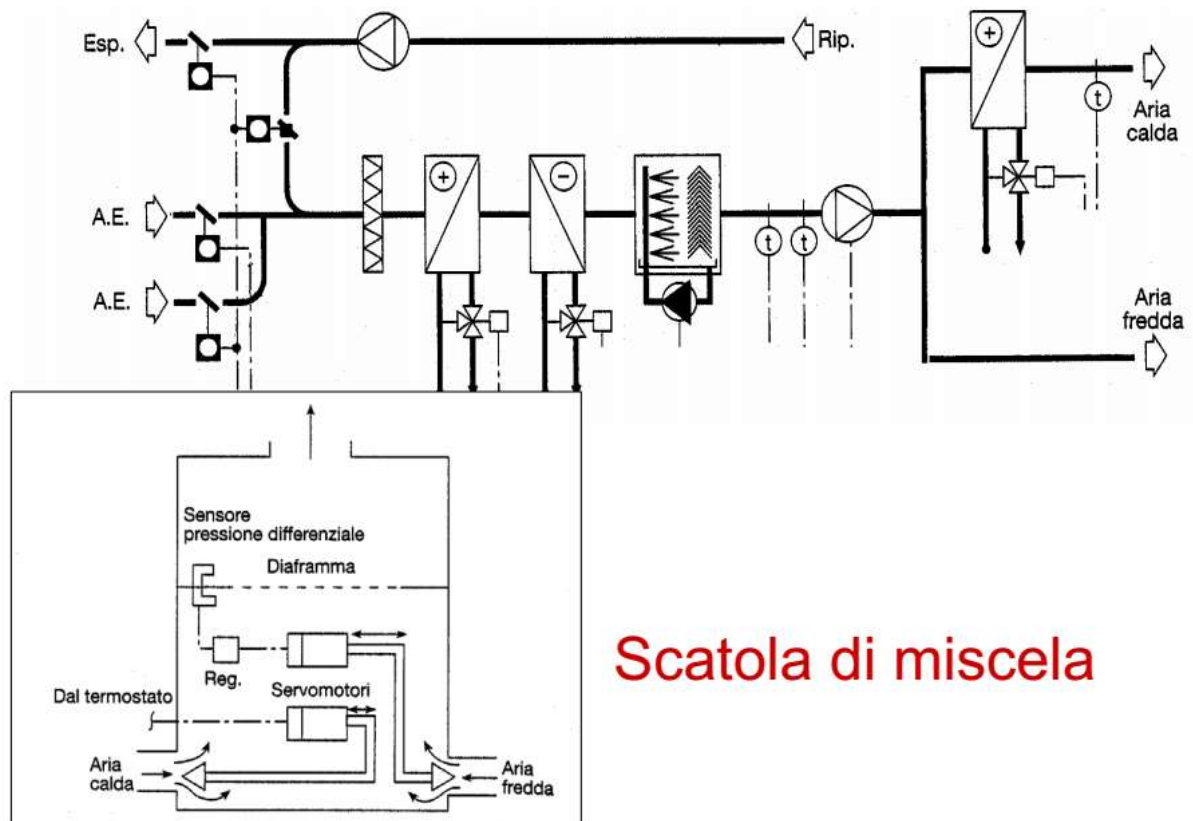


Figura 92: Schema di installazione e di funzionamento di un impianto a doppio condotto

Un modo per superare questo problema è di utilizzare impianti a doppio condotto (detti anche *dual conduit*) con i quali si ha contemporaneamente aria calda (in un canale) e fredda (nell'altro). A monte di ciascun ambiente si ha un miscelatore che miscela opportunamente portate di aria calda e fredda in modo da raggiungere le condizioni di immissione migliori per ciascun ambiente.

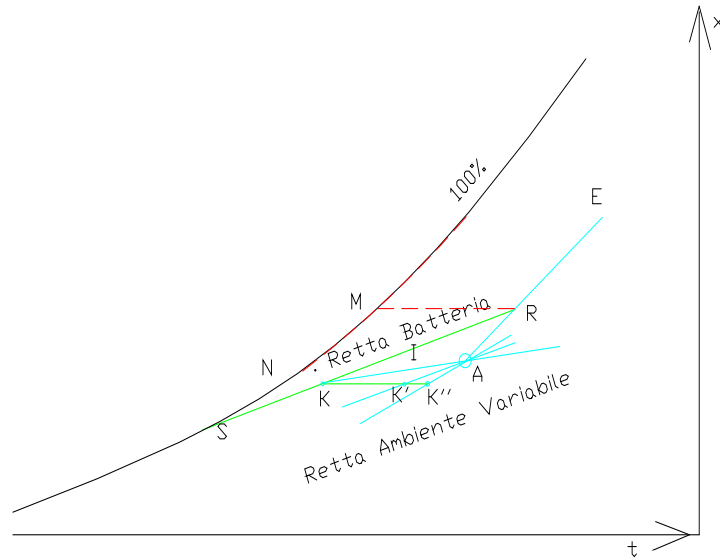


Figura 93: Variazione del punto di immissione al variare della retta ambiente

Questi impianti sono costosi perché necessitano di una doppia rete di distribuzione dell'aria e la cassetta di miscelazione è anche più costosa di una normale bocchetta di mandata che pure risulta ancora necessaria. Inoltre anche le spese di manutenzione sono proporzionalmente maggiori di un impianto a singolo condotto.

Le temperature delle correnti calde e fredde sono scelte opportunamente in modo da avere il più ampio grado di regolazione, vedi Figura 95.

Di solito l'aria calda è a $30 \div 40 \text{ }^\circ\text{C}$ (in modo da soddisfare anche le esigenze di riscaldamento, ove richiesto) mentre l'aria fredda è scelta in corrispondenza del punto di temperatura minima possibile con la batteria fredda.

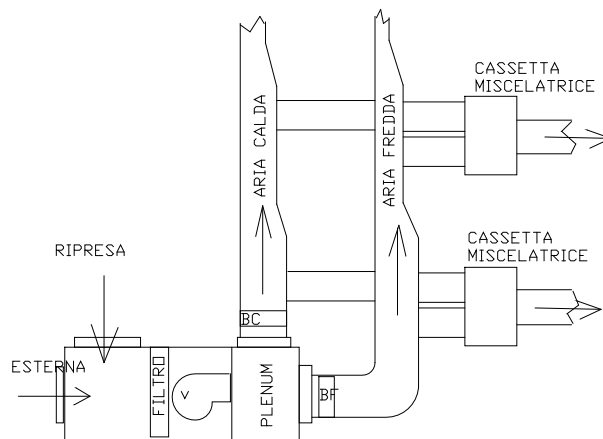


Figura 94: Schema di un impianto Dual Conduit

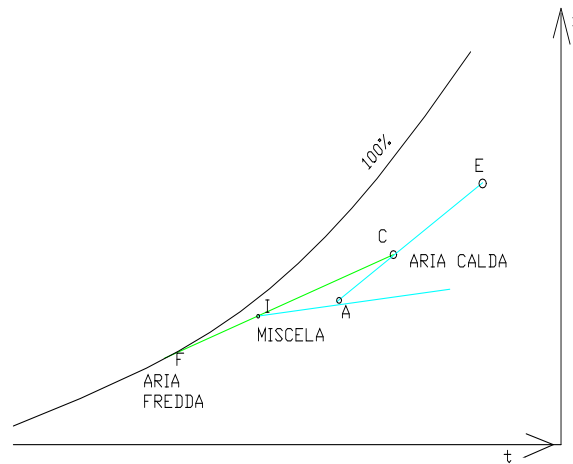


Figura 95: Miscelazione dell'aria in un impianto a doppio canale

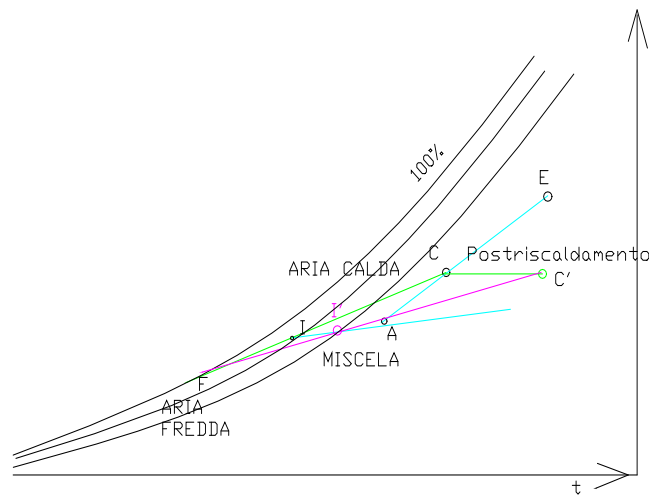


Figura 96: Controllo dell'umidità interna con il Dual Conduit

Il controllo dell'umidità interna degli ambiente non è sempre perfetto ma comunque sempre all'interno di $\pm 10\%$ attorno al valore centrale di 50%. Per potere variare l'umidità ambiente occorre anche riscaldare ulteriormente l'aria calda mediante un'opportuna batteria calda (possibilmente di tipo elettrico) in modo da ottenere il punto di immissione ad umidità più elevata, vedi Figura 96. Rispetto al punto I ottenuto miscelando le correnti C ed F, si ottiene I' miscelando F con C', a temperatura maggiore di C.

Regime Estivo

Lo schema impiantistico per il regime estivo è dato in Figura 97 nella quale si suppone che l'aria miscelata in ingresso sia poi inviata in due condotti separati nei quali, tramite una batteria fredda ed una calda, l'aria viene portata nelle condizioni C e J.

Nei miscelatori avviene, in base alla regolazione delle sonde di temperatura ambiente, la miscelazione delle due correnti in modo da rispettare, come indicato in Figura 98, le rispettive rette di carico ambiente.

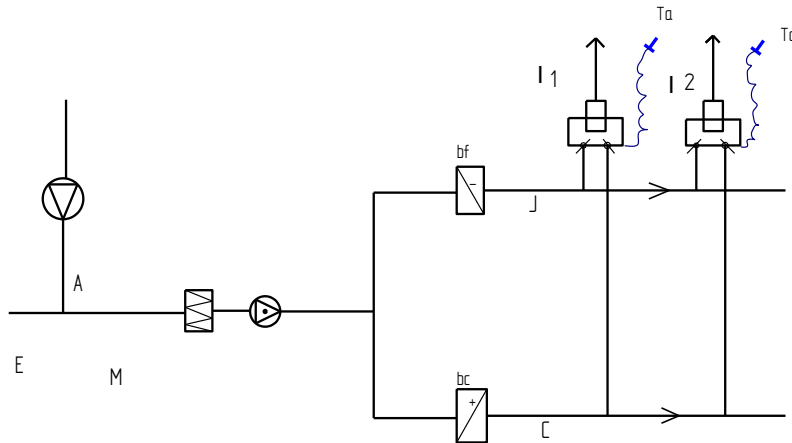


Figura 97: Impianto Dual Conduit in regime estivo

Come variante dello schema di Figura 97 si può adottare quello della Figura 99 nel quale la batteria fredda è a monte della diramazione dell'aria e la batteria calda è nel ramo corrispondente all'aria calda. Nel diagramma psicrometrico si ha l'andamento di Figura 100.

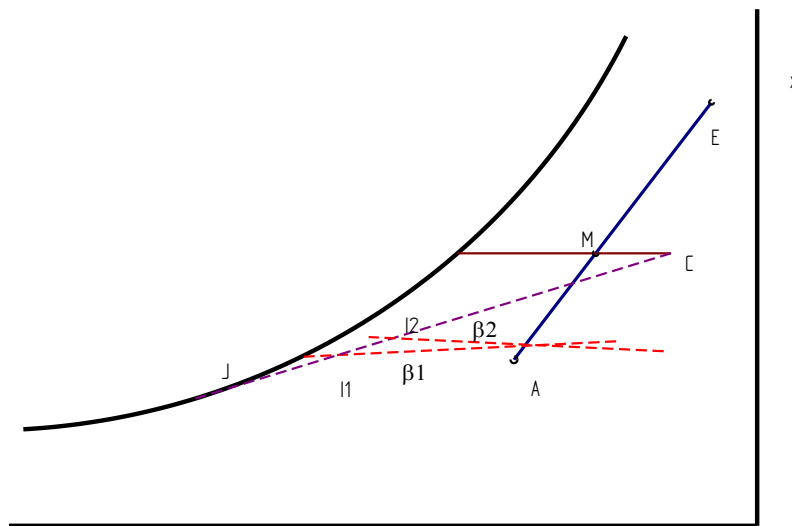


Figura 98: Trasformazioni per dual conduit in regime estivo

Regime di funzionamento invernale

In regime invernale lo schema impiantistico si modifica secondo quanto indicato in Figura 101 nella quale la batteria fredda è sostituita con quella di saturazione adiabatica. La batteria calda resta posizionata nel ramo corrispondente all'aria calda.

In Figura 102 si hanno le rappresentazioni nel diagramma psicrometrico al variare delle rette di carico degli ambienti.

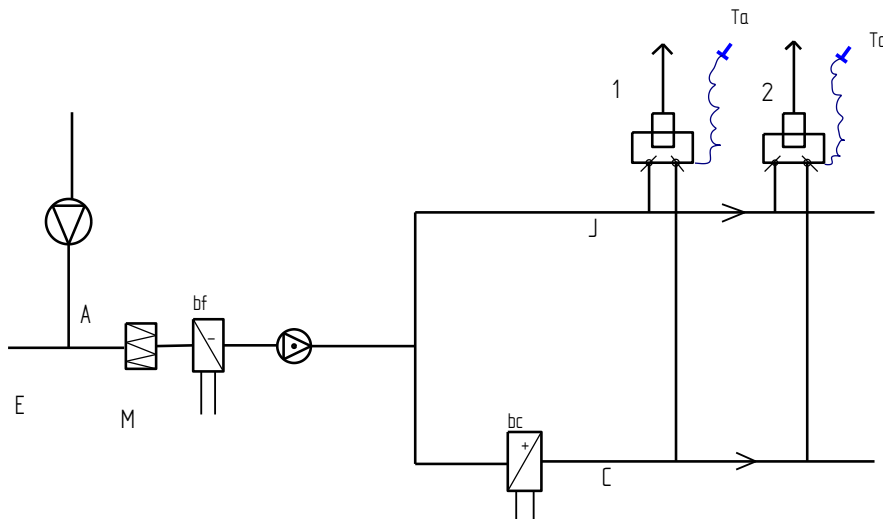


Figura 99: Schema alternativo per impianto dual conduit estivo

Cassette miscelatrici per più ambienti

Se le condizioni di due o più ambienti sono molto simili al variare del carico allora si può pensare che una cassetta miscelatrice possa servire (come se fosse una unità di trattamento dell'aria) questi ambienti. Poiché la dipendenza dalla stessa scatola miscelatrice limita la regolazione nei singoli ambienti, un collegamento multiplo fa perdere alcuni dei vantaggi dell'impianto a doppio condotto.

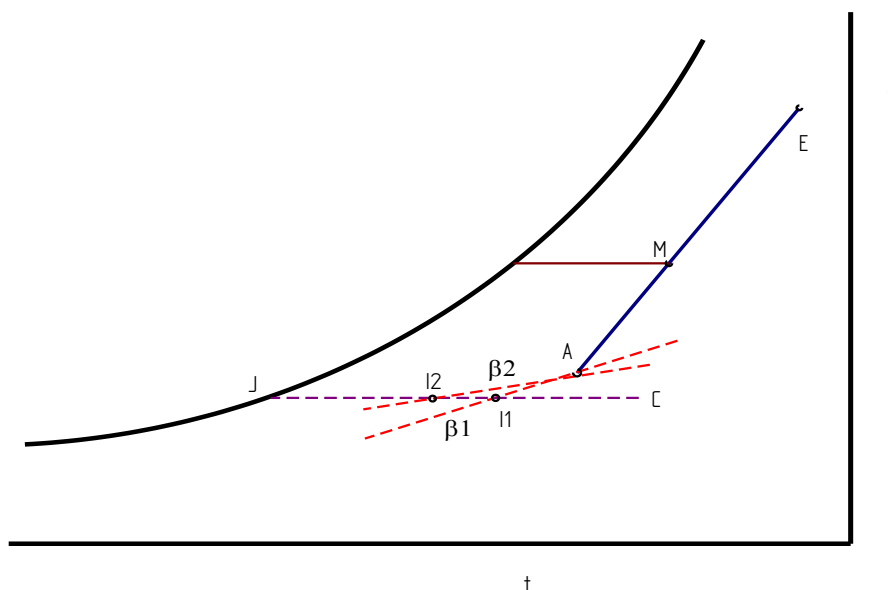


Figura 100: Trasformazioni per dual conduit in regime estivo per schema alternativo

Di solito con impianti a doppio condotto si può inviare l'aria ad alta velocità, riducendo le dimensioni dei canali. Qualora si abbiano schemi di collegamenti multipli del tipo sopra indicato allora si perderebbe questo vantaggio perché la distribuzione nei singoli ambienti deve avvenire a bassa velocità (almeno dalla cassetta alle bocchette di mandata).

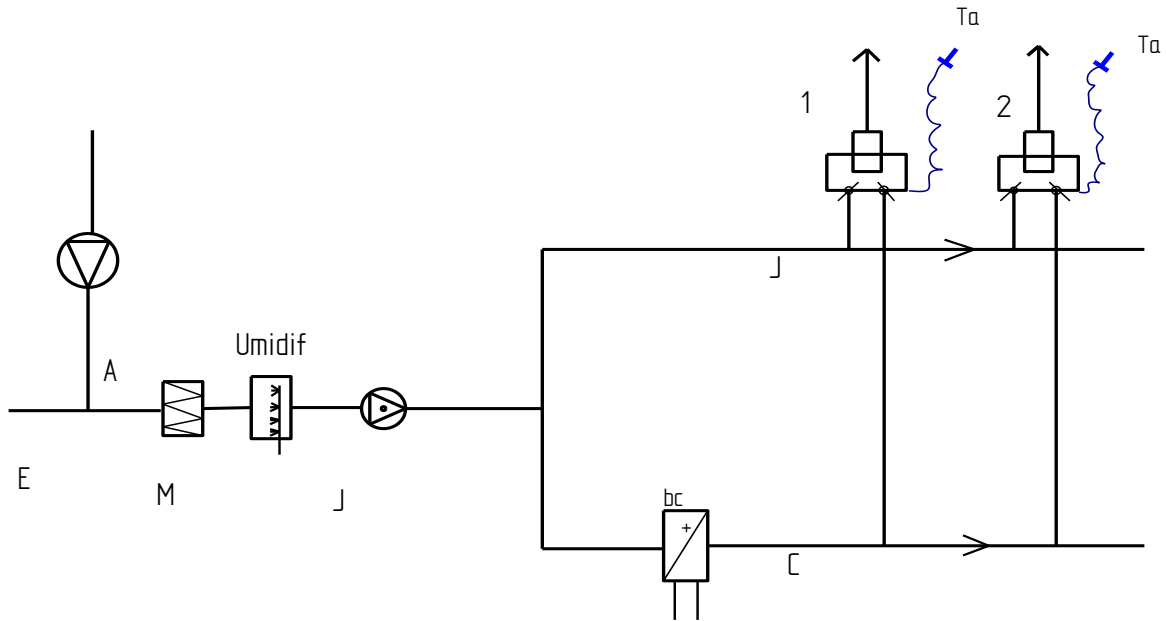


Figura 101: Schema impianto dual conduit in regime invernale

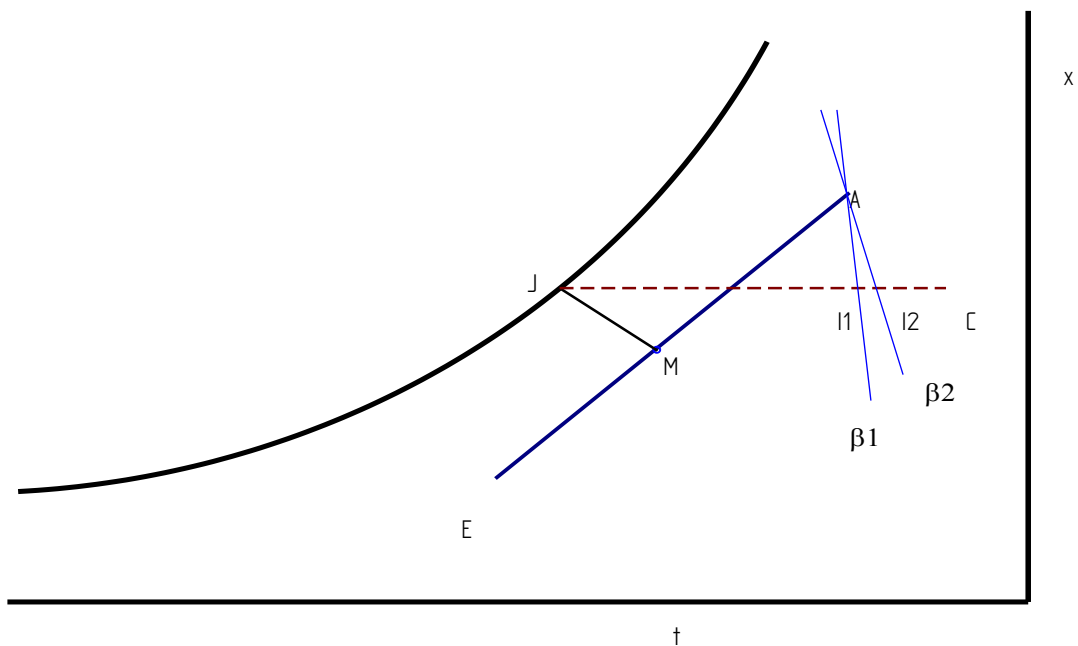


Figura 102: Trasformazioni per impianti dual conduit in regime invernale

Impianti a doppio condotto a portata variabile

Questi sistemi sono simili agli impianti multizona VAV precedentemente visti. Rispetto agli impianti dual conduit a portata costante la scatola miscelatrice può anche fungere da valvola di regolazione della portata, come visto in precedenza.

5.3.1 LIMITI DI APPLICAZIONE DEGLI IMPIANTI A DOPPIO CONDOTTO

Dall'esame delle trasformazioni indicate nelle figure precedenti per i casi estivi ed invernali si può facilmente dedurre che gli impianti *dual conduit* presentano il limite nel dovere essere:

$$\beta \leq \beta_{\text{limite}}$$

ove la β_{limite} è data dalla congiungente JA fra il punto freddo e il punto ambiente, come indicato in Figura 103.

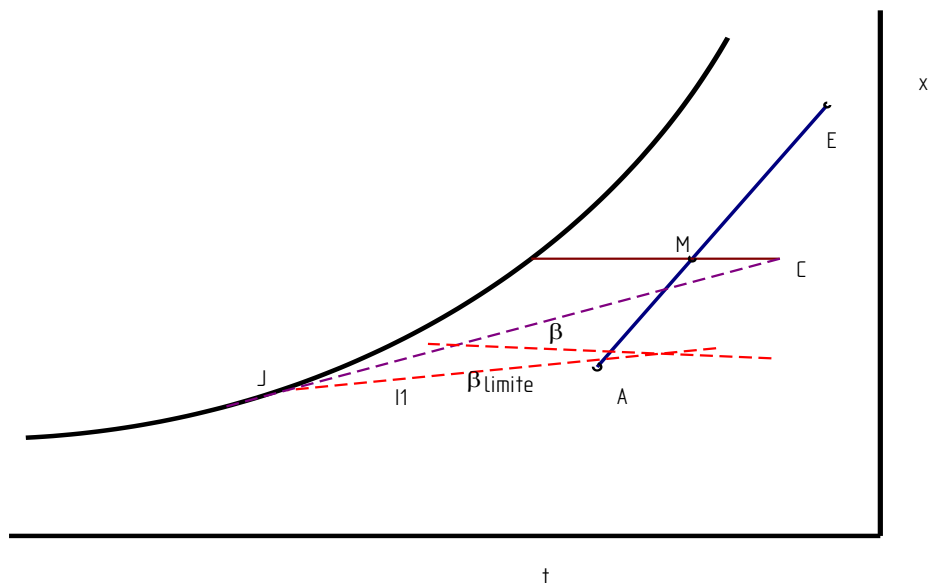


Figura 103: Limiti di applicabilità degli impianti dual conduit

Se l'edificio presenta ambienti con retta ambiente al di là della retta limite allora si deve pensare a separare le zone o ad utilizzare impianti con batterie ad espansione diretta per quegli ambienti che necessitano di un punto J' inferiore a J.

Si tenga presente che al variare del carico sensibile e del carico totale dell'ambiente l'umidità relativa varia secondo curve caratteristiche fornite ai costruttori delle cassette miscelatrici.

5.3.2 CALCOLO DELLE PORTATE NEGLI IMPIANTI A DOPPIO CONDOTTO

La procedura da seguire per il calcolo delle portate d'aria negli impianti a doppio condotto può essere così sintetizzata.

- Calcolo dei carichi termici di ogni zona e di ogni ambiente, indicato con z
- Determinazione delle rette ambiente β di ogni zona e/o ambiente
- Scegliere i punti freddo, caldo e ambiente di progetto (J,C,A) (vedi Figura 98 e Figura 100);
- Tracciato il diagramma sul piano psicrometrico si determinano i punti I1, I2, ... di immissione dell'aria nei singoli ambienti;
- Si calcola la portata d'aria di zona:

$$G_z = \frac{(Q_s)_z}{\rho c_p (t_A - t_I)_z}$$

- Si calcola la portata di aria nel canale caldo:

$$(G_z)_c = G_z \frac{JI_z}{JC}$$

- Si calcola la portata d'aria nel canale freddo:

$$(G_z)_f = G_z \frac{CI_z}{JC}$$

- Si calcola la portata totale nei due canali:

$$G_c = \sum_z (G_z)_c ; \quad G_f = \sum_z (G_z)_f$$

- Si calcola la portata totale da trattare nell'unità di trattamento aria:

$$G_t = G_c + G_f$$

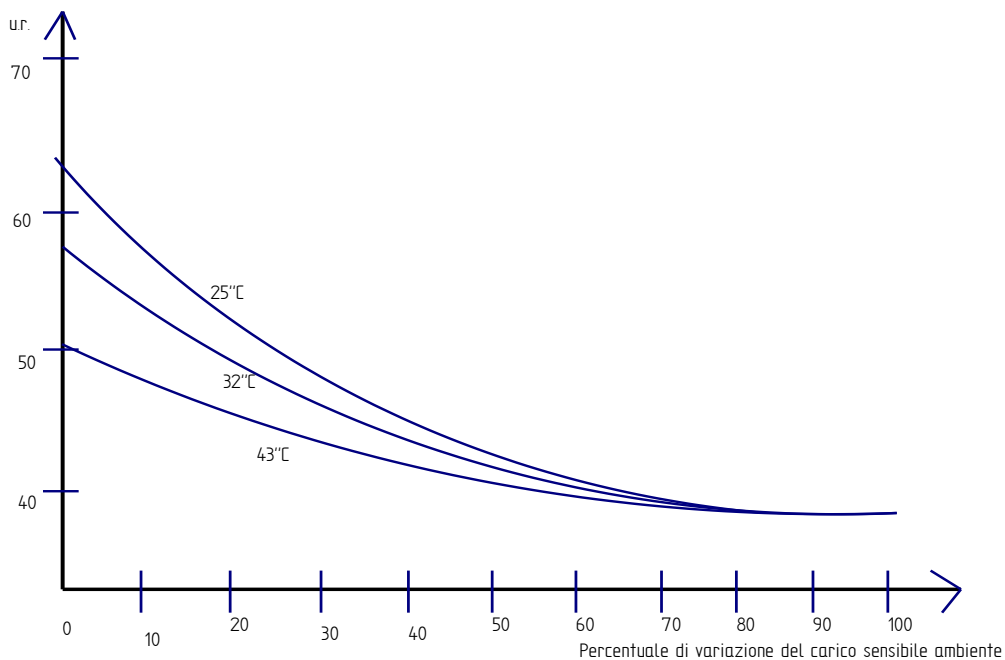


Figura 104: Andamento dell'umidità relativa al variare del carico sensibile

5.4 IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO AD ACQUA

Si tratta, come già detto, di impianti nei quali il trasporto dell'energia è affidata all'acqua. In questo caso anche i terminali cambiano: essi 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 106 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: una tipologia più complessa ma anche più funzionale è quella a *quattro tubi*. In questo modo si hanno tubazioni indipendenti per l'acqua calda e per l'acqua fredda. Questa disposizione consente, ad esempio, di miscelare l'acqua nelle batterie dei fan coils regolando la temperatura di miscela mediante una valvola a tre vie. Inoltre si ha la possibilità di soddisfare contemporaneamente sia l'esigenza del raffreddamento che del riscaldamento nelle tipologie edilizie più complesse.

Naturalmente gli impianti a quattro tubi hanno un costo maggiore di quelli a due tubi e spese di gestione e manutenzione sensibilmente più elevate ma sono gli unici a garantire un buon funzionamento sia estivo che invernale.

In qualche caso sono utilizzati impianti a *tre tubi* nei quali si ha un tubo per la mandata dell'acqua calda, uno per la mandata dell'acqua fredda ed uno per il ritorno comune caldo – freddo. Purtroppo questa disposizione impiantistica pone numerosi problemi di funzionamento ma, soprattutto, rappresenta un insensato sciupio di energia avendosi, nel ritorno, miscelazione dell'acqua refrigerata (che ha un costo di produzione notevole) con l'acqua calda.

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 e quindi si possono avere portate differenti.

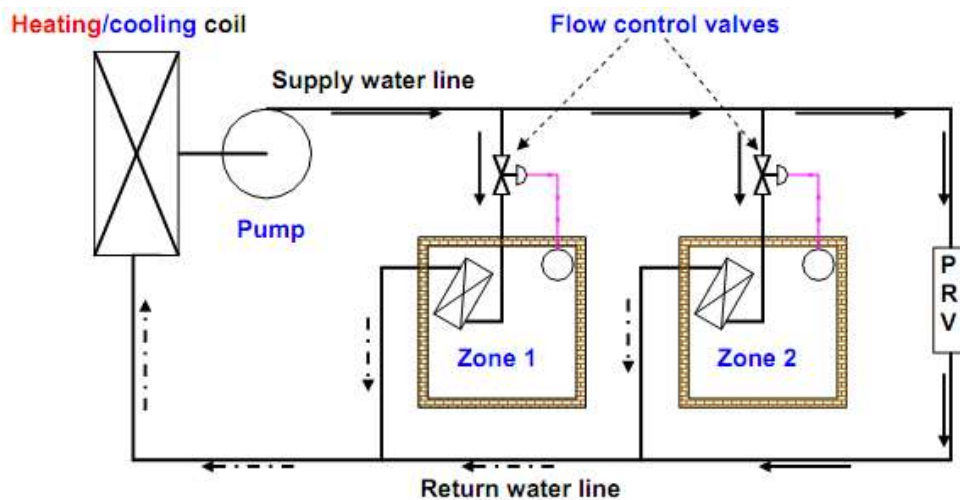


Figura 105: Sistema di condizionamento ad acqua

E' consuetudine dimensionare la rete di alimentazione dei *fan coil* per le portate maggiori (solitamente quelle estive). 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.

Quando si hanno carichi contemporanei di riscaldamento e di raffreddamento (ad esempio per edifici molto vetrati) allora si utilizzano gli impianti a *quattro tubi* nei quali si hanno alimentazioni separate per la batteria di raffreddamento (a 7-12 °C) e per la batteria di riscaldamento (70-60 °C o altri valori a seconda del generatore di calore). In questo modo in ciascun ambiente si ha la possibilità di riscaldamento e/o di raffreddamento.

La regolazione con due valvole a tre vie consente sia di selezionare il tipo di funzione che di regolare il funzionamento in base al carico.

Questa tipologia di impianti può anche essere usata con aria primaria che in questo caso viene inviata in condizioni neutre (18-20 °C) e con condizioni di umidità opportune.

Si osservi che la batteria calda dei *fan coil* a 4 tubi è dimensionata normalmente per alimentazione a 70 °C. Nel caso di alimentazione da pompa di calore (45-50°C) queste batterie rendono molto meno e quindi la loro selezione deve essere effettuata con attenzione.

5.4.1 SELEZIONE DEI FAN COIL

Per la selezione dei *fan coil* occorre decidere se l'impianto è a due o a quattro tubi. In particolare si ricordi che si hanno queste diversificazioni.

Impianto a due tubi

I mobiletti hanno una sola batteria di scambio sia per l'estate che per l'inverno. Di solito è una batteria a 3 ranghi che viene alimentata dall'acqua (onde il nome di due tubi, uno di mandata ed uno di ritorno) proveniente dalla rete di alimentazione.

Questo tipo di impianto risulta sufficientemente economico ma non consente di effettuare un controllo pieno delle condizioni climatiche ambientali. In pratica con i soli impianti a due tubi si può solo riscaldare o raffreddare gli ambienti, lasciando fluttuare l'umidità relativa.

I parametri di scelta più importanti sono i seguenti:

- La potenzialità resa alle condizioni di progetto, W;
- La temperatura dell'acqua di alimentazione, °C;
- La portata di acqua di alimentazione, kg/s o anche kg/h;
- La velocità di funzionamento del ventilatore (tramite selezione del reostato);
- La rumorosità ambientale prodotta, dB.A;
- Le modalità di installazione.

Si osserva che questi parametri sono fra loro collegati al funzionamento dei fan coil.

Nel funzionamento estivo occorre assicurarsi che la potenzialità totale (sensibile più latente) sia compatibile con i carichi sensibili e latenti di ciascun ambiente. Si tenga presente che il rapporto $\frac{Q_s}{Q_t}$ dei locali varia durante il giorno e che il rapporto sensibile/totale del fan coil può differire da questo. Da ciò deriva quanto sopra detto e cioè che con i soli fan coil la regolazione dell'umidità relativa non è attuabile.

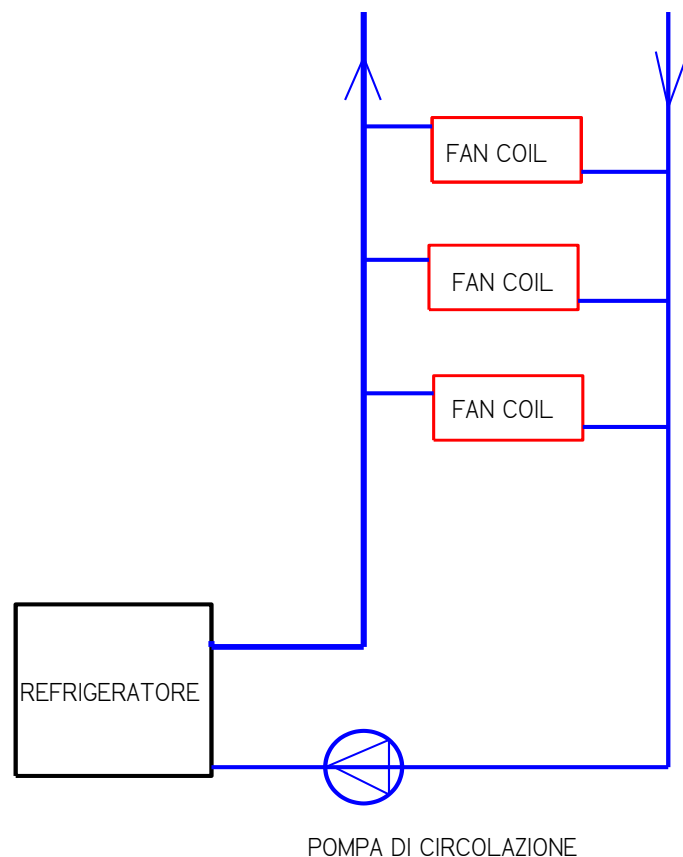


Figura 106: Impianti ad acqua del tipo a due tubi

Pertanto in un impianto a soli fan coil estivo si deve controllare il solo soddisfacimento del calore sensibile degli ambienti. Del resto si è detto che le condizioni ambientali di benessere variano poco con l'umidità relativa e molto con la temperatura a bulbo secco dell'aria. Quindi il calore sensibile da bilanciare deve essere quello massimo per ciascun ambiente.

E' buona norma aumentare il carico massimo di 10-15% per tenere conto delle perdite di efficienza del fan coil (sporcamento della batteria, deterioramento dei ventilatori, ...).

Per le condizioni invernali il carico massimo è quello derivante dal calcolo dei carichi di picco.

Qualora i carichi invernali risultino fortemente diversi da quelli estivi occorre ipotizzare un salto termico diverso da quello estivo. Ciò comporta anche una verifica della rete di distribuzione e della prevalenza della pompa di circolazione che può essere diversa nei due regimi.

Come per tutti i corpi scaldanti, la resa termica è fortemente legata alla temperatura dell'acqua di alimentazione (sia in estate che in inverno).

Il fluido è solitamente acqua ma è possibile avere, specie in inverno, una miscela di acqua e glicole etilenico.

Si tenga presente che:

- Un aumento di temperatura dell'acqua refrigerata riduce sia la potenza sensibile che quella latente in funzionamento estivo. In particolare quando la temperatura media superficiale della batteria di scambio eguaglia o supera quella di rugiada dell'aria ambiente si annulla la capacità di deumidificazione e quindi non si ha potenzialità latente;
- Un aumento della temperatura dell'acqua calda in funzionamento invernale fa aumentare la potenzialità sensibile del fan coil ma, oltre i 70-80 °C, si possono avere rischi di tostatura del pulviscolo dell'aria, di eccessiva stratificazione dell'aria calda, di abbassamento dell'umidità relativa (e quindi necessità di umidificazione supplementare) e si ha anche una sorta di pendolazione della temperatura ambiente. I valori consigliati di alimentazione invernale della temperatura sono di 40-55 °C.

La portata di acqua di alimentazione determina, a parità di temperatura del fluido entrante, la temperatura superficiale media della batteria. Incrementi della portata favoriscono l'incremento della potenzialità resa anche se, verosimilmente, con maggiori perdite di carico idrauliche.

Una diminuzione della portata porta ad una diminuzione della resa e quindi può essere opportuno scegliere fan coil di classe diversa.

In definitiva la portata di alimentazione di acqua fissata dal Costruttore per ciascun modello di fan coil è un parametro di progetto importante in quanto funzionale alla resa termica nominale del fan coil. Questo significa che le reti di distribuzione debbono essere dimensionate in modo da garantire queste portate nominali.

La velocità dell'aria che attraversa la batteria è determinata dalla velocità del ventilatore. Si ricordi che lo scambio termico è convettivo forzato e pertanto la velocità dell'aria è un parametro fondamentale di funzionamento. In genere il passaggio dalla velocità massima alla minima comporta una riduzione di potenzialità di circa il 35%.

Molto importante è anche la variazione di rumorosità prodotta nel passaggio dalla velocità massima alla minima poiché si ha una variazione di 12-17 dB.A, a seconda dei modelli.

Si tratta di una variazione notevole che può influenzare molto la scelta del fan coil da adattare ad un ambiente in funzione della sua destinazione d'uso.

Si consiglia di selezionare i fan coil con velocità media dei ventilatori.

La rumorosità prodotta dal fan coil deve essere compatibile con l'attività svolta all'interno degli ambienti.

Nella seguente tabella si hanno alcuni valori consigliati.

PROFILO ORARIO DEL CARICO TERMICO GLOBALE DEL GIORNO 21 Febbraio (ora solare)								
Ora	7	8	9	10	11	12	13	14
W	-15286	-11701	-13743	-13375	-10316	-7200	-2263	-2306
Ora	15	16	17	18	19	20	21	22
W	-1595	-4688	-10011	-12561	-10852	-9977	-9799	-10527

RIEPILOGO CARICO TERMICO ESTIVO MESE: Febbraio								
denominazionezona	dati risultati dall'analisi in regime continuo					potenze di picco unitàterminali		
	portata di ventilaz in l/s ; carichi in W					potnecess	a.prim.+FC	tuttaaria
	tbs °C	volume	ora critica	sens.loc	laten.loc	sensibile	tbs diimm	tbs diimm
	UR %	port. rinn	carico tot	sens. rinn	laten. rinn	totale	potenzaFC	portata/l/s
01 P.no Terra		405	13	2188	617			
		76.0	-368	-1856	-1316			
0101 App. Zona Termica A		196	13	1132	310			
		37.9	269	-686	-487			
01Soggiorno	25	72	13	782	59	782	15.0	21.0
	50	15.6	841	0	0	841	590	159.0
02Bagno di servizio								
03Camera	25	42	8	-114	28	-293	15.0	21.0
	50	5.8	-392	-179	-127	-392	-185	-23.1
04Cameramrimoniale	25	41	8	-102	27	-278	15.0	21.0
	50	5.7	-376	-176	-125	-376	-173	-20.8
05Bagnopadronale								
06Cucina	25	32	13	759	196	428	15.0	21.0
	50	10.8	389	-332	-235	389	627	154.3
07Disimpegno	25	9	1	0	0	0		
	50	0.0	0	0	0	0		
0102 App. Zona Termica B		208	15	1517	131			
		38.0	-352	-1170	-830			
01Soggiorno	25	72	15	1533	48	1102	15.0	21.0
	50	14.0	843	-432	-306	843	1361	311.7
02Bagno di servizio								
03Camera	25	54	8	-77	36	-308	15.0	21.0
	50	7.5	-436	-231	-164	-436	-169	-15.7
04Cameramrimoniale	25	41	8	-118	27	-294	15.0	21.0
	50	5.7	-391	-176	-125	-391	-188	-24.0
05Bagnopadronale								
06Cucina	25	32	13	470	196	139	15.0	21.0
	50	10.8	100	-332	-235	100	338	95.6
07Disimpegno	25	9	1	0	0	0		
	50	0.0	0	0	0	0		
02 P.noPrimo		417	15	3104	263			
		76.1	-632	-2340	-1659			
0201 App. Zona Termica C		208	15	1653	131			
		38.0	-215	-1170	-830			
01Soggiorno	25	72	15	1465	48	1033	15.0	21.0
	50	14.0	775	-432	-306	775	1292	297.7

Figura 107: Esempio di riepilogo dei carichi termici per ambiente e selezione dei fan coil

DESTINAZIONE DEL LOCALE	LIVELLI ACCETTABILI DI RUMORE	
	RC-N NC NR	dB(A)
Studi radiofonici, televisivi e di registrazione	20	25
Sale da concerto; Teatri d'opera	20 - 25	25 - 30
Cinematografi; Sale per conferenze	25 - 30	30 - 35
Residenze: camere da letto	25 - 30	30 - 35
Soggiorni	30 - 35	35 - 40
Uffici: ad occupazione singola	25 - 35	30 - 40
a pianta aperta	35 - 40	40 - 45
Aule scolastiche	25 - 35	30 - 40
Biblioteche (sale di lettura)	30 - 35	35 - 40
Ospedali: camere di degenza	25 - 30	30 - 35
laboratori	30 - 35	35 - 40
Centri meccanografici	40 - 45	45 - 50
Piscine; Palestre	35 - 45	40 - 50
Grandi magazzini	35 - 45	40 - 50

Tabella 34: Valori di rumorosità consigliati.

Impianti a quattro tubi

In questo caso si hanno due batterie distinte, generalmente una per le condizioni estive a 3 ranghi e una per le condizioni invernali ad 1 rango.

E' possibile avere fan coil in versione speciale con entrambe le batteria a 3 ranghi. Questi modelli, tuttavia hanno un ingombro maggiore a causa delle maggiori dimensioni della batteria calda.

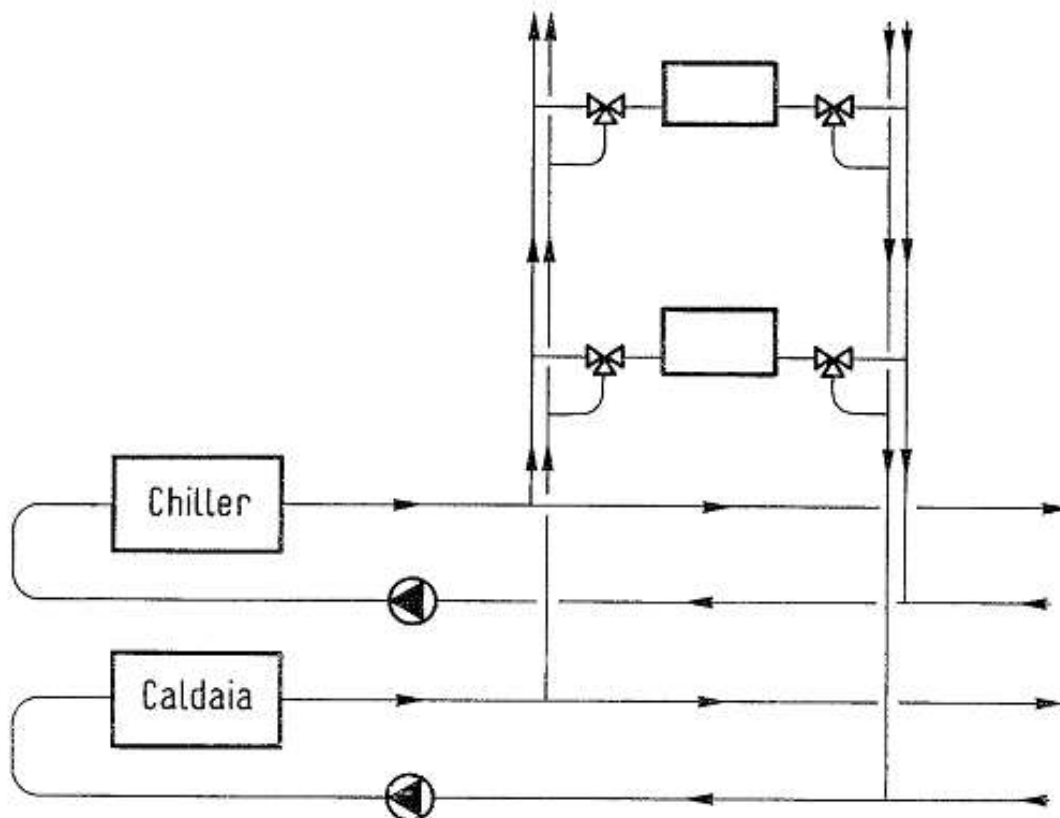


Figura 108: Impianti ad acqua del tipo a quattro tubi

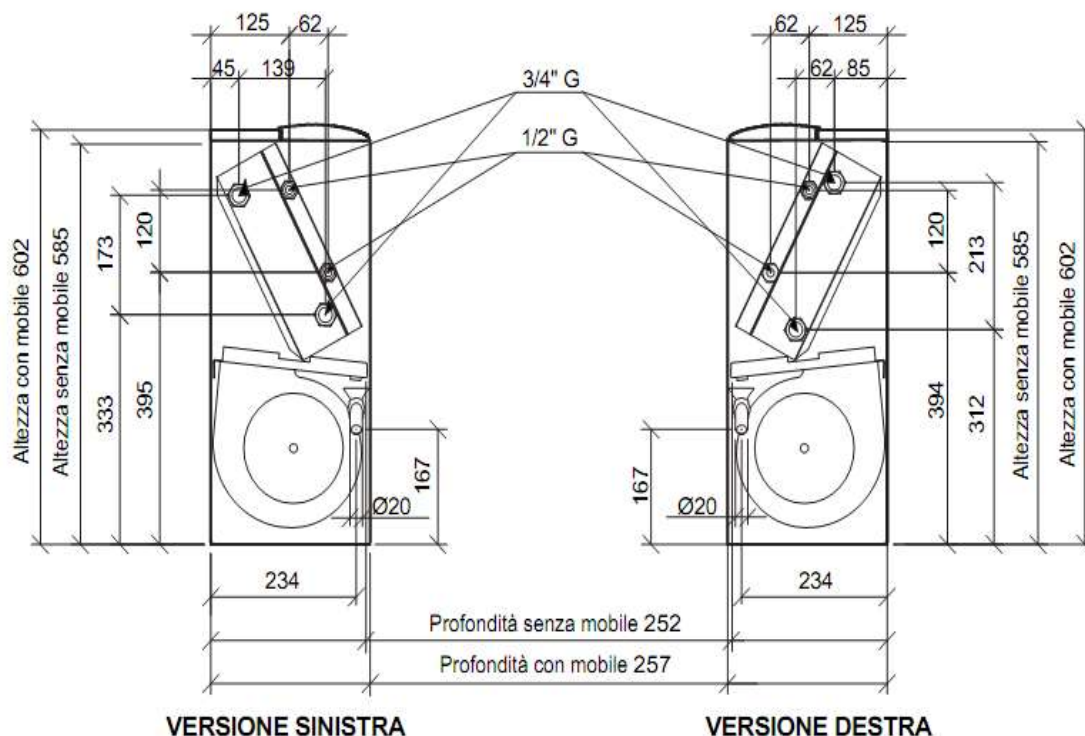


Figura 109: Esempio di ingombro di un fan coil a 4 tubi

Le condizioni di alimentazione per l'estate sono solitamente con acqua entrante a 7 °C ed uscente a 12 °C.

Per le condizioni invernali si ha un'alimentazione standard a 70 ° con $\Delta t = 10$ °C. Nel caso si desideri utilizzare acqua a 40-45 °C in ingresso occorre verificare che la resa sia sufficiente ovvero passare alle batterie a 3 ranghi.

I fan coil a 4 tubi (due per l'estate e due per l'inverno) possono funzionare anche in modo da poter fornire calore o sottrarre calore, a seconda del reale carico ambientale. Pertanto questo tipo di impianti è opportuno in edifici con forti variazioni di carico dovute all'esposizione o alla presenza di grandi superfici vetrate.

La scelta dei fan coil procede separatamente per le condizioni estive ed invernali secondo quanto specificato dai cataloghi commerciali.

In Tabella 35 si ha un esempio di data sheet per fan coil a due e a quattro tubi.

Si osservi come per batteria unica a tre ranghi (due tubi) la potenza termica resa sia più elevata di quella corrispondente allo stesso modello ma con batteria calda ad un rango separata da quella fredda (quattro tubi).

Caratteristiche Tecniche Unità 2 tubi

Modelli YFCM	Portata Aria m³/h	Potenze totali		Perdite di Carico		Potenza Elettrica W	Pressione Sonora dBA	Dimensioni		
		Frigor. W	Termica W	Frigor. kPa	Termica kPa			Altezza mm	Lungh. mm	Prof. mm
130	300	1500	2060	5,7	3,8	50	40	530	770	225
230	450	2500	3300	14,1	11,4	60	43	530	985	225
330	600	3500	4450	12,3	10,2	87	42	530	1200	225
430	750	4000	5200	17,9	14,5	95	45	530	1200	225
530	1000	4800	6600	27,8	23,4	130	50	530	1415	225
630	1200	5950	8000	21,1	18,4	180	51	530	1415	255
730	1400	6310	9070	29,7	25,8	210	54	530	1415	255
140	300	1800	2300	8,6	7,0	47	42	530	770	225
240	450	2800	3500	24,7	21,1	60	45	530	985	225
340	600	3900	4800	17,0	14,1	87	42	530	1200	225
440	750	4600	5800	13,6	11,1	95	45	530	1200	225
540	1000	5700	7400	20,7	16,8	130	49	530	1415	225
640	1200	6600	8800	4,5	3,6	180	51	530	1415	255
740	1400	7500	10100	5,6	4,5	210	54	530	1415	255

Caratteristiche Tecniche Unità 4 tubi

Modelli YFCM	Portata Aria m³/h	Potenze totali		Perdite di Carico		Potenza Elettrica W	Pressione Sonora dBA	Dimensioni		
		Frigor. W	Termica W	Frigor. kPa	Termica kPa			Altezza mm	Lungh. mm	Prof. mm
130-1	300	1500	1750	5,7	3,7	50	40	530	770	225
230-1	450	2500	2700	14,1	8,6	60	43	530	985	225
330-1	600	3500	3600	11,1	2,8	87	42	530	1200	225
430-1	750	4000	3690	17,9	3,7	95	45	530	1200	225
530-1	1000	4800	5300	27,8	7,3	130	50	530	1415	225
630-1	1200	5950	5500	21,1	6,9	180	51	530	1415	255
730-1	1400	6310	6100	29,7	9,6	210	57	530	1415	255
140-1	300	1800	1750	8,6	3,7	47	42	530	770	225
240-1	450	2800	2700	24,7	8,6	60	45	530	985	225
340-1	600	3900	3600	17,0	2,8	87	42	530	1200	225
440-1	750	4600	3690	13,6	3,7	95	45	530	1200	225
540-1	1000	5700	5300	20,7	7,3	130	50	530	1415	225
640-1	1200	6600	5500	4,5	6,9	180	51	530	1415	255
740-1	1400	7500	6100	5,6	9,6	210	57	530	1415	255

Tabella 35: Selezione di fan coil a 4 tubi

SPETTRO DI POTENZA SONORA - IMPIANTO A 4 TUBI

Modello	Velocità	Cablaggio elettrico standard	Spettro frequenze in banda d'ottava(Hz)							Potenza sonora totale dB(A)
			125	250	500	1000	2000	4000	8000	
WIND10	1		32,7	31,7	31,2	23	20,4	13,5	4,6	31
	2	Min	34	35,7	33,7	26,9	23,5	15,8	6,8	34
	3		35	36,6	36,1	29,6	24	16,6	5,9	36
	4	Med	36,9	40	40	34,4	28,5	20,1	7,8	40
	5	Max	41,1	44,1	44,5	39,8	34,6	26,7	15,1	45
	6		45,6	48,4	49,2	44,9	40,9	33,8	23,5	50
WIND20	1		31,2	36,8	33,9	25,5	21,6	16,7	12,1	34
	2	Min	35,1	39,8	38	30,8	25,7	19	13,5	38
	3	Med	39,9	43,9	43	36,6	31,5	23,9	16,7	43
	4	Max	43,2	46,9	46,9	41	36,5	28,2	19,9	47
	5		47,7	51,3	51,7	46	42,8	35,2	28,2	52
	6		51,8	54,9	54,9	49,9	48,6	40,7	32,9	56
WIND30	1		31,4	33,4	28,6	20,7	21,6	13,6	13	30
	2	Min	33,7	36,5	33,7	26	23,1	15	13,3	34
	3	Med	38,2	40,9	39,8	34,3	27,8	18,3	13,8	40
	4	Max	41,8	44,1	43,5	38,9	32,4	23,3	16,5	44
	5		44,5	46,5	46,2	42,2	38	28,1	19,3	47
	6		47,2	49,2	49,1	45,2	39,7	33	25,8	50
WIND40	1		31,4	33,4	28,6	20,7	21,6	13,6	13	30
	2	Min	34,7	37,5	34,7	27	24,1	16	14,3	35
	3	Med	40,2	42,9	41,8	36,3	29,8	20,3	15,8	42
	4		42,8	45,1	44,5	39,9	33,4	24,3	17,5	45
	5	Max	45,5	47,5	47,2	43,2	37	29,1	20,3	48
	6		50,2	52,2	52,1	48,2	42,7	36	28,8	52
WIND50	1	Min	33,3	37,2	33,5	24,3	27,2	23,1	21,9	35
	2		36,6	40	37,6	28,9	28,2	24	23,3	38
	3	Med	40,5	43,8	41,9	34,3	30,3	25	23,8	42
	4	Max	44,1	47	46	39,6	34,2	27	24,2	46
	5		49	51,2	50,8	45,2	39,9	32,5	28,6	51
	6		53,4	55,6	55,3	50,4	46,3	39,5	31,7	56
WIND60	1		36,3	40,2	36,5	27,3	30,2	26,1	24,9	38
	2	Min	39,6	43	40,6	31,9	31,2	27	26,3	41
	3		42,5	45,8	43,9	36,3	32,3	27	25,8	44
	4	Med	46,1	49	48	41,6	36,2	29	26,2	48
	5	Max	51	53,2	52,8	47,2	41,9	34,5	30,6	53
	6		54,4	56,6	56,3	51,4	47,3	40,5	32,7	57
WIND70	1		34,5	37,2	33,1	28,2	25,3	22,5	19,6	36
	2		36,4	41,3	38,1	30,7	28,5	25,2	22,6	39
	3	Min	40,7	44,3	42,4	35,5	32,2	27,1	23,3	43
	4	Med	44,1	47,9	47	40,8	37,3	29,3	25,8	47
	5	Max	49,5	52,3	52,3	46,6	43,4	35,5	28	53
	6		54,2	57,2	56,8	52,1	49,6	42,8	33,9	58
WIND80	1	Min	47,6	50,7	50,3	45,1	41,8	36	29	51
	2	Med	53,3	56	56,2	51,2	48,3	42,9	35,3	57
	3	Max	54,9	57,9	57,8	53,3	50,7	45,6	38,5	59
	4		57,3	60,7	60,5	56,4	54	49,4	43,2	62
	5		60,5	63,6	63,1	59,3	57,1	52,8	47,3	65
	6		63,5	66,7	65,9	62,4	60,3	56,4	51,7	68
WIND90	1	Min	48	50,1	50,7	45	41,3	36,2	29,8	51
	2		51,7	54,4	55,5	50,1	46,8	41,6	34,4	56
	3	Med	54,4	57,2	58	53,4	50,4	45,6	38,6	59
	4		56,9	60,1	60,6	56,4	53,7	49,2	43,1	62
	5	Max	59,8	62,9	63,4	59,4	56,9	52,7	47,4	65
	6		62,3	66	66	62,6	60,2	56,3	51,8	68
WIND100	1		53,3	54,5	51,8	47,7	41,6	32,9	29,3	53
	2	Min	54,7	56,2	53,8	50,1	44,1	35,3	28,5	55
	3	Med	57,7	58,8	56,5	53,2	47,8	39,6	31,9	58
	4		60,5	61,7	59,1	56,2	51,3	43,9	39,1	61
	5	Max	62,1	63,5	60,7	58,3	53,8	46,9	39,9	63
	6		64,3	66,7	63,5	61,2	57,1	50,7	44	66
WIND110	1		51,4	50,1	47	42,3	35,1	27,6	25,1	48
	2	Min	53,9	52,6	50	45,7	38,8	30,1	24,6	51
	3	Med	60,2	58,8	56,4	53,1	47,7	39,7	31,6	58
	4		63,1	62,6	60	57,2	52,4	45,2	38,7	62
	5	Max	67,1	67,1	64,4	62,2	58,3	52,3	46,1	67
	6		69,1	69,1	66,4	64,2	60,3	54,3	48,1	71
WIND120	1		52,8	51,1	47,5	43,5	36,7	29,4	25,7	49
	2	Min	55,7	53,9	50,6	46,4	40,4	32,3	27,2	52
	3		61,7	61,2	58,1	54,8	50,2	42,6	34,8	60
	4	Med	63,4	63,2	59,9	56,9	52,6	45,7	38,8	62
	5	Max	67,8	67,9	64,2	62,1	58,3	52,5	46,4	67

Tabella 36: Spettro sonoro per fan coil a quattro tubi alle varie velocità

BATTERIA 3 RANGHI (temperatura media acqua = 9.5° C)

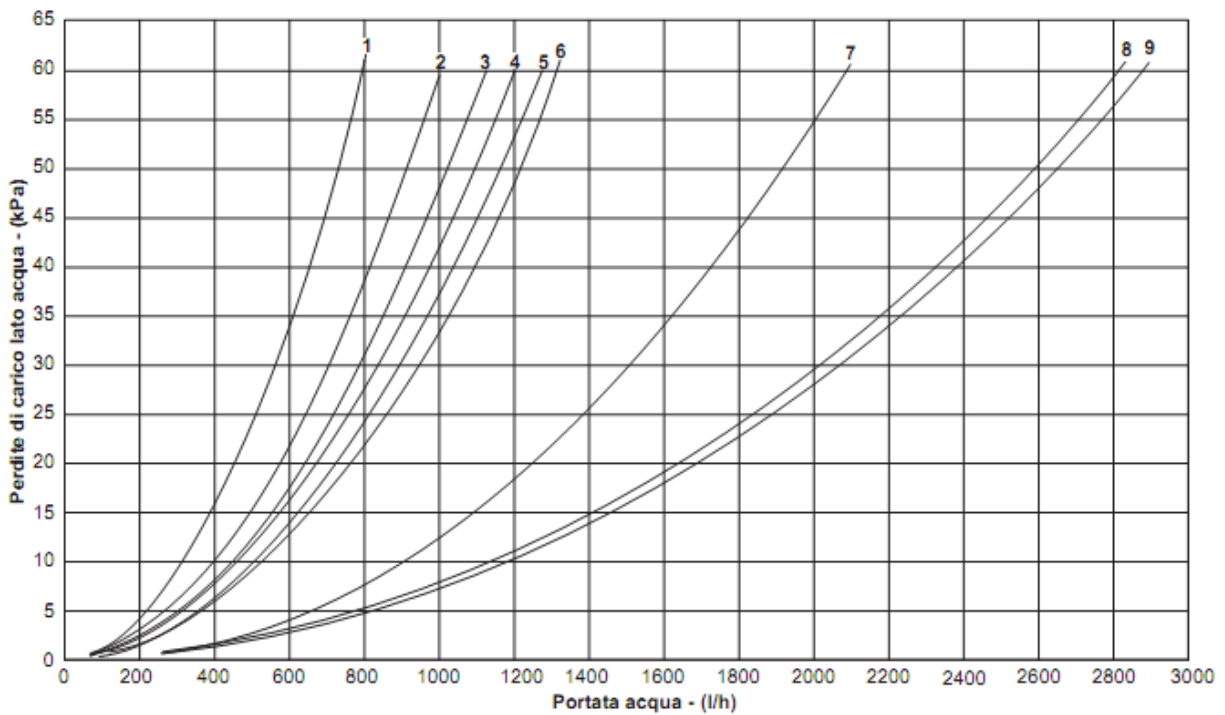


Figura 110: Perdita di carico per batteria a tre ranghi

BATTERIA 1 RANGO (temperatura media acqua = 65° C)

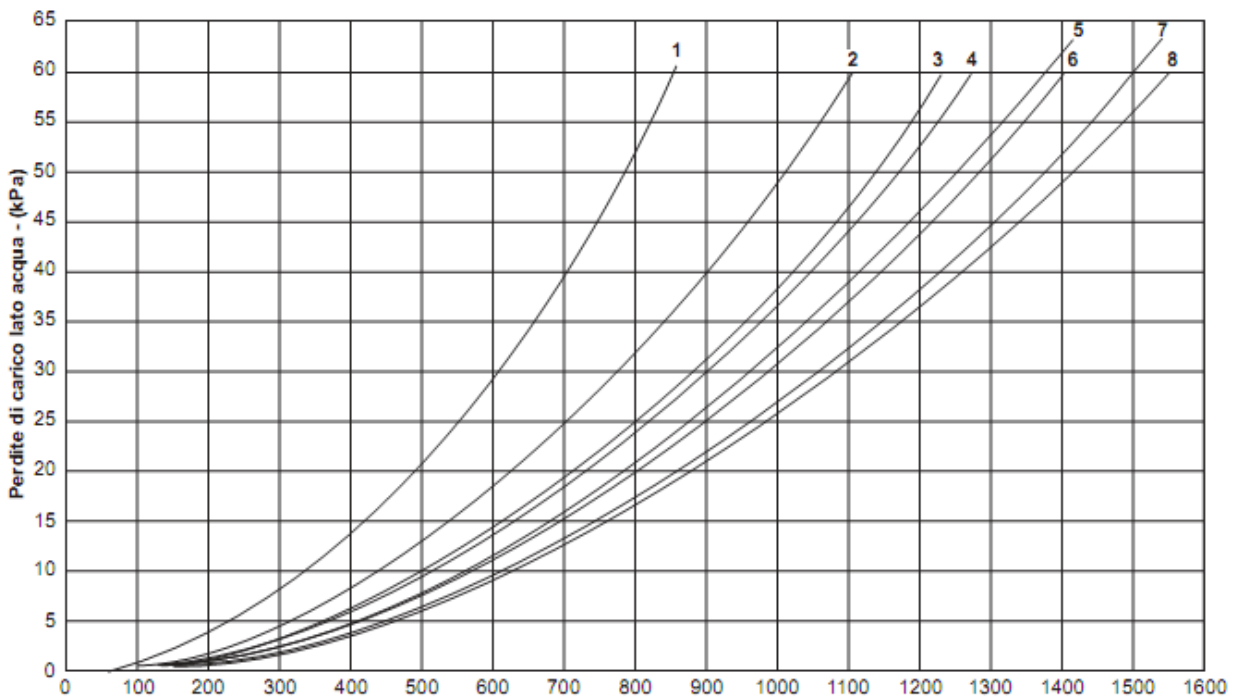


Figura 111: Perdite di carico per batteria ad un rango

5.5 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 maggiore 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.

5.5.1 REGIME ESTIVO DEI FAN COIL

In Figura 112 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). Il 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 113, fa variare il punto I lungo la KB. La condizione limite per i fan coil è determinata da una retta β coincidente con la retta AJ. Ciò significa che, per avere punti J più in basso possibile occorre usare batterie di raffreddamento ad espansione diretta⁴⁷.

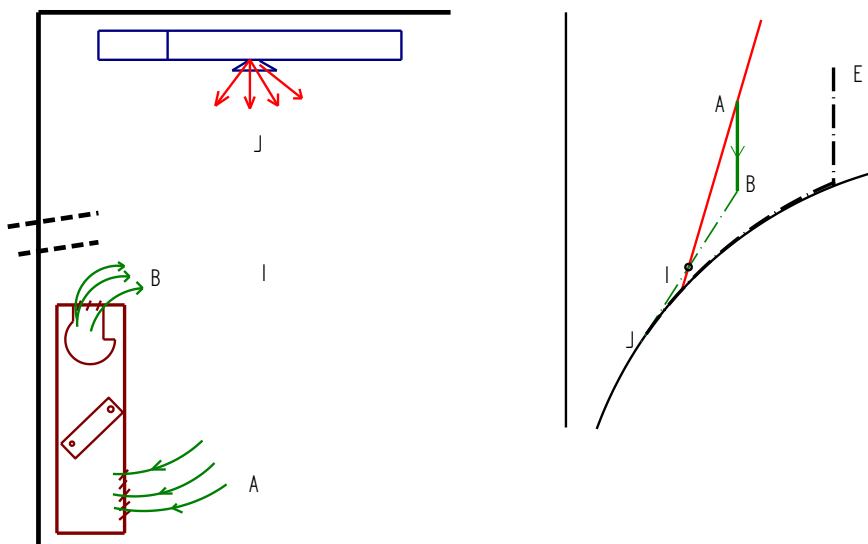


Figura 112: Schema di funzionamento di un fan coil in regime estivo

⁴⁷ 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*).

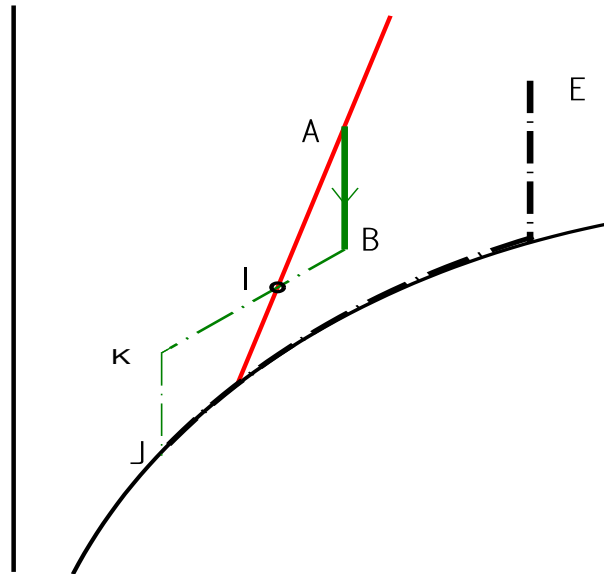


Figura 113: Effetto del post riscaldamento dell'aria primaria

5.5.2 REGIME INVERNALE PER I FAN COIL

Il funzionamento invernale dei fan coil è dato in Figura 114. L'aria primaria viene portata dalle condizioni esterne, E, alle condizioni corrispondenti al punto P avente temperatura circa eguale a quella dell'ambiente: $T_P = T_A$.

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 β . La retta limite è la AP. In Figura 115 si ha la rappresentazione delle trasformazioni che avvengono in un fan coil in regime invernale ma senza post riscaldamento. L'aria primaria saturata, nelle condizioni del punto R', viene direttamente miscelata con l'aria riscaldata nel fan coil ottenendo, con opportune portate delle due correnti, i punti di lavoro I.

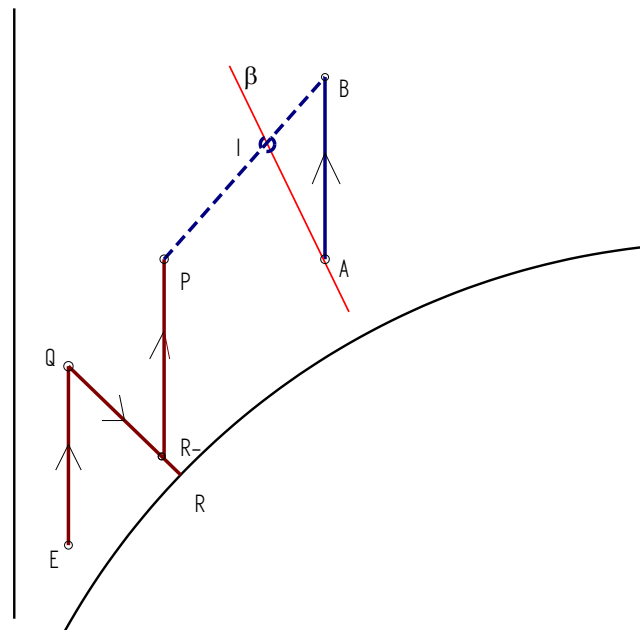


Figura 114: Fan coil in regime invernale

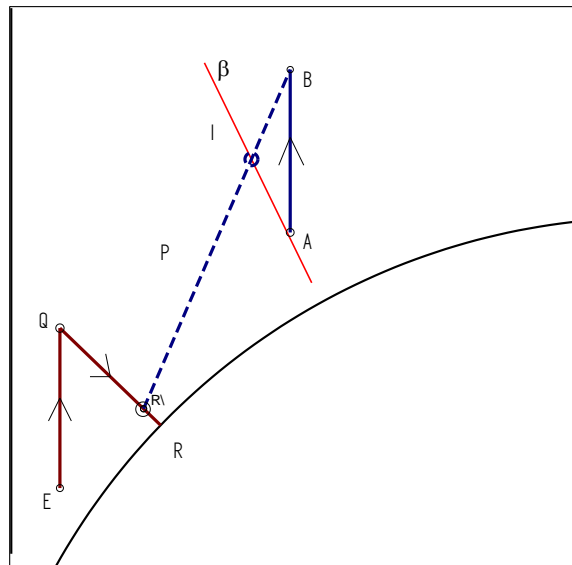


Figura 115: Fan Coil in regime invernale senza post riscaldamento

5.6 SELEZIONE E CARATTERISTICHE DEI FAN COIL PER IMPIANTI MISTI

5.6.1 SELEZIONE DEI FAN COIL

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

La selezione dei fan coil può essere fatta tenendo presente della contemporaneità di funzionamento di due impianti: quello ad aria primaria e quello dei fan coil stessi.

I ventilconvettori (fan coil) hanno lo scopo di controllare la temperatura ambiente invernale ed estiva con tolleranze ristrette (± 2 °C) rispetto al valore di progetto. Le norme **UNI 10339** stabiliscono che si abbiano i seguenti valori delle temperature a bulbo secco:

- Inverno 20 °C
- Estate 26 °C

Le velocità massime di variazione debbono essere $\Delta t_{bs} < 1$ °C/h.

Condizioni Estive

La temperatura dell'aria primaria, t_{AP} , può essere quella in uscita della batteria di raffreddamento e deumidificazione (di solito sui 14 °C) oppure si può attuare un post riscaldamento a 19-20 °C per immettere l'aria in condizioni neutre e quindi poco disturbante per gli occupanti, vedi Figura 122.

Per ciascun ambiente debbono valere le equazioni di bilancio:

$$\begin{cases} Q_{S_A} = Q_{S_{AP}} + Q_{S_{FC}} \\ Q_{L_A} = Q_{L_{AP}} + Q_{L_{FC}} \end{cases}$$

Trascurando il calore latente dei fan coil, che pure è presente ma si riduce fortemente quando la temperatura di ingresso dell'acqua nelle batterie aumenta per effetto della regolazione, si possono riscrivere le equazioni di bilancio:

$$Q_{L_{AP}} \cong Q_{L_A}$$

$$Q_{S_{FC}} = Q_{S_A} - Q_{S_{AP}}$$

Pertanto dalla prima equazione si deduce che il carico latente dell'ambiente è affidato alla sola aria primaria che, pertanto deve avere questa capacità cioè deve essere inviata nell'ambiente già deumidificata, vedi Figura 122.

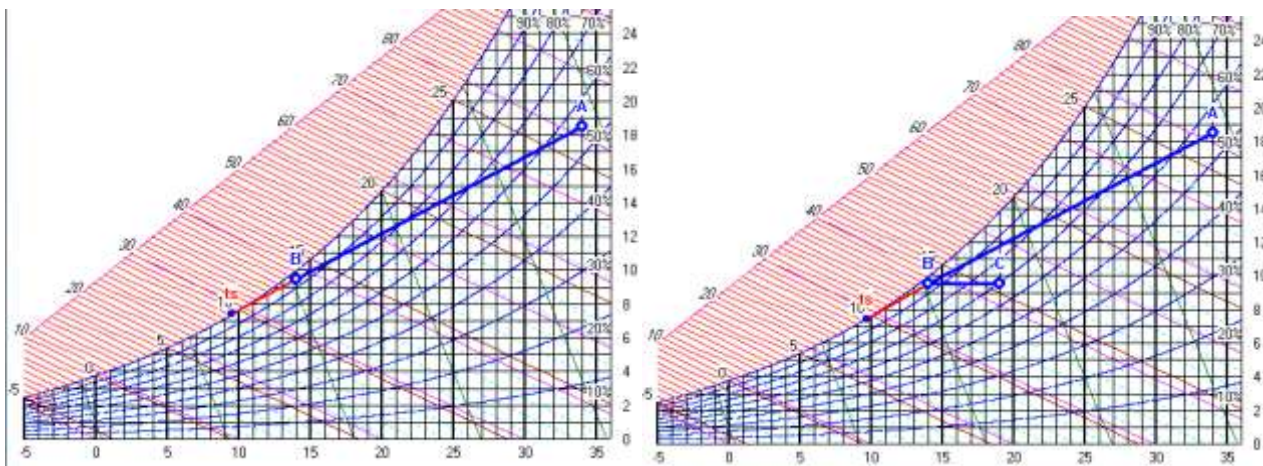


Figura 116: Trasformazione di raffreddamento con deumidificazione dell'aria primaria e con postriscaldamento

Quest'equazione di bilancio dei carichi latenti consente di verificare e calcolare la portata di aria primaria. Infatti si ha:

$$Q_{L_A} = \dot{m}_{termod} r(x_A - x_{AP})$$

Capacità frigorifere in kW, batteria per impianti a due tubi con ventilatore funzionante alla massima velocità

Unità con ventilatore tangenziale RTM

TACQUA °C	ΔT K	TARIA °C		15		22		32		41		45	
		bu	bs	Totale	Sensibile	Totale	Sensibile	Totale	Sensibile	Totale	Sensibile	Totale	Sensibile
3	3	15	21	1,42	1,04	2,33	1,76	3,30	2,44	4,22	3,14	4,61	3,43
3	5	15	21	1,24	0,95	1,84	1,52	2,66	2,13	3,47	2,79	3,81	3,05
3	7	15	21	1,04	0,86	1,37	1,27	2,00	1,80	2,68	2,38	2,98	2,63
3	9	15	21	0,86	0,75	1,04	1,03	1,53	1,48	2,09	1,99	2,34	2,21
5	3	15	21	1,16	0,91	1,87	1,54	2,66	2,13	3,41	2,76	3,73	3,01
5	5	15	21	0,97	0,82	1,40	1,30	2,04	1,83	2,67	2,39	2,94	2,62
5	7	15	21	0,80	0,72	1,07	1,06	1,56	1,51	2,08	2,00	2,31	2,20
5	9	15	21	0,67	0,63	0,82	0,82	1,21	1,20	1,62	1,60	1,81	1,77
7	3	15	21	0,89	0,79	1,42	1,32	2,04	1,83	2,58	2,36	2,82	2,57
7	5	15	21	0,74	0,69	1,09	1,08	1,57	1,53	2,05	2,00	2,26	2,19
7	7	15	21	0,62	0,60	0,83	0,83	1,20	1,20	1,62	1,61	1,79	1,77
7	9	15	21	0,50	0,50	0,63	0,63	0,94	0,94	1,18	1,18	1,32	1,32
9	3	15	21	0,66	0,65	1,10	1,10	1,55	1,53	1,99	1,97	2,17	2,14
9	5	15	21	0,56	0,56	0,85	0,85	1,22	1,22	1,60	1,60	1,75	1,75
9	7	15	21	0,47	0,47	0,60	0,60	0,88	0,88	1,18	1,18	1,31	1,31
9	9	15	21	0,36	0,36	0,45	0,45	0,67	0,67	0,81	0,81	0,87	0,87
11	3	15	21	0,52	0,52	0,86	0,86	1,21	1,21	1,56	1,56	1,70	1,70
11	5	15	21	0,43	0,43	0,61	0,61	0,88	0,88	1,18	1,18	1,29	1,29
13	3	15	21	0,39	0,39	0,62	0,62	0,88	0,88	1,15	1,15	1,25	1,25
13	5	15	21	0,29	0,29	0,37	0,37	0,55	0,55	0,74	0,74	0,81	0,81

Tabella 37: Potenzialità dei fan coil al variare della temperatura di ingresso dell'acqua

Pertanto la portata di aria primaria deve soddisfare la condizione:

$$\dot{m}_{AP} = \max(\dot{m}_{ric.fis}, \dot{m}_{termod})$$

ove è:

$$\dot{m}_{termod} = \frac{Q_{LA}}{r(x_A - x_{AP})}$$

Quindi si sceglie la maggiore fra la portata di ricambio fisiologico (ad esempio 10 L/s per persona) e la portata termodinamica necessaria al bilancio del carico latente dell'ambiente.

Dalla seconda equazione del bilancio si ricava, ormai nota la portata di aria primaria:

$$Q_{S_{FC}} = Q_{S_A} - \dot{m}_{AP} c_p (t_A - t_{AP})$$

Per quanto sopra detto l'aria primaria deve essere sempre deumidificata rispetto all'aria dell'ambiente altrimenti non si avrà la possibilità di bilanciarne il carico termico.

Si osservi che i fancoil hanno comunque una pur piccola potenzialità latente che, in condizioni particolari, può essere tenuta in considerazione. Ciò avviene, ad esempio, quando la portata di aria primaria risulta pari a quelle di compensazione del calore latente e risulta elevata rispetto a quella di ricambio fisiologico. Tuttavia se si hanno forti escursioni termiche esterne la regolazione elettronica (mediante valvola a tre vie motorizzata) può far variare molto la temperatura dell'acqua fredda ingresso, rispetto al valore nominale di 7 °C, riducendo così la potenzialità latente del fancoil.

Condizioni Invernali

In inverno difficilmente si effettua un calcolo completo del carico termico totale e quindi non si dispone dei carichi sensibili e dei carichi latenti per ciascun ambiente. Si hanno disponibili, pertanto, i *carichi di picco* che, come detto per il riscaldamento degli ambienti, è definito solo fittiziamente con i soli disperdimenti, ponti termici e ventilazione.

Un calcolo corretto, così come effettuato per il carico estivo, dovrebbe tenere conto anche degli apporti gratuiti e dell'umidità mediante il calcolo del *calore latente* per ciascun ambiente.

Quest'ultimo è presto calcolato mediante la relazione:

$$Q_{L_A} = \sum Q_{L_{persone}} + nV \rho r (x_A - x_E) + \sum Q_{L_{macchine}}$$

E quindi il carico latente di ciascun ambiente è dato dal carico latente delle persone (circa 60-70 W/persona) da quello per ventilazione (si può usare anche la portata d'aria di ventilazione calcolata con la portata minima per affollamento, ad esempio 10 L/s per persona) e da quello per sorgenti interne dovute a macchinari a altro.

Il calore sensibile approssimato al carico di picco può costituire una grossolana approssimazione, specialmente in edifici ampiamente vetrati e con bassa inerzia. Meglio sarebbe applicare, con i giusti segni algebrici, quanto fatto per il calcolo del calore sensibile estivo. Tuttavia, con la filosofia del riferimento alle condizioni peggiori, possiamo assumere:

$$Q_{S_A} = Q_{picco_A} = \sum U_i S_i \Delta T_{i,max} + \sum \psi_i l_i \Delta T_{i,max} + n \rho c_p V \Delta T_{i,max}$$

In questo modo, tuttavia, si perde ogni riferimento al concetto di retta ambiente visto in precedenza.

Se ci si accontenta di climatizzare i singoli ambienti in modo da avere un controllo sommario dell'umidità dell'aria si può inviare aria primaria, trattata nell'UTA specifica, con un riscaldamento dalle condizioni esterne fino a 28-30 °C e poi umidificata con acqua fredda fino ad una umidità assoluta di 9-10 g/kg_{as} e poi postriscaldata a 29-30 °C per l'immissione in ambiente, vedi Figura 117.

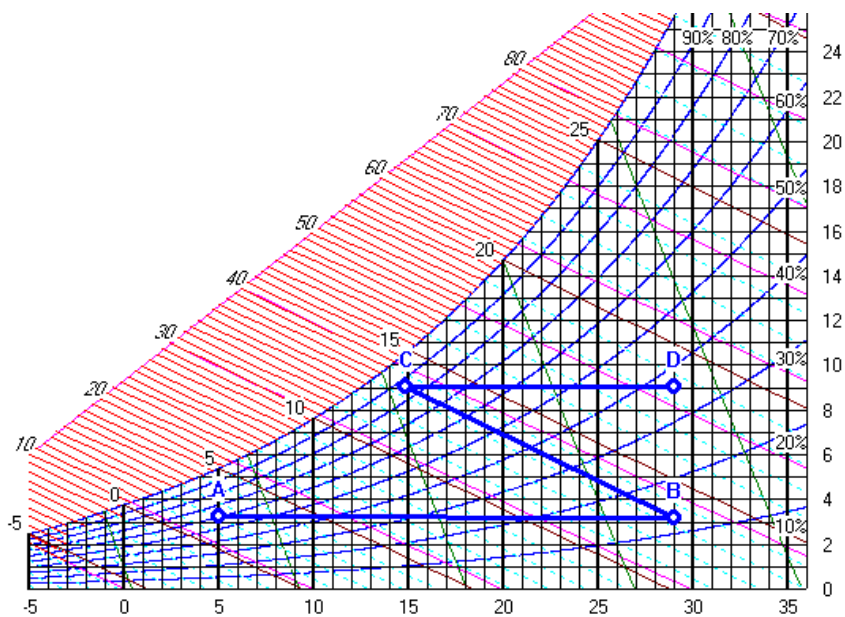


Figura 117: *Tattamento dell'aria primaria in condizioni invernali*

Si può anche umidificare l'aria primaria con getti di vapore, come spesso si richiede per evitare i pericoli della legionella. In questo caso l'umidificazione comporta un lieve riscaldamento dell'aria e non necessita del postriscaldamento, vedi Figura 118.

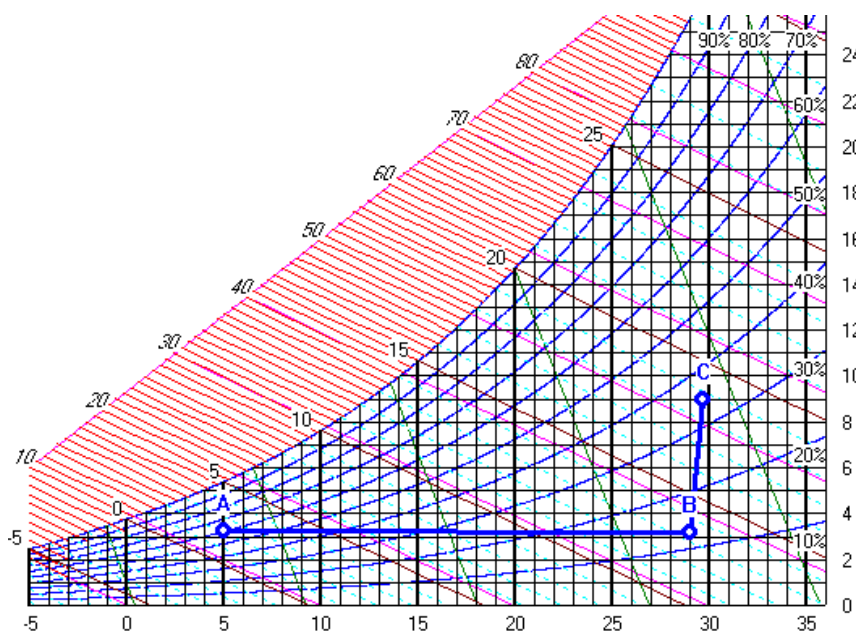


Figura 118: *Aria primaria in condizioni invernale con umidificazione a vapore*

Con quest'impianto si evita la necessità di umidificare l'aria ambiente con bacinelle di acqua sui radiatori o con umidificatori a vapore. In pratica non si ha un vero e proprio condizionamento invernale ma un riscaldamento con umidificazione.

Per il condizionamento invernale vero e proprio si procede nei modi già indicati in precedenza.

5.6.2 CARATTERISTICHE DEI FAN COIL

I fan coil 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.

5.6.3 FAN COIL CON ARIA PRIMARIA

Se lavorano con aria primaria i Fan Coil forniscono, come indicato nel paragrafo precedente, 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.

5.6.4 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 119 si hanno le trasformazioni per il funzionamento estivo di un fan coil con presa di aria esterna.

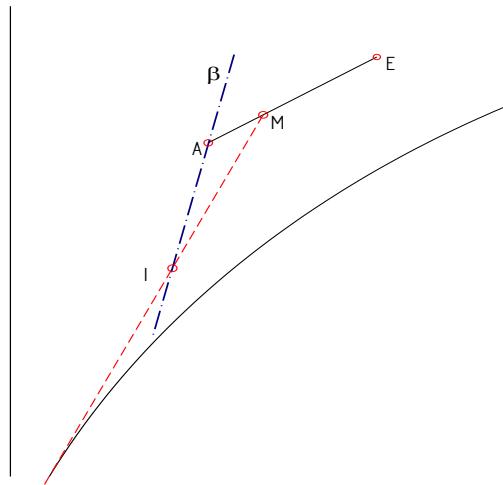


Figura 119: Funzionamento dei fan coil con presa di aria esterna

Questa, nelle condizioni E, si miscela all'aria ambiente, A, per ottenere il punto di miscelazione M. La batteria raffredda e deumidifica secondo la propria retta di carico. Il punto di immissione dell'aria in ambiente è I che, scegliendo opportunamente le portate, giace sulla retta ambiente β .

5.6.5 CARATTERISTICHE PRESTAZIONALI

In Figura 123 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.

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.

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 ed *un sistema di smaltimento* della stessa condensa con tubazioni di scolo nella rete fognaria o delle acque bianche.

Questa si calcola mediante la semplice relazione:

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

ove si ha il simbolismo:

- G portata d'aria, m³/s
- Δx variazione dell'umidità specifica associata fra esterno ed interno, g/kg_{as}
- ρ densità dell'aria, kg/m³
- Q_L Carico latente, W
- r calore latente di condensazione del vapore acqueo, kJ/kg.

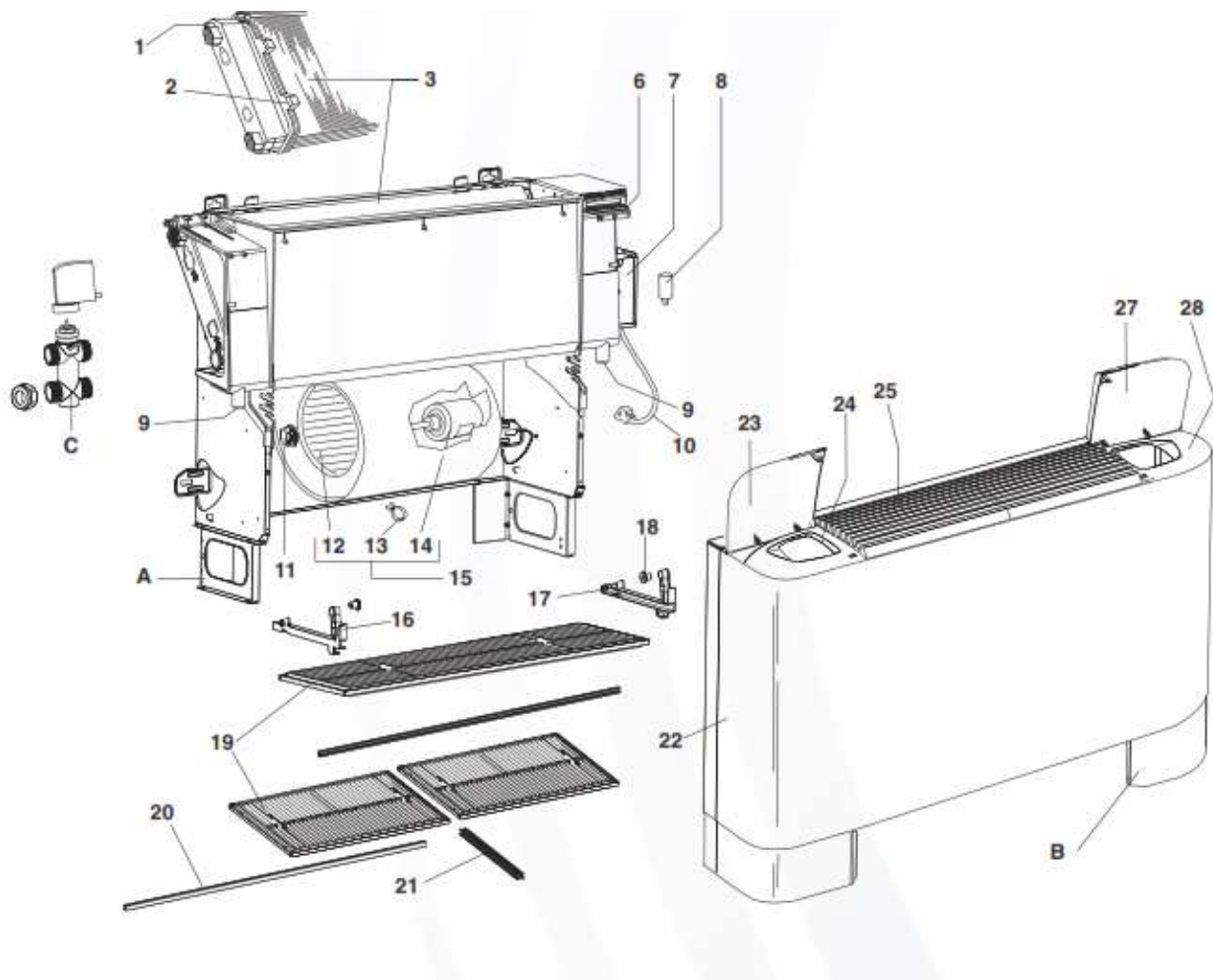


Figura 120: Sezione con particolari costruttivi di un moderno fan coil

5.6.6 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'aria⁴⁸ 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 131.

5.6.7 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 controsoffitti.

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 138 fino alla Figura 143 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.

5.7 CONSIDERAZIONI PROGETTUALI PER GLI IMPIANTI MISTI

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

5.7.1 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* (vedi capitolo sulle condizioni ambientali di benessere).

L'aria primaria, come già osservato in precedenza, deve essere deumidificata perché l'impianto misto possa realmente funzionare correttamente (e cioè soddisfare il carico latente dei singoli ambienti). Pertanto la trasformazione fondamentale è quella di raffreddamento con deumidificazione, come indicato in Figura 121.

⁴⁸ Si ricordi che nel caso di aria primaria la portata è in genere quella relativa al ricambio fisiologico e quindi spesso molto minore di quella termodinamica necessaria per gli impianti a tutt'aria.

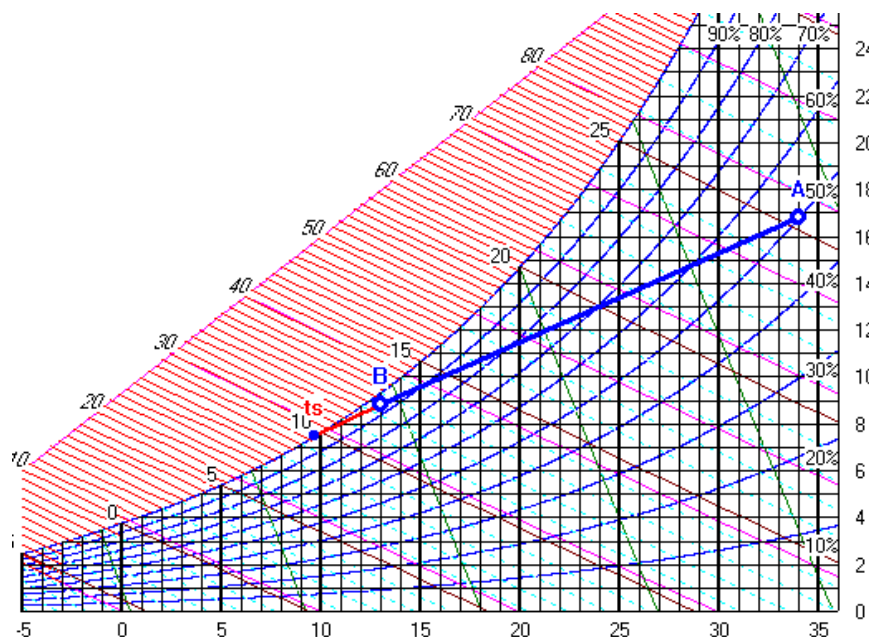


Figura 121: Raffreddamento e deumificazione dell'aria primaria

Tuttavia l'aria nelle condizioni B di figura risulta anche molto fredda (13-14 °C) e ciò può arrecare fastidio specialmente in vicinanza delle bocchette di mandata.

Si preferisce allora post riscaldarla fino a portarla alle condizioni neutre, 19-20 °C), come indicato in Figura 122. In questo caso diminuisce la capacità di bilanciamento del calore sensibile (compensata dalla potenzialità dei fan coil) ma resta immutata la capacità di bilanciare il calore latente.

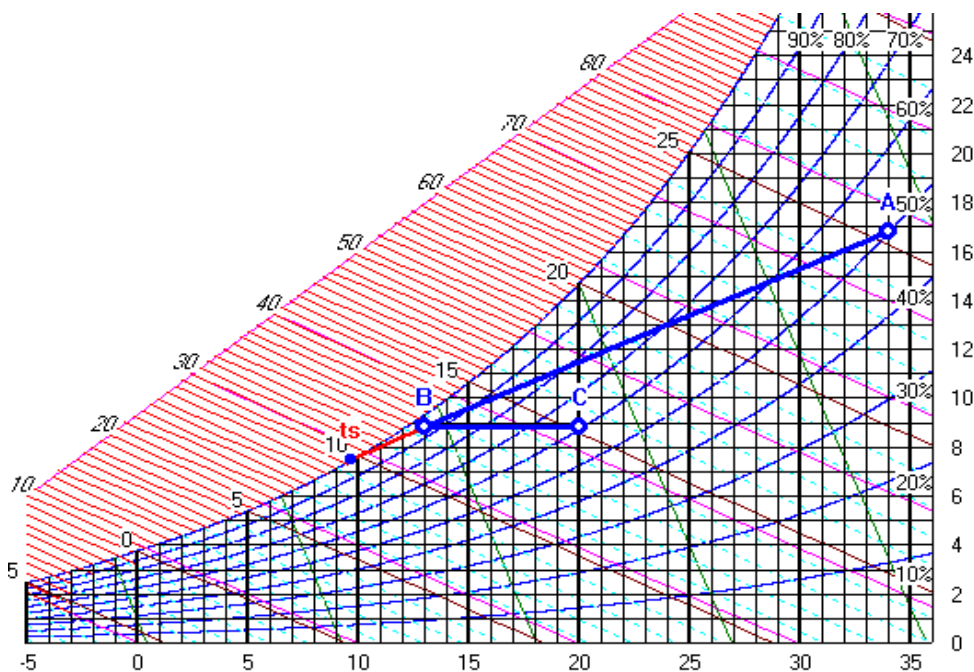


Figura 122: Aria primaria deumificata e riscaldata in condizioni neutre

Condizioni estive

L'unità di trattamento aria per la preparazione dell'aria primaria in condizioni estive effettua le operazioni indicate in Figura 124: l'aria esterna (punto A) viene raffreddata e deumificata fino al punto più basso possibile, punto B, e quindi immessa negli ambienti.

Si osservino in Figura 125 le grandezze di scambio calcolate per le trasformazioni suddette.

L'aria primaria immessa apporta il seguente calore sensibile:

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

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

$$Q_L = \dot{m}_{AP}r(x_{Amb} - x_{AP})$$

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 126 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:

- AB 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 ambiente 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).

Unità con ventilatore tangenziale RTM

Portata d'acqua		Differenza di temperatura K	Capacità di riscaldamento con ventilatore a massima velocità e batteria per impianto a due tubi				
l/h	l/s		15	22	32	41	45
100	0,03	20	1,07	1,36	1,58	1,49	1,55
200	0,06	20	1,30	1,78	2,22	2,37	2,46
246	0,07	20	1,35	1,88	2,39	2,65	2,76
300	0,08	20	1,40	1,96	2,53	2,91	3,04
375	0,10	20	1,44	2,04	2,66	3,17	3,33
500	0,14	20	1,49	2,13	2,81	3,48	3,67
540	0,15	20	1,50	2,15	2,84	3,55	3,75
695	0,19	20	1,53	2,20	2,94	3,78	4,01
760	0,21	20	1,54	2,22	2,97	3,85	4,09
900	0,25	20	1,56	2,25	3,02	3,98	4,24
1100	0,31	20	1,57	2,29	3,07	4,12	4,39
1300	0,36	20	1,58	2,31	3,11	4,22	4,50
1500	0,42	20	1,59	2,32	3,13	4,29	4,59
1800	0,50	20	1,60	2,34	3,16	4,38	4,69
2500	0,69	20	1,62	2,37	3,21	4,50	4,83
3000	0,83	20	1,62	2,38	3,22	4,56	4,90
100	0,03	30	1,60	2,04	2,38	2,27	2,34
200	0,06	30	1,94	2,67	3,35	3,60	3,74
246	0,07	30	2,02	2,82	3,59	4,03	4,19
300	0,08	30	2,09	2,94	3,80	4,40	4,60
375	0,10	30	2,15	3,05	4,00	4,79	5,02
500	0,14	30	2,22	3,19	4,21	5,26	5,53
540	0,15	30	2,24	3,22	4,30	5,37	5,66
695	0,19	30	2,29	3,31	4,41	5,79	6,04
760	0,21	30	2,30	3,33	4,45	5,82	6,24
900	0,25	30	2,32	3,38	4,53	6,01	6,38
1100	0,31	30	2,35	3,43	4,60	6,21	6,61
1300	0,36	30	2,37	3,46	4,66	6,35	6,78
1500	0,42	30	2,38	3,48	4,70	6,46	6,90
1800	0,50	30	2,39	3,51	4,74	6,59	7,05
2500	0,69	30	2,41	3,55	4,80	6,77	7,26
3000	0,83	30	2,42	3,57	4,83	6,85	7,35

Figura 123: Prestazioni dei Fan Coil

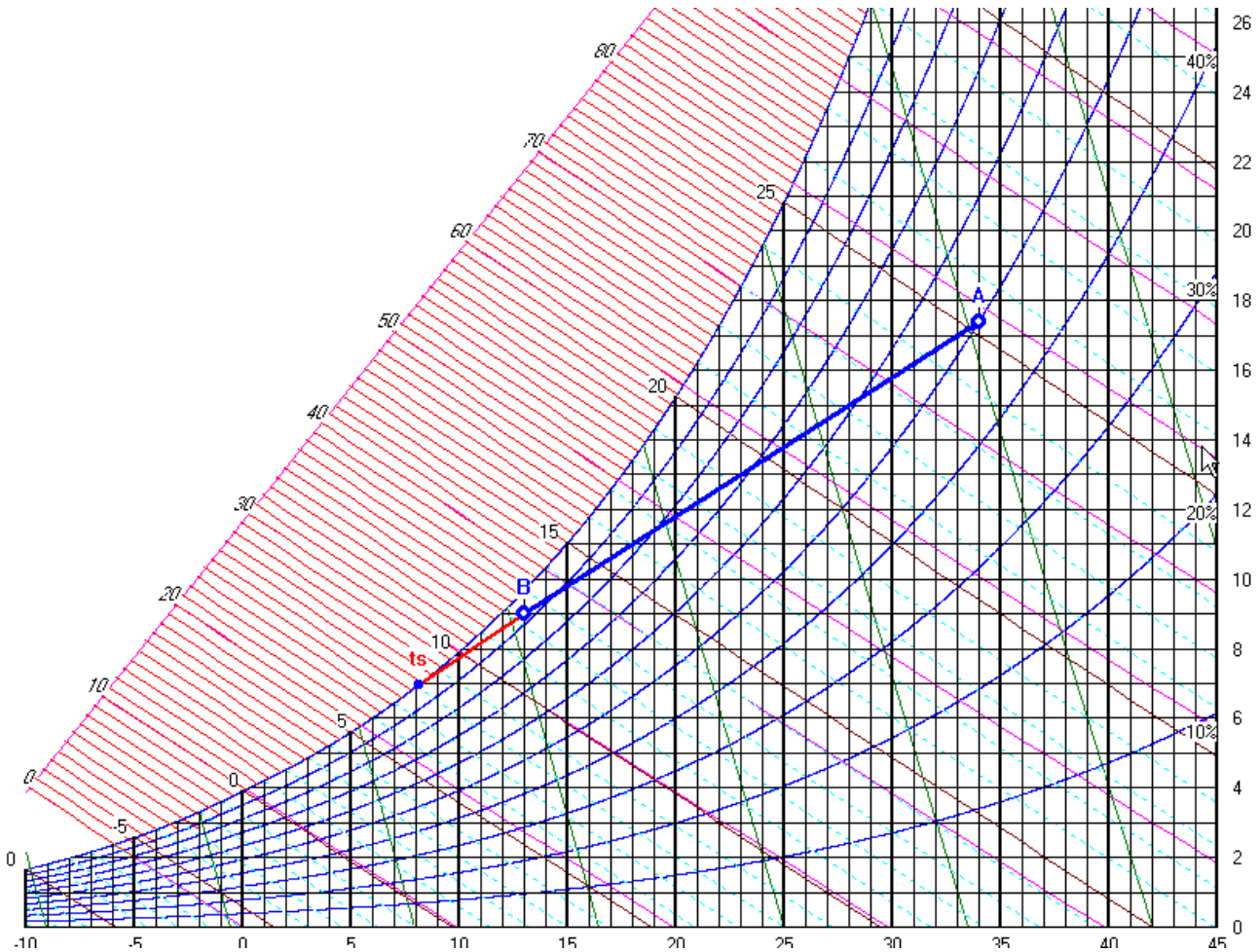


Figura 124: Trattamento aria primaria in condizioni estive

--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
 $q_{mA} = 2.7777 \text{ kg/s}$; portata massica
 $q_{vA} = 9267 \text{ m}^3/\text{h}$; portata volumica
 $q_{mB} = 2.7777 \text{ kg/s}$; portata massica
 $q_{vB} = 8520 \text{ m}^3/\text{h}$; portata volumica
 $dt = 21.00 \text{ K}$
 $dx = 8.40 \text{ g/kg}$
 $dh = 42.996 \text{ kJ/kg}$

Figura 125: Calcoli termo igrometrico per l'aria primaria in condizioni estive

Condizioni invernali

Nel caso invernale l'aria primaria subisce le trasformazioni indicate in Figura 127: 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 128 si ha il quadro riassuntivo dei calcoli termo igrometrico delle trasformazioni sopra indicate. Vale quanto detto in precedenza per gli apporti di calore sensibile e latente.

In Figura 129 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 130 si hanno i valori del calore sensibile e totale della trasformazione (carico ambiente) MD sopra citata.

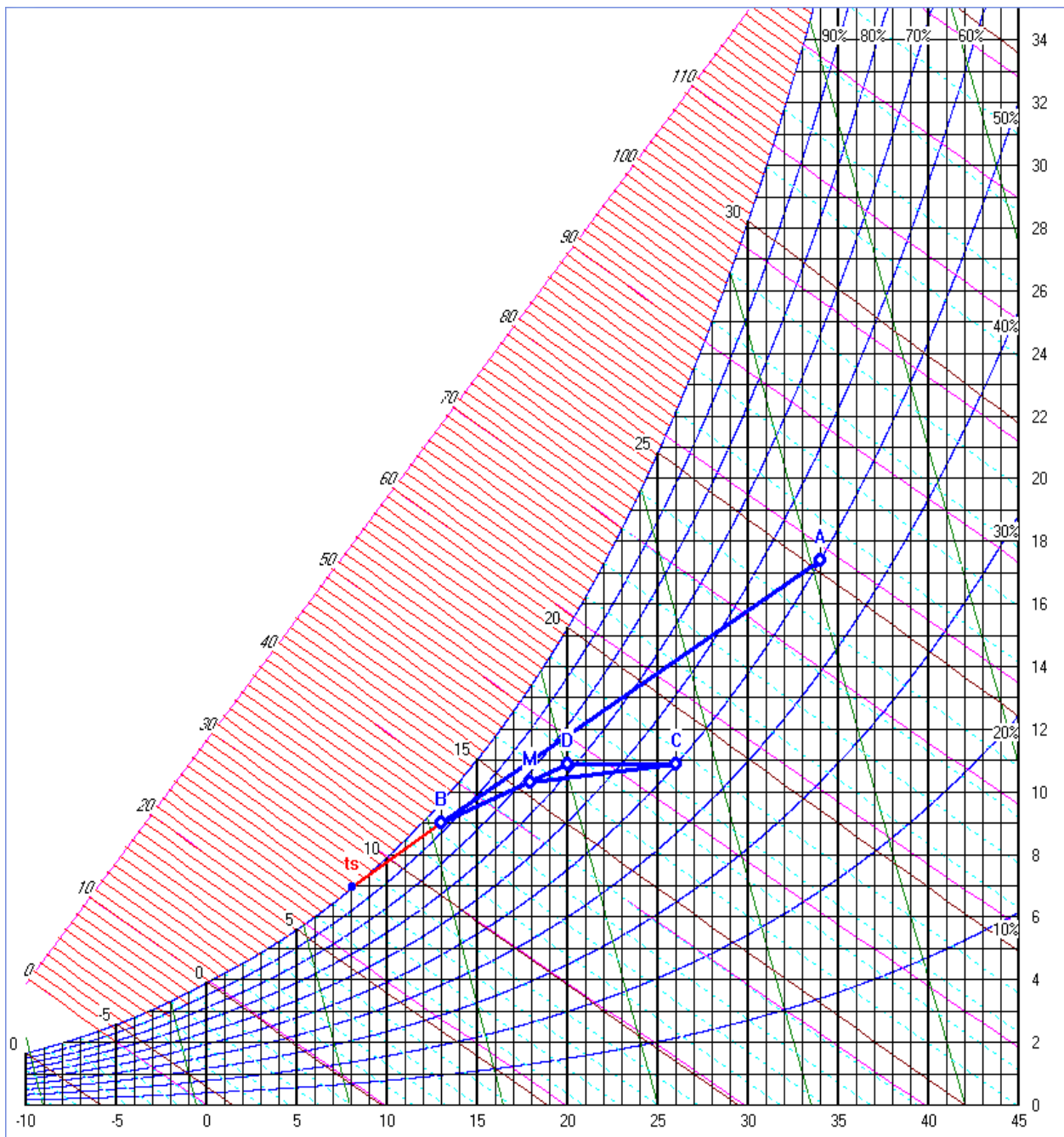


Figura 126: Rappresentazione degli effetti di un impianto misto nel piano psicrometrico

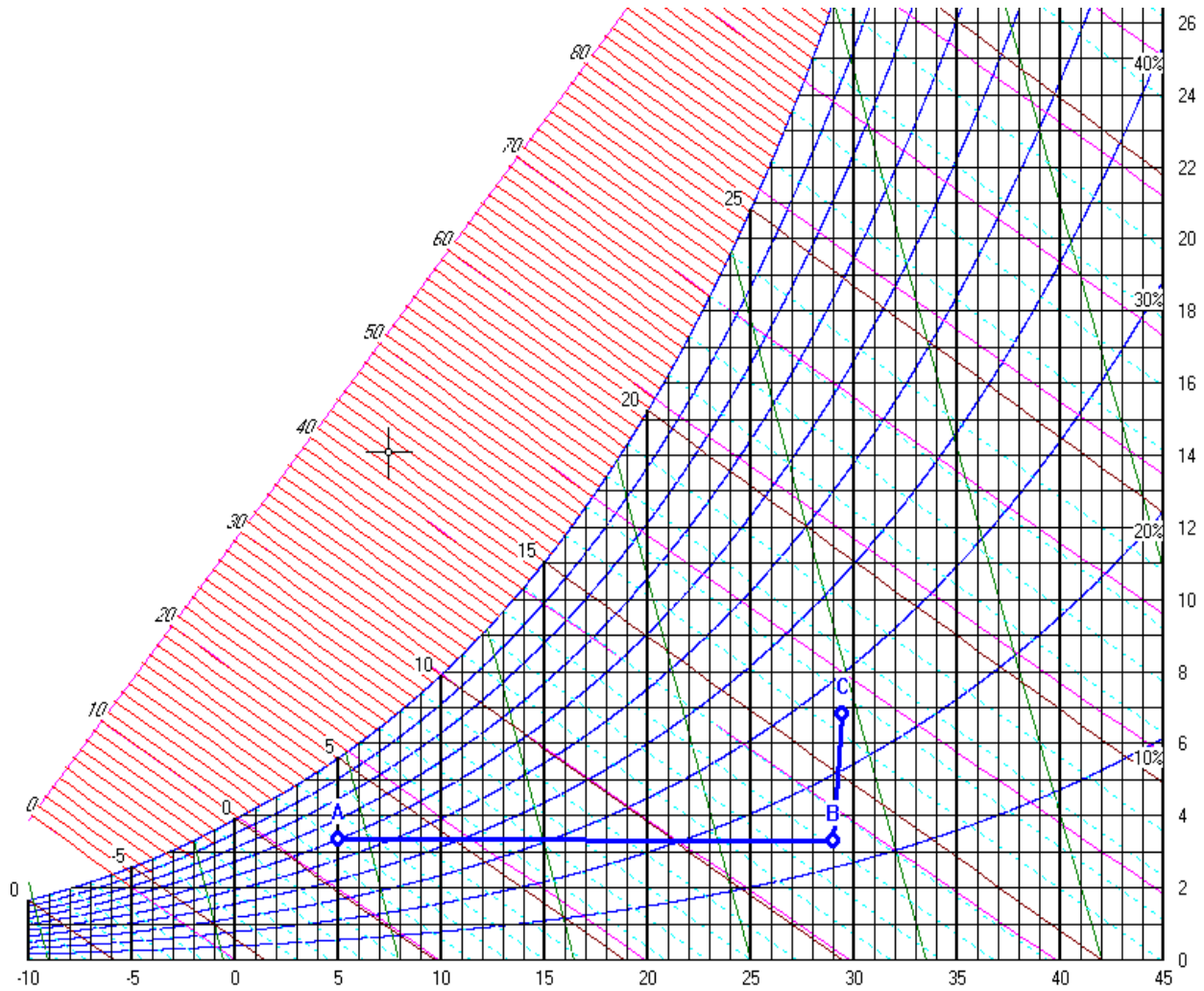


Figura 127: Trattamenti per l'aria primaria in condizioni invernali con deumidificazione a vapore

--RISCALDAMENTO--

Qs = 67.135 kW
qmA = 2.7777 kg/s ; portata massica
qvA = 8207 m3/h ; portata volumica
qmB = 2.7777 kg/s ; portata massica
qvB = 8915 m3/h ; portata volumica
dt = 24.00 K
dx = 0.05 g/kg
dh = 24.169 kJ/kg

--UMIDIFICAZIONE--

qx = 9.722 g/s
qmB = 2.7777 kg/s ; portata massica
qvB = 8915 m3/h ; portata volumica
qmC = 2.7777 kg/s ; portata massica
qvC = 8977 m3/h ; portata volumica
dt = 0.42 K
dx = 3.50 g/kg
dh = 9.364 kJ/kg

Figura 128: Calcoli termoigrometrico per l'aria primaria in condizioni invernali

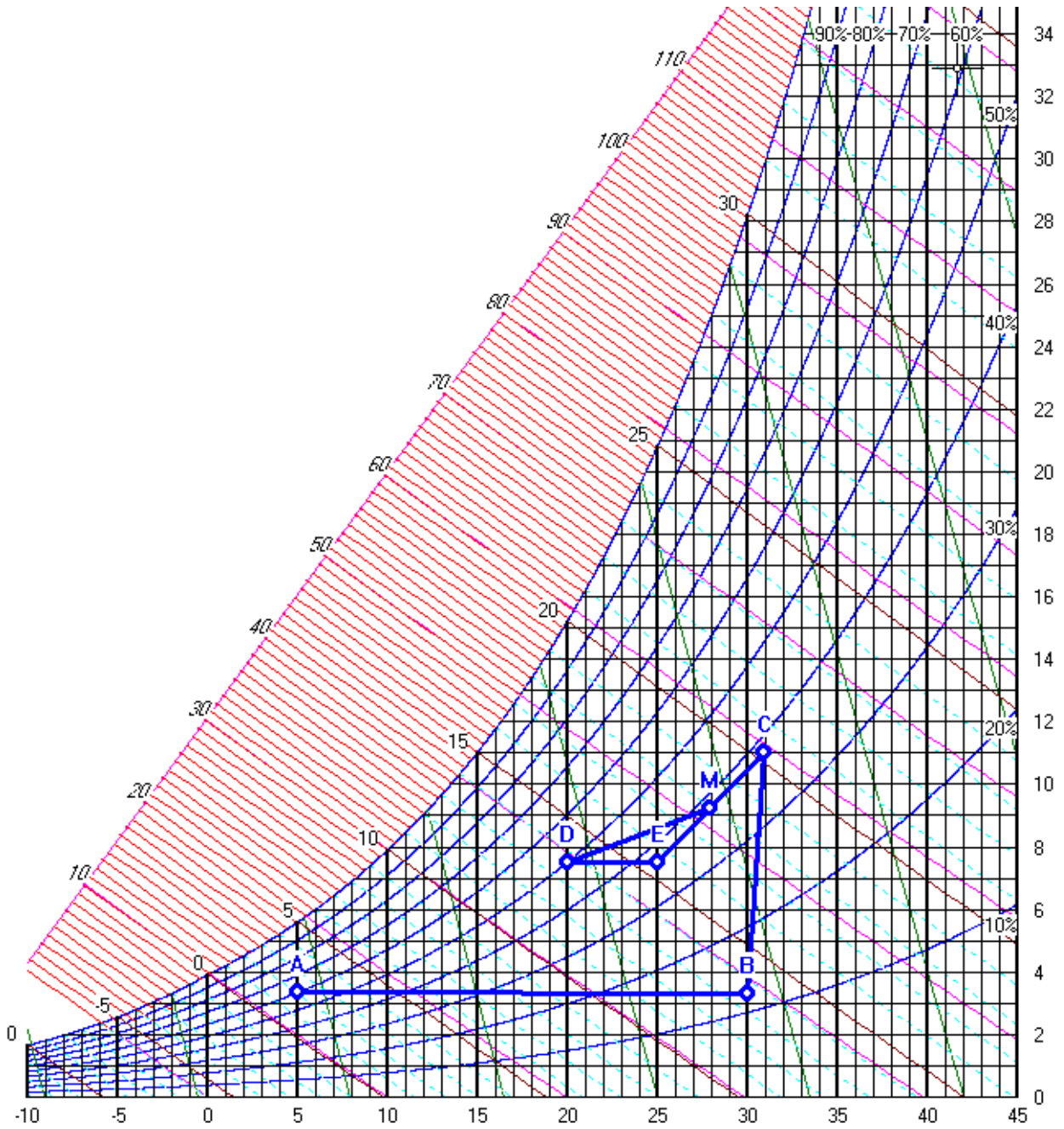


Figura 129: Schema di funzionamento di un impianto AP + FC invernale

Input:		
pto1 ; pto2		
Sensibile	32,000	kW
Totale	44,000	kW
qimm	0,1702	kg/s

Figura 130: Carico termico della trasformazione MD

5.7.2 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 131 o quelle con postriscaldamento, se presente) 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, come già osservato in precedenza.

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 mediante scambiatori di calore alimentati ad acqua calda o con scaldiglie elettriche di più semplice utilizzo.

Il funzionamento dei fan coil è generalmente regolato⁴⁹ 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 131). 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.

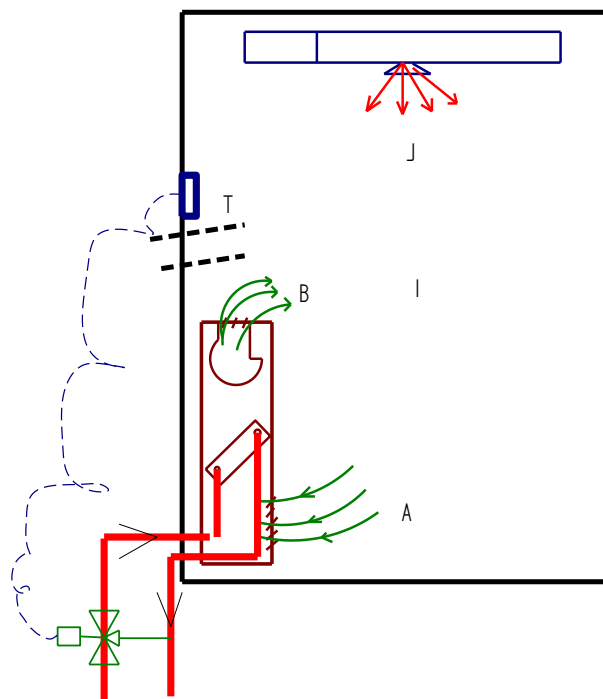


Figura 131: Regolazione dei fan coil mediante valvola a tre vie

In Figura 132 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 133 si ha un esempio di regolazione estiva ottenuta facendo variare il punto di immissione 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.

⁴⁹ Il DPR 59/09 inserisce l'obbligo della regolazione per ciascun locale e quindi, nel caso di utilizzo dei fan coil, l'inserimento della valvola di regolazione a tre vie è assolutamente necessario.

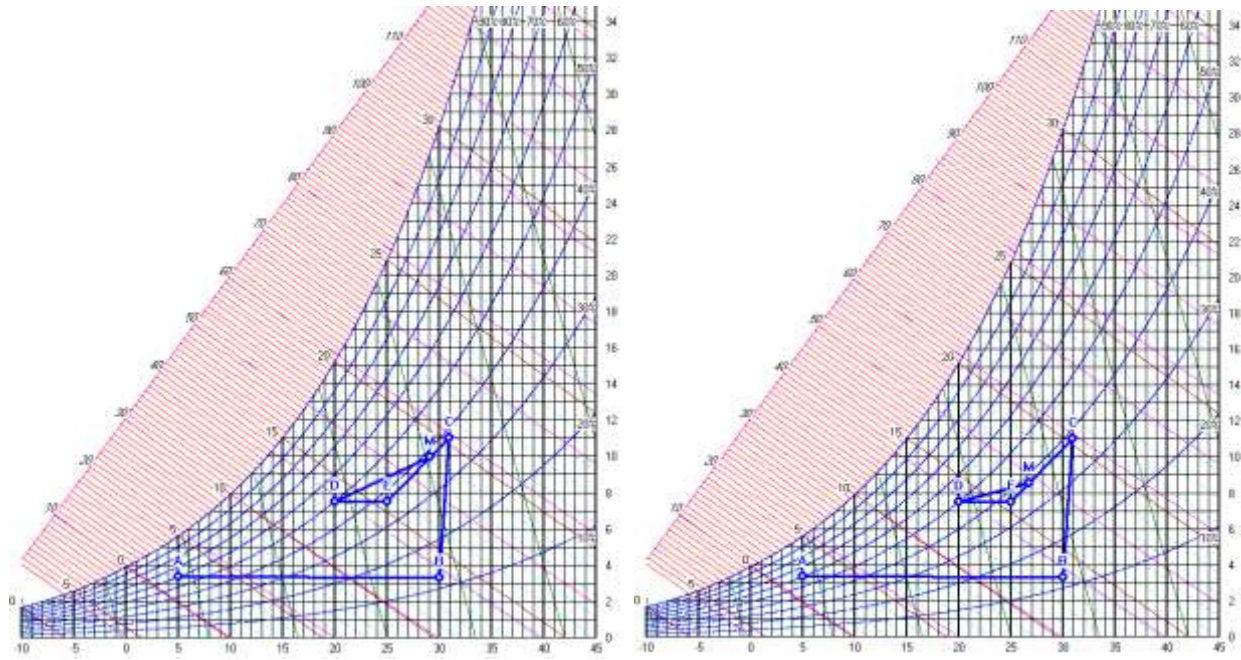


Figura 134: Regolazione invernale mediante variazione della portata del fan coil

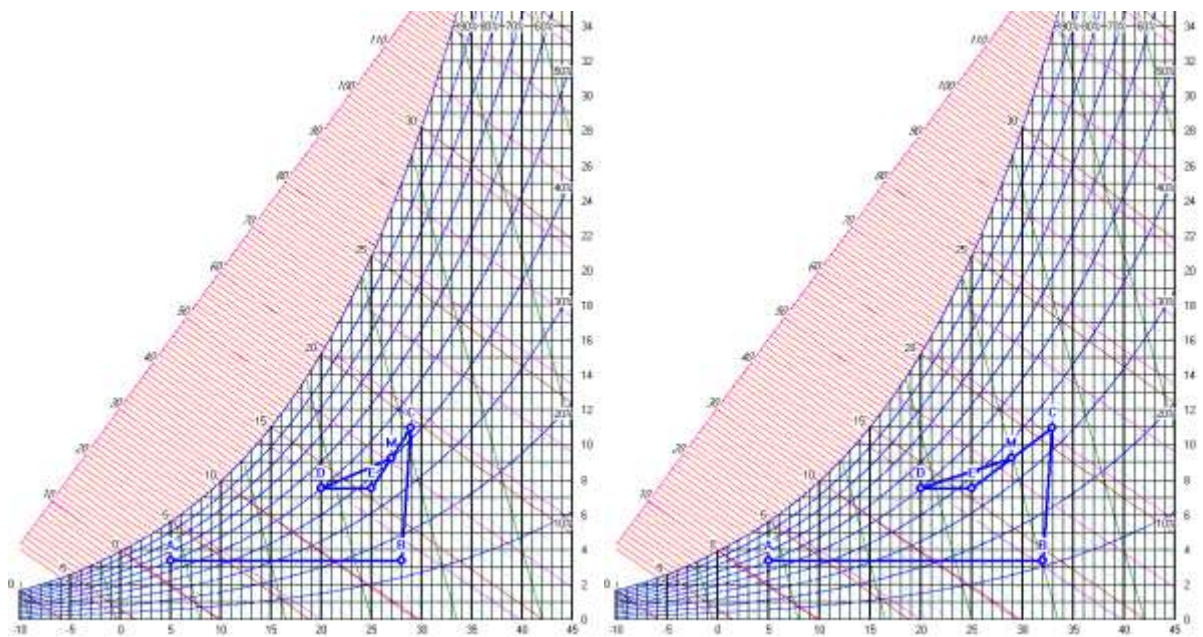


Figura 135: Regolazione invernale mediante variazione della temperatura dell'aria primaria

Altre notizie sulla regolazione degli impianti misti possono essere reperite nei manuali specializzati e nel Capitolo sulla *Regolazione degli Impianti*.

5.7.3 CONTROLLO DELLA PORTATA DEI FAN COIL

La regolazione dei fan coil al variare del carico termico ambiente, come di tutti i tipi di terminali, può avvenire in due modi, come si può dedurre dalla relazione:

$$Q_{FC} = \dot{m} c_p (t_{fi} - t_{fu})$$

e cioè:

- variando la differenza di temperatura del fluido di alimentazione, a parità di portata;
- variando la portata di alimentazione, a parità di differenza di temperatura.

La valvola a tre vie miscelatrice dianzi discussa fa variare la temperatura dell'acqua in ingresso alla batteria del fan coil, a parità di portata.

Oggi si tende ad utilizzare impianti a portata variabile che consentono notevoli economie di esercizio sulle potenze di pompaggio. In questo caso occorre far variare la portata di alimento in ciascun fan coil. Tuttavia la variazione di portata influenza l'efficienza delle batterie di scambio.

Con riferimento al metodo detto *NTU (Number Transfer Unit)*, ovvero *Unità di Trasferimento Termico*, si definisce il rapporto:

$$NTU = \frac{KS}{(cm)_{\min}}$$

ove K è la trasmittanza fra i fluidi e $(cm)_{\min}$ è la capacità termica di flusso minima fra fluido caldo e fluido freddo. Il rapporto NTU ha un significato fisico ben preciso: possiamo scrivere, infatti:

$$NTU = \frac{(KS) \cdot 1}{(cm)_{\min} \cdot 1}$$

e quindi è il rapporto fra il calore scambiato con salto termico $\Delta T=1$ (mediante scambio termico $KS\Delta T$) e trasportato dal fluido, $(cm)_{\min}\Delta T$.

A seconda delle geometrie utilizzate si pone l'efficienza η in funzione di NTU , di un parametro geometrico (cioè del tipo e della geometria dello scambiatore di calore) e del rapporto fra le capacità termiche di flusso $c'm'/c''m''$ dei due fluidi.

La Figura 136 e la Figura 137 riportano l'andamento dell'efficienza dello scambiatore in funzione di NTU e del rapporto fra le capacità termiche di flusso.

Di solito in fase di progetto, fissata la geometria e il rapporto fra le capacità termiche di flusso, scelta l'efficienza (ad esempio $\eta=0.8-0.85$) si determina dai grafici NTU e dalla sua definizione si calcola S .

Il metodo NTU consente di effettuare facilmente anche le verifiche termiche: dato lo scambiatore di superficie S e note le capacità termiche di flusso si calcola NTU e quindi si ha l'efficienza η .

Ne consegue che se variamo la portata di acqua di alimento dei fan coil si varia la capacità termica di flusso ($m'c'$) e quindi l'efficienza della batteria di scambio.

Le conseguenze si ripercuotono anche nelle perdite di carico dei circuiti. Queste, infatti, come si vedrà nel volume 3°, dipendono dal quadrato della portata secondo la relazione di Darcy:

$$\Delta p = k \frac{m^2}{d^5}$$

Pertanto una variazione della portata fa variare Δp conseguentemente.

Di norma, per quanto sopra detto e per limitare anche gli squilibri della rete di distribuzione, si accettano variazioni di portata entro il 50% della portata nominale.

Quanto detto consente anche di osservare che la rete di distribuzione dei fan coil deve essere progettata con riferimento alla portata nominale che ogni Costruttore indica per i vari modelli prodotti. Spesso, infatti, si dimensiona la rete in funzione dei carichi termici degli ambienti non tenendo conto che, data l'alta efficienza dei fan coil, questi hanno una potenzialità termica anche molto superiore a quella richiesta dall'ambiente.

Solo garantendo la portata nominale di ciascun fan coil potremo poi avere una corretta regolazione ed un corretto funzionamento delle batterie di scambio termico.

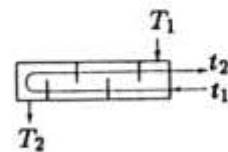
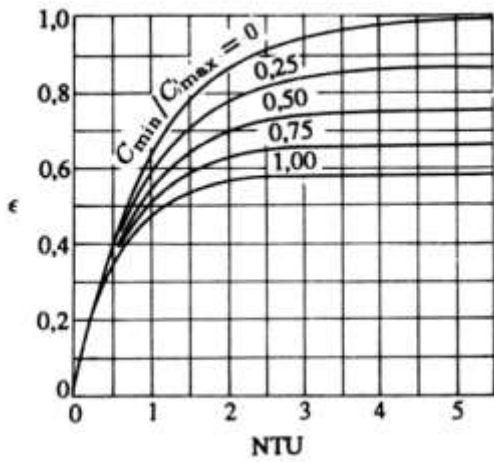
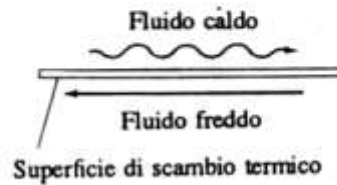
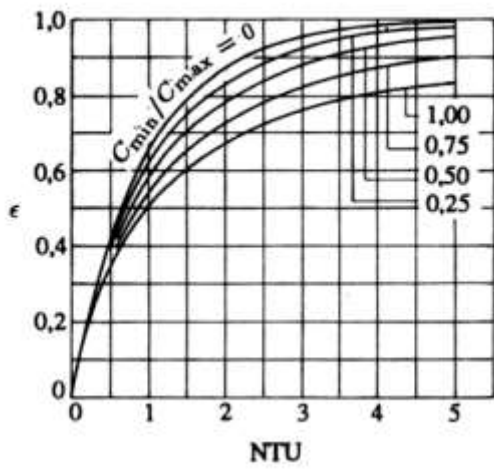
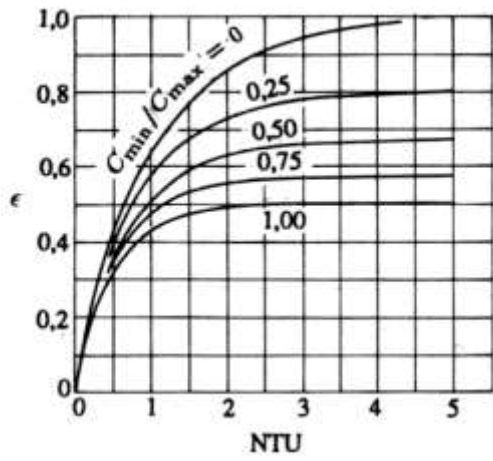


Figura 136: Curve (ϵ , NTU) per assegnata geometria

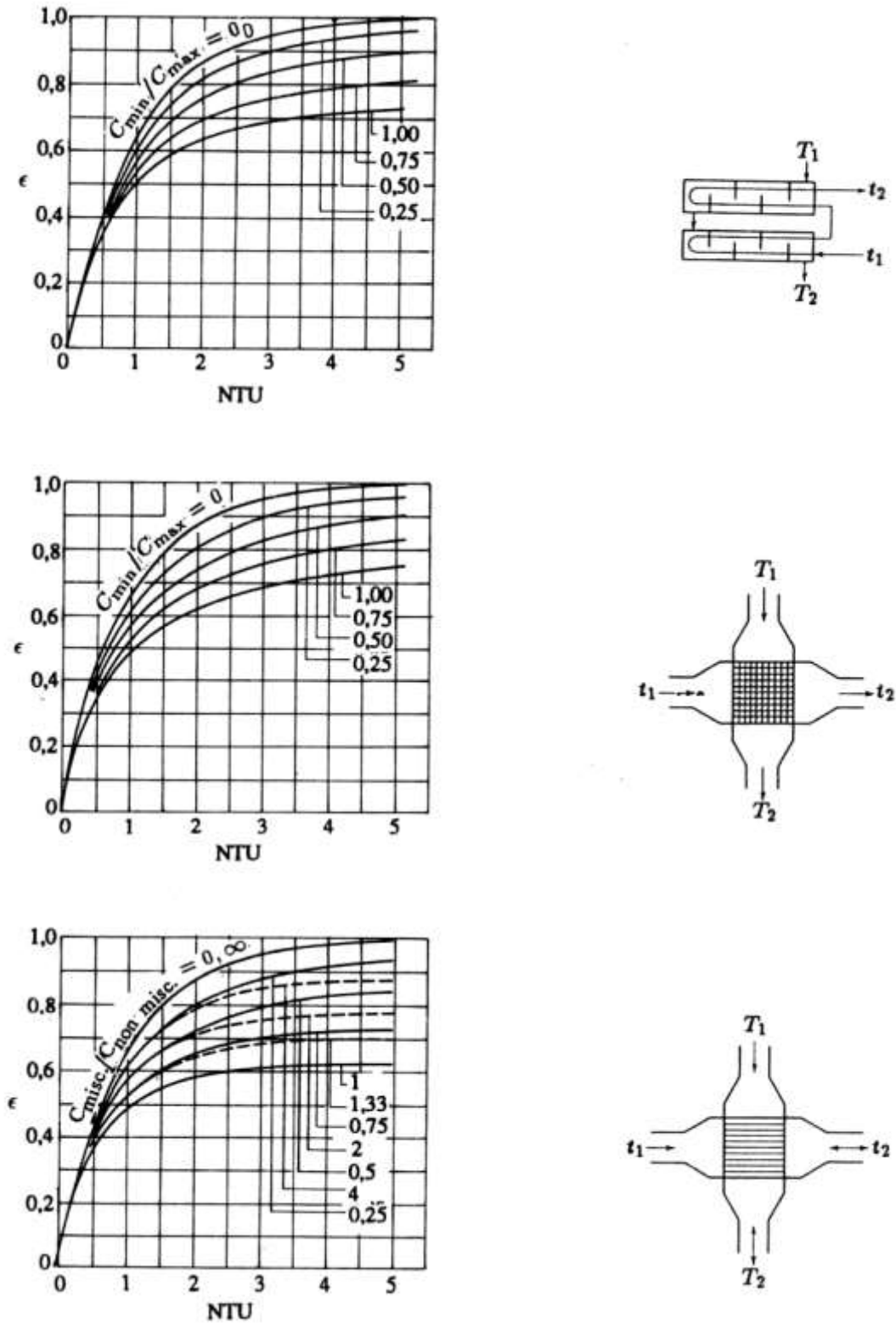


Figura 137: Curve ϵ - NTU per alcuni tipi di scambiatori di calore

5.7.4 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.

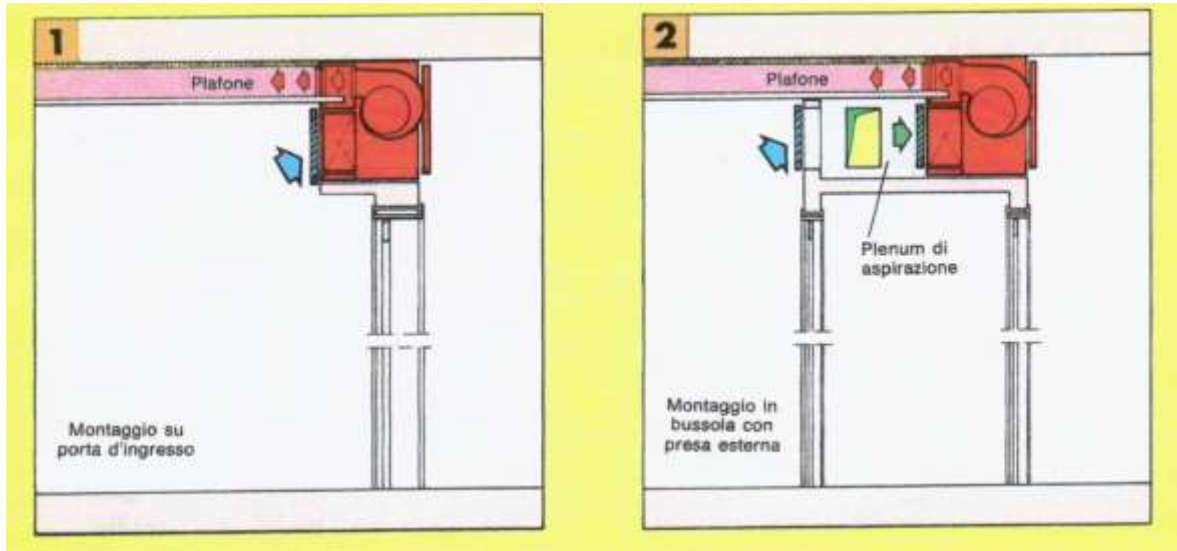


Figura 138: Disposizione dei fan coil canalizzati

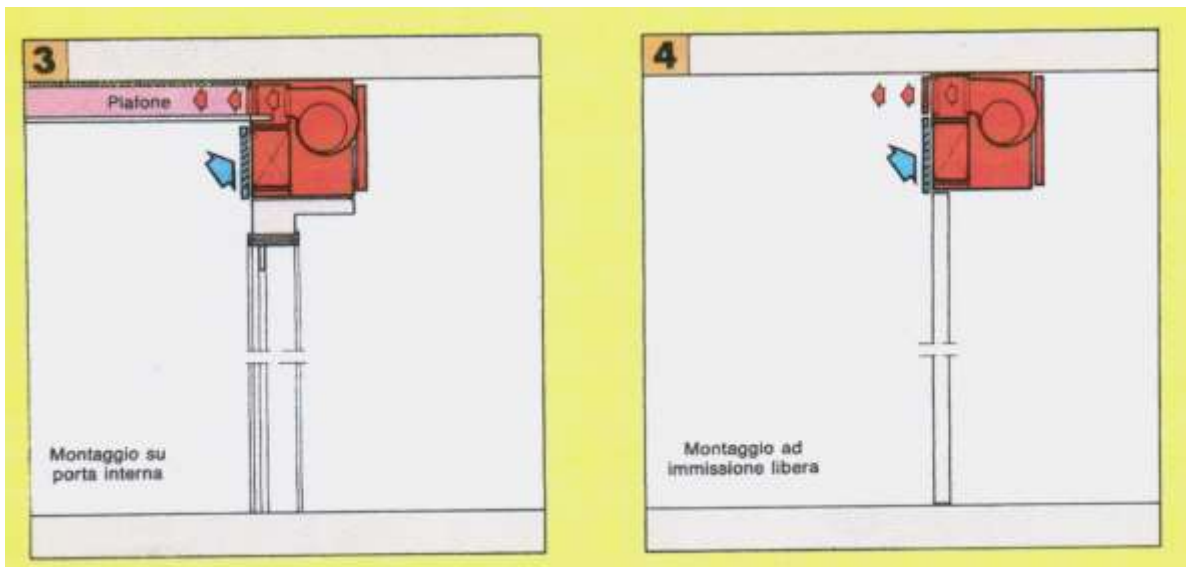


Figura 139: Disposizione dei fan coil canalizzati

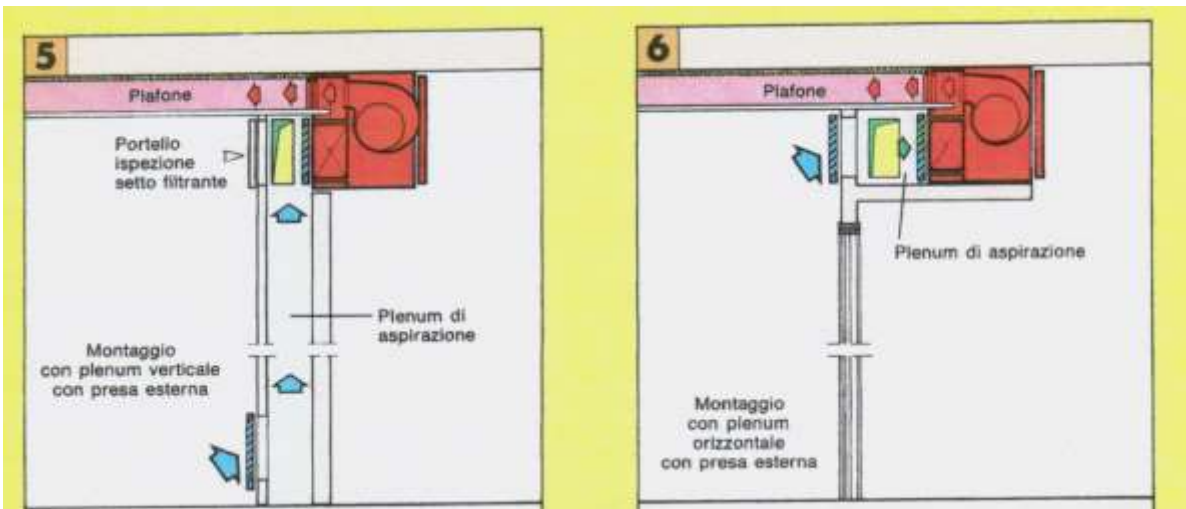


Figura 140: Disposizione dei fan coil canalizzati

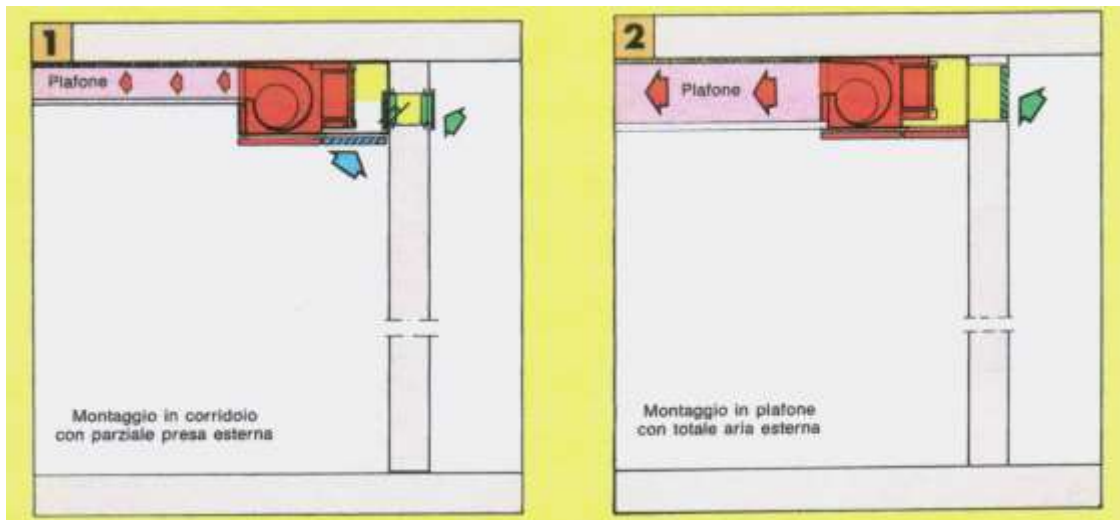


Figura 141: Disposizione dei fan coil canalizzati

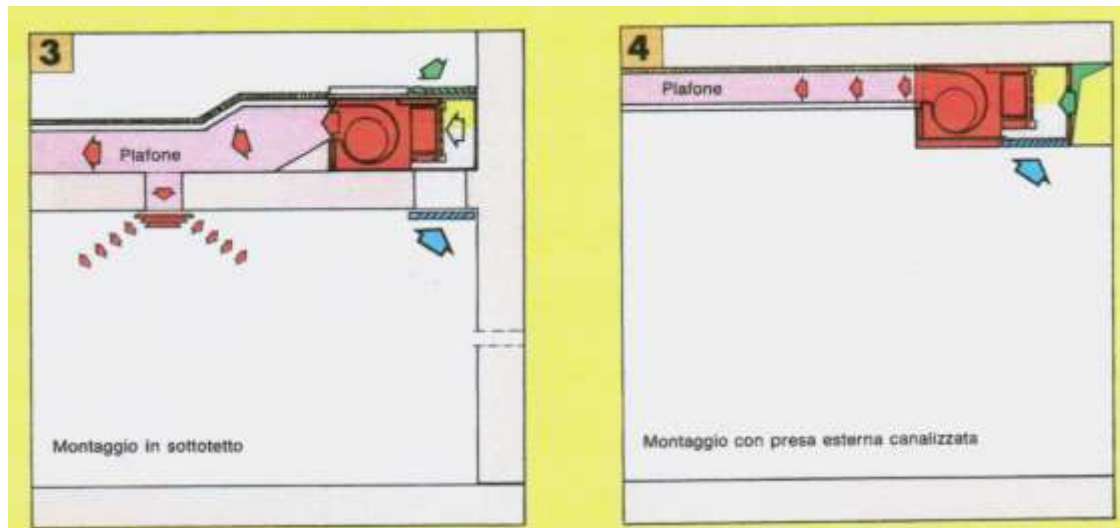


Figura 142: Disposizione dei fan coil canalizzati

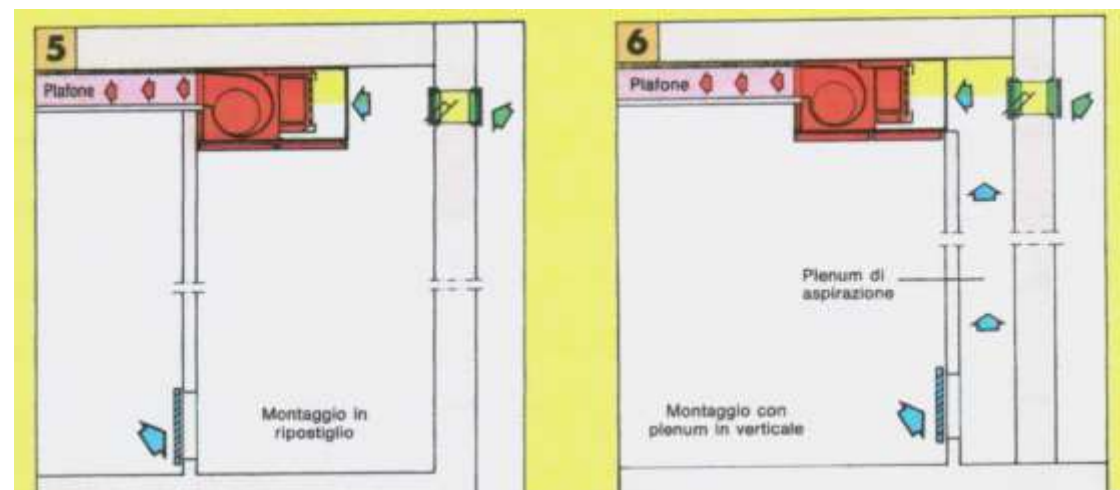


Figura 143: Disposizione dei fan coil canalizzati

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 ambienti⁵⁰;
- Non incrementare la rumorosità di fondo;
- Non creare fastidiose correnti d'aria per effetto di differenze di velocità relative e di temperature.

5.7.5 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.

5.7.6 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.

5.7.7 CRITERI DI PROGETTO PER GLI IMPIANTI MISTI

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

$$Q_s = \dot{m}_{al} c_p (t_{ai} - t_{al}) + Q_{FC} \quad [146]$$

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:

$$G_v = \dot{m}_{al} (x_i - x_l) \quad [147]$$

ove si ha:

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

⁵⁰ 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 by pass acustici occorre progettare con cura i canali, inserendo all'interno opportune trappole acustiche.

Le due equazioni consentono una progettazione flessibile degli impianti misti.

La [146] 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:

$$Q_L = \dot{m}_{al} (x_i - x_l) r \quad [148]$$

mentre ai *fan coil* si lascia il carico sensibile secondo la [146].

5.7.8 CRITERI DI PROGETTO DEI VENTILCONVETTORI

I ventilconvettori (*fan coil*) hanno lo scopo di controllare la temperatura ambiente invernale ed estiva con tolleranze ristrette (± 2 °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 $\Delta t_{bs} < 1$ °C/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.

5.7.9 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:

$$Q_s = R \cdot C \cdot U \cdot A \cdot G \cdot \Delta t_m \cdot F_c \quad [149]$$

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
- Δt_m differenza di temperatura media logaritmica dato da:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad [150]$$

- 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.

5.8 CONFRONTO FRA LE TIPOLOGIE IMPIANTISTICHE

In riferimento alla norma *UNI 10339* vengono ora confrontate le tipologie impiantistiche sin qui esaminate avendo di mira: le funzioni svolte, le modalità di funzionamento, la localizzazione dei trattamenti.

Inoltre nel confronto occorre sempre considerare anche il comfort generato e quindi il voto medio previsto (*PMV*) che ogni tipologia di impianto è in grado di ottenere nonché il costo energetico e di gestione che essi forniscono.

5.8.1 CARATTERISTICHE DEGLI IMPIANTI AD ARIA

Rientrano in questa tipologia gli impianti centralizzati comprendenti:

- Impianti a portata costante e temperatura variabile;
- Impianti a portata variabile⁵¹ e temperatura costante;
- Impianti multizona;
- Impianti con post riscaldamento ambiente, ...

⁵¹ Si tratta di impianti di nuovo sviluppo nei quali viene fatta variare la portata d'aria nei canali agendo sulla velocità della ventola. Essi consentono di ottenere sensibili economie energetiche e si stanno affermando soprattutto negli USA.

Per quanto riguarda il tipo di diffusione o unità terminali utilizzate si hanno alcune differenziazioni (bocchette, cassette di miscelazione, unità lineari, ...) che pur tuttavia non comportano variazioni tipologiche.

Questi impianti vanno bene per:

- Grandi aree;
- Per risolvere specifiche problematiche di settore in relazione a temperatura o umidità, purezza dell'aria;
- Ambienti industriali;
- Impianti con trattamento centralizzato della sola aria primaria e successivo trattamento finale locale.

Vantaggi presentati

Possiamo così riassumere i vantaggi:

- Collocazione centralizzata di tutti i componenti principali;
- Conseguente facilità di manutenzione centralizzata in spazi tecnologici di norma ampi e ben accessibili (centrali termiche);
- Non richiede interventi nelle zone di lavoro;
- Maggiore possibilità di sfruttamento del free cooling;
- Facile adattabilità al recupero di calore;
- E' possibile avere grandi portate di aria di rinnovo;
- Consente cambi stagionali automatici;
- Consente il controllo di tutti i parametri del benessere ambientale (temperatura, umidità, velocità dell'aria, rumorosità).

Svantaggi presentati

- Richiede spazio addizionale per i canali d'aria, solitamente ingombranti;
- Richiede energia addizionale per le zone perimetrali o per spazi a fattore termico differente o durante le ore di non occupazione dei locali (a meno di non usare impianti a portata d'aria variabile);
- Difficoltà di bilanciamento per l'estensione e complessità delle reti di distribuzione dell'aria;
- Necessità di accesso agli apparecchi terminali (cassette di distribuzione, ...);
- Aria di rinnovo non convogliabile ai singoli ambienti in funzione delle loro esigenze temporali;
- Difficoltoso controllo della temperatura nei singoli ambienti. Si può pensare di aggiungere una batteria di post riscaldamento con valvola a tre vie a monte delle bocchette di mandata in modo che ogni utente possa cambiare il valore del set point. In ogni caso non si può annullare la mandata dell'aria senza sconvolgere l'equilibratura dell'intera rete di distribuzione dell'aria;
- Controllo parziale dell'umidità relativa nei singoli ambienti.

5.8.2 CARATTERISTICHE DEGLI IMPIANTI MISTI ARIA-ACQUA

Questa categoria di impianti comprende:

- Impianti ad aria primaria centralizzata e ventilconvettori;
- Impianti ad aria primaria centralizzata e termoventilanti;

- Impianti ad aria primaria centralizzata e pannelli radianti.

L'uso è di norma indirizzato per:

- Complessi di uffici di piccole, medie e grandi dimensioni;
- Piccoli ambienti ad uso non continuativo e a bassa contemporaneità di utilizzo;
- Centri commerciali;
- Centri polifunzionali;
- Alberghi;
- Ospedali, Case di cura e di ricovero;
- Impianti con trattamento locale.

Vantaggi presentati

- Consente il controllo della temperatura di ogni locale;
- A una buona flessibilità con differenti condizioni operative;
- Richiede poco spazio per la distribuzione;
- Richiede minor spazio per le apparecchiature centralizzate per l'aria primaria;
- Risparmia potenza usando acqua anziché aria;
- Può eliminare possibili contaminazioni da flussi incrociati;
- Risolve bene i problemi della suddivisione degli spazi interni svincolandosi dalla fase progettuale.

Svantaggi presentati

- Basse quantità di aria primaria rendono difficile, nel sistema a due tubi, un appropriato controllo dei parametri nelle mezze stagioni;
- Il cambiamento inverno/estate o per diverse esposizioni a notevole carico termico esterno può essere difficoltoso;
- La regolazione tende ad essere più complessa ed onerosa rispetto ad altri sistemi dovendo intervenire su più unità terminali;
- Non è adatto a risolvere applicazioni con grandi portate d'aria di espulsione;
- Elevati punti critici da controllare dislocati su tutti i locali;
- Elevato costo di gestione nel caso di unità terminali a ventilconvettore;
- Difficoltà di mantenimento di una elevata efficienza dei terminali;
- Non garantisce l'eliminazione di zone morte in ambiente;
- Difficoltà a controllare la velocità dell'aria negli ambienti.

Si osservi che alcune delle indicazioni indicate negli *svantaggi* sono indipendenti dalle scelte progettuali (apparecchiature selezionate) e possono essere risolte con selezioni più costose.

5.8.3 CARATTERISTICHE DEGLI IMPIANTI AD ACQUA ED AUTONOMI

Sono impianti di larghissima diffusione caratterizzati per l'unità terminale che può essere:

- Ventilconvettori;
- Pannelli radianti;
- Termoventilanti.

La loro classificazione può essere:

- Gruppi autonomi monoblocco ad espansione diretta, ad esempio i condizionatori a finestra;
- Gruppi autonomi split system ad espansione diretta.

La differenziazione degli impianti può anche essere effettuata per tipologia del fluido condensante (aria, acqua) e per l'ubicazione dello stesso impianto (all'interno o all'esterno).

Vantaggi degli impianti ad acqua

- Massima flessibilità per l'adattamento a configurazioni di edifici, soprattutto esistenti o ristrutturati, a diverso fattore termico;
- E' uno dei sistemi a minor costo iniziale;
- Ha un sistema di distribuzione semplice;
- Basso potenziale di contaminazione fra gli ambienti;
- Controllo della temperatura in ogni locale con veloce risposta alle variazioni di carico;
- Facile commutazione estate/inverno.

Svantaggi degli impianti ad acqua

- Controllo inadeguato dell'umidità interna;
- Non consente un adeguato controllo dei ricambi d'aria;
- Effetti antiestetici delle prese d'aria sulle facciate;
- Necessità di manutenzione ed assistenza nei locali condizionati;
- Necessità di pulizia di filtri, batterie e scarichi per evitare la crescita di batteri;
- Numero elevato di punti critici da controllare in tutti i locali;
- Manutenzione elevata dei terminali, specialmente nei ventilconvettori;
- Difficoltà nel mantenere efficienze elevate nei terminali;
- Non garantisce l'eliminazione di zone morte in ambiente e velocità d'aria controllate.
- Necessità di regolazione con valvola a tre vie nei singoli ventilconvettori.

Vantaggi per gli impianti autonomi

- Controllo in ogni locale della temperatura in riscaldamento e in raffrescamento;
- Permettono di risolvere problemi differenti fra ambienti diversi;
- Offre la massima personalizzazione per ciascun ambiente;
- Consente la massima autonomia dell'utilizzatore.

Svantaggi degli impianti autonomi

- Possibilità limitate di opzioni per dimensioni e regolazioni;
- Limitate possibilità per alti e bassi valori dell'umidità relativa;
- Problemi di rumorosità immessa negli ambienti;
- Impatto negativo dell'estetica per le facciate degli edifici;
- Pongono vincoli nell'arredo e nella sistemazione interna degli ambienti (ad esempio occupando le finestre o le porte vetrate);
- Maggiori costi di funzionamento;
- Maggiori costi di manutenzione;
- Manutenzione delle apparecchiature in locali occupati.

5.9 NUOVI SISTEMI DI RAFFRESCAMENTO

5.9.1 RAFFRESCAMENTO CON PANNELLI RADIANTI

I pannelli radianti a pavimento possono essere utilizzati anche per il raffrescamento ambientale. In questo caso si invia acqua refrigerata ad una temperatura di circa 14 °C di solito mediante un circuito misto (caldo e freddo) come indicato in Figura 144. Nella Figura 145 e in Figura 146 si hanno le rese termiche per due diverse tipologie di pavimenti radianti, con parquet e con piastrelle.

Gli effetti del raffrescamento possono essere visti esaminando la Figura 147 nella quale appare evidente l'abbassamento della temperatura interna per effetto del raffrescamento esercitato dal pavimento radiante con acqua a 14 °C (valore consigliato per evitare i fenomeni di condensa superficiale). Nella pratica avviene che l'acqua a bassa temperatura proveniente dal refrigeratore viene miscelata dalla valvola 3-vie comandata da una centralina di regolazione e inviata all'impianto secondo una temperatura programmata, 14 °C nel caso citato. La temperatura dell'acqua di mandata al fan-coil, qualora presenti, è invece la stessa del refrigeratore. In questo caso si ottengono due effetti: ridurre la umidità sottraendo il calore latente ed incrementare l'apporto di freddo all'ambiente quando il carico termico è particolarmente elevato.

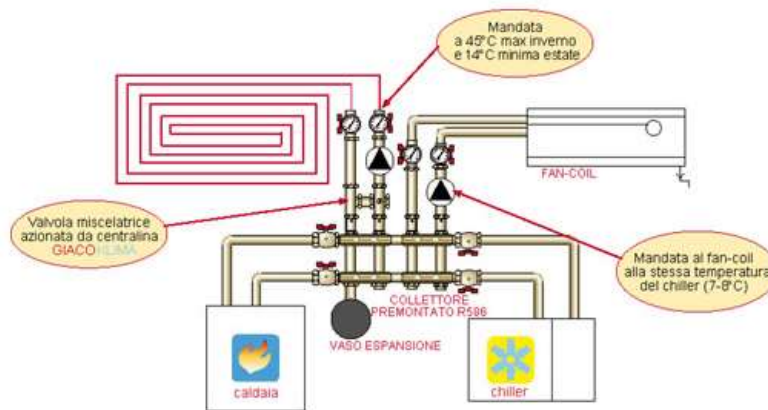


Figura 144: Schema misto per riscaldamento e raffrescamento a pannelli radianti

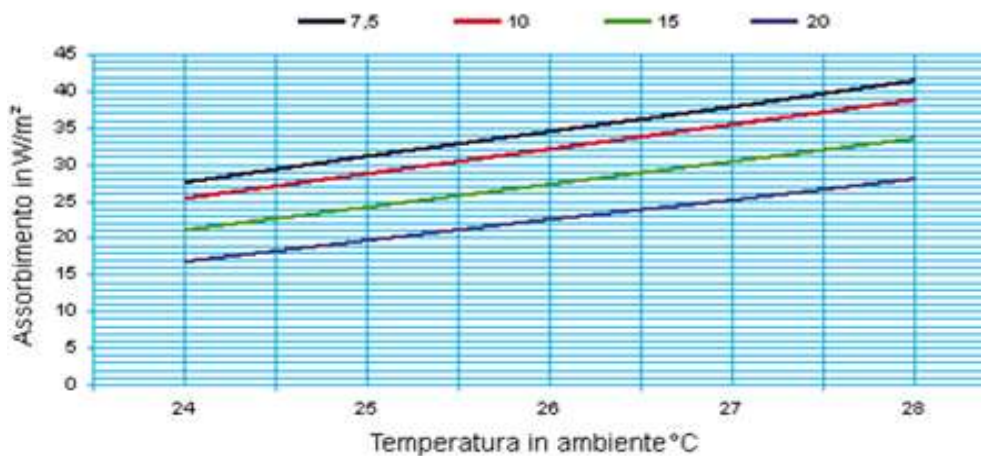


Figura 145: Resa termica di un pavimento radiante con parquet per raffrescamento

Anche nel caso di raffrescamento estivo sono da tenere in debito conto i fenomeni di elevata inerzia termica del pavimento radiante e quindi la regolazione elettronica deve precedere adeguatamente l'azione voluta.

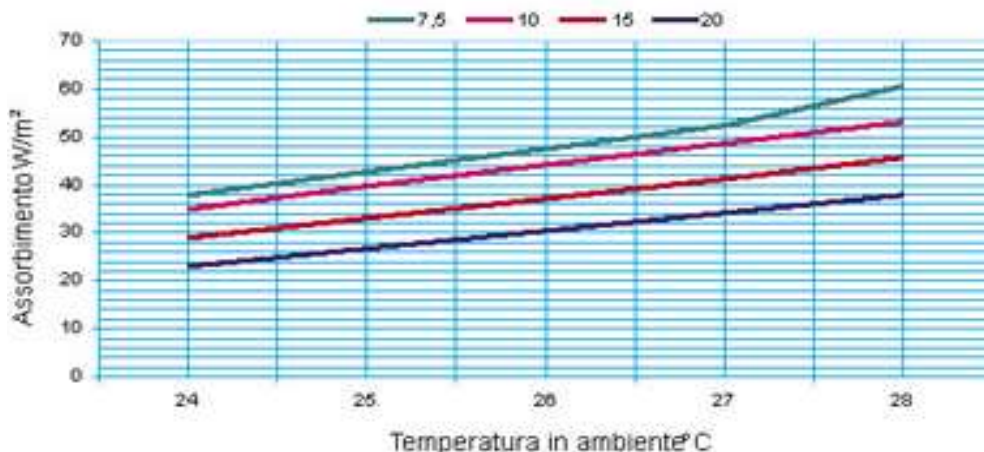


Figura 146: Resa termica di un pavimento con piastrelle radiante per raffreddamento

La temperatura di mandata non scende mai sotto i 14°C ed inizia a salire leggermente con pendenza programmabile a partire dalla temperatura esterna di 25°C.

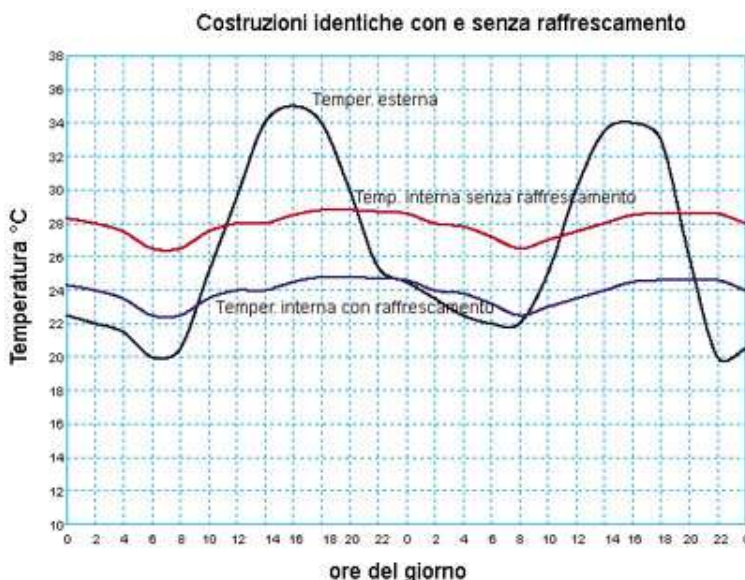


Figura 147: Andamento della temperatura interna con raffreddamento a pannelli radianti

La pendenza della curva (da 0,2 a 0,8) va scelta in funzione della temperatura interna che si desidera conseguire nel locale e della umidità relativa. Se ad esempio la zona in cui si opera è molto umida, una curva piuttosto piatta è controproducente, in quanto il divario tra la temperatura dell'aria di rinnovo nell'ambiente e quella superficiale è via via maggiore quanto maggiore è la temperatura esterna.

È facilmente comprensibile allora come il rischio di condensa sia elevato. E quand'anche poi non si formasse condensa l'impianto opererebbe per la maggior parte del tempo nelle condizioni di sicurezza, sulla curva superiore, a cui l'efficienza della superficie fredda è minima.

In ogni caso una pendenza intorno a 0,3 è ideale per il pavimento; eventuali correzioni sono possibili agendo sul regolatore mediante cacciavite. Le moderne centraline di regolazione per pavimenti radianti sono equipaggiate di sonda anticondensa, posizionata sulle superfici più fredde dell'impianto e quindi maggiormente a rischio di condensa superficiale.

Quando sulla superficie più fredda si raggiunge una umidità relativa superficiale di circa il 95% allora avviene lo slittamento automatico della curva di regolazione sul valore più elevato. I pannelli radianti possono essere anche a parete e solitamente sono in alluminio alimentati con acqua fredda a temperatura tale da evitare la formazione di condensa, come visto in precedenza.

Una caratteristica utile dei pannelli radianti si ha nell'abbattimento dei carichi radianti interni dovuto alle pareti calde (vetrate) e all'energia solare.

5.9.2 TRAVI FREDE

La trave fredda è un sistema di distribuzione misto aria-acqua molto utilizzata soprattutto nei paesi nordici, il nome deriva dal termine inglese *"chilled beams"* ma, a dispetto del nome, sono terminali in grado di riscaldare l'ambiente, non solo di raffreddarlo, oltre che garantire il controllo dell'umidità ed il ricambio dell'aria. Gli elementi sono costituiti da un carter metallico che contiene una batteria alettata, con tubi in rame percorsi da acqua fredda o calda, ed un sistema integrato di diffusione dell'aria costituito da due bocchette lineari, a differenza dei ventilconvettori non esistono né il ventilatore né il filtro.

Possono essere di due tipi:

- passiva;
- attiva;

Il principio funzionale della trave fredda attiva è presentato schematicamente in Figura 148. Esso consiste in un effetto di induzione provocato dall'immissione di aria esterna fresca che genera un effetto di depressione con richiamo di aria ambiente che attraversa la batteria alettata sottostante e quindi viene nuovamente inviata nell'ambiente. La trave fredda passiva, detta anche a convezione, non è dotata di un sistema di immissione dell'aria, ma si basa principalmente sulla circolazione naturale dell'aria ambiente che surriscaldandosi sale verso l'alto, attraversa la batteria di scambio termico e ridiscende verso il basso.

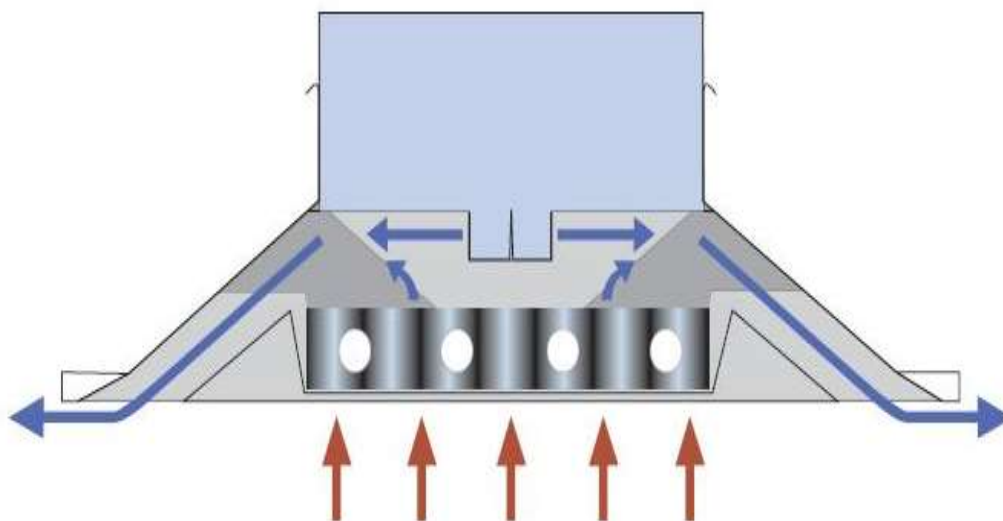


Figura 148: Schema funzionale di principio della trave fredda di tipo attivo.

La portata dell'aria che attraversa la trave fredda passiva dipende, quindi, dalla differenza di temperatura e quindi anche di pressione dell'aria all'interno e all'esterno della trave, ma anche dall'altezza della trave dal suolo.

Per quanto riguarda la trave fredda attiva invece il principio di funzionamento risulta leggermente diverso, l'aria primaria, che proviene da una centrale di trattamento aria, esce dagli ugelli ad altissima velocità.

Per effetto induttivo l'aria ambiente viene "risucchiata" ed attraversa così uno scambiatore di calore dal quale viene raffreddata o riscaldata.



Figura 149: Trave fredda attiva serie ACB 40

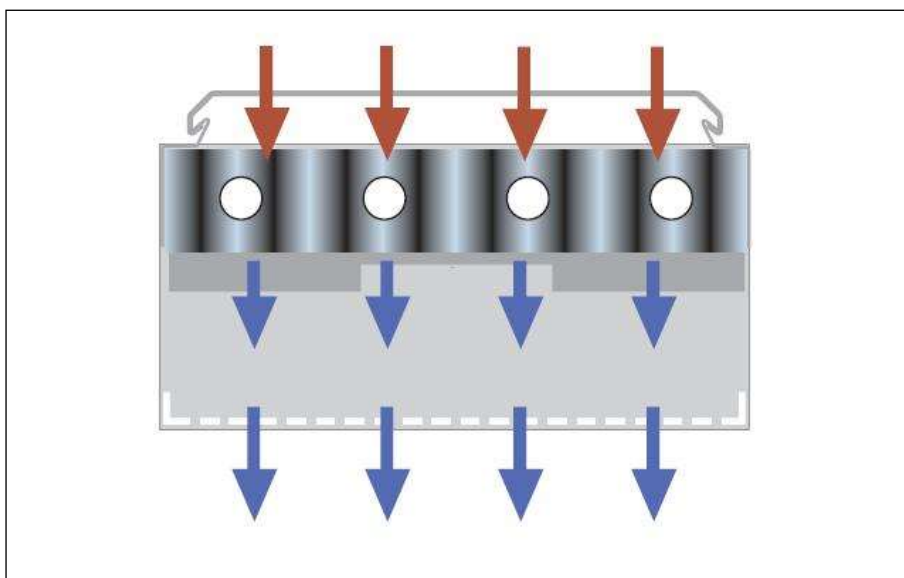


Figura 150: Principio di funzionamento trave fredda passiva

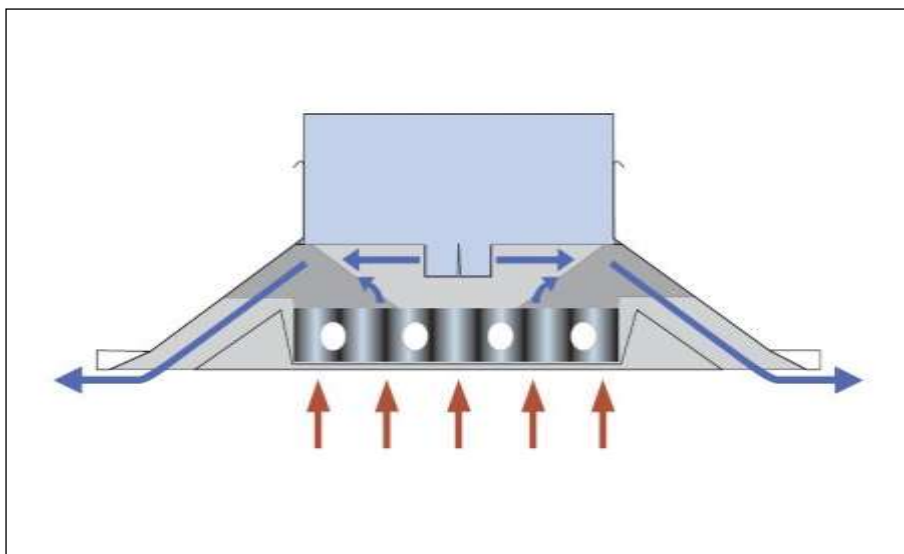


Figura 151: Principio di funzionamento trave fredda attiva

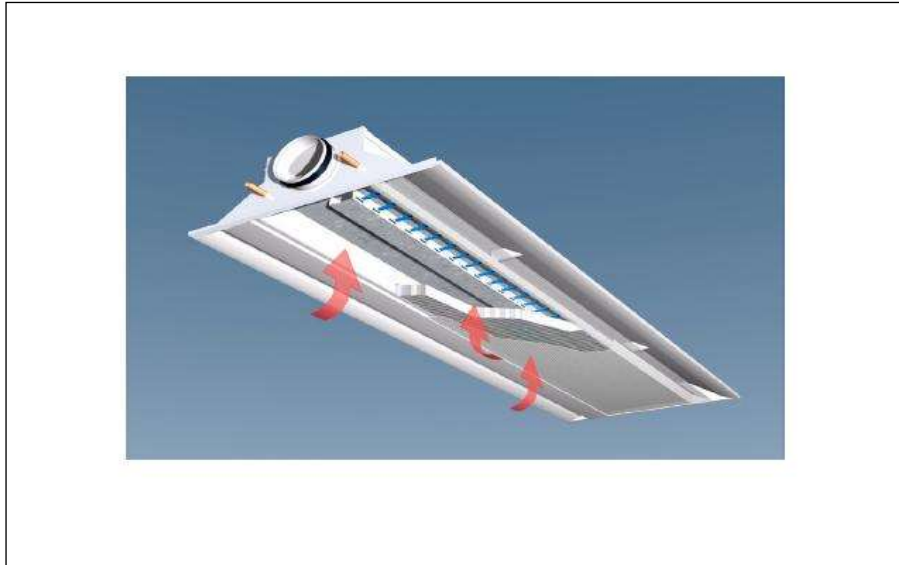


Figura 152: Immagine 3D che illustra il principio di funzionamento di una trave fredda attiva

E' evidente che maggiore è l'induzione, migliore sarà la miscelazione dell'aria con conseguente abbattimento della velocità e differenza di temperatura tra mandata e ambiente per il raggiungimento del benessere degli occupanti.

All'interno del terminale l'aria primaria si miscela con quella secondaria per poi essere immessa in ambiente. Fra i due sistemi è da preferire sicuramente quella attiva in quanto è in grado di rilasciare una potenza ($300\text{W}/\text{m}^2$) che è circa 3 volte superiore a quella rilasciata da una trave passiva.

5.9.3 VANTAGGI NELL'UTILIZZO DELLE TRAVI FREDDE

Va ancora detto che le travi fredde presentano alcuni vantaggi ed alcuni svantaggi

Fra i vantaggi si ricordano i seguenti:

- Installazione a soffitto relativamente facile;
- Possibilità di immettere anche aria primaria all'ambiente (portate variabili fra 0,5 e 2 Vol/h);
- Possibilità di avere anche le plafoniere dell'illuminazione comprese nel cartello delle travi fredde;
- Silenziosità elevata (rumore prodotto di circa 25 dB.A);
- Scarsa manutenzione (ogni 3-4 anni) sia per la mancanza di motori (come nei fan coils) che per la scarsa sporcabilità delle travi fredde);
- Assenza di tubazioni di scarico della condensa perché l'acqua in batteria è immessa ad una temperatura superiore a $15\text{ }^\circ\text{C}$ ed in ogni caso tale da non provocare condensa nella trave fredda. A questo scopo si utilizza anche una sonda di condensa di tipo a striscia inserita all'interno della trave fredda e collegata al servocomando di alimentazione della batteria fredda in modo da bloccare il flusso se si stanno verificando condizioni di possibile condensazione;
- Possibilità di compensare il calore radiante solare installando le travi fredde parallelamente alle finestre;
- Buona capacità di regolazione del carico termico variando la temperatura dell'acqua di batteria in relazione alla temperatura interna.

5.9.4 SVANTAGGI DELLE TRAVI FREDDHE

Fra gli svantaggi delle travi fredde si ricordano i seguenti:

- Scarsa possibilità di contrastare carichi latenti elevati. Il carico latente è compensato solo dall'aria primaria che normalmente viene immessa ad una temperatura di 15-16 °C (cioè viene prima raffreddata fino alla saturazione e poi post riscaldata alla temperatura di circa 15 °C). Ne consegue che le capacità di compensazione del carico latente sono davvero minime. Le travi fredde, quindi, non possono essere installate in locali affollati (sale riunioni, stanze con elevati carichi latenti interni) ed inoltre l'umidità dell'ambiente deve essere rigorosamente mantenuta fra 40 e 55 % pena l'inefficienza della stessa trave fredda;
- Forte dipendenza dalla portata di aria primaria a causa del rapporto di induzione che la trave deve assicurare per il corretto funzionamento. Questo richiede la costruzione di canali di mandata dell'aria primaria in classe B, cioè ad elevata tenuta. Una perdita superiore al 10% della portata nominale ha una forte influenza negativa sulla resa termica della trave fredda;
- Necessità di una regolazione efficiente normalmente per singola trave fredda;
- Necessità di controllo delle condizioni di formazione della condensa mediante sonda a striscia da porre all'interno della stessa trave;
- Qualità delle installazioni dei canali e delle tubazioni superiore a normali standard impiantistici;
- Forte dipendenza dalle condizioni progettuali. Un errore progettuale non può essere compensato in alcun modo dalla trave fredda che, pertanto, si presenta come un dispositivo molto rigido. Pertanto è sempre bene controllare i parametri di progetto e, possibilmente, introdurre fattori cautelativi di maggiorazione;
- Costi complessivi di installazione più elevati degli impianti tradizionali a fan coil con aria primaria;
- Dubbia applicabilità in zone particolarmente calde con carichi ambientali superiori a 800-1000 W. In questo caso, infatti, per compensare carichi termici elevati occorrerebbe installare più travi fredde con evidenti problemi di scarsa convenienza economica.

5.9.5 PROGETTO DELLE TRAVI FREDDHE

Il progetto dei sistemi a travi fredde viene effettuato con l'ausilio di opportuni codici di calcolo che tengono conto delle numerose variabili in gioco.

Nelle figure seguenti si ha una sessione di lavoro con un CAD per travi fredde commerciale.

Si osservi come l'input dei dati sia organizzato per tipologia: in alto a sinistra si hanno i dati relativi all'ambiente, al centro la destinazione d'uso del locale, in basso a sinistra i dati di progetto della trave (portata d'aria primaria, temperatura dell'aria del locale e della trave, ...) al centro in basso si ha la selezione del tipo di trave e a destra in basso il tipo di esecuzione.

Per la trave fredda si possono selezionare numerosi accessori quali il servomotore, la valvola di regolazione, ...

I parametri di calcolo e i vincoli progettuali possono essere variati con apposite finestre (vedi Figura 157).

Tipo loc.

- Pad.
- Loc.terapia
- Loc.giorn
- Bagno
- Cucina
- Spedizione
- Ambulatorio

Assorbim.locale

- Loc. molto riv
- Loc. riv.
- Loc. normale
- Loc. attenuato
- Loc. alta attenuazione

Mod.trave

- Trave a induz.
- Trave + aria
- Trave + aria con illumin.
- Trave a convez ferit.

Esecuz.

- 2-vie
- 1-via dx
- 1-via sx
- 70% dx, 30% sx
- 70% sx, 30% dx

Installaz. vista

Diagramma:

Figura 153: Progetto di travi fredde – Dati di input

Condiz. dimension.

Temperat. locale °C 26,0
 Temperat. soffitto °C 15,0
 Max liv. sonoro dB(A) 35
 Temp. aria d'immissione °C 17,9
 Portata aria addizionale l/s 30
 Portat.aria imm,travi l/s 83,0
 Temp. acqua entr. °C 13,0
 Max Dpw acqua kPa 45,0
 Raffredd. totale aria W -393
 Tot. raffr. necess. loc. W 1000

Aumentato flusso acqua trave

Dispos.feritoi: 2+2 N. di suggerimenti 1

Cod.trave std = trave standard	No	Relaz. prezzo [%]	Potenza frig.tot. [W]	Qs aria	Dpa aria [Pa]	Lpa dB(A)	Q.acqua/t rave [l/s]	Dt acqua [K]	Dpw acqua [kPa]	Lancio [m]
IQIB-120-1 std	47	100	1000	1,8	118	30	,039	0,18	0,8	0,1

Figura 154: Travi fredde – Dati di calcolo

Numero		Marca	
1	<input checked="" type="checkbox"/> Controllore	<input type="radio"/> TAC	<input checked="" type="radio"/> Siemens <input type="radio"/> No app di control.
1	<input checked="" type="checkbox"/> Unità loc.		
47	<input checked="" type="checkbox"/> Servocom.		
47	<input checked="" type="checkbox"/> Valvola adatt.	Adatt. x valvole <input checked="" type="radio"/> Danfoss RAV <input type="radio"/> Danfoss RAV-L <input type="radio"/> Danfoss RA-FN <input type="radio"/> Markaryd VR/FVR	
47	<input checked="" type="checkbox"/> Valvola, regolabile		
47	<input checked="" type="checkbox"/> Valv.		
0	<input type="checkbox"/> Fila indicata Non in uso		
47	<input checked="" type="checkbox"/> Kondensate Monitor		
47	<input checked="" type="checkbox"/> Disp. reg.		

OK
Cancel
Help

Figura 155: selezione delle apparecchiature di controllo di una trave fredda

Numero		Attacco	
47	<input checked="" type="checkbox"/> Attacchi, 2 per trave	<input checked="" type="radio"/> Non vernic.	<input type="radio"/> Vernic.
47	<input type="checkbox"/> Duct transducer Ø 100		
1	<input checked="" type="checkbox"/> Barra mis		
0	<input type="checkbox"/> Silenziatore	Damper Press. Noise Add. <input type="radio"/> Null <input checked="" type="radio"/> 20 Pa (1-3 dB) <input type="radio"/> 40 Pa (2-5 dB) <input type="radio"/> 60 Pa (3-6 dB)	
47	<input checked="" type="checkbox"/> Serranda regolaz.		
47	<input checked="" type="checkbox"/> Staffe sospensione, 2 per trave		
94	<input type="checkbox"/> Set perni sospens.		
47	<input type="checkbox"/> Piastre sospens. 4 per trave		
47	<input type="checkbox"/> Adattatore, strutt.		
47	<input type="checkbox"/> Condotto, acqua		

OK
Cancel
Help

Figura 156: Selezione degli accessori di una trave fredda

Combinazioni lunghezze travi e quantità

Selez manuale di 1 lungh trave e quantità

Selez automatica secondo le condizioni di dimensionamento e dei limiti sotto .

Ok
Cancel
Help

Limiti-combinazioni travi

Numero max di suggerimenti nella scelta: 2

Trave più corta nella scelta [dm]: 12

Trave più lunga nella scelta [dm]: 30

Overpower concesso [%]: 0

Reset standard

Figura 157: Parametri di progetto per la trave fredda

6. CONZIONAMENTO DEGLI OSPEDALI

6.1 NORMATIVE

Le normative tecniche che regolamentano una struttura sanitaria sono molteplici e relative a tutti i segmenti dell’azienda ospedaliera, tutte indirizzate al benessere e alla sicurezza dei degenti e di chi lavora all’interno della struttura. Vi sono delle differenze, a volte non trascurabili, fra le normative italiane e quelle internazionali (in particolare americane), da seguire per una corretta progettazione. Una tra le normative italiane riguardanti la gestione e la progettazione in ambito sanitario è il D.P.R. 14-1-97 (decreto del Presidente Della Repubblica) o decreto “Bindi”, che fornisce alcuni requisiti minimi impiantistici generali, ma non differenzia sufficientemente e/o in modo specifico le differenze esistenti tra i vari reparti.

La norma in questione fornisce la classificazione degli impianti, la definizione dei requisiti minimi degli impianti e dei valori delle grandezze di riferimento durante il funzionamento degli stessi. Essa si applica agli impianti aeraulici destinati al benessere delle persone, per edifici chiusi.

Definiamo impianto aeraulico un insieme di apparecchiature, dispositivi, accessori e controlli necessari per realizzare la desiderata qualità dell’aria nelle condizioni prefissate.

L’impianto aeraulico deve assicurare:

- un’immissione d’aria esterna pari o maggiore ai valori minimi, per ciascun tipo di destinazione d’uso, riferiti o al numero di persone presenti, o alla superficie in pianta, o al volume dell’ambiente;
- una filtrazione minima convenzionale dell’aria (esterna o ricircolata), tramite impiego di filtri di classe appropriata, per ciascun tipo di locale;
- una movimentazione dell’aria compresa entro i limiti;

La UNI 10339 ci fornisce elementi aggiuntivi su obblighi di ventilazione con il numero di ricambi in volumi/ora relativi al reparto.

Categorie di edifici	Portata di aria esterna o di estrazione		Note
	Q_{op} ($10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ per persona)	Q_{os} ($10^{-3} \text{ m}^3/\text{s m}^2$)	
OSPEDALI, CLINICHE, CASE DI CURA E ASSIMILABILI **			
• degenze (2-3 letti)	11	-	-
• corsie	11	-	-
• camere sterili	11	-	-
• camere per infettivi		-	D
• sale mediche/soggiorni	8,5	-	-
• terapie fisiche	11	-	-
• sale operatorie/sale parto	-		D
• servizi		estrazioni	A

Tabella 38: Portate di aria per tipologia di reparto

Ci fornisce inoltre le classi di filtri e l'efficienza di filtrazione necessaria sempre in relazione al singolo reparto.

Classificazione dei filtri

Classe	Efficienza del filtro E	Campo di efficienza %	Metodo di prova
1	M	$E < 65$	ponderale
2	M	$65 \leq E < 80$	ponderale
3	M	$80 \leq E < 90$	ponderale
4	M	$90 \leq E$	ponderale
5	A	$40 \leq E < 60$	atmosferico
6	A	$60 \leq E < 80$	atmosferico
7	A	$80 \leq E < 90$	atmosferico
8	A	$90 \leq E < 95$	atmosferico
9	A	$95 \leq E$	atmosferico
10	AS	$95 \leq E < 99,9$	fiamma sodio
11	AS	$99,9 \leq E < 99,97$	fiamma sodio
12	AS	$99,97 \leq E < 99,99$	fiamma sodio
13	AS	$99,99 \leq E < 99,999$	fiamma sodio
14	AS	$99,999 \leq E$	fiamma sodio

M = media efficienza
 A = alta efficienza
 AS = altissima efficienza e filtri assoluti

Tabella 39: Tipologia di filtri

Riportiamo un'altra tabella dalle linee guida ISPESL (Istituto Superiore per la Prevenzione E la Sicurezza del Lavoro).

CATEGORIE DI EDIFICI - Sottogruppi	Aerazione naturale	Ventilazione forzata Rinnovi	n _s	Classe dei filtri	Ricirc.	inverno			estate		
						t (°C)	UR (%)	va (m/s)	t (°C)	UR (%)	va (m/s)
EDIFICI ADIBITI AD ATTIVITA' SANITARIE, OSPEDALIERE E VETERINARIE * (V)											
• degenze in genere	n ≥ 0,5 & RA ≥ 1/8	n ≥ 2	*	6 ÷ 8	V	20 ± 2	35 ± 45	0,05-0,10	26	50 ÷ 60	0,05-0,10
• degenze bambini	n ≥ 0,5 & RA ≥ 1/8	n ≥ 3	*	6 ÷ 8	V	20 ± 2	35 ± 45	0,05-0,10	26	50 ÷ 60	0,05-0,10
• reparti diagnostica	n ≥ 0,5 & RA ≥ 1/8	n ≥ 6	*	6 ÷ 8	V	20 ± 2	35 ± 45	0,05-0,10	26	50 ÷ 60	0,05-0,10
• terapie fisiche	n ≥ 0,5 & RA ≥ 1/8	Q _{sp} = 11,0	0,20	6 ÷ 8	V	20 ± 2	35 ± 45	0,10-0,20	26	50 ÷ 60	0,15-0,25
• rianimazione e terapia intensiva	n ≥ 0,5 & RA ≥ 1/8	n ≥ 6	*	10 ÷ 11	V	≥ 20	40 ÷ 60	0,05-0,10	≤ 24	40 ÷ 60	0,05-0,10
• locali travaglio e sale parto	n ≥ 0,5 & RA ≥ 1/8	n ≥ 6	*	11 ÷ 12	V	≥ 20	30 ÷ 60	0,05-0,10	≤ 24	30 ÷ 60	0,05-0,10
• sale operatorie	*	n ≥ 15	*	≥ 12	V	≥ 20	40 ÷ 60	0,05-0,10	≤ 24	40 ÷ 60	0,05-0,10
• isolamento (malattie infettive)	n ≥ 0,5 & RA ≥ 1/8	n ≥ 12	*	10 ÷ 14	V	20 ± 2	35 ± 45	0,05-0,10	26	50 ÷ 60	0,05-0,10
• altri reparti speciali (es.: c.dialisi)	n ≥ 0,5 & RA ≥ 1/8	n ≥ 6	*	10 ÷ 11	V	20 ± 2	35 ± 45	0,05-0,10	26	50 ÷ 60	0,05-0,10
• sterilizzazione, disinfezione	n ≥ 0,5 & RA ≥ 1/8	n ≥ 15	*	10 ÷ 11	V	≥ 20	40 ÷ 60	0,05-0,10	≤ 27	40 ÷ 60	0,05-0,10
• farmacia	n ≥ 0,5 & RA ≥ 1/8	n ≥ 2	*	3 ÷ 4	V	≥ 20	45 ± 55	0,05-0,10	≤ 26	45 ± 55	0,05-0,10
• serv. mortuari-ove presenti salme	n ≥ 0,5 & RA ≥ 1/8	n ≥ 15	*	6 ÷ 8	V	≤ 18	55 ± 65	0,05-0,10	≤ 18	55 ± 65	0,05-0,10
• soggiorni	n ≥ 0,5 & RA ≥ 1/8	Q _{sp} = 8,3 (≈ 30m ³ /h)	0,20	6 ÷ 8	V	20 ± 2	35 ± 45	0,05-0,10	26	50 ÷ 60	0,05-0,10
• disimpegni	n ≥ 0,5 & RA ≥ 1/8	Q _{sp} = 11	0,12	6 ÷ 8	V	20 ± 2	35 ± 45	0,05-0,10	26	50 ÷ 60	0,05-0,10
• ambulatori	n ≥ 0,5 & RA ≥ 1/8	n ≥ 3	*	6 ÷ 8	V	20 ± 2	35 ± 45	0,05-0,15	26	50 ÷ 60	0,05-0,10
• servizi igienico-sanitari	*	n ≥ 10 (-a)	*	*	V	≥ 20	35 ± 45	0,05-0,10	26	50 ÷ 60	0,05-0,10

Tabella 40: Tipologia di filtri da utilizzare

L'ISPESL era un ente di diritto pubblico del settore della ricerca, sottoposto alla vigilanza del Ministero della Salute, esso era organo tecnico-scientifico del Servizio Sanitario Nazionale per la ricerca, sperimentazione, controllo, consulenza, assistenza, alta formazione, informazione e documentazione in materia di prevenzione degli infortuni e delle malattie professionali, sicurezza

sul lavoro e di promozione e tutela della salute negli ambienti di vita e di lavoro, del quale si avvalevano gli organi centrali dello Stato preposti ai settori della salute, dell'ambiente, del lavoro.

Dal 31 maggio 2010 l'ISPESL viene sciolto e le sue funzioni vengono cedute all'Istituto Nazionale per l'Assicurazione contro gli Infortuni sul Lavoro e la Malattie Professionali (INAIL), che ci fornisce i requisiti e standard di aerazione e microclimatici.

La normativa italiana non è però completa nell'indicare gli obblighi relativi al benessere e alla sicurezza di chi usufruisce della struttura ospedaliera.

Per questo motivo non si può prescindere dalla letteratura internazionale, spesso più completa e approfondita, come la normativa per la progettazione.

In particolar modo i capitoli di HVAC tengono conto delle singole e particolari criticità di ogni reparto: in riferimento alla tabella sotto riportata possiamo conoscere le esigenze di qualità e movimentazione dell'aria, stabilendo le relative pressurizzazioni che ogni reparto deve possedere in relazione alla sua destinazione d'uso, evitando la contaminazione di flussi potenzialmente nocivi da una zona all'altra.

2007 ASHRAE Handbook—HVAC Applications (SI)

Table 3 Ventilation Requirements for Areas Affecting Patient Care in Hospitals and Outpatient Facilities

Function Space	Pressure Relationship to Adjacent Areas ^a	Minimum Air Changes of Outside Air per Hour ^b	Minimum Total Air Changes per Hour ^c	All Air Exhausted Directly to Outside ^m	Air Recirculated Within Room Units ^d	Relative Humidity, ⁿ %	Design Temperature, ^o °C
Nursing							
Patient room	—*	2	6 ^v	—	—	30 (W), 50 (S)	21 to 24
Toilet room ^z	Negative	Optional	10	Yes	No	—	—
Newborn nursery suite	—*	2	6	—	No	30 to 60	22 to 26
Protective environment room ^{i, q, w}	Positive	2	12	—	No	—	21 to 24
Airborne infection isolation room ^{h, q, x}	Negative	—	12	Yes ^u	No	30 to 60	21 to 24
Isolation alcove or anteroom ^{w, x}	Pos./Neg.	2	10	Yes	No	—	—
Labor/delivery/recovery/postpartum (LDRP)	—*	2	6 ^v	—	—	30 (W), 50 (S)	21 to 24
Public corridor	Negative	2	2	—	—	—	—
Patient corridor	—*	2	4	—	—	—	—
Ancillary							
Radiology (diagnostic and treatment)	—	2	6	—	—	40 (W), 50 (S)	26 to 27
Radiology (surgery/critical care and catheterization)	Positive	3	15	—	No	30 to 60	21 to 24
Darkroom	Negative	2	10	Yes ^j	No	—	—
Laboratory, general ^y	Negative	2	6	Yes	No	30 to 60	21 to 24
Laboratory, bacteriology	Negative	2	6	Yes	No	30 to 60	21 to 24
Laboratory, biochemistry ^y	Positive	2	6	—	No	30 to 60	21 to 24
Laboratory, cytology	Negative	2	6	Yes	No	30 to 60	21 to 24
Laboratory, glasswashing	Negative	Optional	10	Yes	—	—	—
Laboratory, histology	Negative	2	6	Yes	No	30 to 60	21 to 24
Microbiology ^y	Negative	—	6	Yes	No	30 to 60	21 to 24
Laboratory, nuclear medicine	Negative	2	6	Yes	No	30 to 60	21 to 24
Laboratory, pathology	Negative	2	6	Yes	No	30 to 60	21 to 24
Laboratory, serology	Positive	2	6	Yes	No	30 to 60	21 to 24

Tabella 41: Ventilazione secondi ASHRAE

Nella suddetta tabella vengono mostrati i reparti di cui si tratterà (sono evidenziati), in cui possono essere rilevate le differenze sostanziali in termini di condizioni termoigrometriche dell'aria.

In particolar modo la tabella ci fornisce:

- la differenza di pressione tra locali adiacenti;
- il valore minimo di ricambi di aria esterna richiesti;
- il valore minimo di ricambi di aria totali (aria esterna + aria di ricircolo);
- espulsione totale di aria esausta o possibilità di ricircolo aria nello stesso locale;
- valori di umidità relativa;
- valori di temperatura.

Inoltre l'ASHRAE "Handbook" ci dà indicazioni sui sistemi di filtraggio dell'aria, sul tipo di filtri e sull'infiltrazione microbica percentuale di ogni reparto. I sistemi devono rendere l'aria priva di polvere, sporcizia, odori, inquinanti chimici e radioattivi. Diversi sono i metodi per determinare l'efficienza dei filtri nel rimuovere il particolato dalle correnti d'aria (Chapter 24 of the 2004 ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment). Tutti i sistemi di ventilazione meccanica centralizzati dovrebbero essere equipaggiati con filtri aventi efficienza minima non inferiore ai valori forniti dal manuale, come vedremo in seguito.

6.2 REPARTI SENSIBILI

6.2.1 CONSIDERAZIONI SUI REPARTI SENSIBILI

In questo capitolo approfondiremo i parametri minimi di sicurezza, per impianti HVAC, in reparti denominati "sensibili". Definiamo un reparto sensibile quando vigono dei requisiti, più restrittivi rispetto ad altre zone dell'ospedale, necessari non solo al fine del buon funzionamento del reparto, ma soprattutto volti all'operatività in sicurezza dell'impianto, che altrimenti contrasterebbe con le richieste progettuali inizialmente prefissate e rappresenterebbe una potenziale minaccia per la salubrità dell'ambiente.

6.2.2 REPARTI SENSIBILI TRATTATI

Le zone sensibili che tratteremo:

- Immunodepressi - Infettivi
- Medicina nucleare (PET)
- Emodinamica
- Risonanza magnetica

Esse rappresentano solo alcune delle aree sensibili esistenti all'interno di una tipica struttura ospedaliera.

I suddetti reparti, trattando flussi d'aria caratterizzati da patogeni o altre sostanze nocive, sono soggetti a vincoli progettuali volti alla sicurezza dei degenti.

6.2.3 ASPETTI IMPIANTISTICI DI UN REPARTO SENSIBILE

Il condizionamento ricopre una parte fondamentale nell'impiantistica di un'azienda ospedaliera in quanto esso ha la funzione di garantire adeguate condizioni igienico - ambientali nei reparti, in particolare in quelli sensibili.

Elenchiamo alcune soluzioni progettuali, che garantiscono il mantenimento di idonee condizioni di sicurezza in ambiente:

- mantenere un'idonea aerazione degli ambienti in grado di contenere le concentrazioni ambientali di gas anestetici e/o di altri inquinanti gassosi, anche nel caso di emissioni anomale;
- mantenere condizioni termoigrometriche corrette per l'utente ed il personale;
- mantenere una concentrazione di particolato al di sotto di limiti prefissabili per gli ambienti mediante adeguata filtrazione dell'aria immessa; l'aria che l'impianto deve fornire ai reparti dev'essere libera da polvere, sporcizia, odori, inquinamento chimico e batteriologico;
- il mantenimento di stabili e misurabili sovrappressioni, studiate in modo tale che l'aria transiti dagli ambienti più puliti a quelli meno puliti;

- mantenimento di condizioni asettiche lungo tutta la canalizzazione aeraulica dell'impianto, in quanto l'aria filtrata che procede a valle del ventilatore di mandata (AHU o UTA) potrebbe essere nuovamente contaminata durante il tragitto verso la stanza da mantenere con bassa carica microbiologica;
- filtri ad altissima efficienza (HEPA) quale ultimo elemento della distribuzione dell'aria, montati direttamente nei soffitti o controsoffitti dei locali ventilati;
- la geometria delle immissioni e delle espulsioni dell'aria degli ambienti deve essere ottimizzata al fine di minimizzare effetti dannosi quali cortocircuiti tra immissione ed aspirazione, la formazione di sacche non ventilate, i sottoraffreddamenti locali causati da un'elevata velocità residua dell'aria. I sistemi di immissione dell'aria devono essere scelti in funzione degli utilizzi delle varie sale in reparto. Per le sale operatorie dedicate a cardiocirurgia, chirurgia vascolare e trapianti i sistemi idonei di distribuzione possono essere rappresentati da sistemi a flusso unidirezionale verticale/orizzontale.

6.2.4 ZONE A CONTAMINAZIONE CONTROLLATA (Z.E.C.)

Sono zone all'interno delle quali la concentrazione di particelle dell'aria ambiente è mantenuta sotto controllo. Le regole che determinano il massimo valore di contaminazione particellare sono fissate dalla norma NF EN ISO 14644-1.

N° di certificato	Concentrazioni massime ammesse per m ³ d'aria in particelle di dimensione uguale o superiore a quelle fornite qui sotto					
	0,1 µm	0,2 µm	0,3 µm	0,5 µm	1 µm	5 µm
ISO 1	10	2	-	-	-	-
ISO 2	100	24	10	4	-	-
ISO 3	1000	237	102	35	8	-
ISO 4	10000	2370	1020	352	83	-
ISO 5	100000	23700	10200	3520	832	29
ISO 6	1000000	237000	102000	35200	8320	293
ISO 7	-	-	-	352000	83200	2930
ISO 8	-	-	-	3520000	832000	29300
ISO 9	-	-	-	35200000	8320000	293000

Tabella 42: Concentrazione massima ammissibile di particella nell'aria

I parametri aeraulici da controllare per l'elaborazione di una ZEC sono:

6.2.5 DIFFUSIONE DELL'ARIA

La purezza dell'aria necessaria a livello di immissione ma anche a livello della zona di lavoro da proteggere dipende anche dalle modalità di diffusione dell'aria:

La diffusione con flusso turbolento

L'aria filtrata viene immessa nella camera sterile. Essa si miscela per induzione in maniera ideale con l'aria ambiente e quindi si ottiene una diluizione delle impurità dell'aria ambiente della sala sterile.

La diffusione a flusso unidirezionale (flusso laminare)

La zona viene totalmente interessata da uno scorrimento d'aria pulita a flusso rettilineo e parallelo. La stabilità del flusso laminare si ottiene con una velocità dell'aria costante. Le impurità generate dal posto di lavoro sono direttamente spinte al di fuori della zona protetta.

Ricambi d'aria

I ricambi d'aria rappresentano una delle principali soluzioni da adottare nei reparti ospedalieri (in particolare quelli sensibili) anche perché, come precedentemente visto nelle normative, non si possono avere ricambi al di sotto del limite minimo indicato per ogni singolo reparto (vedi ad esempio tabella ASHRAE Handbook).

Forniamo sommariamente alcune definizioni utili per il seguito.

Definiamo ricambio d'aria il rapporto tra il volume d'aria immesso in ambiente tramite ventilazione e il volume dell'ambiente stesso. Il ricambio d'aria, che si esprime in vol/h, deve essere sufficiente per asportare gli eccessi di umidità, CO₂ e altre sostanze indesiderate.

Analizziamo adesso sinteticamente alcune delle differenti tipologie di aria relative all'ambiente od agli ambienti sottoposti a trattamento:

Con riferimento al seguente schema:

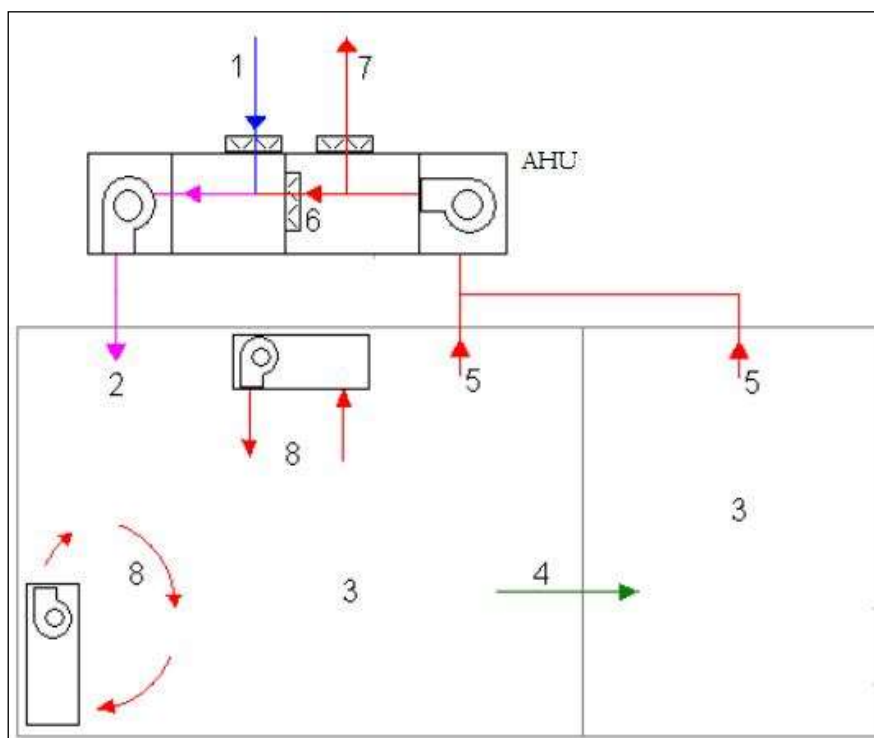


Figura 158: Schema di impianto per ricambio dell'aria

- Aria esterna (ODA, outdoor air), ovvero aria entrante nel sistema impianto-ambiente proveniente dall'esterno non ancora sottoposta a trattamento;
- Aria immessa (SUP, supply air), aria introdotta nell'ambiente dopo la serie prevista di trattamenti, essa può essere formata o totalmente da aria esterna oppure da aria esterna più aria di ricircolo;
- Aria ambiente (IDA, indoor air), aria nelle zone o ambienti trattati
- Aria di trasferimento (TRA, transferred air), aria ambiente che passa da un ambiente trattato ad un altro adiacente
- Aria di estrazione (ETA, extract air), aria che abbandona l'ambiente trattato;

- Aria ricircolata (RCA, recirculation air), aria di estrazione che viene ritrattata dal sistema;
- Aria di espulsione (EHA, exhaust air), aria scaricata in atmosfera;
- Aria secondaria (SEC, secondary air), aria ripresa dall'ambiente e reimpressa nello stesso dopo un qualsiasi trattamento.

Depressione – Sovrappressione

Scopo della sovrappressione di un locale rispetto a quelli adiacenti è quello di garantire un flusso di aria dai locali più sterili verso i locali più contaminati.

Inoltre, come precedentemente accennato, l'uso di filtri non garantisce il 100% di assenza da batteri, muffe, funghi, perciò avendo l'obbligo e il dovere di mantenere in sicurezza l'ambiente e quindi il degente, si ricorre a sistemi che garantiscono una differenza di pressione fra ambienti vicini in modo tale da evitare il mescolamento dell'aria ed evitare contaminazioni.

Il manuale americano "*Veterans VA HVAC 2011*" definisce il differenziale tra i volumi d'aria in mandata e in ripresa o in mandata e aria espulsa, indicandolo tramite i concetti di differenza positiva, negativa o neutra, come di seguito espresso:

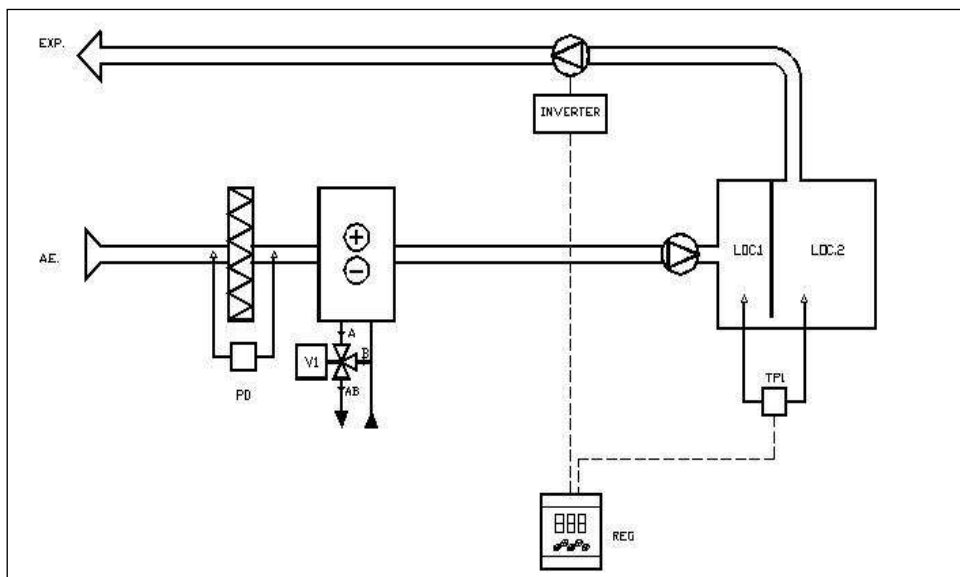
- Bilancio d'aria positivo o sovrappressione (+): è caratterizzato dal 15% in più di aria immessa nel locale rispetto alla ripresa e/o all'aria esausta. Esso genera una pressurizzazione nella camera che non permette all'aria proveniente dal locale adiacente di miscelarsi con l'aria della stanza.
- Doppio bilancio d'aria positivo (++) : è caratterizzato dal 30% in più di aria in mandata rispetto alla ripresa e/o all'aria esausta. Utilizzabile, come vedremo, nei reparti di immunodepressi (in base alle specifiche situazioni, i differenziali di pressione possono lievemente differire da tale valore indicato dal manuale VA).
- Bilancio d'aria negativa o depressione (-): è caratterizzato dal 15% in meno di aria di mandata rispetto alla ripresa e/o all'aria esausta. Il mantenimento di tale depressione può essere mantenuto con griglie di transito sulle porte anche quando esse sono chiuse.
- Doppio bilancio d'aria negativo (--) : è caratterizzato dal 30% in meno di aria di mandata rispetto alla ripresa e/o all'aria esausta. Esso può essere provvisto di mandata nella stanza, o porre in depressione la stanza riprendendo aria dalla stanza adiacente.
- Bilancio di aria neutro (0): caratterizzato dall'uguaglianza di portata d'aria tra mandata e ripresa.

Oltre ai dimensionamenti di calcolo già previsti in un progetto, al fine di effettuare un controllo puntuale e continuo dei differenziali di pressione (sovrappressioni e depressioni tra ambienti adiacenti), in fase di esecuzione viene predisposto un sistema elettronico di regolazione che, operando sui ventilatori (ed eventualmente sulle serrande) al servizio degli ambienti, modula i flussi d'aria al fine di mantenere costantemente il differenziale di pressione desiderato al variare delle condizioni ambientali.

Viene di seguito riportato uno schema esemplificativo commerciale.

Il sistema, attraverso un trasmettitore di pressione, verifica la differenza di pressione fra 2 locali adiacenti, comunicando con un regolatore che manda il segnale all'inverter agente sulla portata di aria in ripresa.

L'apparato di regolazione descritto rappresenta un compromesso tra funzionalità ed economicità. Esistono in commercio soluzioni più performanti ed affinate, corredate ad esempio di serrande motorizzate in mandata e ripresa, che garantiscono prestazioni migliori a fronte di budget economici maggiori.



REG = WPRO561DS - REGOLATORE JDC PROGRAMMABILE
 TP1 = TP-D334 - TRASMETTITORE DI PRESSIONE DIFFERENZIALE
 INVERTER = ALTIVAR21 - INVERTER ATC21HU22N4 - POT. KW 1,5

Figura 159: Sistema di regolazione

Filtraggio

Prima di entrare nella zona trattata, l'aria esterna deve essere depurata dalle sue particelle inquinanti da un sistema di filtrazione. In una progettazione ottimale e a regola d'arte occorrerebbero tre stadi di filtrazione con efficacia crescente.

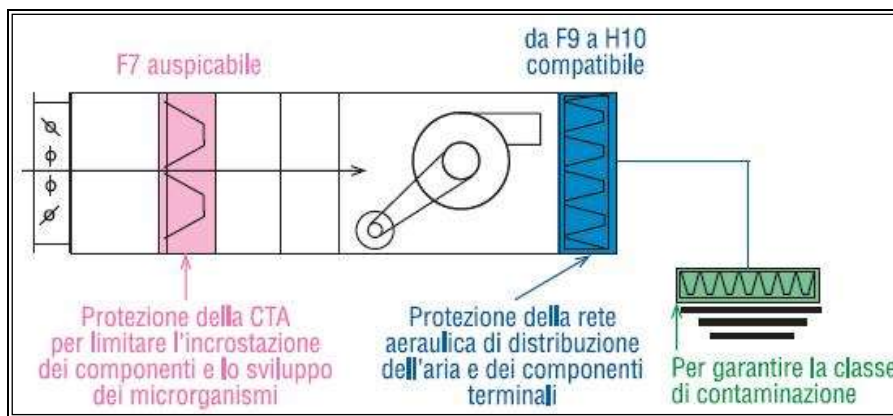


Figura 160: Posizionamenti dei filtri lungo un circuito aeraulico

I filtri d'aria sono realizzati in una vasta gamma di modelli con caratteristiche esecutive e prestazioni molto differenti. Di seguito sono riportati alcuni tipi di filtri normalmente utilizzati nelle unità di trattamento dell'aria e/o lungo i circuiti aeraulici.

Filtri primari/prefiltri

Per la filtrazione delle polveri grossolane si utilizzano celle filtranti: in maglia metallica, in fibra sintetica o in fibra di vetro. Alcuni filtri sono rigenerabili mediante lavaggio o soffiatura, altri sono a perdere.

Sono caratterizzati da un'efficienza ponderale tra il 70 - 95 % (classificazione da G1 a F5).

I filtri in maglia metallica sono utilizzati per la filtrazione di vapori grassi: le celle sono realizzate in forma ondulata o piana, con media filtrante e relativo elemento di supporto chiusi all'interno di un telaio di contenimento metallico.

I filtri in fibra sintetica o in fibra di vetro hanno reazione al fuoco classe 1, sono realizzati in forma piana od ondulata e il materiale filtrante è racchiusa in un telaio metallico o di cartone.

Filtri a media ed alta efficienza (filtri a tasche)

Questi filtri a media ed alta efficienza possono essere suddivisi in due tipologie:

- filtri a tasche flosce
- filtri a tasche rigide o multiedri

L'efficienza opacimetrica varia tra il 40 ed il 95 % (classificazione da F5 ad H10).

I *filtri a tasche flosce* sono costituiti da materiali filtranti in fibre di vetro o sintetiche. Questa tipologia di filtro non è rigenerabile.

Reazione al fuoco: classe F1

I filtri a tasche rigide sono costituiti da carta in microfibre di vetro pieghettata in fogli continui, con separatori in alluminio (pieghe profonde) o in filo (piccole pieghe), entro telai di contenimento.

Sono realizzati in materiale inceneribile senza rilascio di gas tossici o metalli pesanti. Questa tipologia di filtro non è rigenerabile.

Speciali filtri a tasche rigide, realizzati con telaio metallico e resine resistenti al calore, trovano applicazione quando la temperatura del flusso d'aria è superiore ai 70 °C, oppure sono installati in prossimità di fonti di calore (per esempio batterie alimentate a vapore con pressione relativa superiore ad un bar). Questi filtri resistono a picchi di temperatura di 200 °C.

Filtri a carboni attivi

I carboni attivi possono essere d'origine vegetale (noce di cocco) o sintetica (derivati del petrolio). Sono prodotti in forma di granuli con diametro da 1 a 5 mm e lunghezza di 3-6 mm. Questi granuli sono caratterizzati da una porosità eccezionale e di conseguenza un elevato potere assorbente; l'assorbimento è un fenomeno fisico che consente ad un solido di fissare la molecola di una sostanza sulla sua superficie. Per superficie occorre qui intendere non solamente quella esterna ma soprattutto quella interna dei pori, il cui diametro varia da 5 a circa 50 decimillesimi di millimetro, ne consegue una superficie interna molto elevata dell'ordine dei $1500 \text{ m}^2/\text{g}$. I granuli di carboni attivi sono contenuti entro celle filtranti con spessore di 20 o più mm e dimensioni frontali diverse, sono mantenuti tra due reticelle in materiali vari (fibra di vetro, metallo ecc.) che consentono il passaggio dell'aria impedendo la fuoriuscita dei granuli. Le celle sono sistemate a "V" entro opportuni telai, in posizione verticale od orizzontale.

Sono idonei per intercettare pressoché tutti i composti d'origine organica e numerosi d'origine inorganica. Per l'impiego all'interno delle centrali trattamento aria si sta sempre più diffondendo l'utilizzo di filtri ad elementi cilindrici per inquinanti gassosi, costituiti da una piastra in lamiera d'acciaio zincato sulla quale sono fissate le cartucce cilindriche contenenti il carbone attivo; guarnizioni in neoprene, poste sul fronte di battuta, evitano trafileamenti d'aria non filtrata.

L'aria entra dal foro frontale della cartuccia, percorre il tunnel, ma trovando il fondo chiuso è costretta ad attraversare lo strato di carboni attivi, liberandosi così dagli odori indesiderati ed uscire attraverso i fori ricavati nella parete esterna.

Il carbone attivo utilizzato è diverso in funzione delle sostanze che si vogliono eliminare dall'aria, in particolare:

- il carbone attivo di natura minerale è particolarmente adatto per trattene odori di origine organica;

- il carbone attivo impregnato è utilizzato per eliminare vapori acidi;
- allumina impregnata con permanganato di potassio è indicata per ambienti corrosivi.

Di norma i filtri a carboni attivi sono preceduti da filtri con efficienza opacimetrica non inferiore al 40 - 60%. Possibili applicazioni:

- deodorizzazione dell'aria nelle applicazioni civili (laboratori, uffici, aeroporti);
- assorbimento di vapori acidi, gas tossici, radioiodi, per impieghi nucleari, militari o speciali.

Tutti i sistemi di ventilazione centralizzata ospedaliera devono essere equipaggiati con filtri aventi efficienza non più bassa dei valori dettati dalle normative (riferimento esemplificativo ASHRAE Standard 52.2):

Minimum Number of Filter Beds	Area Designation	Filter Efficiencies, MERV ^a	
		Filter Bed No. 1	Filter Bed No. 2
2	Orthopedic operating room	8	17 ^b
	Bone marrow transplant operating room		
	Organ transplant operating room		
2	General procedure operating rooms	8	14
	Delivery rooms		
	Nurseries		
	Intensive care units		
	Patient care rooms		
	Treatment rooms		
	Diagnostic and related areas		
1	Laboratories	13	
	Sterile storage		
1	Food preparation areas	8	
	Laundries		
	Administrative areas		
	Bulk storage		
	Soiled holding areas		

^aMERV = Minimum Efficiency Reporting Value based on ASHRAE Standard 52.2-1999.
^bHEPA filters at air outlets.

Tabella 43: Efficienza dei filtri per gli ospedali

Con Filter Bed N°1 ci si riferisce al filtraggio a monte o pre-filtraggio mentre con Filter Bed N°2 ci si riferisce al filtraggio a valle.

La “Minimum Efficiency reporting value”, meglio conosciuta come MERV, fornisce un’altra tipologia di valutazione sul grado di efficienza dei filtri ad aria. Creata nel 1987 dall’ASHRAE, fa un grosso passo avanti nell’accuratezza e precisione della classificazione dei filtri in base al loro grado di filtraggio e agli inquinanti che riescono a bloccare. La classificazione MERV si basa su una scala che va da 1 a 20 come in seguito la tabella ci descriverà:

MERV	Diametro particella	Tipo di contaminante	Campo di utilizzazione
17-20	< 0.3µm	Virus, fumo, polvere di carbonio	Industria farmaceutica, microelettronica

13-16	0.3–1.0 μ m	Batteri, gocce da starnuto, cipria, fumi da olio, insetticidi	ospedale
9-12	1.0-3.0 μ m	Legionella, particolato auto, polveri	Laboratori ospedalieri
5-8	3.0-10 μ m	Muffe, spore, spray, polvere detriti	industrie
1-4	>10 μ m	Polline, polvere, acaro ,fibre tessili	residenziali

Tabella 44: Classificazione MERV

Dalla classe 17 in poi i filtri hanno un filtraggio aria massimo sopra il 95%: essi vengono etichettati come filtri assoluti HEPA e ULPA.

HEPA (High Efficiency Particulate Air filter) è un filtro composto da foglietti filtranti di microfibre (generalmente in borosilicato) assemblati in più strati, separati da setti in alluminio. I foglietti filtranti in microfibra hanno il compito di bloccare le particelle solide inquinanti (o particolato) presenti nella corrente fluida da trattare. Particelle solide possono essere nocive per la salute oppure possono pregiudicare la qualità del prodotto finale che si desidera ottenere.

ULPA (*Ultra Low Penetration Air*) è il filtro con la più alta efficienza esistente e può rimuovere dall'aria oltre il 99.999% di polveri sottili, pollini, muffe, batteri, particolato presente nell'aria. I meccanismi di filtrazione coinvolti sono: quello d'intercettazione e, soprattutto, di diffusione per le particelle più minute.

Il materiale filtrante è costituito da particolari carte a base di fibre di vetro, dove il diametro delle fibre è mantenuto al di sotto di 1 micron.

La carta, in foglio continuo, è fittamente ripiegata su se stessa per disporre di una superficie filtrante più elevata rispetto alla superficie frontale.

Un'altra classificazione dei componenti di filtraggio la fornisce la norma europea EN 779, distinguendo i filtri in gruppi e classi secondo le loro prestazioni di filtrazione:

- gruppo G: filtri per polvere grossa
- gruppo F: filtri per polvere fine

Ogni gruppo a sua volta è suddiviso in classi con differente efficienza di filtrazione:

- 4 classi per il gruppo G
- 5 classi per il gruppo F

GRUPPO	MEDIA FILTRANTE	FORMA DEGLI ELEMENTI FILTRANTI	IMPIEGO
G	Maglia metallica	Celle piane	Prefiltrazione
	Fibre sintetiche	Celle piane ed ondulate, filtri a tasche, materassini	Prefiltrazione o filtrazione grossolana (20 μ m)
	Fibra di vetro	Celle piane, materassini, filtri rotativi.	Prefiltrazione o filtrazione grossolana
F	Microfibre di vetro	Filtri a tasche, celle pieghettate	Filtrazione (5 - 10 μ m)
	Carta a base di fibre di vetro microniche	Tasche rigide, celle modulari, filtri a pannello	Filtrazione fine (3 - 5 μ m)
	Carta a base di fibre di vetro submicroniche	Poliedri modulari, celle modulari, filtri a pannello	Filtrazione submicronica (0,1 - 0,3 μ m)

Tabella 45: Classificazione dei filtri in base alla media filtrante

Il livello maggiore di arresto particolato (più avanti viene esposto di cosa si tratta) per i reparti di nostro interesse viene poi ottenuto dai filtri assoluti HEPA secondo la normativa europea EN 1822. La norma classifica in cinque gruppi (H10, H11, H12, H13, H14) i filtri ad altissima efficienza.

FILTRI ASSOLUTI HEPA E ULPA	EN 1822	EFFIC. SU PART. DA 0,3•m (%)	EUROVENT 4/4
	H 10	> 95	EU 10
H 11	> 98	EU 11	
H 12	> 99,99	EU 12	
H 13	> 99,997	EU 13	
H 14	> 99,999	EU 14	
		EFFIC. SU PART. DA 0,12 •m (%)	
	U 15	>99,9995	
	U 16	>99,99995	
	U 17	>99,999995	

Tabella 46: Classificazione secondo la EN 1822

Il DOP Penetration Test è il metodo più ampiamente accettato per la valutazione dei filtri HEPA. La prova è finalizzata a determinare la penetrazione attraverso il filtro da parte di una sostanza tracciante ad elevato punto di ebollizione, caratterizzata dalla uniformità delle gocce con diametro di 0.3 micron che si ottengono in seguito ad evaporazione e successiva condensazione del vapore. Si effettua un prelievo dell'aria immediatamente prima del filtro ed un secondo dopo lo stesso.

L'aria così prelevata viene fatta passare attraverso un fotometro a diffusione luminosa, in grado di determinare la concentrazione delle goccioline ivi presenti. Dal rapporto tra la concentrazione a valle e quella a monte del filtro si determina il valore di penetrazione percentuale. Dal valore di penetrazione così determinato si può risalire al corrispondente valore di rendimento di filtrazione:

$$E = (1 - P) \times 100$$

dove:

- E = rendimento di filtrazione;
- P = penetrazione del filtro.

Penetrazione	Rendimento
5%	95%
0,05%	99,95%
0,01%	99,99%
0,003%	99,997%

Tabella 47: Rendimento di filtrazione

Vedremo in seguito che i filtri assoluti vengono adoperati in mandata, immediatamente a monte dei terminali (diffusori) di ventilazione (ad esempio all'interno di una sala interventistica di Emodinamica), o in ripresa (Medicina Nucleare) al fine di evitare nel primo caso la contaminazione dell'ambiente interno e nel secondo caso la contaminazione dell'ambiente esterno dovuta a patogeni e/o scorie.

6.2.6 I CRITERI DI SCELTA DEI FILTRI

I criteri di scelta di un filtro dipendono dalle prestazioni degli stessi influenzate da alcuni fattori principali:

- a) dimensione e forma delle particelle delle polveri;
- b) peso specifico delle polveri;
- e) concentrazione delle polveri nell'aria;
- d) proprietà elettriche delle polveri;
- e) velocità del flusso d'aria che attraversa il filtro.

Ad essi si deve aggiungere la costituzione fisica del filtro stesso intesa come diametro delle fibre, tipo d'intreccio o tessuto realizzato, profondità dell'elemento filtrante e sua configurazione. Tra questi fattori i più importanti sono: il diametro delle fibre del filtro e la dimensione delle particelle di polveri; quanto minore è il diametro delle particelle più difficile ne risulta la filtrazione. Le particelle più minute sono tra l'altro le principali responsabili dell'annerimento di pareti ed elementi d'arredo negli ambienti, oltre ad avere la maggior facilità di penetrazione nei bronchi e negli alveoli polmonari.



Figura 161: Struttura Canister

La concentrazione delle polveri nell'aria influenza direttamente la vita utile del filtro, determinando il raggiungimento più o meno rapido della massima capacità di ritenzione delle polveri.

Un sistema, utilizzato in centrali nucleari ma anche nel reparto di medicina nucleare, per il contenimento del particolato contaminato ad alto rischio, è il "Canister" (una possibile tipologia è indicata nell'immagine precedente).

Esso viene posizionato a valle dell'impianto di ventilazione forzata (sul lato espulsione) ed è concepito per la raccolta dei contaminanti grazie a filtri ad alta efficienza per il trattamento di particolato ad elevato rischio.

Il Canister solitamente è un contenitore realizzato in lamiera di acciaio dello spessore di 2 mm, saldato a tenuta gas, resistente alla torsione e decontaminabile nelle parti di finitura liscia. Inoltre consente in maniera totalmente isolata la sostituzione dei filtri contaminati. La porta di servizio laterale è munita di una guarnizione speciale e viene resa solidale al contenitore per mezzo di quattro tiranti con manopole a stella.

Il pannello suddetto protegge il “sacco barriera”, il sistema di serraggio del filtro e tute le altri componenti interne eventualmente visibili. Al fine di consentire il cambio filtri senza rischi di contatto (“*Bag-in/Bag-out*”), il sistema di contenimento è munito di una fascia di elevata qualità saldata al contenitore e completa di due speciali scanalature per la tenuta a mezzo del sacco di protezione.

Il sacco in materiale sintetico (PVC) con elastico specifico integrato, include anche un guanto che permette di effettuare il cambio del filtro in modo affidabile.

Gli speciali meccanismi di serraggio in acciaio permettono di garantire una perfetta tenuta planare sul telaio di appoggio. La Leva di serraggio è posizionata al di fuori dell’area protetta dal sacco barriera di servizio: questo accorgimento garantisce che la porta di servizio non possa essere chiusa se il filtro non viene bloccato a tenuta e garantisce anche da un eventuale rilascio del filtro a porta chiusa.

La contaminazione all’esterno del contenitore viene esclusa dal momento che il leveraggio non attraversa il contenitore.

Il sistema di serraggio del filtro, il sacco barriera di protezione e la sua sede di montaggio sono posizionate in corrispondenza del lato dell’aria “pulita”.

Vediamo due immagini che chiariscono la procedura “*Bag-in/Bag-out*” di sostituzione filtro contaminato in sicurezza:

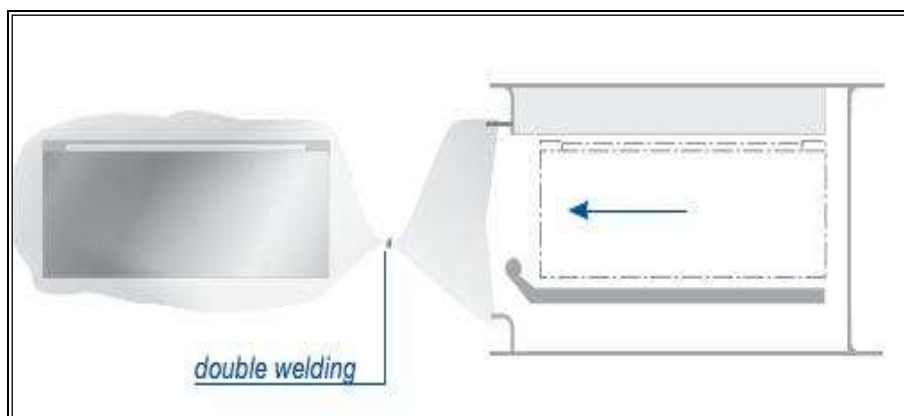


Figura 162: Procedura di Bag in

Appiattare la sacca con filtro contaminato e sigillare con 2 anelli saldati, infine tagliare fra i 2 anelli.

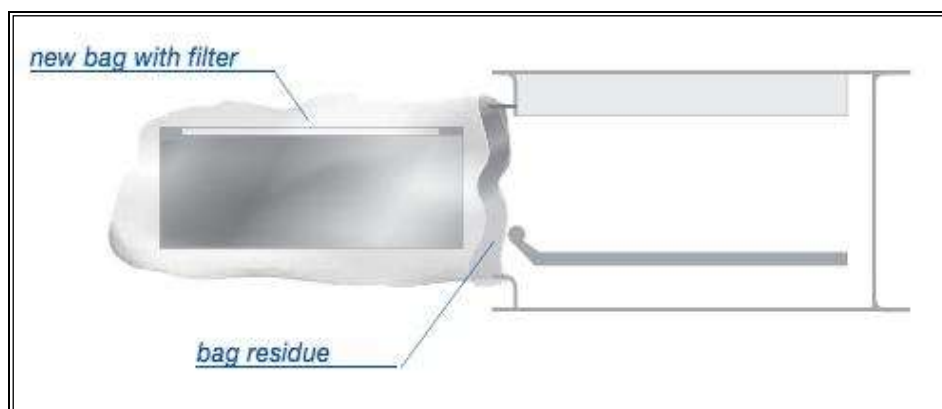


Figura 163: Procedura di Bag out

Immissione del nuovo filtro comprensivo di sacca, contenente la metà di sacca contaminata del filtro prima rimosso.

6.2.7 RETI AEREAULICHE

Da diversi anni per affrontare i problemi di contaminazione biologica legati alla presenza di inquinanti nell'aria quali batteri, funghi, muffe e microrganismi, si sono brevettati sistemi efficaci per la tutela della salute negli ambienti ospedalieri.

Le cause di sporcamento dei canali sono associabili a molteplici fattori quali: residui di oli lubrificanti derivanti dalla costruzione dei condotti, polvere, terra, detriti accumulatisi durante il trasporto, la sosta in cantiere e durante l'installazione, accumulo di polvere, microrganismi, funghi, deiezioni di volatili, fibre ed altro durante il normale funzionamento dell'impianto.

Nei depositi di polvere sedimentata si possono rilevare muffe (es. *Penicillium Oxalicum*, *Aspergillus Fumigatus* etc.), lieviti (es. *Rhodotorula*), unitamente a Coliformi, *Stafilococco Aureo*, *E. Coli*, *Pseudomonas* o batteri (es. *Legionella*);

Quest'ultima in particolare, particolarmente nociva e spesso diffusa negli ambienti ospedalieri, penetra nell'ospite attraverso le mucose delle prime vie respiratorie, in seguito ad inalazione di aerosol contaminati o più raramente di particelle di polvere da essi derivate per essiccamento o aspirazione di acqua contaminata.

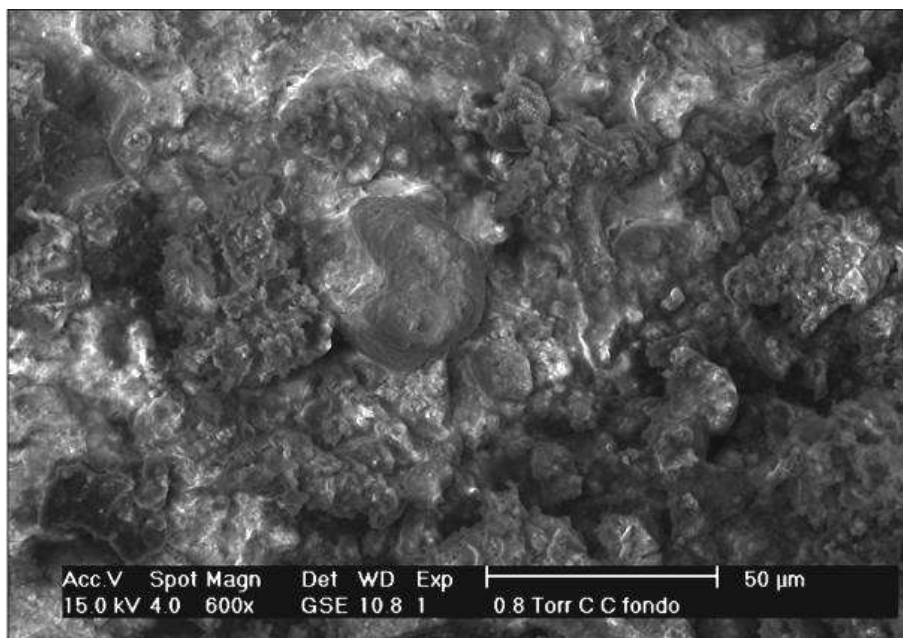


Figura 164: Analisi in microscopia elettronica ambientale (ESEM) di polveri entro condotte aerauliche

A tal proposito reperiamo in letteratura alcune linee guida riguardanti:

Sicurezza e prevenzione degli impianti aeraulici:

- Linee Guida per la prevenzione ed il controllo della legionellosi predisposte dal Ministero della Sanità ed adottate dalla Conferenza Stato Regioni il 04/04/2000 (G.U.S.G. n. 103 05/05/2000)
- Linee Guida per la tutela e la promozione della salute negli ambienti confinati (G.U. n. 276 del 27/11/2001)
- Linee Guida ASHRAE 12-2000 Minimizzazione dei rischi di legionellosi associati con i sistemi idrici a
- Servizio degli edifici
- D.G.R. Lombardia n. 6/47077 del 17 dicembre 1999 – Approvazione delle linee guida sulla prevenzione e sicurezza nelle sale operatorie

Monitoraggio e manutenzione degli impianti aeraulici:

- AICARR – Linee guida sulla manutenzione degli impianti di climatizzazione – Commissione Tecnica e
- Normativa – Ultima agg. 28/04/2004 – Rev. Finale
- UNI ENV 12097:1999 – Ventilazione negli edifici - Rete delle condotte
- Legge Regione Liguria n. 24/2002 – Disciplina la manutenzione e la pulizia degli impianti aeraulici.
- Stabilisce che il livello di contaminazione riscontrabile all'interno delle condotte non deve superare i seguenti valori:
- BATTERI TOTALI DI SUPERFICIE: <30.000 unità (CFU)
- MUFFE TOTALI DI SUPERFICIE: <15.000 unità (CFU)
- NADCA (National Air Duct Cleaners Association) Specifiche generali per la pulizia di sistemi di riscaldamento, ventilazione e aria condizionata

Nonostante sia presente un vasto panorama normativo atto a migliorare la qualità di vita all'interno dei locali, la realizzazione degli impianti disattende molto spesso i livelli minimi di salubrità e di sicurezza.

Alcune delle situazioni rilevate in reali installazioni indubbiamente allarmanti sono:

- filtri assoluti in reparti operatori totalmente assenti,
- riprese di aria ambiente di sala operatoria pressoché occluse da polveri e materiali depositatisi nel corso degli anni,
- filtri assoluti a metà del percorso delle condotte, ben lontano dalla diffusione in ambiente,
- unità di trattamento aria con fori sulle carcasse che permettono al vano tecnico di fare da plenum di aspirazione,
- filtri assoluti presenti solo in unità di trattamento aria,
- umidità relative gestite più che altro dall'andamento climatico in quanto la sezione di umidificazione non risulta efficiente,
- recuperatori di calore tolti al fine di dare portate aria maggiori o comunque non sufficienti alle esigenze di ricambi,
- pressioni negative in sala operatoria,
- temperature oscillanti,
- prese aria esterna a livello del suolo,
- ricambi aria che non superano 8 volumi/ora in sala operatoria,
- unica unità di trattamento aria a servizio di tutte le sale operatorie presenti in un ospedale.
- Uno dei sistemi per combattere l'inquinamento e lo sviluppo microbico negli impianti aeraulici è l'utilizzo di canali antimicrobici.
- Si tratta di una soluzione ottimale per gli ambienti in cui la salubrità dell'aria è un fattore fondamentale: sale operatorie, ospedali e reparti simili.
- Tali canalizzazioni sono rivestite internamente da un ingrediente attivo a base di sostanza antimicrobiche. L'ingrediente attivo viene rilasciato in modo lento e costante nel tempo. L'umidità dell'aria ambiente attiva il processo e mantiene la superficie della condotta antimicrobica.
- Il composto antimicrobico inibisce molte specie di microrganismi prevenendone la crescita e distruggendone le colonie.
- I componenti attivi del rivestimento agiscono direttamente sulle cellule dei microrganismi interrompendone il metabolismo e la riproduzione.



Figura 165: Formazione di muffe in una serranda di regolazione

6.3 IMMUNODEPRESSI-INFETTIVI

6.3.1 DESCRIZIONE REPARTO

Tali reparti possono essere classificati come altamente tecnologici, da un punto di vista impiantistico.

I pazienti a maggior rischio di infezione si classificano in generale in due gruppi:

- pazienti infetti, che possono diffondere agenti infettivi quali tubercolosi, varicella, rosolia;
- pazienti immunodepressi, particolarmente suscettibili e vulnerabili agli agenti infettivi aerodispersi: rientrano in questa tipologia i pazienti sottoposti a trattamenti antitumorali, a trapianti ossei o di midollo, bambini prematuri, malati di AIDS e pazienti in genere i cui sistemi immunitari sono stati compromessi da interventi chirurgici.

6.3.2 SPECIFICHE PROGETTUALI PER IL CONDIZIONAMENTO

Nella progettazione di un impianto HVAC in reparti ospedalieri così particolari, il calcolo termico ed il raggiungimento del comfort termoigrometrico non può che essere un obiettivo minimo ma non sufficiente (tra l'altro i requisiti richiesti per il comfort termoigrometrico sono approssimativamente gli stessi di quelli delle degenze normali). L'apporto di aria trattata con l'unico obiettivo di bilanciare le dispersioni e le rientrate di calore al fine di raggiungere condizioni di temperatura ed umidità relativa prefissate, non risponde pienamente alla moltitudine di necessità presenti in una degenza adibita a pazienti che si trovano in condizioni così critiche.

Altri vincoli non meno importanti sono il numero di ricambi d'aria, il tipo d'impianto, il bilanciamento delle pressioni, l'acustica, tutti fattori che analogamente alla temperatura e all'umidità fanno, di un reparto come quello allo studio, l'optimum di un edificio ospedaliero.

La tipologia degli ambienti e le caratteristiche degli impianti per questi reparti sono descritti nelle linee guida fissate dal Ministero della Sanità con la legge n. 135 del 5 giugno 1990.

Le prescrizioni più significative sono le seguenti:

- nelle degenze deve essere sempre garantito un ricambio dell'aria non inferiore a 4 Vol/h;
- sia l'aria immessa che quella espulsa devono essere sottoposte a filtrazione assoluta in modo da salvaguardare sia le condizioni di immunodeficienza dei pazienti, che per evitare il diffondersi di agenti patogeni infettivi all'esterno;

- i locali di degenza devono essere isolati dagli altri reparti tramite un locale filtro (anteroom);
- le condizioni termoigrometriche variabili durante l'anno, in base alla stagione presa in considerazione, da 24°C a 27-28°C con umidità relativa fra il 40 e il 60%.

Per gli ambienti protetti, l'ASHRAE prescrive un ricambio d'aria *esterna* pari a 2 Vol/h e un valore di 12 Vol/h come ricambio di aria totale (rinnovo più ricircolo); per le camere di isolamento prescrive un valore di 12 Vol/h come ricambio di aria totale, non specificando nulla in merito ai ricambi di aria di rinnovo esterna.

Per le condizioni termoigrometriche l'ASHRAE Handbook prescrive: temperatura variabile da 21 a 24°C, e umidità relativa variabile tra 20 e 60% per entrambe le tipologie di ambienti.

Nel caso di ambienti protetti sarebbe tecnicamente opportuno evitare il ricircolo: tale soluzione, seppur più onerosa energeticamente, consente l'apporto di sola aria "esterna".

Questa scelta si rende necessaria per evitare il rischio di ricircolare aria potenzialmente non pura oppure per evitare di permettere il miscelamento con aria proveniente da altre zone estranee.

Nel caso delle degenze per malati infettivi la normativa italiana (UNI 10339) non ammette l'uso di area di ricircolo; l'ASHRAE prevede il ricircolo dell'aria, con l'osservanza di installare dei filtri ad altissima efficienza sul ricircolo (HEPA): in questo modo si riesce a contenere il consumo energetico che è notevole, a causa degli elevati valori di ricambio d'aria imposti dalla normativa.

Il controllo delle pressioni attraverso un opportuno bilancio tra portata d'aria di mandata e di espulsione è essenziale per prevenire la migrazione di agenti contaminanti entro queste aree critiche: fornendo un eccesso di portata d'aria di mandata ad un ambiente protetto, in rapporto alla quantità espulsa, si realizza un flusso d'aria avente direzione dall'ambiente pulito all'ambiente meno pulito. In modo analogo in una camera di isolamento, un eccesso di portata d'aria di ripresa, in rapporto alla mandata, mantiene l'ambiente in depressione rispetto alle aree circostanti e perciò impedisce la propagazione di agenti infettivi.

E' necessario che le degenze per malati infettivi e malati immunodepressi presentino delle *anticamere o filtri (ante-room)*, essenziali per il controllo ed il mantenimento delle pressioni nei casi delle momentanee aperture delle porte e del transito di pazienti e personale: in questi casi interviene uno scambio d'aria a causa della turbolenza momentanea.

Esistono molteplici filosofie progettuali relative al ruolo del filtro e al suo differenziale di pressione rispetto agli ambienti circostanti, di seguito esse vengono proposte:

- anticamera con pressione positiva rispetto alla degenza e a tutti gli spazi adiacenti;
- anticamera con pressione negativa rispetto alla degenza e tutti gli spazi adiacenti;
- anticamera con pressione positiva rispetto alla degenza e negativa rispetto agli spazi adiacenti.

Altre caratteristiche progettuali degli impianti per tali reparti sono le seguenti:

- le unità di trattamento aria sono dedicate esclusivamente a tali ambienti;
- estrazione aria dai servizi igienici: minimo 8 Vol/h (UNI 10339).

L'aria espulsa viene filtrata sul canale d'espulsione, nella parte terminale di tale canale dovrebbe essere installato un contenitore di sicurezza per i filtri (ad esempio un Canister), con cassetta anticontaminazione per la sostituzione del filtro stesso in modo che il personale che esegue le manutenzioni non venga in alcun modo infettato.

La degenza per malato immunodepresso è sempre in pressione rispetto agli ambienti circostanti. Possiamo avere due soluzioni di progetto per tale reparto:

- l'ambiente degenza (++) è a maggiore pressione rispetto alla zona filtro (+) anch'esso in sovrappressione, così l'aria proveniente dal corridoio non contamina la degenza. Tale soluzione è la più utilizzata in ambito progettuale.

- un'altra soluzione è quella di utilizzare il filtro come camera d'aria che separa corridoio con degenza, il filtro verrà allora mantenuto in depressione (-) mentre la degenza sarà a pressione positiva (+).

Nel caso di ambiente isolato per degenza di infettivi, si invertono le direzioni dei flussi ma si applicano le stesse logiche e di conseguenza due analoghe soluzioni sull'impostazione delle pressioni.

Un'ipotesi progettuale che poi è la più adottata è quella di mantenere la degenza con doppia depressione (--), il filtro con depressione (-). Ma anche in questo reparto troviamo un'altra possibile ipotesi ovvero quella di mantenere la degenza con semplice depressione (-) e il filtro con semplice sovrappressione (+) in modo da utilizzare il filtro come camera d'aria di separazione tra corridoio e degenza.

Come visto in precedenza i diffusori utilizzati per l'immissione dell'aria in ambiente sono dotati di filtri assoluti ad altissima efficienza, maggiore del 99,995% (EN 1822).

Negli ambienti protetti per malati immunodepressi, l'aria viene inviata dal controsoffitto o dalla parete attraverso diffusori e bocchette posizionate dalla parte del letto del paziente; il punto di ripresa dell'aria viene posizionato sul lato opposto, solitamente mediante bocchette disposte a parete vicino al pavimento.

Tale disposizione favorisce un movimento di aria pulita che attraversa primamente il letto del paziente fino ad arrivare al punto di ripresa.

In conclusione riportiamo le tabelle per degenze, comprensive di camera filtro (*anteroom*), per Immunodepressi (*Protective Enviroment PE*) e malati Infettivi (*Airborne Infection Isolation*), dal manuale *Veterans HVAC 2011*.

Infettivi: vediamo il segno (-) nel bilancio delle pressioni della degenza, e nel filtro un regolatore del flusso d'aria richiesto con un sistema di controllo a serranda.

ROOM NAME	INDOOR TEMPERATURE				INDOOR RELATIVE HUMIDITY		MIN TOTAL ACH	MIN OA ACH	ROOM AIR		MAX NOISE LEVEL NC	ROOM AIR BALANCE
	COOLING		HEATING		% RH MAX	% RH MIN			RETURN EXHAUST (G)	EXHAUST (S)		
	F	C	F	C								
Airborne Infection Isolation (All) (Negative Air Pressure)												
All Ante Room (Optional)	NA	NA	NA	NA	NA	NA	10	NA	Exhaust (S)	35	Note 2	
All Isolation Room	75	24	70	21	60	20	12	2	Exhaust (S)	35	(-)	

Note 2 - Instrumentation
 Provide a local, visual alarm and remote alarm at the ECC to show non-compliance in maintaining negative air pressure difference. Provide an automatic (DDC) airflow control valve in the exhaust air duct to measure and modulate the airflow as required.

Tabella 48: dal Manuale VA 2011

Immunodepressi: vediamo come in questo caso il bilancio di pressione è negativo (-) nel filtro e positivo nella stanza degenza (+), proprio per non consentire che l'aria del filtro contami l'aria della degenze che deve rimanere asettica.

ROOM NAME	INDOOR TEMPERATURE				INDOOR RELATIVE HUMIDITY		MIN TOTAL ACH	MIN OA ACH	ROOM AIR		MAX NOISE LEVEL NC	ROOM AIR BALANCE
	COOLING		HEATING		% RH MAX	% RH MIN			RETURN EXHAUST (G)	EXHAUST (S)		
	F	C	F	C								
Protective Environment (PE) (Positive Air Pressure)												
PE Ante Room (Optional)	NA	NA	NA	NA	NA	NA	10	NA	Return	35	(-)	
PE Isolation Room	75	24	70	21	60	20	12	2	Return	35	(+)	

Tabella 49: dal Manuale VA 2011

6.3.3 SCHEMI D’IMPIANTO E RELATIVA ANALISI

Analizziamo adesso un esempio applicativo di una degenza di malattie infettive evidenziando le specifiche impiantistiche effettuate. In riferimento alla figura seguente si evidenziano con cerchi blu i m3/h di mandata, in rosso i m3/h di ripresa. Facilmente possiamo notare che l’ambiente è in depressione di circa 80 m3/h totali. La depressione avviene in cascata con percentuali crescenti di depressione; nel filtro troviamo una depressione del 12%, mentre nella degenza una depressione del 20%. In tale maniera evitiamo che aria contaminata superi la camera filtro contaminando il corridoio in uscita dalla camera filtro. In tale esempio troviamo la presenza di filtri assoluti HEPA sulle bocchette di ripresa. A fini cautelativi, il ricambio d’aria utilizzato nell’esempio in figura viene effettuato con aria esterna di rinnovo, senza ricircolo. E’ chiaro come si invertano le ipotesi progettuali nel caso di immunodepressi, dove la stanza degenza deve avere una depressurizzazione doppia negativa (--), mentre l’anticamera o filtro, fondamentale nella progettazione, avrà una depressurizzazione negativa (-).

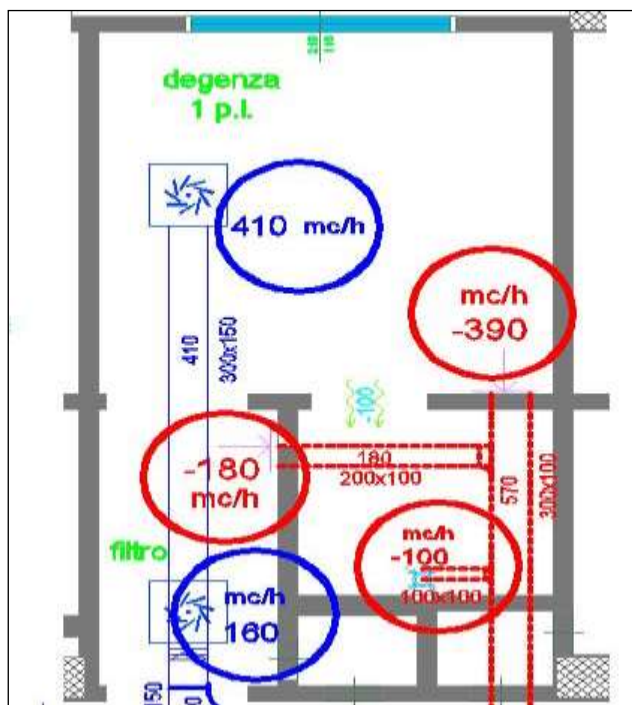


Figura 166: Schema di impianto di distribuzione dell’aria

6.4 MEDICINA NUCLEARE

6.4.1 DESCRIZIONE REPARTO

La Medicina Nucleare è la branca specialistica della medicina che si avvale a scopo diagnostico, terapeutico e di ricerca biomedica, dell'uso di radionuclidi artificiali.

L'esempio classico di questa tecnica è dato dagli esami della tiroide. Gli esami di medicina nucleare permettono di ottenere inoltre informazioni precise su cervello, reni, polmoni, ossa e articolazioni ed anche sul muscolo cardiaco.

Ad esempio la scintigrafia del miocardio viene utilizzata in presenza di sospette alterazioni patologiche, anche come indagine preventiva.

In questo capitolo ci occuperemo in particolare della PET (tomografia con emissione di positroni).

La tomografia "PET" si basa sulla cognizione che determinate modifiche patologiche presentano un metabolismo dello zucchero molto più elevato. Grazie ai rapidi progressi nella tecnica dei computer è ora possibile raffigurare queste regioni presentanti un maggiore metabolismo dello zucchero.

Allo scopo viene utilizzato un radio farmaco, che nel 95% degli esami è il [18F]-FDG (Fluorodesossiglucosio), un analogo del glucosio. Il Tomografo PET permette di rilevare la radioattività emessa dal radiofarmaco positrone emittente (18F-FDG) somministrato al paziente per via endovenosa.

6.4.2 SPECIFICHE TECNICHE PER IL CONDIZIONAMENTO

La normativa italiana non fornisce indicazioni precise circa il condizionamento di questi specifici reparti che a pieno titolo possono considerarsi come aree ad alta tecnologia o sensibili. Il DPR del 14 Gennaio 1997 nell'elencare i requisiti minimi impiantistici che tali reparti devono possedere recita solamente:

- impianto di condizionamento con adeguato ricambio d'aria e con gradienti di pressione progressivamente decrescenti verso la camera calda dove si dovrà avere il valore più basso.
- filtri assoluti in uscita per le aree classificate come <<zona controllata>>".

Quindi anche in questo caso ci si deve riferire alla normativa ASHRAE.

Per ridurre l'esposizione alle radiazioni ionizzanti dei pazienti, di chi lavora in ospedale ed evitare l'esposizione di persone che si trovano nella struttura per prenotazioni, chiarimenti o ritiro dei referti, è necessario che nei servizi ospedalieri ove vengono utilizzati radioisotopi si abbia una precisa divisione degli ambienti.

Si prevedono in particolar modo (DPR 14/01/1997):

- una zona fredda, dove viene svolto il lavoro amministrativo e dove sostano i pazienti in attesa prima della somministrazione del tracciante radioattivo;
- una zona filtro per l'accesso alla zona controllata a rischio di
- contaminazione, sufficientemente spaziosa per contenere armadietti per spogliatoi (sia nella zona calda che nella zona fredda), monitori per radiazioni, doccia e lavello per una immediata decontaminazione in uscita dalle aree con rischio di contaminazione radioattiva;
- una zona calda, a rischio di contaminazione, nella quale vengono svolte le attività comportanti l'impiego di sorgenti radioattive.

Presso il servizio di medicina nucleare devono essere inoltre presenti servizi igienici caldi appositamente adibiti per i pazienti trattati con radiofarmaci, deposito temporaneo per lo

stoccaggio dei rifiuti radioattivi solidi e liquidi, deposito delle attrezzature per la pulizia o di altri utensili che non devono essere impiegati al di fuori della zona calda.

Il sistema di ventilazione deve assicurare una leggera depressione rispetto ai locali esterni alla zona calda ed una depressione crescente dalle aree in cui il rischio di contaminazione è minore verso quelle in cui esso risulta più elevato, in modo da evitare il ricircolo o l'immissione di aria potenzialmente contaminata.

L'aria in uscita dalla camera calda deve essere filtrata (con filtro assoluto ed eventualmente anche a carbone attivo) prima di essere espulsa, attraverso un condotto di estrazione separato rispetto al normale condotto dell'edificio e realizzato con materiali non infiammabili in modo da essere facilmente sostituibile e pulibile (CANISTER rif. cap. 2).

Gli effetti delle radiazioni emesse durante un esame tomografico "PET" sono di uguale misura alle radiazioni naturali annuali in Germania, o a quelle durante un volo transatlantico o durante un soggiorno di due settimane in alta montagna, dunque nulla di assolutamente inconsueto per il corpo umano.

6.4.3 SCHEMI D'IMPIANTO E RELATIVA ANALISI

Analizziamo un'applicazione di un reparto di Medicina nucleare con particolare riferimento alle caratteristiche tecniche progettuali relative al condizionamento. Viene indicata per ogni colore una depressurizzazione maggiore man mano che si avvanza verso il rosso. Tra due stanze adiacenti possiamo così comprendere il percorso che consentiamo all'aria di svolgere, nel collegamento tra due stanze dove è richiesta una determinata depressurizzazione è consigliabile adottare porte a tenuta con interblocco elettrico.

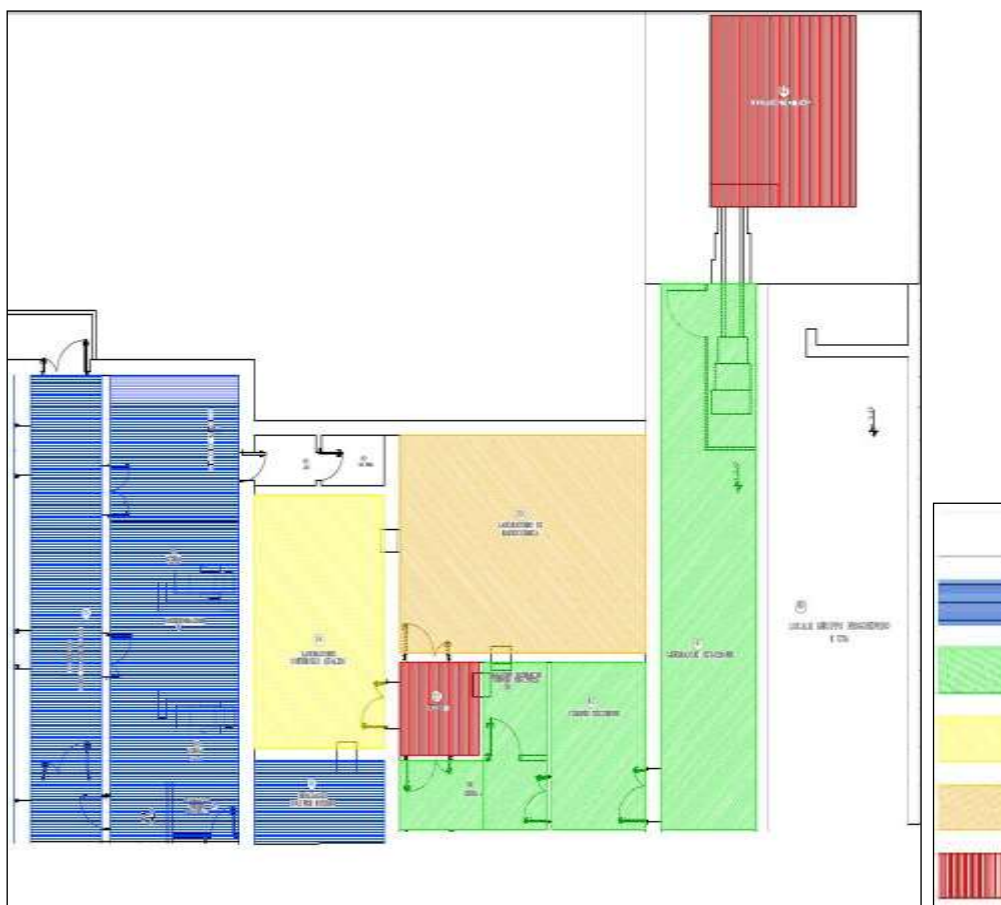


Figura 167: Distribuzione delle pressioni (in senso decrescente)

Nelle zone di colorazione blu intendiamo la zona calda, volte alla preparazione del paziente per la somministrazione del radio farmaco; con il colore giallo ci riferiamo al laboratorio controllo qualità; successivamente troviamo in arancio il laboratorio di chimica, collegato ad una stanza filtro di colorazione rossa dove l'aria degli ambienti collegati confluisce; con il colore verde ci riferiamo alla zona pulita comprensiva di comandi del ciclotrone; per terminare, come vediamo in figura nella parte alta in rosso, la zona dove è collocato il macchinario dell'esame (PET) il ciclotrone. L'aria espulsa verrà filtrata con batterie di filtri multistadio, contenenti in successione prefiltri, filtri HEPA, filtri a carbone assoluto realizzati secondo le normative internazionali in vigore nel settore nucleare. I filtri saranno contenuti all'interno di cassoni sigillati del tipo "bag in-bag out" che consentono la sostituzione del filtro senza rimuoverne la sigillatura, eliminando la possibilità di contaminazione durante le operazioni di normale manutenzione.

Il sistema di espulsione prevede l'utilizzo di singoli ventilatori dedicati rispettivamente per ogni tipologia di ambiente.

Ogni singolo ventilatore immette l'aria in un plenum in cui è inserito un rivelatore di radiazione; il plenum è tenuto in costante depressione da un ulteriore ventilatore (PB1) a doppia testata ventilante che svolge anche funzione di back-up in caso di avaria di uno qualsiasi dei ventilatori singoli; il ventilatore PB1 è locato in prossimità dell'uscita del canale di espulsione in modo da tenere in depressione tutto il sistema. I ventilatori relativi all'espulsione dell'aria sono comandati da inverter.

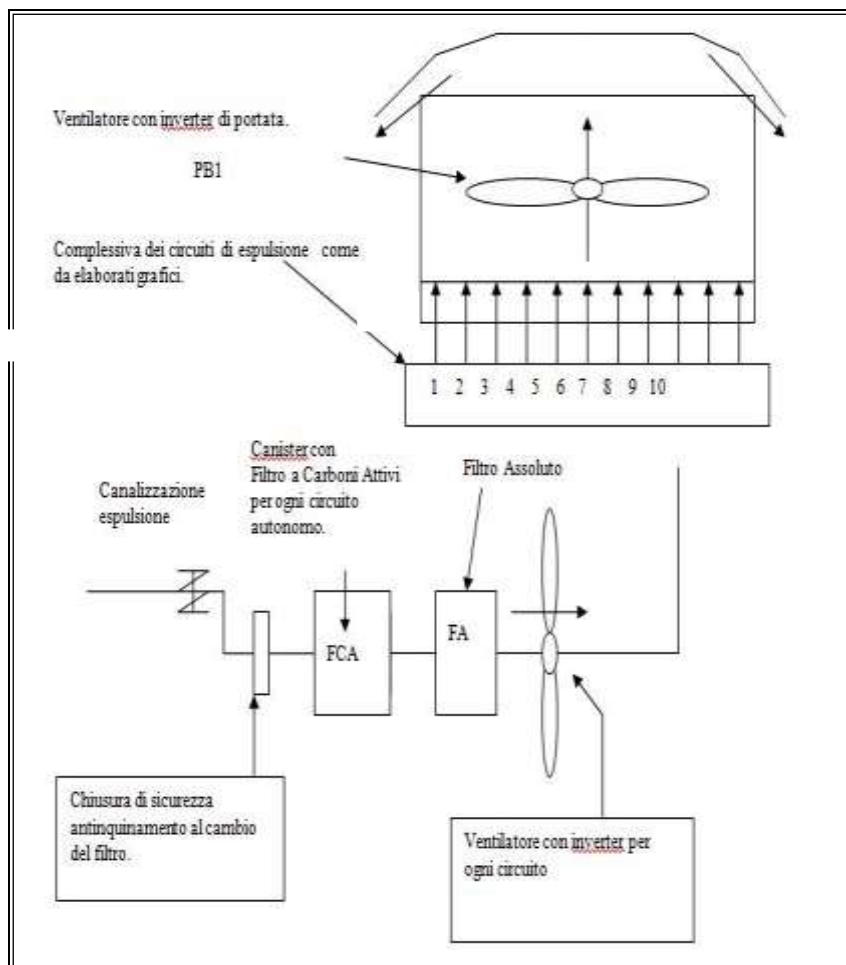


Figura 168: Particolari ventilatore di estrazione PB1

L'impianto è stato progettato adottando i seguenti criteri:

- Ogni zona viene servita da una unità di trattamento aria, con canalizzazione indipendente, al fine di evitare promiscuità e/o sconfinamento in altre zone. Tale soluzione è idonea ad assicurare l'isolamento di ogni ambiente rispetto ai locali adiacenti.
- La dimensione dei canali di espulsione è stata calcolata al fine di garantire, in funzione dei volumi immessi, i valori di depressioni imposti dalla norma UNI 10491.
- Nel rispetto della norma UNI 10491, il sistema di ventilazione è progettato per garantire un'idonea qualità dell'aria interna e impedire le contaminazioni, sia nelle normali condizioni di lavoro, sia in caso di incidente.
- Il mantenimento delle depressioni è garantito con l'installazione di ventilatori con inverter e serrande di regolazione in mandata ed espulsione. Il range di utilizzo delle serrande e dei ventilatori prevede valori minimi imposti, per garantire gli adeguati ricambi aria, e valori massimi, che permettono di ripristinare le condizioni di depressione di progetto all'interno di ogni singolo locale.
- I locali a maggior rischio – locale ciclotrone, laboratorio qualità, laboratorio radiochimica – vengono mantenuti in depressione. Nel transitorio, ad apertura delle porte, il flusso dell'aria di ventilazione sarà diretto dalle zone di minore verso quelle di maggiore contaminazione potenziale.

Vediamo ora una possibile soluzione di mantenimento di depressione con regolazione in ripresa, con una sonda di pressione.

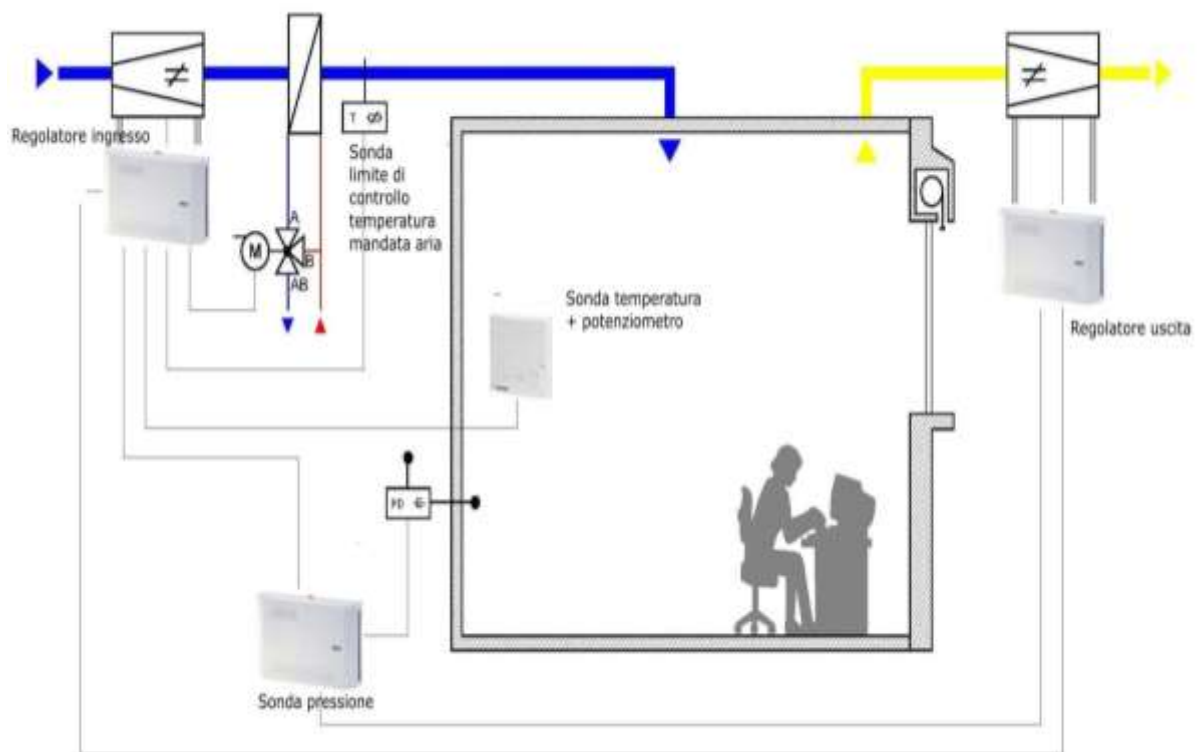


Figura 169: Sistema di mantenimento della depressione

6.5 EMODINAMICA

6.5.1 DESCRIZIONE REPARTO

Nell'ambito delle strutture eroganti prestazioni in regime di ricovero ospedaliero a ciclo continuativo e diurno per acuzie, il Servizio di Emodinamica è un servizio dedicato all'esecuzione, da parte di personale altamente specializzato, di procedure cardiologiche invasive a scopo diagnostico (es: cateterismo cardiaco, arteriografia coronarica) o terapeutico per la cura della sindrome coronarica acuta sia in elezione sia in emergenza.

6.5.2 SPECIFICHE TECNICHE PER IL CONDIZIONAMENTO

Tutte le norme italiane ed estere sono concordi sui principi portanti della buona progettazione per gli impianti di condizionamento delle sale chirurgiche e degli ambienti annessi.

Le prescrizioni, comuni a tutte le Norme, sono infatti le seguenti:

- aria esterna per diluire la contaminazione chimica da gas medicinali. Il quantitativo d'aria varia in riferimento a normative europee e internazionali. La portata d'aria esterna deve essere costante anche se la perdita di carico dei filtri aumenta per via del loro sporcamento.
- Filtrazione assoluta dell'aria esterna, per evitare che essa possa essere il fluido vettore di contaminazione batteriologica dall'esterno. Il contenuto di particelle biologicamente attive (unità formati colonia) nell'aria immessa deve essere inferiore a 1 UFC/m³.
- Mantenimento in sovrappressione della sala rispetto agli ambienti adiacenti per evitare che della contaminazione batteriologica possa entrare da porte o fessure. Sappiamo quanto difficile sia avere questa garanzia in quanto le porte delle sale chirurgiche sono spesso aperte.
- Frequente filtrazione dell'aria interna per ridurre la contaminazione batteriologica endogena dovuta al paziente stesso o alla equipe chirurgica.

Ulteriori norme formulano prescrizioni di carattere non specifico per le sale chirurgiche ma costanti nel condizionamento dell'aria:

- Controllo della temperatura tra 18° e 24°C.
- Controllo dell'umidità relativa tra il 40% e 60%.
- Massimo risparmio energetico nella gestione di tutti i punti precedenti: stand-by notturno.

Secondo le Linee Guida Regione Lazio il Servizio di Emodinamica dispone della seguente dotazione di ambienti:

- sala di emodinamica dotata di pareti e porte con schermature piombate;
- sala controllo protetta con parete o vetro piombato;
- spazio per l'osservazione del paziente;
- locale per la preparazione e il lavaggio del materiale, attiguo alla sala di emodinamica;
- ambiente/spazio lavaggio - vestizione medici, attiguo alla sala di emodinamica;
- ambiente/spazio per la compressione vascolare, attiguo alla sala di emodinamica;
- locale per lo stoccaggio di materiale;
- deposito biancheria pulita;
- deposito sporco con vuotatoio;
- sala refertazione e archiviazione;
- servizi igienici differenziati per il personale e i pazienti;
- spazi per lo smaltimento dei rifiuti differenziati;
- locale per le attività di segreteria, anche in comune con altre funzioni.

Il Servizio di Emodinamica dispone dei seguenti impianti di condizionamento ambientale che assicuri:

- ricambio aria (aria esterna senza ricircolo) 6 vol/h;
- filtrazione terminale dell'aria con filtro assoluto al 99,95%;
- pressione relativa positiva;

6.5.3 SCHEMI D'IMPIANTO E RELATIVA ANALISI

Di seguito viene riportato un impianto tipo realizzato per un locale per servizio emodinamica.

In figura vediamo evidenziate in rosso le portate di mandata 4x350 mc/h con 4 diffusori elicoidali con filtro assoluto (FA) posti al centro della sala esami; in blu le portate di ripresa con relative griglie poste agli angoli contrapposti della stanza, con valori 2x320 mc/h e 2x160 mc/h.

La disposizione al centro della mandata e le riprese laterali agli angoli della stanza consentono una pulizia dell'ambiente e un lavaggio dell'aria nell'ambiente; le griglie di ripresa sono distribuite in modo da riprendere da ciascun angolo 1/3 d'aria dall'alto e 2/3 dal basso, consentendo di ottimizzare il lavaggio dell'aria ambiente e la diluizione degli inquinanti. Oltre alla sala esami, caratterizzata da 15 vol./h, anche la sala comandi, la sala disimpegno e la preparazione personale hanno una portata di mandata superiore quella di ripresa con una sovrappressione minore rispetto quella presente nella sala esami; possiamo così indicare nella sala esami una pressione (++) , nelle sale comandi, disimpegno e preparazione personale una pressione (+), secondo le definizioni fornite nei capitoli precedenti.

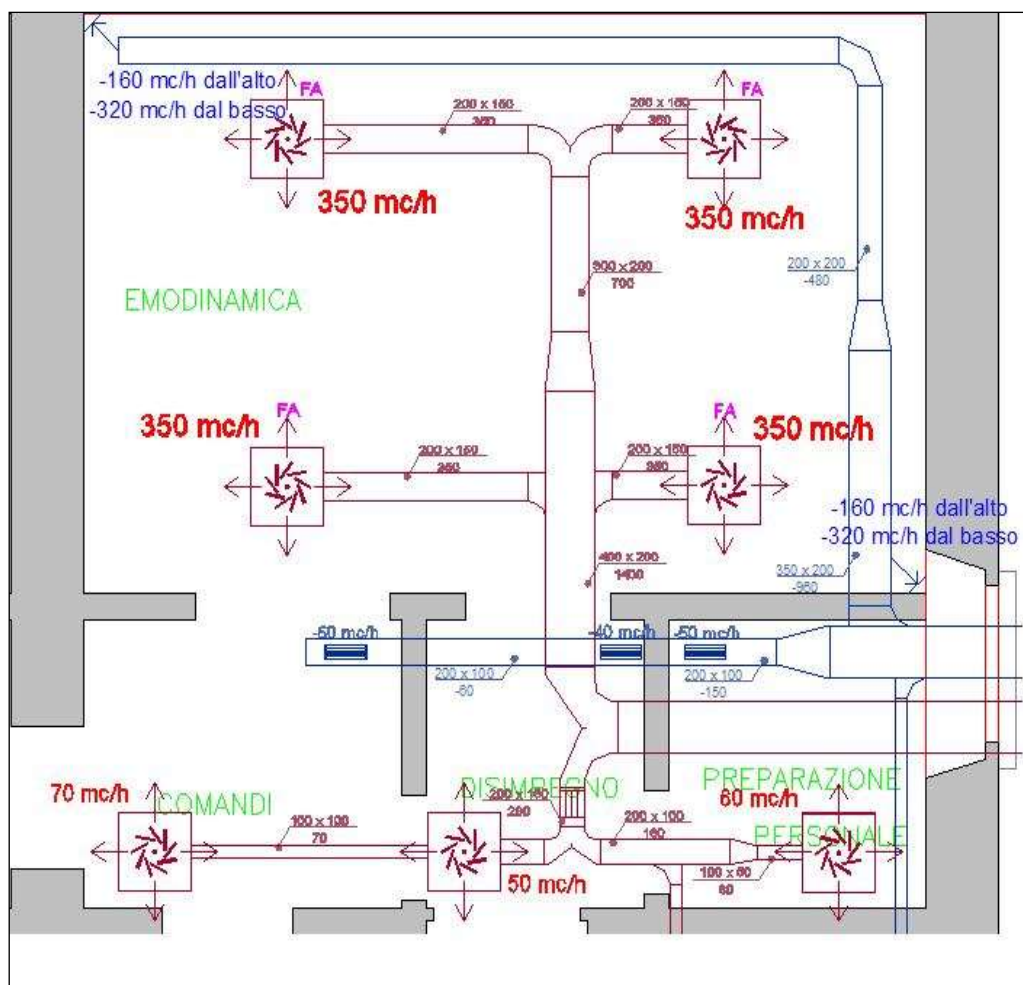


Figura 170: Schema di distribuzione per emodinamica

In conclusione, tutte le sale del reparto sono in sovrappressione rispetto al corridoio esterno: ciò evita la contaminazione dell'aria all'interno delle zone interessate, mantenendo la salubrità dell'aria ove richiesta.

6.6 RISONANZA MAGNETICA

6.6.1 DESCRIZIONE REPARTO

La risonanza magnetica (RM) è un esame diagnostico che permette di visualizzare l'interno del nostro corpo senza effettuare operazioni chirurgiche o somministrare pericolose radiazioni ionizzanti.

La risonanza magnetica ha subito nel corso degli anni un costante processo di evoluzione tecnologica.

Grazie alla sua estrema precisione diagnostica e all'assenza di effetti collaterali, si è conquistata un ruolo di primaria importanza nella diagnosi di numerosissime malattie.

Particolarmente utile nell'ottenere immagini dettagliate del cervello e della colonna vertebrale, riesce a fornire ottime informazioni anche in campo traumatologico, oncologico, ortopedico, cardiologico e gastroenterologico.

L'unico limite alla sua diffusione rimane l'elevato costo dell'apparecchiatura e delle operazioni di manutenzione.

- Diversi sono i decreti che regolamentano l'installazione di impianti di risonanza magnetica:
- D.M. 29/11/85
- D.M. 02/08/91
- D.M. 03/08/93
- D.P.R. 542/94

che consentono di dare validità al progetto esecutivo grazie a:

- stesura delle regole da seguire in caso di emergenza;
- controllo della corretta installazione dei diversi dispositivi di sicurezza;
- controllo dei diversi collaudi effettuati.

6.6.2 SPECIFICHE TECNICHE PER IL CONDIZIONAMENTO

L'impianto di condizionamento dell'aria per un reparto di risonanza magnetica serve ambienti con caratteristiche e necessità ben differenti tra loro: la sala esami, la sala comandi e la sala macchine. Data la presenza di campi elettromagnetici e l'utilizzo di elio per il raffreddamento, il reparto necessita di precauzioni impiantistiche che, come vedremo nel seguito, sono molto particolari ed indispensabili per garantire la sicurezza degli occupanti.

Sala esami:

E' un ambiente con distribuzione dell'aria che avviene normalmente dall'alto, caratterizzato dalla presenza dell'apparecchiatura medica per risonanza. Le caratteristiche dell'impianto di condizionamento per questo ambiente sono le seguenti:

- portata aria (tutta esterna) in mandata: 10 volumi/ora in condizioni di normale esercizio; 20 volumi/ora in condizioni di emergenza (es: vd. circostanza relativa alle fughe di elio analizzata successivamente);
- filtrazione dell'aria normalmente di livello F7-F9 a bordo dell'unità di trattamento aria;
- condizioni termoigrometriche: temperatura $20^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$; umidità: $50\% \pm 5\%$

Per locali contenenti un'apparecchiatura per risonanza magnetica con magneti superconduttivi è presente un importante problema di sicurezza legato alla ventilazione dell'ambiente stesso.

In caso di presenza di tomografi raffreddati ad elio, uno dei dispositivi di sicurezza fondamentali è il sensore di concentrazione di ossigeno, capace di rilevare fughe di elio mediante la rilevazione dell'abbassamento della concentrazione di O_2 nella sala.

Tale situazione attiva il funzionamento in emergenza, a seguito della quale il rilevatore informa il microprocessore del condizionamento della situazione di allarme per probabile perdita di elio. Il microprocessore attiva il software di emergenza, fa scattare l'allarme ottico-acustico e raddoppia la mandata sia in mandata che in ripresa, per ridurre la concentrazione di elio e garantire in sala un'atmosfera respirabile.

La taratura del sensore deve prevedere la possibilità di configurare una soglia di pre-allarme di concentrazione minima (19-20%) in corrispondenza della quale si attivi l'avvisatore ottico-acustico collegato alla centralina, e una soglia di allarme che implichi l'attivazione automatica del sistema di ventilazione di emergenza che incrementi l'entità del "lavaggio" d'aria ambientale.

L'elio liquido, normalmente mantenuto a temperature prossime allo zero assoluto, in determinate condizioni (quali problemi al sistema di raffreddamento, all'alimentazione della macchina, ecc.) può passare allo stato gassoso.

Se il passaggio è completo si parla di "*quench*", se è parziale e più lento il fenomeno prende il nome di "*boil off*".



Figura 171; Tube di quench

In entrambi i casi, nonostante sia sempre presente una canalizzazione (tubo di quench) per espellere all'esterno il gas emesso, può verificarsi una piccola perdita in sala esami. L'elio è un gas inerte, non dannoso in sé, ma può costituire un rischio quando, immesso in sala, sostituisce l'ossigeno portando al soffocamento.

Sala comandi

E' un ambiente con le seguenti caratteristiche:

- portata d'aria (tutta esterna) in mandata: 6 volumi/ora;

Si evince la presenza di due canalizzazioni di emergenza separate da quelle dell'impianto di condizionamento. Esse consentono, in caso di necessità (fughe elio, ecc.), di attivare un rinnovo spinto dell'aria in sala esami con un numero di ricambi d'aria pari al doppio di quelli in normali condizioni (raggiungendo in questo caso i 20 volumi/ora).

Nell'impianto non è necessario adoperare filtri assoluti HEPA, ma sono sufficienti filtri con classi di efficienza minori dei filtri H, quali F e G.

Considerata la presenza in ambiente di notevoli campi elettromagnetici, è necessario adottare altre misure di sicurezza tra cui l'installazione di canalizzazioni amagnetiche e, al loro interno, di filtri a radiofrequenza del tipo a nido d'ape (*"honeycomb waveguide"*).

7. EDIFICI DEL SETTORE TERZIARIO

Il *Settore Terziario*, così come suggerito dal nome stesso, rappresenta il terzo stadio dello sviluppo economico e comprende l'insieme delle attività che forniscono servizi e prestazioni alla popolazione, non producendo di per sé nessun bene materiale. Secondo la Teoria Degli Stadi Dello Sviluppo Economico (W.W. Rostow 1960), il terzo stadio o 'terziarizzazione' avviene intorno alla metà del Novecento, quando accanto alla produzione di beni materiali (settore primario e secondario) si affianca quello della produzione di beni immateriali, come trasporto, logistica, beni finanziari ed informatici.

In questa fase infatti la crescita economica e l'automatizzazione dei processi produttivi consentirono di ridurre l'occupazione nel settore agricolo ed industriale, spostandolo verso quello dei servizi. In questo modo il terziario crebbe velocemente, guadagnandosi una fetta di mercato sempre più ampia. Un recente studio della Confcommercio – Censis (2005) stabilisce come il terziario in Italia abbia raggiunto il 60% del valore aggiunto nazionale utilizzando oltre il 50% degli occupati.

Si evince come il ruolo del terziario sia passato da semplice supporto agli altri settori a forza trainante dello sviluppo di un paese economicamente avanzato.

Il settore terziario si divide in due grandi categorie:

- Terziario arretrato
- Terziario avanzato

Il primo indica attività a basso valore aggiunto, quindi servizi che non prevedono un notevole impiego di capitali monetari (ad esempio venditori ambulanti). Il secondo invece indica l'insieme di attività economiche destinate all'utilizzo delle nuove tecnologie dell'informazione.

Quest'ultimo rappresenta quindi la categoria più diffusa e ne fanno parte aziende di telecomunicazioni, informatica, marketing, consulenza, new media, grande distribuzione, vendita al dettaglio etc. Il termine 'quaternario', neologismo creato espressamente per indicare questa categoria, rispecchia l'enorme diffusione ed importanza dello stesso, tanto da rappresentare, come detto in precedenza, il settore produttivo con percentuale maggiore sulla produzione nazionale.

Si evince dunque che gli edifici terziari comprendono una vasta gamma di tipologie, a seconda delle attività svolte all'interno, in analogia a quanto detto per gli edifici industriali. L'*ASHRAE Handbook Applications* del 2007 analizza le principali categorie di edifici terziari, e li suddivide nel seguente modo:

- Edifici di vendita al dettaglio
- Edifici commerciali e pubblici
- Edifici ad alto affollamento

La prima categoria è composta da piccoli negozi, supermercati e centri commerciali. La seconda comprende un elevato numero di edifici, quali ristoranti, uffici, telecomunicazioni (studi televisivi, radiofonici, ecc.), trasporti (aeroporti, porti navali, terminali autobus e garage), magazzini di stoccaggio.

La terza comprende edifici caratterizzati da un elevato numero di occupanti, come luoghi di culto, cinema e teatri, stadi e arene, centri convegni e fieristici, piscine.

Ognuna di queste categorie presenta caratteristiche e problematiche differenti, legate alle destinazioni d'uso dei singoli locali. Gli edifici terziari differiscono dalle altre tipologie per una serie di problematiche che non possono essere ignorate, in quanto modificano notevolmente i valori dei carichi termici richiesti.

La disposizione degli spazi interni, i relativi scopi d'uso e il livello di occupazione, le ore giornaliere di massima occupazione, le caratteristiche architettoniche e la disposizione dell'illuminazione raggiungono, in questo caso, raggiungono valori considerevoli in termini di guadagno termico degli ambienti, e devono essere considerati nel calcolo del carico di riscaldamento e raffreddamento.

La conoscenza dei guadagni termici interni (persone, illuminazione, apparecchiature etc.), che nel caso degli edifici di civile abitazione poteva essere un fattore marginale, diventa quindi un parametro fondamentale per conoscere la reale distribuzione oraria e stagionale delle richieste di energia al fine di mantenere le condizioni di comfort ambientale. In rapporto agli edifici precedentemente menzionati, quelli terziari, e soprattutto quelli ad alto affollamento, sono caratterizzati infatti da un valore del carico termico sensibile relativamente basso.

Di seguito verranno discusse le caratteristiche e le problematiche di ogni categoria e le metodologie di calcolo che possono essere adottate.

7.1 EDIFICI DI VENDITA AL DETTAGLIO

Per una corretta progettazione dei sistemi di condizionamento di questi edifici è necessario conoscere nel dettaglio una serie di caratteristiche qui elencate:

- Previsione dei consumi di energia elettrica
- Disponibilità di risorse energetiche per il riscaldamento e raffreddamento (acqua, gas, gasolio ed elettricità)
- Guadagni termici interni (persone, illuminazione, apparecchiature)
- Caratteristiche architettoniche e standard costruttivi
- Ostacoli all'installazione dei componenti di impianto
- Ventilazione (possibilità di aperture nel soffitto o mura esterne, presenza di porte e finestre apribili)
- Esposizione dell'edificio
- Requisiti normativi
- Percentuale di utilizzo dei locali e conseguente regolazione degli impianti

A seconda della località in cui è presente l'edificio, esistono standard e requisiti normativi da seguire per l'isolamento degli ambienti, la progettazione e l'efficienza degli impianti, ed una serie di restrizioni, per esempio sulle superfici vetrate ed illuminazione interna. Le scelte in merito alla progettazione degli impianti sono spesso dettate da esigenze economiche e di budget, ricavate dallo studio preventivo dei flussi di cassa (entrate ed uscite), piuttosto che un'analisi completa del ciclo di vita dei componenti utilizzati (*Life Cycle Analysis* o LCA).

7.1.1 NEGOZI DI PICCOLE DIMENSIONI

La caratteristica principale dei piccoli negozi è rappresentata dalle ampie finestre poste in corrispondenza dell'entrata che hanno lo scopo di mostrare al pubblico la merce in vendita. Queste ampie superfici vetrate possono causare picchi di guadagni termici dovuti alla radiazione solare, a meno che siano esposte a nord.

Solitamente il calore sensibile dovuto ai guadagni termici interni ed esterni è considerevole, e rappresenta la quasi totalità del carico termico richiesto. Per cui gli impianti di climatizzazione devono quindi essere in grado di abbattere questi picchi di carico.

La scelta ricade principalmente su unità di condizionamento monoblocco installate sulla copertura, con unità terminali multiple presenti all'interno per consentire la giusta distribuzione dell'aria. Impianti ad aria primaria e fan-coil alimentati da piccole unità di trattamento dell'aria e pompa di calore reversibile aria-acqua sono facilmente adattabili a questi edifici e rappresentano un minor costo di installazione, soprattutto se i carichi di raffreddamento e riscaldamento sono comparabili.

I canali dell'aria dovrebbero essere progettati per ottenere perdite di carico inferiori ai 0,8 Pa/m con una velocità dell'aria di massimo 6 m/s. Le portate d'aria variano mediamente tra i 47 L/s e i 60 L/s per ogni kilowatt di potenzialità in raffreddamento installata, in accordo con il carico termico interno calcolato.

Particolare attenzione va riposta agli ostacoli sospesi al soffitto, come luci e monitor, che possono interferire con la corretta distribuzione dell'aria. La regolazione è affidata a semplici sistemi automatici come valvole e serrande installate rispettivamente nelle tubazioni e nei canali di mandata e ritorno, in modo da poter regolare il carico termico fornito all'ambiente ed eliminare eventuali sprechi quando i locali sono poco affollati.

7.1.2 SUPERMERCATI

Il calcolo dei carichi termici nei supermercati deve tenere conto di numerosi fattori: l'indice di affollamento, l'illuminazione, i macchinari utilizzati all'interno rappresentano una fonte di guadagno termico che non può essere ignorata.

I dati necessari dovrebbero essere disponibili per la corretta progettazione degli impianti di climatizzazione, che in questo caso hanno il duplice scopo di soddisfare i requisiti di comfort ambientale per gli occupanti, e di consentire il corretto funzionamento dei dispositivi di conservazione degli alimenti (banchi frigo). Infatti nei supermercati accade spesso che le corsie siano ad una temperatura molto bassa, e che il sistema di riscaldamento risulti operativo anche quando la temperatura esterna si porta al di sopra dei 21°C, mentre quello di raffreddamento si aziona raramente. Tutto questo è dovuto alla presenza dei banchi frigo con armadi aperti. Essi infatti hanno lo scopo di mantenere e conservare i prodotti esposti in una sorta di dispensa aperta, ovvero senza chiusure.



Figura 173: Esempio di banco frigo verticale aperto

I prodotti vengono avvolti da uno strato di aria fredda che li mantiene a bassa temperatura, ma che contemporaneamente assorbe il calore dalla zona in cui è posizionato, fino ad un valore di circa 80-90% di calore rimosso, e rigettandolo all'esterno attraverso il proprio condensatore. La quantità di calore rimosso dai banchi frigo deve essere nota in quanto questo calore viene sottratto all'ambiente giorno e notte senza interruzioni. Questi provocano un enorme innalzamento delle richieste di calore per mantenere la temperatura interna ai livelli di progetto. Per fare un esempio si considerano i seguenti dati approssimativi:

- Temperatura interna richiesta pari a 24°C
- Perdite o guadagni di calore pari a 8 kW/°C di differenza di temperatura tra l'interno e l'esterno del supermercato

Considerando che un banco frigo aperto di medie dimensioni rimuove circa 56 kW, di cui la quota di calore sensibile si assume pari al 80%, ovvero 45 kW, questo corrisponde ad abbassare la temperatura media della zona circostante di 5,7°C (45/8) al di sotto del valore della temperatura esterna, sia in estate che in inverno.

Nonostante la presenza dei banchi frigo, durante il periodo estivo, comporta un vantaggio in termini di carico di raffreddamento, questo può provocare un aumento della percentuale di calore latente, portando dal 32% a valori che rasentano il 50%.

Abbatte il 50% di carico latente solo tramite il raffreddamento è spesso molto difficile, e si fa ricorso a sistemi di post-riscaldamento o adsorbimento chimico. I banchi frigo, infine, richiedono un valore di umidità relativa al di sotto del 55% per poter funzionare nel modo corretto.

Valori maggiori possono infatti provocare il congelamento non voluto degli alimenti, la formazione di condensa ed un aumento considerevole dei consumi per la refrigerazione. Per abbassare i valori di umidità è possibile raffreddare maggiormente gli ambienti quando il carico latente raggiunge valori elevati; raffreddare la temperatura dell'aria in modo da portarla al di sotto del punto di rugiada e post-riscaldarla per ottenere la temperatura desiderata; deumidificare l'aria immessa nell'ambiente utilizzando un materiale essiccante.

Con il classico sistema di condizionamento, si porta la temperatura del punto di rugiada a 16-18°C, ma con una temperatura interna di 24°C il valore di umidità relativa raggiunge valori di 60-70% nei migliori dei casi.

Effettuando una deumidificazione meccanica con post-riscaldamento si possono ottenere valori intorno al 40-50% alla stessa temperatura, mentre con l'ultimo metodo è possibile raggiungere valori addirittura inferiori. In questo caso però si può rendere necessario post raffreddare l'aria immessa, a seconda del carico termico da abbattere.

L'impianto utilizzato solitamente nei supermercati è un sistema a tutt'aria esterna, o con possibilità di ricircolo parziale che permette notevoli risparmi. Una singola unità di trattamento dell'aria è spesso sufficiente a climatizzare l'intero locale ed è posta sulla copertura.

I diffusori sono disposti principalmente in vicinanze dell'ingresso, dove la presenza di una porta automatica scorrevole rende questa zona la più problematica a causa degli sbalzi continui di temperatura. I valori standard di portate d'aria immessa sono di circa 5 L/s per ogni metro quadrato di superficie, ma questo valore può diminuire se si utilizzano sistemi di rimozione dell'umidità.

Essendo l'aria fredda più densa, questa tende a stratificarsi nelle vicinanze del pavimento formando uno strato di aria fredda che altera le condizioni di comfort ambientale e non aiuta a raffreddare le altre aree del supermercato. Per ovviare a questo problema non basta riscaldare la zona, ma è necessario semplicemente favorire il mescolamento di questo strato con l'aria circostante.

Posizionando le bocchette di ripresa a livello del pavimento, o al di sotto di esso, è possibile favorire una corretta distribuzione dell'aria anche nelle zone più fredde, ovvero quelle dei banchi frigo.

Se non è possibile realizzare questa configurazione, si possono utilizzare dei ventilatori posti in cima ai banchi frigo che aspirano aria fredda in prossimità del pavimento e la ridistribuiscono dall'alto.

Le figure seguenti, estratte dal documento ASHRAE *Applications*, mostrano le due possibili configurazioni.

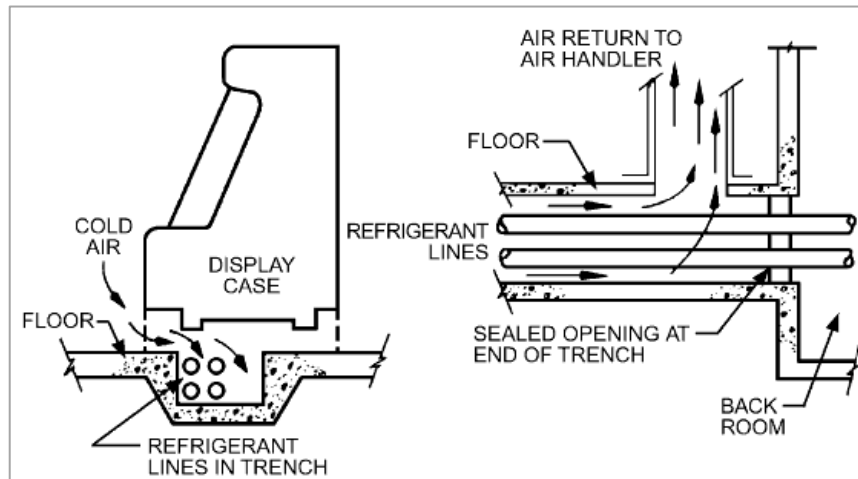


Figura 174_ Canali di ripresa al di sotto del pavimento

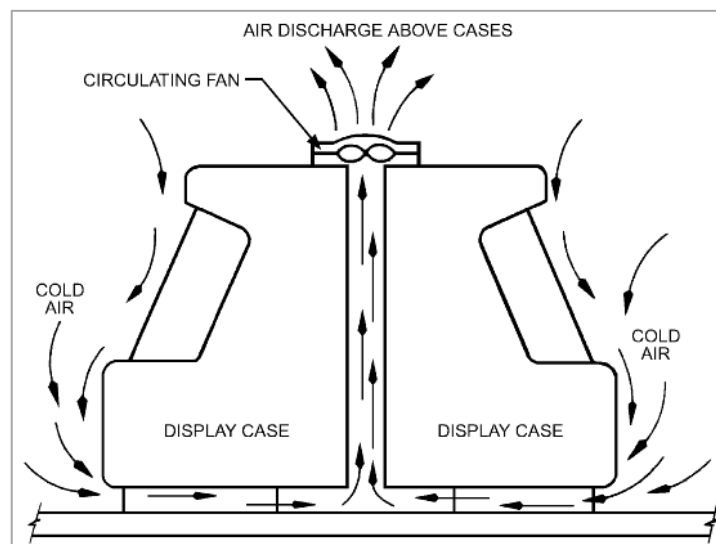


Figura 175: Sistema con ventilatore ricircolante

7.1.3 CENTRI COMMERCIALI

I centri commerciali sono edifici di grosse dimensioni che si sviluppano su un singolo livello, oppure su più livelli se questi vengono realizzati all'interno di zone metropolitane. Le caratteristiche di entrambi non variano molto, sebbene i primi si possono estendere in maniera considerevole ed accogliere all'interno un cospicuo numero di negozi e ipermercati.

L'indice di affollamento ed il carico di illuminazione rappresentano due fattori molto importanti, che spesso rappresentano la quota maggiore del carico interno.

Visto che l'occupazione dei locali, eccetto il personale di servizio, è transitoria le condizioni termo-igrometriche interne non superano i 26°C di temperatura e i 50% di umidità relativa in estate, mentre in inverno la temperatura scende intorno ai 21°C.

Quindi il numero di persone che occuperanno i locali deve essere approssimativamente calcolato, così come il consumo energetico e la tipologia di illuminazione installata. L'ASHRAE

propone tre tabelle⁵² con valori approssimativi utilizzabili per la progettazione di questi ambienti. Gli altri possibili guadagni termici, come quelli dei motori, saloni di bellezza e macchinari utilizzati nei ristoranti dovrebbe essere determinato insieme ai primi.

L'impianto di climatizzazione dell'aria può essere composto da differenti sistemi installati in un'unica centrale termica di grosse dimensioni: le unità di trattamento dell'aria hanno lo scopo di climatizzare locali di grandi dimensioni e ad alto affollamento (ipermercati, corridoi e zone relax), oppure provvedono all'aria primaria per impianti misti ad acqua per i singoli negozi presenti all'interno.

L'enorme quantità d'aria richiesta rendono necessaria la presenza di numerose unità di trattamento dell'aria, e il layout di impianto può diventare molto complesso più le dimensioni del centro commerciale siano grandi. Il sistema di distribuzione deve infatti tenere in considerazione l'esposizione dell'edificio, le caratteristiche costruttive (eventuale presenza di ostacoli architettonici) e la disposizione dei piani. Per questo motivo progettare un impianto quanto più flessibile, utilizzando sistemi di regolazione della portata d'aria e d'acqua ai terminali, permette una migliore gestione e notevoli risparmi.

Particolare attenzione deve essere riposta, come già detto, alle zone ad alto affollamento, ma anche alle aree con grandi superfici vetrate ed in vicinanza della copertura e degli ingressi. In queste zone è possibile prevedere l'inserimento di getti d'aria che limitano le infiltrazioni di aria non climatizzata, e doppie porte scorrevoli per migliorare il comfort ambientale delle zone immediatamente vicine alle uscite. Infine la distribuzione dell'aria deve garantire una lieve sovrappressione rispetto a quella atmosferica, mentre i singoli negozi hanno solitamente un livello di pressione neutro o negativo rispetto ai corridoi del centro commerciale per controllare l'eventuale presenza di cattivi odori.

Ci si rende conto come la progettazione di questi edifici passa per la conoscenza di numerosi fattori che possono modificare in maniera rilevante il valore dei carichi termici interni e, di conseguenza, la tipologia di impianti da installare.

7.2 EDIFICI COMMERCIALI E PUBBLICI

Questa categoria comprende al suo interno un elevato numero di edifici con notevoli differenze dettate dalle loro destinazioni d'uso. L'ASHRAE propone una tabella riassuntiva⁵³ che comprende i valori standard di temperatura, umidità e portate d'aria di rinnovo per i vari casi applicativi:

- Ristoranti e bar
- Uffici
- Centri di comunicazione
- Edifici settore trasporti
- Magazzini di stoccaggio

In generale valgono le stesse considerazioni fatte per gli edifici di vendita al dettaglio: la conoscenza dei guadagni termici interni è fondamentale per una corretta progettazione degli impianti, al fine di limitare le fluttuazioni del carico interno dovute alla combinazione di numerosi fattori, quali indice di affollamento, radiazione solare, carico variabile delle apparecchiature e condizioni termo-igrometriche esterne.

⁵² ASHRAE Handbook Applications 2007 cap. 2 p. 7 tab. 2,3 e 4

⁵³ ASHRAE Handbook Applications 2007 cap. 3 p. 2 tab. 1

Alcuni carichi possono essere brevi e infrequenti, come nel caso di sale conferenze, oppure costanti durante l'arco dell'anno, come nei locali tecnici di studi televisivi. Munirsi quindi di strumenti che permettono la stesura dei profili di carico dei locali può essere un metodo per iniziare al meglio la progettazione degli impianti. Questi grafici permettono di individuare le ore in cui si presentano picchi di carico per ogni settimana, mese ed anno. Inoltre è possibile redigere più grafici a seconda delle possibili configurazioni impiantistiche, in modo da poterle comparare e facilitarne la scelta.

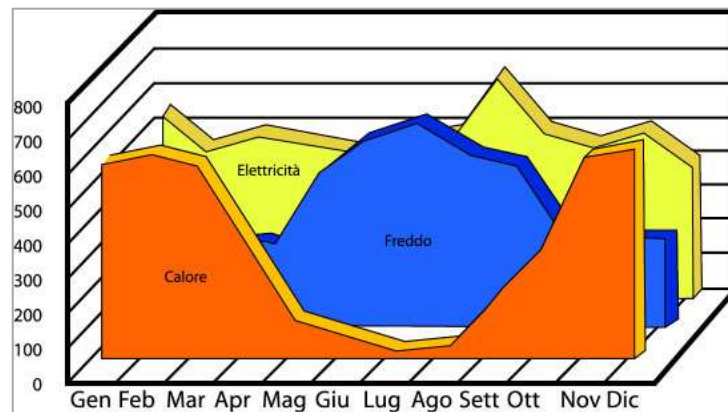


Figura 176: Esempio di profilo dei carichi termici

7.2.1 RISTORANTI E BAR

La progettazione di impianti per ristoranti e bar presenta le medesime problematiche incontrate precedentemente, con l'aggiunta di alcune caratteristiche peculiari:

- Carichi termici estremamente variabili con alti picchi anche due volte al giorno (pranzo e cena)
- Elevati guadagni di calore sensibile e latente dovuto alle apparecchiature a gas, vapore ed energia elettrica, alle persone ed al cibo
- Carico sensibile e latente spesso non comparabili
- Grandi quantità di portate d'aria condizionata richiesta
- Alta infiltrazione di aria esterna attraverso le porte durante le ore di punta
- Area fumatori e non fumatori

I carichi interni derivano principalmente dalle persone, apparecchiature, illuminazione e infiltrazioni d'aria. Il calore sensibile e latente devono essere calcolati separatamente per le persone sedute e per il personale di servizio, in quanto il rapporto tra il carico latente e quello totale varia in modo differente per le due categorie di persone, al variare della temperatura interna.

La richiesta di aria trattata può aumentare soprattutto a causa delle infiltrazioni, che raggiungono valori molto elevanti negli orari di massimo affollamento quando la porta d'ingresso viene usata frequentemente. L'aria espulsa serve invece a rimuovere parte del calore latente sviluppato dalle apparecchiature (per esempio macchine da caffè e lavastoviglie) ed eliminare eventuali presenze di fumo.

Visto che questi edifici sono caratterizzati solitamente da bassi valori di calore sensibile ma alte velocità di ventilazione, sistemi ad aria primaria e fan-coil non sono la scelta migliore. Impianti a tutt'aria consentono invece di garantire la ventilazione necessaria e la rimozione del calore sensibile. Il sistema di ventilazione ha inoltre lo scopo di mantenere gli odori di cibo provenienti dai banchi buffet lontani dalle zone di consumazione.

Questo si traduce in sistemi di estrazione dell'aria nella zona buffet con aria immessa invece nella zona dei tavoli. Il sistema di estrazione deve inoltre contribuire allo smaltimento del calore

sviluppato da forni, vassoi caldi, macchine da caffè per migliorare il comfort del personale e dei clienti, e ridurre il carico di raffreddamento necessario.

7.2.2 UFFICI

Gli edifici adibiti ad uffici commerciali sono spesso suddivisi in due zone, una perimetrale ed una centrale. La prima zona si estende per circa 3 metri dalle mura perimetrali dell'edificio e sono caratterizzate da grandi superfici vetrate.

Questo provoca una variazione notevole dei carichi al variare della posizione del sole. In inverno queste zone vengono sicuramente riscaldate, durante le medie stagioni alcune zone devono essere raffrescate a causa della forte radiazione solare mentre altre vengono contemporaneamente riscaldate.

Nelle zone interne invece il carico di raffreddamento ha un andamento piuttosto costante, in quanto i guadagni termici interni derivano dall'illuminazione, dalle apparecchiature da ufficio (computer, fax e stampanti) e dagli occupanti. I locali sono occupati solitamente dalle ore otto del mattino fino alle sei del pomeriggio, mentre altri possono prevedere la presenza di personale anche nelle ore notturne. La conoscenza dei ritmi lavorativi di un ufficio è quindi fondamentale per una corretta progettazione degli impianti.

L'indice di affollamento non supera nella maggior parte dei casi il valore di una persona ogni sette metri quadrati, anche se i locali di maggior interesse impiantistico sono le sale di attesa e quelle di riunione, in cui il livello di occupazione può raggiungere il valore di una persona ogni due metri quadrati.

Il carico di illuminazione rappresenta una parte consistente del carico totale. Le luci e le apparecchiature elettriche producono un carico che varia tra i 10 e i 50 W per metro quadrato, ma possono essere considerati valori maggiori a seconda della tipologia di luci installate e del numero di dispositivi.

La presenza infatti di computer e stampanti può incrementare i valori fino a 100 W per ogni metro quadrato. Il 30% circa del calore emesso dall'illuminazione sospesa può essere abbattuto utilizzando bocchette di estrazione e ricircolo installate nelle vicinanze di ogni gruppo lampade. Questo metodo però è economicamente molto dispendioso e si preferisce utilizzare controsoffitti come un plenum di ritorno dell'aria proveniente dalla stanza.

La varietà di funzioni e attività svolte in questi edifici ha consentito l'utilizzo pratico di qualsiasi tipologia di impianto di condizionamento. Questi variano infatti al variare della tipologia di occupanti (studi tecnici, alta finanza ecc.) e delle loro esigenze.

Un impianto di climatizzazione con integrati sistemi automatici di regolazione è spesso la scelta migliore per soddisfare le differenti esigenze del personale presente. Le zone esterne sono quindi spesso servite da due tipologie di impianti:

- Aria primaria e fan-coil a quattro tubi
- Impianti a tutt'aria a doppio condotto

Nel primo caso la presenza di impianti a quattro tubi permette di riscaldare e raffreddare contemporaneamente differenti zone perimetrali a seconda delle esigenze, mentre le zone interne sono servite da un impianto a tutt'aria esterna.

Se invece le zone interne sono servite da impianti a tutt'aria a portata variabile (VAV), le zone esterne prevedono l'utilizzo di impianti a doppio condotto con recupero di calore, i quali in analogia agli impianti idronici a quattro tubi consentono il riscaldamento e raffreddamento di differenti zone contemporaneamente.

In questi impianti il condotto di mandata si divide in due parti in cui sono presenti rispettivamente una batteria calda ed una fredda.

Questi condotti separati vengono poi ricollegati tramite una scatola di mescolamento (VAV Box) che permette di regolare la portata di aria calda e fredda, ed immetterla nell'ambiente alla giusta temperatura con l'ausilio di termostati di zona.

Nel caso di edifici di piccole e medie dimensioni è preferibile scegliere pompe di calore aria-acqua come sistema di produzione di energia, mentre per edifici più grandi la scelta ricade su pompe di calore acqua-acqua.

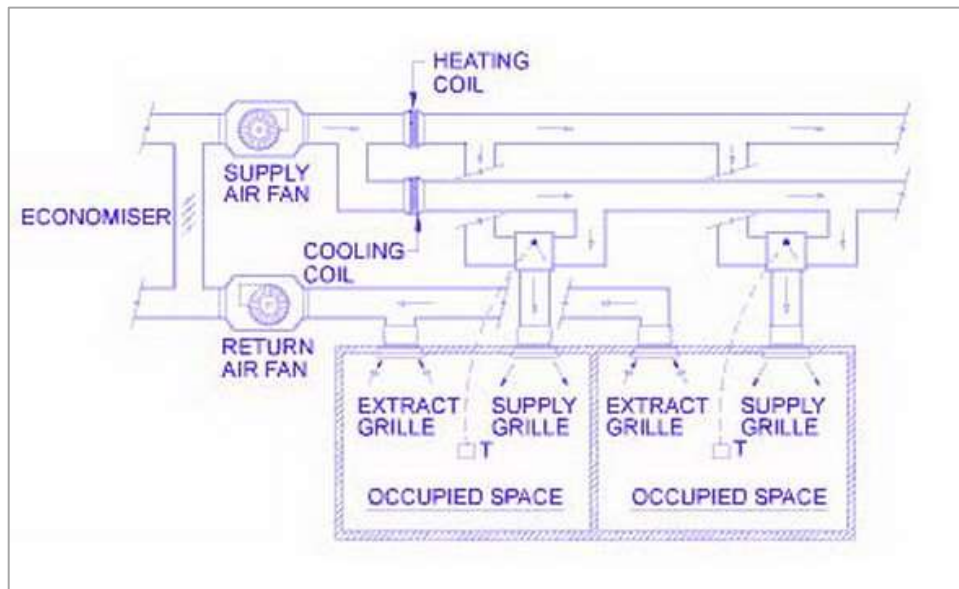


Figura 177: Impianti a tutt'aria a doppio condotto

7.2.3 CENTRI DI COMUNICAZIONE

Questa categoria include edifici come stazioni telefoniche, stazioni radio, studi televisivi e stazioni di ricezione e trasmissione di segnali. Gli impianti di climatizzazione hanno quindi lo scopo di garantire il comfort ambientale degli occupanti, ma anche di mantenere quanto più possibile costante i valori di temperatura ed umidità per migliorare la vita delle apparecchiature presenti.

Le stazioni telefoniche e di ricezioni di segnali radio sono caratterizzate da un indice di affollamento relativamente bassi, per cui gli impianti sono molto semplici e sono progettati sulla base del calore sviluppate dalle apparecchiature presenti.

Gli studi televisivi possiedono invece un elevato numero di impianti di illuminazione, che fanno variare l'intensità e la posizione del fascio luminoso in continuazione, causando fluttuazioni notevoli del carico interno.

Inoltre possono essere presenti numerose persone sul palco per tempi relativamente brevi, causando dei picchi di carico che non può essere ignorato, mentre dalla parte opposta sono presenti un cospicuo numero di posti per gli spettatori. Questo comporta l'utilizzo di impianti di climatizzazione estremamente flessibili per adattarsi in maniera efficace e repentina alle fluttuazioni del carico durante l'arco della giornata, come avviene per i palchi teatrali.

Le zone critiche degli studi televisivi sono il palcoscenico e la sala controllo, mentre la zona spettatori può essere trattata come una zona ad alto affollamento⁵⁴.

Ogni zona dovrebbe avere il proprio sistema di distribuzione o sistemi di regolazione di zona separati dalla sala controllo. Gli impianti consigliati sono quelli a doppio condotto con portata d'aria variabile, oppure impianti multi-zona.

⁵⁴ Vedi paragrafo 2.3

Questi impianti dovrebbero essere progettati in modo che raffreddamento e riscaldamento non avvengano contemporaneamente, a meno che il carico in riscaldamento non sia ottenuto tramite un recuperatore di calore. Il carico in raffreddamento supera raramente i 350 kW. La distribuzione dell'aria in questi ambienti deve essere mantenuta a valori di velocità al di sotto di 0,13 m/s entro i 4 m circa dal pavimento. Questi valori bassi di velocità dell'aria sono necessari per evitare movimenti involontari delle scenografie, delle acconciature e dei vestiti indossati dagli attori. Le bocchette di ripresa dovrebbero essere posizionate al di sopra dei gruppi lampade in modo da abbattere la maggior parte del calore sviluppato.

Le sale controllo sono caratterizzate dalla presenza di poche persone (regista, tecnici audiovisivi) ma di un numero elevato di monitor ed apparecchiature. Per questo motivo si richiede una portata d'aria di rinnovo elevata, fino a 30 ricambi orari. I sistemi di distribuzione dell'aria devono essere isolati acusticamente, per evitare interferenze con le apparecchiature sonore e per isolare la zona scenica con quella di controllo.

7.2.4 EDIFICI DEL SETTORE TRASPORTI

I principali edifici di questa categoria sono rappresentati dagli aeroporti, zone portuali e stazioni pullman. Questi sono operativi durante tutto l'arco della giornata, con un programma di attività ridotto nelle ore notturne e nelle prime ore del mattino.

Gli *aeroporti* sono costituiti da grandi aree aperte che si sviluppano su uno o più livelli, con tetti e coperture poste ad elevata altezza ed una serie di negozi e attività collegate (vendita biglietti, bar e negozi). Il carico di illuminazione e delle apparecchiature si mantengono su valori medi, mentre il livello di occupazione varia considerevolmente.

I carichi esterni dipendono ovviamente dalle caratteristiche costruttive dell'edificio, sebbene la presenza di grandi zone di ingresso causa dei flussi termici indesiderati. Infatti molti aeroporti sono formati da numerosi edifici collegati da lunghi corridoi che spesso sono aperti o non sono dotati di impianti. Anche la presenza di alti soffitti non consente un adeguato controllo della distribuzione dell'aria. Per questo motivo gli edifici principali devono essere in sovrappressione per limitare le infiltrazioni, oppure di vestiboli e frangivento nelle zone di ingresso.

Nella zona attesa ed in prossimità dei gate è necessario un impianto di zona per soddisfare le oscillazioni di carico dovuto alle continue variazioni di carico. Gli hangar devono essere riscaldati in inverno, utilizzando sistemi di riscaldamento radianti per garantire il comfort degli impiegati a costi di esercizio relativamente bassi. Un sistema locale di espulsione dell'aria può essere necessario per eliminare i fumi e odori che possono formarsi all'interno (scarichi di piccoli aerei e carburanti).

Gli edifici delle *zone portuali* sono caratterizzati da strutture di grandi dimensioni con alti soffitti con zone separate per amministrazione, passeggeri, magazzini di carico e scarico merci e operatori portuali. I pavimenti sono spesso a livello del mare e le pareti esterne presentano delle enormi aperture per facilitare l'ingresso delle imbarcazioni. Inoltre, i grandi soffitti causano elevati valori dei carichi in riscaldamento e raffreddamento, per cui è necessario dotare le strutture esterne di livelli di isolamento termico adeguati.

Queste caratteristiche architettoniche possono causare flussi termici indesiderati risolvibili con analoghi sistemi utilizzati negli aeroporti. Il pavimento presenta spesso un sistema di riscaldamento radiante, mentre sistemi di raffreddamento evaporativi⁵⁵ sono molto efficaci e consentono notevoli risparmi. Il sistema di ventilazione deve prevenire il diffondersi di cattivi odori e mantenere in sovrappressione le zone occupate, mentre quelle di carico presentano sistemi di espulsione dell'aria per mantenerli in sottopressione.

⁵⁵ Vedi paragrafo su Edifici industriali

I *terminali dei pullman* sono formati solitamente da due aree: l'edificio terminal, dove sono contenute le persone in attesa, la biglietteria e vari negozi, e la zona di ingresso dei pullman. La prima zona è caratterizzata da elevate variazioni di carico dovute alle persone. L'indice di affollamento può variare infatti da un metro quadrato per persona fino a 0,3-0,5 metri quadrati per persona.

Gli impianti sono del tutto simili a quelli degli aeroporti, anche se sistemi di riscaldamento radiante a soffitto possono essere più efficaci ad abbattere l'elevato carico latente dovuto alle persone. In questo modo gli impianti occupano meno spazio e possono essere vantaggiosi nel caso in cui questi terminal fanno parte di altri edifici. Il sistema di distribuzione dell'aria, sia nel caso di impianti ad aria primaria che a tutt'aria esterna, devono mantenere in sovrappressione la zona di attesa per evitare l'ingresso dei gas di scarico dei pullman dall'esterno.

7.2.5 MAGAZZINI DI STOCCAGGIO

I magazzini hanno lo scopo di conservare merci di vario tipo e possono essere aperti al pubblico in alcune occasioni, come aste o vendita all'ingrosso. Questi edifici sono spesso non climatizzati, ma spesso si rende necessaria la presenza di impianti di riscaldamento per consentire un livello di comfort adeguato ai lavoratori. Le zone adiacenti, solitamente uffici, archivi logistici e sale controllo sono invece dotate di sistemi di climatizzazione.

Il carico dovuto all'illuminazione, alle persone ed alle apparecchiature è di modesta entità, mentre i flussi termici per trasmissione attraverso l'involucro ed infiltrazioni rappresentano la maggior parte del carico interno. La presenza di grandi quantità di merce stoccata può causare un appiattimento della curva di carico, abbassando i valori dei picchi di carico, in quanto le merci, in grosse quantità, possono possedere un'elevata inerzia termica.

Gli impianti di climatizzazione sono spesso solo in riscaldamento e ventilazione, soprattutto nelle zone caratterizzate da inverni molto freddi. Mantenere la temperatura al di sopra dei 4°C evita la formazione di ghiaccio negli impianti antincendio e la conseguente otturazione dei terminali sprinkler.

Il raffreddamento dei magazzini si rende necessario in presenza di temperature esterne molto elevate, per cui sistemi evaporativi sono molto efficaci. Questi infatti possono abbassare la temperatura immediatamente vicina al soffitto di almeno 10°C, riducendo il calore radiante proveniente dal soffitto.

Sistemi di ventilazione infine garantiscono lo smaltimento dei gas di scarico dei mezzi in ingresso ed uscita.

7.3 EDIFICI AD ALTO AFFOLLAMENTO

Questi edifici sono caratterizzati da grandi spazi ed alti soffitti, ed hanno un elevato indice di affollamento in periodi limitati che si susseguono periodicamente. Basti pensare alle messe della domenica, alle giornate di concerti, cinema e così via. Il progettista deve quindi conoscere il anticipo la programmazione o la destinazione d'uso dei locali in modo da prevenire l'elevato affollamento utilizzando appropriati sistemi.

L'utilizzo temporaneo dei locali infatti può essere risolto utilizzando sistemi di stoccaggio di energia, come accumulatori termici ed inerziali. Gli occupanti generano di solito la maggior quantità di carico termico, causando un relativo basso valore del carico sensibile rispetto a quello latente.

Per questo motivo la grande quantità di aria esterna necessaria rappresenta la quasi totalità del carico termico, mentre l'illuminazione influisce poco.

I principali edifici ad alto affollamento sono:

- Luoghi di culto
- Cinema e teatri
- Arene e stadi
- Centri fieristici e congressuali
- Piscine

7.3.1 LUOGHI DI CULTO

Le chiese e le parrocchie svolgono funzioni ad alto affollamento solo una volta a settimana, mentre durante gli altri giorni si presentano solo piccole funzioni (funerali, matrimoni ecc..) caratterizzato da un numero inferiore di partecipanti. È importante da parte del progettista conoscere come e quando verranno utilizzati i locali.

Inoltre la presenza di grosse opere murarie può causare un prolungamento dei tempi di raffreddamento o riscaldamento, in quanto sono le prime strutture ad assorbire il calore (o freddo) fornito. La maggior parte delle chiese presentano alti soffitti a volta che possono causare fenomeni di stratificazione del calore che causa la formazione di strati di aria fredda in prossimità del pavimento. Impianti a tutt'aria con sistemi di regolazione di zona sono consigliati per garantire la giusta flessibilità.

7.3.2 CINEMA E TEATRI

Questi edifici, così come sale concerti e auditorium scolastici, sono caratterizzati da una zona spettatori che può contenere un elevato numero di persone, e vengono utilizzati periodicamente durante l'arco della giornata (cinema) o della settimana (teatri).

I *cinema* sono gli edifici più semplici dal punto di vista impiantistico. Operano per otto ore al giorno o più, durante tutto l'arco dell'anno. Il livello di occupazione è meno elevato delle altre tipologie, per cui gli impianti di condizionamento non richiedono elevate potenzialità. Inoltre tendono ad avere un basso valore di calore sensibile, quindi il fattore da tenere in maggior considerazione è il livello di umidità interna.

La sala di attesa non è molto affollata, con indice variabile tra 1,8 e 2,8 metri quadrati per persona. Le luci sono spesso smorzate del 80% rispetto alla potenza disponibile, e vengono utilizzate al 100% solo quando si effettuano le operazioni di pulizia. La sala proiezione rappresenta invece un caso a parte, in quanto questi locali sono spesso climatizzati o dotati di sistemi di espulsione dell'aria per smaltire il calore prodotto dal proiettore.

I *teatri* differiscono dai cinema per vari aspetti: gli spettacoli sono meno frequenti ma sono caratterizzati da sale quasi completamente piene di persone, e l'indice di affollamento può arrivare a 0,5 metri quadrati per persona. La natura intermittente degli spettacoli rende necessaria la presenza di sistemi di preraffreddamento per smaltire l'improvviso carico termico generato dalle persone. Inoltre il carico di illuminazione diventa più consistente, rispetto ai cinema, a causa della elevata potenza installata dai proiettori.

Il palcoscenico presenta le maggiori problematiche, come elevati e variabili carichi di illuminazione, difficoltà nella distribuzione dell'aria per la presenza della scenografia, e l'attività degli attori che spesso è caratterizzata da sforzo fisico.

Il 40-60% del carico di illuminazione può essere smaltito con sistemi di espulsione dell'aria posti nelle vicinanze dei gruppi luce. L'aria condizionata dovrebbe essere immessa sul palco dal basso e dalla zona posteriore, per non causare ingombro alla scenografia.

La distribuzione dell'aria è complicata dalla presenza di scenografie leggere, che possono subire spostamenti a causa dei flussi di aria. Per questo motivo si preferisce immettere aria sul palco ad una velocità ridotta e attraverso un cospicuo numero di diffusori e bocchette.

7.3.3 ARENE E STADI

Sono edifici usati per differenti attività non solo sportive ma anche per assemblee, concerti, ed esibizioni speciali. Con una grande varietà di spettacoli, il progettista deve dotare i sistemi di climatizzazione con elevata flessibilità, utilizzando principalmente grandi volumi di aria di rinnovo.

A seconda delle attività i carichi possono variare notevolmente da un modesto valore di carico sensibile (per esempio eventi di boxe) a valori molto elevati (spettacoli motoristici). Terminali capaci di variare la velocità di immissione dell'aria possono essere sufficienti, sebbene la capacità di fornire calore o freddo diminuisce notevolmente nel caso di basse velocità dell'aria. Individuare l'estensione della zona spettatori ed di quella del palco è importante per determinare l'entità del carico da soddisfare.

Nelle *arene*, come quelle per la boxe, la zona del ring di combattimento è piccola rispetto alla platea, così come l'impianto di illuminazione è concentrato maggiormente in quella zona.

Questo si traduce in un elevata quantità di carico latente che il sistema di ventilazione deve opportunamente smaltire, oltre ad evacuare eventuali fumi, gas di scarico.

Negli *stadi* invece la zona spettatori è più piccola del campo di gioco, quindi il carico sensibile torna a valori elevati. In particolare se l'impianto prevede una copertura mobile, azionata durante l'inverno o il maltempo, il sistema di ventilazione deve provvedere all'immissione di notevoli portate d'aria esterna per garantire il comfort degli spettatori, e smaltire il calore prodotto dagli atleti.

Dato che questi impianti sono di notevoli dimensioni, una corretta distribuzione dell'aria non è spesso di facile realizzazione, per cui si preferisce installare i terminali di mandata al di sotto dei sedili della platea, in modo da favorire la movimentazione dell'aria dal basso verso l'alto, dove sono poste le griglie di estrazione. I valori standard di portate d'aria di rinnovo sono di circa quattro ricambi orari per la platea.

A causa dell'elevato affollamento di entrambi gli edifici, uno dei principali problemi durante il periodo invernale è la formazione di condensa. Per questo motivo le strutture esterne, le grandi vetrate (se presenti) e il soffitto devono essere dotati di un elevato isolamento e di barriere al vapore per scongiurare la formazione di condensa superficiale.

7.3.4 CENTRI FIERISTICI E CONGRESSUALI

Questa tipologia è caratterizzata da attività simili a quelle delle arene e stadi, con una differenza sostanziale. La copertura e la struttura è spesso realizzata in metallo con la possibilità di essere rimossa o cambiata a seconda della fiera o del congresso da realizzare. L'entità del carico è quindi influenzata dal tempo necessario a modificare la struttura e dalla conformazione della stessa.

Anche in questo caso è consigliabile l'utilizzo di impianti altamente flessibili per adattarsi ad ogni situazione. Viste le enormi dimensioni che questi centri possono raggiungere, un unico sistema di ventilazione non è sufficiente, e si preferisce adottare un impianti multi-zona con numerosi terminali.

A seconda delle attività svolte, il valore dei carichi termici varia notevolmente. Per esempio nelle fiere industriali si ha una notevole quantità di carico sensibile da smaltire proveniente dalle apparecchiature esposte, fino a valori di circa 220 W per metro quadrato di superficie utile con un indice di affollamento pari a una persona ogni tre o quattro metri quadrati. Nelle sale conferenze invece l'elevato affollamento causa un aumento del carico latente, a cui deve essere aggiunto il carico di illuminazione.

La zona principale della fiera è servita da un impianto a tutt'aria esterna e sistemi di estrazione in presenza di fumi e vapori. Spesso questi edifici presentano grosse vetrate lungo le mura esterne ed è quindi essenziale disporre i terminali di impianto nelle immediate vicinanze per abbattere il carico dovuto alla radiazione solare e alle infiltrazioni.

Le sale conferenze possono essere dotate sia da singole unità di condizionamento che da impianti centralizzati a portata variabile in quanto questi locali presentano un elevato picco di carico solo nei momenti di utilizzo. Impianti a portata costante, sia per quelli a singolo che a doppio condotto, provocano uno spreco eccessivo di energia quando il locale è vuoto.

7.3.5 PISCINE

Le piscine richiede per tutto l'arco dell'anno livelli di umidità tra il 40 e il 60% per garantire il comfort ambientale, limitare il consumo di energia, e proteggere la struttura architettonica dalla condensa. Il progettista deve quindi affrontare i seguenti problemi:

- Il controllo di umidità
- Requisiti di ventilazione per la qualità dell'aria di immissione e di estrazione
- La distribuzione dell'aria e delle canalizzazioni
- Requisiti chimici dell'acqua
- Quantità d'acqua evaporabile

Le persone sono molto sensibili all'umidità relativa. Le oscillazioni dei valori di umidità relativa al di fuori dell'intervallo 40-60% può incrementare le quantità di batteri, virus, funghi ed altre particelle che riducono la qualità dell'aria. Per i nuotatori si consigliano valori di umidità dell'ordine del 50-60%.

Un elevato varo di umidità può provocare ingenti danni alle strutture murarie a causa della formazione di muffa e condensa, che deteriorare i materiali componenti delle pareti, pavimenti e soffitti. Nel peggiore dei casi la copertura può crollare a causa della corrosione operata dalla condensa dell'acqua.

I carichi interni includono i guadagni e le perdite di calore dell'aria esterna, l'illuminazione, e il livello di isolamento delle pareti, tetto, e superfici vetrate. I carichi latenti interni sono generalmente dettati dalle persone e dall'evaporazione. Quest'ultimo dipende dall'estensione della piscina e del pavimento bagnato, dalla quantità di acqua contenuta, dal valore di temperatura dell'acqua, e dal tipo di attività sportiva eseguita in piscina.

Il tasso di evaporazione può essere stimato tramite un'equazione empirica valida per piscine con attività normale, piccole quantità di spruzzi e limitata zona di pavimento bagnato. La relazione è la seguente:

$$w_p = \frac{A}{Y} \cdot (p_w - p_a)(0,089 + 0,0782 \cdot V)$$

dove

- w_p \ è la quantità d'acqua evaporabile [kg/s]
- A \ è la superficie dello specchio d'acqua
- Y \ è il calore latente necessari per trasformare l'acqua in vapore⁵⁶ [kJ/kg]
- p_w \ è la pressione del vapore saturo alla temperatura della superficie dell'acqua [kPa]
- p_a \ è la pressione di saturazione a temperatura pari a quella del punto di rugiada [kPa]
- V \ è la velocità dell'aria sulla superficie dell'acqua [m/s]

⁵⁶ La trasformazione è a temperatura costante pari a quella della superficie dell'acqua

L'equazione può essere utilizzata anche per calcolare l'evaporazione successiva ad una particolare attività natatoria, moltiplicando il risultato per un fattore di attività F_a .

Utilizzando valori standard di Y e V pari rispettivamente a 2400 kJ/kg e 0,05-0,15 m/s si ottiene

$$w_p = 4 \cdot 10^{-5} A (p_w - p_a) F_a$$

L'ASHRAE propone una tabella⁵⁷ contenente una serie di fattori di attività a seconda della loro tipologia.

Calcolare in maniera corretta la quantità d'acqua evaporabile è importante per la corretta scelta degli impianti di climatizzazione.

Le condizioni termo-igrometriche interne di progetto sono state tabellate dall'ASHRAE a seconda della tipologia di piscine, rispettando valori di ricambi d'aria che possono variare tra i 4-6 ricambi orari per le piscine terapeutiche e senza la presenza di pubblico fino a 6-8 per quelle con presenza di pubblico.

Gli impianti di climatizzazione più utilizzati sono quelli a tutt'aria esterna con ricircolo parziale dove i componenti delle canalizzazioni garantiscono una protezione dalla corrosione.

I diffusori dell'aria immessa in ambiente dovrebbero essere diretti contro lo superfici più soggette a fenomeni di condensa, mentre quelli di ripresa dovrebbero essere disposti con lo scopo di recuperare il calore e l'aria carica di umidità per poi riportarla al sistema di ventilazione per essere trattata.

Le bocchette di espulsione dovrebbero invece essere poste al di sopra dello specchio d'acqua per condurre l'aria in un recuperatore di calore, quando previsto. Infine un sistema di filtraggio consente di eliminare la presenza di particelle a base di cloro nell'aria di ricircolo e in quella estratta, che può veicolare anche sostanze dannose come batteri e funghi.

7.4 CARICHI TERMICI PER IL SETTORE TERZIARIO

Il calcolo dei carichi termici di riscaldamento e raffreddamento rappresenta un passo fondamentale per la progettazione di impianti di riscaldamento e condizionamento e dei relativi componenti.

Questo calcolo influenza la dimensione di tubazioni, condutture, diffusori, unità di trattamento aria, caldaie, refrigeratori, compressori, ventilatori e tutti gli altri componenti che influiscono sulle condizioni di comfort ambientale interno.

I carichi possono influenzare significativamente i costi di costruzione di edifici, il comfort e l'attività degli occupanti, i costi di gestione e i consumi energetici. I

n poche parole, i carichi di riscaldamento e raffreddamento rappresentano i valori di assorbimento di energia (Riscaldamento) o di rimozione (raffreddamento) necessari per mantenere l'ambiente interno a determinate condizioni di temperatura ed umidità.

I sistemi di riscaldamento e condizionamento dell'aria sono progettati, dimensionati, e controllati per realizzare tale trasferimento di energia. La quantità di riscaldamento o raffreddamento richiesto in un determinato momento è molto variabile a seconda delle condizioni esterne (ad esempio, temperatura esterna) ed interne (ad esempio, l'indice di affollamento).

La progettazione basata su valori di picco dei carichi termici, cerca di determinare il tasso massimo di riscaldamento e trasferimento di energia frigorifera necessaria in qualsiasi punto dell'edificio ed in ogni istante. Principi simili, ma con differenti ipotesi, dati ed applicazioni, possono essere utilizzati per stimare il consumo energetico dell'edificio.

⁵⁷ ASHRAE Handbook Applications 2007 cap.6 p. 6

Questo capitolo illustra gli elementi principali che influenzano il calcolo del carico di raffreddamento (ad esempio i guadagni termici interni ed esterni, la ventilazione, le infiltrazioni) e tre metodi di calcolo dei carichi termici: *Heat Balance* (HB), *Radiant Time Series* (RTS) e *Transfer Function Method* (TFM).

7.4.1 PRINCIPI DI CALCOLO DEL CARICO DI RAFFREDDAMENTO

Il carico di raffreddamento deriva da processi di trasferimento di calore conduttivi, convettivi e radianti calore. I fattori che possono influenzare il carico di raffreddamento sono:

- Esterni: muri, tetti, finestre, lucernari, porte, pareti divisorie, soffitti e pavimenti
- Interni: Luci, persone, elettrodomestici ed attrezzature
- Infiltrazione: perdita d'aria e migrazione di umidità
- Componenti di impianto: aria esterna, perdite di condotto e guadagni di calore, ventilatore e organi di circolazione, recuperatori di energia

Nella progettazione di impianti di climatizzazione i seguenti quattro flussi di calore, variabili nel tempo, devono essere diversificati.

I guadagni termici dell'ambiente rappresentano quel valore istantaneo di calore entrante e/o generato nel locale preso in considerazione. Questo guadagno è classificato in base al modo con cui entra nello spazio e se si tratta di calore sensibile o latente. Le modalità di ingresso comprendono la radiazione solare attraverso superfici trasparenti; la conduzione di calore attraverso le pareti e le coperture esterne; la conduzione di calore attraverso soffitti, pavimenti e mura interne; il calore generato nello spazio da occupanti, luci e apparecchiature; il trasferimento di energia attraverso la ventilazione e l'infiltrazione di aria esterna.

Il *calore sensibile* viene aggiunto direttamente all'ambiente dalla conduzione, convezione e / o irraggiamento. Il *calore latente* si verifica invece quando avviene la produzione di umidità (ad esempio vapore emesso da parte degli occupanti e delle attrezzature).

Per mantenere costante il valore di umidità, il vapore acqueo prodotto deve essere condensato nei dispositivi di raffreddamento ed essere rimosso nello stesso momento in cui viene aggiunto all'ambiente. La quantità di energia necessaria a compensare il calore latente sviluppate è essenzialmente uguale al prodotto tra la quantità di condensa e il calore latente di condensazione.

Il guadagno termico per irraggiamento invece non rappresenta un valore istantaneo: l'energia radiante deve prima essere assorbita dalle superfici che racchiudono lo spazio (pareti, pavimento e soffitto) e dagli oggetti presenti all'interno (mobili, ecc.). Quando questi diventano più caldi dell'aria circostante, cedono calore all'aria per convezione. La capacità termica di assorbimento di questi elementi determina la velocità con cui la corrispondente superficie aumenta la sua temperatura, e quindi governa il rapporto tra la porzione di guadagno di calore per irraggiamento e la corrispondente parte di carico di raffreddamento.

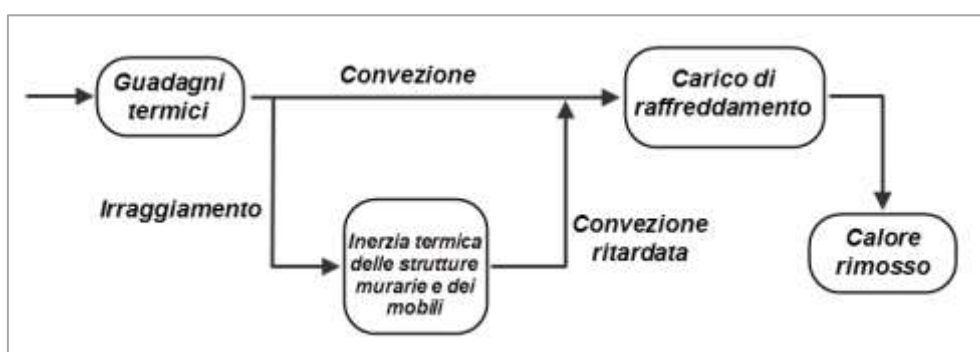


Figura 178: Schema formazione del calore rimosso

L'energia assorbita da pareti, pavimento, mobili, e tutti gli altri elementi presenti nell'ambiente, contribuisce a formare in carico di solo dopo un certo lasso di tempo. Parte di questa energia è ancora presente e viene riemessa anche dopo che le sorgenti di calore siano state spente o rimosse. Esiste un notevole ritardo tra il tempo in cui la sorgente di calore viene attivata, e il punto in cui l'energia riemessa è uguale a quella istantaneamente immagazzinata.

Questo lasso di tempo deve essere considerato nel calcolo del carico di raffreddamento, perché questo può essere molto inferiore al guadagno istantaneo di calore generato, influenzando il valore del picco di carico.

Valutare la natura e l'entità dell'inerzia termica dei materiali è quindi essenziale per distinguere tra il calore istantaneo acquisito dall'ambiente e il suo carico di raffreddamento in quell'istante. Un volta analizzato e determinato questo fenomeno, si ottiene il carico di raffreddamento, ovvero quel valore di carico sensibile e latente che deve essere rimosso dall'ambiente per garantire le condizioni termo-igrometriche di progetto.

La somma di tutti i guadagni termici istantanei in qualsiasi istante considerato non equivale necessariamente al carico di raffreddamento in quell'istante. Questo avviene solo se la temperatura e l'umidità rimangono costanti. I sistemi di controllo consentono di limitare le oscillazioni dei valori di temperatura, mentre l'umidità di solito fluttua maggiormente.

Per questo motivo è necessario determinare l'andamento orario delle condizioni interne invece che progettare gli impianti secondo il valore di picco del carico termico. Infine la somma di tutti i carichi di raffreddamento di una o più zone rappresenta la potenzialità delle apparecchiature di raffreddamento, ovvero la potenza minima che il terminale, e quindi l'impianto di produzione di energia, deve essere in grado di sostenere. Questi devono comprendere anche i guadagni termici, o perdite di calore, dei singoli componenti di impianto come soffianti, terminali, tubazioni e canali.

Per calcolare il carico di raffreddamento è necessario conoscere i dettagli costruttivi dell'edificio e quante più informazioni possibili sulla destinazione d'uso dei locali, la tipologia di attività, e gli elementi che compongono i diversi ambienti interni. Insieme a questi dati vanno aggiunti quelli relativi al luogo in cui verrà costruito, la sua esposizione e i dati climatici relativi. Le principali specifiche di progetto da valutare sono:

- Caratteristiche costruttive edificio: materiali da costruzione, dimensioni, forma e colorazione delle superfici esterne
- Configurazione dell'edificio: località di costruzione, esposizione ed orientamento, ombreggiatura esterna ed eventuali fonti di riflessione della radiazione solare (ad esempio specchi d'acqua, sabbia, parcheggi e vetrate edifici circostanti)
- Condizioni esterne di progetto: dati climatici, temperatura ed umidità esterna, vento e radiazione solare incidente
- Condizioni interne di progetto: temperatura, umidità relativa e portate d'aria di rinnovo
- Guadagni termici interni e programmazione delle attività: utilizzo orario di locali, illuminazione, apparecchiature, ed indici di affollamento
- Definizione dei locali interni: dimensioni della superficie netta di un ambiente ottenuta per differenza tra la superficie totale e le dimensioni delle superfici trasparenti (finestre ed aperture).

Nei prossimi paragrafi verranno trattati in maniera più approfondita gli elementi che compongono i guadagni termici interni, diversificando le sorgenti di calore.

7.4.2 GUADAGNI TERMICI INTERNI

I guadagni interni di calore dovuti alle persone, luci, motori, elettrodomestici, ed apparecchiature possono costituire la maggior parte del carico di raffreddamento in un moderno

edificio. Così come l'involucro edilizio è migliorato in risposta a normative energetiche più restrittive, anche i carichi interni sono aumentati a causa di fattori come un maggiore uso di computer e locali densamente occupati (ad esempio i call center). Le metodologie di calcolo dei guadagni termici interni sono identiche a quelle dei metodi descritti successivamente e possono essere applicate agli stessi senza nessuna restrizione.

Guadagni termici dalle persone

La tabella seguente, estratta dal volume ASHRAE *Handbook Fundamentals* del 2009, mostra numerosi valori di carico sensibile e latente emessi dalle persone in diverse tipologie di attività svolte. In edifici ad alto affollamento, come i teatri, queste quantità possono raggiungere valori considerevoli tali da rappresentare la quasi totalità del carico termico.

Anche per un breve lasso di tempo, ovvero per occupazione temporanea dei locali, i valori aggiuntivi di calore sensibile ed umidità sono significativi. I valori tabellati valgono per temperature interne dell'ordine di 24°C.

Per valori maggiori il carico totale resta invariato, ma quello sensibile subisce un decremento in percentuale pari all'aumento di quello latente⁵⁸.

Degree of Activity		Total Heat, W		Sensible Heat, W	Latent Heat, W	% Sensible Heat that is Radiant ^b	
		Adult Male	Adjusted, M/F ^a			Low V	High V
		Seated at theater	Theater, matinee	115	95	65	30
Seated at theater, night	Theater, night	115	105	70	35	60	27
Seated, very light work	Offices, hotels, apartments	130	115	70	45		
Moderately active office work	Offices, hotels, apartments	140	130	75	55		
Standing, light work; walking	Department store; retail store	160	130	75	55	58	38
Walking, standing	Drug store, bank	160	145	75	70		
Sedentary work	Restaurant ^c	145	160	80	80		
Light bench work	Factory	235	220	80	140		
Moderate dancing	Dance hall	265	250	90	160	49	35
Walking 4.8 km/h; light machine work	Factory	295	295	110	185		
Bowling ^d	Bowling alley	440	425	170	255		
Heavy work	Factory	440	425	170	255	54	19
Heavy machine work; lifting	Factory	470	470	185	285		
Athletics	Gymnasium	585	525	210	315		

Tabella 50: . Valori di carico emessi dalle persone

La conversione del carico sensibile prodotto dalle persone in carico di raffreddamento è influenzata dalle caratteristiche di accumulo termico dell'ambiente circostante, in quanto una certa percentuale del carico sensibile è di natura radiativa. I guadagni termici latenti sono di solito considerati istantanei, sebbene la ricerca sta producendo modelli pratici e dati per determinare il calore latente accumulato e poi rilasciato dai materiali da costruzione più comuni.

Guadagni termici dall'illuminazione

Una stima accurata del carico di illuminazione non è semplice, in quanto il valore del carico di raffreddamento da illuminazione in un qualsiasi istante può essere molto diverso dal calore equivalente alla potenza erogata da quelle luci a causa di fenomeni di accumulo termico.

La fonte primaria di calore da illuminazione proviene dalle lampade, anche se una quantità significativa di calore supplementare può essere generata da reattori ed altri accessori. Generalmente, il valore istantaneo del guadagno termico sensibile da illuminazione elettrica è pari a:

⁵⁸ Per esempio se la temperatura fosse di 27°C, il carico sensibile sarebbe ridotto del 20% mentre quello latente aumentato della stessa quantità.

$$q_{el} = WF_{ul}F_{sa}$$

dove

- q_{el} è il guadagni termico [W]
- W è la potenza totale della lampada [W]
- F_{ul} è il fattore d'uso di illuminazione
- F_{sa} è il rapporto tra il consumo effettivo della lampada e dei suoi componenti e la potenza nominale

Un altro modo per stimare il carico di illuminazione, soprattutto nei casi in cui non si conosce il progetto di illuminazione, è quello di considerare i valori massimi di densità di potenza da illuminazione (*lighting power density*, LPD). L'ASHRAE propone una tabella⁵⁹ di valori a seconda della tipologia di edificio e della sua destinazione d'uso.

Guadagni termici da motori

I guadagni di calore da apparecchiature che utilizzano motori elettrici possono essere calcolati secondo la seguente relazione:

$$q_{em} = \left(\frac{P}{E_M} \right) F_{UM} F_{LM}$$

dove

- q_{em} è l'equivalente termico prodotto dal motore [W]
- P è la potenza del motore [W]
- E_M è il rendimento del motore
- F_{UM} è il fattore d'uso del motore
- F_{LM} è il fattore di carico, ovvero la frazione del carico nominale espresso nelle condizioni di calcolo del carico termico

Il fattore di utilizzo del motore può essere applicato quando l'uso dello stesso è noto essere intermittente, con intervalli di riposo lunghi durante le ore di funzionamento. Per applicazioni convenzionali, il suo il valore è unitario. Nell'equazione appena scritta vale se sia il motore che l'apparecchiatura che lo utilizza sono all'interno dell'ambiente. Se il motore si trova al di fuori vale questa relazione:

$$q_{em} = PF_{UM}F_{LM}$$

Mentre se il motore è all'interno ma l'apparecchiatura che lo utilizza è all'esterno vale quest'altra relazione:

$$q_{em} = P \left(\frac{1 - E_M}{E_M} \right) F_{UM} F_{LM}$$

Se il carico del motore elettrico rappresenta una porzione notevole del carico di raffreddamento, il rendimento dovrebbe essere ottenuto dal produttore. Inoltre, a seconda del modello, la massima efficienza oscilla di solito tra il 75% e il 110% del pieno carico. Se invece il motore è sovraccaricato o sotto-caricato, l'efficienza può variare dai dati di targa del prodotto. A meno che la documentazione tecnica del produttore non indichi diversamente, i guadagni di calore del motore dovrebbe essere equamente divisi in componente radiante e convettiva per il successivo calcolo del carico di raffreddamento.

⁵⁹ ASHRAE Handbook Fundamentals cap. 18 p. 5 tab. 2

Guadagni termici da elettrodomestici

Una stima del carico di raffreddamento dovrebbe tener conto del guadagno di calore da tutti gli elettrodomestici (elettrici, a gas, o a vapore). A causa della varietà di elettrodomestici, applicazioni, programmi, usi, e installazioni, la stima può essere molto soggettiva. Spesso le uniche informazioni disponibili sono quelle scritte sulla targhetta dei dati di fabbricazione che può provocare una sovrastima del guadagno termico effettivo di molti tipi di elettrodomestici.

Il valore medio del consumo energetico delle apparecchiature può essere stimato dai dati di targa o dalla potenza nominale q_{input} effettuando un ciclo di lavoro o conoscendo il fattore di utilizzo F_U . Di conseguenza il guadagno di calore sensibile q_S da apparecchiature elettriche, a gas e a vapore può essere stimato usando le seguenti relazioni:

$$q_S = q_{input} F_U F_R$$

oppure

$$q_S = q_{input} F_L$$

dove F_L rappresenta il rapporto tra il guadagno termico e il carico nominale del prodotto. Recenti studi hanno dimostrato che eseguire questi calcoli basandosi su condizioni ideali di funzionamento provoca una stima molto approssimativa. I dati di targa infatti riflettono raramente l'effettivo consumo di energia delle apparecchiature.

Quest'ultimo si assume complessivamente pari al guadagno termico radiante e convettivo, ma il suo valore cambia considerevolmente rispetto a quello di targa. Un progetto di ricerca ASHRAE RP-1055 (Hosni et al. 1999) ha riscontrato che, per le apparecchiature da ufficio con un consumo di energia inferiore a 1000 W, il rapporto tra il guadagno di calore effettivo e il valore di targa varia dal 25% al 50%, e l'intervallo diventa più ampio se si considerano tutte le altre tipologie di dispositivi. In generale, se il valore di targa è l'unico conosciuto e non sono disponibili i dati reali di guadagno termico di apparecchiature simili, è consigliato utilizzare il 50% del valore di targa.

L'ASHRAE propone una serie di tabelle⁶⁰ in cui elenca i valori tipici di carico sensibile e latente per una vasta gamma di elettrodomestici ed apparecchiature normalmente utilizzate.

7.4.3 GUADAGNI TERMICI DALL'ESTERNO

Oltre ai guadagni termici interni, è necessario analizzare altri tre fattori che determinano il carico di raffreddamento: l'infiltrazione, la migrazione di vapore acqueo e la radiazione solare attraverso le superfici vetrate. I primi due si aggiungono direttamente al carico di raffreddamento senza ritardi temporali, mentre l'ultimo possiede una quota di guadagno termico radiativa che va quindi aggiunta al carico di raffreddamento considerando il ritardo dovuto all'inerzia termica degli elementi colpiti dalla radiazione solare.

Infiltrazione

La portata d'aria esterna opportunamente trattata dovrebbe essere immessa all'interno degli edifici in modo che il suo valore superi quello dell'aria interna espulsa. In questo modo l'edificio si trova nelle condizioni di sovrappressione, per cui l'aria di solito tende ad uscire verso l'esterno attraverso l'involucro, anziché penetrare all'interno, scongiurando il fenomeno dell'infiltrazione e i relativi guadagni termici sensibili e latenti. Tuttavia può accadere, soprattutto in alcuni climi, che l'acqua condensi all'interno dell'involucro edilizio. Quando infatti si progetta l'edificio per essere in sovrappressione rispetto all'esterno, la maggior parte dei progettisti non include nei calcoli dei

⁶⁰ ASHRAE Handbook Fundamentals cap. 18 tab. 5-12

carichi termici l'infiltrazione. Quest'ultima deve essere considerata nelle zone di accesso ai locali interni, ovvero in presenza di porte, finestre apribili e non, soprattutto se esposti a raffiche di vento. L'infiltrazione infatti dipende anche dalla velocità e direzione del vento, dalle differenze di temperatura tra l'interno e l'esterno, caratteristiche costruttive dell'edificio e l'uso da parte degli occupanti delle porte e finestre esposte verso l'esterno.

Un metodo per valutare gli effetti dell'infiltrazione è basato sui valori standard di portate d'aria di rinnovo.

Il guadagno termico totale q_t , corrispondente ad una portata d'aria nota Q_S , può essere calcolato mediante la seguente relazione:

$$q_t = \rho_a Q_S \Delta h$$

dove ρ_a è la densità dell'aria pari a 1,2 kg/m³ con temperatura dell'aria secca di circa 21°C in condizioni normali e 16°C in condizioni di saturazione a pressione di 101,325 kPa.

Il calore sensibile q_S , corrispondente ad una variazione di temperatura a bulbo secco Δt per un dato valore di portata Q_S , si calcola mediante la seguente relazione:

$$q_S = \rho_a (C_{Pa} + C_{Pv} \cdot x) Q_S \Delta t$$

dove

- C_{Pa} è il calore specifico dell'aria secca, pari a 1,006 kJ/kg K⁶¹
- C_{Pv} è il calore specifico del vapor d'acqua, pari a 1,84 kJ/kg K
- x è l'umidità specifica, ovvero rapporto tra la massa di vapore e quella dell'aria secca

Il calore latente q_l , corrispondente ad una variazione di umidità specifica Δx per un dato valore di portata Q_S , si calcola invece mediante la seguente relazione:

$$q_l = \rho_a \cdot 2500 \cdot Q_S \Delta x$$

dove 2500 è il valore approssimativo del calore contenuto nel vapor d'acqua con 50% di umidità relativa a 24°C (condizioni ambiente tipiche in estate) sottratto del calore contenuto nell'acqua a 10°C⁶². I valori dei calori specifici, della densità dell'aria e del contenuto di calore del vapor d'acqua possono essere utilizzati nel calcolo degli impianti che si trovano a livello del mare (101,325 kPa). Nel caso di valori differenti di pressione atmosferica, le equazioni precedenti possono essere corrette moltiplicando questi fattori per il rapporto tra la pressione a livello del mare e quella all'altitudine considerata.

Migrazione di vapore acqueo

La diffusione del vapore d'acqua attraverso i materiali da costruzione degli edifici è un fenomeno naturale sempre presente. Il trasferimento di vapore attraverso i muri e i tetti è spesso trascurato nella progettazione degli impianti in quanto il valore effettivo è piuttosto piccolo e il corrispondente guadagno di calore latente è insignificante. Barriere al vapore e sistemi che ritardano il suo trasferimento devono essere specificati ed installati nella corretta posizione per mantenere limitato questo fenomeno, e minimizzare la formazione di condensa all'interno dell'involucro dell'edificio. Alcune applicazioni industriali richiedono un basso valore di umidità, per cui il guadagno di calore latente causato dal trasferimento di vapore attraverso i muri e tetti può essere maggiore rispetto a qualsiasi altro guadagno termico.

Questo calore latente può essere determinato utilizzando la seguente relazione:

$$q_{lv} = MA \Delta p_v (h_g - h_f)$$

⁶¹ I calori specifici sono validi per un intervallo di temperature tra i -75°C e i 90°C

⁶² Temperatura tipica dell'acqua condensata negli impianti di condizionamento

dove

- M è la permeanza delle mura e tetti, rapporto tra la permeabilità del materiale per il rispettivo spessore [kg/s m² Pa]
- A è la superficie del muro e tetto [m²]
- Δp_v è la differenza di pressione del vapore [Pa]
- h_g è l'entalpia nelle condizioni interne [kJ/kg]
- h_f è l'entalpia dell'acqua condensata nell'impianto di condizionamento [kJ/kg]
- $h_g - h_f$ è circa pari a 2500 kJ/kg quando la temperatura interna è a 24°C e quella dell'acqua è 10°C

Le sorgenti di vapore presenti nell'edificio (ad esempio docce, piscine) possono contribuire a formare il calore latente.

Al contrario del calore sensibile, che è collegato alle portate d'aria richieste per quell'ambiente, il calore latente influenza le dimensioni e le potenzialità delle batterie di scambio termico degli impianti di raffreddamento o il carico di refrigerazione.

In realtà nelle zone dove sono presenti sorgenti di vapore l'aria viene espulsa totalmente, per cui questi carichi latenti non raggiungono le batterie di scambio termico dei terminali di impianto, e quindi non influenzano il carico di raffreddamento.

Nelle piscine, invece, il problema è seriamente preso in considerazione in quanto la quantità d'acqua evaporabile è notevolmente maggiore rispetto a quella delle docce.

Guadagni termici per radiazione solare

Per ambienti con pressurizzazione dell'aria positiva o neutra, il principale guadagno termico associato alla condizioni climatiche che influenza il carico di raffreddamento è la radiazione solare. Gli effetti di quest'ultima sono molto più accentuati sulle superfici trasparenti.

Il guadagno termico totale attraverso le superfici vetrate è pari a:

$$Q = q_b + q_d + q_c$$

dove q_b è il guadagno da radiazione solare diretta

$$q_b = AE_{t,b} \text{SHGC}(\vartheta) \text{IAC}(\vartheta, \Omega)$$

con

- A superficie vetrata
- $E_{t,b}$ irraggiamento diretto
- $\text{SHGC}(\vartheta)$ coefficiente di guadagno termico per radiazione diretta in funzione dell'angolo di incidenza dei raggi solari ϑ
- $\text{IAC}(\vartheta, \Omega)$ coefficiente di attenuazione solare interna per radiazione diretta funzione dell'angolo di incidenza e della tipologia di sistema di ombreggiatura montato sulla finestra (tapparelle, tende)

La quantità q_d è invece il guadagno termico per radiazione diffusa

$$q_d = A(E_{t,d} + E_{t,r}) \langle \text{SHGC} \rangle_D \text{IAC}_D$$

dove

- $E_{t,b}$ è l'irraggiamento solare diffuso
- $E_{t,r}$ è l'irraggiamento solare riflesso dal terreno
- $\langle \text{SHGC} \rangle_D$ è coefficiente di guadagno termico solare per diffusione
- IAC_D è il coefficiente di attenuazione solare interna per radiazione diffusa

L'ultimo fattore, q_c , rappresenta il guadagno termico per conduzione

$$q_c = UA(T_{out} - T_{in})$$

dove

- U è la trasmittanza termica totale della superficie trasparente (finestra e telaio)
- T_{out} e T_{in} sono rispettivamente la temperatura esterna ed interna

7.5 PRINCIPI DI CALCOLO DEL CARICO DI RISCALDAMENTO

Le metodologie di calcolo del carico di riscaldamento sono del tutto simili a quelle precedenti, con alcune eccezioni:

- La temperatura esterna è generalmente più bassa di quella interna di progetto
- L'apporto dei guadagni termici interni ed esterni non è incluso
- L'inerzia termica delle strutture dell'edificio o degli elementi interni è trascurata
- Gli effetti della conduzione di calore attraverso i muri e le coperture è maggiore rispetto al carico di raffreddamento

Le perdite di calore (guadagni termici negativi) sono considerati istantanei, il trasferimento di calore essenzialmente di tipo conduttivo e il calore latente considerato solo come reintegrazione di umidità persa verso l'esterno.

Questo approccio semplificativo è giustificato in quanto consente di considerare le condizioni peggiori che possono ragionevolmente accadere durante il periodo invernale (il cosiddetto *carico di picco*). Questo calcolo viene effettuato considerando i seguenti parametri:

- Condizioni interne ed esterne di progetto
- Calcolo dell'infiltrazione e ventilazione
- Nessun apporto solare (calcolo fatto durante le ore notturne)
- Periodo di calcolo precedente all'occupazione dei locali, all'accensione di luci e apparecchiature.

Gli edifici commerciali e i supermercati, per esempio, non sono occupati durante la notte, tutte le luci e le apparecchiature sono spente, e le perdite di calore sono principalmente per conduzione attraverso l'involucro e per infiltrazione.

Prima di essere occupati, i locali vengono riscaldati alla temperatura di progetto. Successivamente la presenza delle persone, delle luci accese e delle apparecchiature in funzione può compensare le perdite di calore, mentre i carichi per ventilazione e infiltrazione rappresentano i principali carichi termici.

Progettare i sistemi di riscaldamento considerando il carico di picco può causare però un sovradimensionamento eccessivo degli stessi. Inoltre, visto che gli impianti operano per la maggior parte del loro tempo in maniera intermittente, questo sovradimensionamento può causare un aggravarsi ulteriore dell'efficienza totale dell'impianto.

Per questo motivo è necessario calcolare il carico di riscaldamento considerando i guadagni termici interni ed esterni: questi non devono essere più smaltiti come avveniva nel periodo estivo, ma possono agevolare il mantenimento delle condizioni di comfort ambientale.

I metodi di calcolo che verranno presentati nei prossimi paragrafi utilizzano il carico di picco per il calcolo del carico termico di riscaldamento. Si vedrà più avanti, nel capitolo dedicato all'esempio applicativo, come risolvere questo inconveniente per il metodo utilizzato.

7.6 METODI DI CALCOLO DEI CARICHI TERMICI

I possibili metodi di calcolo dei carichi termici che possono essere utilizzati nella progettazione di edifici del settore terziario, e che sono validi anche per quelli industriali ed ospedalieri sono già stati presentati in precedenza. Si hanno *Heat Balance Method* e *Radiant Time Series*, proposti dal nuovo ASHRAE Handbook Fundamentals del 2009, mentre il terzo, *Transfer Function Method*, è di presentazione anteriore da parte dell'ASHRAE. Tutti e tre i metodi sono stati esposti in precedenza.

7.6.1 FASI DELLA PROGETTAZIONE DI IMPIANTI TERMOTECNICI

Il dimensionamento degli impianti di condizionamento e ventilazione di edifici terziari, o per qualsiasi altra tipologia, segue una serie di fasi progettuali che tengono conto delle caratteristiche e problematiche dell'edificio considerato e delle condizioni termo-igrometriche interne ed esterne. Queste fasi devono essere seguite pedissequamente dal progettista al fine di progettare sistemi che non siano sovradimensionati e che permettano il minor consumo possibile di energia per mantenere le condizioni di comfort ambientale.

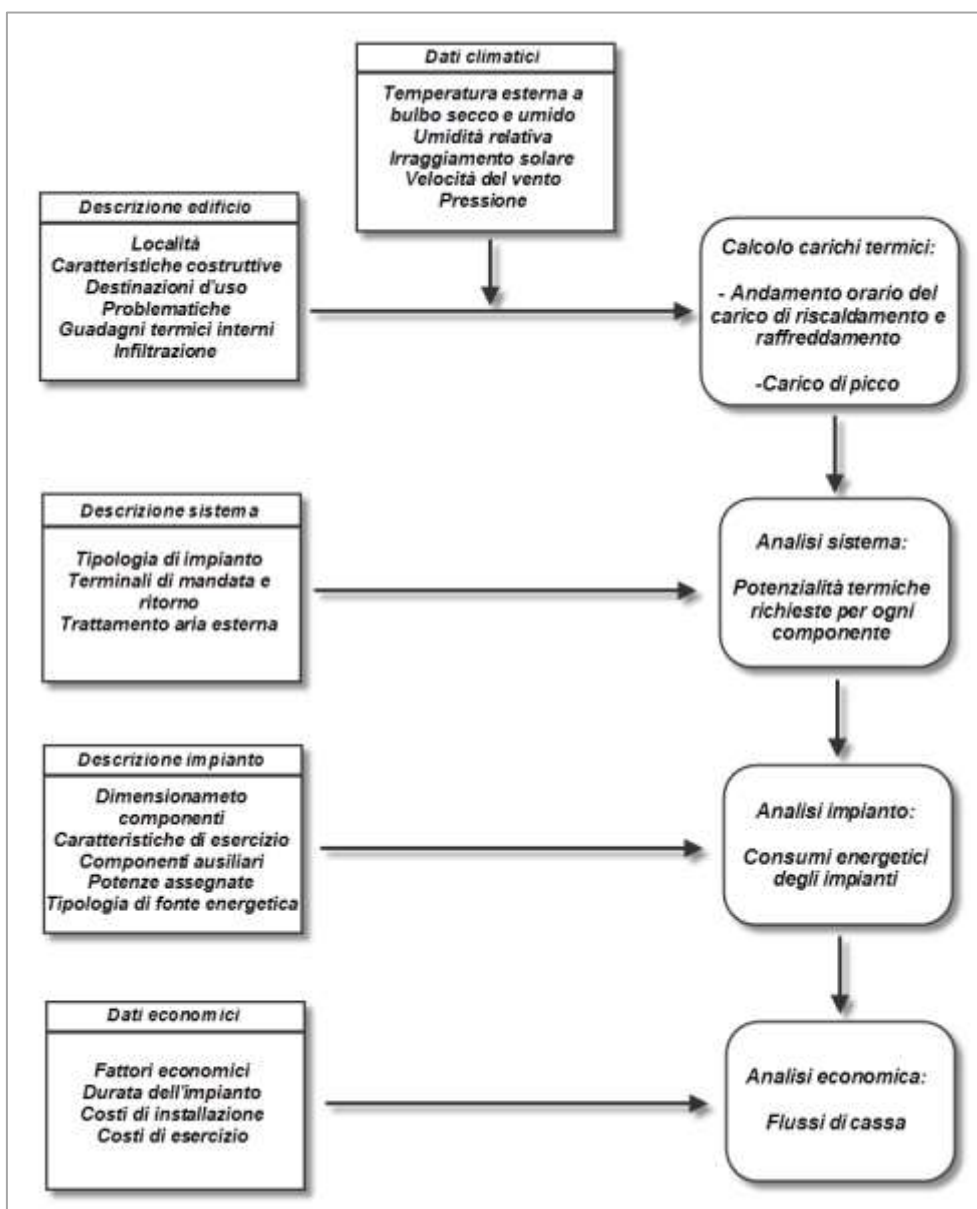


Figura 179: Diagramma di flusso delle fasi progettuali

Le fasi progettuali comprendono la conoscenza dei seguenti parametri:

- Dati climatici
- Caratteristiche edificio
- Calcolo dei carichi termici
- Descrizione del sistema di condizionamento
- Analisi del sistema e calcolo potenza impianto
- Descrizione caratteristiche dell'impianto
- Consumi energetici
- Analisi economica

Nella figura viene mostrato un possibile diagramma di flusso che può essere adottato nella progettazione di impianti di condizionamento per qualsiasi tipologia di edificio.

8. COMPONENTI DI IMPIANTO

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

Ogni impianto di riscaldamento o di raffrescamento è composto, come già detto per gli impianti di riscaldamento, di tre sezioni fondamentali (qui si trascura la sezione di controllo che sarà affrontata in un capitolo successivo):

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

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

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

Se si sottodimensiona una di queste sezioni tutto l'impianto funzionerà male o non funzionerà affatto. E non si deve pensare che il *sovradimensionare* le sezioni sia un bene, in genere si ottiene un decadimento della funzionalità complessiva soprattutto se il *punto di lavoro* effettivo è molto al di sotto delle singole potenzialità.

Avviene, infatti, che il rendimento dei componenti (*pompe, regolazione, generatori, terminali, ...*) non sia ottimale per tutto un grande intervallo bensì in un *range* ristretto⁶³ e pertanto il sovradimensionamento porta spesso al malfunzionamento dell'impianto nella sua globalità.

Si ricordi che molti componenti di impianto per il condizionamento sono comuni a quelli per il riscaldamento e ad essi si rimanda per completezza.

⁶³ Ad esempio per una pompa il *punto di lavoro* dipende dalla portata di fluido e dalle perdite totali agli attacchi della stessa ed è dato dall'intersezione della curva caratteristica della pompa con la curva delle perdite totali, entrambe di tipo quadratico ma a concavità. Se la rete di distribuzione è sovradimensionata si hanno minori perdite e ciò provoca lo spostamento del *punto di lavoro* verso il basso della curva caratteristica della pompa e quindi in una zona dove il rendimento della stessa scende al di sotto dei valori usuali ($\eta > 0.8$). Lo stesso accade se si sceglie una pompa di circolazione molto più potente rispetto alle necessità della rete di distribuzione: la curva caratteristica della pompa si innalza mentre la parabola dei carichi resta bassa e il *punto di lavoro* risulta basso, ancora con rendimento inferiore a 0.8. Ragionamento simile a quello fatto per le pompe si può fare per i generatori di calore: scegliere una caldaia molto più potente di quella necessaria significa avere regimi di funzionamento ridotti con alternanze frequenti di accensione e spegnimento del bruciatore. Il rendimento di combustione comunque scende al di sotto di quello nominale (*cioè corrispondenza alla piena potenzialità della caldaia*) con grave pregiudizio per il funzionamento globale dell'impianto. A questo proposito si osserva che la L. 10/91 prescrive anche un rendimento limite delle caldaie per il funzionamento a potenza ridotta. I terminali (*ad esempio i radiatori*) sono progettati per funzionare al meglio nelle condizioni nominali di progetto per cui sovradimensionare i radiatori porta ad avere una minore temperatura superficiale degli stessi e quindi una resa termica inferiore a quella nominale.

8.1 MACCHINE FRIGORIFERE

Per la produzione di acqua refrigerata o per avere aria raffreddata e deumidificata nelle unità di trattamento aria (UTA) si utilizzano le macchine frigorifere in versione adatta alla produzione di acqua refrigerata. In alcuni casi si può anche utilizzare lo stesso fluido frigorifero per alimentare le batterie ad espansione diretta (vedasi, ad esempio, i sistemi split). Per meglio comprendere il funzionamento di queste macchine si richiamano alcuni concetti basilari sui cicli inverso o frigoriferi sia ideali che reali.

Molti concetti esposti nel prosieguo sono comuni alle pompe di calore e pertanto si consiglia una lettura di questi generatori termici.

8.1.1 LA MACCHINA DI CARNOT A CICLO INVERSO

Nelle applicazioni di climatizzazione degli ambienti sono molto utilizzate le macchine frigorifere a ciclo inverso e pertanto si vuole qui fornire un breve accenno a questa problematica. Una macchina di *Carnot* che operi ciclicamente in senso orario produce lavoro positivo, cioè opera in modo *diretto* assorbendo calore dal serbatoio caldo trasformandolo in lavoro e poi cedendo il restante calore al serbatoio freddo. La stessa macchina può operare anche in senso inverso: *assorbe calore dal serbatoio freddo e lavoro dall'esterno per riversare calore nel serbatoio caldo*. In pratica si ha un funzionamento tipico del ciclo frigorifero con il quale si raffreddano i corpi a spese di energia esterna. Questi cicli sono utilizzati sia per applicazioni industriali che civili.

Nel caso della climatizzazione ambientale questi cicli sono alla base delle macchine di refrigerazione dell'acqua per il condizionamento estivo e per le *pompe di calore* (vedi nel prosieguo) nelle quali l'effetto utile considerato non è il calore sottratto alla serbatoio freddo (*evaporatore*) bensì quello ceduto al serbatoio caldo (*condensatore*). Ai fini di un più corretto utilizzo delle fonti energetiche la pompa di calore rappresenta un esempio positivo da seguire poiché consente di riequilibrare, *quasi*, le perdite di trasformazione di energia chimica in energia elettrica (nelle centrali ENEL) e da energia elettrica in energia termica (normali stufe).

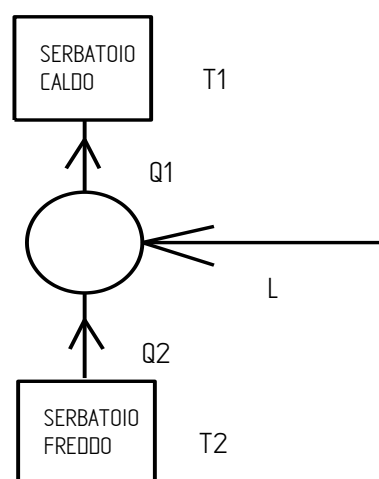


Figura 180: Ciclo inverso

In Figura 180 è data una rappresentazione schematica di quanto appena detto. Per il *ciclo frigorifero* si definisce un *coefficiente di effetto utile* dato dal rapporto:

$$\varepsilon = \frac{Q_2}{L} \quad [151]$$

E' uso comune indicare questo indice con **EER** (*Energy Energy Ratio*) seguendo la normativa internazionale ed europea in particolare. Questo indice è definito per il valore di targa, cioè *on design*.

Regimi variabili

Per regimi variabili si hanno prestazioni variabili dei chiller dovuti a performance diverse dei cicli frigoriferi. Si è cercato, di conseguenza, di costruire un indice di prestazione energetica calcolato su una media annuale.

Negli USA (in particolare l'ARI) è stato introdotto l'**I.P.L.V** (*Integrated Partial Load Value*) mentre l'ACARR ha proposto l'**E.M.P.E.** (*Efficienza Media Ponderata in regime Estivo*). Si vedranno nel prosieguo le definizioni di questi indici.

Dalla Commissione Europea è stato proposto l'**E.S.E.E.R.** (*European Seasonal Energy Efficiency Ratio*) mediato sperimentalmente sulle condizioni europee.

Questi indici medi sono costruiti ipotizzando efficienze diverse a carichi parziali diversi la cui durata varia con il clima esterno. Pertanto l'IPLV non è applicabile in Italia perché le percentuali di carico parziale al 100%, 75%, 50% e 25% sono diverse per le diverse condizioni climatiche. Meglio si adatta l'EMPE creato proprio per le nostre condizioni climatiche.

In pratica la definizione di questi indici è data dalla relazione:

$$\underbrace{PE_{100\%} \cdot EER_{100\%} + PE_{75\%} \cdot EER_{75\%} + PE_{50\%} \cdot EER_{50\%} + PE_{25\%} \cdot EER_{25\%}}_{IPLV, EMPE, ESEER}$$

ove:

- PE è il peso dato a ciascuna condizione operativa;
- EER è l'efficienza energetica alle diverse condizioni di carico,

Per l'ESEER si ha, in particolare:

$$ESEER = 0,03 \cdot EER_{100\%} + 0,33 \cdot EER_{75\%} + 0,41 \cdot EER_{50\%} + 0,23 \cdot EER_{25\%}$$

Le condizioni di calcolo sono:

- Evaporatore:
 - Temperatura di uscita: 7 °C
 - Salto termico: 5 °C (alle condizioni nominali);
 - Portata d'acqua a carico parziale costante.

Carico Load	Peso Weight	Tin aria condensatore Tin air condenser	Tout acqua evaporatore Tout water evaporator
%	%	°C	°C
100	3	35	7
75	33	30	7
50	41	25	7
25	23	19	7

Tabella 51: Condizioni di calcolo dell'ESEER

Nella figura seguente si ha un esempio dei dati tipici per un chiller che può anche funzionare da pompa di calore.

Si osservi come il COP risulta maggiore dell'EER anche se la reversibilità delle funzioni delle batterie di scambio termico (evaporatore e condensatore) non è simmetrica.

DATI TECNICI

MODELLI ERAC/ERAH		0521A	0621A	0721A	0821A	0921A	0922A	1021A	1022A	1221A	1222A
Alimentazione	V/ph/Hz	400 / 3 + N / 50									
Circuiti frigoriferi	nr.	1	1	1	1	1	2	1	2	1	2
Compressori	nr. x mod	2 x Scroll									
Ventilatori	nr.	2	2	2	3	3	3	3	3	4	4
Evaporatore	nr.	1	1	1	1	1	2	1	2	1	2
Evaporatore	mod	piastre									
ERAC - Versione silenziata											
Potenza frigorifera (1)	kW	47	56	65	75	83	83	96	95	111	111
Potenza assorbita (1)	kW	13,8	17,6	19,7	21,9	25,9	25,9	30,2	30,2	35,1	35,2
E.E.R. (2)		3,41	3,16	3,30	3,43	3,20	3,21	3,17	3,16	3,16	3,16
E.S.E.E.R. (5)		5,23	5,16	5,40	5,44	5,26	5,10	5,49	5,28	5,38	5,37
ERAH - Versione silenziata											
Potenza termica (3)	kW	54	64	74	85	95	n.a.	111	n.a.	128	n.a.
Potenza assorbita (3)	kW	14,6	17,6	19,8	22,8	26,0	n.a.	30,7	n.a.	35,8	n.a.
C.O.P. (2)		3,71	3,64	3,74	3,73	3,64	n.a.	3,61	n.a.	3,58	n.a.
Livello di pressione sonora (4)	dB(A)	42,6	43,5	44,0	44,3	44,3	44,3	53,4	53,4	54,7	54,7

Figura 181: Dati di targa di un chiller a compressione di vapore saturo

Funzionamento a Pompa di Calore

Nel funzionamento a pompa di calore si definisce il **COP** (*Coefficient of Performance*):

$$COP = \frac{Q_1}{L} \quad [152]$$

Risulta il seguente bilancio energetico per il sistema termodinamico della stessa Figura 180:

$$Q_1 = Q_2 + L \quad [153]$$

e pertanto risulta:

$$COP = \varepsilon + 1 \quad [154]$$

Per la macchina di *Carnot* risulta essere $\varepsilon > 1$ e quindi $COP > 2$. Per le macchine a ciclo inverso reali si ha $\varepsilon > 1$ se il lavoro viene fornito dall'esterno sotto forma meccanica (cicli a compressore). Nella tabella precedente si osserva che le pompe di calore hanno un'efficienza maggiore nel periodo invernale grazie all'apporto dell'energia esterna e del lavoro al compressore).

Per le pompe di calore alimentate a gas si definisce il **GUE** (*Gas Utilization Efficiency*) dato dal rapporto fra l'energia termica ottenuta dalla pompa di calore e l'energia termica fornita tramite il gas. L'utilizzo del gas può essere effettuato sia con macchine frigorifere ad assorbimento (vedi dopo) che con motori endotermici.

Nel primo caso il ciclo frigorifero è diverso da quello a compressione di vapori saturi sopra visto. Tuttavia esistono ancora l'evaporatore (dove si ha l'assorbimento di calore che produce l'effetto frigorifero) e in condensatore (ove si ha la cessione di calore all'ambiente).

Nella **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.** si riportano i dati tecnici di un chiller eversibile a pompa di calore, con ciclo ad assorbimento, alimentato a gas metano.

Maggiori informazioni sulle pompe di calore possono essere desunte nel Volume 1B sugli impianti di riscaldamento e nel Volume 4 sulla norma UNI TS11300/4.

8.1.2 MACCHINA FRIGORIFERA A COMPRESSIONE DI VAPORI

Il ciclo inverso di *Carnot* non può essere utilizzato nelle applicazioni pratiche in quanto ciclo *ideale* e pertanto si utilizza un ciclo detto *a compressione di vapori saturi*.

I *vapori saturi* (cioè vapori in presenza del proprio liquido) hanno la caratteristica di subire le trasformazioni di cambiamento di fase (ebollizione e condensazione) a temperatura e pressione costante.

Proprio l'aver le trasformazioni a temperatura costante ha dato l'idea di utilizzare questi fluidi nelle macchine termiche (cicli a vapore e cicli frigoriferi a compressione). In Figura 182 ne è data una rappresentazione schematica. Seguendo lo schema di impianto della stessa figura si ha la compressione del gas (trasformazione CD) poi la condensazione (DA), la laminazione (AB, si tratta di un'applicazione dell'effetto *Joule-Thompson*) e quindi l'evaporazione (BC). La fase frigorifera è data dall'evaporazione lungo BC, mentre la fase di riscaldamento per il funzionamento a pompa di calore è data lungo la DA.

L'energia esterna è fornita mediante il compressore (trasformazione CD) ed è la fase pagante del ciclo. Per la definizione del *coefficiente di effetto utile* e del *COP* si rimanda alle relazioni già indicate in precedenza. Nel piano di *Gibbs* si ha la rappresentazione di Figura 184. Si osservi che la laminazione isoentalpica (AB) non è reversibile. Inoltre si sono rappresentate trasformazioni reversibili di compressione. Volendo considerare trasformazioni reali si avrebbe l'andamento della Figura 185.

La compressione CD è ora ad entropia crescente per effetto dell'irreversibilità. Ciò comporta un innalzamento del punto *D* e un maggior carico per il condensatore che deve smaltire più calore per desurriscaldare (tratto DE) e condensare (tratto EA) il fluido frigorifero. Per i cicli inversi non si può definire un rendimento di trasformazione bensì una efficienza data dal rapporto:

$$\varepsilon = \frac{\text{Effetto _ Ottenuto}}{\text{Energia _ Spesa}}$$

Si possono avere due definizioni di effetti utili a seconda che ci si ponga dal lato della produzione del freddo (quindi l'effetto utile è Q_2) o dal lato della produzione del caldo (e l'effetto utile è Q_1).

Nel primo caso, funzionamento frigorifero, si ha il *coefficiente di effetto utile frigorifero* dato dal rapporto:

$$EER = \frac{Q_2}{L} \quad [155]$$

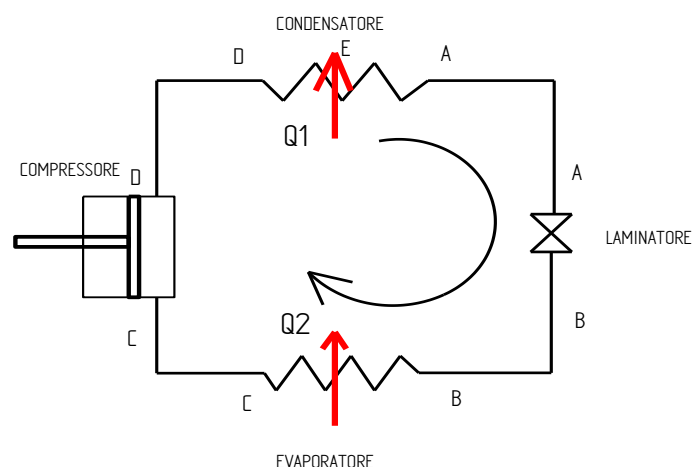


Figura 182: Ciclo inverso a compressione di vapori saturi

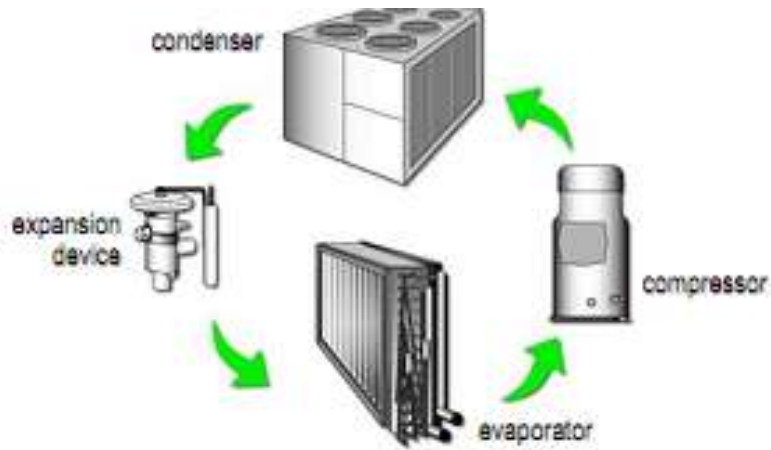


Figura 183: Organi fondamentali di un ciclo frigorifero

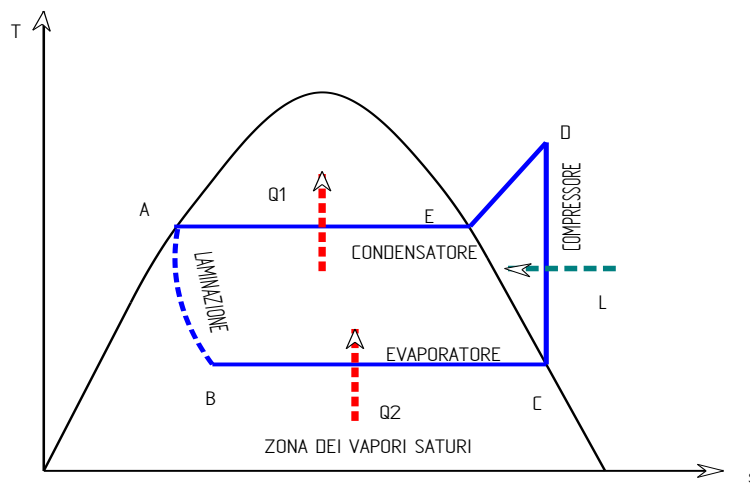


Figura 184: Ciclo frigorifero a compressione nel piano (Ts)

Nel secondo caso, funzionamento a *pompa di calore*, si definisce il *coefficiente di effetto utile termico* (detto anche COP, *Coefficient of Performance*) dato dal rapporto:

$$COP = \frac{Q_1}{L} \quad [156]$$

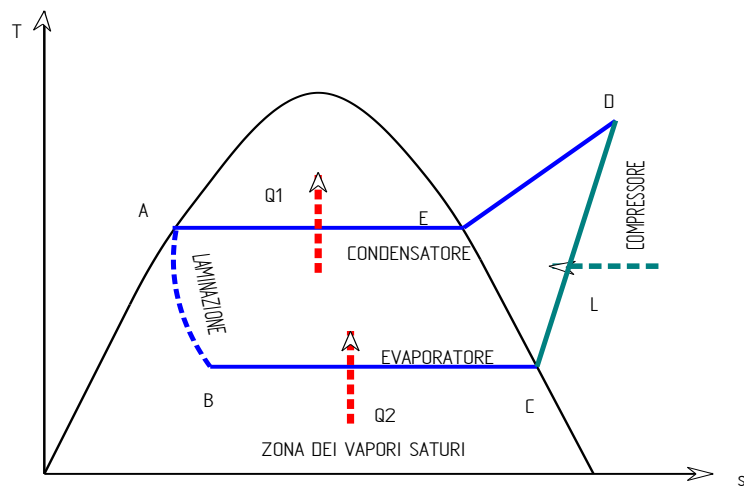


Figura 185: Ciclo frigorifero reale con compressione adiabatica

Poiché dal bilancio globale, a regime stazionario, della macchina termica di Figura 182, deve essere:

$$Q_1 = Q_2 + L \quad [157]$$

allora possiamo dire che:

$$COP = \frac{Q_1}{L} = \frac{Q_2 + L}{L} = EER + 1 \quad [158]$$

Pertanto nel funzionamento del ciclo inverso a *pompa di calore* il coefficiente di effetto utile termico risulta, almeno teoricamente, maggiore di 1 rispetto al coefficiente di effetto utile frigorifero.

In effetti nel funzionamento a *pompa di calore* si ha il contributo anche del lavoro L impegnato nel ciclo.

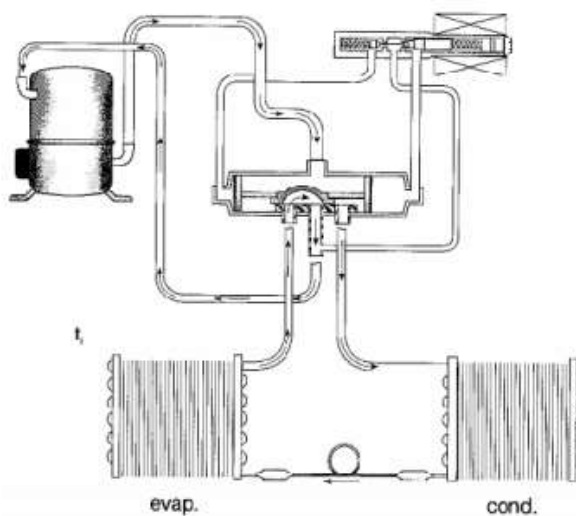


Figura 186: Layout di una macchina frigorifera con dispositivo di inversione a pompa di calore

Quest’ultima osservazione rende interessante l’uso dei cicli inversi anche per applicazioni termiche: ad esempio, per il riscaldamento degli edifici si può utilizzare con più congruenza energetica la macchina a pompa di calore ottenendo, per ogni kW di potenza impegnata nel compressore, ε’ kW di potenza termica resa.

Nei casi concreti l’efficienza della macchina a ciclo inverso dipende da quella delle batterie di scambio del condensatore e dell’evaporatore. Poiché questa efficienza è maggiore quando il fluido di scambio è in forma liquida, rispetto al caso di scambio fra gas, allora si hanno, per le applicazioni impiantistiche usuali, le seguenti tipologie di macchine:

TIPOLOGIA DI SCAMBIO	EFFICIENZA FRIGORIFERA
Acqua - Acqua	3 ÷ 5
Acqua - Aria	3 ÷ 4
Aria - Acqua	3 ÷ 4
Aria - Aria	1.5-3.0

Tabella 52: Efficienze frigorifere per varie tipologie di scambio

Nella precedente tabella la dizione *Acqua - Acqua* si intende per fluido di lavoro acqua nell’evaporatore e acqua nel condensatore, cioè si tratta di un frigorifero che raffredda acqua e che è raffreddato (al condensatore) con acqua. Analoghe considerazioni vanno fatte per le altre tre

configurazioni di scambio. Si osservi come lo scambio *Acqua – Acqua* sia molto efficiente e che è, quindi, impiantisticamente conveniente.

Purtroppo per questi tipi di scambio occorre avere anche acqua a ciclo continuo per la refrigerazione al condensatore, cosa non sempre possibile. Pertanto si usano spesso macchine con raffreddamento ad aria e cioè con condensatori nei quali il fluido frigorifero è raffreddato con scambio con aria ambiente mediante ventole per la circolazione forzata. Data la limitatezza del Corso non si possono approfondire tutti gli aspetti impiantistici dei cicli frigoriferi.

La *Tecnica del Freddo* si interessa con il dovuto approfondimento di questi argomenti e ad essa si rimanda per altre informazioni.

Va qui detto che spesso si utilizzano cicli a compressione multipla, come indicato in Figura 187, per evitare il raggiungimento di temperature elevate a fine fase compressione. Il raffreddamento intermedio (*intercooler*) consente di ottenere una temperatura finale, dopo il raggiungimento della pressione del condensatore, notevolmente inferiore rispetto al caso di compressione unica.

La fase di laminazione penalizza il ciclo frigorifero perché riduce la fase utile di evaporazione BC. Allora si può utilizzare la tecnica del sottoraffreddamento dopo il condensatore in modo che il punto finale di laminazione si sposti verso sinistra e quindi la fase BC si incrementi. In Figura 188 si ha un esempio di sottoraffreddamento: il punto finale B è ora più spostato a sinistra rispetto al punto B' senza sottoraffreddamento. Il guadagno di effetto utile è pari ad $r \cdot \Delta x_{BB'}$ ove r è il calore di vaporizzazione del fluido frigorifero e $\Delta x_{BB'}$ è la differenza di titolo fra i punti B' e B. Poiché il sottoraffreddamento richiede che la temperatura all'uscita dal condensatore sia inferiore rispetto a quella del punto A, si rende necessario avere un fluido di raffreddamento a temperatura inferiore a quella corrispondente al punto F. Ciò non è sempre facile se, ad esempio, si usa il raffreddamento con aria ambiente perché non si può controllarne il valore. Pertanto si utilizzano forme di scambio intermedie, ad esempio surriscaldando il fluido a fine fase evaporazione a spese del calore sottratto al fluido da sottoraffreddare, come illustrato in Figura 189.

Il layout corrispondente a queste modifiche è facilmente desumibile dall'esame delle fasi costituenti il ciclo inverso. I frigoristi usano spesso un piano di lavoro diverso dal (T,s) o (h,s) prima visti e più precisamente il piano (h,p) del tipo raffigurato in Figura 190.

Questo piano ha le pressioni in ordinate e le entalpie in ascisse. La curva di Andrews è del tipo segnato in Figura 190.

Su questo piano il ciclo a vapori saturi si traccia facilmente. Fra le due isobare p_1 e p_2 si traccia la isoentalpica di laminazione DE, poi la fase di evaporazione EA, quindi la compressione AB a cui segue la fase di desurriscaldamento BC e condensazione CD.

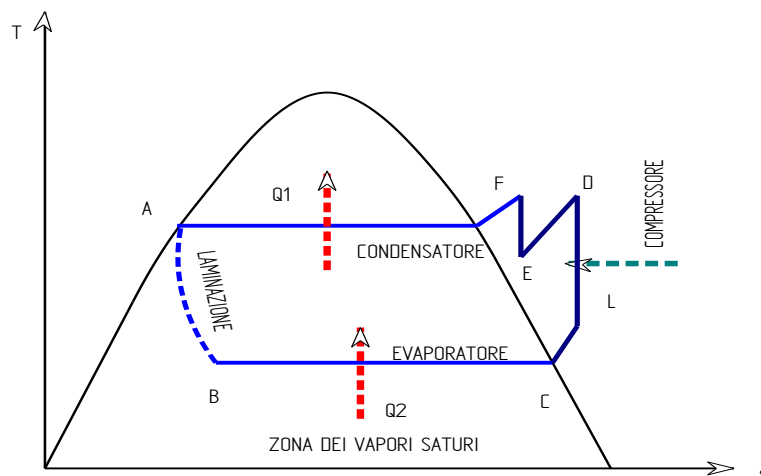


Figura 187: Ciclo frigorifero con compressione multipla

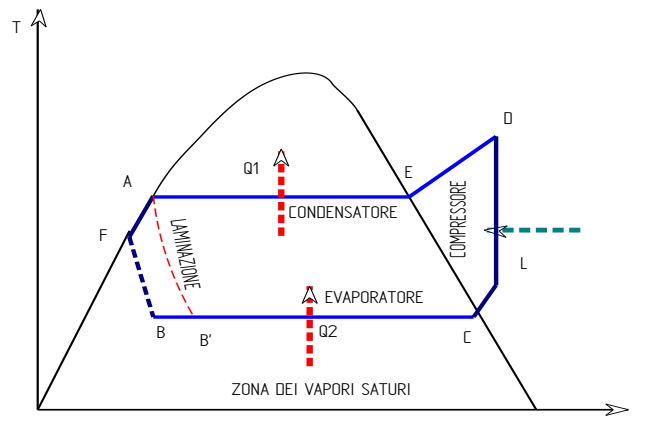


Figura 188: Ciclo frigorifero con sottoraffreddamento prima della laminazione

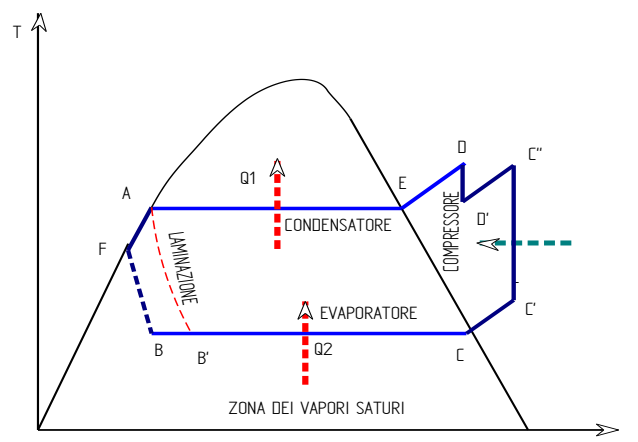


Figura 189: Ciclo frigorifero con sottoraffreddamento e surriscaldamento

Oltre alla comodità di tracciamento sopra vista questo piano offre un facile modo di calcolare l'efficienza frigorifera. Infatti si ha, con riferimento alla stessa figura:

$$\varepsilon = \frac{Q_2}{L} = \frac{h_A - h_E}{h_B - h_A}$$

che a scala grafica è dato dal rapporto dei segmenti rappresentativi sull'asse delle ascisse. Nel prosieguo si vedranno i diagrammi (h,p) per i fluidi di lavoro più utilizzati nelle applicazioni frigoristiche.

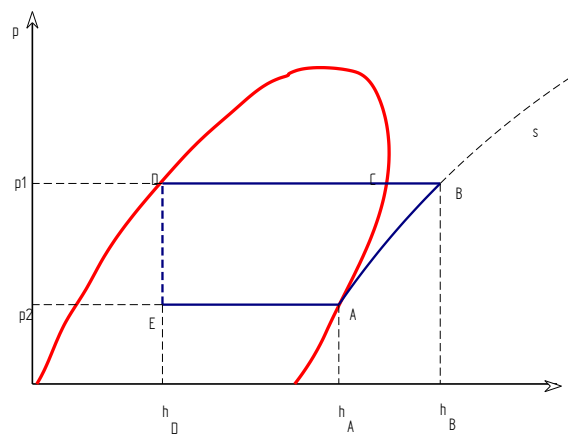


Figura 190: Ciclo frigorifero nel piano (h,p)

8.1.3 COMPRESSORI FRIGORIFERI E REFRIGERATORI D'ACQUA

Gli impianti frigoriferi e in generale la *Tecnica del Freddo* rivestono oggi un'importanza fondamentale nella vita moderna industriale e civile. Essi infatti debbono garantire temperature di processo negli impianti industriali, la conservazione di derrate alimentari nell'industria alimentare (*catena del freddo*) e debbono produrre fluidi di lavoro (acqua, aria, freon, ...) a bassa temperatura per gli impianti di climatizzazione.

Possiamo classificare gli impianti frigoriferi a seconda della temperatura minima che consentono di raggiungere e della potenza impegnata, secondo la Tabella 53.

Tipo di Impianto	Temperatura minima (°C)	Pressione lavoro (bar)	Potenza frigorifera (kW)
Compressione di vapore	-25 ciclo semplice - 60 ciclo a doppia compressione e doppia laminazione -150 cicli in cascata	>1	Con compressore volumetrico: 0.1÷ 30 ermetico 3÷300 rotativo 30÷ 250 semiermetico 250÷500 aperto 400÷3000 a vite Con compressore centrifugo 300÷6000 chiuso 300÷30000 aperto
Assorbimento (fluido frigorifero/solvente)	(H ₂ O-BrLi) -60 (NH ₃ /H ₂ O)	0.01 0.2	350÷5000 5000÷10000
Vapore d'acqua	0 -20 salamoia	0.006 0.0013	30÷3000
Compressione di gas	-25 (aria)	1	10
Effetto termoelettrico	-33 -103	-	<7

Tabella 53: Classificazione degli impianti frigoriferi

Gli impianti a compressione di gas (ciclo Joule inverso, vedi Figura 191) sono utilizzati soprattutto in aeronautica.

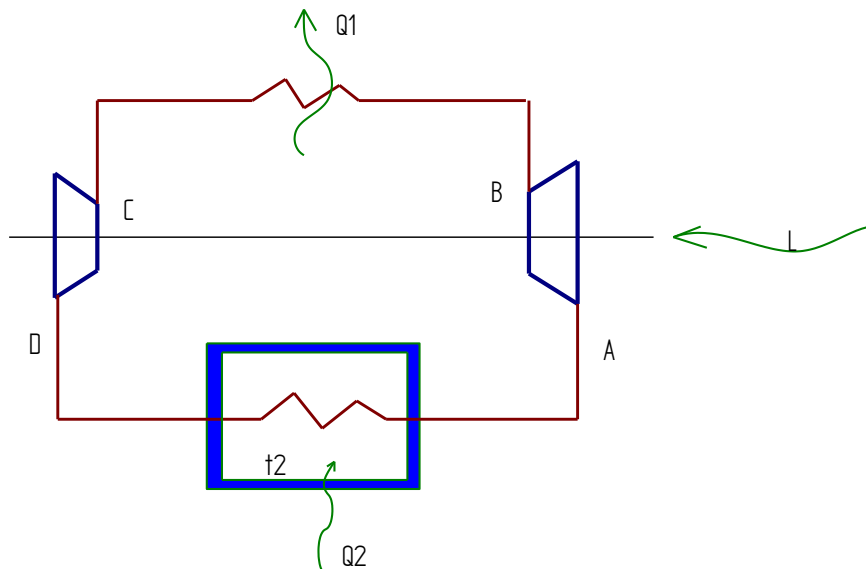


Figura 191: Layout del ciclo Joule inverso

L'efficienza di questi cicli è data da:

$$\varepsilon = \frac{Q_2}{L}$$

che in questo caso diviene, con riferimento alla Figura 192:

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}q_2}{\dot{m}L} = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{1}{\frac{c_p(T_B - T_C)}{c_p(T_A - T_D)} - 1} = \frac{1}{\left(\frac{p_B}{p_A}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1} \quad [159]$$

ove si ha:

- \dot{m} portata massica del fluido frigorifero di lavoro
- q_1 calore massico ceduto all'esterno lungo l'isobara BC (in valore assoluto)
- q_2 calore massico ricevuto dall'esterno (cioè sottratto all'ambiente a t_2) lungo la isobara DA
- L lavoro massico netto fornito dall'esterno al ciclo (in valore assoluto)
- c_p calore specifico dell'aria a pressione costante
- k rapporto di adiabaticità dell'aria.

Gli impianti termoelettrici (senza fluido di lavoro) sono utilizzati in campo elettronico e spaziale.

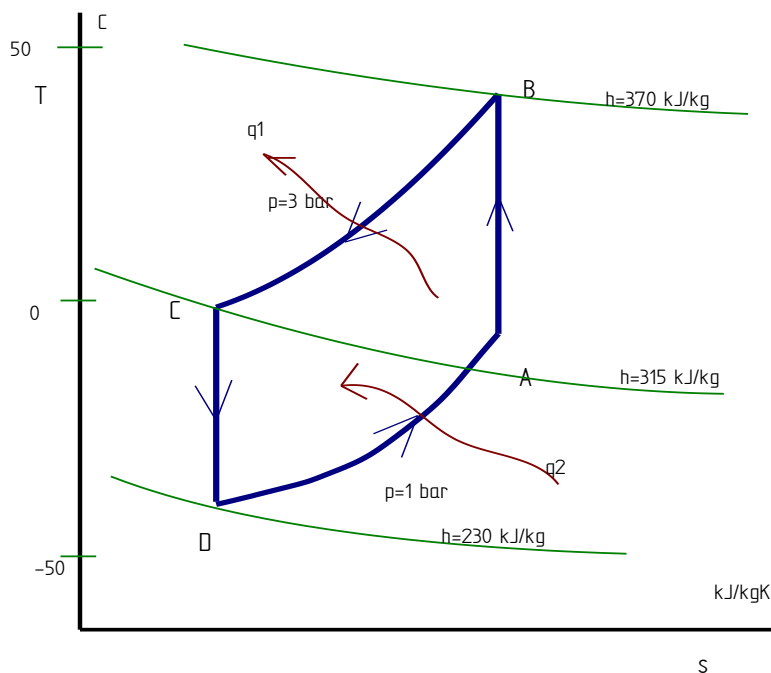


Figura 192: Ciclo Joule inverso per frigoriferi a gas

8.1.4 LAMINAZIONE

La laminazione è una applicazione dell'effetto *Joule Thompson* (vedi corso di *Fisica Tecnica*) con il quale si fa passare un fluido da una pressione maggiore ad una minore attraverso uno strozzamento del condotto o mediante una valvola di laminazione appositamente predisposta. L'effetto *Joule Thompson* è caratterizzato dal coefficiente definito da:

$$\xi = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h \quad [160]$$

che può essere positivo, negativo o nullo a seconda delle proprietà del fluido e il campo di temperature e pressioni iniziali. Dal punto di vista impiantistico interessa definire la differenza di temperatura che subisce il fluido:

$$T_u - T_i = \int_{p_i}^{p_u} \xi dp \quad [161]$$

Se $\xi > 0$ allora si ha una diminuzione di temperatura mentre se è $\xi < 0$ si ha un aumento di temperatura. La laminazione viene realizzata con speciali organi, detti di laminazione, che rivestono notevole importanza negli impianti frigoriferi.

8.1.5 FLUIDI FRIGORIGENI

I fluidi di lavoro degli impianti frigoriferi sono detti *fluidi frigoriferi*. Questi fino all'inizio del 1900 erano naturali ma sono stati poi rimpiazzati con fluidi artificiali quali gli idrocarburi alogenati (CFC e HCFC) della serie *Freon F11, F12, F22, F13* (o gli equivalenti con sigle internazionali *R11, R12, R22, R13*). Gli idrocarburi alogenati presentano proprietà termofisiche interessanti che li hanno reso prevalenti sugli altri fluidi frigoriferi: essi sono stabili chimicamente, non infiammabili, non tossici, inodori e insapori, hanno un buon calore latente di vaporizzazione e un accettabilmente basso lavoro specifico di compressione.

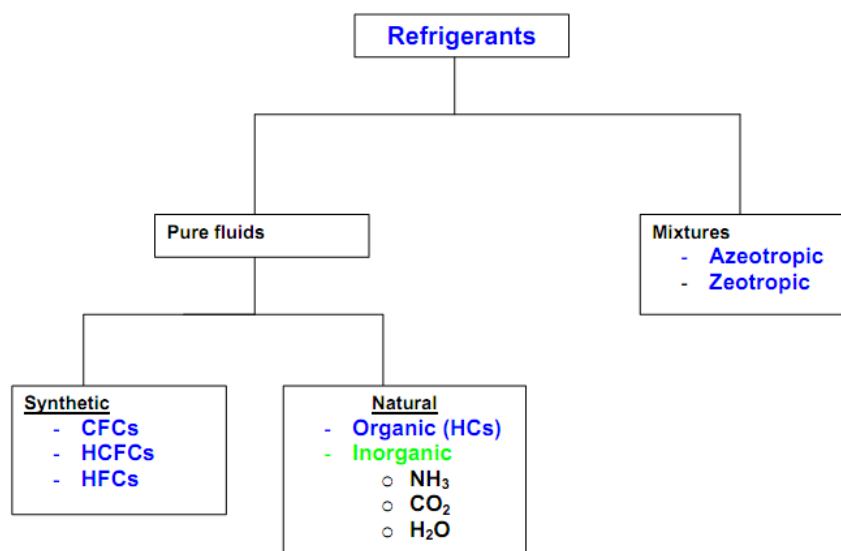


Figura 193: Classificazione dei fluidi usati come refrigeranti

Purtroppo la recente scoperta della pericolosità del fluoro e del Cloro per la fascia di ozono nell'atmosfera ha cambiato tutti i giudizi su questi fluidi refrigeranti ed anzi sono state approvate convenzioni internazionali per la totale messa al bando degli *HCFC* entro un breve lasso di tempo.

Il Problema dell'Ozono

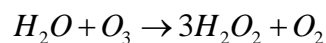
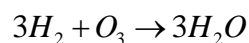
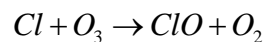
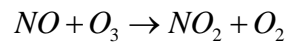
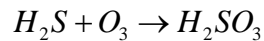
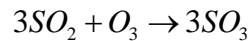
L'ozono, O_3 , ha la caratteristica di assorbire le radiazioni solari ultraviolette (nell'infrarosso di $0.25 \mu m$) e quindi di esercitare una vitale funzione protettiva sull'Uomo. Esso si forma dalle molecole di O_2 mediante la reazione endotermica:



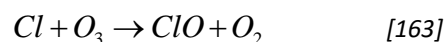
L'ozono è uno stato allotropico dell' O_2 ed è piuttosto instabile. La costante di equilibrio della precedente reazione è $K=10^{-54}$. L'input energetico è fornito sia dalla radiazione solare che dalle scariche elettriche atmosferiche.

La radiazione solare è molto intensa ad alta quota (stratosfera, da 25 a 50 km s.l.m.) e in corrispondenza dell'equatore. La maggior quantità di ozono si ha ai poli per effetto del trasporto dovuto ai moti planetari dell'aria.

La concentrazione dell'ozono nell'aria è molto bassa e pari a 0.375 ppm. I processi che possono provocare la formazione e la distruzione dell'ozono possono essere molteplici e in particolare si segnalano le seguenti reazioni:



Si vede, quindi, che alla distruzione dell' O_3 concorrono anche alcuni inquinanti atmosferici quali SO_2 , H_2S , NO , ... A queste reazioni si aggiunge anche quella di attacco dei CFC secondo il seguente schema:



Pertanto il cloro (*ma è presente anche un'analogia reazione per il fluoro presente in minor quantità*) attacca l'ozono eliminandolo dall'atmosfera. Le intuizioni dei ricercatori Rowland e Molina (1974) sull'azione dei CFC è stata confermata dalle osservazioni fatte dal 1978 al 1989 che hanno mostrato una riduzione del 9% di ozono nell'emisfero Sud e 4% nell'emisfero nord. I CFC più aggressivi sono quelli più stabili, cioè con una molecola priva di legami deboli. L'R12 è una molecola composta da CCl_2F_2 e quindi molto stabile: è questa la molecola più aggressiva.

Per destabilizzare i CFC (*clorofluoro carburi*) si preferisce usare molecole con presenza del legame a idrogeno, come avviene nelle molecole HCFC (*idrociorofluoro carburi*). Si definisce *indice di distruzione dell'ozono* (*Ozone Depletion Parameter*), ODP, l'effetto sull'ozono valutato in rapporto a quello dell'R11. Un'altra grandezza oggi utilizzata per indicare il potenziale rischio di riscaldamento globale della Terra è il GWP (*Global Warm Potential*) che rappresenta una misura dell'effetto (*su un periodo di tempo prefissato di 100 anni*) dell'emissione di 1 kg di gas serra confrontato con l'effetto di 1 kg di anidride carbonica nello stesso periodo di tempo.

In pratica esso considera l'efficacia di assorbimento del gas e la sua persistenza. Si ha la Tabella 54 che sintetizza in forma comparativa i precedenti parametri.

Dall'esame della Tabella 54 si osserva la grande flessibilità d'uso dei CFC.

Indice TEWI (Total Equipment Warming Impact)

Dalla Tabella 54 appare evidente che i HCFC hanno impatti diversi nell'atmosfera, nei riguardi dell'ozono. Tuttavia è da prendere in considerazione (anche alla luce degli accordi di Kyoto che ormai esecutivi) l'effetto serra ai fini del surriscaldamento terrestre. I CFC e HCFC hanno anche un effetto serra considerevole e l'indice GWP (*Global Warming Potential*) del F123 risulta pari, vedi Tabella 55, a 120 e cioè 1 kg di F123 equivale a 123 kg di CO_2 .

Di recente si è considerato un nuovo indice, denominato TEWI (*Total Equipment Warming Impact*) che tiene conto dell'effetto globale, ai fini dell'effetto serra, che si ha in una macchina che utilizza i fluidi frigoriferi sopra indicati e che consuma energia elettrica per il suo funzionamento (si pensi ad una macchina frigorifera).

Gas	GWP Radiative forcing diretto ^a	GWP Radiative forcing indiretto ^b	Vita atm. (anni)	GWP UNFCCC ^c
CFC				
CFC-12	10.720 ± 3.750	-1.920 ± 1.630	100	n.d. ^d
CFC-114	9.880 ± 3.460	n.d.	300	n.d. ^d
CFC-115	7.250 ± 2.540	n.d.	1.700	n.d. ^d
CFC-113	6.030 ± 2.110	-2.250 ± 1.890	85	n.d. ^d
CFC-11	4.680 ± 1.640	-3.420 ± 2.710	45	n.d. ^d
HCFC				
HCFC-142b	2.270 ± 800	-337 ± 237	17,9	n.d. ^d
HCFC-22	1.780 ± 620	-269 ± 183	12	n.d. ^d
HCFC-141b	713 ± 250	-631 ± 424	9,3	n.d. ^d
HCFC-124	599 ± 210	-114 ± 76	5,8	n.d. ^d
HCFC-225cb	586 ± 205	-148 ± 98	5,8	n.d. ^d
HCFC-225ca	120 ± 42	-91 ± 60	1,9	n.d. ^d
HCFC-123	76 ± 27	-82 ± 55	1,3	n.d. ^d
HFC				
HFC-23	14.310 ± 5.000	~0	270	11.700
HFC-143a	4.400 ± 1.540	~0	52	3.800

Tabella 54: Indici GWP per alcuni CFC

Gas	GWP Radiative forcing diretto ^a	GWP Radiative forcing indiretto ^b	Vita atm. (anni)	GWP UNFCCC ^c
HFC-125	3.450 ± 1.210	~0	29	2.800
HFC-227ea	3.140 ± 1.100	~0	34,2	2.900
HFC-43-10mee	1.610 ± 560	~0	15,9	1.300
HFC-134a	1.410 ± 490	~0	14	1.300
HFC-245fa	1.020 ± 360	~0	7,6	n.d. ^d
HFC-365mfc	782 ± 270	~0	8,6	n.d. ^d
HFC-32	670 ± 240	~0	4,9	650
HFC-152a	122 ± 43	~0	1,4	140
PFCs				
C ₂ F ₆	12.010 ± 4.200	~0 10.000	n.d.	9.200
C ₆ F ₁₄	9.140 ± 3.200	~0 3.200	n.d.	7.400
CF ₄	5.820 ± 2.040	~0 50.000	n.d.	6.500
Halon				
Halon-1301	7.030 ± 2.460	-32.900 ± 27.100	65	n.d. ^d
Halon-1211	1.860 ± 650	-28.200 ± 19.600	16	n.d. ^d
Halon-2402	1.620 ± 570	-43.100 ± 30.800	20	n.d. ^d
Altri alogenocarburi				
Tetracloruro di carbonio (CCl ₄)	1.380 ± 480	-3.330 ± 2.460	26	n.d. ^d
Metilcloroformio (CH ₃ CCl ₃)	144 ± 50	-610 ± 407	5,0	n.d. ^d
Bromuro di metile (CH ₃ Br)	5 ± 2	-1.610 ± 1.070	0,7	n.d. ^d

Tabella 55: Fluidi frigoriferi di vecchia generazione- Indici ODP e GWP

Per produrre l'energia elettrica consumata da questa macchina si deve bruciare combustibile in una centrale termo-elettrica producendo gas serra CO₂. L'indice TEWI è allora definito dalla seguente relazione:

$$TEWI = m \cdot GWP + \alpha_{CO_2} \cdot T \cdot e$$

Ove vale il seguente simbolismo:

- m massa totale di fluido frigorifero emessa in atmosfera;
- GWP potenziale di effetto serra del fluido rispetto alla CO₂;
- α_{CO_2} massa di CO₂ emessa nell'atmosfera per unità di energia elettrica prodotta;
- T tempo di vita utile del sistema;
- e energia elettrica mediamente consumata nell'unità di tempo.

L'indice α_{CO_2} è funzione dei sistemi energetici nazionali, come indicato nella Tabella 58 dove si può osservare il valore nullo per la Norvegia e molto basso (0,09) per la Francia in quanto la prima utilizza centrali idroelettriche e la seconda centrali in prevalenza nucleari. Per l'Italia l'indice risulta $\alpha_{CO_2} = 0,59$ non certo basso ma neanche così elevato come in Cina, in Australia e in Africa.

Refrigerant type/no.	Substitute for	ODP	GWP	Cond. temp. at 26 bar (°C)	Sat. temp. at 1 bar abs °C
HCFC (short term)					
R22	R502, R12	0.05	1700	63	-41
HFCFC/HFC service-blends (transitional alternatives)					
R401A	R12	0.03	1080	80	-33
R401B	R12	0.035	1190	77	-35
R409A	R12	0.05	1440	75	-34
HFC-Chlorine free (long-term alternative)					
R134A	R12, R22	0	1300	80	-26
HFC-Chlorine free-blends-(long-term alternatives)					
R404A	R502	0	3750	55	-47
R407A	R502	0	1920	56	-46
R407B	R502	0	2560	53	-48
R407C	R22	0	1610	58	-44
ISCEON 59	R22	0	2120	68	-43
R410A	R22, R13B1	0	1890	43	-51
R411B	R12, R22, R502	0.045	1602	65	-42
Halogen free (long-term alternatives)					
R717 ammonia	R22, R502	0	0	60	-33
R600a isobutane	R114	0	3	114	-12
R290 propane	R12, R22, R502	0	3	70	-42
R1270 propylene	R12, R22, R502	0	3	61	-48

Tabella 56: Confronto fra le proprietà dei refrigeranti più usuali

Refrigerant	ODP (R11 = 1.0)	GWP (CO ₂ = 1.0)
R22 HCFC	0.05	1700
R134a HFC	0	1300
R404a HFC	0	3750
R407c HFC	0	1610
R410a HFC	0	1890
R411b HCFC	0.045	1602
R717 ammonia	0	0
R290 propane	0	3
R600a isobutane	0	3
R1270 propylene	0	3

Tabella 57: Confronto degli indici ODP e GWP dei alcuni refrigeranti

In definitiva l'indice TEWI dipende non solamente dal fluido frigorifero utilizzato ma anche dal sito in cui viene utilizzato per via della produzione indiretta di gas serra per la produzione

dell'elettricità consumata. La stessa macchina frigorifera in Italia ha un indice maggiore di $\alpha_{CO_2} \cdot T \cdot e$ rispetto alla Norvegia.

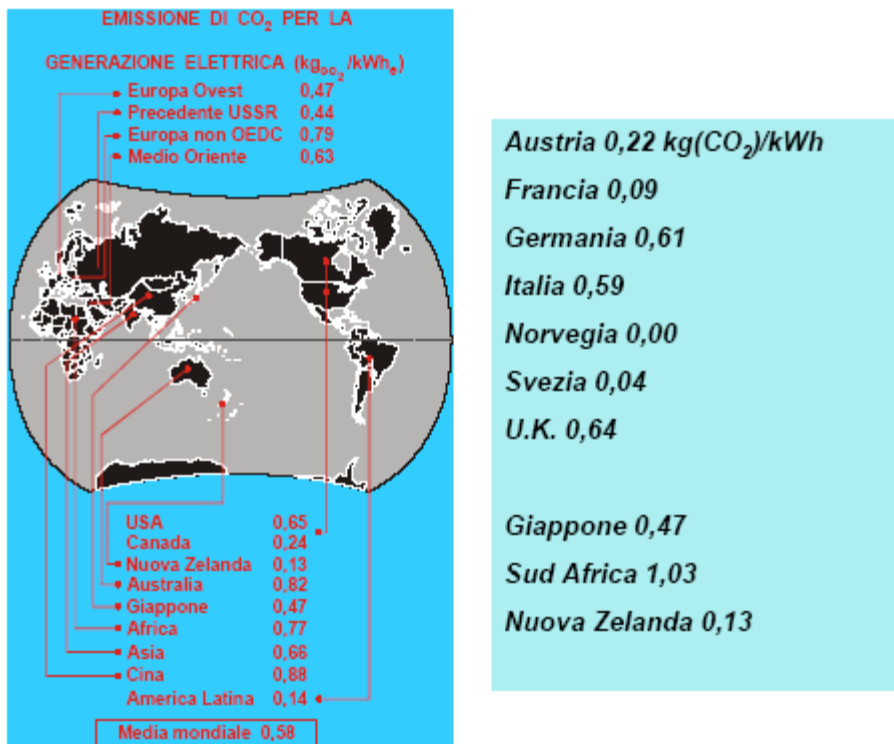


Tabella 58: Indice α_{CO_2} per varie nazioni nel mondo e in Europa

Rilascio dei CFC in ambiente

I CFC vengono rilasciati nell'ambiente attraverso vari processi che qui si elencano:

- Manipolazione dei CFC nei processi di produzione e lavorazione
- Fughe accidentali dagli impianti
- Smantellamento di impianti esistenti (frigoriferi, pompe di calore, ...)
- Collaudo degli impianti
- Estinzione incendi
- Uso di bombolette spray.

Pertanto i processi di scarico in atmosfera sono diversi e non sempre controllabili.

Nel 1987 è stato firmato il *Protocollo di Montreal*, con l'adesione di 24 paesi industrializzati, con il quale si prevede:

- Il congelamento della produzione dei CFC ai livelli del 1986 e fino al 1993
- Riduzione all'80% entro il 1998
- Riduzione al 50% entro il 2000.

Sono stati proposti riduzioni ancora più radicali.

In ogni caso occorre ottimizzare i processi tecnologici e produttivi in modo da minimizzare i rilasci, ridisegnare agli organi di tenuta e giunzioni degli impianti esistenti.

Per la sostituzione completa dei CFC occorre trovare nuovi fluidi frigorigeni che abbiano caratteristiche chimico – fisiche ottimali:

- Non devono inquinare
- Non essere volatili

- Essere chimicamente stabili
- Non corrodere i metalli costitutivi degli impianti
- Non essere infiammabili
- Avere buona capacità di trasporto termico e quindi elevato calore latente di vaporizzazione
- Basso costo
- Possibilità di adattarsi ai compressori e alle attuali tecnologie del freddo

Possibili sostituti dei CFC sono:

- Solo in fase transitoria gli idrocarburi alogenati insaturi, HCHFC
- Gli Idro Fluoro Alcani, HFA, come R123, R124, R134a, R141b

Si tenga presente che il problema della sostituzione dei CFC è di enormi proporzioni sia per la ormai grandissima produzione industriale attuale di questi fluidi, sia per il necessario lavoro di adattamento della meccanica (compressori) alle mutate caratteristiche termofisiche e infine per il problema posto dai nuovi componenti (R123, R134a, ...) di essere diluenti delle guarnizioni utilizzate nella costruzione degli stessi compressori.

Refrigeranti composti (*Blend*)

Molti nuovi refrigeranti sono composti da miscele (*Blend*) di refrigeranti (in genere due o tre). Si tratta di miscele *zeotropiche* caratterizzate dall'aver temperature di vaporizzazione e di condensazione variabili con le percentuali dei componenti, come indicato in Figura 194. Il ciclo frigorifero a miscela di vapori saturi si trasforma come indicato in Figura 195.

Per confrontare le caratteristiche dei refrigeranti singoli o delle miscele azeotropiche occorre confrontare i punti A e B di Figura 195.

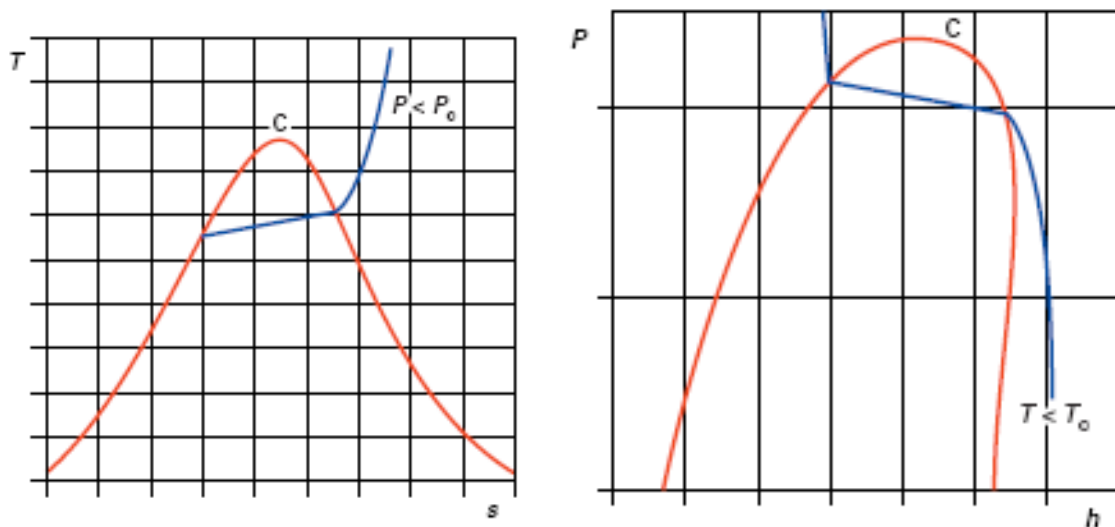


Figura 194: Andamento della curva di vaporizzazione per una miscela zeotropica

La variazione delle temperature di vaporizzazione e di condensazione corrispondenti al ciclo può portare a qualche vantaggio nel progetto degli scambiatori di calore.

Va osservato che una fuga della miscela zeotropica porta alla variazione della composizione della miscela residua con conseguente possibile variazione delle caratteristiche del fluido di lavoro. Tuttavia si è osservato che fughe di piccole quantità di fluidi non porta a grandi inconvenienti meccanici.

Per questo motivo i compressori che usano miscele zeotropiche sono già precaricati con liquido refrigerante in modo da evitare spostamenti di concentrazioni.

Inoltre è spesso utilizzato un componente infiammabile nella miscela e quindi è necessario evitare ogni contatto con l'aria.

Questa considerazione ha portato ad avere locali tecnologici per i refrigeratori separati dagli altri locali e soprattutto dalle centrali termiche con caldaie all'interno.

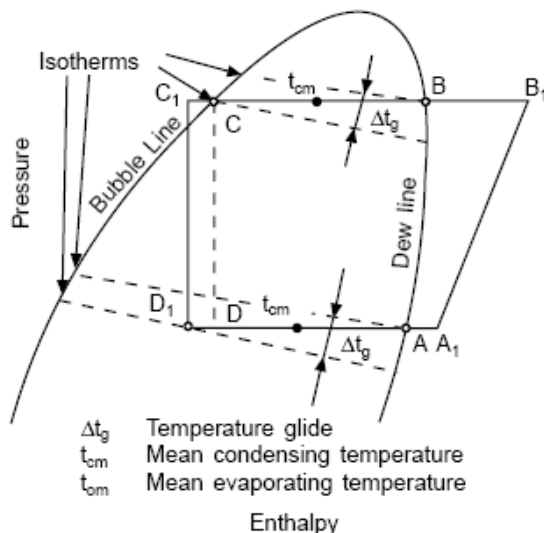


Figura 195: Miscele zeotropiche di refrigeranti

Il glide delle miscele zeotropiche

Un effetto del comportamento delle miscele zeotropiche è il fenomeno detto *glide* cioè della differenza di temperatura che si ha fra la condensazione e l'evaporazione, come illustrato anche in Figura 195.

Questa differenza di temperatura può variare da 7,4 °C per l'R407C a meno di 0.2 °C per l'R410A, come illustrato nella Tabella 59.

Fluido da sostituire	Fluidi alternativi	Nome commerciale	Componenti
R12 (R500)	R134a R152a	- -	- -
R502	R404A R507A R407A R407B R422A	Vari - Ineos KLEA407A Ineos KLEA407B Rhodia ISCEON79	R143a/R125/R134a R143a/R125 R32/R125/R134a R143a/R125/R134a R125/R134a/R600a
R22	R407C R410A R417A - R419A	Vari Vari Rhodia ISCEON59 Rhodia ISCEON29 Atofina FX90	R32/R125/R134a R32/R125 R125/R134a/R600a R125/R134a/R600a R125/R134a/R-E170
R114 R12B1	R236fa R227ea	- -	- -
R13B1	R410A - -	Vari Atofina FX8 Rhodia ISCEON89	R32/R125 R32/R125 R125/218/290
R13 R503	R23 R508A R508B	- Ineos KLEA508A DuPont SUVA95	- R23/116 R23/116

Tabella 59: Alcuni dati caratteristici dei fluidi refrigeranti

Caratteristiche Termofisiche dei Fluidi Frigorigeni

Al fine di dimensionare gli impianti frigoriferi è necessario conoscere le caratteristiche termofisiche dei fluidi di lavoro oggi più utilizzati, quali l'R22, l'R134a e l'ammoniaca (R717). Nelle tabelle nelle figure seguenti si riportano queste caratteristiche, per altro reperibili nei manuali specializzati per impianti frigoriferi e nel manuale ASHRAE.

Dati termofisici dei refrigeranti di maggior uso

Nelle pagine seguenti saranno riportate tabelle e diagrammi che forniscono i dati termofisici dei refrigeranti commerciali di maggior uso. Nella Tabella 60 e nella Tabella 61 si hanno alcuni indicatori, per altro già descritti in precedenza, relativi alla compatibilità ambientale, alle pressioni e temperature di esercizio e alle efficienze media ottenute con i vari refrigeranti. Viene riportato per solo confronto l'R22, oggi fuori uso, ritenuto fra i migliori refrigeranti CFC. I sostituti HCFC hanno tutti efficienze inferiori.

Seguono le tabelle e le curve nei vari piani termodinamici (T, s) o (h,p).

fluido	p.e.n. (glide) [°C]	t. critica [°C]	ODP R11=1	vita media atmosfera [anni]	GWP CO ₂ = 1 100 anni	gruppo sicurezza ASHRAE ²
R12	-29,8	111,8	0,9	102	8100	A1
R134a	-26,1	101,1	0	15	1300	A1
R600a	-11,8	135,0	0	3	3	A3
R22	-40,8	96,2	0,05	12	1500	A1
R717	-33,3	133,0	0	1	<1	B2
R407C	-43,6 (7,0)	86,7	0		1530	A1/A1
R32/125/134a (23/25/52)				6/33/15		
R410A	-51,4 (<0,1)	72,5	0		1730	A1/A1
R32/125 (50/50)				6/33		
R290	-42,1	96,8	0	3	20	A3
R502	-45,4	82,2	0,3		5490	A1
R22/115 (48,8/51,2)				12/1700		
R404A	-46,4 (0,9)	72,1	0		3260	A1/A1
R125/143a/134a (44/52/4)				33/49/15		
R507	-46,7	70,9	0		3300	A1
R125/143a (50/50)				33/49		

Legenda: ODP: potenziale distruttivo dell'ozono stratosferico, riferito a R11=1.

GWP: potenziale di effetto serra, con tempo di integrazione 100 anni, riferito a CO₂=1.

Tabella 60: Proprietà termofisiche di alcuni fluidi frigorigeni

Pertanto la CO₂ (classificata anche come R744 dall'ASHRAE) richiede un circuito frigorifero leggermente diverso da quello usuale. Inoltre la CO₂ opera a pressioni elevate (oltre 60 bar) e quindi tutti gli organi di impianto debbono essere progettati per queste pressioni. Tuttavia la CO₂ ha densità elevata e pertanto i diametri, a parità di flusso di massa, sono minori di quelli usuali e la diminuzione del diametro compensa la maggior resistenza alla pressione di esercizio.

fluido	p. cond. [bar]	p. evap. [bar]	COP	Q_{ov} [kJ/m ³]	t_{fc} [°C]
R12	7,5	1,5	4,07	1053	39,9
R134a	7,7	1,3	3,98	980	36,9
R600a	4,04	0,72	4,03	529	30 (vap. umido)
R22	11,9	2,4	4,04	1724	56,5
R717	11,7	1,9	4,10	1759	112,0
R407C	12,7	2,4	3,88	1667	49,2
R32/125/134a (23/25/52)					
R410A R32/125 (50/50)	18,9	4,0	3,76	2564	56,1
R290	10,5	2,39	3,95	1477	37,3
R502 R22/115 (48,8/51,2)	13,2	2,9	3,78	1754	38,9
R404A R125/143a/134a (44/52/4)	14,3	3,1	3,60	1756	35,5
R507 R125/143a (50/50)	14,7	3,2	3,57	1786	34,8

Tabella 61: Confronto delle efficienze per funzionamento standard -10, +30 °C

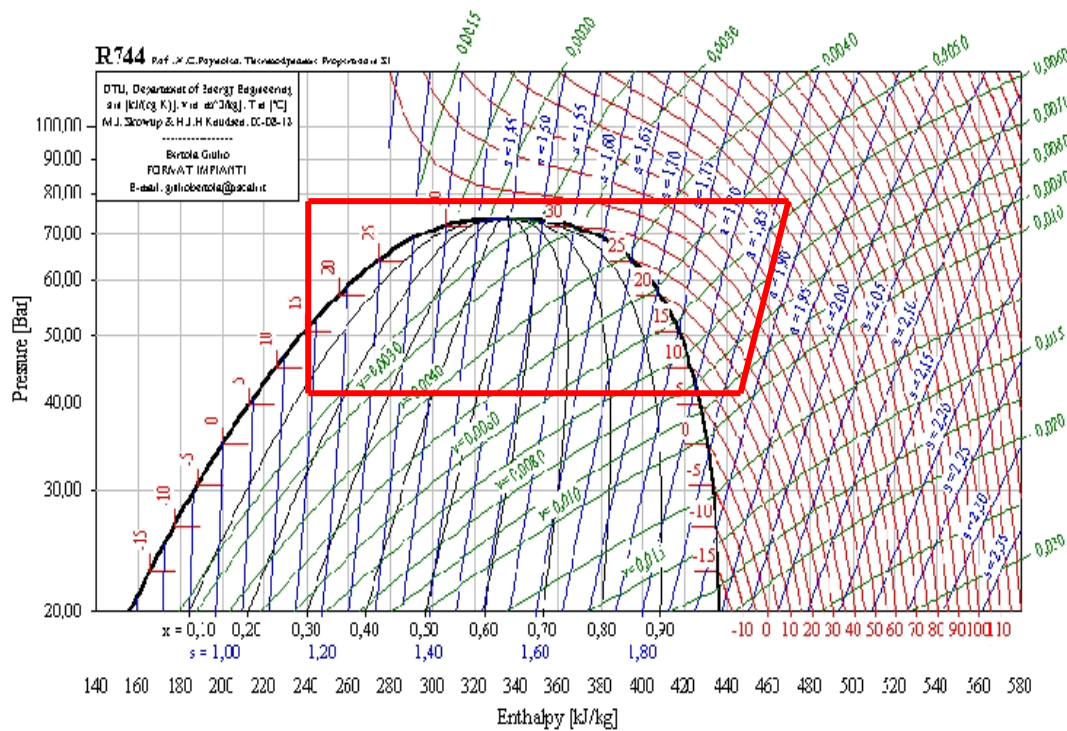


Figura 196: Ciclo frigorifero transcritical per la CO₂

8.1.6 TRACCIAMENTO DEL CICLO FRIGORIFERO

I diagrammi (h, p) sono molto utili per tracciare i cicli frigoriferi poiché hanno in assi coordinati le principali grandezze di controllo (l'entalpia nelle ascisse e la pressione nelle ordinate). In Figura 198 si ha un esempio di tracciamento di ciclo frigorifero a compressione di vapori saturi nel piano (h, p): scelte le pressioni massima e minima (funzione delle temperature estreme di ciclo) si ha un immediato disegno del ciclo frigorifero (1234) con le seguenti fasi:

- 12 compressione isoentropica;
- 23 desurriscaldamento e condensazione del fluido frigorifero;
- 34 laminazione fra pressione superiore e pressione inferiore (isoentalpica);
- 41 evaporazione del fluido frigorifero.

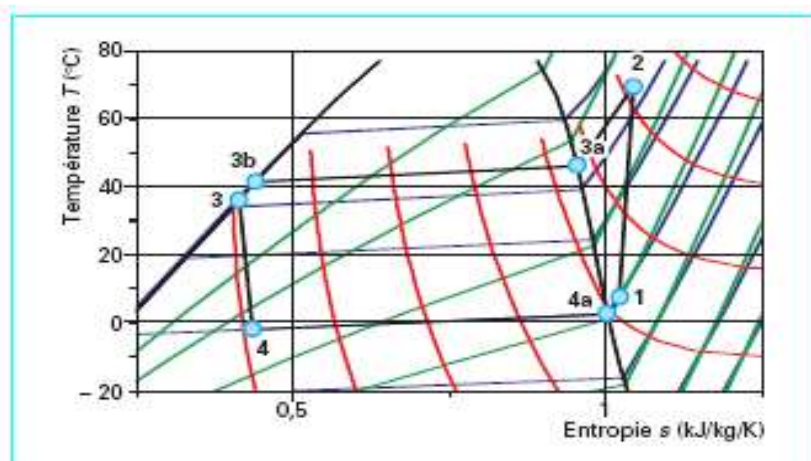


Figura 197: Ciclo a compressione di vapori saturi nel piano (T, s) per l'R407C

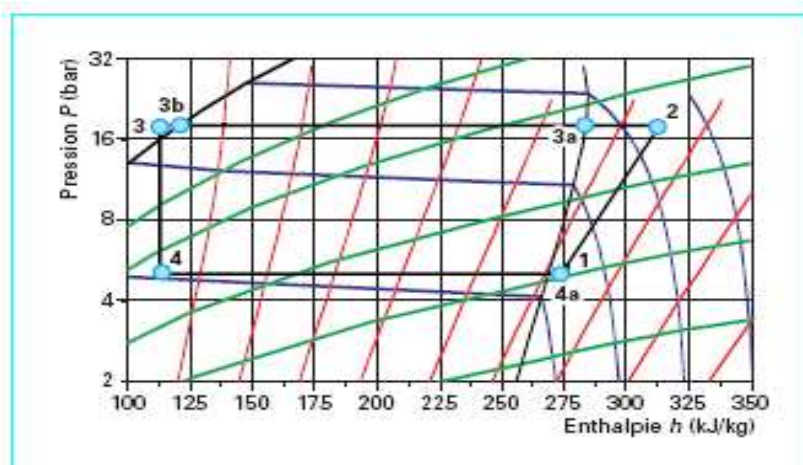


Figura 198: Ciclo a compressione di vapori saturi nel piano (h, p) per l'R407C

8.1.7 DEFINIZIONE DEGLI INDICI DI PRESTAZIONE

Prima di affrontare l'analisi dei vari tipi di compressori frigoriferi è bene avere presenti le definizioni più frequenti degli indici energetici.

L'efficienza frigorifera è definita, come già indicato in precedenza, dal rapporto:

$$EER = \frac{\text{Energia}_\text{Frigorifera}_\text{ottenta}}{\text{Energia}_\text{elettrica}_\text{al}_\text{compressore}} = \frac{Q_2}{L}$$

Spesso tale indice è definito, riprendendo la definizione anglosassone, come COP (*Coefficient Of Performance*). E' uno degli indici di maggior uso nella pratica e nella documentazione tecnica dei Costruttori. L'ARI (Associazione delle industrie di refrigerazione) definisce anche l'indice EER (*Energy Energy Ratio*) sostanzialmente analogo al precedente salvo a non avere unità omogenee come, ad esempio, BTU/kW o altre di uso comune mentre il COP è definito in unità omogenee (kW/kW). Un altro indice utilizzato è l'EER_G (EER Globale) dato dal rapporto:

$$EER_G = \frac{\text{Potenza _ Frigorifera _ Ottenuta}}{\text{Potenza _ Totale _ Spesa}} = \frac{Q_2}{L + L_v + L_p}$$

Ove si hanno i seguenti simboli:

- Q₂ Potenza frigorifera ottenuta, kW
- L Potenza ceduta al compressore, kW
- L_v Potenza ceduta ai ventilatori, kW
- L_p Potenza ceduta alle pompe di circolazione, kW

Un andamento tipico dell'efficienza energetica totale al variare del carico è riportata in Figura 199 ove, a partire dall'alto, si hanno le curve di efficienza per compressori scroll, per compressori a vite con rapporto di compressione 2,5 e compressori a vite con rapporti di compressione 3,5 a più gradini e on - off. Poiché il carico frigorifero varia continuamente, almeno per gli impianti civili, al variare delle condizioni climatiche esterne, si è soliti definire un indice di prestazioni medio calcolato su 4 punti. In particolare si hanno, come indicato in precedenza:

$$IPLV = (PE_{100\%} EER_{100\%} + PE_{75\%} EER_{75\%} + PE_{50\%} EER_{50\%} + PE_{25\%} EER_{25\%})$$

Ove si hanno le seguenti definizioni:

- PE_p peso energetico: energia prodotta alle condizioni di carico considerate (p=100%, 75%, 50% e 25%) su energia totale erogata nella stagione;
- EER_p efficienza energetica del condizionatore alle condizioni di carico (p=100%, 75%, 50% e 25%) e a condizioni di temperatura all'evaporatore e al condensatore rappresentative dell'intera stagione estiva.

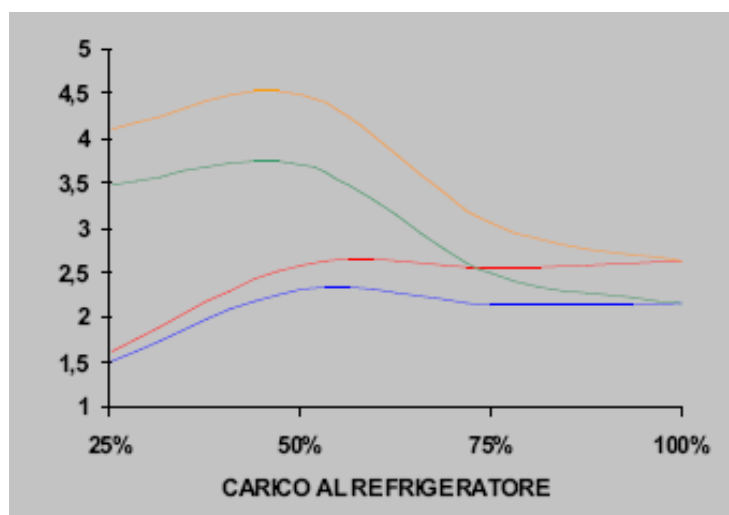


Figura 199: Influenza dell'efficienza energetica al variare del carico

Un analogo indice è stato definito dall'AICARR, l'EMPE (Efficienza Media Ponderata Estiva) ma con percentuali di carico diverse per tenere conto delle condizioni climatiche dell'Italia. Nella seguente Tabella 62 sono riportati i valori di PE% e di temperatura di ingresso nel condensatore (corrispondente alla temperatura esterna) adottati nei due casi.

I valori delle efficienze ai carichi parziali (EER_{75%}, EER_{50%}, EER_{25%}) sono determinati a partire da quella a carico nominale EER_{100%} ricorrendo a quanto disponibile in letteratura ed alla normativa tecnica. Successivamente si procede al calcolo degli indici energetici stagionali secondo le condizioni operative assunte da ARI e AICARR. Con riferimento alla Tabella 62, le prestazioni del condizionatore alle diverse condizioni operative da utilizzarsi nella (2) vengono determinate adottando la seguente formulazione semplificata:

$$EER_p = EERN \cdot k_{fc} \cdot k_{te} \quad (p = 25\%; 50\%; 75\%) \quad (3)$$

dove:

- EERN prestazioni a condizioni nominali (2002/31/CE, EN 14511);
- k_{fc} coefficiente correttivo delle prestazioni nominali in relazione al fattore di carico [-];
- k_{te} coefficiente correttivo delle prestazioni nominali in relazione alla temperatura esterna

carico	ARI		AICARR	
	Peso energ.	temp. aria ing. cond.	peso energ.	temp. aria ing. cond.
%	%	°C	%	°C
100%	1%	35	10%	35
75%	42%	26,7	30%	31,3
50%	45%	18,3	40%	27,5
25%	12%	12,8	20%	23,8

Tabella 62: Parametri di esercizio adottati da ARI ed AICARR

Nel 2005 l’Unione Europea ha proposto un indice avente la stessa formulazione analitica dei precedenti ma con percentuali di produzione energetica e temperature dell’aria al condizionatore diverse (ottimizzate per i paesi europei). Tale indice è denominato **ESEER** (*European Seasonal EER*). Si hanno i seguenti valori di calcolo:

Carico	Peso Energetico PE	Temperatura Aria Condensatore
%	%	°C
100	3	30
75	33	25
50	41	20
25	23	20

Tabella 63: Valori di calcolo per l’indice ESEER

Nelle applicazioni pratiche il confronto fra l’IPLV e EMPE mostra che quest’ultimo ha valore inferiori al primo a causa delle diverse percentuali energetiche e temperature dell’aria di condensazione. Mediamente si hanno valori dell’EMPE minori del 30-40% rispetto all’IPLV.

8.1.8 OSSERVAZIONI SUGLI INDICI DI PRESTAZIONE MEDI STAGIONALI

Spesso i dati di targa dei refrigeratori riportano le tipologie dei compressori (alternativi, scroll, vite, ...) e l’efficienza frigorifera (EER in unità omogenee per l’Italia). Questi dati non sono certo sufficienti per conoscere la reale efficienza media dei refrigeratori nell’arco di una stagione allorquando i carichi frigoriferi variano al variare delle condizioni climatiche e variano anche i rendimenti dei compressori sia per tipologia che per numero di gradini possibili.

Così, ad esempio, un refrigeratore a compressori alternativi avente un COP nominale di 3,5 con due gradini di regolazione raggiunge un indice medio stagionale EMPE pari a 4,5. Un refrigeratore con compressori scroll di tipo gemellati (due per circuito) hanno un rendimento dei compressori minore, pari a 3,0, ma una efficienza media stagionale EMPE pari a 4,5, come per il caso precedente. Per un compressore *Turbocor*[®] (vedi più avanti) il valore dell'indice ILPV (*Integrated Part Load Value*) risulta molto elevato per refrigeratori raffreddati ad acqua (9) ma anche per i refrigeratori raffreddati ad aria si ha un beneficio sensibile (5,9). Va ancora tenuto presente che le percentuali energetiche indicate dai vari indici al variare del carico sono solo di riferimento e nelle applicazioni reali si possono avere risultati anche molti discosti da quelli calcolati. Tuttavia un confronto fra diverse macchine a parità di indice medio stagionale può essere utile per scegliere il refrigeratore migliore.

8.1.9 COMPRESSORI ALTERNATIVI PER IMPIANTI FRIGORIFERI

Si vuole ora presentare brevemente la problematica dei compressori frigoriferi, tenendo presente che questo argomento è di norma svolto in un corso specialistico di Tecnica del Freddo o di Impianti Frigoriferi. La conoscenza del loro funzionamento e delle problematiche costruttive è comunque necessaria per effettuare una corretta selezione in funzione delle specifiche di progetto e di funzionamento dei componenti. I compressori utilizzati sono molteplici e ciascuna tipologia è indicata per applicazioni particolari o per potenzialità compresa in determinati intervalli. Possiamo qui riassumere la situazione attuale come descritto in Tabella 64. Le condizioni nominali di riferimento sono:

$$t_{ev} = -10 \text{ }^\circ\text{C}, \quad T_c = 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

Un'altra classificazione dei compressori può essere:

- Compressori Aperti quando l'albero di trasmissione esce dal carter
- Compressori Ermetici: se dal carter escono solo le tubazioni di aspirazione e di mandata del fluido, nonché i cavi elettrici
- Compressori Semiermetici: se il carter è apribile (cioè è imbullonato ma non saldato).

Tipologia	Potenza Frigorifera (kW)	Rumorosità prodotta
Alternativi Ermetici Semiermetici Aperti	1÷10 30÷250 300÷500	Medio grande con produzione di rumore e vibrazioni
Rotativi A palette A vite Scroll	1.5÷7 200÷3000 50÷2000	Silenziosi e stabili
Centrifughi Semiermetici Aperti	300÷6000 300÷30.000	Necessari pavimenti antivibranti e cuffie afoniche

Tabella 64: Classificazione dei compressori per tipologia

Rendimento Volumetrico dei compressori

Con riferimento alla Figura 200, definiamo *rendimento volumetrico* di un compressore alternativo il rapporto:

$$\eta_v = \frac{V_a}{V_g} \quad [164]$$

ove :

- V_a volume aspirato,
- V_g volume generato
- V_n volume nocivo.

Risulta:

$$V_g + V_n = V_a + V_d \quad [165]$$

ed inoltre, essendo la CD adiabatica (almeno con riferimento al ciclo ideale), si ha:

$$\frac{V_d}{V_c} = \left(\frac{p_c}{p_d} \right)^{\frac{1}{k}} = \rho^{\frac{1}{k}} \quad [166]$$

Combinando le ultime relazioni si ottiene:

$$\eta_v = 1 + \frac{V_n}{V_g} \left(1 - \rho^{\frac{1}{k}} \right) \quad [167]$$

La cilindrata del compressore è pari a:

$$V = \frac{\dot{V}}{\eta_v n} = \frac{\dot{m} v_a}{\eta_v n} \quad [168]$$

ove:

- \dot{V} è la portata volumetrica
- \dot{m} è la portata massica
- v_a il volume specifico in aspirazione
- n il numero di giri.

Naturalmente i valori reali sono discosti da quelli teorici per effetto sia delle irreversibilità che dei volumi morti che si vengono a generare in aspirazione.

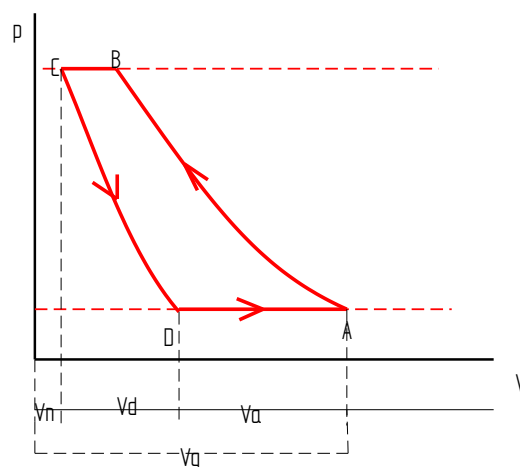
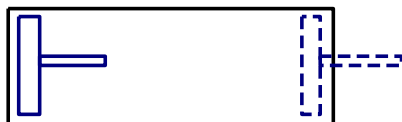


Figura 200: Diagramma all'indicatore del compressore

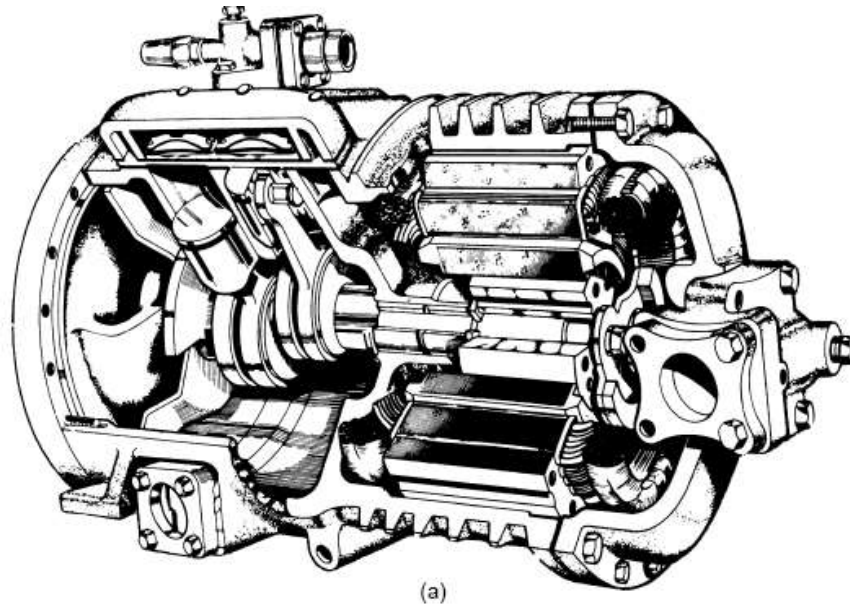


Figura 201: Compressore semiermetico

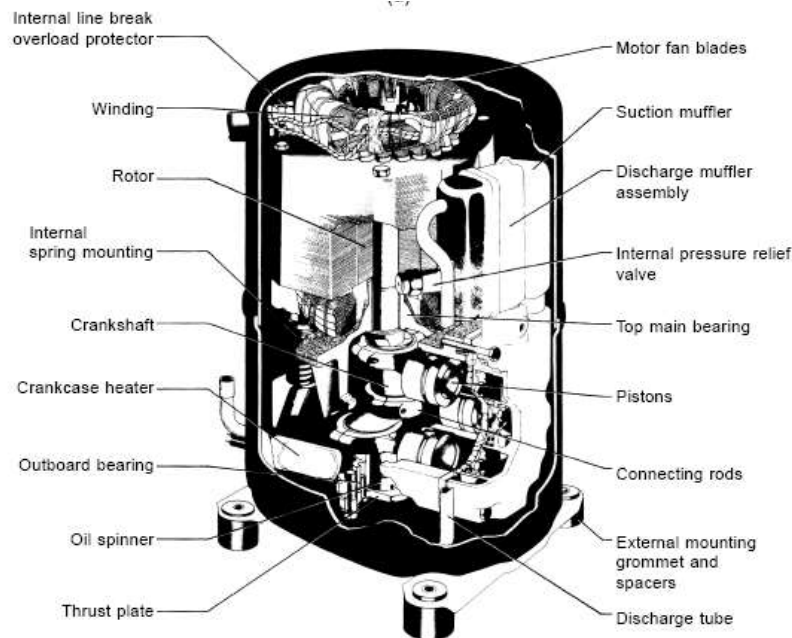


Figura 202: Compressore alternativo ermetico

Regolazione dei compressori alternativi

La regolazione dei compressori alternativi può essere effettuata con uno dei seguenti modi:

- funzionamento intermittente, ON-OFF
- frazionamento del carico su più compressori
- variazione della velocità di rotazione
- combinazione delle due precedenti modalità.

Si possono altresì variare le grandezze caratteristiche del compressore, cioè:

- con un by – pass aspirante – premete
- mediante sollevamento delle valvole di aspirazione (capacity control)
- variazione dello spazio nocivo
- variazione della corsa utile di aspirazione.

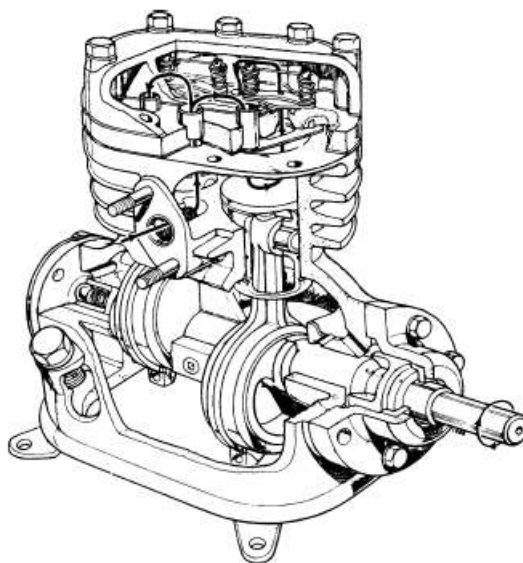


Figura 203: Assemblaggio di un compressore alternativo a due cilindri

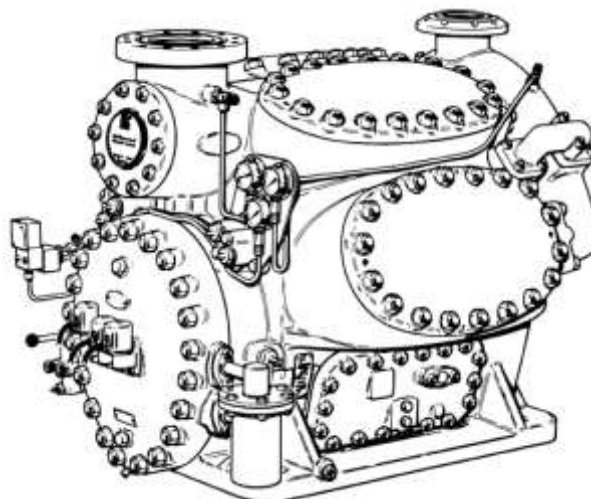


Figura 204: Assemblaggio di un compressore alternativo a 4 cilindri

Gli ultimi due metodi sono raramente usati. Il funzionamento *ON OFF* (*Funzionamento Intermittente*) può essere attuato spegnendo il compressore in modo programmato o automatico in concomitanza alla riduzione del carico termico. In quest’ultimo caso si ha una variazione della temperatura di evaporazione e quindi della pressione di evaporazione che viene rilevata da un pressostato differenziale che provvede a chiudere il solenoide sull’alimentazione della batteria fredda. Il compressore viene anche arrestato ad opera del compressore di bassa pressione.

Frazionamento del carico su più compressori

I gruppi frigoriferi dotati di 2, 3 o 4 compressori permettono di avere i seguenti gradi di parzializzazione:

Numero di compressori	1° gradino	2° gradino	3° gradino	4° gradino	5° gradino
2	0	50%	100%		
3	0	33%	66%	100%	
4	0	25%	50%	75%	100%

Tabella 65: Parzializzazione del carico nei gruppi frigoriferi

Ogni compressione interviene su comando di un termostato a 2, 3 o 4 stadi.

Variazione della velocità del compressore

La velocità può essere variata se si hanno motori elettrici con due avvolgimenti statorici distinti:

- a 4 poli per l'alta velocità;
- a 8 poli per la bassa velocità.

La velocità di rotazione viene calcolata dal numero di coppie, p , del motore mediante la relazione:

$$n = \frac{50(Hz) \cdot 60(sec/min)}{p} \quad [169]$$

Pertanto si hanno:

- 750 gpm per motori a 8 poli;
- 1500 gpm per motori a 4 poli;
- 3000 gpm per motori a 2 poli.

Combinazione della precedenti tecniche

Un gruppo frigorifero con due compressori, ciascuno a doppia velocità, permette, come sopra detto, i seguenti gradi di parzializzazione (fine):

- a 2 compressori: 0, 25%, 50%, 75%, 100%
- a 4 compressori: 0, 12.5%, 25%, 37.5%, 50%, 62.5%, 75%, 87.5%, 100%.

Prestazioni dei Compressori alternativi

Le prestazioni dei compressori alternativi dipendono dalla temperatura di evaporazione e dalla temperatura di condensazione. Per comodità i cataloghi forniscono le potenze rese ed assorbite con riferimento alla temperatura dell'acqua in uscita dall'evaporatore e dell'acqua di condensazione.

Si fa osservare che sulla potenza dei compressori c'è da scrivere un romanzo giallo: a pari costruttore del compressore, modello e condizioni d'uso si hanno prestazioni dichiarate dai costruttori dei gruppi frigoriferi (dei quali i compressori sono solo un componente) che differiscono fino al 100% rispetto a quelle nominali del compressore.

Purtroppo la scarsa chiarezza delle condizioni d'uso spesso ingenerano questi errori. Occorre prestare molta attenzione alle condizioni di riferimento dei cataloghi commerciali per evitare spiacevoli sorprese in sede di costruzione dell'impianto. Nella tabella si ha, per ogni temperatura di condensazione, sia la potenza frigorifera resa che la potenza elettrica assorbita.

Si osservi come la potenzialità frigorifera diminuisca sensibilmente al crescere della temperatura dell'acqua di condensazione. Pertanto quando non si può utilizzare acqua di fiume o di pozzo (di solito a bassa temperatura in estate) ma acqua di torre evaporativa (vedi nel prosieguo) occorre tenere conto di questo degrado delle prestazioni.

8.1.10 CICLI FRIGORIFERI MULTISTADIO

Per evitare un eccessivo riscaldamento del gas in uscita dal compressore e per ridurre il lavoro di compressione si utilizzano i cicli multistadio. In questi cicli (detti *composti*) lo stesso refrigerante subisce due o più stadi di compressione. Il gas in uscita dal primo stadio viene raffreddato (intercooler) prima di essere inviato al secondo stadio di compressione, come illustrato in Figura 205 in Figura 206.

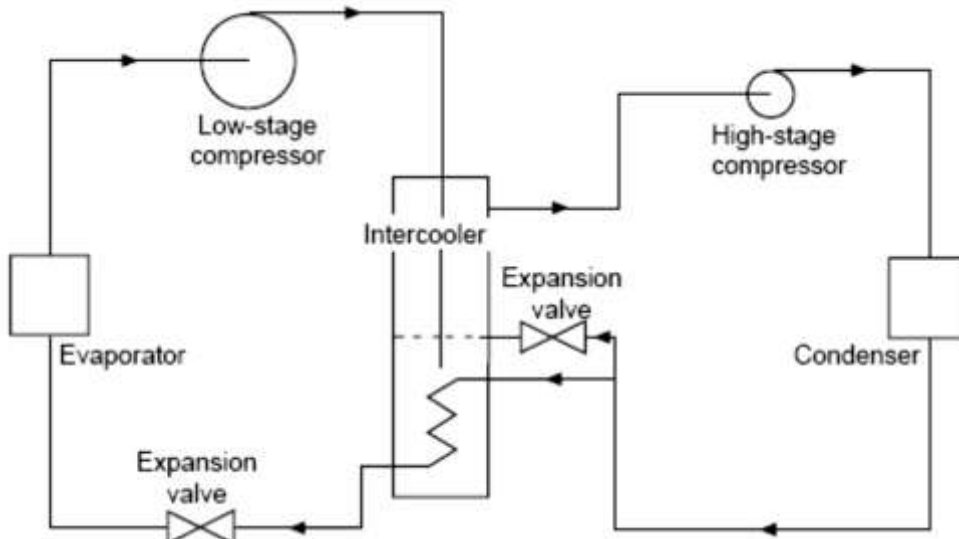


Figura 205: Schema di un ciclo di refrigerazione bistadio composto

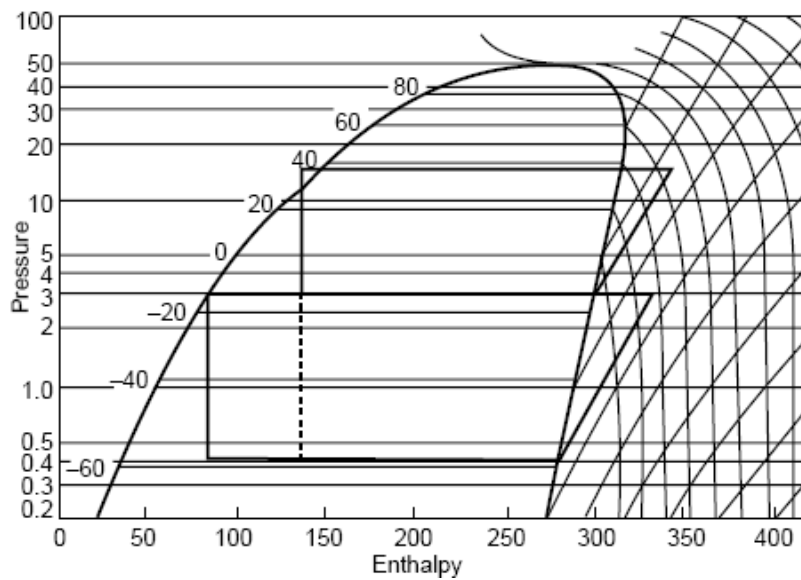


Figura 206: Rappresentazione nel piano (h, p) del ciclo bistadio composto con intercooler

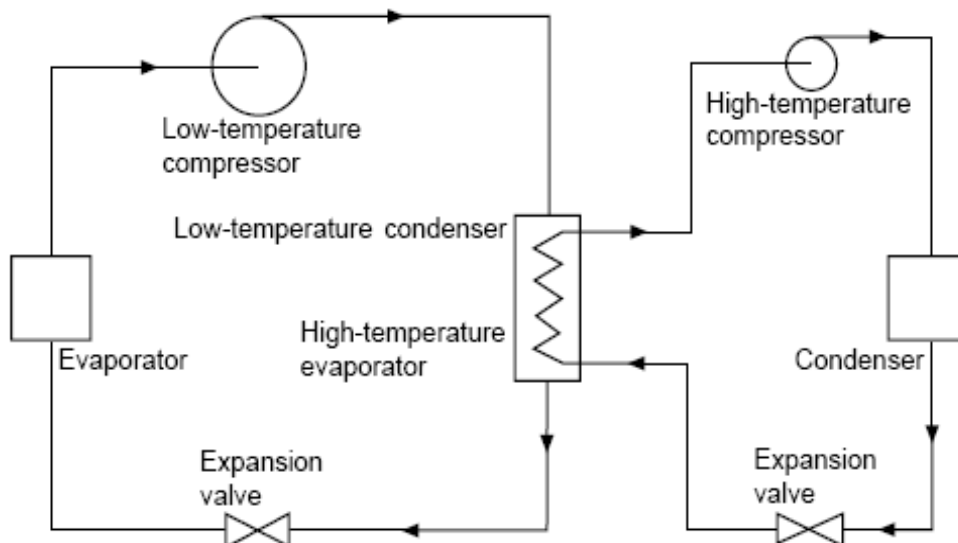


Figura 207: Ciclo bistadio in cascata

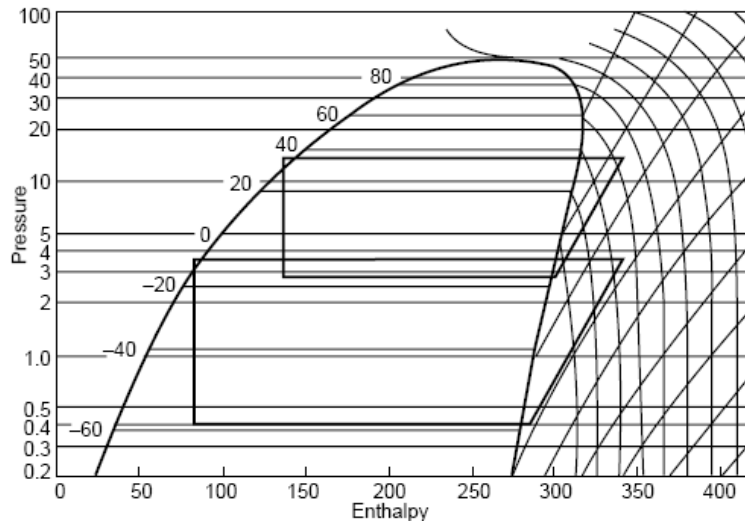


Figura 208: Rappresentazione nel piano (h, p) del ciclo bistadio in cascata

Si hanno anche cicli di refrigerazione in cascata nei quali il primo ciclo agisce da condensatore per il secondo stadio: in questo modo si possono raggiungere elevate pressioni, come indicato in Figura 207 e in Figura 208. Si osserva che, ai fini del bilancio energetico, le portate di massa nei due circuiti possono essere diversi.

8.1.11 COMPRESSORI CENTRIFUGHI PER IMPIANTI FRIGORIFERI

I compressori centrifughi utilizzano una tecnologia molto diversa da quelli alternativi. Lo schema di funzionamento è dato in Figura 209 nella quale si evidenzia una girante (opportunamente profilata) che opera una compressione del fluido convertendo energia cinetica in aumento di pressione dinamica (si ricordi l'equazione di Bernoulli) ed un diffusore di uscita del fluido compresso. Si possono avere compressori con più giranti (a due o più stadi) a seconda della compressione desiderata.

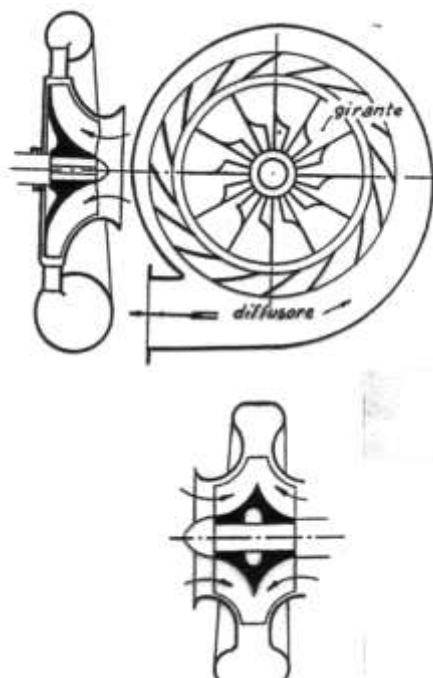


Figura 209: Schema di un compressore centrifugo

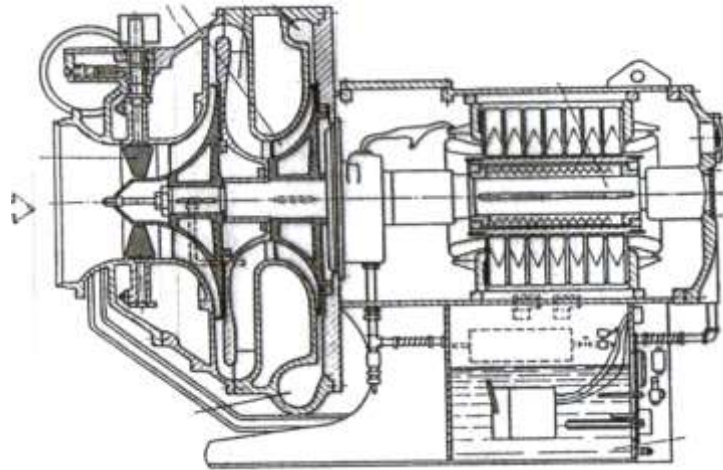


Figura 210: Sezione di un compressore centrifugo bistadio

Questi compressori si caratterizzano da quelli alternativi per il *funzionamento continuo* (mentre in quelli alternativi la fase di compressione è una sola) e per l'assenza di valvole di immissione.

Sono compressori di potenza media – grande e vengono usati principalmente per impianti che richiedono grande potenza (100÷5000 kW) caratterizzati da un funzionamento continuo, come, ad esempio, nei sistemi di processo industriali, negli ospedali, ... Una differenza importante con i compressori alternativi è data dall'assenza del mescolamento dell'olio di lubrificazione e non soffrono le elevate temperature in uscita dalla compressione.

La conversione di pressione dinamica in pressione statica è attuata dal diffusore (di sezione toroidale a sezione crescente, vedi Figura 209) dove la velocità del fluido si riduce fino quasi ad annullarsi. Uno schema costruttivo di un compressore centrifugo bistadio è dato in Figura 210.

Pompaggio nei compressori centrifughi

La curva delle caratteristiche idrauliche dei compressori centrifughi è del tutto simile a quella di una pompa, come indicato in Figura 211. La curva di carico del circuito incontra la curva caratteristica del compressore in un punto. In figura si hanno due casi: nel caso che il punto di incontro, A, sia a destra del massimo della caratteristica, B, allora il funzionamento risulta stabile, nel caso di incontro a sinistra di B, si ha, punto C, un funzionamento instabile.

La giustificazione deriva dall'osservare che in A una variazione ΔV della portata volumetrica comporta una corrispondente variazione Δp della pressione prodotta in senso opposto e quindi tale da riportare il punto di lavoro in A. L'opposto avviene se il punto di lavoro è C: una variazione di portata porta ad una variazione di uguale segno della pressione che fa spostare sempre più C dal punto iniziale. Il punto B è il *punto limite* detto anche *punto di pompaggio*. Il raggiungimento del punto B è possibile a seguito di ampie parzializzazioni del compressore centrifugo.

La presenza del limite di pompaggio porta ad avere diagrammi caratteristici del tipo indicato in Figura 212 nel quale si ha una linea che segna il *limite di pompaggio*. In Figura 212 si hanno le curve caratteristiche di un compressore centrifugo al variare della temperatura di uscita.

Per allontanare il limite di pompaggio si inserisce nel compressore centrifugo una fila di palettature mobili, cioè orientabili, collocata sulla bocca aspirante. La rotazione di queste palette modifica le condizioni fluidodinamiche all'aspirazione e quindi, per conseguenza, anche la curva delle prestazioni (o curva caratteristica) del compressore centrifugo. In pratica variando l'angolo delle palette mobili si ha un effetto simile a quello della variazione del numero di giri di Figura 212.

L'azione delle palette mobili è rappresentata in Figura 213. Se il compressore in condizioni normali si trova nelle condizioni del punto A e per effetto di una parzializzazione della portata ΔV si porta in B (punto limite).

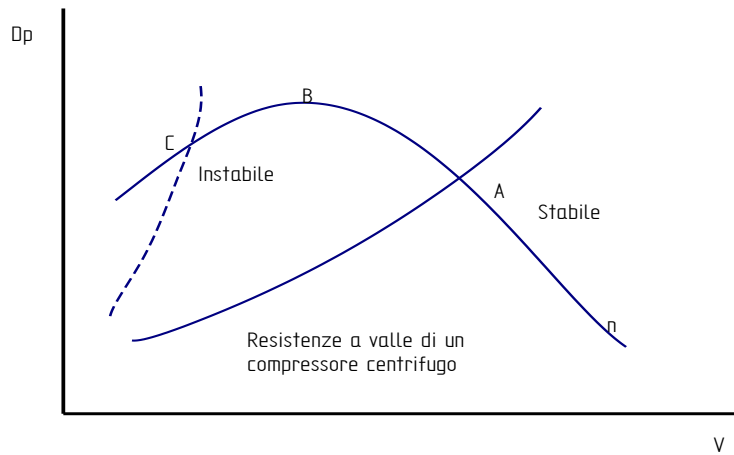


Figura 211: Punto di lavoro di un compressore centrifugo

Se il sistema di controllo fa variare l'orientamento delle palette mobili la curva caratteristica si sposta (in figura è segnata l'apertura a 70°) e il nuovo punto di funzionamento diviene C, lontano dal punto limite.

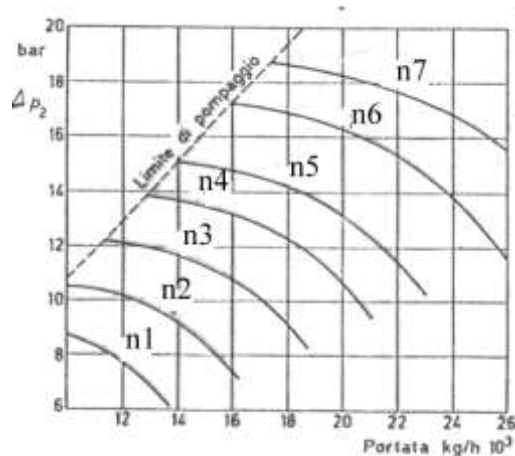


Figura 212: Abaco delle curve caratteristiche di un centrifugo

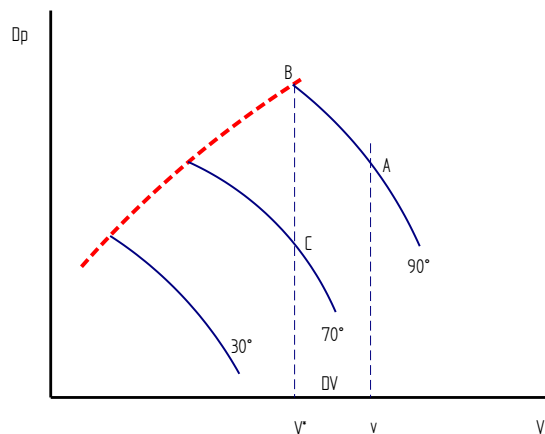


Figura 213: Andamento delle curve caratteristiche al variare dell'angolo di apertura

8.1.12 COMPRESSORI CENTRIFUGHI CON INVERTER

Di recente sono stati introdotti nel mercato refrigeratori centrifughi con variazione continua del numero di giri mediante *inverter*. In Figura 214 si ha una veduta di un refrigeratore centrifugo commerciale che appare del tutto simile ad un normale refrigeratore centrifugo. Nella tabella seguente si hanno i dati caratteristici di questa famiglia di compressori con l'indicazione del COP ai vari regimi di carico. Questi compressori hanno la capacità di variare il regime dal 15% al 100% in modo continuo e pertanto si comparano con i compressori a vite. Il controllo della resa di progetto ottenuto tramite variazione di velocità con VSD ed alette di prerotazione (PRV) a profilo alare poste sull'aspirazione del compressore.

Le alette sono comandate da un attuatore elettrico esterno che automaticamente ne controlla la posizione in modo da mantenere costante la temperatura di uscita dell'acqua refrigerata realizzate in lega di bronzo manganese. Il sistema di controllo (variatore di velocità VSD) attua una variazione della velocità di rotazione in modo da ottimizzare le prestazioni energetiche a carico parziale delle unità.



Figura 214: Vista di un refrigeratore con compressore centrifugo con inverter della York

E' progettato per variare la velocità del motore del compressore controllando la frequenza e la tensione del motore elettrico. La capacità adattativa del sistema di controllo modifica automaticamente ed indipendentemente la velocità del motore e la posizione delle alette di prerotazione per ottenere il massimo rendimento ai carichi parziali, analizzando le informazioni trasmesse dai sensori posti sul gruppo refrigeratore.

Tale sistema di controllo deve essere in grado di operare in modo tale che la macchina abbia la possibilità di funzionare a velocità ridotta nei tre seguenti campi di funzionamento:

- alette di prerotazione completamente aperte e riduzione di velocità di rotazione per ottenere l'effetto di riduzione dei consumi più significativo, ove possibile
- alette di prerotazione parzialmente chiuse e comunque velocità ridotta al valore minimo consentito dalle effettive richieste di rapporto di compressione (bassi carichi e rapporti di compressione vicini a quello di progetto), così come determinate dalla logica adattativa
- alette di prerotazione in progressiva chiusura alla minima velocità di rotazione.



Figura 215: Refrigeratore con compressore centrifugo con inverter della Carrier

% carico	Pot. Frig. kW	Pot. Ass. (STD) kW	Pot. Ass. (VSD) kW	C.O.P. (STD)	C.O.P. (VSD)
100%	1800	304	318	5.9	5.7
90%	1620	257	253	6.3	6.4
80%	1440	216	200	6.7	7.2
70%	1260	183	155	6.9	8.1
60%	1080	157	114	6.9	9.5
50%	900	134	84	6.7	10.7
40%	720	117	69	6.2	10.4
30%	540	100	59	5.4	9.2
20%	360	82	48	4.4	7.5
14.6%	263	72	43	3.7	6.1

A=COP a 100%; B=COP a 75%; C=COP a 50%; D=COP a 25%

C.O.P. (medio stagionale) = 0,01 x A + 0,42 x B + 0,45 x C + 0,12 x D = 6.5 **STD**
C.O.P. (medio stagionale) = 0,01 x A + 0,42 x B + 0,45 x C + 0,12 x D = 9.1 **VSD**

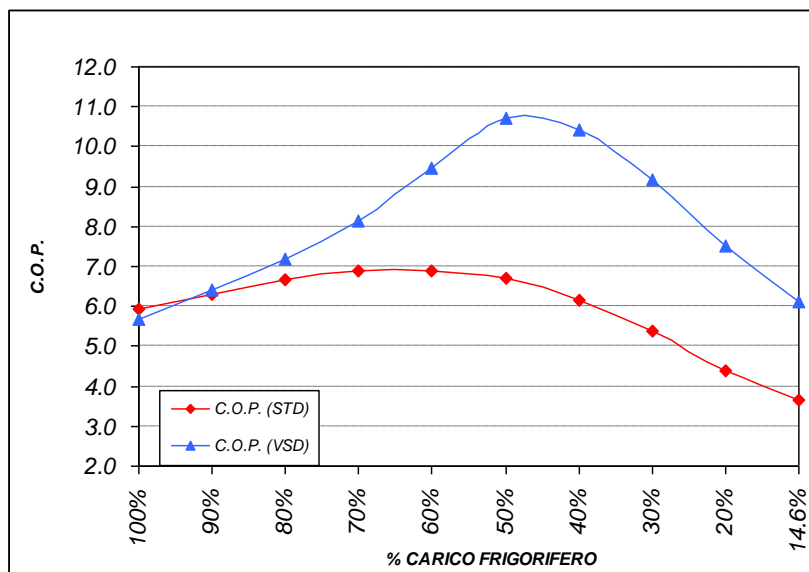


Tabella 66: Variazione del COP per un compressore centrifugo con inverter da 1 MW

Con questi nuovi compressori si possono ottenere risparmi energetici considerevoli (oltre il 30% stagionale) in considerazione della variabilità sia delle condizioni climatiche che del carico interno degli ambienti.

Le curve del COP, infatti, mostrano un picco per una potenzialità pari al 50% del valore di picco. In Figura 215 si ha un nuovo modello di refrigeratore con compressore centrifugo con inverter prodotto dalla Carrier.

8.1.13 COMPRESSORI TURBOCOR®

Di recente sono stati presentati una nuova tipologia di compressori centrifughi aventi caratteristiche avanzate e molto interessanti. Il compressore Turbocor®, vedi Figura 216, è di tipo centrifugo con inverter incorporato. Esso utilizza tecnologie avanzate derivate dalla tecnologia aeronautica. In particolare i cuscinetti di tenuta dell'albero motore sono di tipo elettromagnetico. Il numero di giri del compressore varia da 18000 a 48000 rpm e richiede spunti di corrente per avviarsi di soli 2 A contro i 500-600 dei compressori a vite aventi pari potenza 250 kW. Il sistema di variazione di velocità mediante inverter assicura una potenza sempre pari al carico frigorifero, con grande risparmio di energia.

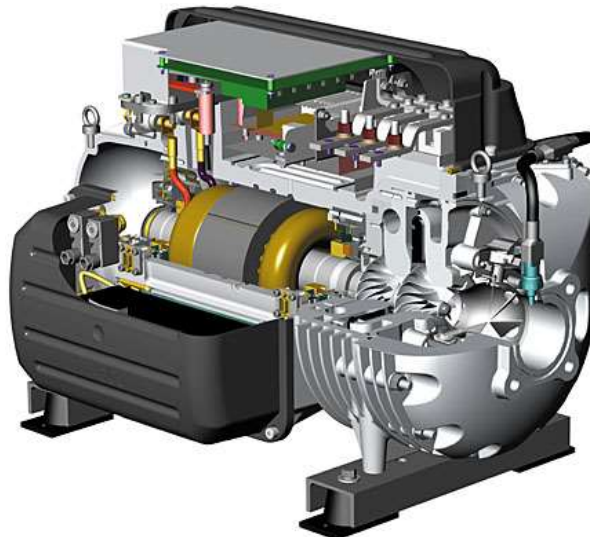


Figura 216: Compressore Turbocor® con sezione interna

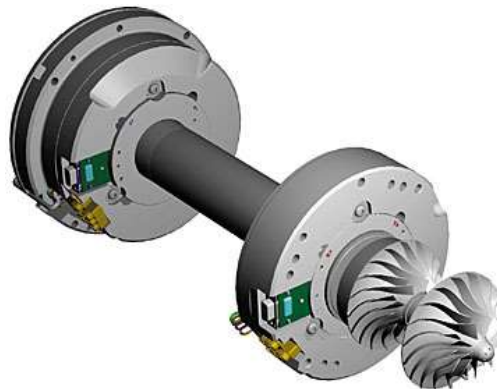


Figura 217: Albero motore del Turbocor®

I cuscinetti magnetici hanno una perdita di attrito pari allo 0,2% rispetto ai sistemi tradizionali. Inoltre questo sistema è del tutto privo di olio. Essi, inoltre, contribuiscono a mantenere l'albero perfettamente centrato in ogni condizione di carico. E' previsto un sistema automatico di de-lievitazione magnetica con atterraggio dell'asse motore su cuscinetti tradizionali che hanno una funzione di solo supporto alternativo.

Il compressore Turbocor® è dotato di un sofisticato sistema di controllo digitale che ne controlla le funzioni (vi sono fino a 150 punti di controllo) e ne massimizza l'efficienza.

I vantaggi della tecnologia Turbocor® sono così riassumibili:

- - elevata efficienza frigorifera, così come visto per i compressori centrifughi con inverter;
- - minori emissioni;
- - maggiore affidabilità per una sensibile riduzione di parti rotanti;
- - un peso pari ad 1/5 dei compressori tradizionali di pari potenzialità;
- - una rumorosità molto bassa (da 50 a 70 dB ad 1m di distanza⁶⁴)

Un'interessante applicazione di questa famiglia di compressori è il retrofitting in impianti esistenti. Le dimensioni ridotte di questo compressore, infatti, ne permettono l'inserimento in impianti già esistenti con molta facilità.

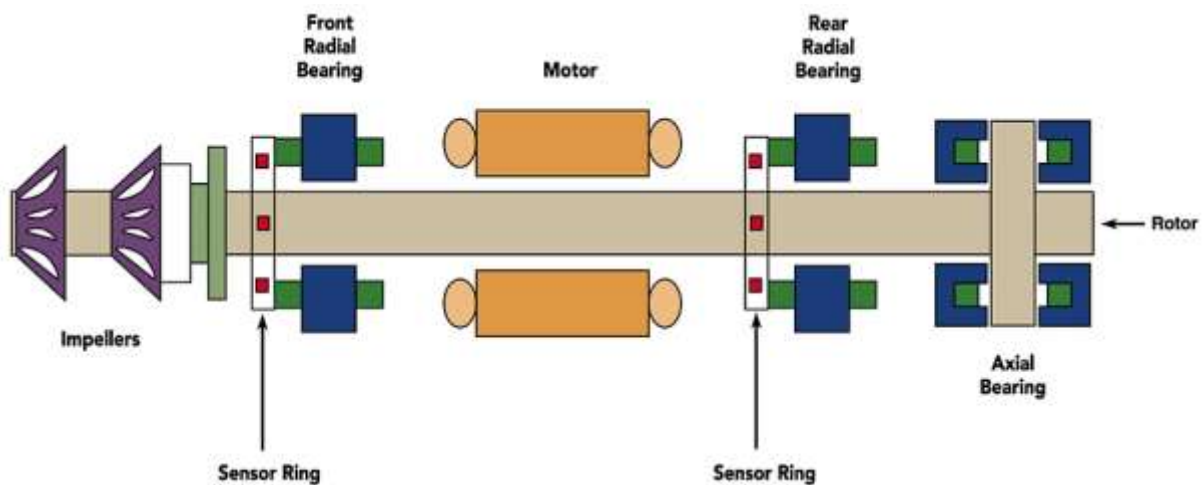


Figura 218: Schematizzazione del supporto magnetico del Turbocor®



Figura 219: Vista dell'impeller del Turbocor®

⁶⁴ Anche se i dati acustici così espressi non sono del tutto soddisfacenti, come si vedrà nel capitolo sulla rumorosità degli impianti, questi dati forniscono una indicazione comparativa molto positiva rispetto ad analoghi dati dei compressori tradizionali. Lo spettro della rumorosità prodotta è comunque visibile in Tabella 67.

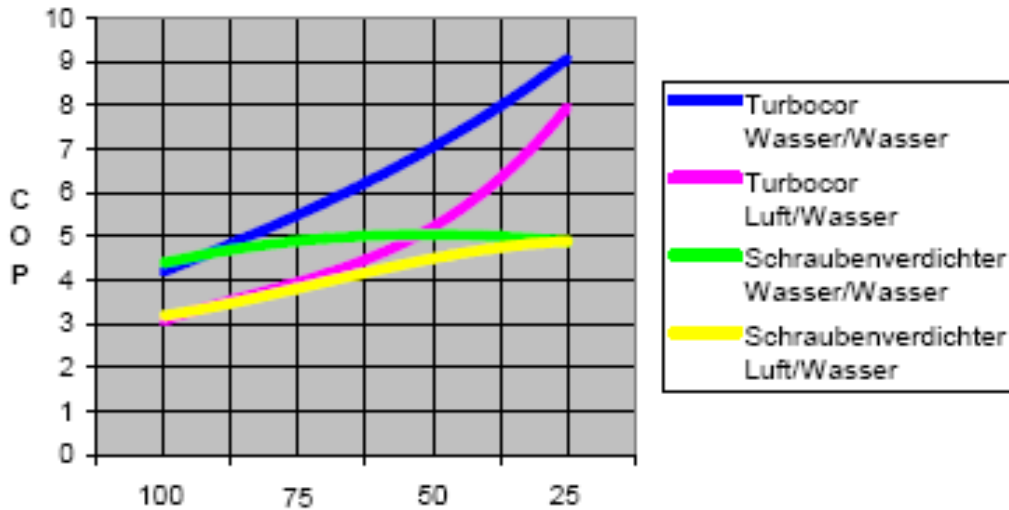


Figura 220: Andamento del COP del Turboacor® in funzione della percentuale di carico

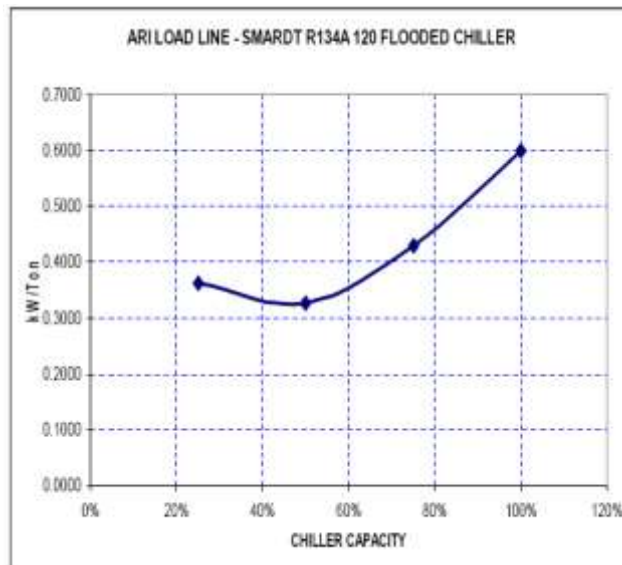


Figura 221: Curva kW/ton del compressore Turboacor®

Frequency	Operational Mode of Compressor			
	250 kW		350 kW	
64 Hz	38 dB(A)	48 dB(Lin)	38 dB(A)	48 dB(Lin)
125 Hz	48 dB(A)	57 dB(Lin)	54 dB(A)	60 dB(Lin)
250 Hz	48 dB(A)	55 dB(Lin)	53 dB(A)	57 dB(Lin)
500 Hz	48 dB(A)	51 dB(Lin)	54 dB(A)	56 dB(Lin)
1 kHz	56 dB(A)	56 dB(Lin)	58 dB(A)	58 dB(Lin)
2 kHz	52 dB(A)	51 dB(Lin)	56 dB(A)	55 dB(Lin)
4 kHz	54 dB(A)	52 dB(Lin)	57 dB(A)	56 dB(Lin)

Tabella 67: Spettro di rumore emesso dal Turboacor® per due potenzialità

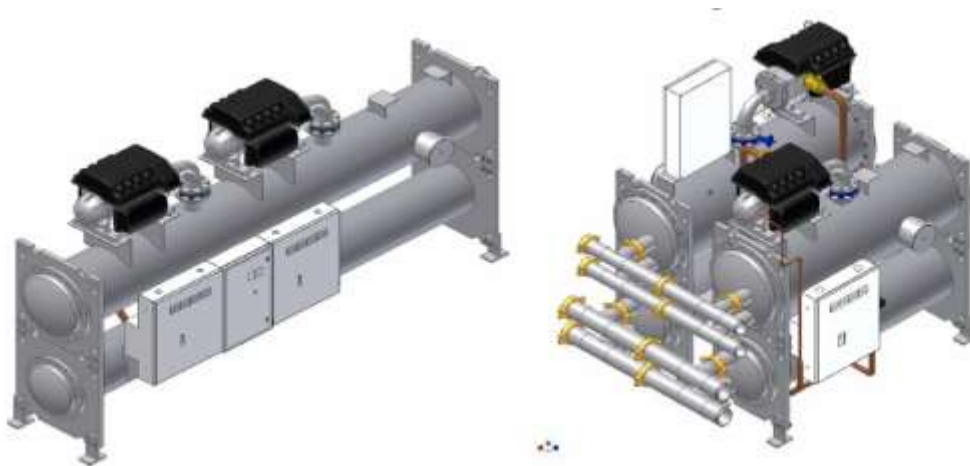


Figura 222: Esempi di installazione di compressori Turbocor® con raffreddamento ad acqua

8.1.14 COMPRESSORI ROTATIVI NEGLI IMPIANTI FRIGORIFERI

I compressori rotativi stanno vivendo oggi un momento di gloria per le caratteristiche positive che presentano. Essi, infatti, producono una Δp che risulta indipendente dalla pressione a monte e a valle dello stesso compressore, non hanno bisogno di valvole (essendo rotativi sono anche a flusso continuo) anche se hanno bisogno di una abbondante lubrificazione. Anche per questi compressori restano validi i concetti di spazio nocivo e di rendimento volumetrico.

Possono essere:

- A palette
- A vite
- A spirale orbitante (scroll)

8.1.15 COMPRESSORE ROTATIVO A PALETTE MULTIPLE

E' un compressore che utilizza lo schema di compressione per rotazione asimmetrica con palette mobili che si spostano radialmente in modo da confinare il fluido in lobi ben precisi, come indicato in Figura 223. Anche in questo caso, come per i compressori centrifughi, si ha un collettore di raccolta esterno che converte la pressione dinamica in pressione statica.

Questo tipo di compressori è utilizzato per impianti di potenzialità limitata (qualche kW) ed ha un suo punto di forza nella compattezza, regolarità di funzionamento e nella richiesta di poca manutenzione. I rendimenti volumetrici non sono elevati e così pure i rapporti di compressione per cui sono convenienti solo con quei fluidi frigoriferi che possono essere utilizzati in questi range di lavoro

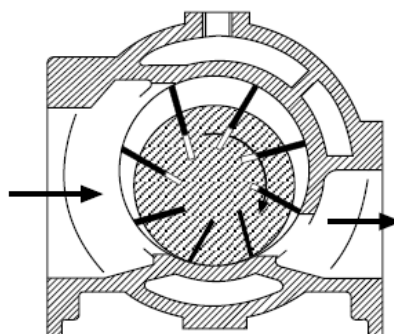


Figura 223: Compressore rotativo a palette multiple

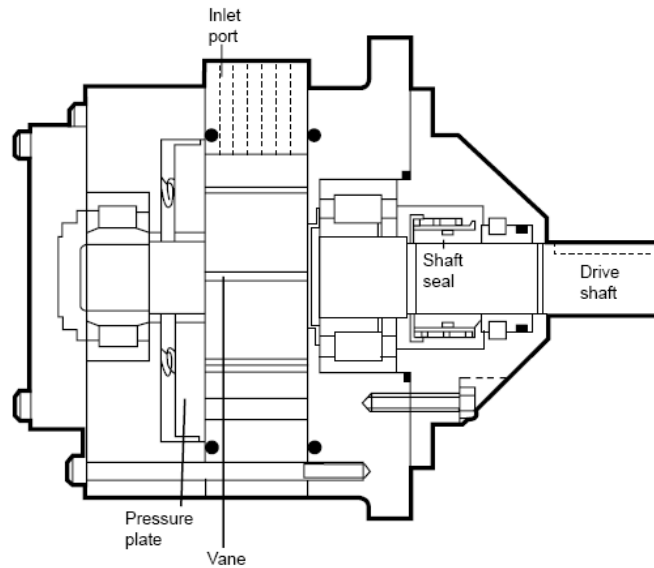


Figura 224: Sezione di un compressori a lobi

8.1.16 COMPRESSORI A VITE

I compressori a vite sono caratterizzate da due viti controrotanti, dette maschio e femmina, in modo da trasportare e comprimere il fluido all'interno dei lobi in accoppiamento. In Figura 225 si ha il particolare delle due viti controrotanti. Queste sono poste all'interno di un contenitore (*carter*) nel quale fluisce sia il fluido frigorigeno che il lubrificante. Il funzionamento del compressore a vite (utilizzato anche negli impianti per l'aria compressa da qualche decennio) è schematizzato in Figura 226: il fluido è portato dall'ingresso verso l'uscita per effetto della rotazione delle viti e contemporaneamente viene compresso con rapporto di compressione funzione della distanza degli assi delle viti. Una particolarità interessante dei compressori a vite è la loro capacità di variare il carico di lavoro dal 10 al 100% del valore nominale con continuità e non a gradini, come già visto per i compressori alternativi. Ciò viene realizzato mediante un *cassonetto* che posto al di sopra del carter bypassa il fluido refrigerante da comprimere facendolo passare in uscita.



Figura 225: Viti maschio e femmina: particolare costruttivo

La posizione del cassonetto viene stabilita dal sistema di regolazione in funzione del carico di lavoro. La potenza di spunto a carichi ridotti può essere maggiore rispetto ai compressori alternativi.

Questa caratteristica di variazione continua del carico rende questi compressori molto comodi nelle applicazioni impiantistiche che richiedono un forte adattamento al carico in condizioni molto variabili. Si pensi, ad esempio, alle applicazioni *free cooling* (stagione primaverile o autunnale) quando i carichi termici sono molto bassi e le condizioni termoigrometriche dell'aria esterna sono ideali per la climatizzazione dei locali interni. Questi compressori hanno un sistema corposo di separazione dell'olio di lubrificazione, sono relativamente rumorosi (ai regimi estremi) ma presentano un buon rendimento di compressione ed un elevato rendimento volumetrico. Inoltre la temperatura di mandata di questi compressori è notevolmente inferiore a quella dei compressori alternativi o a pistoni

In Figura 227 si ha una sezione di un compressore a vite commerciale nella quale sono ben visibili le viti, il motore elettrico (raffreddato dallo stesso fluido frigorifero) e il sistema di regolazione a cassonetto. I compressori a vite sono macchine a funzionamento continuo e pertanto risultano di dimensioni molto compatte.

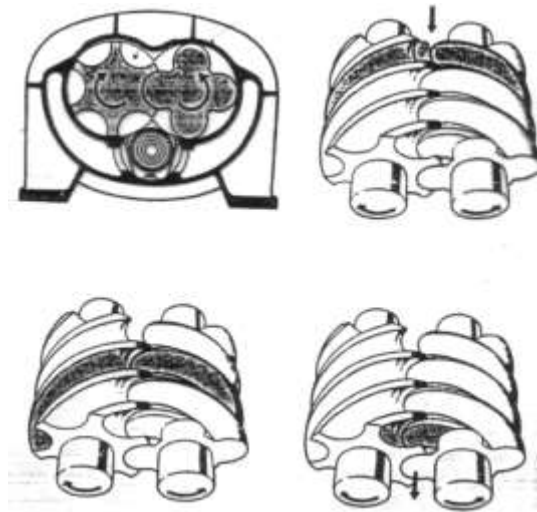


Figura 226: funzionamento del compressore a vite

Rapporto Volumetrico Intrinseco

I compressori rotativi comprimono il gas fino ad una pressione finale che è indipendente dalla pressione iniziale nel condotto di mandata. Ai fini del calcolo della potenza assorbita (W) possiamo definire *rendimento del compressore rotativo* il rapporto:

$$\eta_{rot} = \frac{L_{eff. speso}}{L_{ottenuto. max}} \quad [170]$$

Occorre anche tenere conto del *rendimento volumetrico intrinseco* dato da:

$$r_{vi} = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{v_a}{v_p} \quad [171]$$

Assumendo una compressione politropica si ha:

$$P_p = P_a \left(\frac{v_a}{v_p} \right)^n = P_a r_{vi}^n \quad [172]$$

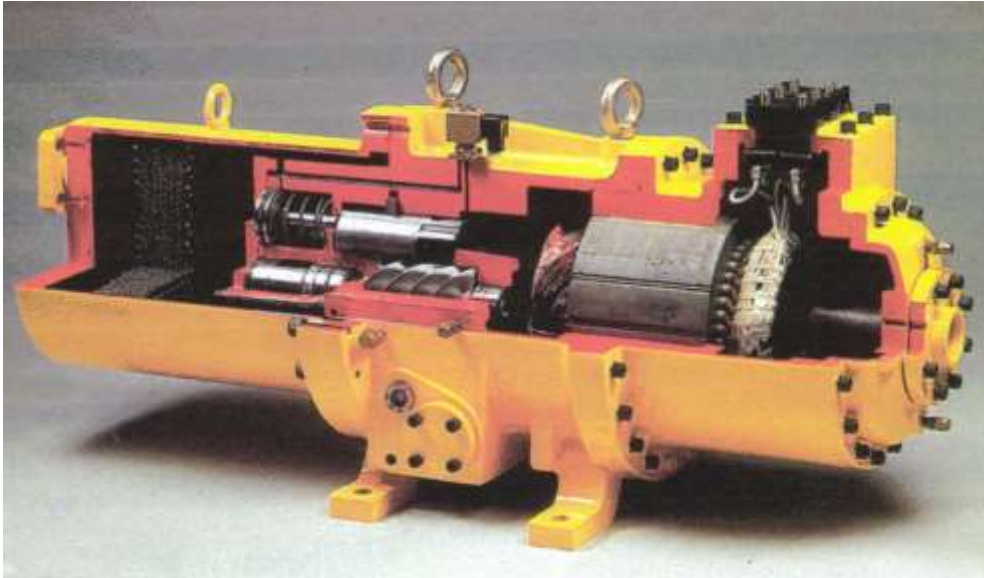


Figura 227: Sezione di un compressore a vite

Il rendimento del compressore rotativo può allora scriversi nella forma:

$$\eta_{Rot} = f\left(\frac{P_p}{P_m}\right) = f\left(\frac{P_a r_{vi}}{P_m}\right) = f\left(\frac{r_{vi}^n}{\rho}\right) = f(r_{vi}, \rho)$$

ove p_M è la pressione di mandata, p_a la pressione minima. La potenza assorbita vale:

$$W = \dot{m} \Delta h_{com} = \frac{\dot{V}}{v_1} \frac{\eta_v}{\eta_{Rot}} \Delta h_{com} \quad [173]$$

8.1.17 COMPRESSORI A SPIRALE ORBITANTE

Sono detti anche *compressori scroll* e sono l'ultima novità nel campo dei compressori frigoriferi. In essi una spirale orbitante in modo eccentrico produce la compressione di lobi e lo spostamento del fluido compresso verso il punto di uscita. Il movimento orbitale provoca l'accumulo nelle spirali accoppiate di sacche di gas che, con il progredire del movimento, vengono spostate verso l'uscita. In Figura 229 si ha il dettaglio della funzione dell'elemento intermedio dello scroll, cioè il dispositivo per il motore eccentrico con in canale di scarico centrale.

L'aspirazione del gas avviene sul bordo estremo del complesso a spirale. I bordi superiori delle spirali sono muniti di guarnizione che fanno tenuta stagna sulla superficie della spirale opposta.

Il centro del cuscinetto di supporto e quello dell'albero motore sono sfalsati, vedi Figura 229, in modo da imprimere un moto orbitale (eccentrico) alla spirale mobile.

In Figura 230 si ha una sezione di un compressore *scroll* completo nella quale sono visibili tutti i particolari descritti in precedenza, il motore elettrico e gli ingombri. I compressori *scroll* (detti anche più semplicemente, scroll) arrivano a potenze massime di 30÷50 kW e sono caratterizzati da una buona silenziosità di marcia, da rendimenti volumetrici elevati (rispetto agli alternativi), buoni rendimenti isoentropici di compressione.

La loro diffusione è oggi elevata nei gruppi frigoriferi per applicazioni di climatizzazione di media taglia (< 50 kW per compressore). Possono anche aversi gruppi frigoriferi a più compressori scroll fino a potenzialità totali massime dell'ordine di 500 kW.



Figura 228: Vista di una spirale orbitante di uno scroll

L'utilizzo di più compressori scroll consente di parzializzare meglio il funzionamento dei gruppi frigoriferi. Recentemente sono stati proposti gruppi di refrigerazione scroll, del tipo aria – acqua, con ben 12 compressori scroll e 10 gradini di parzializzazione dal 20 al 100% del carico. Questa soluzione consente due grossi vantaggi: una minore corrente di spunto all'avviamento (si hanno solo 2 scroll attivi) ed una regolazione a carico parziale più efficiente (con 10% di gradino).

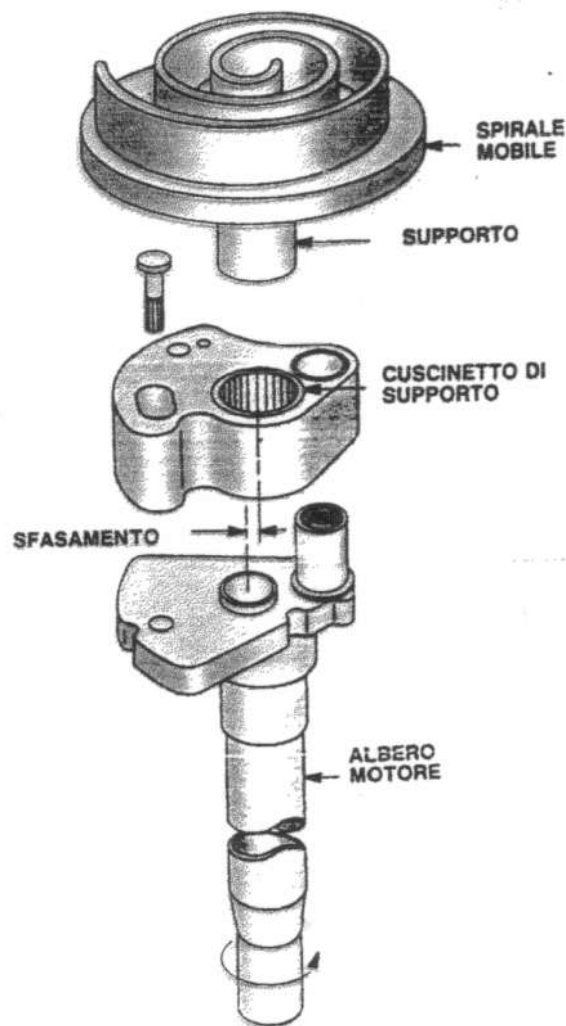


Figura 229: Dispositivo per moto eccentrico e punto di scarico



Figura 230: Sezione di un compressore scroll



Figura 231: Fasi principali di uno scroll

8.1.18 REFRIGERATORI AD ASSORBIMENTO

Si riporta nel prosieguo un breve richiamo. In Figura 232 ne è indicato lo schema impiantistico per una macchina del tipo *acqua-ammoniaca*. La miscela *acqua-ammoniaca* si compone di acqua che fa da solvente e di ammoniaca che fa da soluto (e quindi più volatile). Per effetto del calore Q_4 ceduto al serbatoio superiore (detto *generatore*) si libera NH_3 allo stato quasi puro e ad alta pressione. L' NH_3 inizia il ciclo classico di condensazione, laminazione ed evaporazione (presente anche nel ciclo frigorifero classico a compressione di vapori saturi). All'uscita dell'evaporatore l' NH_3 si ricombina nel serbatoio inferiore, detto *assorbitore*, con la miscela di acqua-ammoniaca impoverita di ammoniaca e proveniente dal serbatoio superiore (tramite una valvola di laminazione perché in basso c'è una pressione inferiore a quella presente in alto). La reazione di assorbimento è *esotermica* e quindi cede calore Q_4 all'esterno. Una pompa provvede a riportare la miscela di acqua e ammoniaca ricomposta al serbatoio superiore (generatore) e si riprende il ciclo. In conclusione si hanno due cicli:

- uno interno fra generatore e assorbitore;
- uno esterno che produce nell'evaporatore l'effetto frigorifero.

Le temperature tipiche di utilizzo della macchina ad assorbimento dipendono dal fluido di lavoro. Per acqua ed ammoniaca si hanno circa $130\div 150\text{ }^\circ\text{C}$ al generatore e circa $45\div 55\text{ }^\circ\text{C}$ all'assorbitore e al condensatore. La temperatura all'evaporatore è funzione della pressione di esercizio ed è di qualche grado sotto lo zero. Oltre alla miscela acqua-ammoniaca si utilizzano oggi anche miscele *acqua-bromuro di litio* o anche *acqua-fluoruro di litio*: in questi casi è l'acqua il componente più volatile.

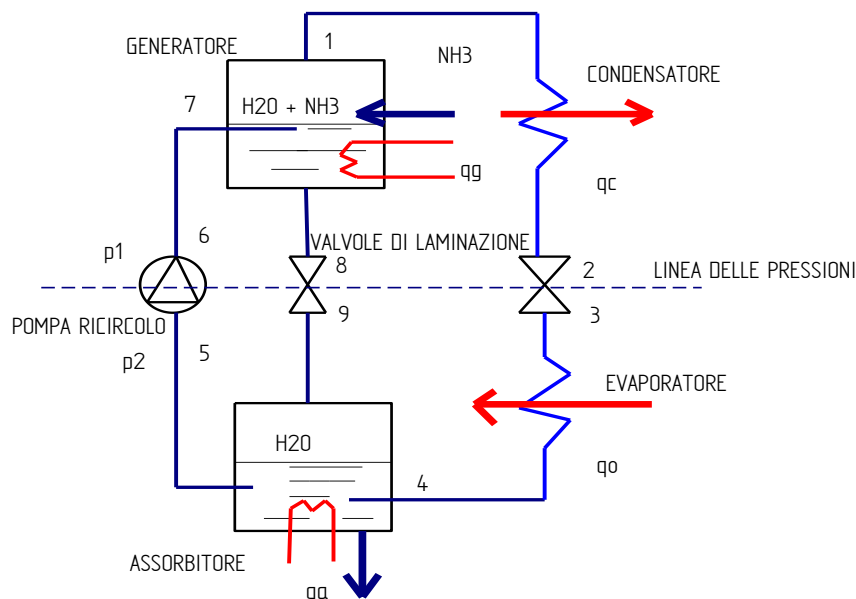


Figura 232: Schema di una macchina frigorifera ad assorbimento

Queste macchine hanno il pregio di funzionare a temperatura inferiore (circa $80\text{ }^\circ\text{C}$) rispetto a quella ad ammoniaca ($130\div 150\text{ }^\circ\text{C}$). In alcuni casi si è anche utilizzata l'energia solare per alimentare il generatore (Q_3). Le macchine ad assorbimento possono essere utilizzate anche con *cascami termici* (termine usato per indicare i rifiuti termici nei processi di lavorazione industriale).

L'utilizzo come pompa di calore risulta conveniente negli impianti cogenerativi perché queste macchine trasformano un carico elettrico (quello dei compressori tradizionali alimentati ad energia elettrica) in un carico termico (quello del generatore) e quindi consentono di avere sia caldo (pompa di calore) che freddo (refrigeratore) con sola energia termica.

8.1.19 FUNZIONAMENTO DELLA MACCHINA AD ASSORBIMENTO

Il funzionamento della macchina ad assorbimento può essere illustrato mediante le curve $\text{Log}(p)-1/T$ di Figura 233. In ascisse si ha l'inverso della temperatura assoluta ($1/T$) e in ordinate il logaritmo della pressione di lavoro del fluido. Il punti 1 e 2 sono coincidenti perché alla stessa pressione, così come i punti 3 e 4. I due cicli marcati in figura rappresentano il ciclo (degenere in linea) dell'ammoniaca e il ciclo della miscela impoverita.

Se scriviamo il bilancio di energia alla macchina ad assorbimento a regime stazionario si ha:

$$q_0 + q_g = |q_a| + |q_c|$$

Il bilancio di entropia diviene:

$$\frac{q_0}{T_o} + \frac{q_g}{T_g} = \frac{|q_a| + |q_c|}{T_a}$$

avendo indicato con T_o , T_g e T_a le temperature all'evaporatore, al generatore e all'assorbitore. Se si tiene conto del bilancio energetico la precedente diviene:

$$\frac{q_0}{T_o} + \frac{q_g}{T_g} = \frac{q_0 + q_g}{T_a}$$

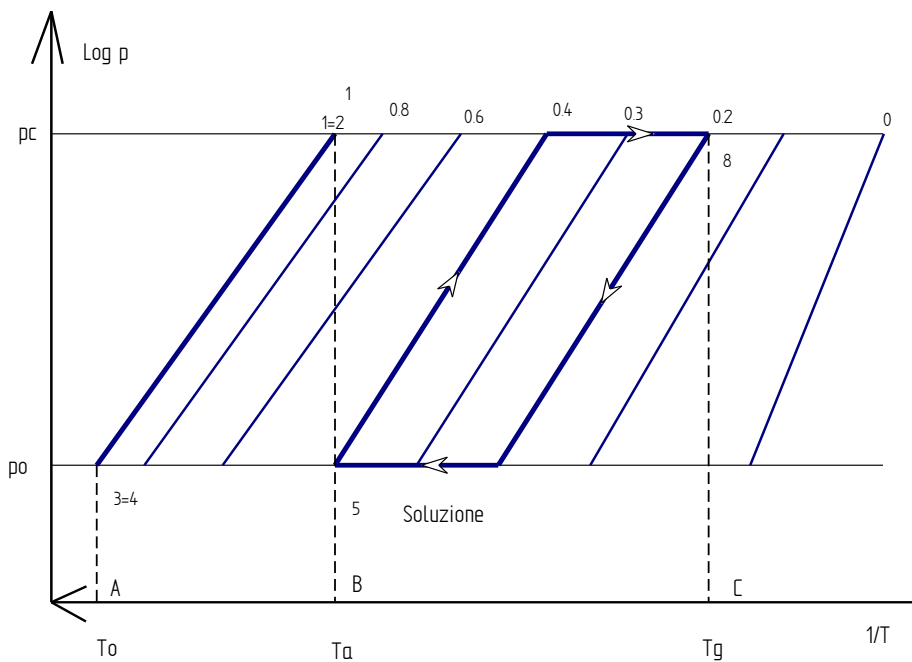


Figura 233: Rappresentazione del ciclo ad assorbimento

Se ora definiamo il *coefficiente di effetto utile frigorifero* come rapporto:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{q_g + |P_p|} \cong \frac{q_o}{q_g}$$

allora, per la precedente relazione, si ha:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{q_g} = \frac{\frac{1}{T_a} - \frac{1}{T_g}}{\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_a}} \quad [174]$$

Osservando la Figura 233 si può anche scrivere:

$$\varepsilon = \frac{\overline{BC}}{\overline{AB}} \quad [175]$$

e quindi il coefficiente di effetto utile è immediatamente calcolabile graficamente dallo stesso diagramma termodinamico.

8.1.20 REFRIGERATORI COMMERCIALI

In Figura 234 si ha il layout di un refrigeratore ad assorbimento a singolo stadio di tipo commerciale. Sono visibili gli organi principali di questo tipo di macchine (*Generatore ed Assorbitore*) nonché l'Evaporatore e il Condensatore tipici delle macchine frigorifere. In Figura 235 si ha la foto di un assorbitore monostadio commerciale nel quale sono visibili i componenti indicati nel layout. Queste macchine lavorano con *BrLi* ed hanno una temperatura massima di esercizio di 130 °C.

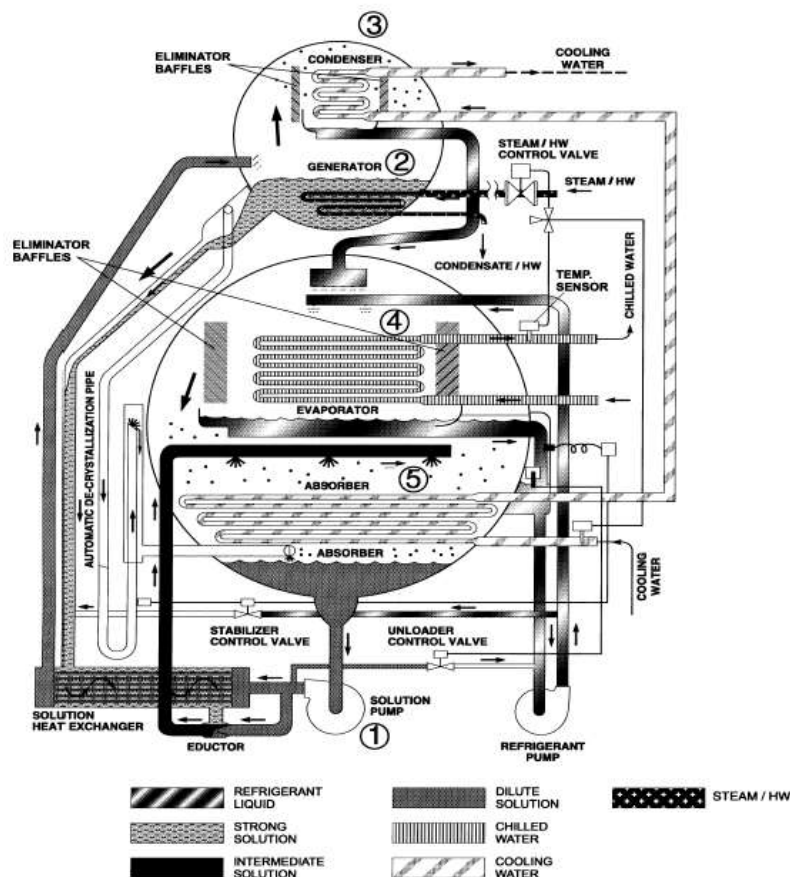


Figura 234: Schematizzazione di un assorbitore commerciale

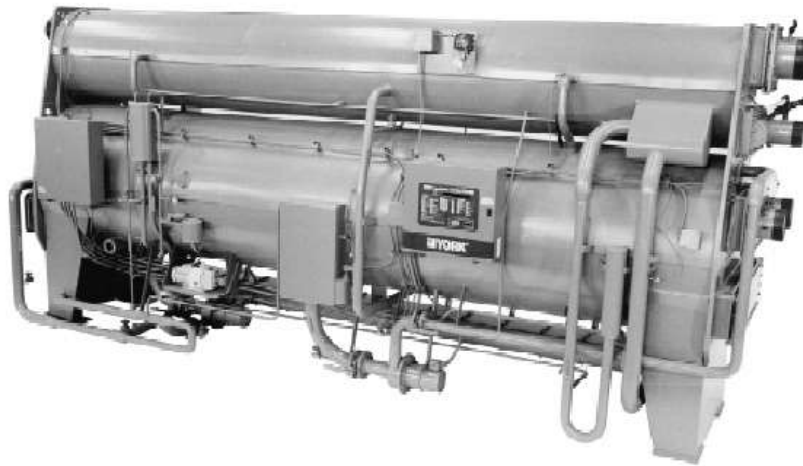


Figura 235: Un assorbitore commerciale assemblato

8.1.21 ASSORBITORI A DUE STADI AUTOALIMENTATI

I refrigeratori/generatori di calore ad assorbimento a due stadi consentono di ottenere elevati COP (vicino all'unità) con una temperatura massima di alimentazione di $160\div 170$ °C. Essi sono spesso autoalimentati e sono progettati per produrre acqua calda e acqua refrigerata necessarie per le esigenze di edifici di piccole e medie dimensioni. In Figura 236 si ha il layout di questa macchina.

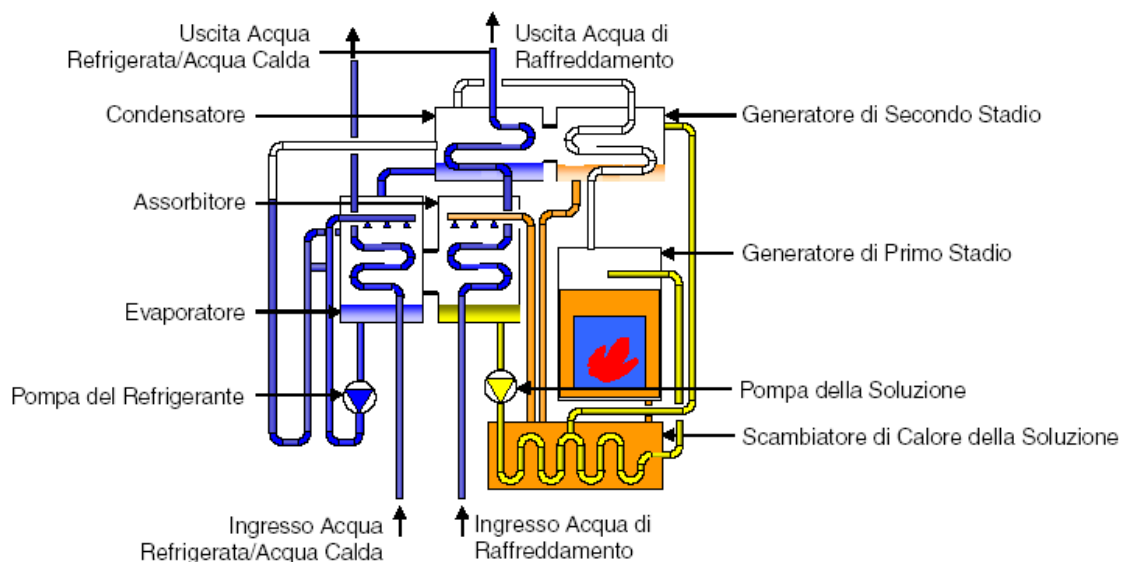


Figura 236: Layout di un assorbitore autoalimentato a due stadi

Sia la funzione di raffreddamento che quella di riscaldamento avvengono attraverso l'evaporatore. Durante il funzionamento in riscaldamento è operativa solo la pompa della soluzione di cui è dotata l'unità. Il ciclo frigorifero ad assorbimento a due stadi usato nei refrigeratori/generatori di calore utilizza come refrigerante l'acqua e come assorbente il bromuro di litio. Il funzionamento dell'intero ciclo è reso possibile dalla forte affinità tra queste due sostanze. Il processo avviene all'interno di recipienti ermetici nei quali viene ricavato il vuoto pressoché assoluto.

Considerazioni Ambientali

I refrigeratori tradizionali azionati da motori elettrici usano di norma come fluidi refrigeranti degli idrocarburi alogenati, che possono provocare danni allo strato atmosferico di ozono e che sono caratterizzati da un elevato *Potenziale di Riscaldamento del Pianeta* (GWP). Gli assorbitori a due stadi autoalimentati usano il refrigerante più ecologico e meno dannoso che esista: l'acqua. Possono essere alimentati sia a gas naturale (o GPL) sia a gasolio.

8.1.22 ACCUMULO INERZIALE NEGLI IMPIANTI DI REFRIGERAZIONE

La frequenza limite accensione/spegnimento in un sistema a compressori frigoriferi non è determinabile a priori con precisione: il periodo di spegnimento minimo è legato alla esigenza che si bilancino alta e bassa pressione, al fine di contenere l'intensità di corrente allo spunto (questa esigenza è meno sentita nei compressori scroll che si avviano senza carico, anche in condizioni di pressioni non bilanciate), mentre il tempo minimo di funzionamento è legato alla necessità di assicurare il ritorno dell'olio al compressore dopo l'avviamento (verificabile mediante l'indicatore di livello di cui sono dotati i compressori).

Ogni refrigeratore di acqua, pertanto, ha un suo tempo minimo di funzionamento per ogni compressore ed in linea di massima, questo tempo minimo cade fra i 3 ed i 5 min per macchine di potenza medio/alta.

Da questo punto di vista, ed in una macchina multicompressore, la situazione più critica si ha quando il carico impianto è di poco superiore a quello coperto da un numero intero di compressori (ad es. in una macchina a 4 compressori una situazione critica è costituita dal carico 55%, coperto quasi integralmente da n° 2 compressori, mentre il terzo lavora solo per il 5% del tempo).

Occorre fare in modo che il compressore in funzionamento intermittente, una volta avviato rimanga attivo per non meno di 3-5 min.

In condizioni di parziale copertura del carico estivo la temperatura media dell'acqua nel circuito sale in quanto l'apporto di calore da parte del sistema condizionato è superiore alla sottrazione di calore operata dal refrigeratore d'acqua: in pratica, aumenta progressivamente la temperatura di ritorno all'evaporatore finché, raggiunto il set interstadio, si avvia il compressore in funzionamento intermittente. A compressore attivo si attua una sottrazione di calore maggiore del necessario e un conseguente raffreddamento dell'acqua in circolazione: si ha, in particolare, una progressiva riduzione della temperatura di ritorno all'evaporatore finché, raggiunto il set interstadio inferiore, il sistema di controllo disinserisce il compressore.

Ai fini del tempo minimo di funzionamento la situazione limite si ha quando praticamente tutta la capacità frigo addizionale va solo in raffreddamento dell'acqua in circolazione. Si ha:

$$\Delta P = \frac{V \cdot n \cdot \Delta T \cdot 60}{\Delta T_{\min} \cdot 860}$$

ove:

- Δp la capacità frigorifera addizionale, in kW, con l'inserimento del compressore in funzionamento discontinuo;
- 860 fattore di conversione da kW a kcal/h;
- ΔT_{\min} il tempo minimo di attivazione del compressore necessario per assicurare il ritorno dell'olio al carter;
- V il volume di acqua nell'impianto, litri;
- ΔT la differenza di temperatura di settaggio interstadio, °C.

Pertanto il volume di acqua necessario risulta:

$$V = \frac{\Delta P \cdot \Delta T_{\min} \cdot 860}{n \cdot \Delta T \cdot 60}$$

con n numero degli stadi di funzionamento. Ad esempio ponendo:

- n 4
- ΔT 1,25 °C
- ΔT_{min} 5 minuti
- P 100 kW

si ha:

$$V = \frac{100 \cdot 5 \cdot 860}{4 \cdot 1.25 \cdot 60} = 1433,33 L$$

Per compressori di piccola taglia il tempo minimo di attivazione può essere di 1-3 minuti. Alcuni autori (Portoso, Vio) propongono una formula più semplificata e conservativa:

$$V = \frac{P \cdot 860}{300}$$

con P in kW e V in litri.

REFRIGERATORI D'ACQUA				
Potenzialità frigo.	Gradini di parz.	Tempo min. di attivazione compressore Δt min	ΔT interstadio	Volume inerziale tot.
kWf	n	min.	°C	l
20	1	1,5	2,5	172
25	1	1,5	2,5	215
30	1	1,5	2,5	258
40	1	1,5	2,5	344
45	2	2	2	322
55	2	2	2	394
65	2	2	2	466
75	2	2	2	537
90	2	2	2	645
105	2	2	2	752
120	2	2	2	860
150	4	2	1,25	860
175	4	2	1,25	1003
205	4	2	1,25	1175
225	4	2	1,25	1290
250	4	2	1,25	1433
270	4	3	1,25	2321
325	4	3	1,25	2794
420	4	3	1,25	3611
510	4	3	1,25	4385
590	4	3	1,25	5073
650	4	3	1,25	5589
690	4	3	1,25	5933
800	4	3	1,25	6878
860	4	3	1,25	7394
940	4	3	1,25	8082
1020	4	3	1,25	8770

Tabella 68: Volumi di acqua al variare della taglia del compressore

Nel caso di pompe di calore le esigenze dei compressori sono all'incirca quelle sopra indicate, anche se occorre fronteggiare alla richiesta di energia termica durante i cicli di sbrinamento. Se lo sbrinamento avviene per inversione di ciclo allora nel circuito frigorifero interessato si ha asporto di calore dall'acqua in circolazione che, aumentato dell'equivalente termico della potenza elettrica assorbita dal compressore, va nella batteria brinata liberandola dal ghiaccio formato sui tubi e sulle alettature.

Per le pompe di calore del tipo aria – acqua vale orientativamente la Tabella 69.

Potenzialità nominale	Volume inerziale	Caduta di temperatura media in fase di sbrinamento (ΔT_{sb})				
		Ciclo sbrinam. unico Potenza integr. 0%	Ciclo sbrin. unico Potenza integr. 50%	Cicli sbrin. indipend. Potenza integr. 0%	Cicli sbrin. indipend. Potenza integr. 50%	Ciclo sbrin. unico Potenza integr. 50%. Arresto terminali
kWf/kWc	l	°C	°C	°C	°C	°C
Unità monociruito						
20	172	10,5	8	10,5	8	3
25	215	10,5	8	10,5	8	3
30	258	10,5	8	10,5	8	3
40	344	10,5	8	10,5	8	3
Unità biciruito						
45	322	12,6	9,6	6,0	3,0	3,6
55	394	12,6	9,6	6,0	3,0	3,6
65	466	12,6	9,6	6,0	3,0	3,6
75	537	12,6	9,6	6,0	3,0	3,6
90	645	12,6	9,6	6,0	3,0	3,6
105	752	15,8	9,6	6,0	3,0	3,6
120	860	15,8	9,6	6,0	3,0	3,6
150	860	15,8	12,0	7,5	3,8	4,5
175	1003	15,8	12,0	7,5	3,8	4,5
205	1175	10,5	12,0	7,5	3,8	4,5
225	1290	10,5	12,0	7,5	3,8	4,5
250	1433	10,5	12,0	7,5	3,8	4,5
270	2321	10,5	8,0	5,0	2,5	3,0
325	2794	10,5	8,0	5,0	2,5	3,0
420	3611	10,5	8,0	5,0	2,5	3,0
510	4385	10,5	8,0	5,0	2,5	3,0
590	5073	10,5	8,0	5,0	2,5	3,0
650	5589	10,5	8,0	5,0	2,5	3,0
690	5933	10,5	8,0	5,0	2,5	3,0
800	6878	10,5	8,0	5,0	2,5	3,0
860	7394	10,5	8,0	5,0	2,5	3,0
940	8082	10,5	8,0	5,0	2,5	3,0
1020	8770	10,5	8,0	5,0	2,5	3,0

Tabella 69: Accumulo inerziale nelle pompe di calore aria – acqua

In Figura 237 e Figura 238 si hanno gli idraulici di installazione delle centrali frigorifere.

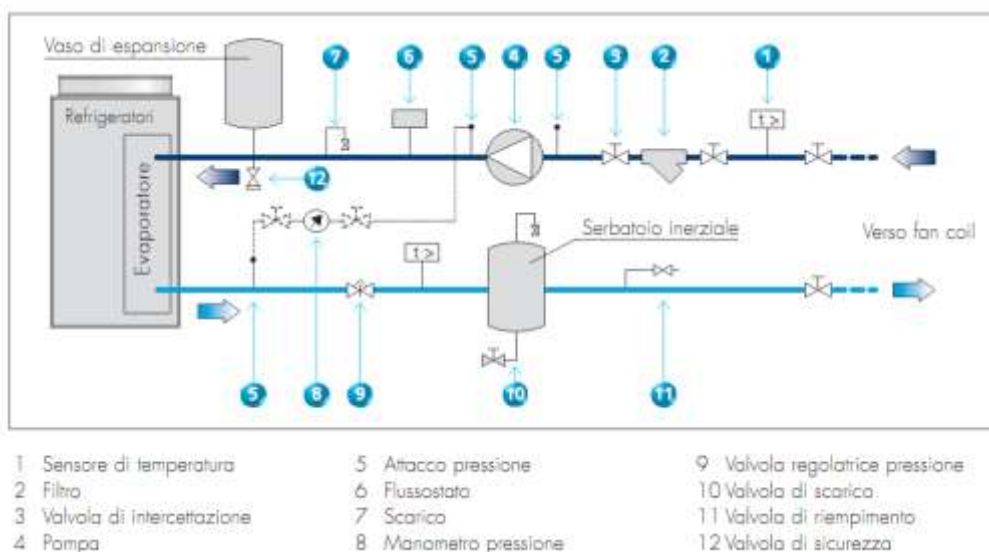


Figura 237: Schema idraulico per una centrale frigorifera aria acqua e vaso inerziale

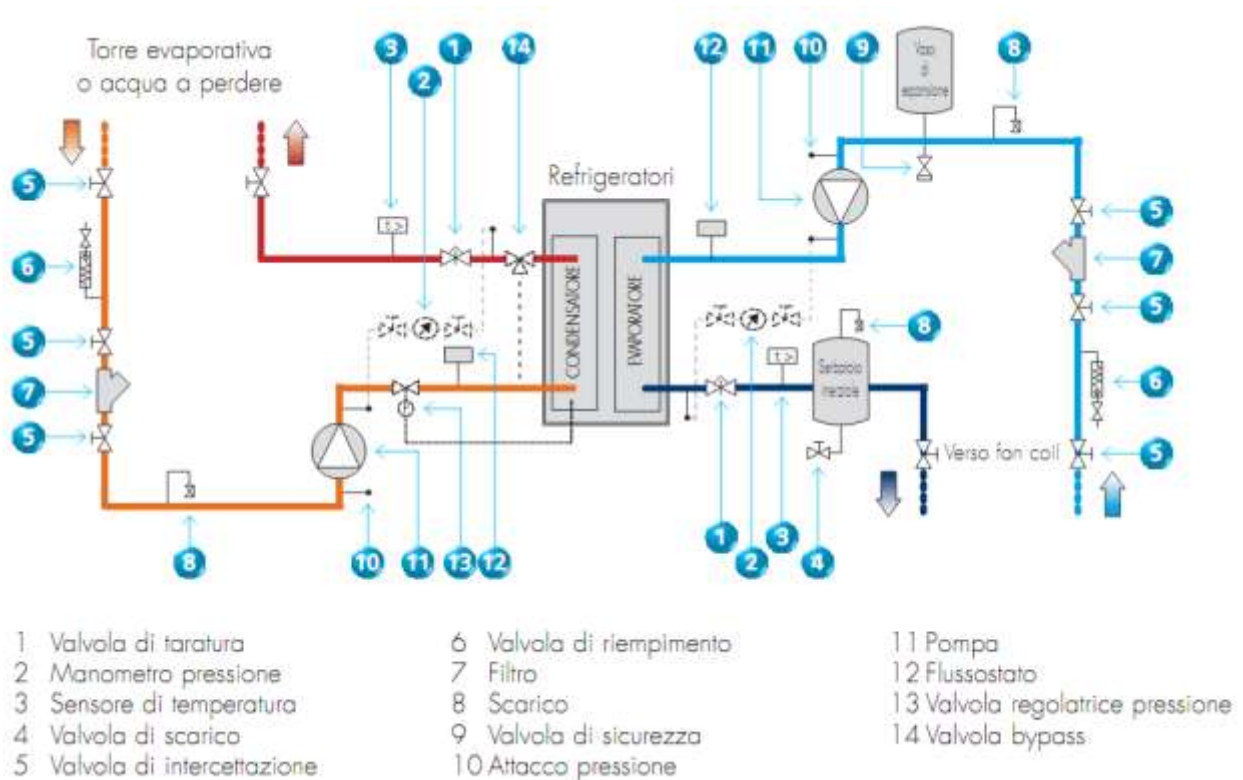


Figura 238: Schema idraulico per centrale frigorifera acqua-acqua e vaso inerziale

8.1.23 VASI DI ESPANSIONE PER CENTRALI FRIGORIFERE

Come negli impianti di riscaldamento, anche nelle centrali frigorifere devono essere installati vasi di espansione per consentire la dilatazione termica dell'acqua contenuta nei circuiti, al variare della temperatura. Nelle centrali frigorifere, comunque si prevedono valvole di sicurezza come protezioni dalle sovrappressioni che si possono verificare sia sui circuiti pressurizzati dell'acqua sia su quelli del fluido refrigerante.

Lo scarico di queste valvole deve essere convogliato all'esterno mediante tubazioni in acciaio di diametro non inferiore a quello delle valvole in maniera da non arrecare danno a cose e persone in caso di apertura.

8.1.24 CONDENSATORI

I condensatori sono scambiatori di calore utilizzati dai gruppi frigoriferi nel ciclo inverso a condensazione di vapori saturi. Essi sono installati a valle dei compressori e possono essere di due tipi:

- Raffreddati ad acqua
- Raffreddati ad aria

Queste tipologie condizionano molto tutta l'impiantistica relativa al gruppo frigorifero sia per le dimensioni totali occupate dai gruppi che per la collocazione nell'edificio che risulta possibile.

Condensatori raffreddati ad acqua

Sono quelli di dimensioni minori per effetto dell'elevata efficienza dello scambio convettivo con l'acqua. Per contro hanno bisogno di acqua di raffreddamento a ciclo continuo e pertanto possono essere utilizzati solo se si dispone di acqua corrente (di fiume o di lago) o in congiunzione alle torri di raffreddamento (vedi nel prosieguo).

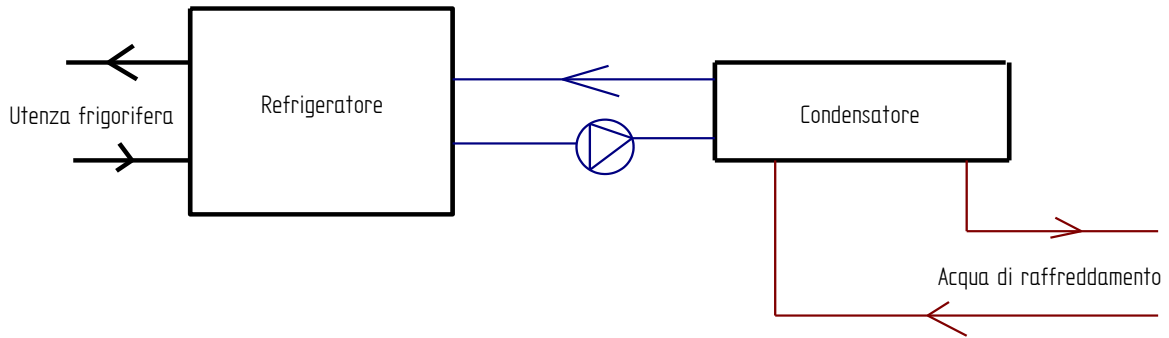


Figura 239: Layout di installazione per un condensatore ad acqua corrente



Figura 240: Esempio di refrigeratore con condensatore raffreddato ad acqua

In Figura 239 si ha uno schema semplificato di installazione di un condensatore raffreddato ad acqua corrente con un gruppo frigorifero.

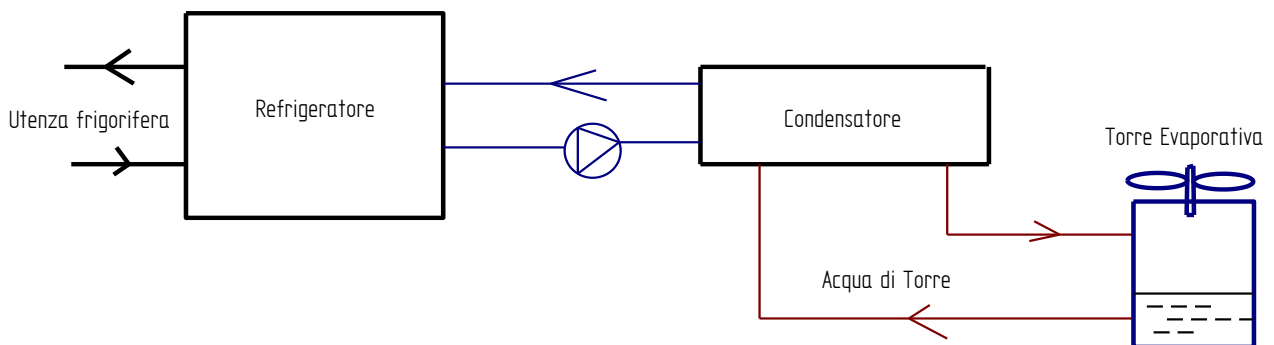


Figura 241: Condensatore raffreddato con acqua di torre

Questo sistema consente di posizionare il gruppo frigorifero – condensatore all’interno degli edifici, pur con il necessario collegamento al serbatoio di prelievo dell’acqua che, di norma, è esterno all’edificio. Questa soluzione è la più silenziosa avendosi solo la rumorosità prodotta dalle pompe di circolazione.

In esecuzione monoblocco possiamo vedere un esempio in Figura 240 ove il condensatore è in basso al gruppo di refrigerazione.

In Figura 241 si ha l'analogo schema ma con raffreddamento con acqua di torre. In questo caso occorre prevedere l'installazione della torre di raffreddamento fuori dall'edificio con le difficoltà architettoniche ed impiantistiche che questa può generare.

Le torri di raffreddamento possono generare fastidiosi fruscii di funzionamento e pertanto questa soluzione impiantistica può essere più rumorosa della precedente.

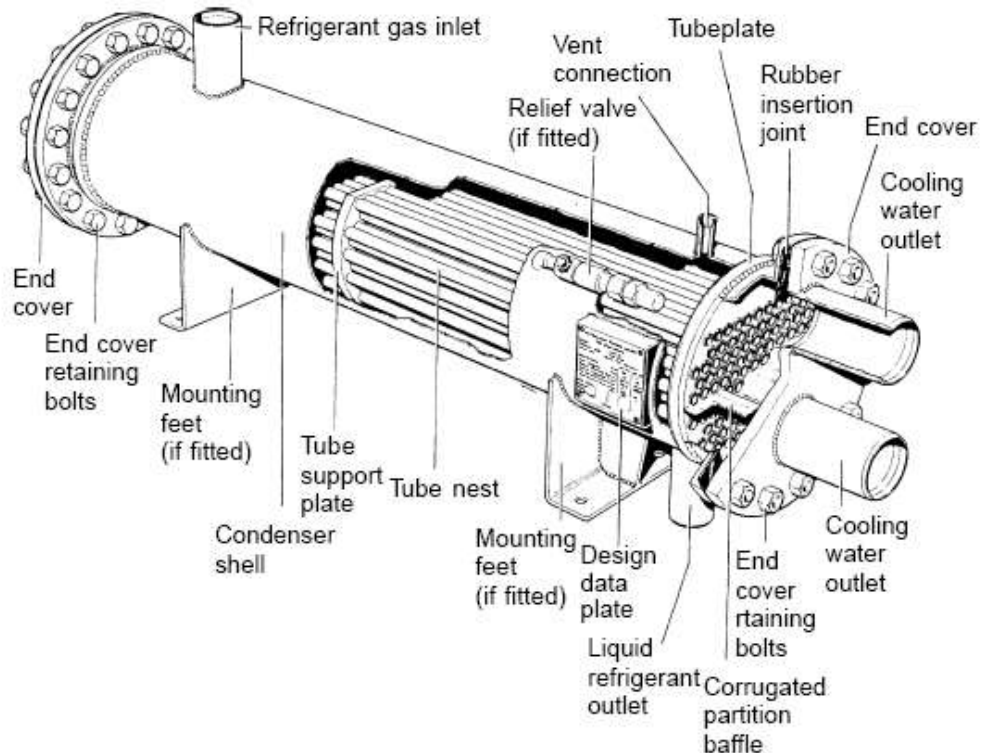


Figura 242: Sezione costruttiva di un condensatore ad acqua (shell and tube)

Condensatori raffreddati ad aria

Lo scambio con aria è più difficoltoso, come si ricorderà dalla Trasmissione del Calore, rispetto a quello con acqua ed pertanto i condensatori ad aria sono più ingombranti dei precedenti.

Inoltre la necessità di avere aria esterna di raffreddamento disponibile obbliga a posizionare questi condensatori sui tetti o al di fuori dell'edificio in spazi aperti. L'aria di raffreddamento viene mossa da ventole poste orizzontalmente o anche inclinate (per ridurre l'ingombro totale) e pertanto si hanno i problemi di rumorosità connessi con i ventilatori. Se si vuole ridurre il rumore occorre prevedere ventole con motori ad elevato numero di poli (>4). Risulta utile, spesso, prevedere dei muretti di protezione (schermi) nel caso di vicinanza di ambienti abitati.

I condensatori ad aria vengono di solito, tranne in installazioni industriali e/o di grande potenza, inseriti nello stesso gruppo di refrigerazione (così come i condensatori ad acqua) costituendo un monoblocco compatto, come si può osservare in Figura 245 dove il condensatore è posto in sommità e sono ben visibili quattro ventole di raffreddamento.

Quando si ha l'esecuzione monoblocco le potenzialità complessive del gruppo sono fornite dai costruttori nei loro manuali tecnici che occorre sempre consultare per una corretta progettazione.

Per ridurre le dimensioni di ingombro dei refrigeratori (per potenzialità elevate si raggiungono anche qualche decina di metri quadrati di occupazione totale) si pongono i condensatori non più orizzontali (in copertura) bensì inclinati.

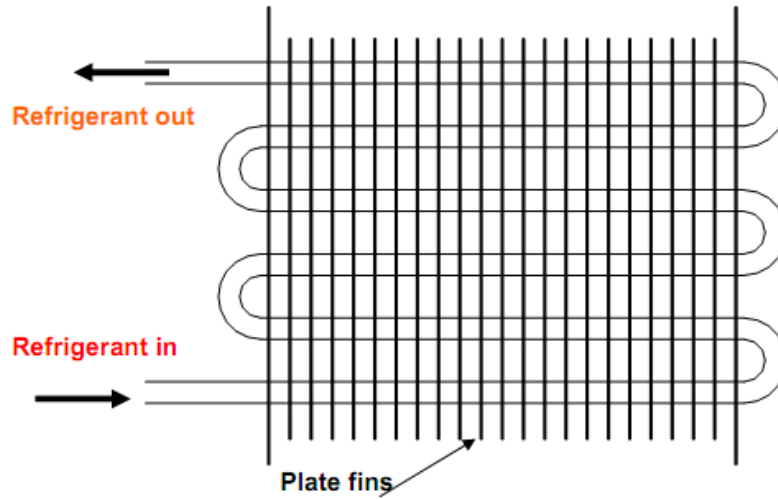


Figura 243: Condensatore a tubi alettati raffreddato ad aria

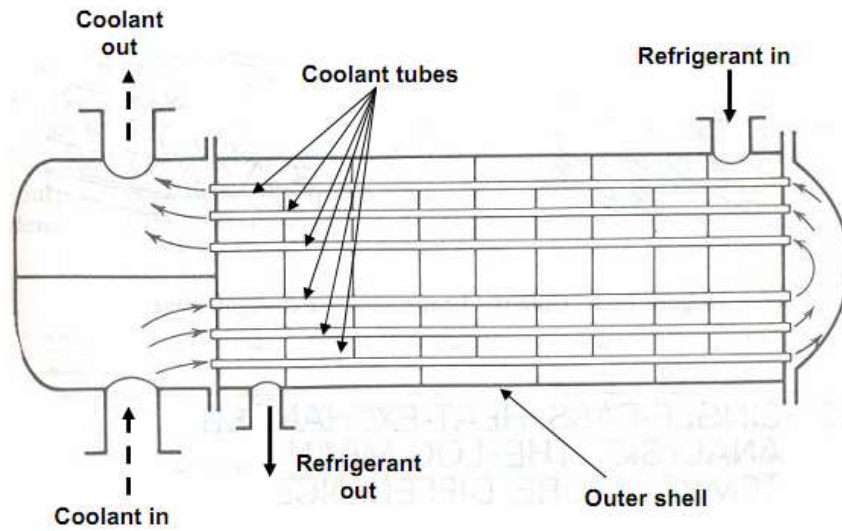


Figura 244: Condensatore shell and tube a doppio passaggio



Figura 245: Gruppo frigorifero con condensatore raffreddato ad aria in sommità

Condensatori evaporativi

In questi condensatori si utilizzano sia l'aria che l'acqua per la funzione di condensazione.

In pratica questo condensatore unisce in uno le funzioni della torre di raffreddamento (vedi dopo) e del condensatore raffreddato ad acqua. L'acqua viene spruzzata dall'alto su un banco di tubi, che trasportano il refrigerante all'interno, e al tempo stesso si insuffla aria dal basso. Il piccolo strato di acqua attorno ai tubi da luogo al raffreddamento evaporativo.

Il coefficiente di trasmissione per i condensatori evaporativi è molto alto e ciò consente di avere una temperatura di funzionamento bassa (circa 11-13 °C al di sopra della temperatura a bulbo umido dell'aria).

L'acqua in controcorrente all'aria insufflata dal basso agisce come nelle torri di raffreddamento. L'aria in pratica accresce la velocità di evaporazione dell'acqua. Le portate d'aria richieste sono di circa 350-500 m³/h per MW di capacità di refrigerazione.

Questo tipo di condensatori si usano per sistemi di taglia intermedia e risultano più convenienti rispetto ai condensatori raffreddati ad acqua con torre di evaporazione aggiuntiva.

Essi si usano in zona ove vi è scarsità d'acqua che viene circolata a circuito chiuso con minime perdite per evaporazione. Si ha una perdita di acqua pari a circa il 5% di un equivalente sistema con condensatore raffreddato ad acqua e con torre di raffreddamento.

Nei climi molto freddi si inserisce una serpentina di riscaldamento per evitare la ghiacciatura dell'acqua. In alcuni casi si può chiudere il circuito dell'acqua e lavorare solo con l'aria e quindi si ha un sistema di raffreddamento ad aria.

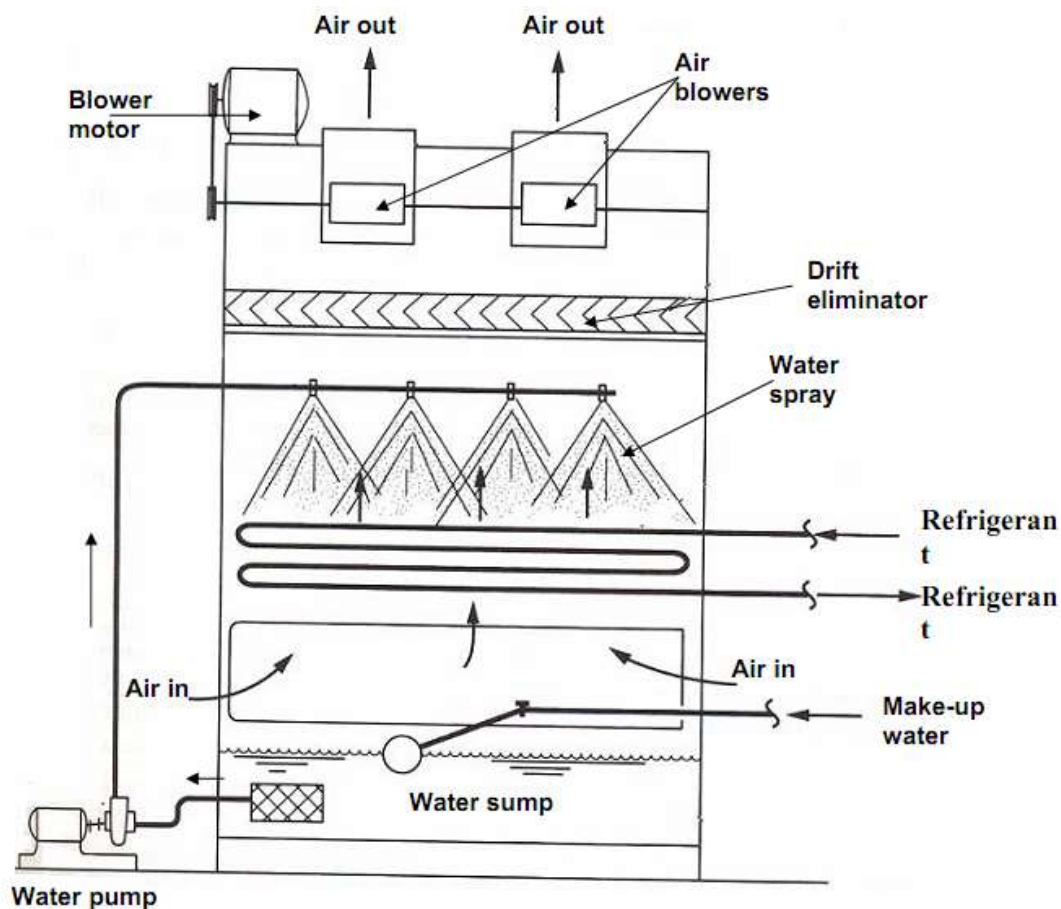


Figura 246: Funzionamento dei condensatori evaporativi

8.1.25 TORRI DI RAFFREDDAMENTO

Le torri di raffreddamento sono utilizzate negli impianti con gruppi di refrigerazione raffreddati ad acqua non corrente. Esse, infatti, come indicato nella Figura 241, consente di raffreddare l'acqua in uscita dal condensatore mediante evaporazione parziale del vapore d'acqua in aria ambiente.

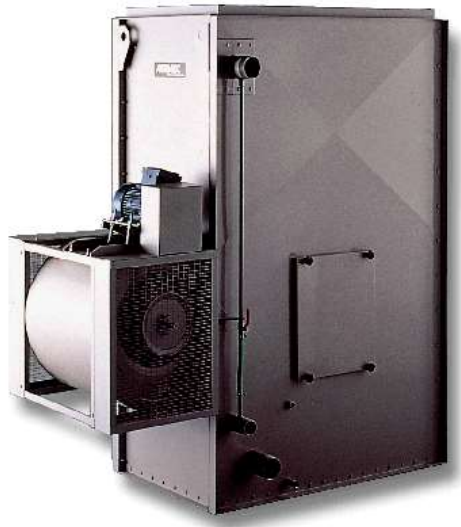


Figura 247: Torre di evaporazione commerciale

In Figura 247 si ha un esempio di torre di evaporazione compatta ad uso commerciale. L'acqua del circuito di raffreddamento ha un $\Delta t = 5 \div 6 \text{ }^\circ\text{C}$ e la potenzialità della torre risulta funzione delle condizioni termoigrometriche dell'aria. Queste sono molto lontane da quelle corrispondenti ai nostri climi e pertanto occorre apportare sempre una correzione significativa ai dati nominali indicati dai costruttori. Nel caso di condizioni esterne diverse da quelle nominali si apportano correzioni mediante abachi opportunamente predisposti dalle case costruttrici. L'efficienza di una torre evaporativa è definita dal rapporto:

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{condensato}}}{Q_{\text{massimo}}} = \frac{c_p \dot{m} (t_i - t_u)}{c_p \dot{m} (t_i - t_u)_{\text{max}}} \cong \frac{\Delta t}{t_i - (t_{bu})_{\text{aria}}} \cong \frac{5 \div 6 \text{ }^\circ\text{C}}{t_i - (t_{bu})_{\text{aria}}} \quad [176]$$

Si osservi che normalmente le condizioni ambientali di riferimento sono pari a $23,5 \text{ }^\circ\text{C}$ a b.u., come illustrato in Figura 248. La portata di acqua da raffreddare (proveniente dal condensatore) è data da:

$$\dot{m} = \frac{Q_c}{c_p \Delta t} \quad (\text{l/h}) \quad [177]$$

Con riferimento alla Figura 250 si può scrivere:

$$h_o = h_E + \frac{Q_c}{G \cdot 1.2} \quad [178]$$

Letto x_o dal diagramma psicrometrico si calcola la portata d'aria necessaria nella torre:

$$G \cong 0.2 \left(\frac{\text{m}^3 / \text{h}}{\text{kcal} / \text{h}} \right) \cdot Q_c \quad [179]$$

e la portata di alimento, in l/h:

$$\dot{m}_r = G(x_E - x_0) \cdot 10^{-3} \cdot 1.2 \quad [180]$$

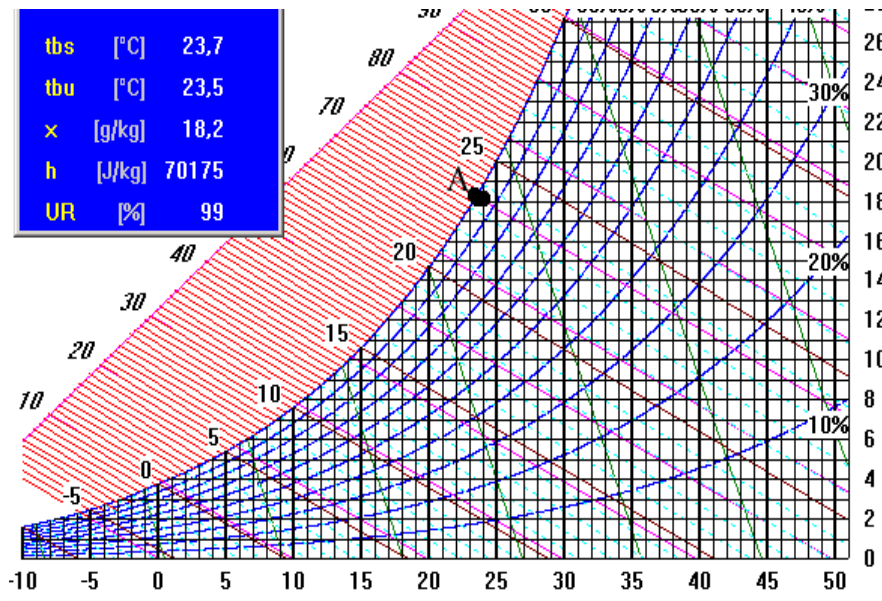


Figura 248: Condizioni ambientali di riferimento

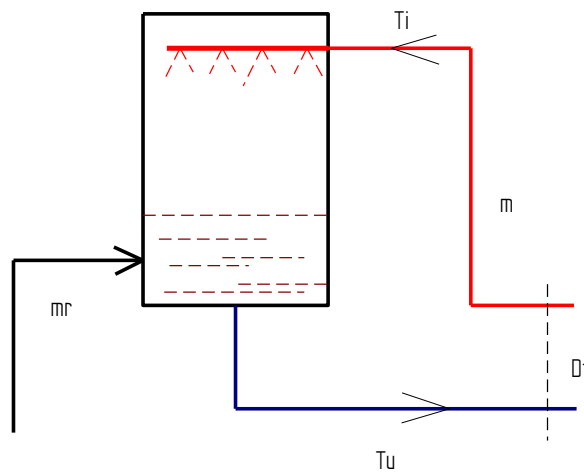


Figura 249: Torre evaporativa

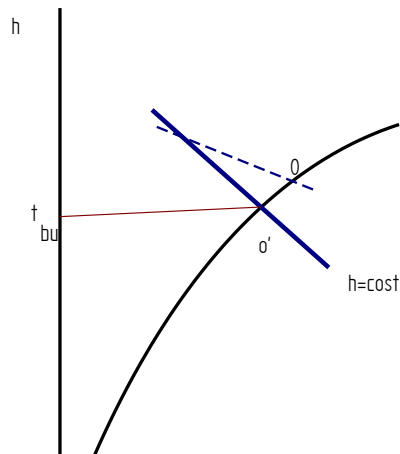


Figura 250: Trasformazioni psicrometriche nella torre evaporativa

8.1.26 TIPOLOGIE DI TORRI DI RAFFREDDAMENTO COMMERCIALI

Si hanno varie tipologie costruttive di torri di raffreddamento a seconda della potenzialità (e quindi delle dimensioni) e delle condizioni climatologiche esterne (temperatura a bulbo umido reale). Va tenuto presente che le torri di raffreddamento hanno necessità di flussi notevoli di aria esterna per potere asportare efficacemente calore dall'acqua per evaporazione. Questa condizione obbliga ad installarle in luoghi aperti o nelle coperture degli edifici. Nella zona etnea si può verificare la necessità di dovere adoperare torri a flusso orizzontali e non verticali perché la ricaduta di polverino vulcanico può provocare l'intasatura dei filtri e dei condotti di adduzione dell'acqua, oltre a continui interventi di manutenzione e pulitura. Per questa ragione nella nostra area si preferisce utilizzare, quando possibile, il raffreddamento dei condensatori ad aria.



Figura 251: Torre di raffreddamento commerciale



Figura 252: Torre di raffreddamento commerciale



Figura 253: Torre di raffreddamento commerciale



Figura 254: Torre di raffreddamento commerciale

Torre di Raffreddamento assiale

Hanno potenzialità variabile da 40 a 500 kW e sono caratterizzate da una esecuzione compatta, vedi Figura 255. La distribuzione dell'acqua sul pacco di scambio termico avviene uniformemente dall'alto della torre tramite un distributore rotante.

Il distributore non richiede alcuna pressione di polverizzazione dell'acqua, limitando la prevalenza della pompa di circolazione dell'impianto.

Torri di Raffreddamento Centrifughe

Queste torri possono smaltire potenzialità nominali da 80 a 900 kW e sono costruite come indicato in Figura 256: nella parte inferiore si hanno i ventilatori e il bacino di raccolta dell'acqua raffreddata, la parte mediana contiene il pacco di scambio termico mentre la parte superiore comprende la distribuzione dell'acqua calda e l'attacco di entrata.



Figura 255: Torre di raffreddamento di tipo assiale

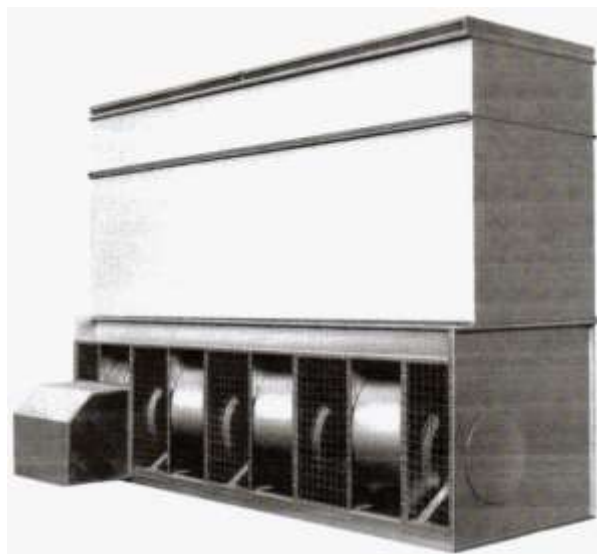


Figura 256: Torre di raffreddamento centrifuga

8.1.27 EVAPORATORI

L'evaporatore è il componente dell'impianto di refrigerazione nel quale il fluido, a bassa pressione, evapora sottraendo calore all'ambiente esterno.

Qui si verifica la fase utile dell'impianto frigorifero. Si tratta ancora una volta di uno scambiatore di calore a fascio tubiero nel quale circola, all'interno, il fluido frigorifero e all'esterno il fluido da raffreddare (acqua o aria).

Nel caso di evaporatori inseriti in un impianto monoblocco di refrigerazione d'acqua esso si trova nello stesso corpo del gruppo e l'acqua refrigerata viene poi inviata all'utenza mediante un circuito apposito.

In alcuni casi (vedi, ad esempio, i sistemi *split*) si preferisce far avvenire l'espansione (fase utile di raffreddamento) in una speciale batteria detta *ad espansione diretta*, vedi Figura 260, nella quale il fluido frigorifero scambia calore con l'aria esterna (canalizzata o direttamente circolata dall'ambiente) ottenendo, così, elevate efficienze di scambio, non avendo scambi termici intermedi.

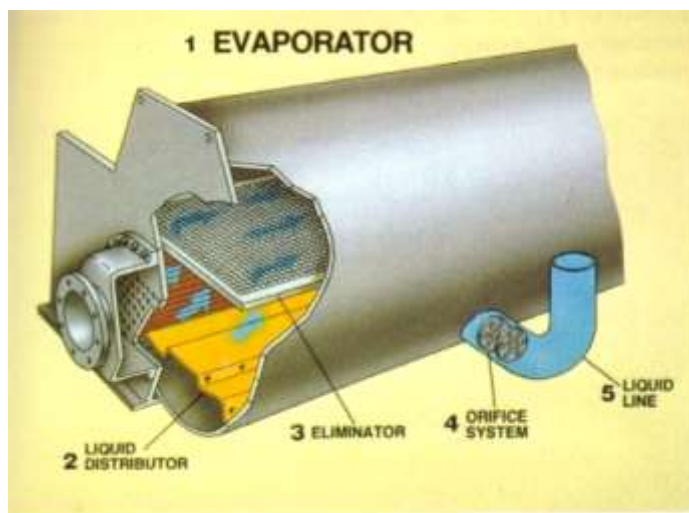


Figura 257: Sezione di un evaporatore ad acqua

In definitiva possiamo avere evaporatori:

- Alimentati ad acqua:
- Ad espansione diretta.

Si osservi che i circuiti di alimentazione delle batterie ad espansione diretta sono di solito limitati ad una decina di metri e per distanza superiori occorre prevedere una opportuna pompa di circolazione.

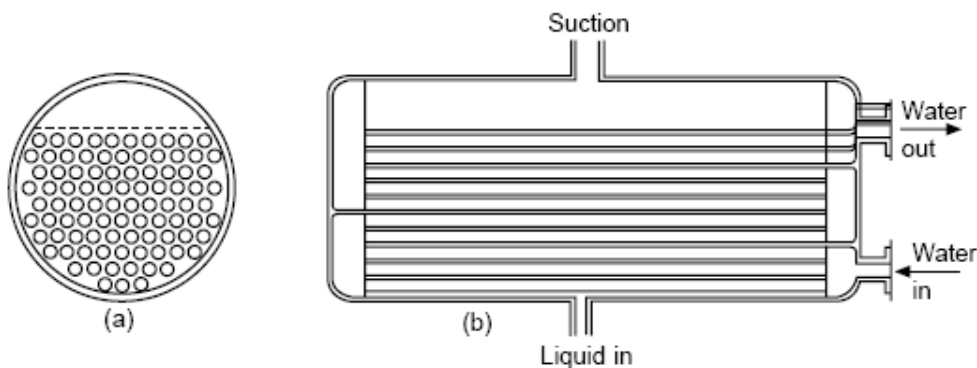


Figura 258: Sezione di un evaporatore shell and tube

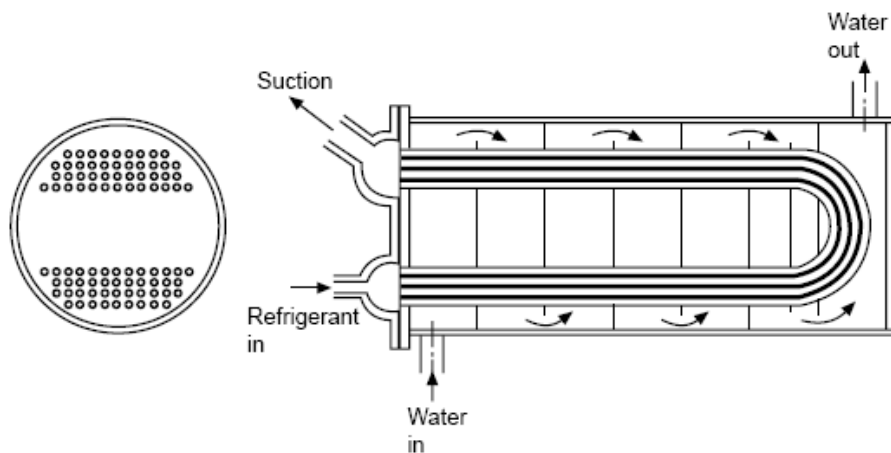


Figura 259: Schema di un evaporatore shell and coil

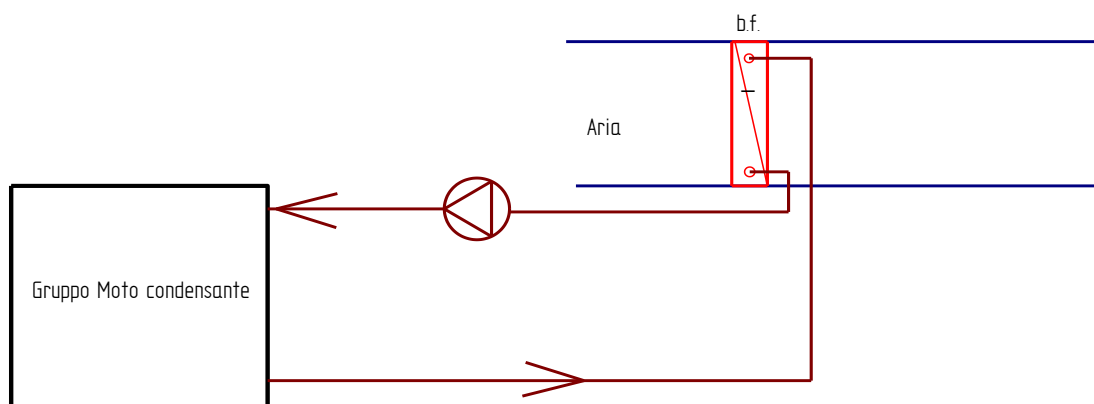


Figura 260: Evaporatore ad espansione diretta

L'espansione diretta è praticamente obbligata quando la temperatura di evaporazione è di $2\div 3\text{ }^{\circ}\text{C}$ per evitare il pericolo della ghiacciatura dell'acqua dei normali evaporatori. Questo pericolo è sempre presente anche nei gruppi monoblocco poiché, per evidenti motivi di bilancio energetico, se manda la circolazione esterna dell'acqua da refrigerare allora la temperatura di evaporazione si abbassa e l'acqua stagnante contenuta nel mantello esterno dello scambiatore di calore gela con aumento di volume e conseguente distruzione del fascio tubiero interno. Per evitare il pericolo della gelatura della batteria di evaporazione è necessario inserire una *valvola rivelatrice di flusso* che, se questo è assente, blocca il compressore frigorifero.

Batterie ad espansione diretta

Si hanno due tipologie di batterie ad espansione diretta:

- Ad espansione secca. In questo caso il fluido frigorifero evapora completamente nella batteria fino ad avere $x_u=1$. Questa tipologia si usa per impianti di piccolo o media potenzialità.
- Ad espansione umida (o allagata): in questo caso non si raggiunge $x=1$ all'uscita della batteria e si ha ancora presenza di liquido frigorifero. E' necessario, quindi, prevedere un separatore di liquido. Queste batterie sono utilizzate per impianti di grande potenzialità.

Evaporatore annegato

In questo tipo di evaporatori a fascio tubiero l'acqua scorre nei tubi e il refrigerante nella shell. L'alimentazione di refrigerante avviene tramite una valvola termostatica ad espansione.

Si possono avere più passaggi attraverso i divisori. Il liquido da raffreddare scorre attraverso il mantello. La presenza di setti costringe il fluido a girare attorno agli stessi creando un effetto di turbolenza che accresce il coefficiente di scambio termico.

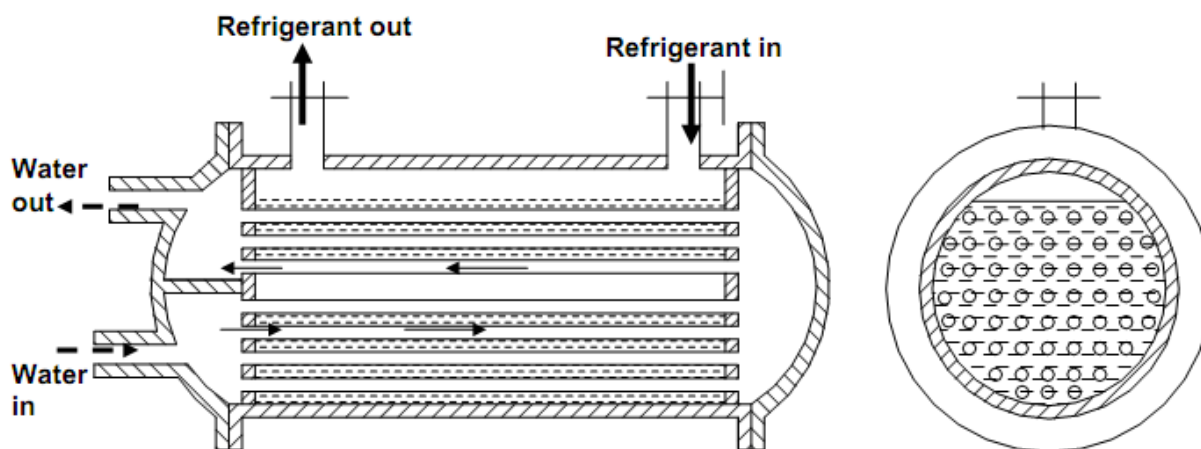


Figura 261: Evaporatore a fascio tubiero di tipo annegato

In Figura 262 si ha un evaporatore a fascio tubiero classico con acqua che scorre nel mantello e con la presenza dei setti per i cambi di direzione.

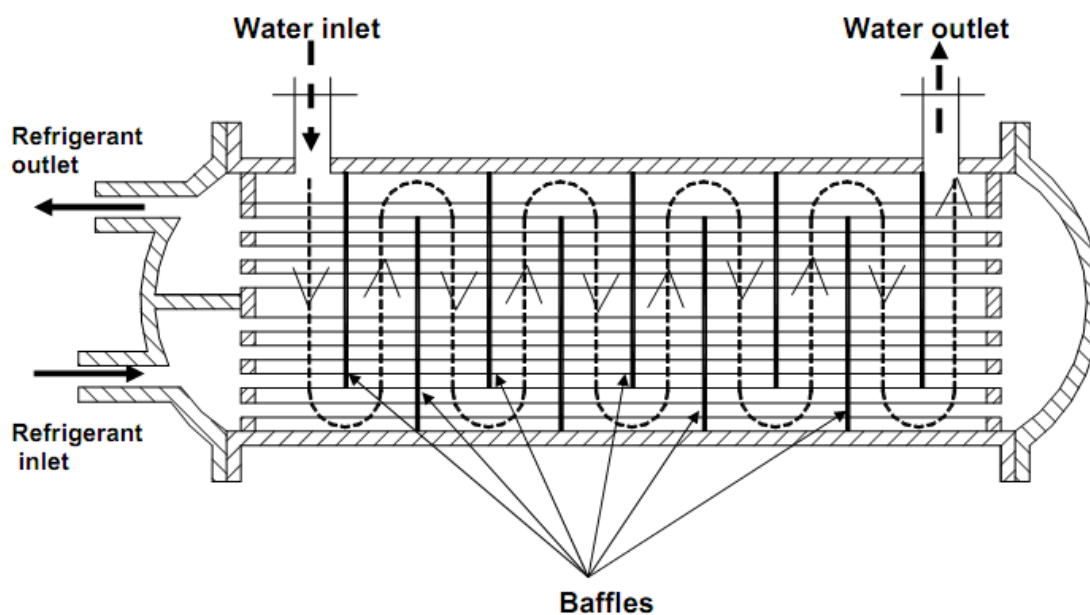


Figura 262: Evaporatore a fascio tubiero con setti

Evaporatori a piastra

Si possono utilizzare anche scambiatori a piastra per gli evaporatori, come indicato in Figura 263. Questo tipo di scambiatore di calore è molto efficiente e consente differenze di temperatura fra fluidi di 0,5 °C o anche meno.

È un tipo di evaporatore utilizzato nell'industria, specialmente alimentare quali latterie, birrerie, ... Le piastre sono normalmente costituite in acciaio e fra queste scorrono i fluidi refrigeranti e quelli da raffreddare. La trasmittanza termica è molto elevata potendo raggiungere i 4500 W/(m².K) per acqua-ammoniaca e 3000 W/(m².K) per acqua e freon.

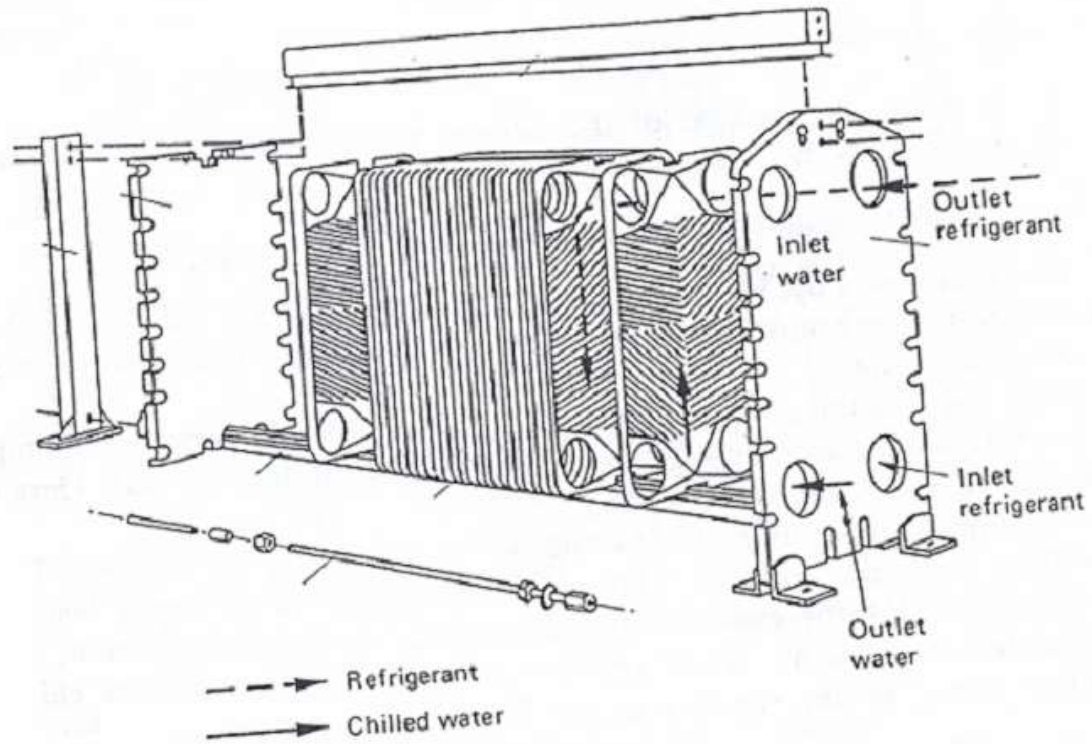


Figura 263: Evaporatore a piastra

La quantità di refrigerante impegnata è di circa il 10% inferiore rispetto agli evaporatori a fascio tubiero. Questi evaporatori godono di una facile manutenzione e pulizia e possono essere variati di potenzialità aggiungendo o togliendo elementi a piastra.

9. TERMINALI PER LA CESSIONE DELL'ENERGIA

9.1 TERMINALI CON ALIMENTAZIONE IDRONICA

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.

Nel Volume 2° sono già stati presentati questi terminali per gli impianti di riscaldamento e pertanto si invita a considerare quanto detto su questi dispositivi in quella sede.

In fase di progetto occorre rispondere alle due domande: *quanta energia fornire (con il suo segno algebrico) all'ambiente e come distribuirlo*.

Le tipologie di terminale più ricorrenti per l'aria sono: *termoconvettori, termoventilconvettori, bocchette o diffusori* (che saranno trattati nel prosieguo).

Se ne descrivono qui le caratteristiche fondamentali e rimandando al prossimo capitolo l'approfondimento della diffusione dell'aria.

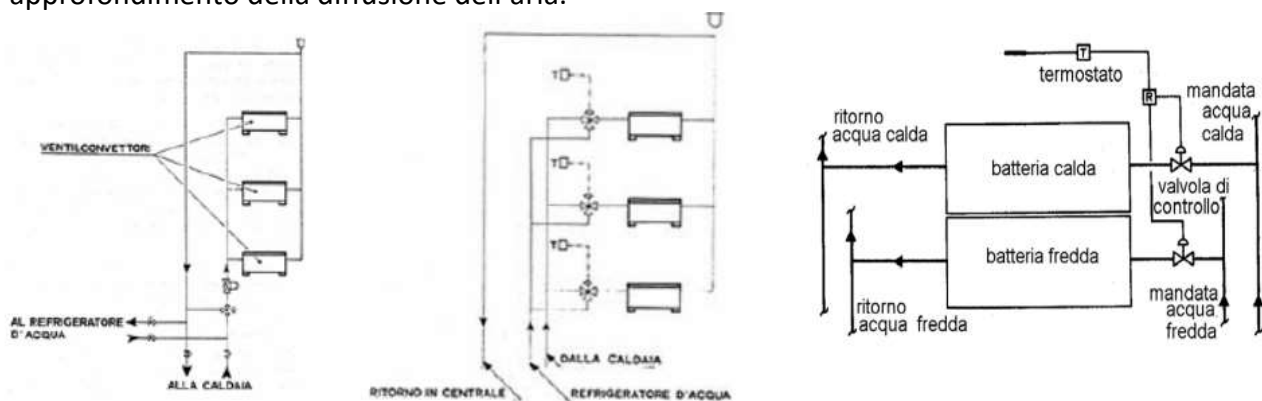


Figura 264: Impianti a due, a tre e a quattro tubi

9.2 TERMOVENTILCONVETTORI (FAN COIL)

I *termoventilconvettori* sono in tutto identici ai *termoconvettori* con la differenza che hanno di solito due batterie, una fredda per il raffreddamento ed una calda per il riscaldamento (tipicamente utilizzati negli impianti bistagionali a due tubi). Questi terminali vengono utilizzati prevalentemente 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 (di solito 5 °C in estate, 10 °C in inverno anche se 5 °C sono spesso presenti).

Di solito la batteria calda è di minore superficie di scambio rispetto alla batteria fredda perché fa riferimento ad una alimentazione nominale a 60 °C. Tuttavia, specialmente per impianti che

utilizzano pompe di calore con alimentazione a $37 \div 45 \text{ }^\circ\text{C}$, la batteria calda va controllata utilizzando i cataloghi tecnici più appropriati.

Nella figura seguente si ha lo schema costruttivo (spaccato) di un moderno ventilconvettore nel quale sono ben visibili la batteria di scambio termico e la ventola di circolazione dell'aria (*posta in alto, in aspirazione*) e in Figura 265 si ha la vista interna di un ventilconvettore.

I problemi di installazione dei *termoventilconvettori* sono gli stessi dei *termoconvettori* con l'aggiunta della rete di dispersione della condensa.

Avviene, infatti, che in estate la batteria fredda condensa il vapore d'acqua presente nell'aria e quindi occorre prevedere una tubazione che porti la condensa così prodotta in una rete di scarico opportunamente predisposta altrimenti si possono avere spiacevoli travasi di acqua con danneggiamento delle pareti, del pavimento e del soffitto.

Per la selezione dei fan coil occorre utilizzare i dati tecnici forniti dalle case costruttrici: in essi sono date le potenzialità termiche (calda e fredda) e il rapporto fra calore sensibile e calore latente che è possibile ottenere.

I fan coils possono anche avere una presa di aria esterna nel caso di impianti senza aria primaria. In questo modo si fornisce agli ambienti l'aria necessaria per il ricambio fisiologico. Ciò consente un leggero controllo dell'umidità interna. Si tratta di un sistema poco consigliabile perché il controllo dell'umidità risulta problematico in quanto dipendente dalle condizioni climatiche esterne.

Con gli impianti ad aria primaria i fan coil non hanno prese esterne e possono fornire prevalentemente calore sensibile. L'umidità degli ambienti viene controllata mediante l'aria primaria.



Figura 265: Vista dell'interno di un ventilconvettore – Batteria di scambio e ventilatore

9.2.1 OSSERVAZIONE SUI TERMOCONVETTORI E FAN COIL

E' uso corrente avere termoconvettori con batteria ad un rango ovvero anche fan coils a quattro tubi (alimentazione delle batterie calda e fredda separate) con batteria a 3 ranghi per l'estate e ad un rango per l'inverno. Le temperature di riferimento per il dimensionamento dei termoconvettori e dei fan coils sono, di norma:

- Acqua fredda in regime estivo: 7 °C entrante, 12 °C uscente

E' comunque possibile avere funzionamenti a temperature di alimento diverse da quelle sopra indicate e i vari Costruttori forniscono tabelle e/o abachi adatti a calcolare le due potenzialità delle batterie sia a 3 ranghi che a ad 1 rango. Va comunque tenuto presente che quasi sempre i fan coil sono utilizzati, per problemi di costo di impianto, nella configurazione a due tubi e pertanto il problema di alimentare le batterie con acqua a bassa temperatura non si pone.

Grandezza (Sizes)	Vel. (Speed)	Portata aria (Air flow) [m³/h]	TEMPERATURA ACQUA (Water Temperature) [°C]											
			Entrata (Inlet) 50°C		Uscita (Outlet) 40°C		Entrata (Inlet) 70°C		Uscita (Outlet) 60°C		Entrata (Inlet) 80°C		Uscita (Outlet) 70°C	
			Portata Acqua (Water flow) [L/h]	ΔP [kPa]	Potenza tot. (Total capacity) [W]	Portata Acqua (Water flow) [L/h]	ΔP [kPa]	Potenza tot. (Total capacity) [W]	Portata Acqua (Water flow) [L/h]	ΔP [kPa]	Potenza tot. (Total capacity) [W]	Portata Acqua (Water flow) [L/h]	ΔP [kPa]	Potenza sens. (Sensible capacity) [W]
10	1	108	40	0.3	465	72	0.9	837	88	1.3	1023			
	2	141	53	0.5	610	95	1.6	1099	116	2.3	1343			
	3	221	73	1	843	131	3	1517	160	4.3	1855			
20	1	118	40	0.4	465	72	1.1	837	88	1.5	1023			
	2	169	55	0.7	640	99	2.1	1151	121	2.9	1407			
	3	253	78	1.4	901	140	4.1	1622	171	5.8	1983			
30	1	188	63	0.8	727	113	2.6	1308	138	3.5	1600			
	2	264	88	1.7	1017	158	4.9	1831	193	6.9	2238			
	3	384	118	3	1366	212	8.6	2459	259	12.5	3006			
40	1	239	83	1.8	959	149	5.3	1727	182	7.5	2110			
	2	337	115	3.5	1337	207	10	2407	253	14.6	2942			
	3	469	150	6	1744	270	17.5	3140	330	24.8	3837			
60	1	306	103	3.3	1192	186	9.8	2145	226	13.9	2622			
	2	446	150	7.2	1744	270	21	3140	330	29.8	3837			
	3	612	196	12.1	2267	351	36.6	4080	429	50.4	4988			

Figura 266: Dati di targa di un ventilconvettore

Grandezza (Sizes)	Vel. (Speed)	Portata aria (Air flow) [m³/h]	TEMPERATURA ACQUA (Water Temperature) [°C]							
			Entrata (Inlet) 6°C		Uscita (Outlet) 11°C		Entrata (Inlet) 10°C		Uscita (Outlet) 15°C	
			Portata Acqua (Water flow) [L/h]	ΔP [kPa]	Potenza tot. (Total capacity) [W]	Potenza sens. (Sensible capacity) [W]	Portata Acqua (Water flow) [L/h]	ΔP [kPa]	Potenza tot. (Total capacity) [W]	Potenza sens. (Sensible capacity) [W]
01	1	122	113	0.6	657	482	69	0.2	420	420
	2	158	126	0.8	738	578	85	0.3	490	490
	3	227	166	1	965	774	104	0.4	607	607
02	1	185	181	1.7	1053	765	110	0.5	645	593
	2	242	225	2.1	1306	947	139	0.6	808	742
	3	349	285	2.9	1656	1260	176	1	1026	980
03	1	270	265	3.3	1538	1076	164	1.2	952	843
	2	351	351	5.8	2039	1420	217	2.2	1262	1113
	3	404	395	7.4	2295	1592	244	2.8	1421	1248
04	1	262	266	4.8	1550	1246	184	1.6	1080	1080
	2	344	386	7	2247	1807	244	2.7	1416	1416
	3	453	483	10.9	2808	2237	302	4.2	1753	1753
05	1	362	420	10	2442	1592	260	3.8	1512	1248
	2	495	533	16	3105	2045	330	6.1	1920	1602
	3	575	592	19.9	3443	2305	367	7.5	2130	1805
06	1	430	520	16	3030	1936	322	6.1	1874	1520
	2	575	645	24.7	3748	2452	399	9.3	2320	1925
	3	685	733	32	4261	2818	454	12	2638	2210
07	1	488	670	38.5	3895	2410	415	14.6	2411	1890
	2	580	796	51	4470	2800	476	19	2766	2192
	3	708	893	68.5	5190	3292	553	26	3212	2580
08	1	782	853	22	4957	3315	528	8.3	3070	2600
	2	952	991	29.8	5765	3810	614	11	3567	2985
	3	1195	1182	38	6870	4656	731	14.5	4253	3650
09	1	770	853	22	4957	3315	568	9.8	3303	2715
	2	1018	1128	39	6556	4325	698	14.7	4059	3389
	3	1242	1310	52	7620	5100	810	20	4716	4000

Figura 267: Portate di acqua nominali di un ventilconvettore

Tuttavia se si usano fan coil a 4 tubi (in grado di dare contemporaneamente freddo o caldo a seconda delle necessità del carico ambiente) allora si pone un grosso problema nell'alimentare la batteria calda ad 1 rango con acqua a 45 °C.

La potenzialità termica di quest'ultima, infatti, si riduce notevolmente con il rischio di non potere soddisfare il carico ambiente. In definitiva un fan coil che riesce a dare in estate di 3 kW frigoriferi riesce a dare in inverno, con batteria ad 1 rango alimentata a 45 °C, circa un 1.5 kW termici.

Ne consegue che non si hanno le necessarie condizioni di simmetria di carico che le zone climatiche A e B spesso richiedono⁶⁵.

Ad esempio nelle zone B si hanno, spesso, carichi massimi estivi ed invernali del tutto comparabili per cui un ambiente può richiedere 3 kW in estate e circa 3 kW (o giù di lì) in inverno. In queste condizioni un fan coil a quattro tubi alimentato con refrigeratore a pompa di calore potrà soddisfare il carico ambiente in estate ma non in inverno, a meno di cambiare la batteria calda in una a tre ranghi, come quella estiva, con conseguente incremento delle dimensioni del carter del fan coil.

Questa situazione, per altro standard per tutti i costruttori e prevista dalle norme Eurovent europee, non si pone per le zone fredde (dalla C in su) perché in queste l'utilizzo della pompa di calore aria – acqua potrebbe non risultare conveniente o del tutto inopportuna (per il rischio delle gelate).

Pertanto nelle zone fredde (e quindi nella stragrande maggioranza delle regioni europee e nel nord dell'Italia) si utilizzano i fan coil a quattro tubi con alimentazione 7-12 °C in estate e 70-60 °C in inverno con caldaie a basse temperatura o con alimentazione a 45-40 °C ma con batterie maggiorate a tre ranghi.

Ciò pone notevoli problemi nella climatizzazione delle zone temperate con refrigeratori a pompa di calore con fan coil a quattro tubi. In pratica occorre forzare l'alimentazione delle batterie calde ad 1 rango dei fan coils con differenze di temperatura dell'acqua di 10 °C (ad esempio 45-35 °C) in modo da avere una maggiore resa termica, al limite sovradimensionando il fan coil per l'estate in modo da avere una maggiore resa termica in inverno.

Si osserva che cambiare il ΔT di progetto da 5 °C per l'estate e 10 °C per l'inverno può portare problemi nel progetto delle reti idroniche.

9.2.2 CRITERI DI SELEZIONE DEI FAN COIL

Si procede analogamente a quanto detto per il riscaldamento. Nota la potenza totale (sensibile più latente) o la sola potenzialità sensibile si seleziona da catalogo in funzione temperatura dell'acqua di alimentazione. E' importante assicurare al fan coil la portata di acqua necessaria al suo funzionamento. Pertanto nella progettazione della rete idronica di alimentazione è necessario impostare il carico nominale dei fan coil o direttamente la portata di acqua richiesta.

Si ricordi che i fan coil sono normalmente regolati mediante una valvola a tre vie miscelatrice motorizzata ed asservita alla temperatura ambiente e pertanto in presenza di riduzione del carico ambientale si può avere un incremento della temperatura di alimentazione nel range 7 ± 10 °C con conseguente riduzione del calore latente fornito dal fan coil stesso.

⁶⁵ Va osservato che, per effetto della verifica energetica richiesta dal nuovo decreto sui requisiti minimi degli edifici, DM 26/06/2015, si ha un isolamento termico elevato necessario per la verifica delle condizioni invernali. Questo eccessivo isolamento comporta due effetti per certi versi contraddittori: si ha una grande riduzione dei carichi termici invernali ma, al tempo stesso, i carichi estivi diminuiscono poco o, addirittura, aumentano. Questo perché, come già osservato varie volte, quando la temperatura esterna è inferiore ai 26 °C (temperatura di progetto nominale) interni allora l'elevato isolamento delle pareti esterne impedisce questo flusso uscente e quindi impedisce il raffrescamento degli ambienti. In conseguenza di questo meccanismo anche per le zone termiche A e B, solitamente con carichi termici equilibrati nelle due stagioni, si hanno forti differenze: i carichi invernali si riducono molto ma quelli estivi no. Queste considerazioni portano ad una diversa scelta delle pompe di calore e di tutti i generatori termici.

Capacità di riscaldamento, batteria per impianti a due tubi con ventilatore funzionante alla massima velocità

Unità con ventilatore centrifugo

Portata d'acqua		Differenza di temperatura K	Capacità di riscaldamento con ventilatore a massima velocità e batteria per impianto a due tubi						
l/h	l/s		42N 16	42N 25	42N 33	42N 43	42N 50	42N 60	42N 75
100	0,03	20	1,03	1,52	1,72	1,52	1,61	1,66	1,73
200	0,06	20	1,27	2,04	2,47	2,42	2,60	2,71	2,87
248	0,07	20	1,33	2,18	2,68	2,72	2,94	3,08	3,31
300	0,08	20	1,38	2,28	2,85	2,98	3,24	3,42	3,72
418	0,12	20	1,45	2,44	3,09	3,38	3,72	3,98	4,46
500	0,14	20	1,48	2,51	3,20	3,58	3,97	4,25	4,85
607	0,17	20	1,51	2,58	3,31	3,78	4,22	4,53	5,23
717	0,20	20	1,53	2,63	3,39	3,93	4,41	4,75	5,54
850	0,24	20	1,55	2,67	3,46	4,08	4,60	4,96	5,84
1010	0,28	20	1,57	2,71	3,52	4,21	4,77	5,15	6,12
1100	0,31	20	1,58	2,73	3,55	4,27	4,85	5,24	6,25
1249	0,35	20	1,59	2,76	3,59	4,35	4,96	5,37	6,44
1500	0,42	20	1,60	2,79	3,64	4,46	5,10	5,53	6,68
1800	0,50	20	1,62	2,81	3,68	4,55	5,22	5,67	6,90
2500	0,69	20	1,63	2,85	3,74	4,69	5,41	5,89	7,24
3000	0,83	20	1,64	2,87	3,76	4,75	5,49	5,98	7,39
100	0,03	30	1,55	2,26	2,56	2,30	2,42	2,49	2,57
200	0,06	30	1,91	3,05	3,70	3,67	3,93	4,10	4,33
248	0,07	30	2,02	3,25	4,02	4,13	4,45	4,67	5,01
300	0,08	30	2,07	3,40	4,26	4,51	4,89	5,18	5,64
418	0,12	30	2,17	3,66	4,63	5,11	5,61	5,99	6,76
500	0,14	30	2,22	3,75	4,79	5,41	5,98	6,40	7,32
607	0,17	30	2,26	3,85	5,00	5,70	6,35	6,82	7,89
717	0,20	30	2,30	3,92	5,07	6,00	6,65	7,15	8,36
850	0,24	30	2,33	3,99	5,17	6,14	6,84	7,46	8,80
1010	0,28	30	2,35	4,05	5,27	6,34	7,18	7,85	9,23
1100	0,31	30	2,36	4,08	5,31	6,43	7,29	7,92	9,42
1249	0,35	30	2,38	4,11	5,36	6,55	7,45	8,07	9,80
1500	0,42	30	2,40	4,16	5,43	6,70	7,66	8,31	10,10
1800	0,50	30	2,41	4,20	5,49	6,83	7,84	8,52	10,40
2500	0,69	30	2,44	4,26	5,58	7,03	8,12	8,83	10,90
3000	0,83	30	2,45	4,28	5,62	7,12	8,24	8,98	11,10
100	0,03	40	2,07	3,01	3,41	3,11	3,26	3,34	3,43
200	0,06	40	2,55	4,06	4,94	4,97	5,30	5,52	5,84
248	0,07	40	2,67	4,33	5,36	5,57	5,98	6,29	6,76
300	0,08	40	2,77	4,54	5,69	6,06	6,57	6,96	7,61
418	0,12	40	2,90	4,85	6,17	6,87	7,54	8,05	9,10
500	0,14	40	2,96	5,00	6,40	7,26	8,03	8,59	9,84
607	0,17	40	3,02	5,13	6,61	7,66	8,53	9,15	10,60
717	0,20	40	3,06	5,23	6,76	7,96	8,92	9,59	11,20
850	0,24	40	3,10	5,32	6,90	8,24	9,28	10,00	11,80
1010	0,28	40	3,13	5,40	7,02	8,49	9,62	10,40	12,40
1100	0,31	40	3,15	5,43	7,08	8,61	9,77	10,60	12,60
1249	0,35	40	3,17	5,48	7,15	8,77	9,98	10,80	13,00
1500	0,42	40	3,19	5,54	7,24	8,97	10,30	11,10	13,50
1800	0,50	40	3,22	5,59	7,32	9,14	10,50	11,40	13,90
2500	0,69	40	3,25	5,67	7,44	9,40	10,80	11,80	14,50
3000	0,83	40	3,26	5,70	7,49	9,51	11,00	12,00	14,80
100	0,03	50	2,60	3,77	4,27	3,93	4,11	4,21	4,32
200	0,06	50	3,20	5,08	6,20	6,29	6,69	6,97	7,38
248	0,07	50	3,35	5,42	6,71	7,03	7,54	7,94	8,55
300	0,08	50	3,47	5,68	7,12	7,65	8,27	8,76	9,62
418	0,12	50	3,63	6,08	7,73	8,66	9,49	10,10	11,50
500	0,14	50	3,71	6,25	8,01	9,15	10,10	10,80	12,40
607	0,17	50	3,78	6,42	8,27	9,64	10,70	11,50	13,40
717	0,20	50	3,83	6,54	8,47	10,00	11,20	12,10	14,10
850	0,24	50	3,88	6,66	8,64	10,40	11,70	12,60	14,90
1010	0,28	50	3,92	6,75	8,79	10,70	12,10	13,10	15,60
1100	0,31	50	3,94	6,80	8,86	10,80	12,30	13,30	15,90
1249	0,35	50	3,96	6,86	8,95	11,00	12,50	13,60	16,40
1500	0,42	50	4,00	6,93	9,07	11,30	12,90	14,00	17,00
1800	0,50	50	4,02	7,00	9,16	11,50	13,20	14,30	17,50
2500	0,69	50	4,06	7,09	9,30	11,80	13,60	14,80	18,30
3000	0,83	50	4,08	7,13	9,36	11,90	13,80	15,00	18,60

Tabella 70: Potenzialità frigorifera di fan coil a due tubi con differenza di temperatura acqua – ambiente

Capacità di riscaldamento, batteria per impianti a quattro tubi con ventilatore funzionante alla massima velocità

Unità con ventilatore tangenziale

Portata d'acqua		Differenza di temperatura K	Capacità di riscaldamento con ventilatore a massima velocità e batteria per impianto a quattro tubi				
l/h	l/s		42N 16	42N 25	42N 33	42N 43	42N 50
100	0,03	20	0,82	1,02	1,10	1,34	1,37
130	0,04	20	0,87	1,12	1,22	1,51	1,55
200	0,06	20	0,94	1,26	1,39	1,77	1,82
240	0,07	20	0,96	1,31	1,45	1,87	1,93
300	0,08	20	0,99	1,37	1,52	1,98	2,05
350	0,10	20	1,00	1,40	1,56	2,05	2,12
500	0,14	20	1,03	1,47	1,65	2,20	2,28
700	0,19	20	1,05	1,52	1,71	2,30	2,39
900	0,25	20	1,06	1,55	1,75	2,37	2,46
1100	0,31	20	1,07	1,57	1,77	2,41	2,51
100	0,03	30	1,22	1,53	1,65	2,00	2,04
130	0,04	30	1,30	1,68	1,83	2,25	2,31
200	0,06	30	1,40	1,89	2,08	2,65	2,72
240	0,07	30	1,44	1,96	2,17	2,80	2,88
300	0,08	30	1,47	2,05	2,28	2,97	3,06
350	0,10	30	1,49	2,10	2,34	3,08	3,18
500	0,14	30	1,54	2,20	2,47	3,29	3,40
700	0,19	30	1,57	2,27	2,56	3,45	3,57
900	0,25	30	1,58	2,31	2,61	3,54	3,68
1100	0,31	30	1,59	2,34	2,65	3,61	3,75
100	0,03	40	1,62	2,05	2,21	2,67	2,72
130	0,04	40	1,75	2,29	2,50	3,11	3,18
200	0,06	40	1,86	2,52	2,78	3,54	3,64
240	0,07	40	1,91	2,62	2,90	3,74	3,85
300	0,08	40	1,96	2,73	3,04	3,97	4,09
350	0,10	40	1,99	2,80	3,12	4,11	4,24
500	0,14	40	2,04	2,93	3,29	4,39	4,54
700	0,19	40	2,08	3,02	3,41	4,60	4,76
900	0,25	40	2,10	3,08	3,48	4,72	4,90
1100	0,31	40	2,12	3,12	3,53	4,81	4,99
100	0,03	50	2,03	2,57	2,77	3,34	3,41
130	0,04	50	2,16	2,81	3,06	3,78	3,86
200	0,06	50	2,33	3,16	3,49	4,44	4,56
240	0,07	50	2,39	3,29	3,64	4,69	4,83
300	0,08	50	2,45	3,42	3,81	4,97	5,12
350	0,10	50	2,48	3,51	3,91	5,15	5,31
500	0,14	50	2,55	3,67	4,12	5,49	5,68
700	0,19	50	2,60	3,78	4,26	5,75	5,96
900	0,25	50	2,63	3,85	4,35	5,91	6,13
1100	0,31	50	2,64	3,90	4,41	6,01	6,24
100	0,03	60	2,44	3,09	3,33	4,02	4,10
130	0,04	60	2,59	3,39	3,69	4,55	4,65
200	0,06	60	2,79	3,81	4,20	5,35	5,49
240	0,07	60	2,86	3,96	4,38	5,65	5,81
300	0,08	60	2,94	4,12	4,58	5,98	6,17
350	0,10	60	2,98	4,22	4,71	6,19	6,39
500	0,14	60	3,06	4,41	4,95	6,61	6,83
700	0,19	60	3,12	4,54	5,12	6,92	7,16
900	0,25	60	3,15	4,63	5,23	7,10	7,36
1100	0,31	60	3,17	4,68	5,30	7,22	7,49
100	0,03	70	2,84	3,62	3,90	4,70	4,79
130	0,04	70	3,07	4,06	4,42	5,49	5,61
200	0,06	70	3,26	4,45	4,91	6,26	6,42
240	0,07	70	3,34	4,63	5,12	6,61	6,80
300	0,08	70	3,43	4,82	5,36	7,00	7,21
350	0,10	70	3,48	4,93	5,50	7,24	7,47
500	0,14	70	3,57	5,15	5,78	7,72	7,98
700	0,19	70	3,63	5,31	5,98	8,08	8,36
900	0,25	70	3,67	5,40	6,10	8,29	8,59
1100	0,31	70	3,70	5,46	6,18	8,44	8,75

Differenza di temperatura = Temperatura di ingresso acqua calda – Temperatura di ingresso aria a bulbo secco
 Massima temperatura di funzionamento lato acqua: 80°C; Massima pressione di funzionamento lato acqua: 14 bar.

Tabella 71: Potenzialità termica di fan coil a due tubi con differenza di temperatura acqua – ambiente

9.2.3 RUMOROSITÀ DEI TERMOVENTILCONVETTORI

La ventola presente nel termoventilconvettore (fan coil) può essere azionata a più velocità (da 2 a 5). E' opportuno ricordare che al crescere del numero di giri della ventola si ha un aumento della portata d'aria (ed un associato incremento della potenza termica scambiata, sia per riscaldamento

che per il condizionamento) ma anche un aumento, spesso considerevole, della rumorosità prodotta. E' bene selezionare i fan coil per la velocità intermedia, ove possibile.

Nel Vol. 5 si parlerà di rumore negli impianti. Si rimanda il lettore a quella sede per ulteriori chiarimenti su tutta la problematica del rumore negli impianti.

LIVELLI SONORI E CURVE DI RUMORE

Le tavole seguenti riportano le curve di rumore per i singoli modelli. I rilievi sono stati effettuati in camera riflettente ad un metro di distanza dall'apparecchio e con un rumore di fondo di 30 d b. Qui di seguito ricordiamo i tipi di ambiente e i relativi valori ammissibili delle N.C.

Tipo di ambiente	N.C.
Ville di città	30 - 40
Abitazione di città	35 - 45
Stanze di albergo	35 - 45
Uffici privati	45 - 55
Grandi uffici	65 - 75
Centri meccanografici	65 - 75
Cinematografi - Musei	35 - 45
Biblioteche - Aule scolastiche	35 - 45
Ristoranti - Locali notturni	55 - 65
Bar	55 - 60
Grandi magazzini - Supermercati	55 - 70
Uffici in fabbriche	60 - 70
Industria leggera	75 - 85

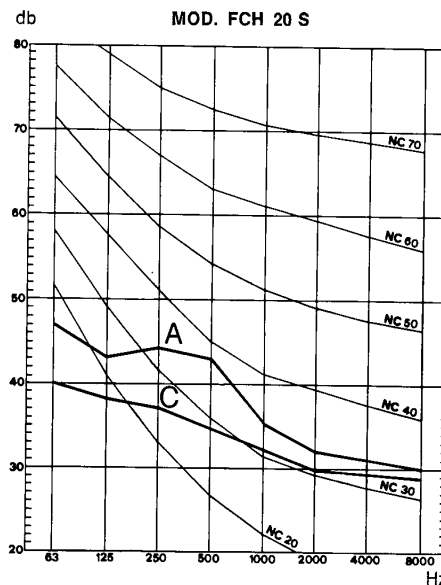


Tabella 72: Esempio di rumorosità prodotta da un fan coil

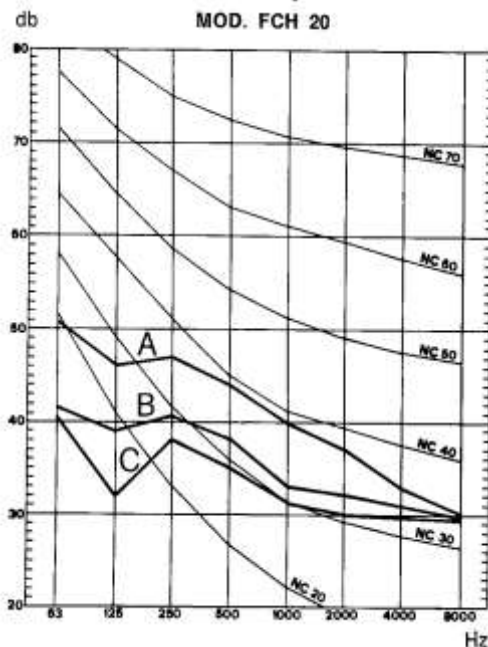


Tabella 73: Esempio di rumorosità prodotta da un fan coil a tre velocità

9.3 SELEZIONE DEI FAN COIL PER IMPIANTI AD ARIA PRIMARIA

Per la selezione dei fan coil per un impianto ad aria primaria occorre valutare il calore sensibile che questi debbono fornire agli ambienti. Pertanto, noto il carico totale degli ambienti, fissata la portata d'aria primaria (di solito almeno quella fisiologica) si calcola:

$$Q_{S_FC} = Q_{S_Ambiente} - Q_{S_Aria_Primaria} = Q_{S_ambiente} - \dot{m}_{Aria_Primaria} c_p (t_A - t_{AP})$$

Alcuni programmi di calcolo forniscono direttamente il calore sensibile dei fan coil per le condizioni estive.

Per le condizioni invernale si ha la difficoltà di non avere un calcolo dei carichi termici separato per calore sensibile e calore latente. Si può usare la seguente espressione semplificativa:

$$Q_{S_FC_inv} = Q_{Picco_Ambiente} - Q_{S_Aria_Primaria} = Q_{S_ambiente} - \dot{m}_{Aria_Primaria} c_p (t_{AP} - t_A)$$

Per fan coil a due tubi la batteria è unica e quindi occorre selezionare la batteria per le condizioni estive e poi verificare che vada bene anche per le condizioni invernali.

Per i fan coil a quattro tubi si hanno due batterie, una per riscaldamento ed una per raffrescamento, e quindi la verifica è separata per ciascuno dei due casi. E' bene tenere presente che se si effettua la selezione dei fan coil utilizzando i cataloghi tecnici sintetici allora è opportuno verificare che le condizioni di esercizio indicate dal Costruttore siano pari a quelle di progetto. In particolare le condizioni standard per le condizioni estive sono:

- Temperatura di ingresso dell'acqua fredda _ 7 °C
- Temperatura di uscita dell'acqua fredda: 12 °C
- Temperatura dell'ambiente: 27 °C.

Per le condizioni estive le condizioni nominali sono, di solito:

- Temperatura dell'acqua calda in entrata 60 °C;
- Temperatura dell'acqua calda in uscita 50 °C;
- Temperatura dell'ambiente 20 °C.

Se si hanno condizioni di esercizio diverse, specialmente per il riscaldamento invernale, allora occorre disporre dei diagrammi di selezione o delle tabelle fornite dai costruttori.

Capacità Raffrescamento													
Temperatura acqua ingresso °C	Delta T acqua °C	Temperatura aria ingresso °C		Capacità in Raffrescamento (ventilatore tangenziale alta velocità) 2 tubi									
				42N16		42N25		42N33		42N43		42N50	
		b.u.	b.s.	Totale	Sensibile	Totale	Sensibile	Totale	Sensibile	Totale	Sensibile	Totale	Sensibile
3	5	19	27	1,94	1,32	3,11	2,19	4,42	3,05	5,67	3,93	6,20	4,29
3	7	19	27	1,76	1,23	2,58	1,96	3,73	2,74	4,89	3,60	5,37	3,93
3	9	19	27	1,55	1,14	2,03	1,72	2,98	2,41	3,98	3,20	4,43	3,53
5	3	19	27	1,86	1,28	3,12	2,19	4,40	3,03	5,60	3,90	6,12	4,25
5	5	19	27	1,68	1,20	2,63	1,98	3,76	2,75	4,82	3,56	5,28	3,89
5	7	19	27	1,48	1,11	2,09	1,75	3,04	2,44	4,00	3,21	4,39	3,51
5	9	19	27	1,25	1,01	1,63	1,52	2,39	2,14	3,20	2,83	3,56	3,11
7	3	19	27	1,59	1,16	2,63	1,98	3,72	2,73	4,75	3,53	5,19	3,84
7	5	19	27	1,43	1,11	2,18	1,82	3,14	2,52	4,04	3,28	4,42	3,55
7	7	19	27	1,17	0,98	1,66	1,54	2,41	2,15	3,18	2,83	3,51	3,10
7	9	19	27	1,01	0,88	1,34	1,31	1,94	1,86	2,59	2,46	2,87	2,70
9	3	19	27	1,30	1,04	2,11	1,76	3,01	2,43	3,83	3,14	4,19	3,43
9	5	19	27	1,09	0,94	1,67	1,55	2,41	2,16	3,11	2,81	3,39	3,05
9	7	19	27	0,93	0,85	1,35	1,33	1,94	1,88	2,55	2,45	2,80	2,68
9	9	19	27	0,80	0,76	1,09	1,09	1,58	1,57	2,12	2,08	2,33	2,29
11	3	19	27	1,00	0,91	1,63	1,55	2,34	2,14	2,97	2,76	3,24	3,00
11	5	19	27	0,86	0,82	1,35	1,34	1,92	1,88	2,49	2,43	2,72	2,65
11	7	19	27	0,74	0,73	1,10	1,10	1,58	1,58	2,08	2,07	2,28	2,26
11	9	19	27	0,64	0,63	0,85	0,85	1,24	1,24	1,68	1,68	1,85	1,85
13	3	19	27	0,78	0,78	1,33	1,33	1,86	1,85	2,38	2,36	2,59	2,57
13	5	19	27	0,69	0,69	1,11	1,11	1,57	1,57	2,03	2,03	2,22	2,22
13	7	19	27	0,60	0,60	0,87	0,87	1,25	1,25	1,66	1,66	1,82	1,82
13	9	19	27	0,50	0,50	0,63	0,63	0,94	0,94	1,25	1,25	1,38	1,38

Figura 268: Potenzialità dei fan coil in raffrescamento

Per il riscaldamento si hanno tabelle del tipo sotto riportato nelle quali da differenza di temperatura è calcolata fra la temperatura media del fluidi di riscaldamento e la temperatura

dell’ambiente. Ad esempio, se si alimenta con acqua proveniente da una pompa di calore a 42.5 °C con ritorno a 37.5 °C allora la temperatura media del fluido è $(42.5 + 37.5)/2 = 40$ °C. Se l’ambiente è a 20 °C allora si ha $DT_{cs-a} = 40 - 20 = 20$ °C.

Capacità Riscaldamento							
Portata d'acqua		Differenza Temperatura K	Capacità in Riscaldamento (ventilatore tangenziale alta velocità) 2 tubi				
l/h	l/s		42N16	42N25	42N33	42N43	42N50
100	0	20	1,07	1,36	1,58	1,49	1,55
200	0	20	1,30	1,78	2,22	2,37	2,46
300	0	20	1,40	1,96	2,53	2,91	3,04
500	0	20	1,49	2,13	2,81	3,48	3,67
700	0	20	1,53	2,21	2,94	3,79	4,01
900	0	20	1,56	2,25	3,02	3,98	4,24
1100	0	20	1,57	2,29	3,07	4,12	4,39
1300	0	20	1,58	2,31	3,11	4,22	4,50
1500	0	20	1,59	2,32	3,13	4,29	4,59
1800	1	20	1,60	2,34	3,16	4,38	4,69
2500	1	20	1,62	2,37	3,21	4,50	4,83
3000	1	20	1,62	2,38	3,22	4,56	4,90
100	0	30	1,60	2,04	2,38	2,27	2,34
200	0	30	1,94	2,67	3,35	3,60	3,74
300	0	30	2,09	2,94	3,80	4,40	4,60
500	0	30	2,22	3,19	4,21	5,26	5,53
700	0	30	2,29	3,31	4,41	5,72	6,05
900	0	30	2,32	3,38	4,53	6,01	6,38
1100	0	30	2,35	3,43	4,60	6,21	6,61
1300	0	30	2,37	3,46	4,66	6,35	6,78
1500	0	30	2,38	3,48	4,70	6,46	6,90
1800	1	30	2,39	3,51	4,74	6,59	7,05
2500	1	30	2,41	3,55	4,80	6,77	7,26
3000	1	30	2,42	3,57	4,83	6,85	7,35

Figura 269: Potenzialità dei fan coil in riscaldamento

Nel caso di impianti a due tubi occorre verificare che i fan coil verifichino sia le condizioni estive che quelle invernali. Un foglio di calcolo può essere utile.

PIANO TERRA						BIBLIOTECA					ARCH. DI STATO				
TOT. POT. FRIGORIFERA [kW]						52,80									
TOT. POT. TERMICA [kW]						53,97									
TOT. PORTATA H2O [l/h]						12914,0									
ambiente	18	21	22	24	18abcd	ambiente	6	7	8	9	ambiente	6	7	8	9
locale	hall	ufficio	ufficio	sala lettura	wc	locale	hall + wc	sala lettura	sala lettura	ufficio	ambiente	hall + wc	sala lettura	sala lettura	ufficio
Qs estivo [W]	4524	1625	1635	6878	874	Qs estivo [W]	141	1550	1590	1509	Qs estivo [W]	141	1550	1590	1509
Ql estivo [W]	351	163	169	3074	0	Ql estivo [W]	45	986	1023	175	Ql estivo [W]	45	986	1023	175
Qtot estivo [W]	4875	1788	1804	7952	874	Qtot estivo [W]	186	2536	2613	2084	Qtot estivo [W]	186	2536	2613	2084
Qs/Qt	0,93	0,91	0,91	0,61	1,00	Qs/Qt	0,76	0,61	0,61	0,92	Qs/Qt	0,76	0,61	0,61	0,92
Qs + 10%Qs	4976	1788	1799	5166	961	Qs + 10%Qs	155	1705	1749	2100	Qs + 10%Qs	155	1705	1749	2100
Qt + 10%Qt	5363	1967	1984	8747	961	Qt + 10%Qt	205	2790	2874	2292	Qt + 10%Qt	205	2790	2874	2292
Modello Fc	FCX 32	FCX 42	FCX 42	FCX 42	FCX 22	Modello Fc	FCX 17	FCX 42	FCX 42	FCX 50	Modello Fc	FCX 17	FCX 42	FCX 42	FCX 50
Numero Fc	4	1	1	4	1	Numero Fc	1	1	1	1	Numero Fc	1	1	1	1
Qs estivo SINGOLO FC [W]	1244,1	1787,5	1798,5	1341,5	961,4	Qs estivo SINGOLO FC [W]	155,1	1705	1749	2099,9	Qs estivo SINGOLO FC [W]	155,1	1705	1749	2099,9
Qtot estivo SINGOLO FC [W]	1340,6	1966,8	1984,4	2186,8	961,4	Qtot estivo SINGOLO FC [W]	204,6	2789,6	2874,3	2292,4	Qtot estivo SINGOLO FC [W]	204,6	2789,6	2874,3	2292,4
Velocità	media	media	media	media	media	Velocità	minima	media	media	media	Velocità	minima	media	media	media
Resa Frigorifera sensibile [W]	1540	2115	2115	2115	1055	Resa Frigorifera sensibile [W]	540	2115	2115	3640	Resa Frigorifera sensibile [W]	540	2115	2115	3640
Portata h2o [l/h]	380	585	585	585	258	Portata h2o [l/h]	258	585	585	721	Portata h2o [l/h]	258	585	585	721
Totale portata h2o [l/h]	1520	585	585	2340	258	Totale portata h2o [l/h]	258	585	585	721	Totale portata h2o [l/h]	258	585	585	721
t in h2O [°C]	8	8	8	8	8	t in h2O [°C]	8	8	8	8	t in h2O [°C]	8	8	8	8
Δt [°C]	5	5	5	5	5	Δt [°C]	5	5	5	5	Δt [°C]	5	5	5	5
Resa Frigorifera sensibile [W]	1625	2561	2561	2561	1149	Resa Frigorifera sensibile [W]	769	2561	2561	2829	Resa Frigorifera sensibile [W]	769	2561	2561	2829
correzione x velocità	0,81	0,77	0,77	0,77	0,85	correzione x velocità	0,65	0,77	0,77	0,92	correzione x velocità	0,65	0,77	0,77	0,92
Resa Frigorifera sensibile [W]	1316,1	1972,0	1972,0	1972,0	976,7	Resa Frigorifera sensibile [W]	499,9	1972,0	1972,0	2602,7	Resa Frigorifera sensibile [W]	499,9	1972,0	1972,0	2602,7
Resa Frigorifera totale [W]	1938	3033	3033	3033	1311	Resa Frigorifera totale [W]	875	3033	3033	3791	Resa Frigorifera totale [W]	875	3033	3033	3791
correzione x velocità	0,86	0,82	0,82	0,82	0,89	correzione x velocità	0,72	0,82	0,82	0,87	correzione x velocità	0,72	0,82	0,82	0,87
Resa Frigorifera tot. 1FC [W]	1666,7	2470,7	2470,7	2470,7	1166,8	Resa Frigorifera tot. 1FC [W]	630,0	2470,7	2470,7	3298,2	Resa Frigorifera tot. 1FC [W]	630,0	2470,7	2470,7	3298,2
Resa Frigorifera totale [W]	6666,7	2470,7	2470,7	9882,6	1166,8	Resa Frigorifera totale [W]	630,0	2470,7	2470,7	3298,2	Resa Frigorifera totale [W]	630,0	2470,7	2470,7	3298,2
Dispersioni termiche [W]	1185	1595	2237	9321	1211	Dispersioni termiche [W]	527	2121	2191	3342	Dispersioni termiche [W]	527	2121	2191	3342

Figura 270: Foglio di calcolo per la selezione dei fan coil per impianti a due tubi

9.3.1 RETI IDRONICHE PER I FAN COIL

Per il progetto delle reti tecnologiche è importante conoscere la portata di acqua che ciascuna batteria dei fan coil deve avere per ottenere la resa termica desiderata.

Si ricordi che nel caso in cui non sia direttamente rilevabile dai data sheet basta calcolarla con la relazione:

$$Q_{FC} = \dot{m} c_p (T_{m.cs} - T_A)$$

ove $T_{m.cs}$ è la temperatura media del corpo scaldante e T_A quella dell'ambiente. Pertanto nota la potenza della batteria, Q_{FC} , si calcola la portata d'acqua.

In genere le batterie dei fan coil a due tubi sono del tipo a tre ranghi e, se soddisfano il carico estivo, soddisfano anche il carico invernale.

Tuttavia, data la sovente esuberanza delle batterie, può accadere che si abbiano potenzialità dei fan coil molto elevate rispetto ai carichi ambienti. In tal caso occorre sempre installare una valvola a tre vie di regolazione collegata ad un termostato ambiente. Se qualche batteria non soddisfa il carico invernale allora si può scegliere un fan coil maggiore per l'estate che dia anche un maggior carico in inverno.

Per gli impianti a due tubi occorre ricordare che la rete di distribuzione dell'acqua è unica per l'inverno e per l'estate. Pertanto solitamente la si dimensiona per le condizioni più gravose (estate) e la si verifica per quella meno gravosa (inverno). Ciò significa che occorre mantenere gli stessi diametri dimensionati per la condizione più gravosa anche per quella meno gravosa.

Per impianti a quattro tubi le reti di distribuzione sono indipendenti e possono essere valutate separatamente, ciascuna per le giuste portate di acqua calda e di acqua fredda.

Capacità Riscaldamento							
Portata d'acqua		Differenza Temperatura	Capacità in Riscaldamento (ventilatore tangenziale alta velocità)				
l/h	l/s		2 tubi				
		K	42N16	42N25	42N33	42N43	42N50
100	0	20	1,07	1,36	1,58	1,49	1,55
200	0	20	1,30	1,78	2,22	2,37	2,46
300	0	20	1,40	1,96	2,53	2,91	3,04
500	0	20	1,49	2,13	2,81	3,48	3,67
700	0	20	1,53	2,21	2,94	3,79	4,01
900	0	20	1,56	2,25	3,02	3,98	4,24
1100	0	20	1,57	2,29	3,07	4,12	4,39
1300	0	20	1,58	2,31	3,11	4,22	4,50
1500	0	20	1,59	2,32	3,13	4,29	4,59
1800	1	20	1,60	2,34	3,16	4,38	4,69
2500	1	20	1,62	2,37	3,21	4,50	4,83
3000	1	20	1,62	2,38	3,22	4,56	4,90
<hr/>							
100	0	30	1,60	2,04	2,38	2,27	2,34
200	0	30	1,94	2,67	3,35	3,60	3,74
300	0	30	2,09	2,94	3,80	4,40	4,60
500	0	30	2,22	3,19	4,21	5,26	5,53
700	0	30	2,29	3,31	4,41	5,72	6,05
900	0	30	2,32	3,38	4,53	6,01	6,38
1100	0	30	2,35	3,43	4,60	6,21	6,61
1300	0	30	2,37	3,46	4,66	6,35	6,78
1500	0	30	2,38	3,48	4,70	6,46	6,90
1800	1	30	2,39	3,51	4,74	6,59	7,05
2500	1	30	2,41	3,55	4,80	6,77	7,26
3000	1	30	2,42	3,57	4,83	6,85	7,35

Figura 271: Indicazione delle portate d'acqua per i fan coil

10. CENTRALI DI TRATTAMENTO DELL'ARIA

10.1 LE CENTRALI DI TRATTAMENTO ARIA E IL LORO USO

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

Le *Centrali di Trattamento Aria (CTA)*, spesso indicate come *Unità⁶⁶ 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 272 si ha un esempio di CTA. 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 sull'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 a soffitto. In questo caso l'ingombro maggiore si ha in altezza ed occorre prevedere almeno 40 ÷ 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 e in genere controllo di tutta l'unità.

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 possono essere rumorose se non correttamente progettate, come si indicherà nel prosieguo. 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 272.

La selezione delle UTA (o delle CTA, *Centrali di Trattamento Aria*) è effettuata mediante i cataloghi delle case costruttrici partendo dalle dimensioni di attraversamento che sono determinate imponendo una portata di aria ed una velocità di attraversamento variabile da 2 a 5 m/s.

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

⁶⁶ I costruttori tendono a chiamare CTA le unità di grandi portate e dimensioni e UTA quelle di minori dimensioni. Di fatto è una distinzione fittizia perché le problematiche di progetto sono identiche.

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.

Nel caso di impianti multizona, vedi Figura 273, si hanno più sezioni di uscita che possono essere dotate di unità di post riscaldamento.

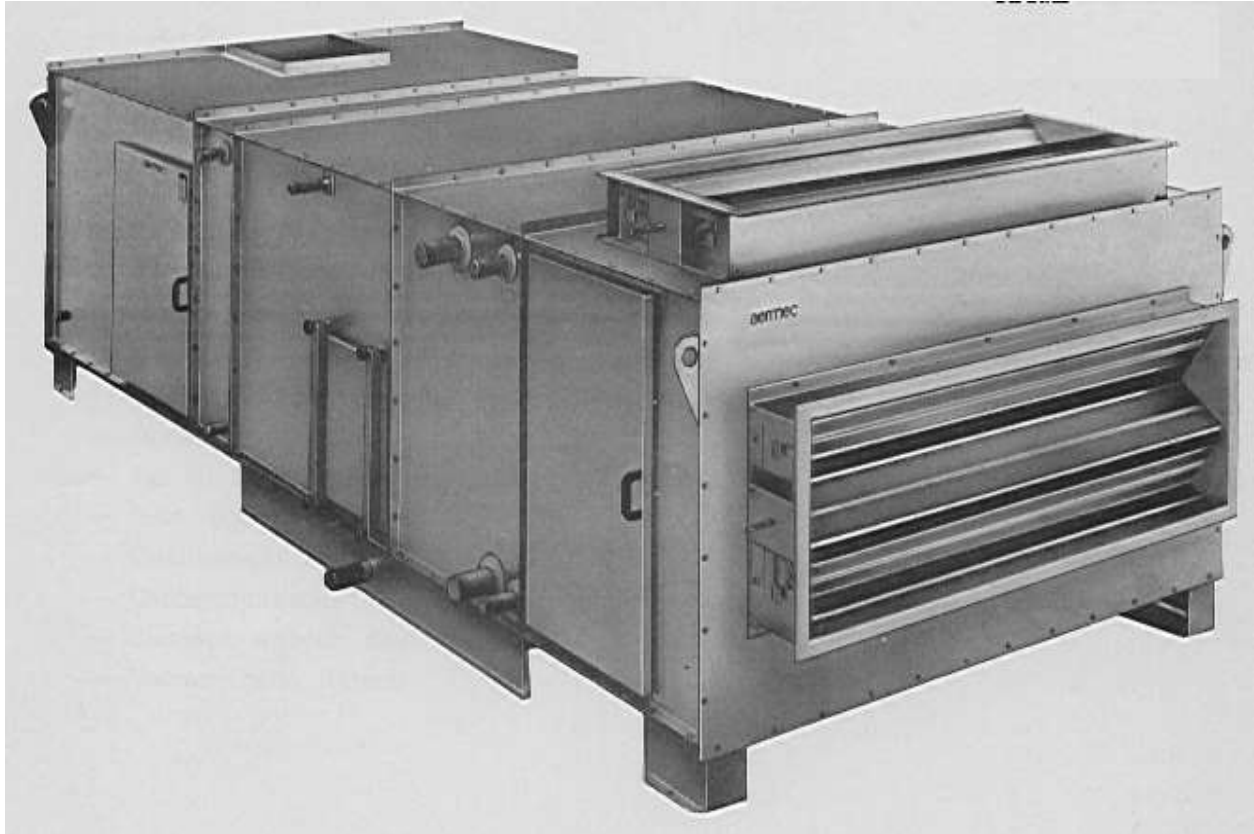


Figura 272: Esempio di Centrale di Trattamento Aria (CTA)

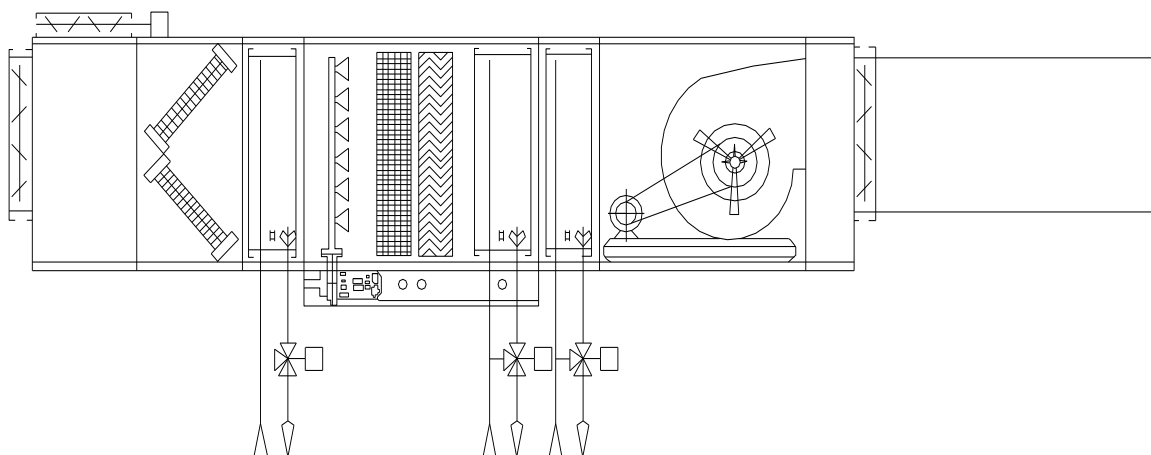


Figura 273: Layout di una UTA multizona

Grand. Size CTE	Sup.batt. Coil F.A. m ²	Portata / Air volume m ³ /h					Incremento grand. Precedente Increase on previous size
		alla vel. front. sulla batteria di m/s at face velocity at coil of m/s					
		2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	
1	0.126	907	1 134	1 361	1 588	1 814	
2	0.202	1 452	1 814	2 177	2 540	2 903	60.0%
3	0.278	2 004	2 506	3 007	3 508	4 009	38.1%
4	0.348	2 506	3 132	3 758	4 385	5 011	25.0%
5	0.425	3 059	3 823	4 588	5 352	6 117	22.1%
6	0.502	3 612	4 514	5 417	6 320	7 223	18.1%
7	0.566	4 072	5 090	6 107	7 125	8 143	12.7%
8	0.690	4 970	6 213	7 455	8 698	9 940	22.1%
9	0.815	5 869	7 336	8 803	10 270	11 737	18.1%
10	1.191	8 577	10 722	12 866	15 010	17 155	46.2%

Tabella 74: Dimensioni delle CTA e loro potenzialità

Sono oggi disponibili numerosi CAD per la selezione delle CTA.

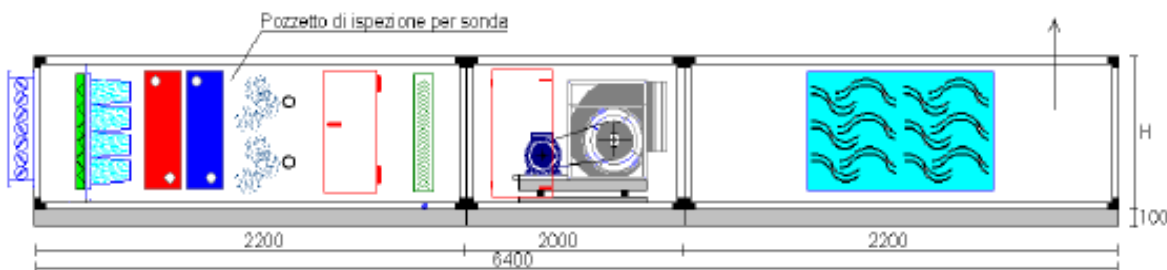


Figura 274: Esempio di selezione di CTA mediante CAD

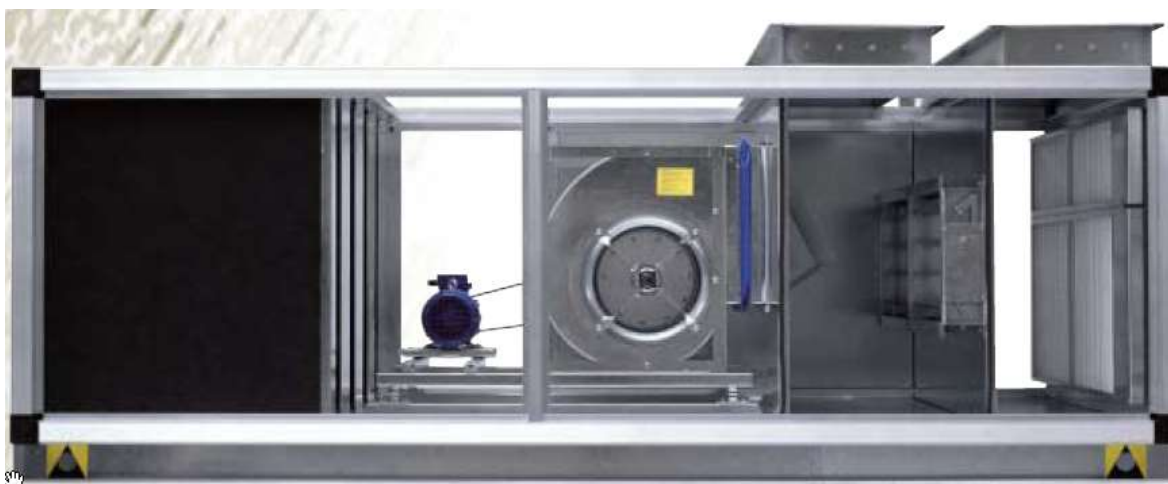


Figura 275: Vista interna di una CTA

Nella Tabella 74 si ha un esempio di dimensioni tipiche per le varie configurazioni e per grandezza (determinata dalla sezione di passaggio) delle CTA.

In Tabella 75 si ha una schematizzazione dell'occupazione geometrica (frontale) delle CTA per le varie grandezze commerciali corrispondenti alla Tabella 74.

In Figura 277 si ha una vista laterale della CTA nella quale risulta visibile la serranda sulla presa dell'aria esterna.

Analogamente si ha sulla presa del ricircolo (se presente).



Figura 276: Vista di una batteria di scambio di una CTA

10.1.1 SELEZIONE DEI FILTRI

I filtri sulla presa dell’aria esterna e sul ricircolo sono di importanza fondamentale per il corretto funzionamento delle CTA.

Spesso sono addirittura indispensabili per applicazioni particolari: si pensi, ad esempio, ad una sala operatoria o di terapia intensiva, ad una industria elettronica (camera bianca per la lavorazione dei componenti elettronici, ...) o per l’industria chimica e farmaceutica.

Si hanno diverse tipologie di filtri a seconda dell’efficienza (cioè della capacità di eliminare le polveri) che si desidera avere. In Tabella 76 si ha una classificazione dei filtri commerciali per CTA e in Tabella 77 si ha una elencazione di criteri di scelta del tipo di filtro da utilizzare nelle varie applicazioni impiantistiche.

In Figura 279 e in Tabella 78 si hanno gli ingombri geometrici dei vari tipi di filtri per le diverse grandezze delle CTA.

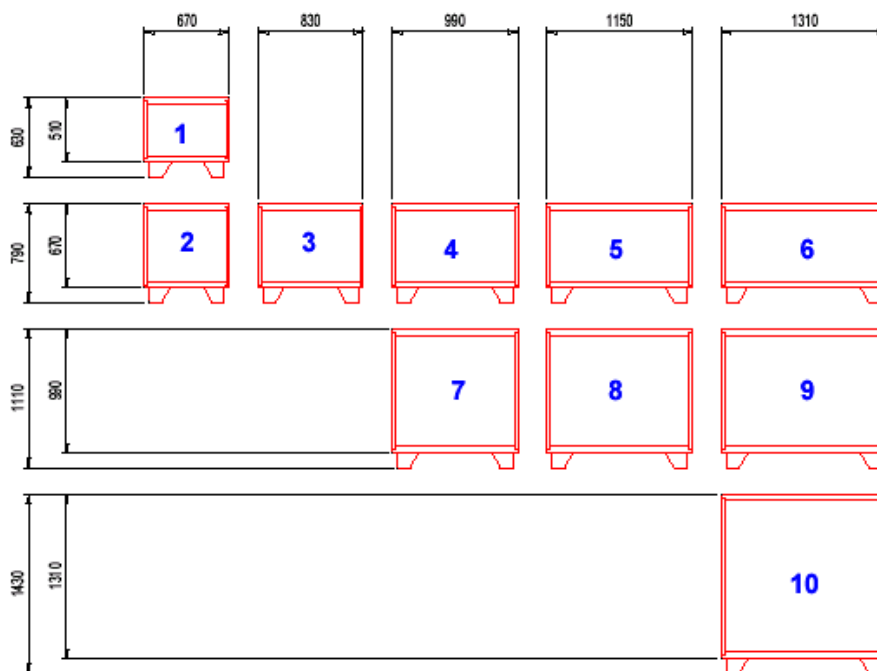


Tabella 75: Dimensioni tipiche per varie grandezze



Figura 277: Particolari della serranda di presa aria esterna



Figura 278: Sezione ventilante di una CTA

CLASSIFICAZIONE secondo EN 779		CLASSIFICAZIONE secondo EN 1822
FILTRI PER POLVERI GROSSOLANE	FILTRI PER POLVERI FINI	FILTRI AD ALTISSIMA EFFICIENZA (ASSOLUTI "HEPA")
Efficienza ponderale (A)	Efficienza colorimetrica (E)	Efficienza (E) riferita al diametro delle particelle
Prova secondo ASHRAE 52.1-1992	Prova secondo ASHRAE 52.1-1992	Prova secondo DIN 24183 parte 1
Metodo gravimetrico	Metodo opacimetrico	Metodo contatore particelle MPPS=diametro particelle di max penetrazione

Classe	A%	Classe	E%	E% (0,3 µm)	E% (MMPS)	Classe	E% (0,3 µm)	EURO VENT
G1	65	F5	40	90	98	H10	95	
G2	80	F6	60	95	99,99	H11	99,9	EU10
G3	90	F7	80	99,5	99,99	H12	99,9	EU11
G4	90	F8	90	99,95	99,997	H13	99,95	EU12
		F9	95	99,995	99,999	H13	99,99	EU13
						H14	99,999	EU14

Tabella 76: Classificazione dei filtri per CTA

TIPO FILTRO	ESEMPI DI PARTICELLE TRATTENUTE	CLASSE EUROVENT	APPLICAZIONI
Media efficienza	Insetti Fibre tessili e capelli Sabbia Ceneri Pollini Spore Polvere di cemento	EU 1 EU 2	Applicazioni semplici (es. protezione da insetti in piccoli apparecchi)
		EU 3 EU 4	Prefiltri per filtri di classe EU6 fino ad EU8 Estrattori industriali e per cucine Protezione contro lo sporco di piccoli apparecchi per il condizionamento
Alta efficienza	Pollini Spore Polvere di cemento Batteri e germi depositati su particelle Fumi d'olio e fuliggine Fumo di sigaretta Fumi di ossidi di metallo	EU 5	Estrattori per locali con prescrizioni poco severe (es. laboratori, garages)
		EU 5 EU 6 EU 7	Prefiltri o filtri per apparecchi di aerazione Filtri terminali per negozi, uffici, reparti produttivi. Prefiltri per filtri di classe EU11 ed EU12
		EU 7 EU 8 EU 9	Filtri terminali uffici, reparti produttivi, ospedali, CED. Prefiltri per filtri di classe EU11 ed EU12 e per filtri di a carboni attivi.
Assoluti	Germi, batteri, virus Fumo di sigaretta Fumi di ossidi di metallo	EU 10 EU 11 EU 12	Filtri terminali per ambienti con prescrizioni restrittive (es. industria farmaceutica, meccanica di precisione, ottica, elettronica)
		EU 11	Filtri terminali per camere bianche classe 100000 fino a 10000
		EU 12 EU 13 EU 14	Filtri terminali per camere bianche classe 100000 fino a 10000 Estrattori per impianti nucleari

Tabella 77: Criteri di selezione dei filtri

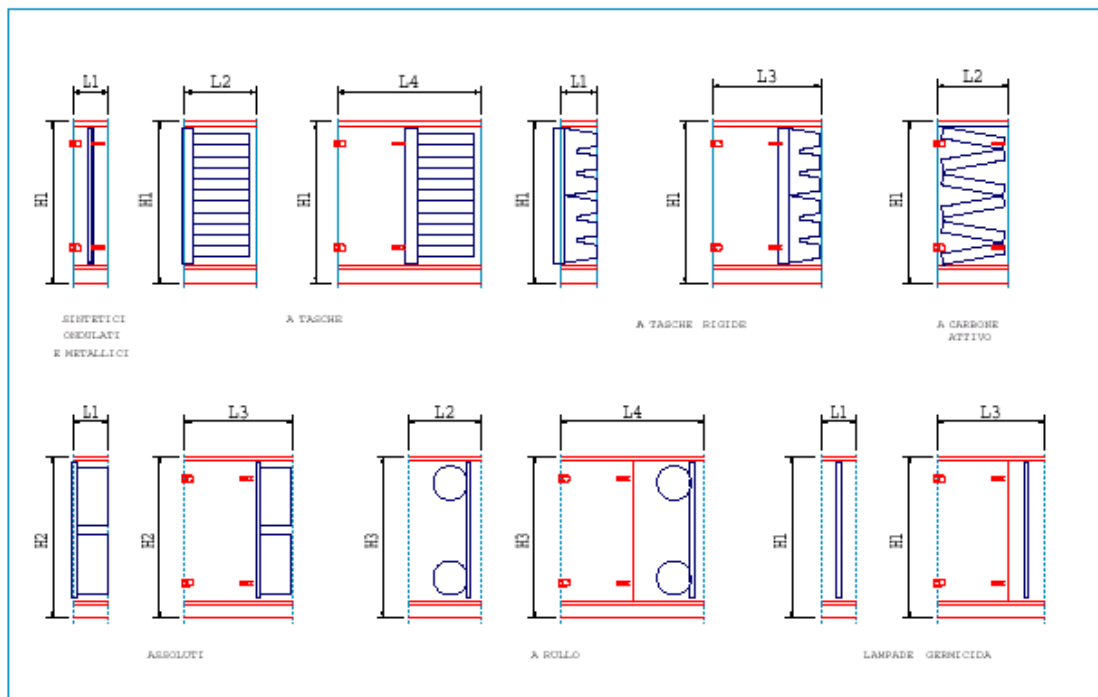


Figura 279: Dimensioni dei filtri per le varie grandezze della CTA



Figura 280: Sezione filtrante di una CTA

FILTRI								
Grand.	W mm	H1 mm	H3 mm	H2 mm	L1 mm	L2 mm	L3 mm	L4 mm
1	735	645	-	645	320	640	960	1280
2	735	805	-	805	320	640	960	1280
3	895	805	-	805	320	640	960	1280
4	1055	805	-	805	320	640	960	1280
5	1215	805	-	805	320	640	960	1280
6	1375	805	-	805	320	640	960	1280
7	1055	1125	1125	1125	320	640	960	1280
8	1215	1125	1125	1125	320	640	960	1280
9	1375	1125	1125	1125	320	640	960	1280
10	1695	1125	1125	1125	320	640	960	1280
11	1375	1445	1445	1445	320	640	960	1280
12	1695	1445	1445	1445	320	640	960	1280
13	1695	1765	1765	1765	320	640	960	1280
14	2015	1765	1765	1765	320	640	960	1280
15	2015	2085	2085	2085	320	640	960	1280
16	2335	2085	2085	2085	320	640	960	1280
17	2335	2405	2405	2405	320	640	960	1280
18	2655	2405	2405	2405	320	640	960	1280
19	2975	2405	2405	2405	320	640	960	1280
20	3295	2405	2405	2405	320	640	960	1280
21	3615	2405	2405	2405	320	640	960	1280
22	3935	2405	2405	2405	320	640	960	1280
23	4255	2405	2405	2405	320	640	960	1280
24	4575	2405	2405	2405	320	640	960	1280

Tabella 78: Dimensioni dei filtri per le varie grandezze delle CTA

10.1.2 BATTERIE ALETTATE PER RAFFREDDAMENTO E RISCALDAMENTO

Le batterie di scambio termico sono probabilmente i componenti interni più importanti delle CTA. Esse possono essere utilizzate per raffreddare (con o senza deumidificazione) o per riscaldare l'aria che le attraversa.

Sono costituite da fasci tubieri in rame o in alluminio con alette laterali per favorire lo scambio termico con l'aria.

I parametri che caratterizzano una batteria sono:

- La disposizione dei tubi (usualmente sfalsata);
- Il diametro dei tubi;
- Il passo trasversale e quello longitudinale;
- Il passo delle alette;
- La forma delle alette (lisce, corrugate, intagliate a persiana).

Le superfici alettate sono tipicamente usate per equilibrare le resistenze termiche superficiali sui due lati di uno scambiatore, quando i coefficienti di scambio sono molto diversi, come nel caso di aria e liquido.

E' però illusorio pensare che la superficie estesa aumenti la capacità di scambio in diretta proporzione all'incremento di superficie, in quanto il flusso termico entrante all'estremità dell'aletta viene trasmesso al tubo per conduzione e quindi si crea un gradiente di temperatura che riduce la forza motrice dello scambio termico, man mano che ci si allontana dalla base. In altre parole, la superficie di scambio diventa sempre più inefficiente, quanto più ci si allontana dalla base dell'aletta e ciò è tanto più evidente quanto più elevato è il coefficiente di scambio superficiale e quanto più è ridotto lo spessore dell'aletta.

Per calcolare in modo semplice le prestazioni di una superficie alettata si introduce il concetto di efficienza dell'aletta, η_f , definito come il rapporto tra il flusso termico reale e quello scambiato da un'aletta ideale con temperatura uniforme ed uguale a quella della sua base (questa condizione è equivalente ad attribuire al metallo dell'aletta una conduttività infinita).



Figura 281: Esempio di batteria alettata

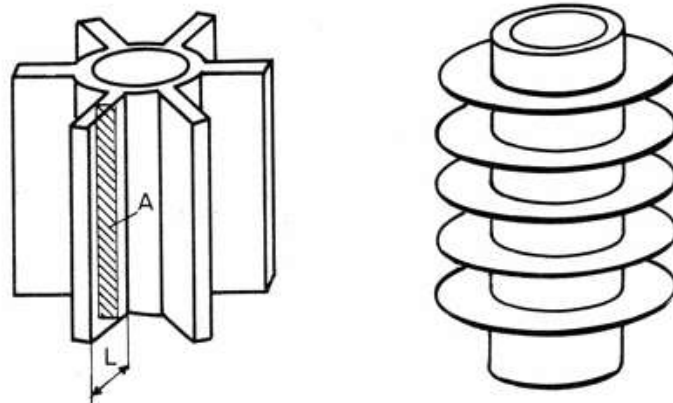


Figura 282: Alette longitudinali o ad anello

L'efficienza può essere definita come segue:

$$\eta_f = \frac{T_a - T_{mf}}{T_a - T_{bf}}$$

ove:

- T_a è la temperatura dell'aria, °C;
- T_{bf} è la temperatura della base aletta, °C;
- T_{mf} è la temperatura media dell'aletta.

Nota l'efficienza dell'aletta se ne può calcolare l'efficienza dalla relazione:

$$R_{te} = \frac{1}{\alpha_e S_e \eta_f}$$

con:

- α_e coefficiente di convezione esterna, W/(m²K);
- S_e Superficie esterna, m²;
- η_f efficienza di alettatura.

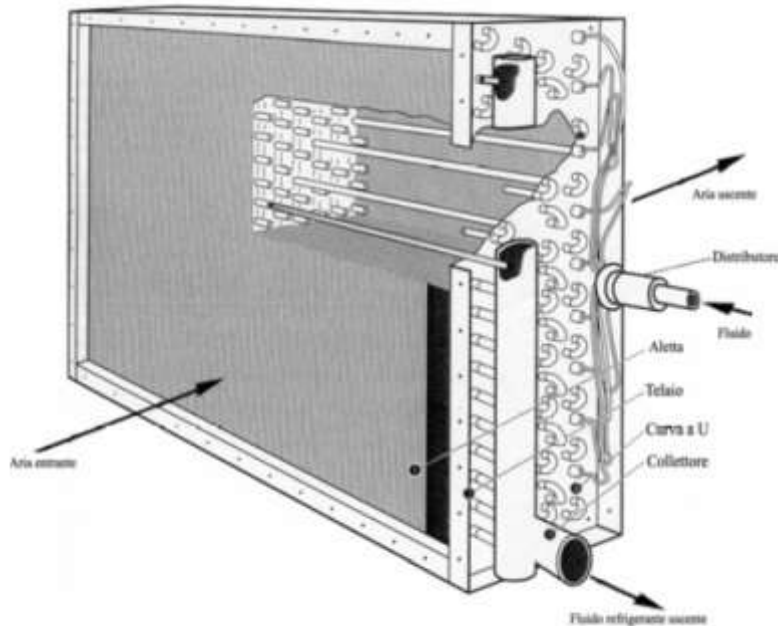


Figura 283: Funzionamento di una batteria alettata

La superficie alettata è composta dalla superficie delle alette e dalla superficie libera dei tubi che presenta efficienza unitaria. Considerando che la temperatura alla base delle alette è la stessa della superficie esterna dei tubi T_{bf} il flusso termico globalmente scambiato è dato da:

$$\dot{Q} = \alpha A_{tu} (T_a - T_{bf}) + \alpha \eta_f A_f (T_a - T_{bf})$$

essendo A_f l'area dell'aletta e A_{tu} l'area esterna del tubo.

Ponendo ancora:

$$\dot{Q} = \alpha \eta_s A_{tot} (T_a - T_{bf})$$

con η_s efficienza della superficie estesa, da cui si ricava:

$$\eta_s = \frac{A_{tu} + \eta_f A_f}{A_{tot}} = 1 - \frac{A_f}{A_{tot}} (1 - \eta_f)$$

La trasmittanza termica globale, KS del sistema, vale:

$$KS = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i S_i} + \frac{1}{\alpha_e \eta_s S_e}}$$

Si osservi che il prodotto KS non è il coefficiente di scambio K essendo il primo individuato anche dalla superficie S .

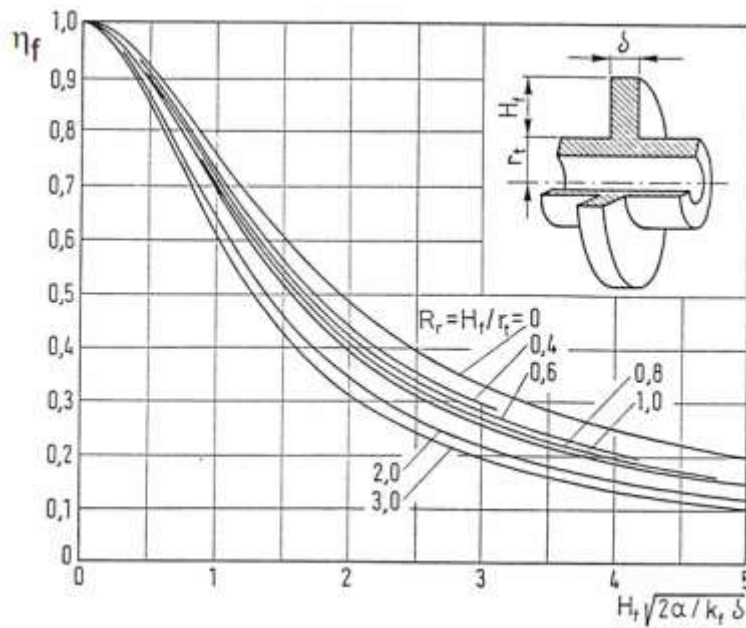


Figura 284: Efficienza di un'aletta circolare

Il calcolo del coefficiente di scambio termico dipende dalla circostanza che sia presente o non il calore latente. Il coefficiente di convezione interna α_i può essere incrementato corrugando la superficie interna dei tubi.

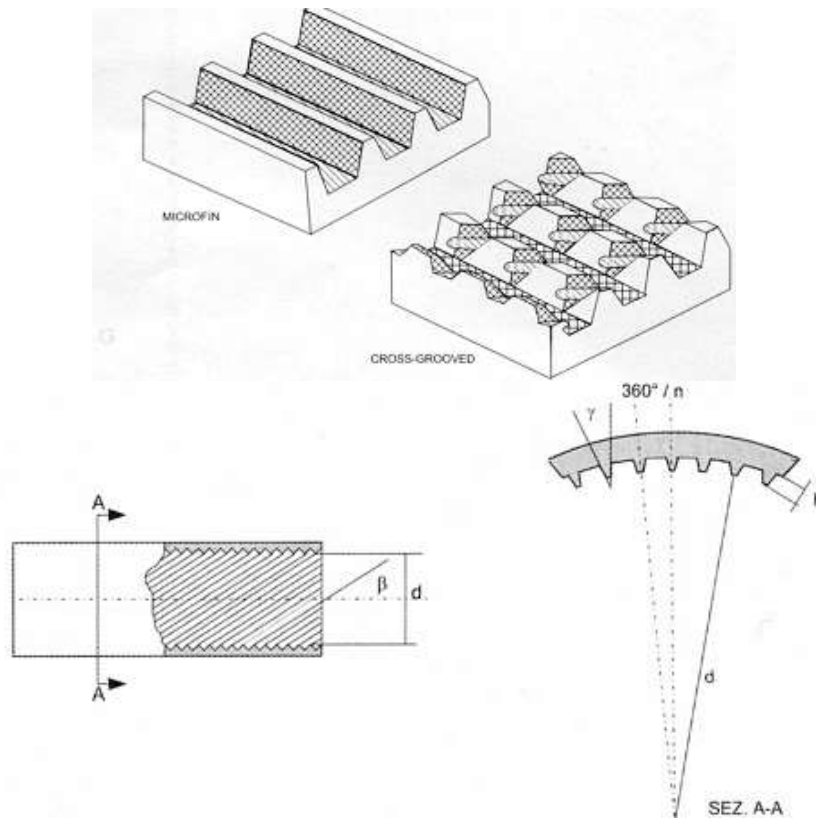


Figura 285: Superficie interna dei tubi corrugata

NCT 1		Potenza termica			riscaldamento			
Portata [m³/h]		1089			1225			1361
Acqua entrante [°C] / Δt [°C]		80/10			80/10			80/10
Aria entrante [°C/% U.R.]		-5/85	.5/85	.15/70	-5/85	.5/85	.15/70	-5/85 .5/85 .15/70
Ranghi		[kW]			[kW]			[kW]
1		6,8	5,8	4,8	7,1	6,1	5	7,4 6,3 5,2
2		12	10,3	8,5	12,7	10,8	9	13,3 11,3 9,4
3		16,1	13,7	11,4	17,1	14,6	12,1	18 15,3 12,7
4		19,9	16,9	14,1	21,3	18,1	15,1	22,5 19,2 16

NCT 1		Potenza termica			riscaldamento			
Portata [m³/h]		1089			1225			1361
Acqua entrante [°C] / Δt [°C]		50/5			50/5			50/5
Aria entrante [°C/% U.R.]		-5/85	.5/85	.15/70	-5/85	.5/85	.15/70	-5/85 .5/85 .15/70
Ranghi		[kW]			[kW]			[kW]
1		4,4	3,4	2,5	4,6	3,6	2,6	4,8 3,7 2,7
2		7,8	6,1	4,4	8,2	6,4	4,6	8,6 6,7 4,8
3		10,5	8,1	5,9	11,1	8,6	6,2	11,7 9,1 6,6
4		12,9	10,1	7,4	13,8	10,8	7,9	14,6 11,5 8,4

NCT 1		Potenza termica			raffreddamento			
Portata [m³/h]		1089			1225			1361
Acqua entrante [°C] / Δt [°C]		7,0/5,0			7,0/5,0			7,0/5,0
Aria entrante [°C/% U.R.]		33/55	29/55	26/50	33/55	29/55	26/50	33/55 29/55 26/50
Ranghi		[kW]			[kW]			[kW]
4		7,2	4,4	2,7	7,6	4,6	2,9	8 4,8 3
6		11,7	8,1	4,9	12,7	8,7	5,2	13,6 9,2 5,5
8		13,1	9	5,5	14,1	9,7	5,9	15,2 10,5 6,2
8S		14,1	9,7	5,8	15,263	10,5	6,3	16,2 11,2 6,7

Tabella 79: Esempio di dati di selezione per una batteria calda

POTENZA TERMICA

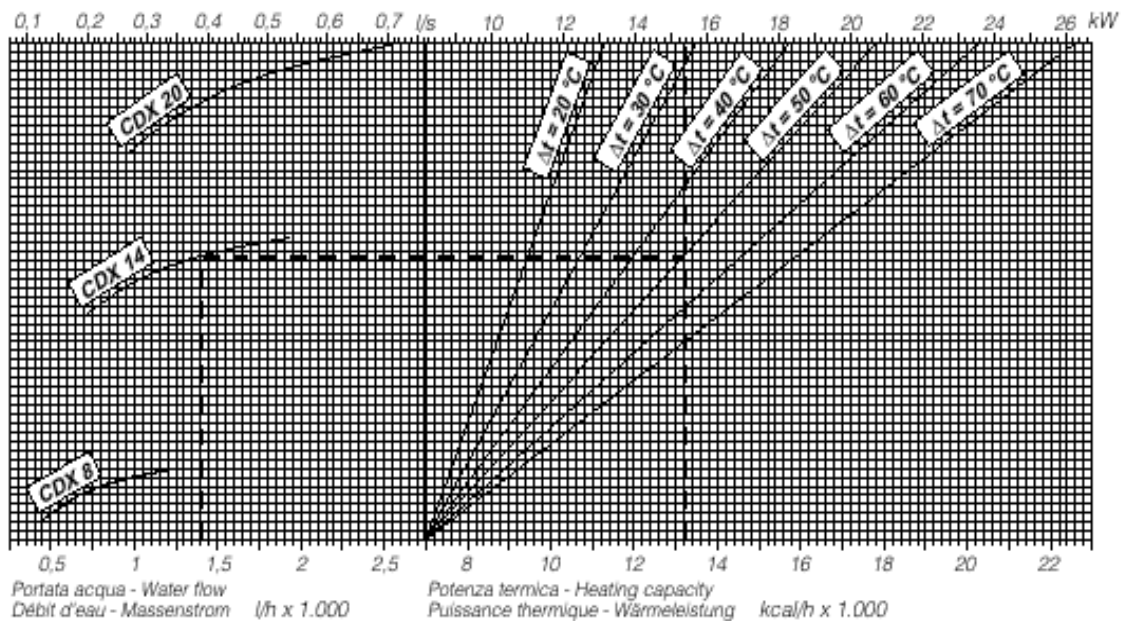


Tabella 80: Esempio di abaco per selezione delle batterie

Mod. CDX 20 – W = 2.000 m³/h

	Hz	125	250	500	1.000	2.000	4.000	8.000	globale - overall	
		dB	dB	dB	dB	dB	dB	dB	dB	dB (A)
0	LW 1	55	66,5	48	50	49	44	36	67	59,5
	LW 2	55,5	64,5	52,5	50,5	47	43	36,5	65,5	58,5
	LW 3	59	62	50	45	39	33	27	64	55
76	LW 1	58,5	70	51,5	53,5	52,5	47,5	39,5	70,5	63
	LW 2	59	68	56	54	50,5	46,5	40	69	62
	LW 3	62,5	65,5	53,5	48,5	42,5	36,5	30,5	67,5	58,5
117	LW 1	60,5	72	53,5	55,5	54,5	49,5	41,5	72,5	65
	LW 2	61	70	58	56	52,5	48,5	42	71	64
	LW 3	64,5	67,5	55,5	50,5	44,5	38,5	32,5	69,5	60,5
142	LW 1	61,5	73	54,5	56,5	55,5	50,5	42,5	73,5	66
	LW 2	62	71	59	57	53,5	49,5	43	72	65
	LW 3	65,5	68,5	56,5	51,5	45,5	39,5	33,5	70,5	61,5

Tabella 81: Esempio di rumorosità delle batterie

10.1.3 VENTILATORI

I ventilatori possono essere posti in mandata o in ripresa. Le tipologie dei ventilatori sono discusse con maggior dettaglio nel Vol 5° sulle reti tecnologiche. In questa sede è sufficiente sapere che si hanno tre tipologie di ventilatori:

- A pale in vanti: per prevalenze fino a 1000 - 1500 Pa;
- A pale rovesce: per prevalenze fino a 2500-3000 Pa;
- Elicoidali: per grandi portate ed elevate prevalenze.

La selezione delle ventole è effettuata calcolando le perdite di attraversamento della centrale di trattamento aria (funzione dei componenti interni presenti) e della perdite di pressione, detta utile, nella rete aeraulica esterna.

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_{CTA} + \Delta p_{utile}$$

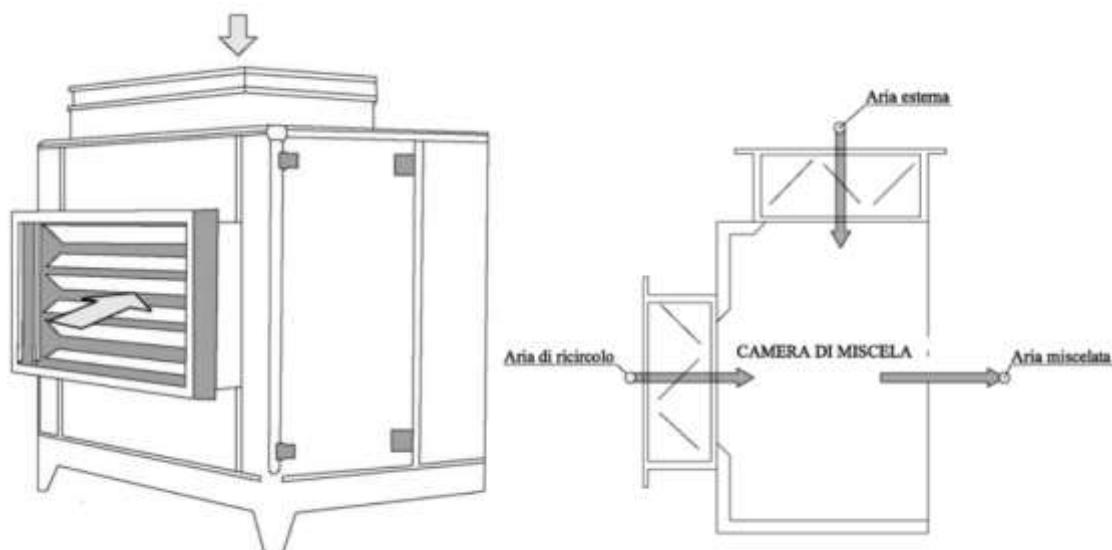


Figura 286: Sezione di ventilazione di una CTA

Per ulteriori informazioni si veda il Vol. 5°.

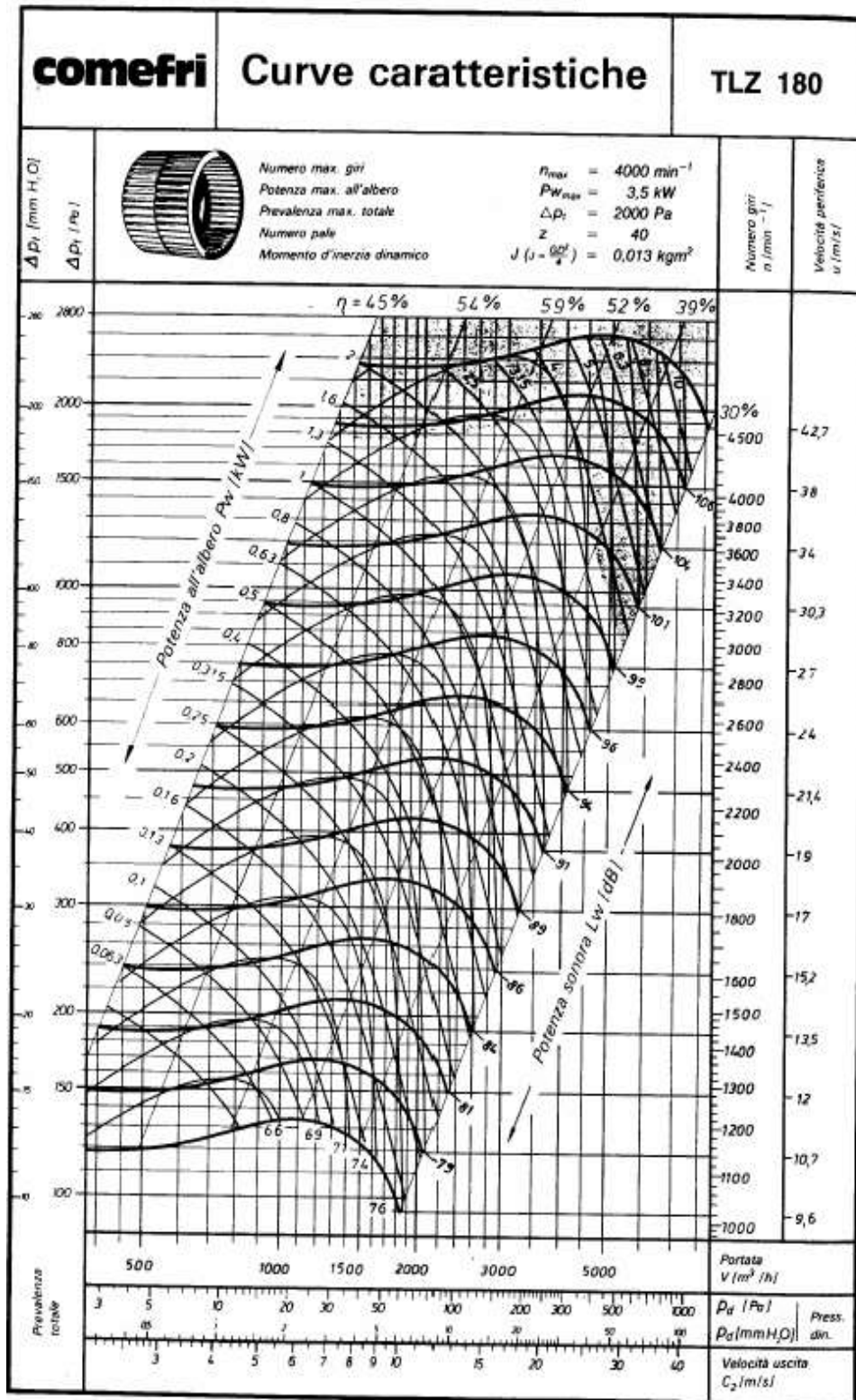


Tabella 82: Curve caratteristiche di un ventilatore a pale in avanti

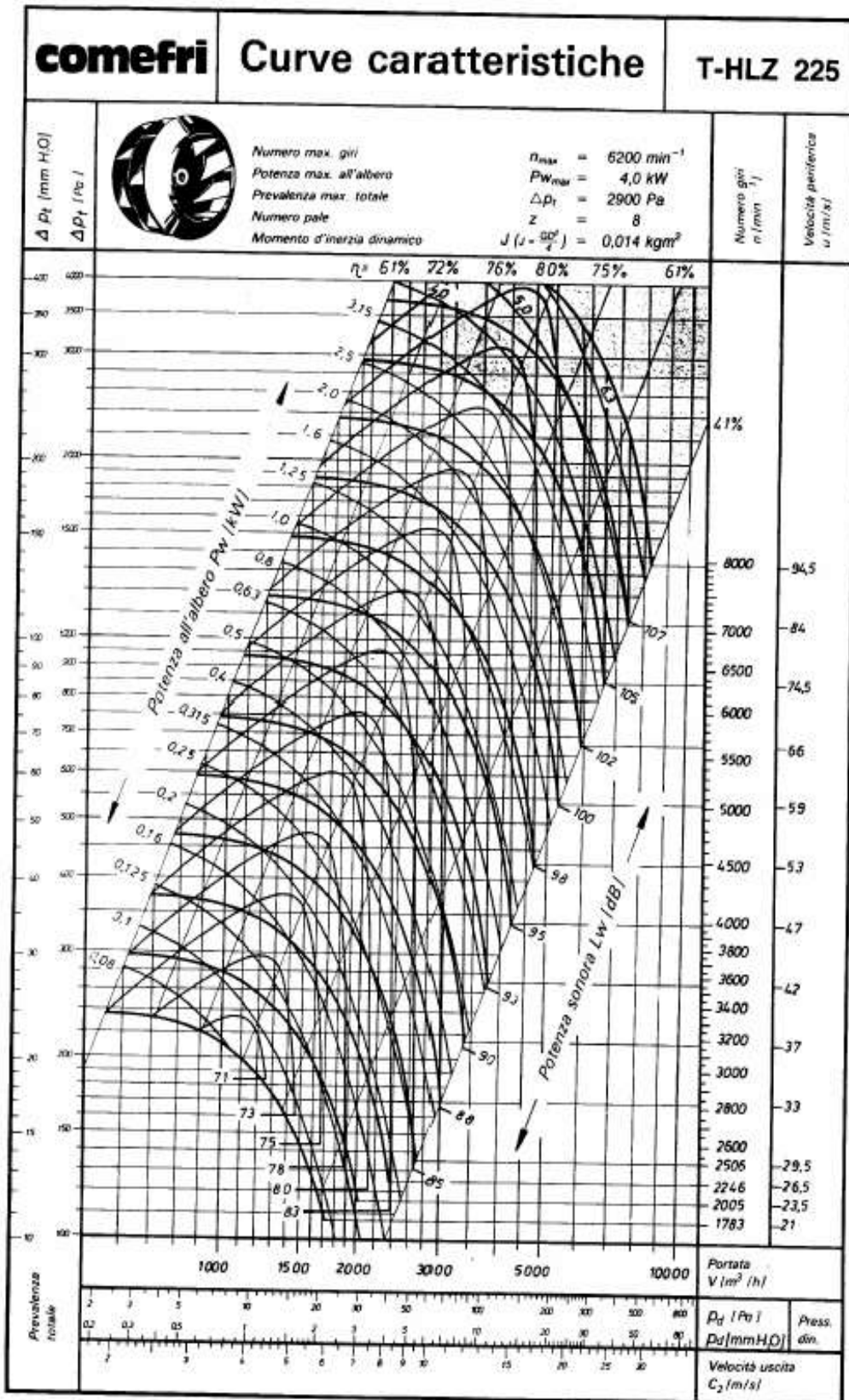


Tabella 83: Curve caratteristiche di un ventilatore a pale rovesce

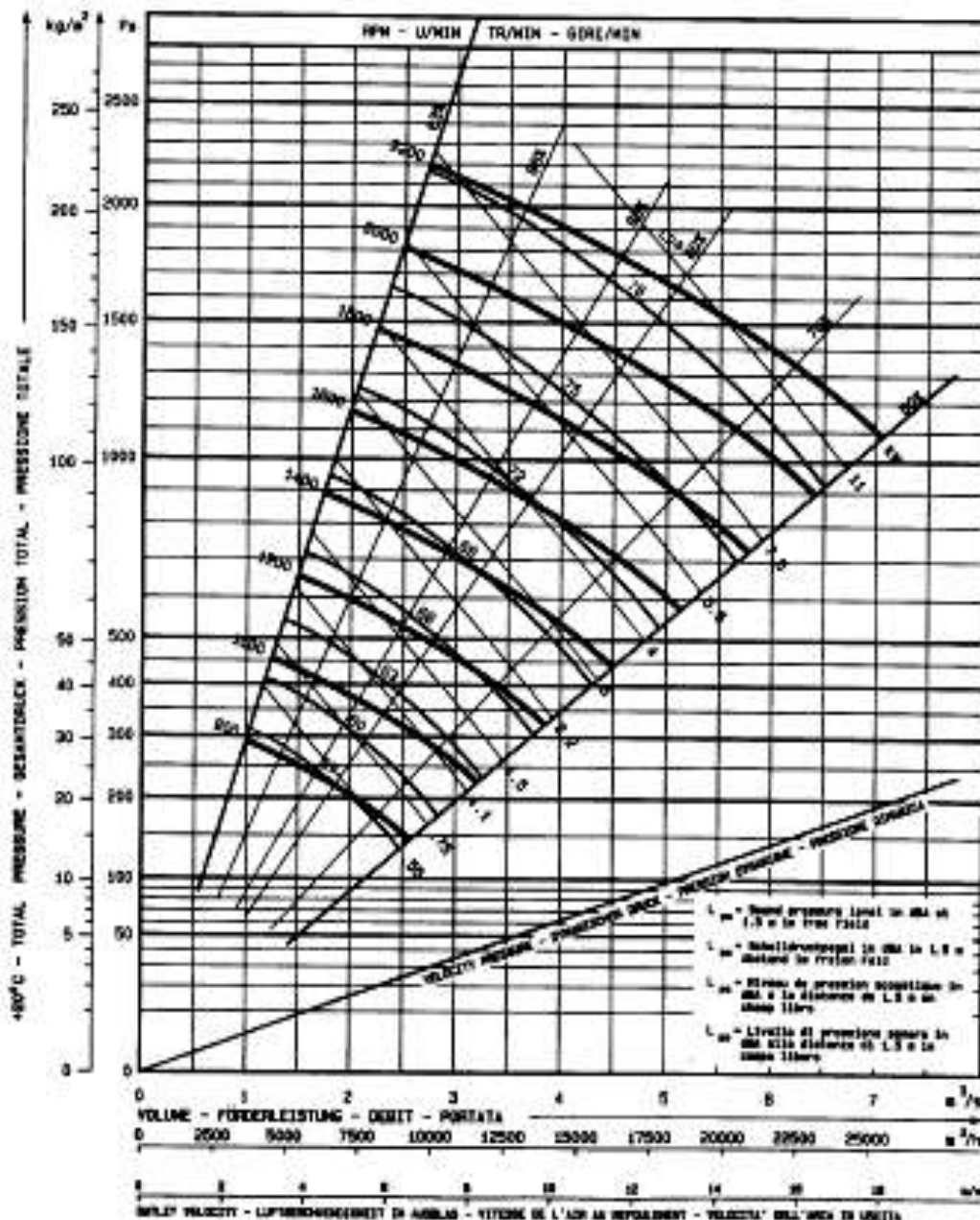


Figura 287: Esempio di curve caratteristiche di un ventilatore assiale

10.1.4 UMIDIFICATORI

A seconda delle necessità delle trasformazioni psicrometriche desiderate può essere necessario inserire un'unità di umidificazione.

Si hanno due tipologie:

- Umidificatori ad acqua;
- Umidificatori a vapore.

La prima tipologia è molto utilizzata perché è più semplice, meno energivora. Tuttavia può presentare problemi per la legionellosi.

Le trasformazioni psicrometriche per i due casi sono state approfondite nei capitoli precedenti.

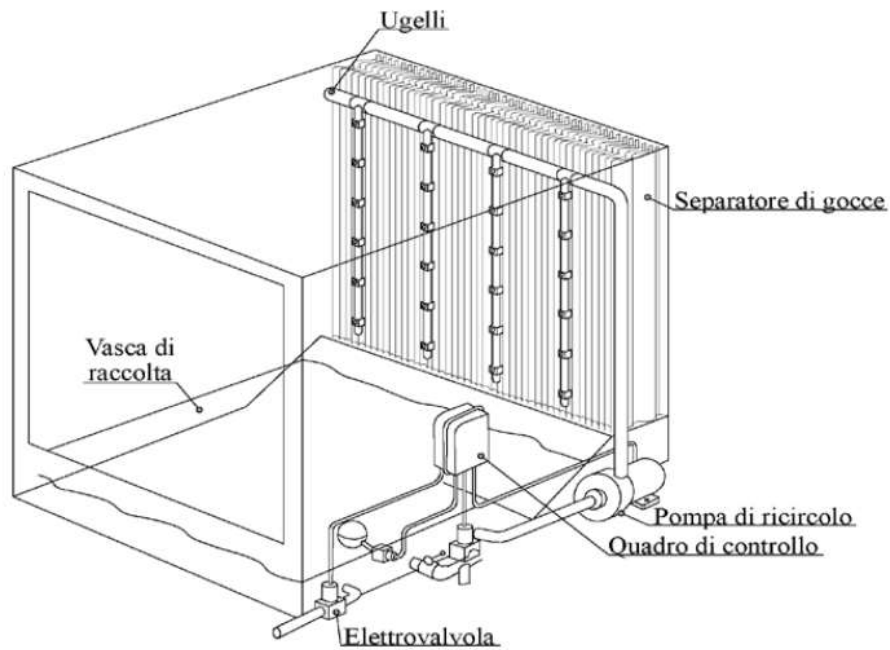


Figura 288: Sezione di umificazione ad acqua

Per applicazioni sensibili (ad esempio per gli ospedali) si consiglia di utilizzare gli umidificatori a vapore.



Figura 289: Sezione di umificazione a vapore

Dopo la sezione di umidificazione è necessario inserire il separatore di gocce per eliminare le gocce d'acqua eventualmente rimaste in sospensione. Si tratta di un dispositivo meccanico costituito da lamelle metalliche che formano un percorso tortuoso che ferma le gocce d'acqua ancora presenti.



Figura 290: Separatore di gocce

10.1.5 UNITÀ DI CONDIZIONAMENTO COMPATTE

Per piccoli carichi o per piccole zone (appartamenti) si utilizzano unità di condizionamento compatte che non sono complesse come le centrali di trattamento dell'aria, vedi Figura 291.



Figura 291: Unità di condizionamento

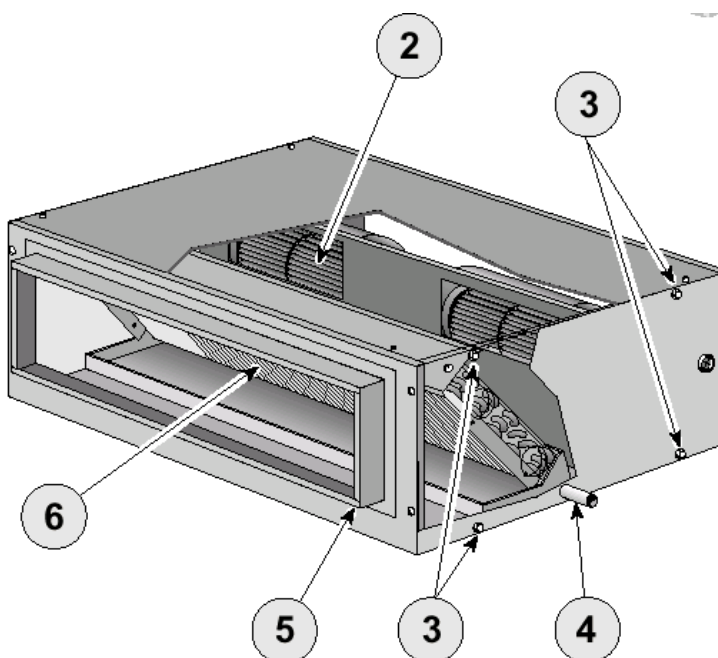


Figura 292: Schema costruttiva dell'unità di condizionamento

Per dimensioni e portate d'aria elevate (ma sempre piccole rispetto alle CTA) si utilizzano unità di condizionamento più complesse che consentono una maggiore scelta delle batterie e del ventilatore di mandata.

10.1.6 UNITÀ DI CONDIZIONAMENTO COMPATTE VERTICALI

Per grandi sale, ad esempio per esposizioni e/o ufficio, si possono usare unità compatte verticali del tipo indicate in Figura 293.



Figura 293: Unità di condizionamento di grandi dimensioni

Si tratta di UTA non particolarmente ricche di componenti interne e solitamente usate per il raffrescamento e/o il riscaldamento degli ambienti. In alcuni casi possono essere canalizzate.



Figura 294: Unità compatte per la climatizzazione di un negozio



Figura 295: Vista interna di un'unità compatta

MODELLO			✿	10	20	30	40	50
Impianto a 2 tubi (batteria standard)								
RAFFREDDAMENTO Temp. acqua ingresso: 7 °C Temp. acqua uscita: 12 °C Temp. aria ingresso: 27 °C d.b.-19 °C w.b.	Potenza frigorifera totale	W	max	3.640	7.050	9.200	10.600	13.100
		W	med	3.470	6.350	8.660	9.810	11.300
		W	min	3.160	5.160	7.210	7.790	8.910
	Potenza frigorifera sensibile	W	max	2.870	5.640	7.360	8.630	11.000
		W	med	2.740	5.020	6.930	7.880	9.440
		W	min	2.460	4.020	5.630	6.110	7.230
Portata acqua	l/h	max	626	1.213	1.582	1.823	2.253	
Perdite di carico lato acqua	kPa	max	24,0	35,9	33,8	31,9	35,9	
RISCALDAMENTO Temp. aria: 20 °C Temp. ingresso acqua: 50 °C	Potenza termica	W	max	4.980	8.510	11.200	12.800	16.900
		W	med	4.750	7.620	10.500	11.800	14.500
		W	min	4.300	6.130	8.660	9.230	11.200
	Portata acqua	l/h	max	626	1.213	1.582	1.823	2.253
Perdite di carico lato acqua	kPa	max	22,2	31,7	28,9	27,9	33,2	
RISCALDAMENTO Temp. aria: 20 °C Temp. ingresso acqua: 70/80 °C	Potenza termica	W	max	8.400	14.300	18.850	21.520	28.490
		W	med	8.000	12.800	17.670	19.770	24.420
		W	min	7.240	10.270	14.540	15.480	18.900
	Portata acqua	l/h	max	722	1.230	1.621	1.850	2.450
Perdite di carico lato acqua	kPa	max	18,3	29,6	27,5	26,1	35,6	
ULTERIORI DATI	Potenza termica resistenza elettrica	W(1°)	-	3.000	6.000	6.000	9.000	9.000
		W(2°)	-	4.500	9.000	9.000	12.000	12.000
	Portata aria	m³/h	max	837	1.423	1.951	2.131	3.002
		m³/h	med	780	1.214	1.775	1.889	2.394
		m³/h	min	678	898	1.346	1.350	1.675
	Livello di potenza sonora 🎵	dB(A)	max	68	66	70	69	75
		dB(A)	med	67	62	68	65	69
		dB(A)	min	63	55	61	58	62
	Livello di pressione sonora 🎵	dB(A)	max	59,4	57,4	61,4	60,4	66,4
		dB(A)	med	58,4	53,4	59,4	56,4	60,4
		dB(A)	min	54,4	46,4	52,4	49,4	53,4
	Potenza elettroventilatore	W	max	160	240	320	340	580
Corrente elettroventilatore	A	max	0,72	0,97	1,43	1,51	2,58	
Contenuto acqua	L	-	1,36	2,18	2,63	3,25	3,79	

Tabella 84: Potenzialità delle unità di condizionamento con impianto a due tubi

Impianto a 4 tubi (batteria standard + ausiliaria)								
RAFFREDDAMENTO Temp. acqua ingresso: 7 °C Temp. acqua uscita: 12 °C Temp. aria ingresso: 27 °C d.b.-19 °C w.b.	Potenza frigorifera totale	W	max	3.600	7.000	8.300	9.570	12.300
		W	med	3.440	6.300	7.820	8.860	10.600
		W	min	3.130	5.120	6.510	7.030	8.310
	Potenza frigorifera sensibile	W	max	3.100	5.630	7.070	8.040	10.600
		W	med	2.930	5.000	6.660	7.440	9.020
		W	min	2.660	4.020	5.400	5.760	6.890
Portata acqua	l/h	max	619	1.205	1.428	1.646	2.116	
Perdite di carico lato acqua	kPa	max	15,9	26,8	28	29,2	30,8	
RISCALDAMENTO Temp. aria: 20 °C Temp. ingresso acqua: 70/80 °C	Potenza termica	W	max	4.180	7.000	9.170	10.600	14.000
		W	med	3.980	6.270	8.730	9.930	12.000
		W	min	3.610	5.040	7.500	8.230	9.300
	Portata acqua	l/h	max	360	602	789	912	1.204
Perdite di carico lato acqua	kPa	max	26,8	22,9	37,0	21,7	33,8	
ULTERIORI DATI	Portata aria	m³/h	max	795	1.352	1.853	2.024	2.852
		m³/h	med	741	1.153	1.686	1.795	2.274
		m³/h	min	644	853	1.279	1.283	1.591
	Livello di potenza sonora 🎵	dB(A)	max	69	66	70	70	73
		dB(A)	med	67	62	68	66	68
		dB(A)	min	63	55	61	59	61
	Livello di pressione sonora 🎵	dB(A)	max	60,4	57,4	61,4	61,4	64,4
		dB(A)	med	58,4	53,4	59,4	57,4	59,4
		dB(A)	min	54,4	46,4	52,4	50,4	52,4
	Potenza elettroventilatore	W	max	160	220	320	340	580
Corrente elettroventilatore	A	max	0,72	0,97	1,43	1,51	2,58	
Contenuto acqua (acqua fredda)	L	-	1,36	2,18	2,63	3,25	3,79	
Contenuto acqua (acqua calda)	L	-	0,45	0,73	0,88	1,08	1,26	

Tabella 85: Potenzialità delle unità di condizionamento con impianto a quattro tubi

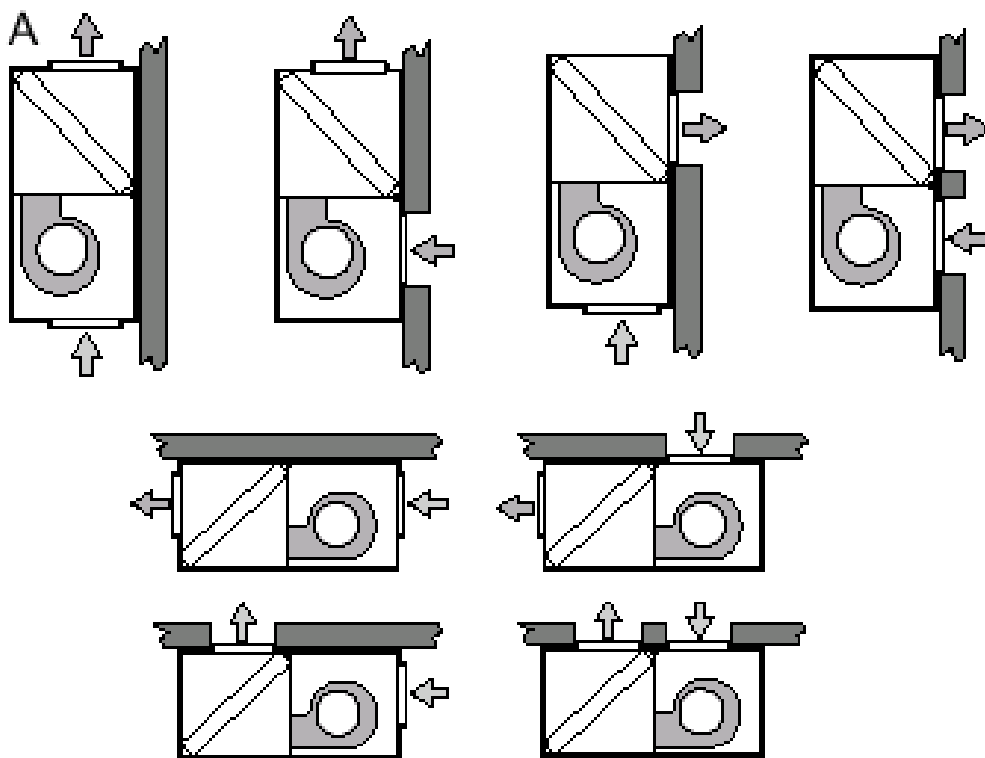


Tabella 86: Modalità di installazione delle unità di condizionamento

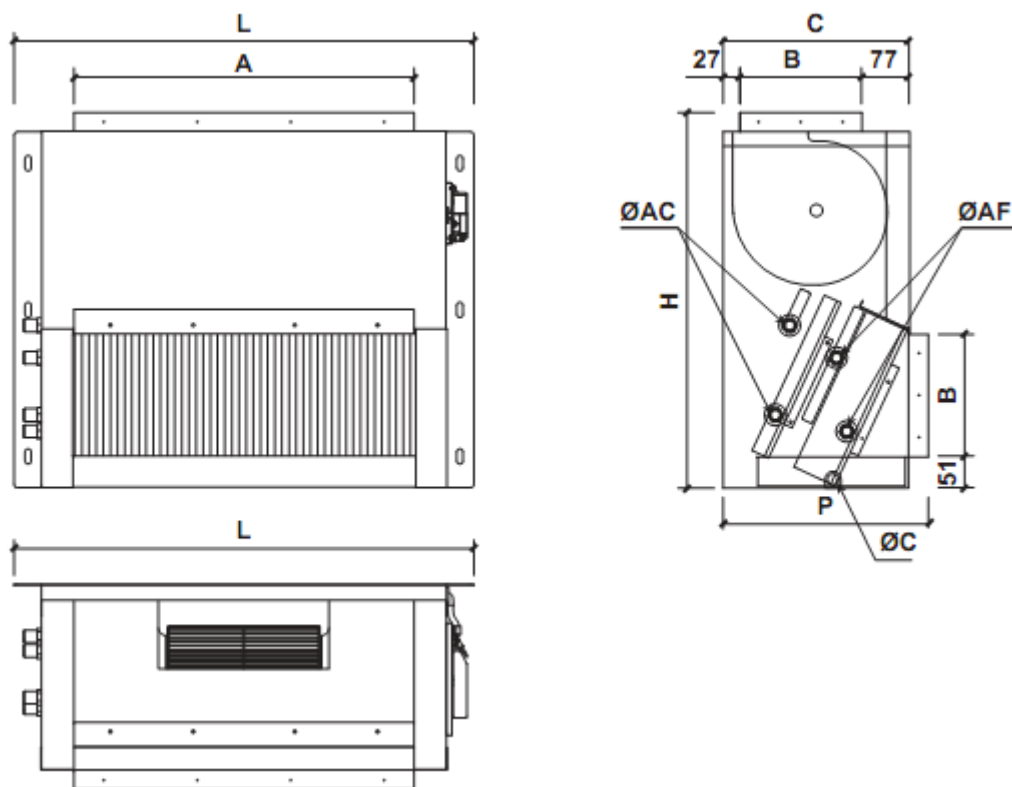


Figura 296: Viste di un'unità compatta verticale

10.1.7 PREVENZIONE E CONTROLLO DELLA LEGIONELLOSI

Si è visti nel capitolo sulla qualità dell'aria che l'umidità presente nei canali favorisce l'insorgere della legionellosi. Anche le UTA debbono essere costruite in modo opportuno.

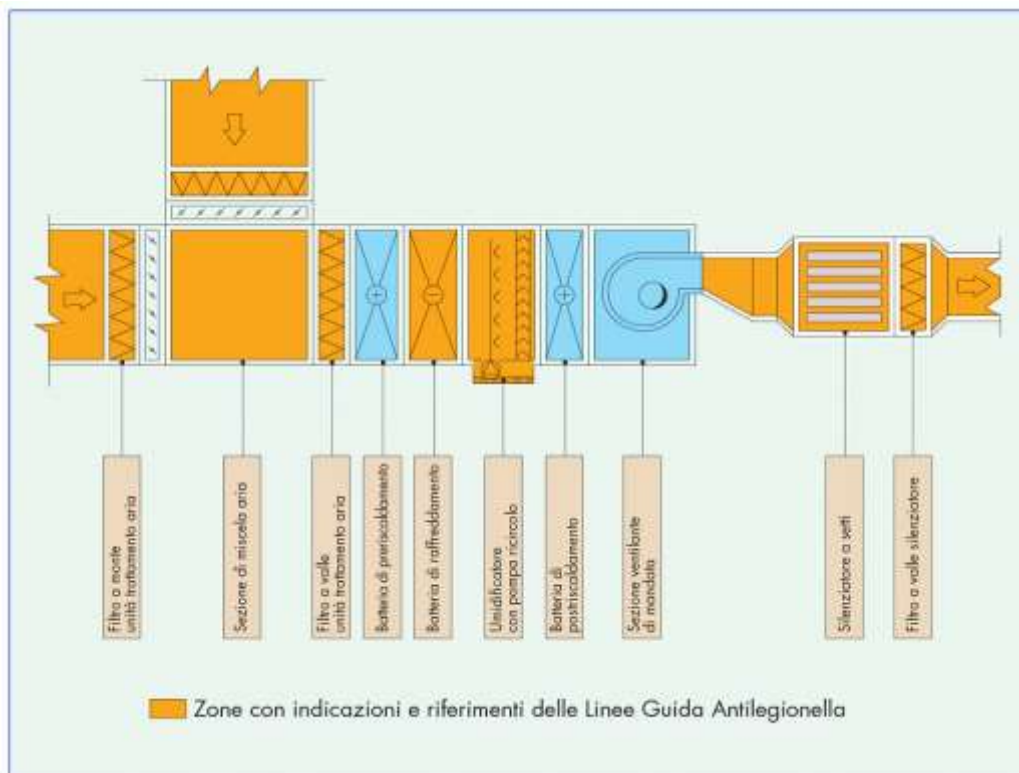


Figura 297: UTA con elementi protettivi anti legionellosi

Si osservi l’inserimento di filtri a monte in corrispondenza della presa di aria esterna e a valle, dopo il silenziatore.

10.2 RECUPERATORI DI CALORE

In alcune zone climatiche è obbligatorio recuperare il calore dell’aria calda espulsa dagli ambienti. Ma il concetto del recupero termico è utilizzato anche per il condizionamento invernale. Le unità di recupero termico sono scambiatori ad aria a doppio flusso, come indicato in Figura 298. In Figura 299 si può osservare come è fatto internamente questo scambiatore di calore.

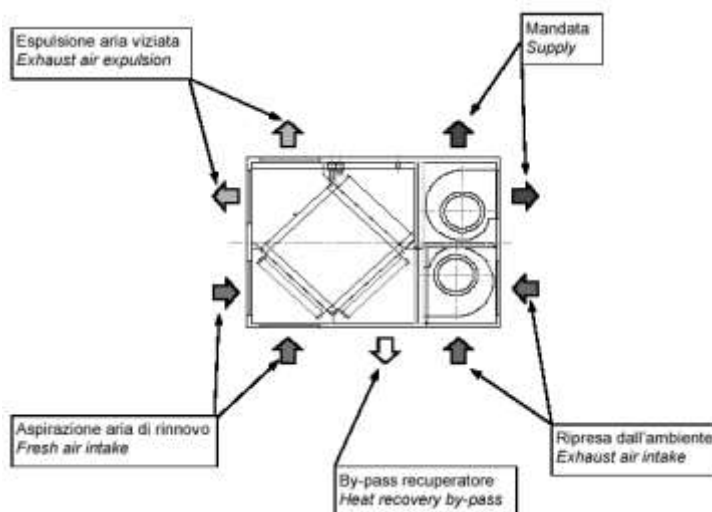


Figura 298: Funzionamento di un recuperatore di calore

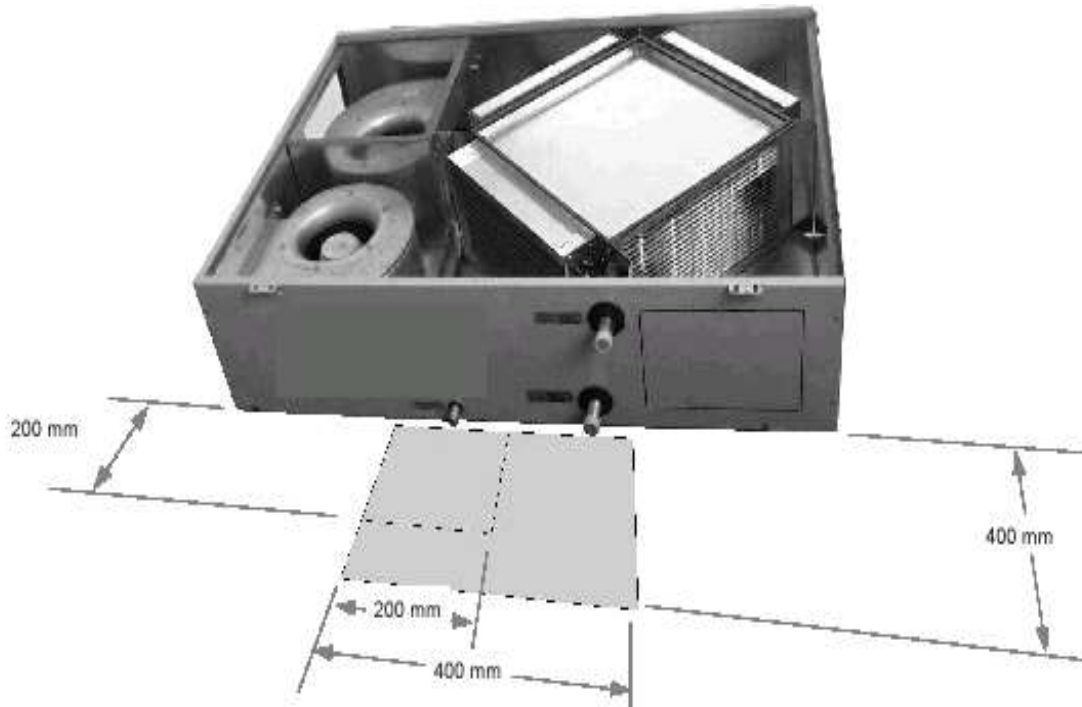


Figura 299: Vista interna di un recuperatore di calore

I dati tecnici e le prestazioni dei recuperatori sono riportati in Figura 300 e in Tabella 87.

Grandezza / Size UR		10	20	30	40
Portata nominale / <i>Nominal airflow</i> (URxxB) <small>(con 50 Pa press. Statica utile senza batteria / 50 Pa ext.press. without coil)</small>	[l/s]	214	311	572	983
	[m ³ /h]	770	1120	2060	3540
Portata / <i>Air flow</i> (URxxE) <small>(con 50 Pa press. Statica utile + batteria el. / 50 Pa ext.press. with electric coil)</small>	[l/s]	206	303	564	950
	[m ³ /h]	740	1090	2030	3420
Portata / <i>Air flow</i> (URxxW) <small>(con 50 Pa press. Statica utile + batteria 3R / 50 Pa ext.press. with 3 row coil)</small>	[l/s]	190	286	542	889
	[m ³ /h]	685	1030	1950	3200

Motoventilatori (mandata ed espulsione) / Electric fans (supply and return air)					
n°ventilatori in parallelo / <i>no. of fans in parallel</i>	n°	1	1	1	2
Potenza / <i>Power</i>	W	420	420	550	550
Poli / <i>Poles</i>	n°	4	4	6	6
Tensione / <i>Voltage</i>	Volt	220	220	220	220
Fasi / <i>Phases</i>	n°	1	1	1	1
Frequenza / <i>Frequency</i>	Hz	50	50	50	50
Assorbimento max / <i>Max. absorbed current</i>	A	2.9	2.9	5.7	5.7
Velocità / <i>Speed</i>	n°	3	3	3	3
Grado di protezione / <i>Protection</i>	IP	chiuso	chiuso	44	44
Classe di isolamento / <i>Insulation</i>		F	F	F	F

Assorbimenti elettrici totali (esclusa batteria elettrica) / Total power input (electric coil not included)					
Potenza / <i>Power</i>	W	840	840	1100	2200
Assorbimento max / <i>Max. absorbed current</i>	A	5.8	5.8	11.4	22.8

Recuperatore / Heat recovery unit					
Efficienza / <i>Efficiency</i> (-5°C/20°C)	[%]	53	54.1	49.8	49
Temperatura in uscita / <i>Outlet temperature</i>	[°C]	8.3	8.5	7.4	7.3

Tabella 87: Dati tecnici dei recuperatori di calore

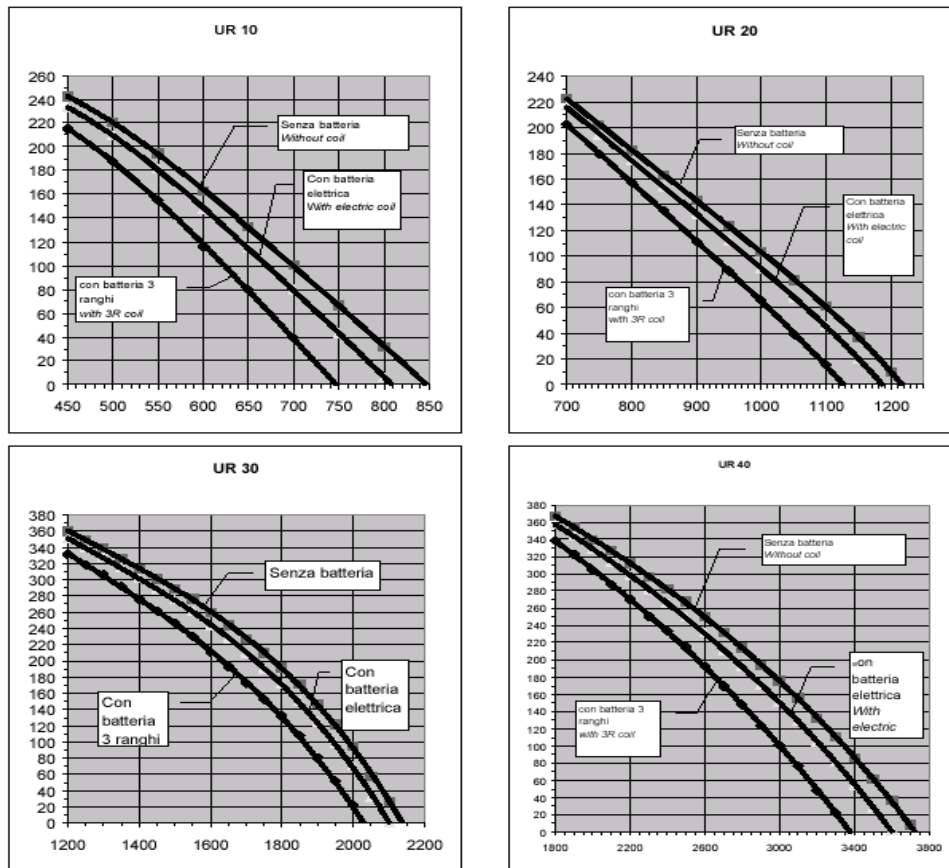


Figura 300: Prestazioni dei recuperatori al variare delle portate e dell'UR

I recuperatori di calore sono trattati più approfonditamente nel Vol 2° sul riscaldamento.

10.3 UNITÀ ROOF-TOP

Sono spesso utilizzate unità compatte del tipo aria – aria denominate *Roof – Top*. Si tratta di macchine reversibili estate/inverno che cedono calore all'aria che viene poi inviata, mediante canali, all'interno dei locali. E' utilizzata per locali commerciali e in genere nei casi in cui il controllo dell'umidità ambiente non è fondamentale.

Sono unità compatte che vengono poste su soffitto e che sono dotate di una sezione di ventilazione, di un recuperatore di calore e di un sistema di controllo dell'umidità prodotte dalle persone.



Figura 301: Unità Roof – Top

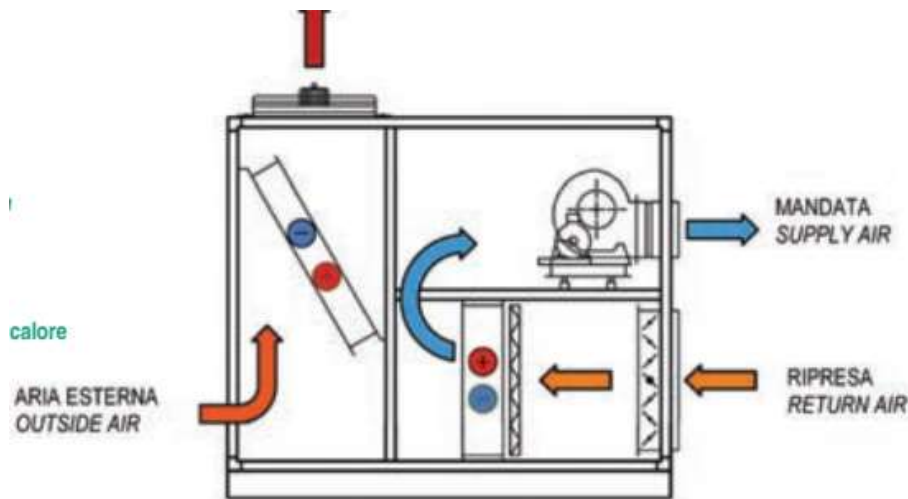


Figura 302: Schema di funzionamento del Roof – Top

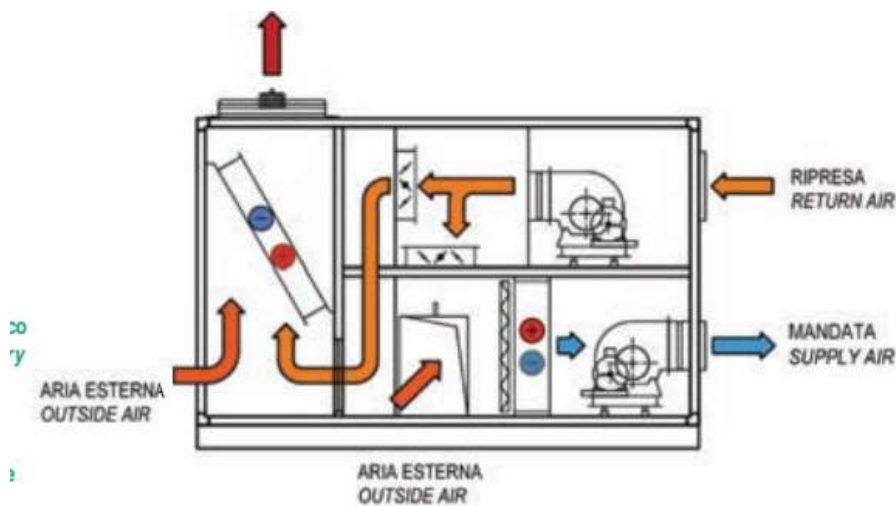


Figura 303: Roof – Top con free cooling

La selezione del roof top deve tenere conto della portata d'aria totale e quella di ricircolo fisiologico, oltre che della potenza necessaria per gli ambienti di condizionare.

Grandezza unità / Unit size		02013	04021	06033	08043	10058	12066	15084	18101
Raffreddamento / Cooling (1)									
Capacità frigorifera / Total cooling	kW	11,4	25,3	37,0	50,0	66,6	70,3	99,3	116,1
Capacità frigorifera sensibile / Sensible cooling capacity	kW	7,8	17,2	25,2	34,0	45,3	49,8	67,5	79,0
Potenza assorbita compressori / Compressor power input	kW	3,1	6,3	9,2	12,5	16,7	18,4	25,1	29,1
EER		3,7	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0
Riscaldamento / Heating (2)									
Potenza termica / Total heating	kW	11,1	24,8	36,4	49,2	65,5	72,1	97,9	114,3
Potenza assorbita compressori / Compressor power input	kW	2,5	5,1	7,5	10,2	13,7	15,1	20,6	23,8
COP		4,4	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8
Compressori / Compressors									
Codice / Code		303	270	400	270	360	400	360	315
Gas / Gas		R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A
n° Compressori / Compressor n°		1	1	1	2	2	2	3	4
n° Circuiti / Circuits n°		1	1	1	1	1	1	1	2
Gradini di parzializzazione / Stages		1	1	1	2	2	2	2	4

Tabella 88: Esempio di data Sheet per Roof - Top

10.4 TRASFORMAZIONI DELL'ARIA NELLA CTA

L'aria che attraversa la centrale di trattamento aria subisce le trasformazioni psicrometriche che si desiderano per il ciclo desiderato.

Si sono viste le trasformazioni per il condizionamento estivo ed invernale nei precedenti capitoli e ad essi si rimanda.

La scelta delle potenzialità termiche delle batterie di scambio termico (calde e fredde) dipende dalle trasformazioni psicrometriche riportate desiderate. Tuttavia la scelta delle batterie va fatta in base ai cataloghi commerciali del costruttore, come sopra indicato.

Si vuole qui riportare il caso del progetto di un'UTA per la sola aria primaria-

10.4.1 TRASFORMAZIONE PER L'ARIA PRIMARIA

Per l'aria primaria in condizioni estive (quelle per le condizioni invernali sono già state indicate nel Vol. 2° per il riscaldamento) si hanno le trasformazioni riportate nella figura seguente. Si fa presente che il post riscaldamento indicato non è necessario per il funzionamento degli impianti misti. Lo si fa per avere aria immessa negli ambienti in condizioni dette neutre (aria a $19 \div 21^\circ\text{C}$) in modo da non avere un disturbo sugli occupanti: l'aria fredda uscente dalla prima trasformazione di deumidificazione (questa sì necessaria per il funzionamento degli impianti misti) a circa 13°C potrebbe risultare fastidiosa se diretta sulla testa delle persone.

Si osservi ancora che la trasformazione di post riscaldamento richiede una batteria calda alimentata da un generatore termico. E' possibile utilizzare una caldaia esterna ma sembra una soluzione energeticamente poco corretta: siamo in estate e prevale la necessità di raffreddamento.

Una soluzione energeticamente congruente è quella di utilizzare il calore di desurriscaldamento dei refrigeratori d'acqua o, se la tipologia di impianto lo prevede, refrigeratori polifunzionali. Si ricordi che la potenzialità termica di desurriscaldamento è circa il 30% della potenza ceduta al condensatore. Per potenze superiori allora si può utilizzare un desurriscaldatore totale.

Quanto detto è stato già esposto nei capitoli precedenti.

La portata di aria primaria è determinata con i criteri indicati per gli impianti misti. Solitamente essa coincide con l'aria di ricambio fisiologico degli ambienti da condizionare.

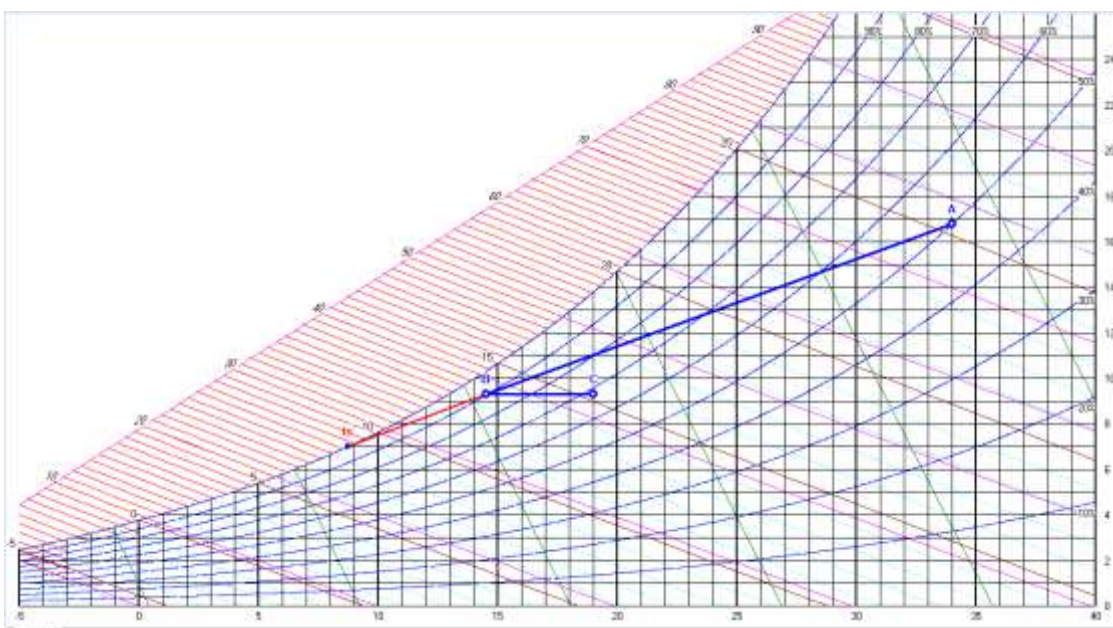


Figura 304: Trasformazioni psicrometriche per l'Aria Primaria estese

```

--RAFF. CON DEUMIDIFICAZIONE--
Qs = 33.947 kW
Qt = 66.573 kW
Qs/Qt = 0.510
qpx = 12.733 g/s
dh/dx = 5.228
fs = 0.773 ; fattore di contatto
qmA =1.7021 kg/s ; portata massica
qvA =5476 m3/h ; portata volumica
qmB =1.7021 kg/s ; portata massica
qvB =5068 m3/h ; portata volumica
dt = 19.50 K
dx = 7.48 g/kg
dh = 39.113 kJ/kg

--RISCALDAMENTO--
Qs = 7.834 kW
qmB =1.7021 kg/s ; portata massica
qvB =5068 m3/h ; portata volumica
qmC =1.7021 kg/s ; portata massica
qvC =5147 m3/h ; portata volumica
dt = 4.50 K
dx = 0.00 g/kg
dh = 4.603 kJ/kg
    
```

Figura 305: Esempio di bilanci energetici per l'aria primaria estiva

Se l'UTA deve funzionare anche per le condizioni invernali allora le trasformazioni sono quelle di figura seguente.

Si ricorda che le trasformazioni indicate in figura sono di riscaldamento (necessaria) e di umidificazione a vapore utile, ma non necessaria, per evitare l'essiccazione dell'aria per effetto del riscaldamento ambientale.

Nel caso si desideri utilizzare un'umidificazione con acqua fredda allora si hanno le trasformazioni psicrometriche riportate nella figura successiva.

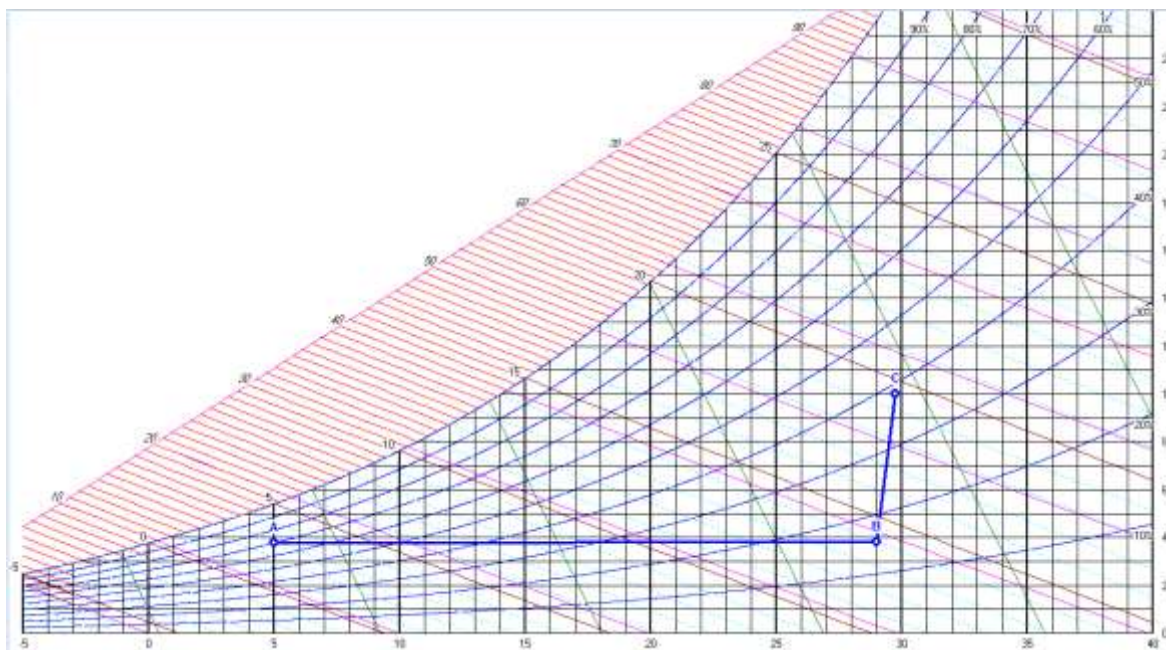


Figura 306: Trasformazioni invernali per l'aria umida con umidificatore a vapore


```
--RISCALDAMENTO--
Qs = 41.496 kW
qmA = 1.7021 kg/s ; portata massica
qvA = 4858 m3/h ; portata volumica
qmB = 1.7021 kg/s ; portata massica
qvB = 5277 m3/h ; portata volumica
dt = 24.00 K
dx = 0.03 g/kg
dh = 24.380 kJ/kg

--UMIDIFICAZIONE--
qpx = 10.553 g/s
qmB = 1.7021 kg/s ; portata massica
qvB = 5277 m3/h ; portata volumica
qmC = 1.7021 kg/s ; portata massica
qvC = 5342 m3/h ; portata volumica
dt = 0.74 K
dx = 6.20 g/kg
dh = 16.587 kJ/kg
```

Figura 307: Esempio di bilancio energetico per l'aria primaria in condizioni invernali

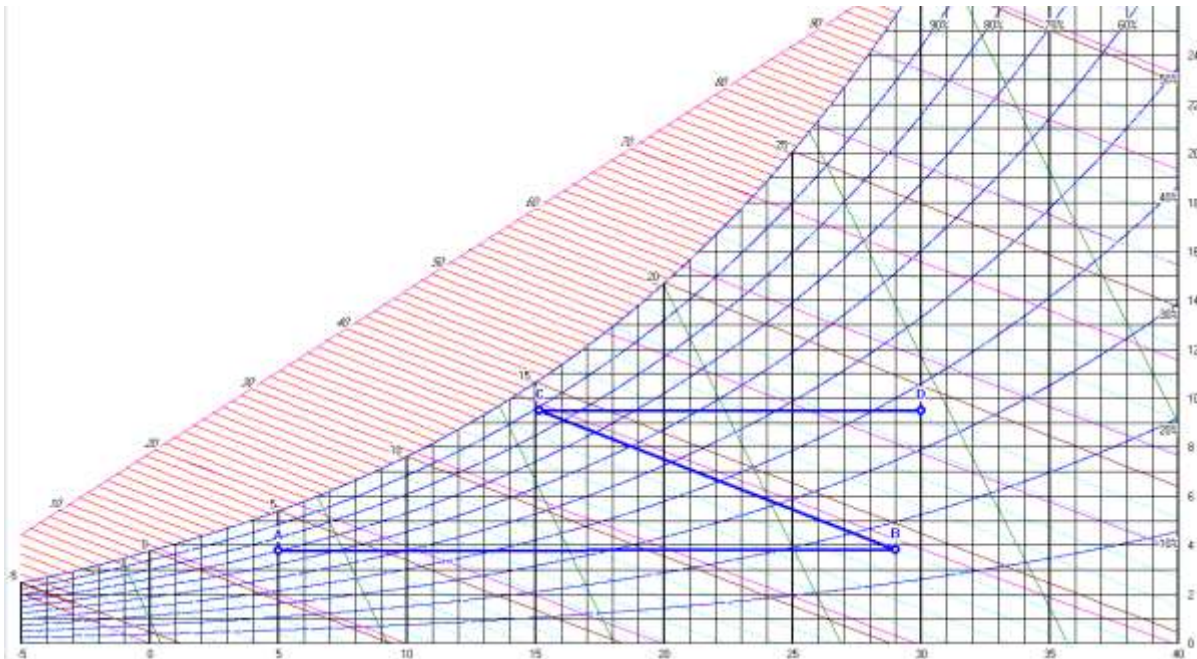


Figura 308: Trattamenti dell'aria primaria invernale con umidificatore ad acqua

```
--RISCALDAMENTO--
Qs = 41.496 kW
qmA = 1.7021 kg/s ; portata massica
qvA = 4858 m3/h ; portata volumica
qmB = 1.7021 kg/s ; portata massica
qvB = 5277 m3/h ; portata volumica
dt = 24.00 K
dx = 0.03 g/kg
dh = 24.380 kJ/kg

--UMIDIFICAZIONE--
qpx = 9.682 g/s
qmB = 1.7021 kg/s ; portata massica
qvB = 5277 m3/h ; portata volumica
qmC = 1.7021 kg/s ; portata massica
qvC = 5081 m3/h ; portata volumica
dt = 13.85 K
dx = 5.69 g/kg
dh = 0.357 kJ/kg

--RISCALDAMENTO--
Qs = 25.855 kW
qmC = 1.7021 kg/s ; portata massica
qvC = 5081 m3/h ; portata volumica
qmD = 1.7021 kg/s ; portata massica
qvD = 5343 m3/h ; portata volumica
dt = 14.85 K
dx = 0.00 g/kg
dh = 15.190 kJ/kg
```

Figura 309: Esempio di bilanci energetici per aria primaria invernale con umidificatore ad acqua

10.5 COMPONENTI PER RETI AEREAULICHE

Anche se non direttamente correlati alle CTA, si segnalano due componenti per reti aerauliche utili nell'impiantistica.

10.5.1 TORRINI DI ESTRAZIONE

L'aria da espellere viene solitamente canalizzata verso le unità di espulsione detti torrini di espulsione.



Figura 310: Torrino di estrazione

L'aria deve essere pulita o leggermente polverosa e con temperatura massima fino a 80 °C.

I torrini di estrazione hanno un motore a velocità fissa e curve caratteristiche del tipo di quelle indicate in figura.

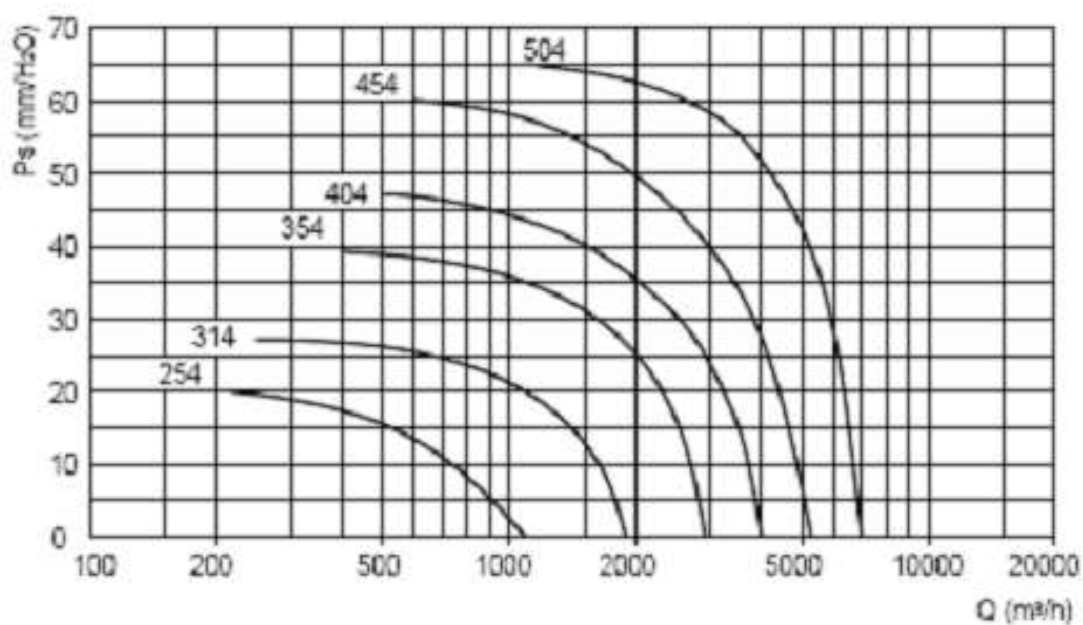


Figura 311: Curve caratteristiche di un torrino di estrazione

I torrini possono lavorare ad alta velocità e a bassa velocità (meno rumorosi).

10.5.2 VENTILATORI ASSIALI

Sono ventilatori usati per l'espulsione dell'aria da ambienti. Le curve caratteristiche sono riportate in figura seguente.



Figura 312: Ventilatore di estrazione

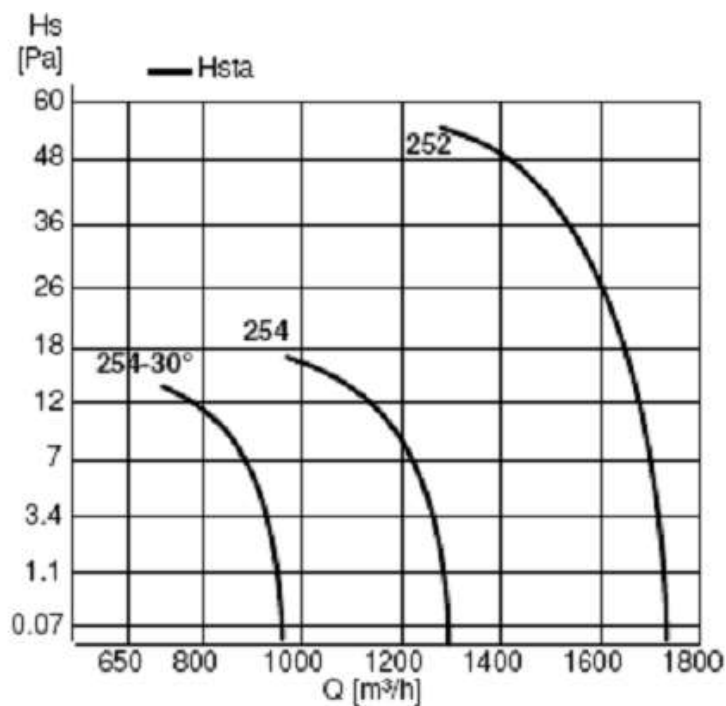


Figura 313: Curve caratteristiche di un ventilatore di estrazione

10.6 CENTRALI DI TRATTAMENTO ARIA A PORTATA VARIABILE

Si è più volte fatto cenno al concetto di impianti a portata d'aria variabile che saranno affrontati in dettaglio in un altro volume.

Nel caso di impianti ad aria gli impianti a portata variabile costituiscono un'evoluzione importante perché consentono notevoli risparmi energetici dovuti ai minori assorbimenti nei ventilatori di mandata.

Nella terminologia anglosassone sono conosciuti come sistemi VAV (*Variable Air Volume*) oppure VRV (*Variable Refrigerant Volume*).

Esistono sostanzialmente cinque diverse tipologie di impianto ad aria a portata variabile che si distinguono a seconda di come viene effettuata la regolazione della temperatura ambiente e la distribuzione dell'aria:

- portata variabile per singolo ambiente
- portata variabile senza post-riscaldamento di zona
- portata variabile con post-riscaldamento di zona
- portata variabile con ricircolo locale (fan assisted VAV boxes)
- portata variabile a doppio canale

Tutti gli impianti a portata variabile hanno l'indubbio pregio di ridurre, chi più chi meno, il consumo elettrico per i ventilatori, che è una voce molto rilevante nella spesa energetica annuale.

10.6.1 IMPIANTO A PORTATA VARIABILE PER SINGOLO AMBIENTE

E' la versione a portata variabile dell'impianto a tutta aria precedentemente descritto, col quale condivide sia i componenti che i pregi ed i difetti. Viene utilizzato al posto del primo proprio per ridurre il consumo energetico per i ventilatori.

La configurazione della centrale di trattamento dell'aria è analoga. Quella che cambia è la logica di regolazione dell'impianto per quanto concerne la regolazione della temperatura ambiente; quest'ultima è controllata riducendo la portata del ventilatore al diminuire del carico.

La diminuzione di portata è attuabile solo se la distribuzione dell'aria avviene con degli appositi diffusori in grado di mantenere costante il lancio anche in presenza di portate ridotte ed impedire quindi fastidiose ricadute dell'aria fredda negli ambienti. Con questi diffusori, a portata ridotta, si può scendere anche sotto il minimo rapporto tra portata e volume, fissato generalmente in 4 volumi/ora. Malgrado ciò, però, non è possibile diminuire la portata al di sotto di un determinato livello (generalmente il 40% di quella nominale, ma dipende dal range di portata dei diffusori utilizzati) proprio per permettere ai diffusori di funzionare correttamente. Se la portata è ancora troppo elevata interviene una batteria di post-riscaldamento di zona per innalzare la temperatura d'immissione.

La portata minima deve essere compatibile con la temperatura d'immissione invernale. Infatti la regolazione avviene in modo sequenziale: al diminuire del carico da smaltire, prima si riduce la portata d'aria, poi apre la valvola della batteria di post-riscaldamento. In pratica, in inverno, gli impianti lavorano sempre alla minima portata d'aria.

10.6.2 COMPOSIZIONE DELLA CENTRALE DI TRATTAMENTO E SUA REGOLAZIONE

La centrale di trattamento dell'aria dovrebbe sempre essere composta da (vedi Figura 314):

- ventilatore di ripresa
- serranda di espulsione
- serranda presa aria esterna
- camera di miscela
- sezione filtri
- batteria di preriscaldamento
- batteria di raffreddamento

- sezione umidificatore
- batteria di post-riscaldamento
- ventilatore di mandata.

Facendo riferimento alla stessa figura, la regolazione può essere così concepita:

- -- serrande rinnovo, espulsione, miscela: sono tra loro interconnesse. Vengono comandate o tramite comandi manuali (potenziometri) o tramite il segnale di sonde di qualità dell'aria. Nel caso di sfruttamento del free-cooling, il controllo è quello descritto nel relativo capitolo. Le serrande dell'aria esterna e di espulsione si chiudono automaticamente a ventilatori spenti.
- -- batteria di pre-riscaldamento: è attiva (attraversata da portata d'acqua) solo nel regime invernale. Viene regolata sulla base dei dati forniti dalla di temperatura T_1 con valore generalmente costante. In alcuni casi il valore di Set-point della sonda T_1 può essere compensato da qualche segnale, legato, ad esempio, alla temperatura dell'aria esterna, od ad un orologio, in funzione del mese. La sonda T_1 è posta immediatamente a valle dell'umidificatore.
- -- batteria di raffreddamento: è attiva (attraversata da portata d'acqua) solo nel regime estivo. Viene regolata sulla base dei valori forniti dalla sonda di temperatura T_2 posta in ambiente o, meglio, sul canale della ripresa.
- - umidificatore: la regolazione dell'umidificatore, di qualunque tipo sia, avviene tramite la sonda di umidità H_1 posta in ambiente o sul canale di ripresa (cfr. Figura 315). Può essere usato anche come raffreddatore adiabatico a supporto del free-cooling. In questo caso deve essere posto tra batteria di preriscaldamento e batteria fredda.

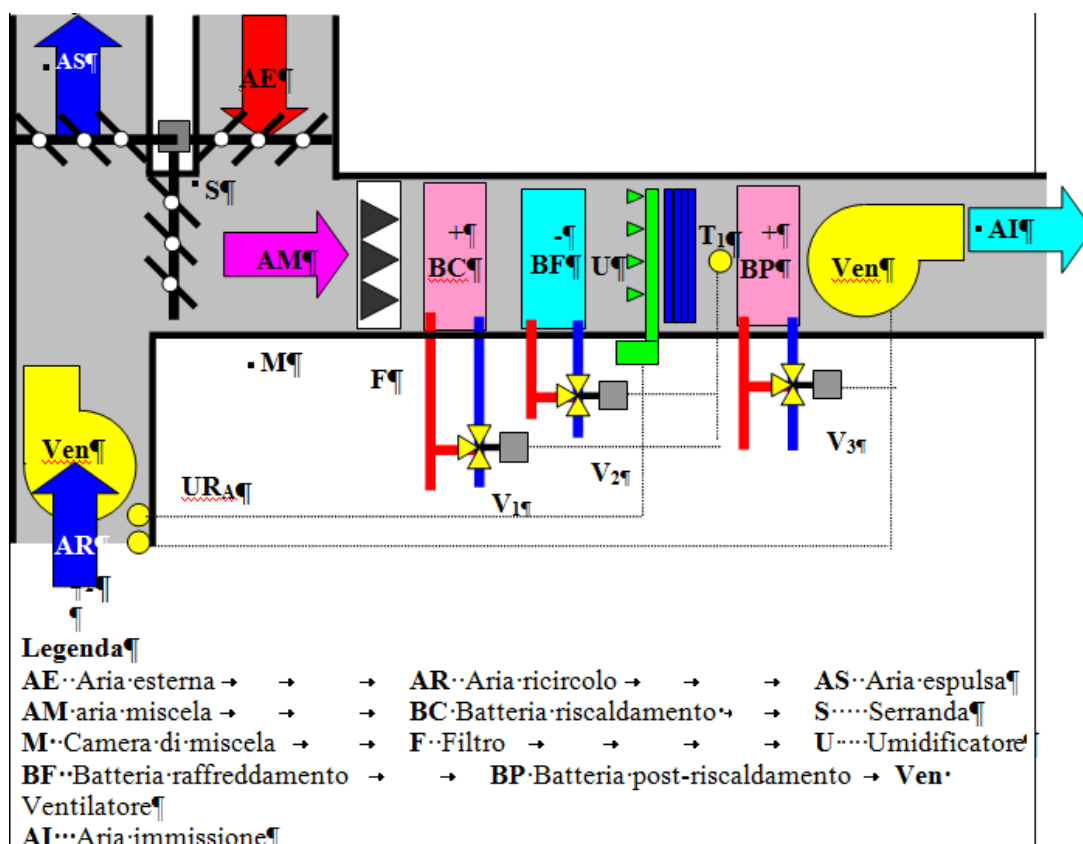


Figura 314: Centrale di trattamento aria a portata variabile

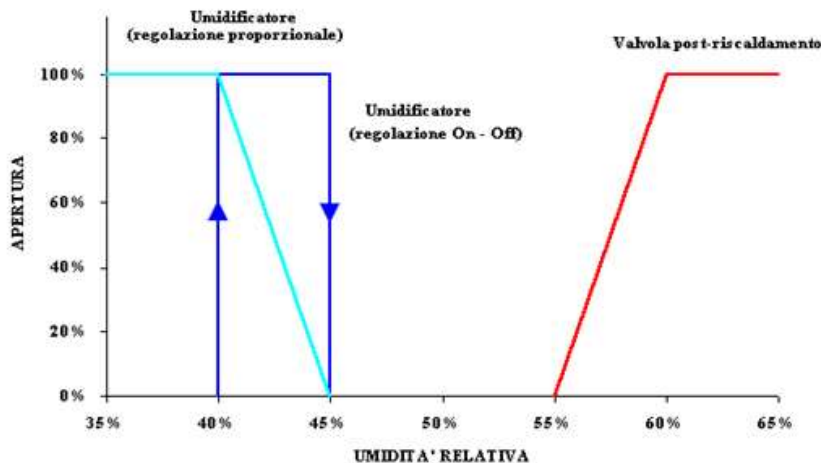


Figura 315: Regolazione dell'umidificazione nella CTA a portata variabile

- Ventilatori di mandata e ripresa: sono comandati da inverter e riducono il numero di giri sulla base della temperatura ambiente (sonda T₂ posta sulla ripresa). La regolazione è in sequenza con la batteria di post-riscaldamento, come mostrato in Figura 316. Prima si riduce la portata d'aria, fino al valore minimo, poi apre la batteria di post-riscaldamento. Con questa logica, in inverno l'impianto lavora sempre alla portata d'aria minima.
- Batteria di post-riscaldamento: è attiva tutto l'anno e viene comandata dalla sonda T₂ della temperatura ambiente in modo sequenziale assieme ai ventilatori (cfr. Figura 316). In regime invernale il ventilatore gira alla velocità minima e la valvola controlla l'umidità; in regime estivo interviene solamente quando la portata d'aria minima è comunque eccessiva. In estate può essere comandata anche dalla sonda d'umidità posta sul canale della ripresa. La regolazione dell'umidità va fatta in base al diagramma di Figura 315: l'umidificazione viene chiusa al di sotto di un certo valore dell'U.R. e il post-riscaldamento aperto solo sopra una certa soglia. Ovviamente, se la batteria di post-riscaldamento interviene, la portata d'aria aumenta di conseguenza. Questo tipo di regolazione è comunque sempre consigliabile per evitare che l'umidità relativa salga sopra valori incontrollati. Se si vuole ottenere una gestione economica basta allargare la banda neutra impedendo al post-riscaldamento di intervenire al di sotto di valori effettivamente critici (ad esempio 60%).

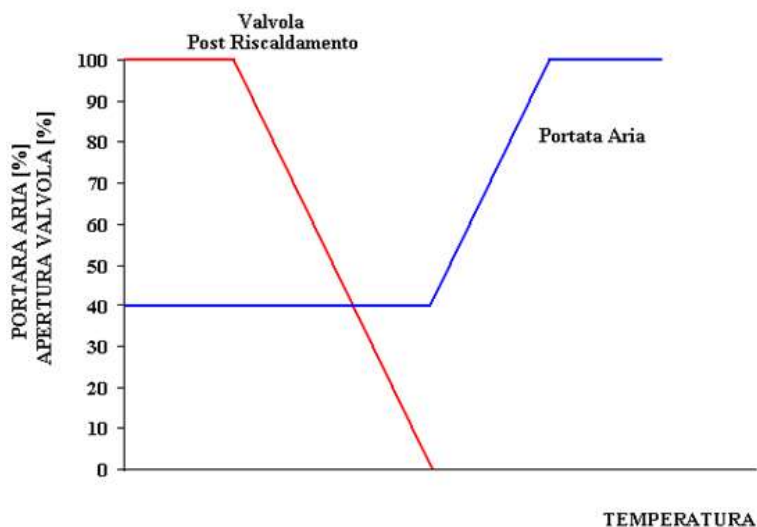


Figura 316: Regolazione della temperatura per VAV per singolo ambiente

Le trasformazioni dell'aria prodotte da una simile regolazione sono visibili in Figura 317.

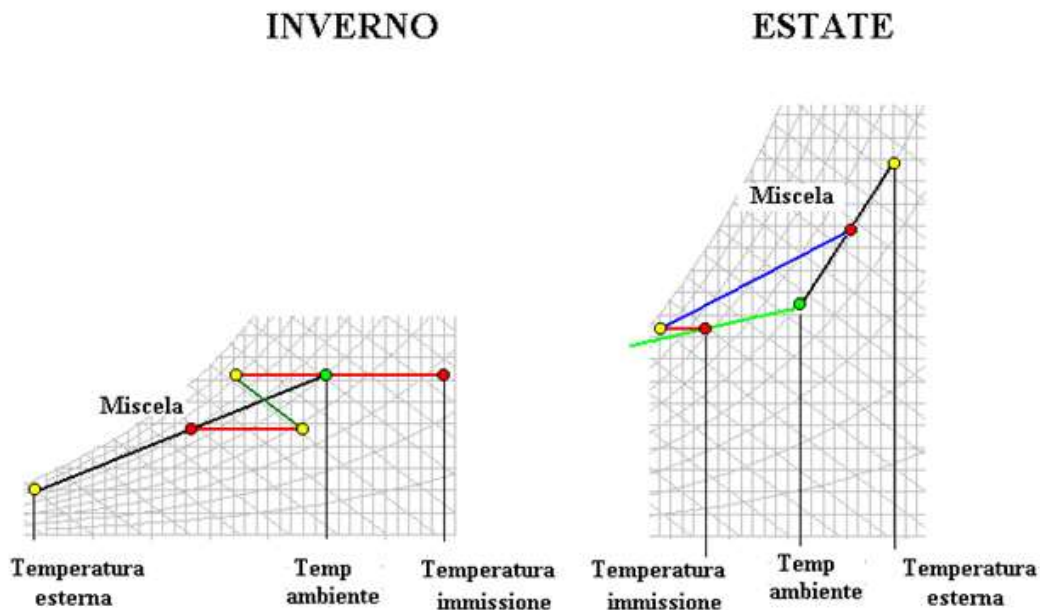


Figura 317: Trasformazione dell'aria in un impianto a portata variabile

10.6.3 IMPIANTO A PORTATA VARIABILE SENZA POST-RISCALDAMENTO DI ZONA

Oltre ad una singola zona, gli impianti a portata variabile possono anche servire più zone tra loro distinte. L'impianto a portata variabile nella sua configurazione più semplice è mostrato in Figura 318. L'aria viene immessa in ambiente a temperatura fissa, ma in quantità variabile, dal valore massimo fino a portata nulla.

La regolazione avviene attraverso delle serrande parzializzatrici poste in corrispondenza di ogni singolo ambiente sia sul canale di mandata che sul canale di ripresa. La serranda di parzializzazione sul canale di ripresa è necessaria per mantenere in sovrappressione l'ambiente. Le due serrande si muovono in modo coordinato in modo da mantenere costante la differenza tra aria immessa ed aria estratta dall'ambiente.

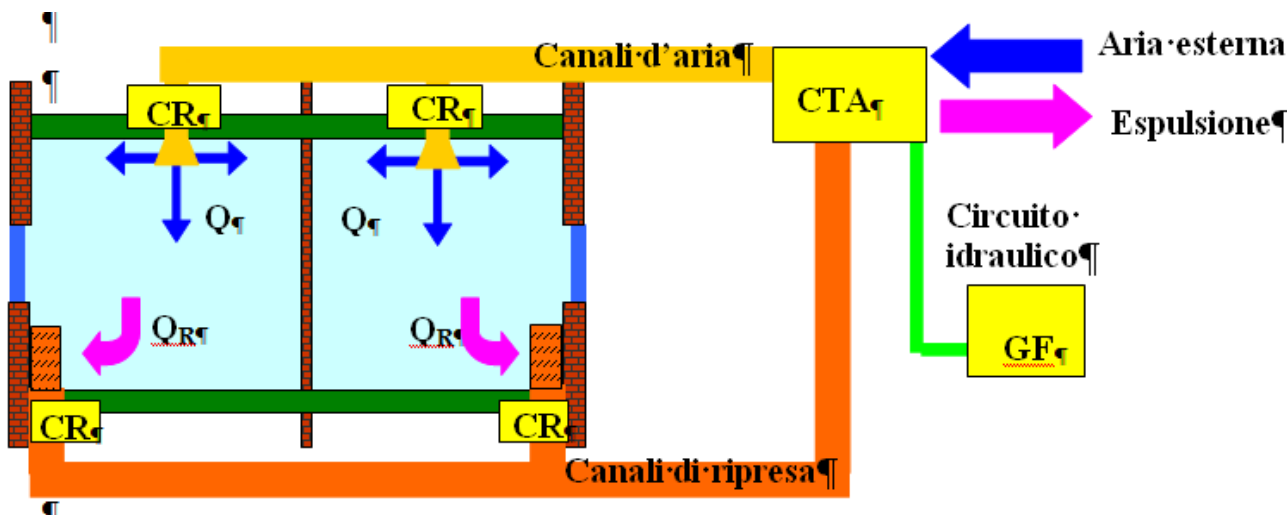


Figura 318: Impianto a portata d'aria variabile di zona senza post riscaldamento

I ventilatori, sia di mandata che di ripresa, sono a portata variabile ottenuta o variando il numero di giri tramite inverter, o agendo su delle speciali serrande di taratura.

E' una tipologia d'impianto molto poco utilizzata e assolutamente non consigliabile perché:

- non è adatta ad impianti con carichi termici contrapposti

- con carichi termici molto bassi la portata tende a 0 e pertanto non garantisce il corretto ricambio d'aria
- se la portata d'aria all'interno dell'ambiente scende al di sotto di una data soglia (generalmente il 40%) le bocchette non sono più in grado di garantire l'effetto Coanda per cui la distribuzione dell'aria in ambiente risulta scadente

Volendo utilizzare degli impianti a portata d'aria variabile è assolutamente indispensabile far ricorso alle altre tipologie d'impianto, di seguito descritte.

10.6.4 IMPIANTO A PORTATA VARIABILE CON POST-RISCALDAMENTO DI ZONA

Nell'impianto a portata variabile con post-riscaldamento di zona l'aria viene immessa in ambiente con temperatura e portata variabile.

Come mostrato in Figura 319 la principale differenza rispetto all'impianto a portata variabile nella sua configurazione più semplice è rappresentata dalla presenza di batterie di post-riscaldamento nelle cassette di regolazione della portata d'aria, collegate al circuito idraulico caldo. La temperatura di ogni ambiente è controllata riducendo la portata del ventilatore al diminuire del carico frigorifero.

La diminuzione di portata è attuabile solo se la distribuzione dell'aria avviene con dei diffusori di buona qualità, con ampio campo di funzionamento, in grado di mantenere costante il lancio anche in presenza di portate ridotte ed impedire quindi fastidiose ricadute dell'aria fredda negli ambienti. Con questi diffusori, a portata ridotta, si può scendere anche sotto il minimo rapporto tra portata e volume, fissato generalmente in 4 volumi/ora.

Malgrado ciò, però, non è possibile diminuire la portata al di sotto di un determinato livello (generalmente il 40% di quella nominale) proprio per permettere ai diffusori di funzionare correttamente. Se la portata è ancora troppo elevata interviene una batteria di post-riscaldamento di zona per innalzare la temperatura d'immissione.

La portata minima deve essere compatibile con la temperatura d'immissione invernale. Infatti la regolazione avviene in modo sequenziale (cfr. Figura 320): al diminuire del carico da smaltire, prima si riduce la portata d'aria, poi apre la valvola della batteria di post-riscaldamento. In pratica, in inverno, gli impianti lavorano sempre alla minima portata d'aria.

Questo è un aspetto molto importante: la suddivisione in zone va studiata anche per permettere un'effettiva escursione tra la portata massima, richiesta in estate, e la portata minima, richiesta in inverno. Se così non fosse, non varrebbe la pena pensare ad un impianto a portata variabile, molto costoso.

Per fare un esempio, se la portata minima in inverno fosse l'80% della portata estiva, il sistema si comporterebbe sostanzialmente come un impianto con post-riscaldamento di zona, annullando gran parte dei benefici.

Per massimizzare il risparmio energetico, la portata d'aria della centrale di trattamento viene regolata mediante un inverter che mantiene costante la pressione misurata da sonde opportunamente inserite nella rete di canalizzazioni. Al posto dell'inverter si possono usare anche dei sistemi di variazione della portata con serrande di regolazione sulla mandata del ventilatore.

Un ulteriore aspetto da tenere presente della portata variabile è la regolazione della portata di rinnovo dell'aria. Diminuendo la portata, diminuirebbe anche la portata d'aria esterna introdotta nell'edificio, se contemporaneamente non si regolasse anche l'apertura delle serrande di presa d'aria esterna, in modo da mantenere sempre la minima portata necessaria al fabbisogno igienico o alla sovrappressione dei locali.

Rispetto agli altri sistemi, però, l'impianto a portata variabile richiede, in alcuni casi una maggiore quantità d'aria di rinnovo, perché il rapporto tra aria di rinnovo e portata varia in

continuazione nel regime estivo. Come meglio spiegato nell'esempio numerico, la soluzione migliore consiste nell'utilizzo di sonde di qualità dell'aria e in grado di regolare la portata dell'aria esterna.

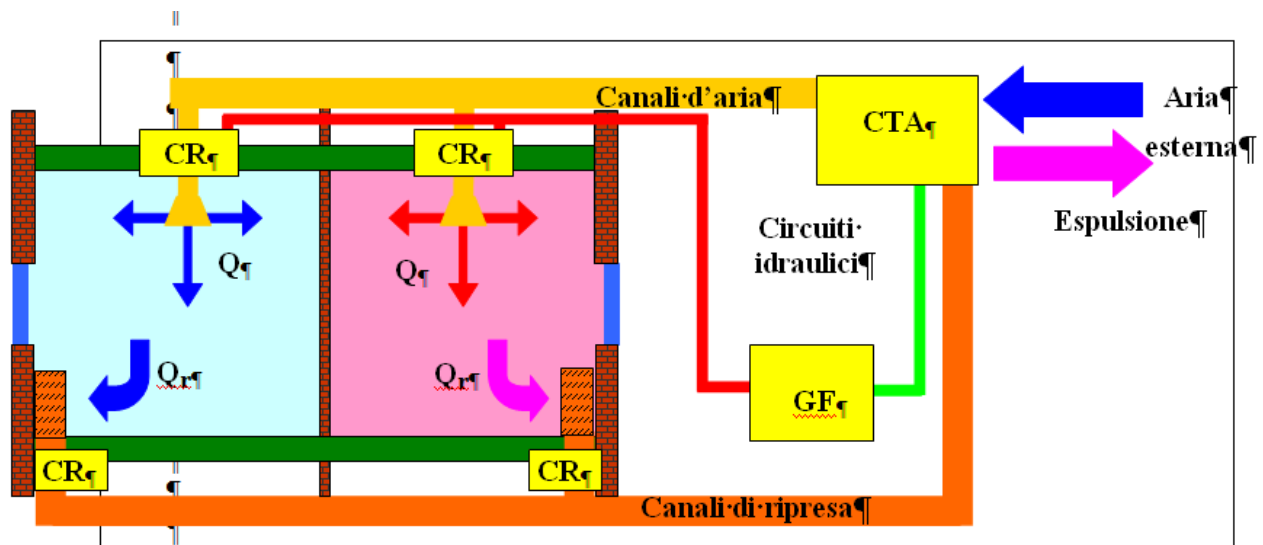


Figura 319: Impianto a portata d'aria variabile con post-riscaldamento di zona

La Figura 321 mostra la richiesta energetica oraria di un impianto a portata variabile con post-riscaldamento di zona. La portata d'aria esterna immessa può risultare superiore a quella effettivamente necessaria, a causa della variazione del rapporto di portate tra ambienti esposti in modo tra loro diverso.

Vale sempre la pena valutare l'effettiva variazione di portata, in quanto in molti casi può essere abbastanza limitata e quindi non è vantaggioso l'installazione di un simile impianto che richiede elevati costi iniziali. E' il caso delle sale a grande affollamento dove la minima portata igienica è elevata e di fatto impedisce un'ampia variazione di portata.

La figura mostra chiaramente come l'impianto dia delle ottime prestazioni energetiche, almeno rispetto all'impianto con post-riscaldamento di zona a portata costante. Infatti il post-riscaldamento si inserisce solamente dopo che la portata d'aria all'interno dell'ambiente è arrivata al valore minimo.

Le trasformazioni subite dall'aria sono mostrate in Figura 322. Come si può notare, sono sostanzialmente simili a quelle di un impianto con post-riscaldamento di zona. Cambiano generalmente le temperature d'immissione in inverno superiori a causa della bassa portata d'aria totale. Analogamente in estate, mentre le temperature a pieno carico sono le stesse, a carico parziale l'impianto prima riduce la portata, poi inserisce il post-riscaldamento, per cui le temperature d'immissione sono sempre molto prossime al valore a pieno carico.

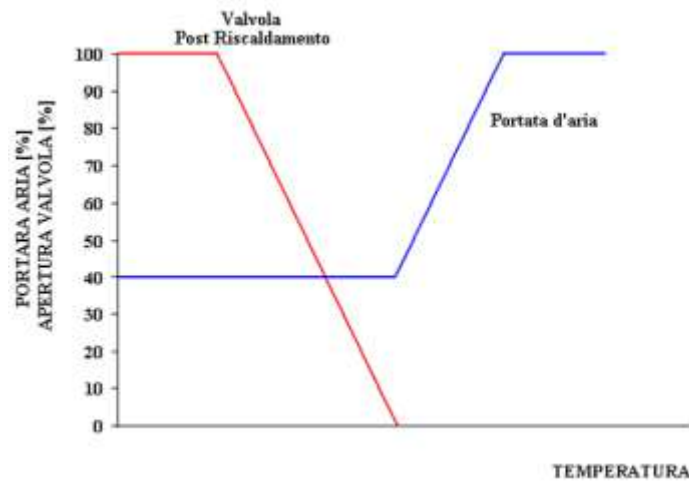


Figura 320: Impianto VAV con post riscaldamento di zona – Regolazione della temperatura

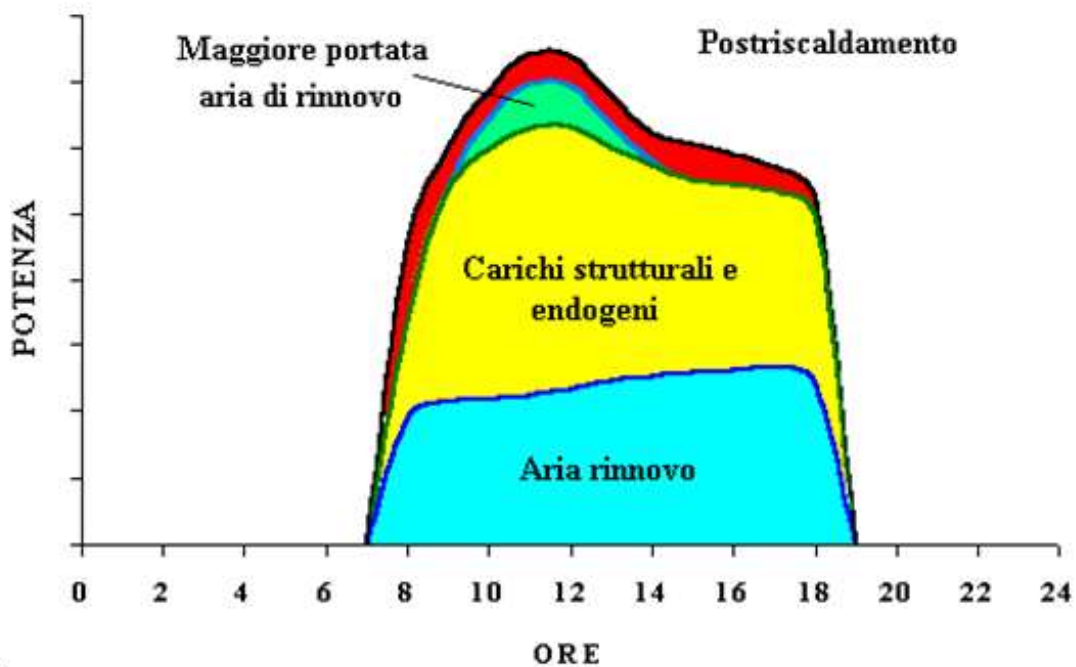


Figura 321: Andamento orario dei carichi frigoriferi con impianto VAV di zona e post riscaldamento

10.6.5 COMPOSIZIONE DELLA CENTRALE DI TRATTAMENTO E SUA REGOLAZIONE

La centrale di trattamento dell'aria primaria dovrebbe sempre essere composta da:

- ventilatore di ripresa
- serranda di espulsione
- serranda presa aria esterna
- camera di miscela
- sezione filtri
- batteria di preriscaldamento
- batteria di raffreddamento
- sezione umidificatore
- ventilatore di mandata
- cassette di zona con serrande e batterie di post-riscaldamento poste sulla linea di mandata

- cassette di zona con serrande poste sulla linea di ripresa

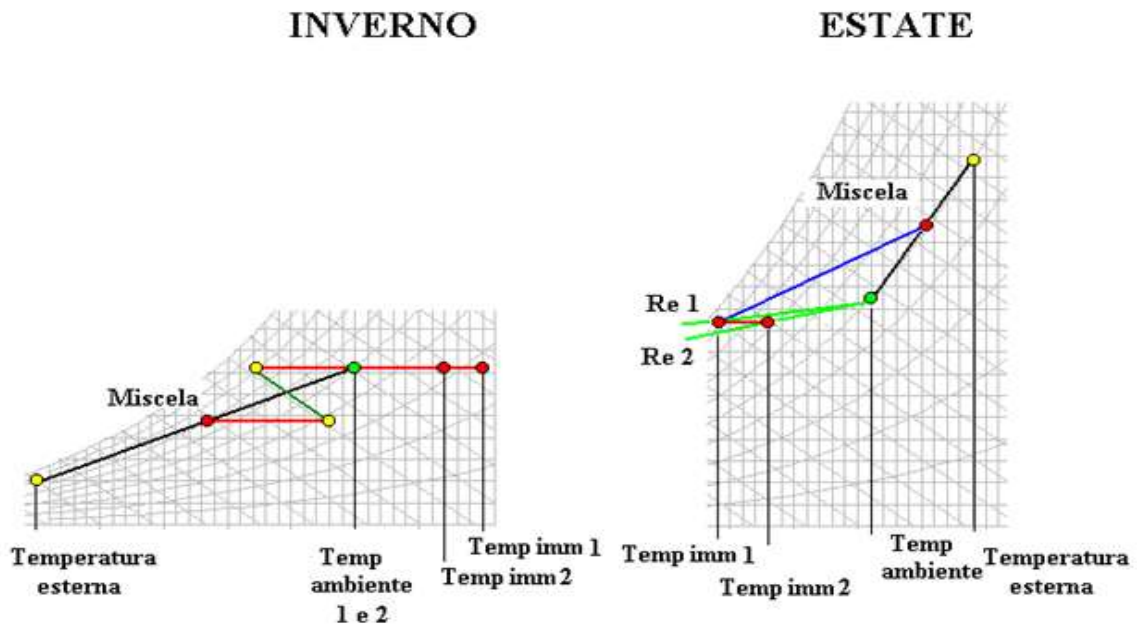


Figura 322: Trasformazioni psicrometriche in un impianto VAV con post riscaldamento di zona

I pregi ed i difetti degli impianti a portata variabile e post-riscaldamento di zona sono sintetizzati nella Tabella 89.

<i>Pregi</i>	<i>Difetti</i>
<i>ottima qualità dell'aria</i>	<i>elevati costi iniziali</i>
<i>ottimo controllo dell'umidità in tutte le stagioni</i>	<i>bassa portata d'aria nel periodo invernale con conseguente necessità d'immissione a temperatura elevata</i>
<i>distribuzione ottimale dell'aria in ambiente</i>	
<i>possibilità di sfruttare il free-cooling nelle mezze stagioni</i>	<i>operazioni di manutenzione anche in prossimità dei locali abitati (manutenzione sulle valvole e sulle batterie di post-riscaldamento)</i>
<i>impianto energeticamente molto efficiente soprattutto per il basso consumo dei ventilatori</i>	
<i>ottima regolazione della temperatura ambiente</i>	

Tabella 89: Confronto dei pregi e difetti degli impianti VAV

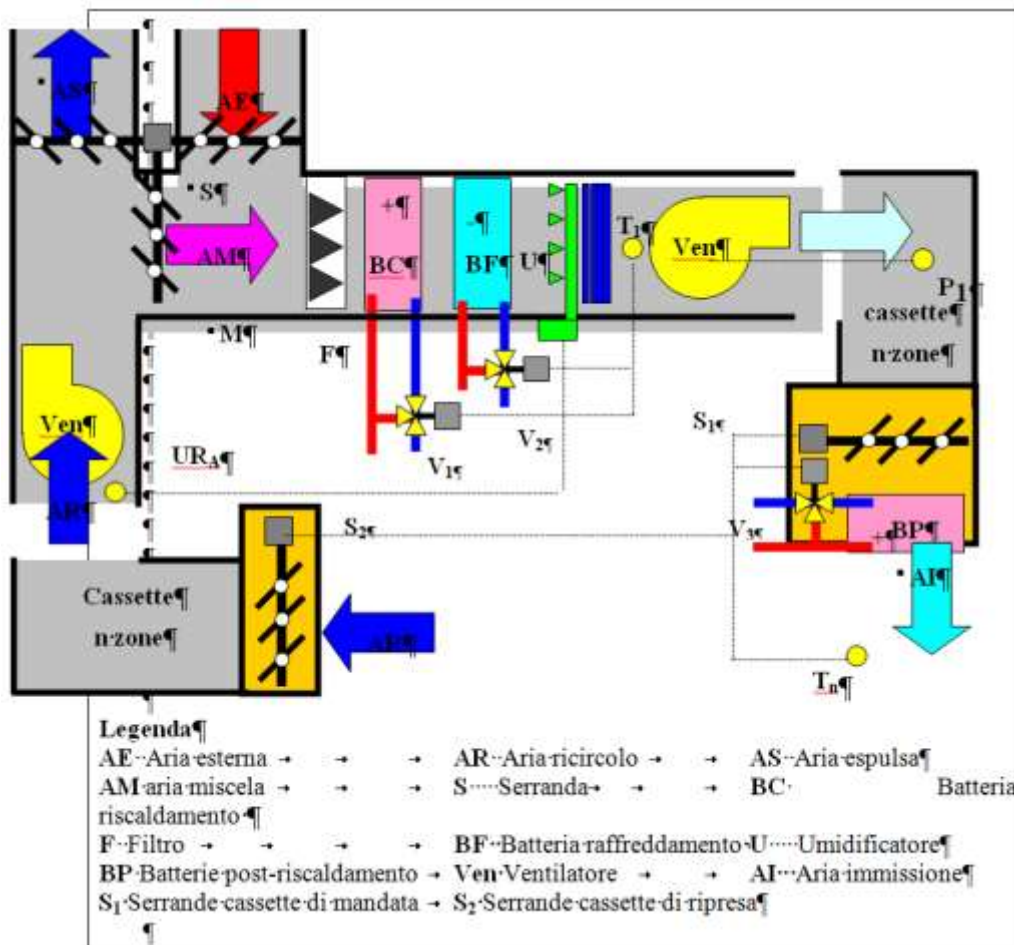


Figura 323: Centrale di trattamento aria per un impianto VAV con post riscaldamento di zona

Applicazioni consigliate

Gli impianti a portata variabile con post-riscaldamento di zona sono particolarmente adatti per:

- uffici
- centri commerciali
- terziario avanzato
- edifici con più sale ad alto affollamento (aule universitarie, sale conferenze, sale cinematografiche)
- laboratori
- ospedali

10.6.6 IMPIANTO A PORTATA VARIABILE CON RICIRCOLO LOCALE (FAN ASSISTED VAV BOXES)

Il sistema a portata variabile *Fan Assisted Boxes* è da considerarsi un ibrido, in quanto funziona a portata variabile nella distribuzione principale, e a portata costante localmente (cfr. Figura 324). L'aria viene trattata in una CTA centralizzata e distribuita a portata variabile ai vari locali. Qui viene miscelata, in proporzioni diverse in funzione del carico, con l'aria ambiente in speciali cassette dotate di serrande e ventilatore a portata costante. In ambiente, pertanto, la portata dell'aria è sempre la stessa, qualunque sia la situazione di carico, mentre cambia la temperatura d'immissione in quanto si crea una miscela tra l'aria del canale principale, fredda in regime estivo e calda in regime invernale, e l'aria ambiente ricircolata dal ventilatore.

Al massimo carico, estivo o invernale, in ambiente viene inviata solo aria proveniente dal canale principale. Al diminuire del carico, le serrande della cassetta ventilata provvedono a prelevare più aria dall'ambiente e meno aria dal canale. Nel canale, quindi, la portata d'aria varia al variare del carico.

Il sistema nasce negli USA come alternativa al VAV senza post-riscaldamento di zona, per evitare una cattiva distribuzione dell'aria in ambiente al diminuire del carico.

Rispetto al VAV con post-riscaldamento di zona, il sistema Fan Assisted Boxes presenta una serie di difetti che lo rendono poco apprezzabile.

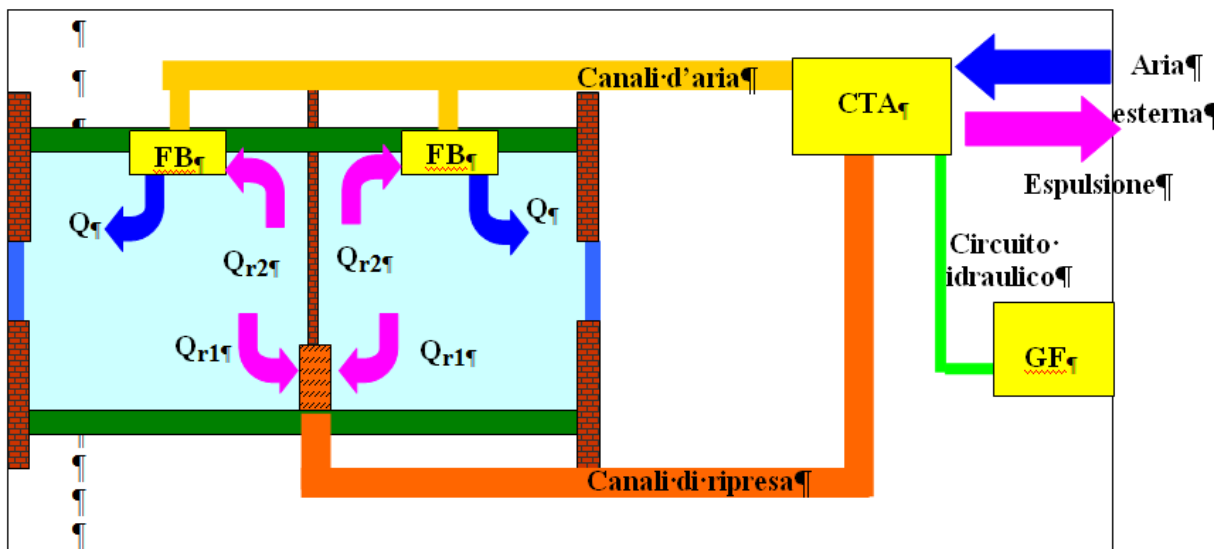


Figura 324: Impianti VAV con ricircolo locale

Non è adatto a soddisfare carichi termici contemporanei di segno opposto. La potenza viene fornita dall'aria della canalizzazione principale, fredda in estate e calda in inverno: ogni singolo locale può essere condizionato in modo diverso dagli altri, purché tutti i carichi termici siano dello stesso segno (richiesta di riscaldamento o di raffreddamento).

Questo vincolo è ancora più rigido di quello degli impianti ad aria primaria a due tubi, nei quali la temperatura dell'aria di rinnovo può essere immessa a temperatura diversa (generalmente più bassa) ed è possibile, entro certi limiti, sfruttare questa caratteristica per raffreddare alcuni locali e riscaldare altri usando i terminali. L'impianto FAB usa l'aria ambiente per controllare il carico, che è smaltito solo dall'aria trattata dalla CTA, sempre o più calda o più fredda dell'ambiente.

Ha comunque costi elevati. La CTA è sostanzialmente simile a quella di un VAV con post-riscaldamento di zona e le cassette ventilate devono essere dotate di ventilatore, serrande coniugate, con costi simili a quelli delle cassette con batteria calda. È molto rumoroso, perché i ventilatori delle cassette sono posti in prossimità della zona occupata.

Non garantisce in tutte le condizioni i ricambi d'aria ai singoli ambienti. L'aria di rinnovo viene immessa assieme all'aria del canale. Per ogni ambiente il rapporto tra aria esterna e aria immessa nel canale cambia al variare del carico, con problematiche simili a quelle descritte nel paragrafo precedente.

Inoltre, per carichi molto piccoli, il sistema tende a ricircolare completamente l'aria ambiente, riducendo fino ad annullare completamente l'immissione di aria esterna. Dal punto di vista energetico l'impianto si comporta in modo peggiore rispetto agli altri VAV, perché riduce in modo molto inferiore il consumo energetico dei ventilatori, essendo la portata costante nei singoli locali.

Il controllo dell'umidità dell'aria è pessimo in parzializzazione con valori della retta di esercizio molto bassi. La figura successiva mostra sul diagramma ASHRAE le trasformazioni dell'aria sia in regime estivo che in quello invernale.

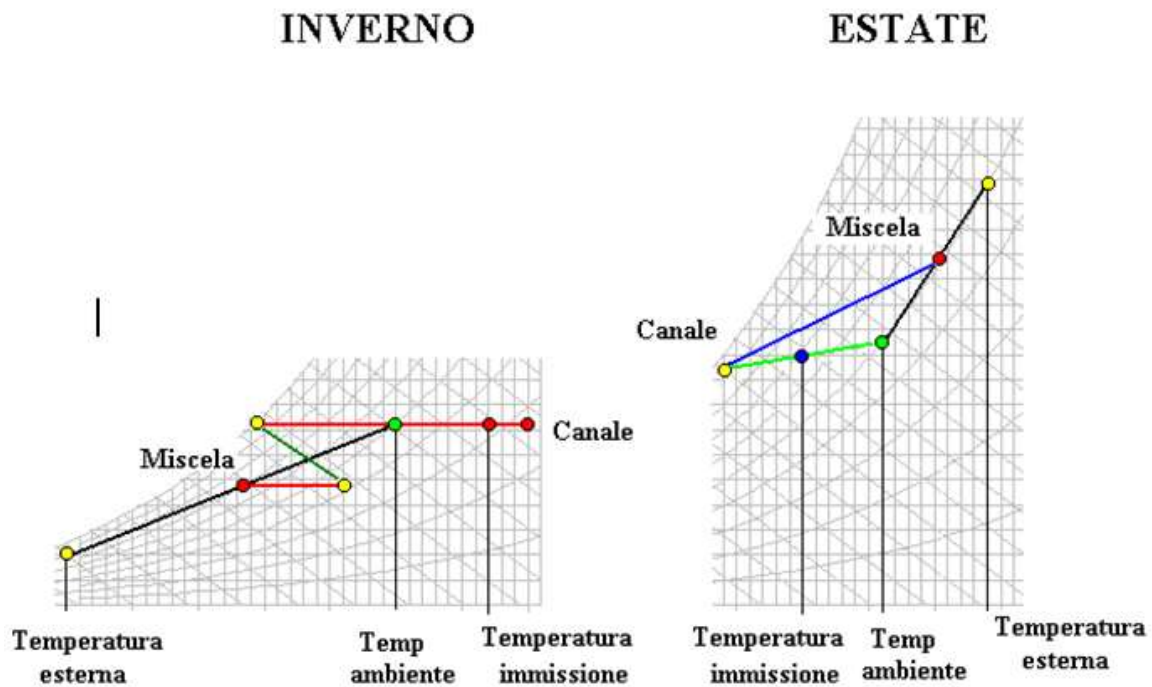


Figura 325: Trasformazioni estive e invernali per assisted VAV boxes

Il punto d'immissione è sempre dato dalla miscela d'aria tra il punto ambiente e la condizione del canale. In inverno la miscela d'aria viene riscaldata nella batteria di preriscaldamento, umidificata e poi post-riscaldata fino alle condizioni del canale. Il punto d'immissione è tanto più vicino al punto ambiente, quanto maggiore è la quantità d'aria ricircolata. In estate l'aria di miscela viene solamente raffreddata dalla batteria.

10.6.7 COMPOSIZIONE DELLA CENTRALE DI TRATTAMENTO E SUA REGOLAZIONE

La centrale di trattamento dell'aria primaria è composta essenzialmente da:

- ventilatore di ripresa
- serranda di espulsione
- serranda presa aria esterna
- camera di miscela
- sezione filtri
- batteria di preriscaldamento
- batteria di raffreddamento
- sezione umidificatore
- ventilatore di mandata
- cassette di zona con ventilatori poste sulla linea di mandata
- cassette di zona con serrande poste sulla linea di ripresa

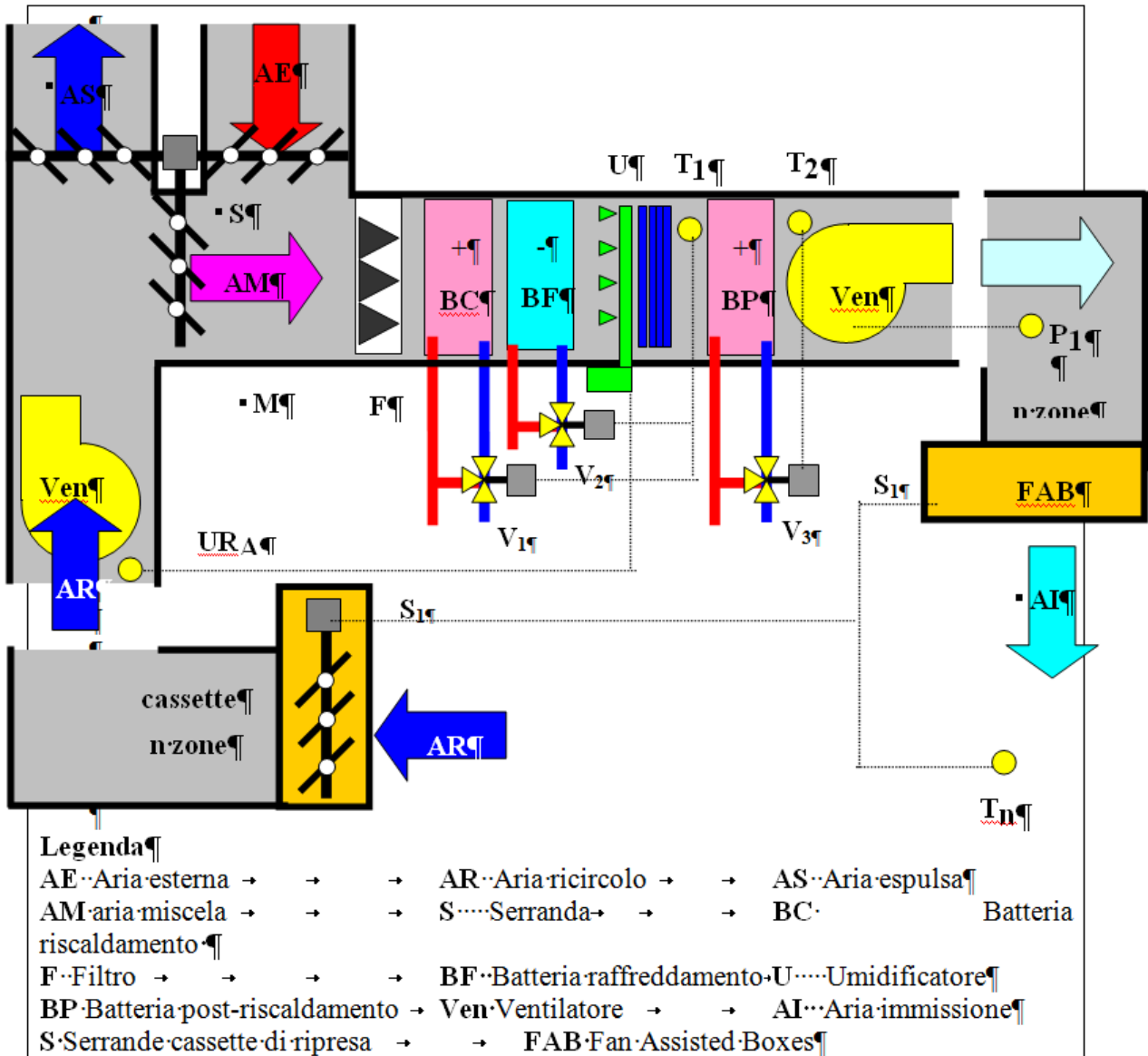


Figura 326: Composizione della CTA per VAV box assisted

Applicazioni consigliate

Gli impianti a portata variabile FAB hanno prestazioni nettamente inferiori agli altri VAV, senza vantare qualche particolarità positive. Al massimo la loro applicazione può essere limitata a:

- uffici
- centri commerciali
- edifici con bassa richiesta di aria esterna

Pregi e difetti degli impianti a portata variabile Fan Assisted Boxes sono sintetizzati nella seguente Tabella 90.

Pregi	Difetti
distribuzione ottimale dell'aria in ambiente	elevati costi iniziali
possibilità di sfruttare il free-cooling nelle mezze stagioni	elevata rumorosità (ventilatori dei FAB in vicinanza delle zone occupate)
ottima regolazione della temperatura ambiente	pessimo controllo dell'umidità ai carichi parziali con bassi valori della retta di esercizio
	operazioni di manutenzione anche in prossimità dei locali abitati (cambio filtri, manutenzione ventilatori FAB)

	<i>scarsa qualità dell'aria per cattiva filtrazione dell'aria ricircolata localmente e per mancanza del ricambio igieni ai bassi carichi</i>
	<i>elevato consumo energetico rispetto agli altri impianti VAV</i>
	<i>Non può soddisfare carichi termici contemporanei di segno opposto</i>

Tabella 90: Confronto delle caratteristiche per impianti VAV box assisted

10.6.8 IMPIANTO A PORTATA VARIABILE A DOPPIO CANALE

L'impianto a portata variabile a doppio canale è molto simile al suo corrispondente a portata costante. Le uniche variazioni la presenza di due ventilatori distinti, uno sul canale caldo e uno sul canale freddo (cfr. Figura 327) e la forma delle cassette miscelatrici. Queste ultime non hanno più delle serrande coniugate, ma due serrande distinte che agiscono in sequenza.

Con il massimo carico estivo è completamente aperta la serranda S_F posta sul canale freddo, mentre la serranda S_C posta sul canale caldo è chiusa.

Al diminuire del carico, la serranda S_F si chiude progressivamente e la portata si riduce fino al limite minimo consentito dato o dal valore concesso dai diffusori, oppure dalla richiesta di aria di rinnovo. A questo punto comincia ad aprirsi la serranda sul canale caldo, e la serranda sul canale freddo si chiude della stessa percentuale.

Ad un certo punto la serranda S_F è chiusa completamente, mentre la serranda S_C è aperta per far passare dal canale caldo la minima portata d'aria ammessa. Qualora fosse necessario, la serranda sul canale caldo si apre ulteriormente per far passare la piena portata.

Non è necessario che il canale caldo ed il canale freddo abbiano la stessa portata: l'importante è che la portata totale in ambiente non sia mai inferiore alla minima richiesta.

I pregi ed i difetti degli impianti a doppio canale a portata variabile sono sintetizzati nella Tabella 91.

Applicazioni consigliate

Gli impianti a doppio canale a portata costante sono adatti per l'installazione in:

- edifici per uffici
- banche
- ospedali
- edifici con più sale ad alto affollamento ed utilizzo contemporaneo (aule universitarie, sale conferenze, sale cinematografiche).

<i>Pregi</i>	<i>Difetti</i>
<i>ottima qualità dell'aria</i>	<i>elevati costi iniziali (inferiore a quella degli altri VAV)</i> <i>necessità di spazi elevati per la posa del doppio canale</i> <i>Regolazione della temperatura in ambiente abbastanza complessa (richiede ottimi componenti)</i>
<i>ottimo controllo dell'umidità in tutte le stagioni</i>	
<i>distribuzione ottimale dell'aria in ambiente</i>	
<i>possibilità di sfruttare il free-cooling nelle mezze stagioni</i>	
<i>Costo iniziale inferiore a quello di un VAV con post di zona (non c'è da installare la linea idraulica del post-riscaldamento)</i>	
<i>ottima regolazione della temperatura ambiente</i>	
<i>ottime prestazioni energetiche</i>	
<i>manutenzione contenuta in prossimità spazi occupati (eventuale riparazione della cassetta miscelatrice)</i>	

Tabella 91: Confronto per impianti VAV a doppio condotto

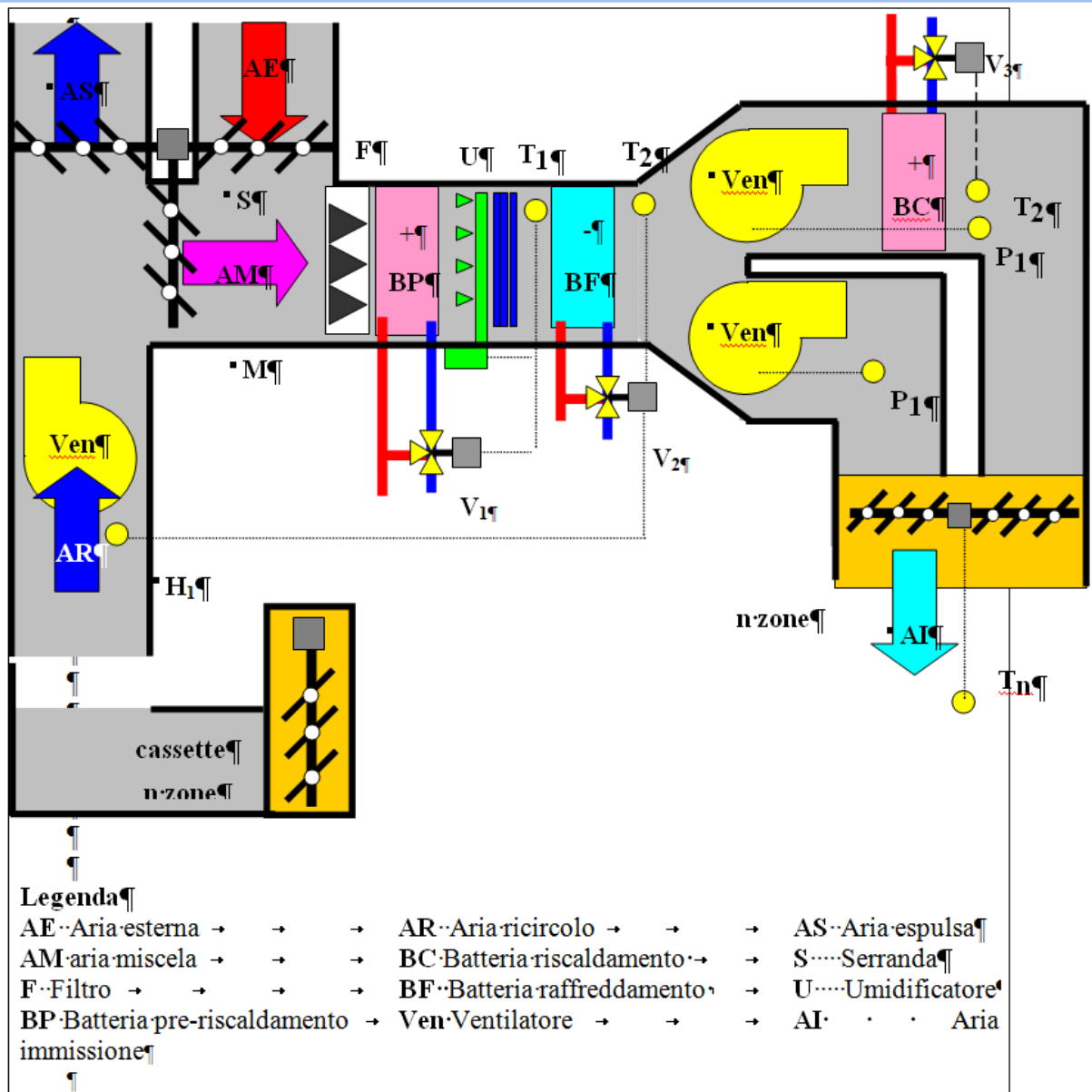


Figura 327: CTA per impianto VAV a doppio condotto

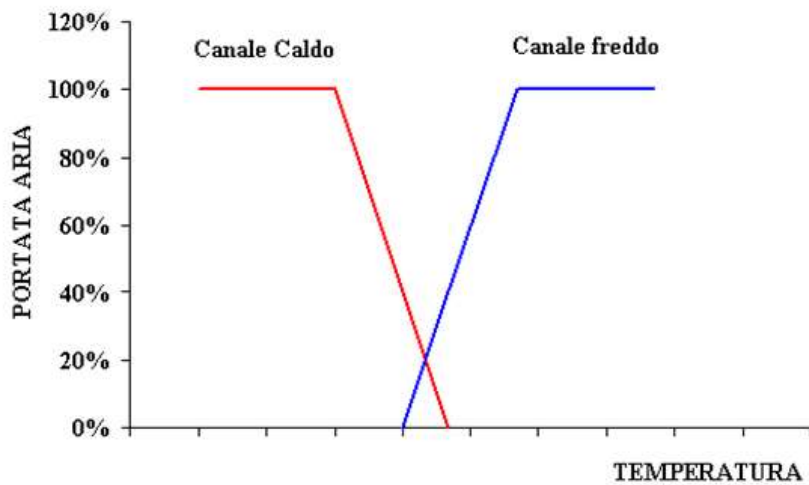


Figura 328: Impianto VAV a doppio canale – Regolazione della temperatura

10.7 USO DEI CAD PER LA SELEZIONE DELLE CENTRALI DI TRATTAMENTO ARIA

Le CTA (o le UTA) sono componenti importanti degli impianti ad aria e degli impianti misti che tuttavia richiedono un’accurata progettazione da parte del progettista. Queste unità, infatti, non sono pronte a catalogo dalle case costruttrici ma debbono essere opportunamente assemblate in ogni suo componente.

Tutto ciò rende le CTA (o le UTA) costose in quanto ogni dispositivo costruito è praticamente un prototipo. Con la grandissima diffusione dei computer si oggi a disposizione anche specifici programmi di selezione messi a disposizione dalle case costruttrici. Ciascun programma è ovviamente indirizzato alla selezione di componenti di una data marca e non di componenti generici e pertanto questi programmi possono andare bene per predisporre esecutivi di cantiere.

I CAD guidano passo passo i progettisti nella selezione e dimensionamento della classe dell’UTA e dei suoi componenti.

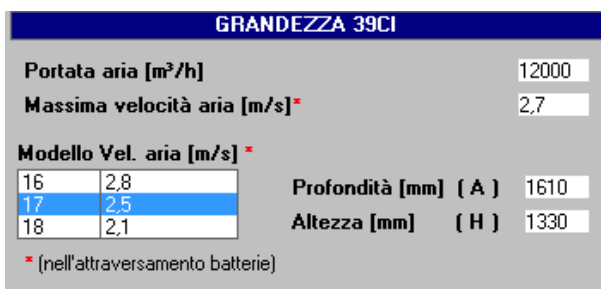


Figura 329: esempio di selezione della classe della CTA

Scelta la classe della CTA si passa alla selezione dei componenti interni, come indicato in Figura 330- In questo caso occorre mettere un segno di spunta in corrispondenza di ciascun componente, vedi Figura 331.

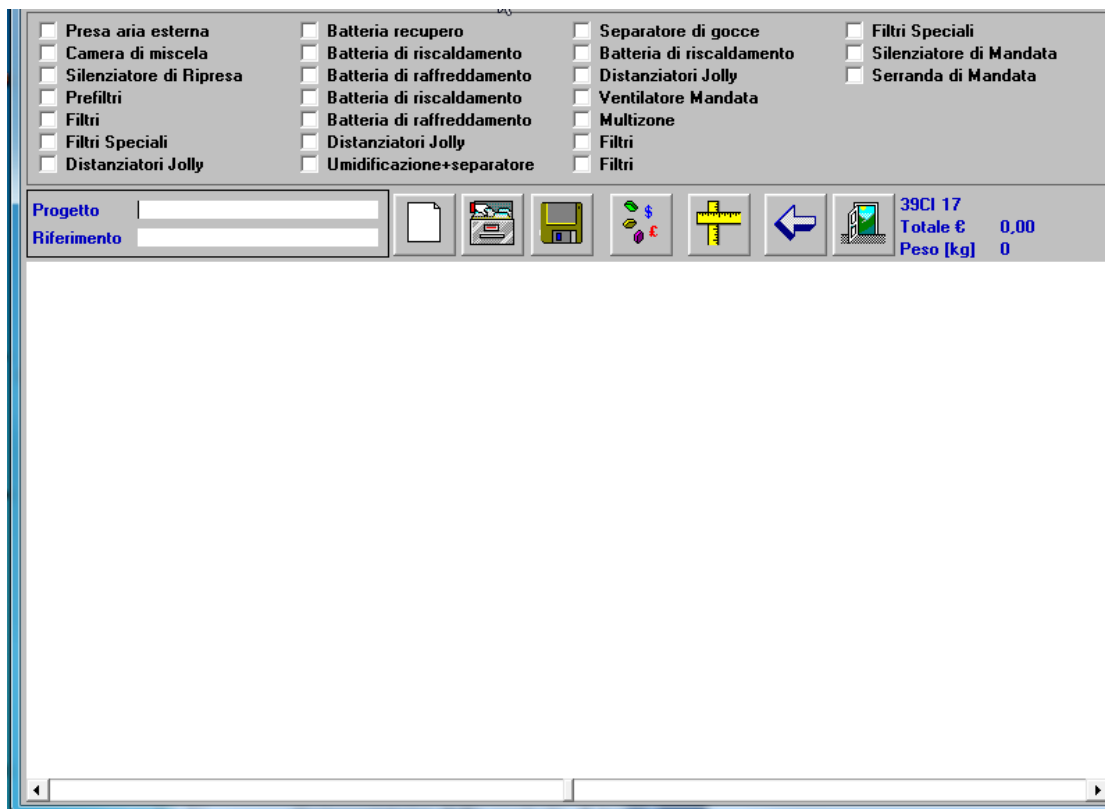


Figura 330: Selezione dei componenti interni di una CTA

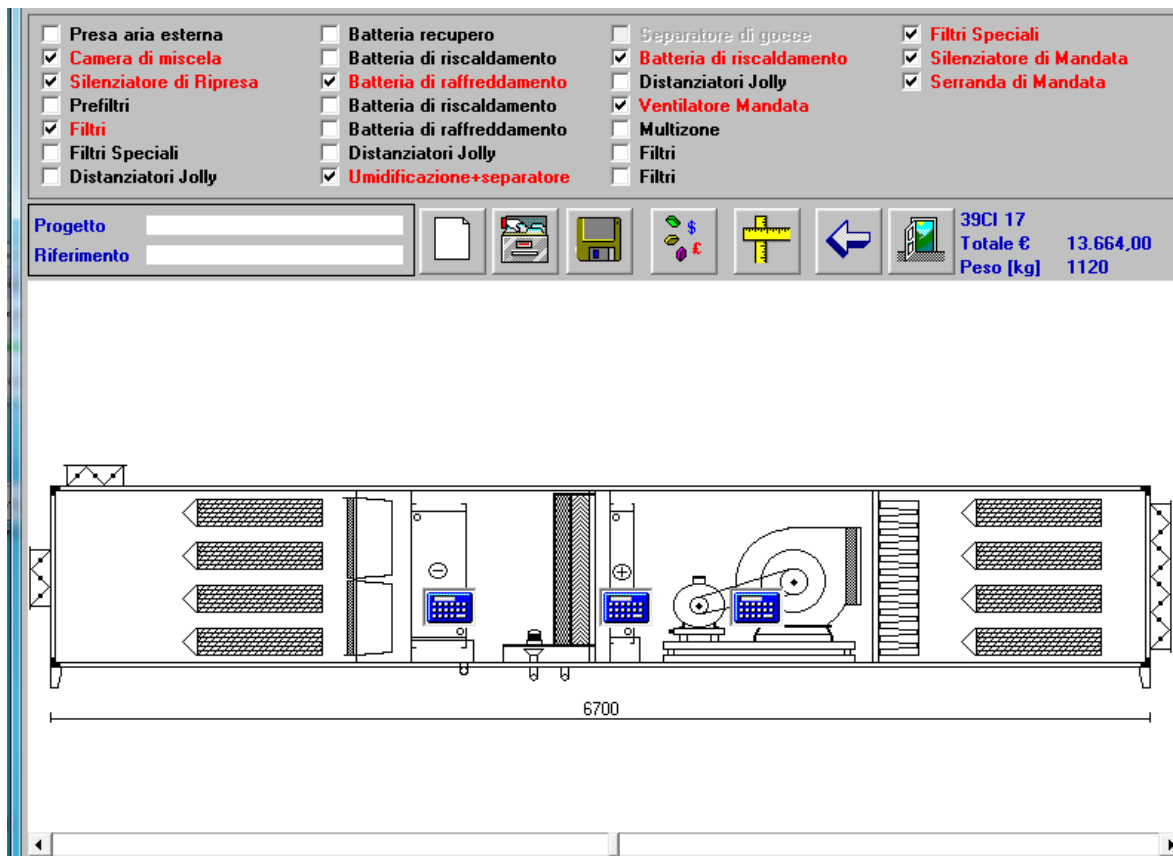


Figura 331: CTA con componenti interni selezionati

I componenti che debbono essere dimensionati hanno l'indicazione di una calcolatrice e pertanto possono essere dimensionati e selezionati mediante un semplice click.

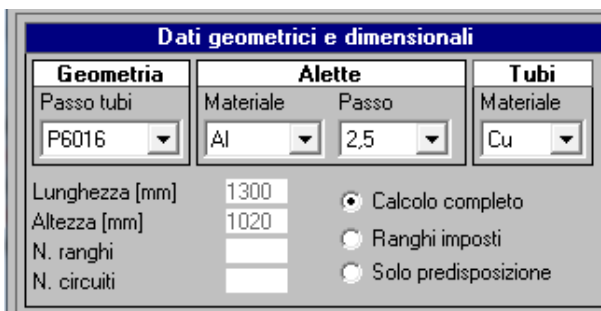


Figura 332: Selezione della geometria della batteria

Lato aria				Lato fluido			
ingresso aria		uscita aria		Tipo fluido		T. ingresso [°C]	
T. bulbo secco [°C]	32	T. bulbo secco [°C]	14	Acqua	T. uscita [°C]	7	
T. bulbo umido [°C]	23,6	Portata [m³/h]	12000	Verifica in Caldo		Portata [m³/h]	
Umidità relativa [%]	50	Portata [kg/h]	13586			Massima dp [kPa]	
Resa totale [kW]	0					30	

Codice	CAPACITA'			ARIA				ACQUA					
	Qt [kW]	Qs [kW]	S/T	TBSout [°C]	URout [%]	Vel [m/s]	dpa [Pa]	Jin [kJ/kg]	Jout [kJ/kg]	Twout [°C]	Vel [m/s]	qw [m³/h]	dpw [kPa]
P6016AF 9R 17T 1300A 2,5P 38NC Cu-Al	126	70	0,55	13,6	96	2,51	137	70,7	37,3	12,0	0,8	21,61	13,3
P6016AF 8R 17T 1300A 2,5P 34NC Cu-Al	117	66	0,56	14,6	94	2,51	125	70,7	39,6	12,0	0,8	20,12	14,2
P6016AF 7R 17T 1300A 2,5P 30NC Cu-Al	112	63	0,56	15,4	92	2,51	113	70,7	41,1	12,0	0,9	19,16	11,7

Figura 333: Selezione della batteria

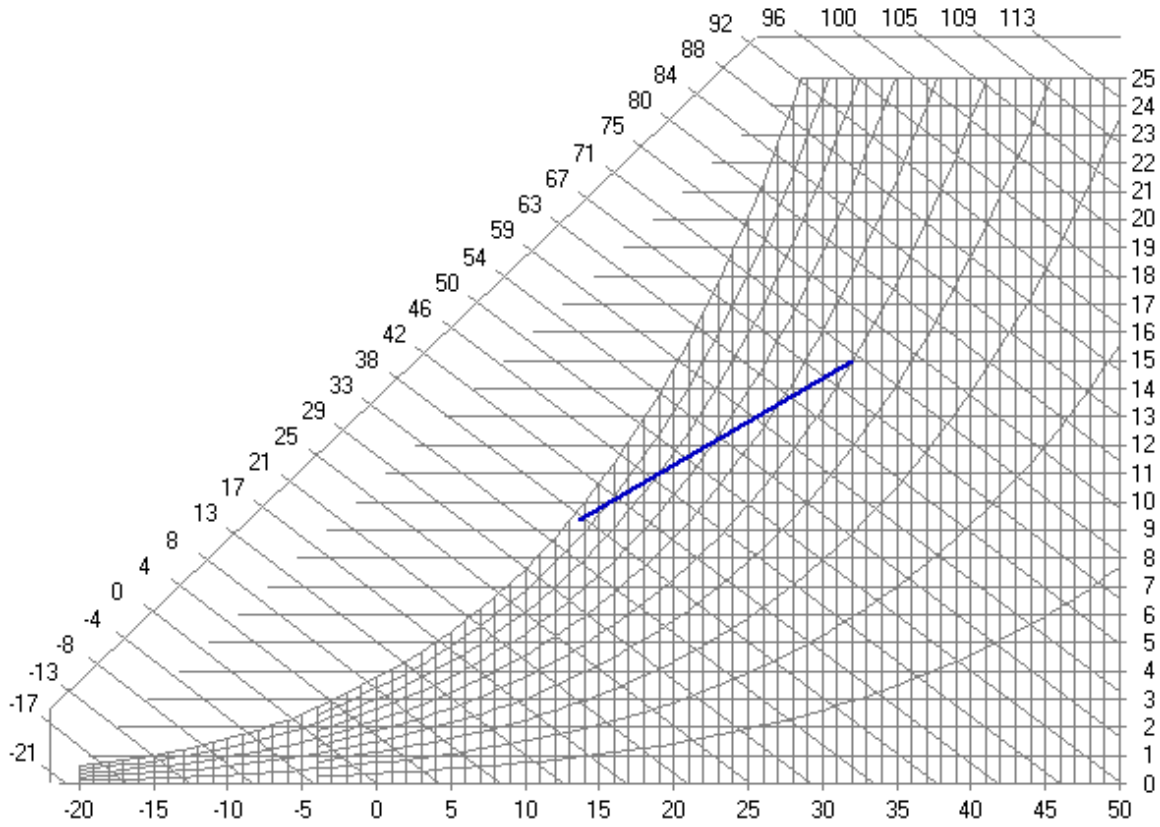


Figura 334: Verifica della trasformazione eseguita dalla batteria fredda

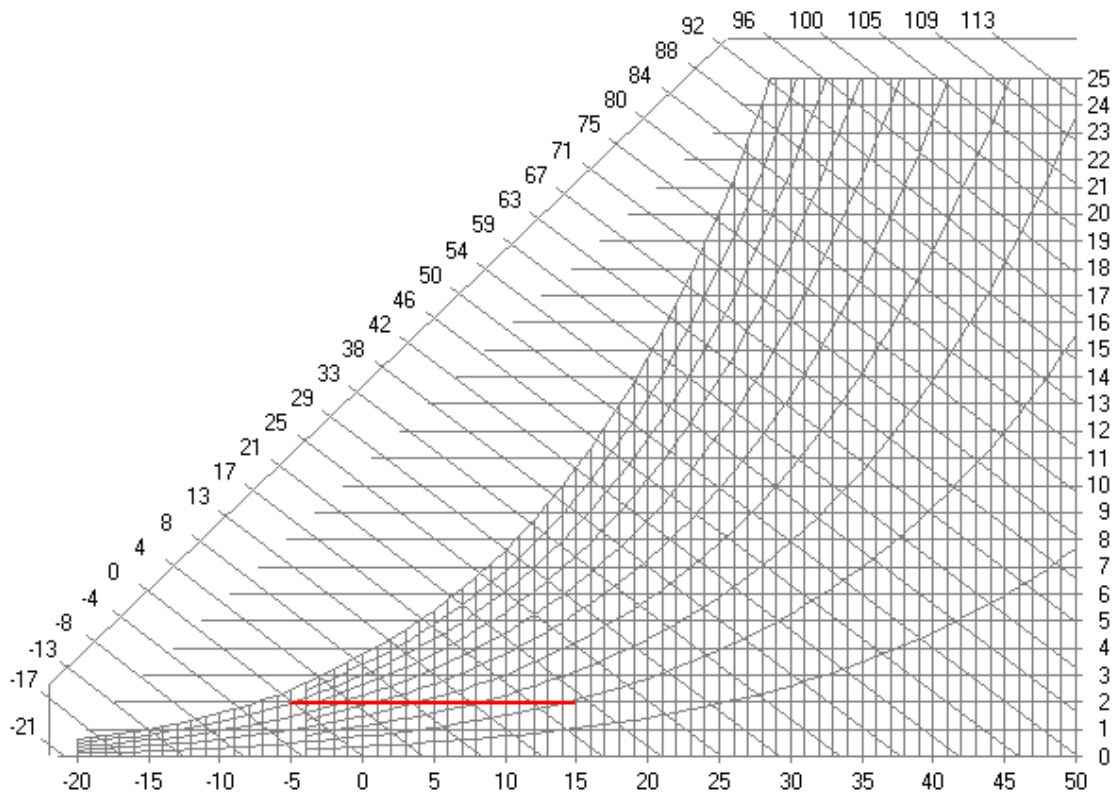


Figura 335: Verifica della trasformazione eseguita dalla batteria calda

RISULTATI												
Modello	Tipo Pale	P. Din. [Pa]	P. Tot. [Pa]	Rend. [%]	P. Ass. [kW]	Giri/min [rpm]	Lw dB(A)	Lp dB(A)	Pot. Motore [kW]	Marg. Mot. [%]	Vel. Bocca [m/s]	Prezzo [€]
BQR 400	rovesce	91	1421	74	6.43	2714	92	85	11 kW	71	12,2	2.634,92
BQR 450	rovesce	58	1388	77	6.01	2270	90	83	7,5 kW	25	9,8	2.584,65
BQR 500	rovesce	37	1367	75	6.06	1895	89	82	7,5 kW	24	7,8	2.838,55

ORIENTAMENTO PALE		DATI DI CALCOLO		MOTORE	
<input checked="" type="checkbox"/> Avanti	<input checked="" type="checkbox"/> Rovescce	Portata [m³/h]	12000	Polarità	2POLI
PRESSIONE SONORA		Pressione statica utile [Pa]	300	Margine	20
Distanza [m]	1	Margine prevalenza [Pa]	0	<input type="button" value="Calcolo"/> <input type="button" value="Analisi"/> <input type="button" value="Curve"/> <input type="button" value="Esci"/>	

Figura 336: menù di selezione del ventilatore di mandata

Nelle figure qui riportate si ha un esempio di selezione dei componenti (batterie, ventilatori, ...) e di disegno prodotto dal CAD che stampa anche una relazione completa di computo metrico estimativo.

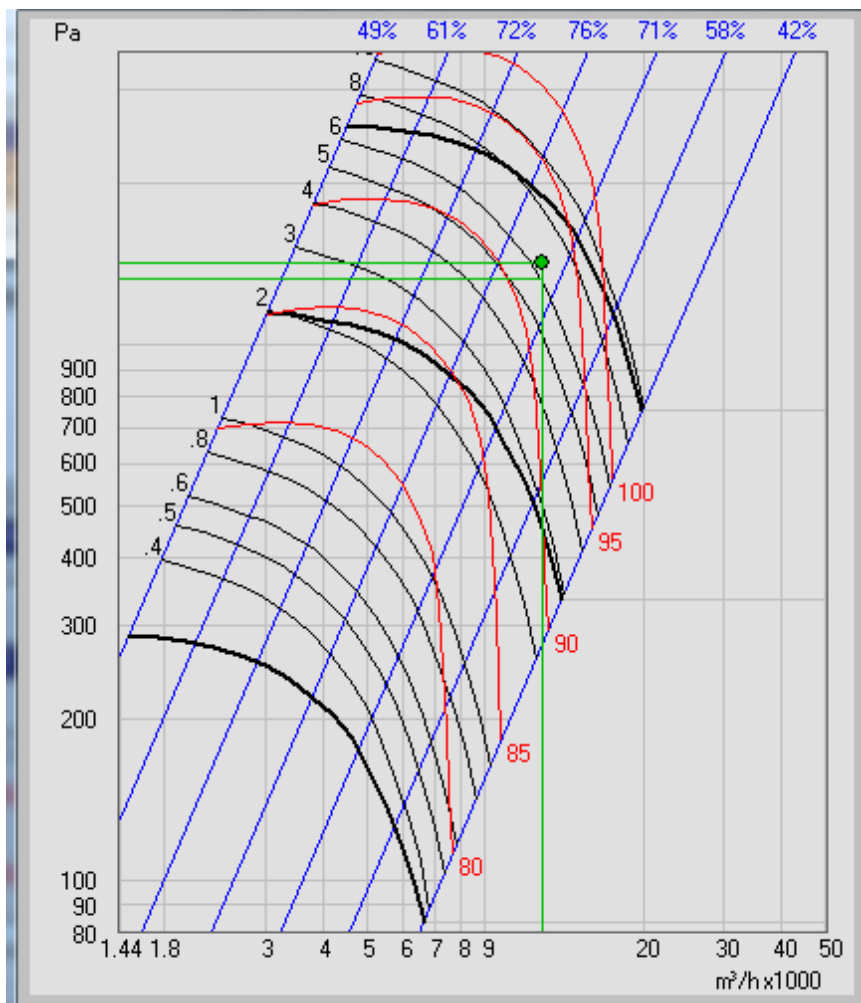


Figura 337: Punto di lavoro del ventilatore selezionato

Modello	BQR 400							Distanza [m]	1
Livello di potenza sonora [db(A)]	92							Livello di pressione sonora [db(A)]	85
Freq. [Hz]	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Lw [dB]	94,0	94,2	93,3	87,7	86,4	84,2	77,7	72,9	
DLw [dB]	-4	-8	-15	-23	-32	-34	-23	-16	
Lw ris. [dB]	90,0	86,2	78,3	64,7	54,4	50,2	54,7	56,9	

Figura 338: verifica dei livelli di rumore

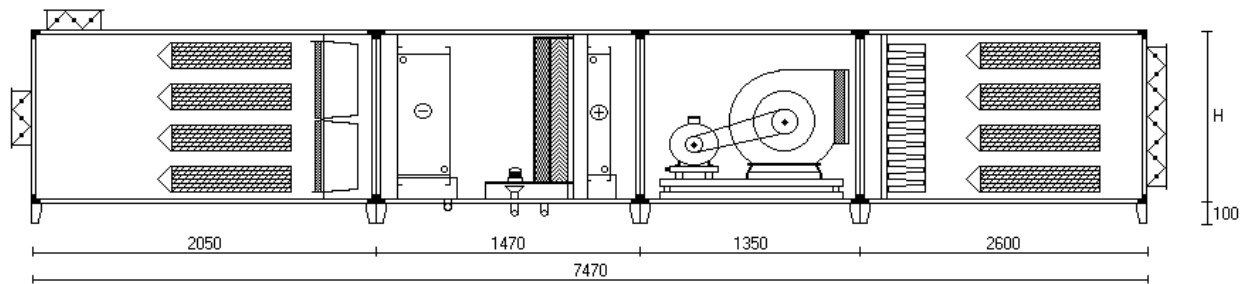


Figura 339: Sezione di un'UTA

11. DISTRIBUZIONE DELL'ARIA

11.1 PROBLEMATICHE DELLA DISTRIBUZIONE DELL'ARIA

Si è visto nello studio delle condizioni di comfort ambientale, mediante l'equazione del benessere di Fanger, che la velocità dell'aria nell'ambiente è un parametro importante per il giudizio finale dell'utenza. In particolare si è detto che la velocità dell'aria deve essere inferiore a 0,15 m/s per evitare una spiacevole sensazione di fresco sulla pelle che richiede una temperatura ambiente media radiante più elevata.

Gli impianti di climatizzazione hanno anche lo scopo di distribuire aria all'interno degli ambienti mediante dispositivi e meccanismi di distribuzione diversi che, oltre a fornire energia (con il suo segno), debbono garantire che la velocità dell'aria sia, nella zona occupata dalle persone, nei limiti indicati dalle condizioni di benessere.

Si hanno tre metodologie di distribuzione:

- Distribuzione **a flusso turbolento** (*Mixing ventilation*) con mescolamento induttivo fra l'aria immessa (setta aria primaria) e l'aria ambiente che viene richiamata dalla prima, vedi Figura 340. In genere l'induzione è modesta ma la differenza di temperatura fra l'aria primaria e quella dell'ambiente può essere elevata. La velocità di immissione varia da 2 a 20 m/s.

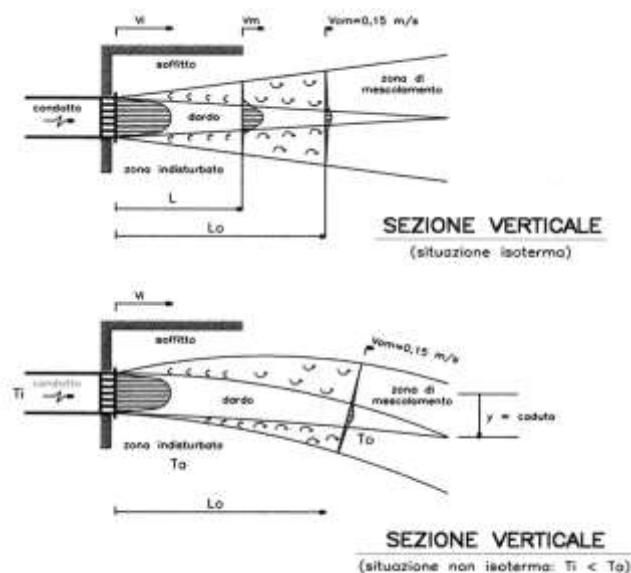


Figura 340: Distribuzione per miscelazione

- Distribuzione **a dislocazione** (Dislocation ventilation) con velocità di uscita fra 0,2 e 0,4 m/s e con differenze di temperatura modeste e tali da consentire una lenta diffusione dell'aria immessa nell'ambiente senza turbolenza, vedi Figura 342. Il movimento dell'aria immessa, solitamente dal basso, e risalente lentamente verso l'alto crea una sorta di movimento a

stantuffo dell'aria sovrastante. La portata d'aria immessa è di solito elevata ma a bassa velocità e quindi senza effetti di turbolenza che invece caratterizzano la distribuzione indicata nel caso precedente.

- Distribuzione **a flusso laminare** sia orizzontale che verticale mediante getti d'aria a velocità fra 0,4 e 0,5 m/s (vedi Figura 343) e con ripresa dal lato opposto in modo da creare un percorso obbligato. Lo scopo è quello di creare una zona di elevata purezza dell'aria con flusso non turbolento e modeste differenze di temperatura con l'ambiente.

In tutti i casi i terminali di distribuzione influenzano l'efficienza locale e l'efficienza media di ventilazione, l'efficienza di ricambio d'aria e l'età media e/o locale dell'aria nell'ambiente.

11.2 I GETTI

Lo studio dei getti riveste notevole interesse sia industriale che ambientale. Si tratta di un esempio di convezione termica non confinata, cioè non limitata da superfici solide: una corrente fluida (getti o fumi) induce un moto convettivo della massa esterna.

Con riferimento alla Figura 341, una corrente di fluido immesso attraverso un orifizio, dopo una zona iniziale (circa 6 volte la dimensione del foro nel quale la velocità media coincide con quella a monte dell'orifizio) passa dalla zona laminare a quella turbolenta.

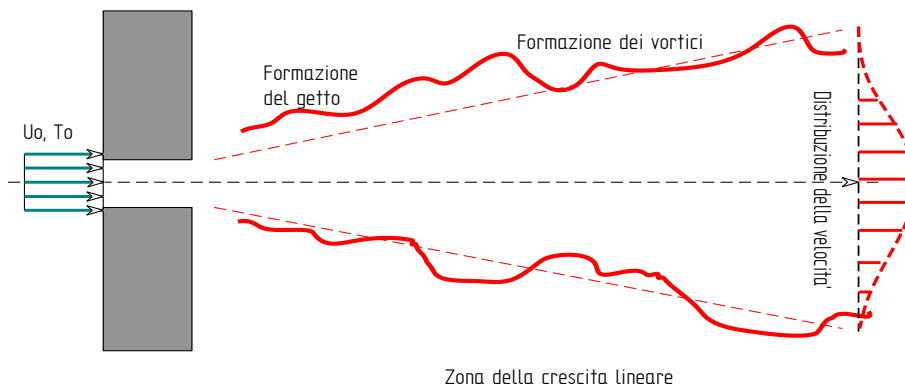


Figura 341: Formazione del getto (zona turbolenta)

Il getto si allarga man mano che si procede in avanti e si parla di una zona di accrescimento lineare dello spessore del getto. La distribuzione della velocità nel getto si dimostra, partendo dalle equazioni allo strato limite turbolento, che è di tipo esponenziale secondo la relazione:

$$\bar{u} = \bar{u}_c e^{-(r/b)^2}$$

ove è $b=0.107 x$ ed u_c è la velocità sull'asse. Analogamente la distribuzione di temperatura è:

$$\bar{T} - \bar{T}_\infty = (\bar{T}_c - \bar{T}_\infty) e^{-(r/b_T)^2}$$

con $b_T= 0.127 x$. Le precedenti equazioni necessitano dei valori della velocità e della temperatura sull'asse del getto. Si dimostra che vale la seguente relazione:

$$2\pi \int_0^\infty \rho \bar{u}^2 r dr = \rho U_0 \frac{\pi}{4} D_0^2$$

Combinando con l'equazione della distribuzione di velocità si ottiene il valore della velocità sull'asse:

$$\bar{u}_c = 6.61 \frac{U_0 D_0}{x}$$

Si osservi come questa velocità decresce al crescere di x e che per $x = 6.61 D_0$ si ha $\bar{u}_c = U_0$.

Si dimostra ancora valida la relazione:

$$2\pi \int_0^\infty \rho c_p \bar{u}^2 (\bar{T} - T_\infty) r dr = \rho c_p U_0 \frac{\pi}{4} (T_0 - T_\infty) D_0^2$$

Combinando con l'equazione della distribuzione della temperatura si ottiene:

$$\bar{T}_c - T_\infty = 5.65 \frac{(T_0 - T_\infty)}{x} D_0$$

Quindi l'eccesso di temperatura decresce ancora con la distanza x dall'orifizio.

Se un getto viene orientato su una parete verticale allora nell'area della sezione del getto si hanno coefficienti di convezione elevati. Pertanto si usano i getti per il raffreddamento rapido ed intensivo di superfici particolarmente calde (ad esempio le palette delle turbine, ...).

In definitiva possiamo individuare tre zone nel getto così distinte:

- per una distanza di circa 6 diametri equivalenti dell'orifizio di mandata la velocità si mantiene costante e pari a quella di uscita;
- nello spazio di ulteriori 4÷6 diametri equivalenti si ha la transizione da flusso laminare a turbolento e la velocità sull'asse del getto è inversamente proporzionale a \sqrt{x} , con x distanza dal foro di uscita;
- a questo punto il moto turbolento è completamente stabilizzato e iniziano a prevalere le forze di inerzia. Fino ad una distanza di 25÷100 diametri equivalenti dell'orifizio di uscita la velocità è inversamente proporzionale alla distanza x , come sopra indicato. E' questa la zona di maggiore interesse. Si è trovato, empiricamente, la seguente relazione:

$$u = K' \frac{Q}{x \sqrt{A_g c_d R_{fa}}}$$

ove K' è una costante di proporzionalità variabile da 4.7 a 7 a seconda del tipo di foro (circolare o rettangolare) e della velocità iniziale, Q è la portata volumetrica dell'aria, A_g è l'area esterna lorda della sezione di uscita, c_d è un coefficiente di taglio che varia da 0.6 a 1.0 per fori mal tagliati e fori con bordi arrotondati e infine R_{fa} è il rapporto fra l'area netta e l'area lorda della sezione di uscita.

- infine, alla fine della zona turbolenta la velocità sull'asse, u_c , diminuisce rapidamente a meno di 0,25 m/s e la distribuzione di velocità risulta di non facile previsione. Le forze viscosse iniziano a prevalere con valori modesti e producono cambiamenti transitori rapidi.

Per un getto isoterma in aria libera si ha una espansione con un angolo di circa 20÷24° a causa dell'*entrainment* dell'aria esterna nel getto. Per un getto isoterma con l'aria ambiente non si hanno effetti di alleggerimento termico. Per un getto non isoterma si hanno effetti di scambio termico fra l'aria del getto e quella esterna e questi producono effetti di alleggerimento termico (aria calda) o piegatura del getto (aria fredda). In genere si opera in modo che la velocità terminale del getto sia 0,2 m/s e la temperatura finale sia di equilibrio termico con l'ambiente.

Lo studio termodinamico dei getti non isotermi non è stato del tutto completato e si ricorre, pertanto, a relazioni empiriche. Ad esempio la caduta (vedi dopo per le definizioni) del getto a distanza x dalla sezione di lancio di diametro equivalente D_0 è data dalla relazione di Koestel:

$$\pm \frac{y}{D_0} = 0.065 \left(\frac{x}{D_0} \right)^3 \left(\frac{t_r - t_0}{t_r + 273} \right) \left(\frac{g D_0}{c_0^2} \right)$$

essendo t_r la temperatura iniziale del getto, t_0 la temperatura ambiente, c_0 la velocità iniziale al centro del getto.

11.3 GRANDEZZE FONDAMENTALI

La progettazione dei terminali viene effettuata ricorrendo ad alcuni parametri caratteristici fra i quali si ricorda:

11.3.1 VELOCITÀ DI USCITA

E' la velocità di uscita dalle bocchette rettangolari valutata sull'area frontale (lorda o netta a seconda dei casi e in ogni caso i Costruttori debbono indicarla con esattezza). Per gli anemostati la velocità di uscita è misurata sul collo del diffusore.

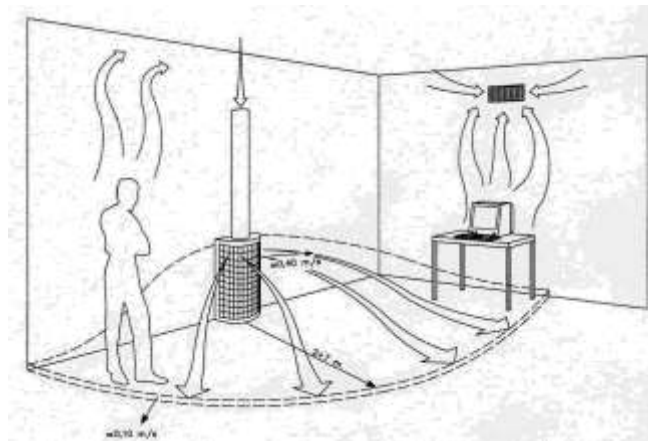


Figura 342: Distribuzione a dislocazione

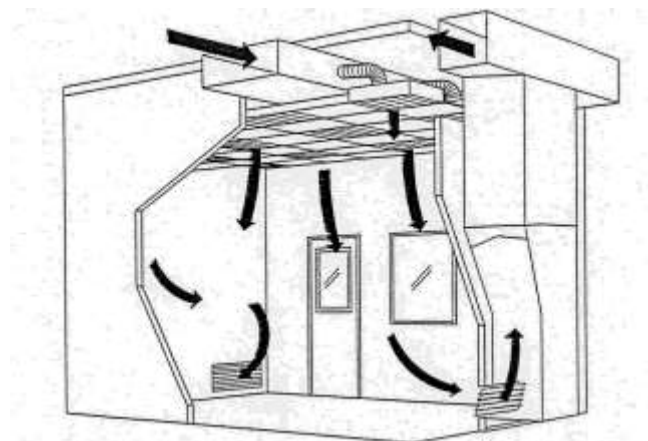


Figura 343: Sistema di distribuzione a flusso laminare

11.3.2 VELOCITÀ IN UN PUNTO DEL GETTO

La velocità al centro del getto può essere determinata con l'equazione che segue, per una superficie definita: $v_x = X \cdot 0.2 \frac{1}{x}$ dove x è distanza in metri dal diffusore al punto nel centro del

getto in cui la velocità è $v_x (m/s)$. Esempio: un diffusore ha una gittata $X=3,0$ m; la distanza del punto dove la velocità del getto è di $0,3$ m/s sarà: $x = 3 \cdot 0,2/0,3 = 2$ m.

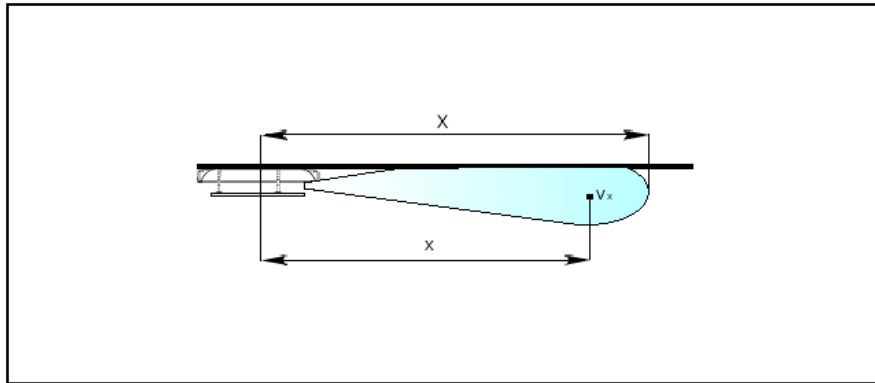


Figura 344: Velocità dell'aria a distanza x dal getto

11.3.3 LANCIO

E' la distanza che percorre l'aria immessa nell'ambiente fino a quando si pone in equilibrio termico con esso, vedi ancora la Figura 340 e la velocità residua diviene $0,15$ m/s. Si desidera in genere che il lancio sia tale da far raggiungere le posizioni più distanti dell'ambiente.

A causa dell'effetto di mescolamento (induzione) con l'aria ambiente si ha quasi sempre un effetto di curvatura dell'asse per cui il lancio reale è solitamente maggiore di quello teorico.

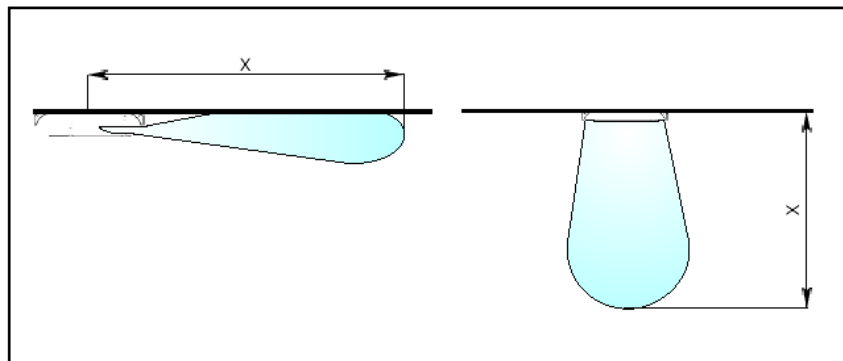


Figura 345: Illustrazione del lancio

11.3.4 RAPPORTO DI INDUZIONE

L'aria immessa per effetto dell'elevata velocità (rispetto a quella dell'ambiente) induce un effetto di richiamo dell'aria esterna che di fatto accresce la portata di aria trasportata rispetto a quella inizialmente immessa. Detta Q_i la portata volumetrica immessa e Q_t quella totale (valutata ad ogni ascissa lungo il lancio) il rapporto di induzione è dato dalla relazione $r_i = Q_t / Q_i$. Un rapporto di induzione elevato provoca una miscelazione dell'aria ambiente più rapida e quindi evita una rapida caduta dell'aria fredda o una ristagnazione dell'aria calda. Il rapporto di induzione può essere scritto nella forma $r_i = \frac{t_m - t_i}{t_a - t_m}$ ove t_a è la temperatura dell'aria dell'ambiente nella zona occupata, t_i la temperatura dell'aria di immissione e t_m la temperatura dell'aria miscelata.

11.3.5 CADUTA

E' la distanza fra la quota del getto dell'aria, valutata a data ascissa dalla bocchetta di immissione, e la linea teorica orizzontale del lancio iniziale. L'aria fredda tende ad abbassarsi per effetto degli scambi con l'aria ambiente e l'aria calda tende ad innalzarsi. Nelle elaborazioni si utilizza quasi sempre la caduta in corrispondenza del *lancio*.

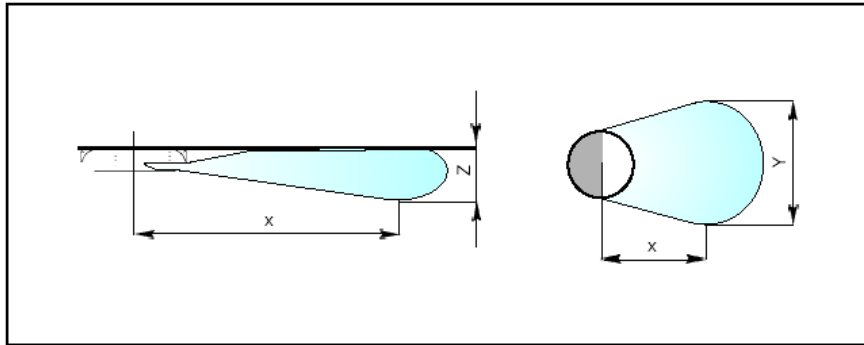


Figura 346: Illustrazione della caduta

11.3.6 ZONA OCCUPATA

Parte dell'ambiente delimitata geometricamente da una distanza di 0,15 metri da tutte le pareti, con una altezza di 1,8 metri dal suolo, nella quale si svolgono le normali attività delle persone.

Per evitare entro la zona occupata velocità dell'aria maggiori di 0,2 m/s, i diffusori devono essere dimensionati in modo che la gittata X abbia la giusta proporzione rispetto alle distanze A , B , C . Quando due diffusori *soffiano* l'uno contro l'altro deve essere applicata la formula:

$$X(1) + X(2) \leq A + C$$

Quando un diffusore *soffia* contro una parete deve essere applicata la formula:

$$X \leq B + C$$

Queste regole definiscono la massima gittata dei diffusori. Per ottenere una ragionevole diffusione dell'aria le gittate non devono essere inferiori al 75% dei massimi valori di cui sopra.

11.3.7 TEMPERATURA FINALE DEL LANCIO

E' la temperatura dell'aria del getto alla fine del lancio. Questa dipende dall'induzione e dalle caratteristiche del lancio. Si ricordi che la differenza di temperatura fra l'aria del getto e quella dell'aria dell'ambiente favorisce la caduta del getto, nel caso di aria fredda immessa.

11.3.8 EFFETTO COANDA

Quando l'aria viene diffusa a contatto di una superficie piana, ad esempio un controsoffitto, si determina una depressione tra il getto e il piano del controsoffitto che provoca l'aderenza del getto, il cosiddetto *effetto Coanda*. Questo fenomeno ha grande importanza soprattutto nella diffusione di aria fredda.

Per ottenere l'effetto Coanda più efficace possibile, l'aria deve essere immessa in piccole quantità per diffusore con la maggiore ampiezza e con la massima velocità possibile. L'effetto scompare totalmente per velocità inferiori a 0,35 m/s. Il massimo effetto Coanda si ottiene sempre quando l'aria è diffusa su un fronte di 360° senza alcuna ostruzione.

Per non avere l'effetto Coanda occorre avere le situazioni riportate in figura seguente per diffusori a soffitto. Per installazioni su canali a vista la gittata si riduce del 20%.

Per le bocchette a parete le installazioni debbono avere distanza dal soffitto superiore a 300 mm e la gittata si riduce del 40%.

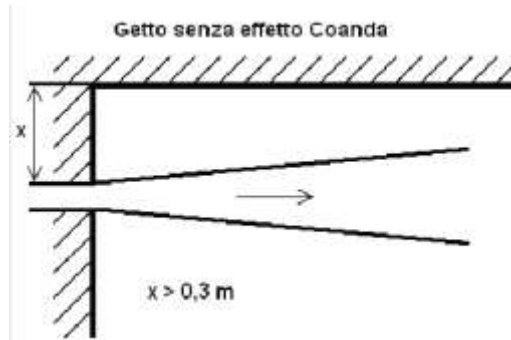


Figura 347: Getto senza effetto Coanda

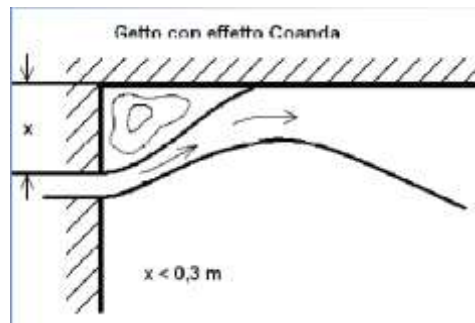


Figura 348: Getto con effetto Coanda

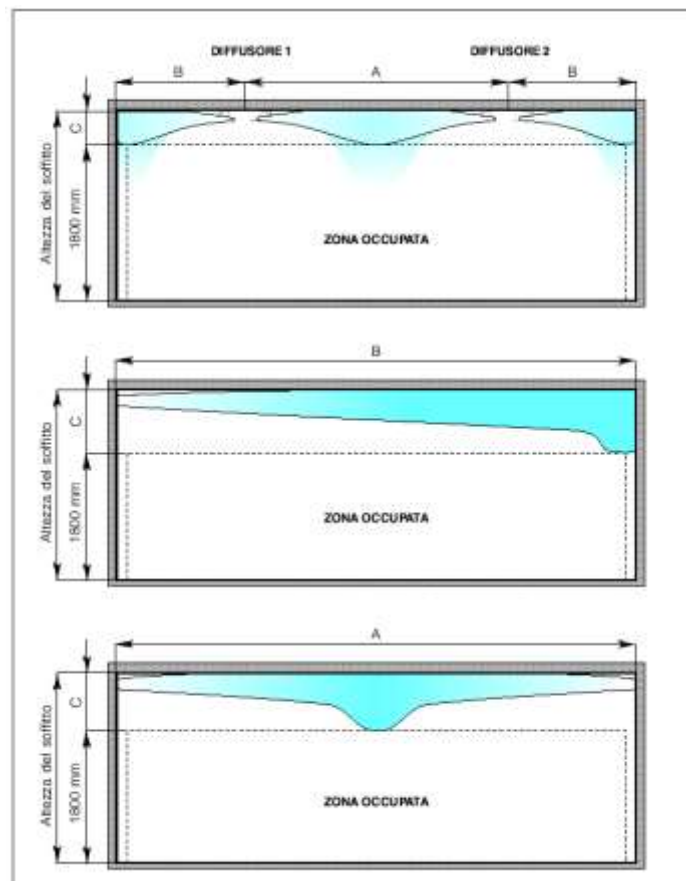


Figura 349: definizione della zona occupata

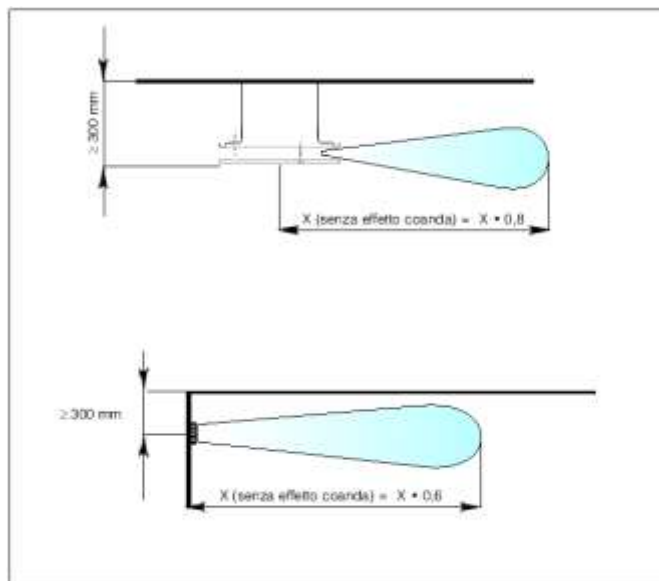


Figura 350: Modalità di installazione senza effetto Coanda

11.3.9 DISTANZA MINIMA DA UN OSTACOLO

Nel caso di ostacoli sul soffitto (esempio plafoniere luminose) le distanze minime ammesse sono in funzione della sporgenza dell’ostacolo verso il basso e della differenza di temperatura dell’aria. Se per esempio abbiamo una sporgenza di 80 mm con aria immessa a -8°C la minima distanza da tenere sarà $A = 0,4 X$.

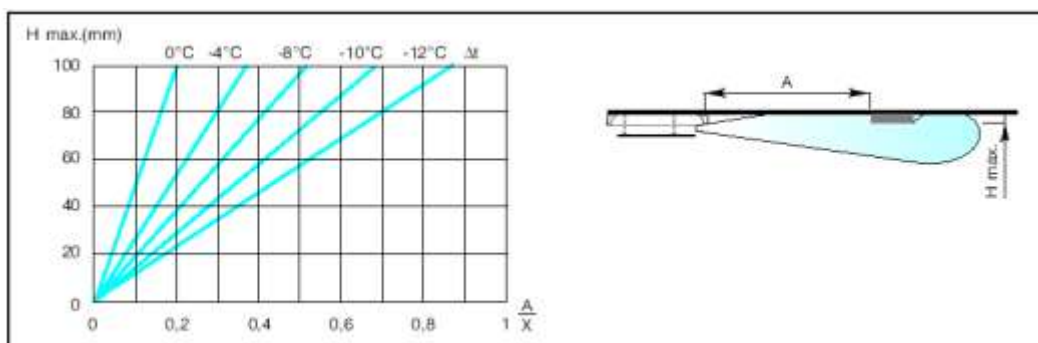


Figura 351: Distanza minima da un ostacolo

11.3.10 GUIDA ALLA SELEZIONE DEI TERMINALI PER L’ARIA

Nella Tabella 92 è riportata una semplice guida per la selezione dei terminali di distribuzione dell’aria a seconda della tipologia di ambienti e della loro destinazione d’uso.

11.4 TERMINALI A FLUSSO TURBOLENTO

Fanno parte di questa categoria le bocchette ad alette (vedi Figura 352) i diffusori a coni (vedi Figura 353 e Figura 354) i diffusori spiroidali (vedi Figura 355) i diffusori lineari (vedi Figura 357) e gli ugelli (vedi Figura 356)

Le caratteristiche di questi tipi di terminali sono riepilogate nella seguente Tabella 93.

AMBIENTI DI ALTEZZA FINO A 3.5 m	Applicazioni normali	bocchette a parete
		diffusori a soffitto a coni concentrici o a effetto spiroidale
		diffusori lineari
		ugelli a lancio profondo
		travi fredde
	Applicazioni con elevati carichi termici	diffusori ad effetto spiroidale
		a pavimento
	Sale operatorie	diffusori a soffitto (spiroidale o a pannello forato)
terminali a flusso laminare o misto		
Camere sterili (bianche)	flusso laminare da parete o da soffitto	
AMBIENTI DI MEDIA O GRANDE ALTEZZA	Applicazioni industriali	diffusori a soffitto a effetto spiroidale
		ugelli a lancio profondo
		canali forellati
	Teatri e auditorium	diffusori ad effetto spiroidale a pavimento e sottopoltrona
		diffusori a soffitto a effetto spiroidale
		ugelli a lunga gittata
	Impianti sportivi	diffusori a soffitto a effetto spiroidale
		ugelli a lunga gittata
		canali forellati

Tabella 92: Selezioni dei terminali di distribuzione dell'aria

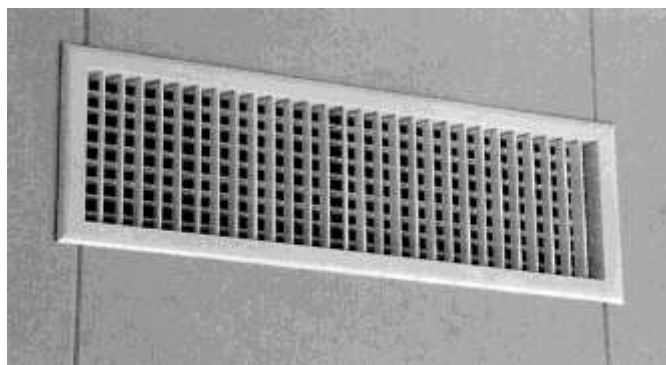


Figura 352: Bocchetta ad alette



Figura 353: Diffusori a coni

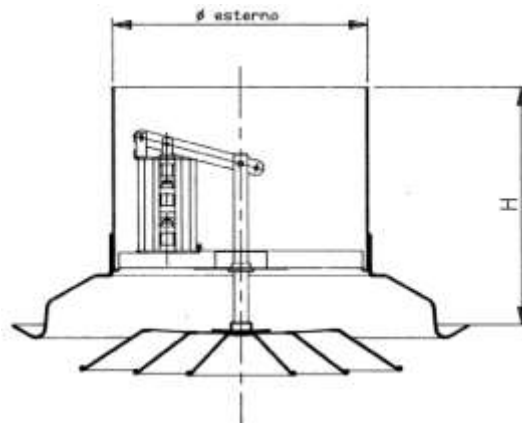


Figura 354: Diffusori a cono a geometria variabile

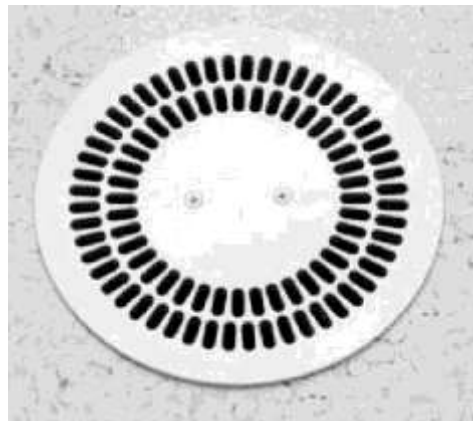


Figura 355: Diffusore spiroidale

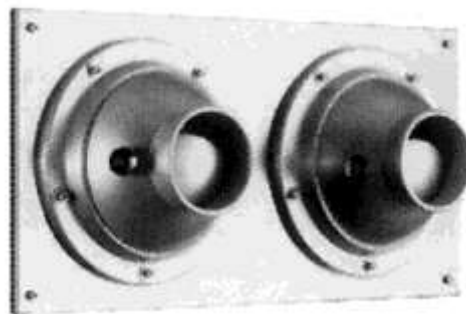


Figura 356: Diffusori ad ugelli

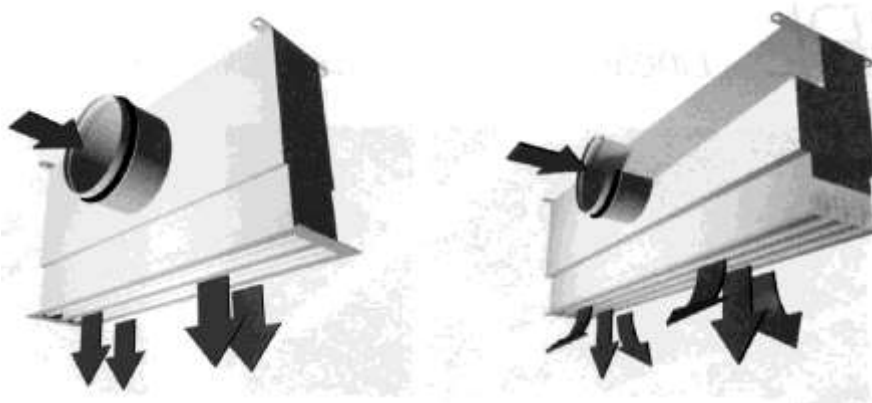


Figura 357: Diffusori lineari

Tipologia di terminale	Velocità di uscita (m/s) da-a	Rapporto induzione da-a	Lancio			Posizionamento		
			L	M	B	Parete	Soff.	Pav.
Bocchette ad alette	2 + 8	2 + 4		■	■	■		■
Diffusori a cono	1,2 + 4	3 + 8		■	■		■	
Diffusori spirroidali	2 + 6	4 + 12		■	■		■	■
Diffusori lineari	2 + 6	4 + 12			■		■	
Ugelli	4 + 20	5 + 50	■	■		■	■	■

L=lungo – M=medio – B=breve

Tabella 93: Confronto delle caratteristiche dei terminali a turbolenza

11.5 DIFFUSORI

11.5.1 CARATTERISTICHE GENERALI

I diffusori circolari a cono fissi sono la soluzione per diffondere uniformemente l'aria dal soffitto in ambienti di altezza non superiore ad una certa altezza funzione del modello. L'estrema leggerezza e le dimensioni esterne contenute li rendono facilmente installabili anche in situazioni rese critiche dagli eventuali spazi ristretti e da controsoffitti leggeri e non autoportanti. Essi costituiscono un'ottima soluzione per l'aspirazione d'aria viziata nei locali pubblici.

11.5.2 CARATTERISTICHE COSTRUTTIVE

La costruzione è di solito in acciaio con verniciatura a polvere elettrostatica ed essiccazione a forno in colore bianco.

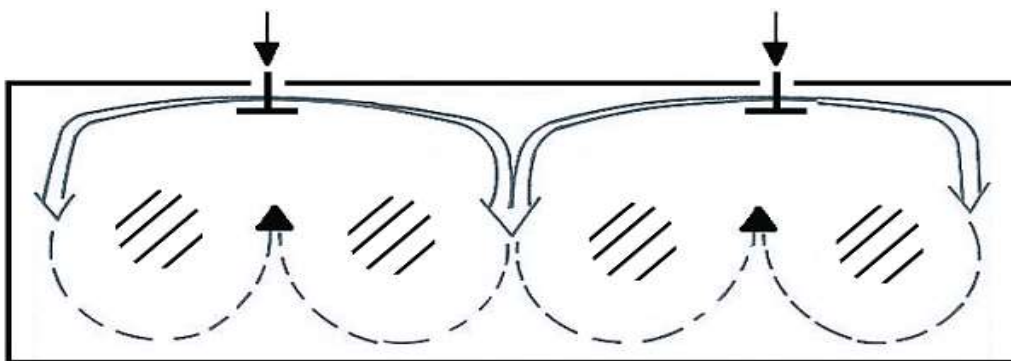
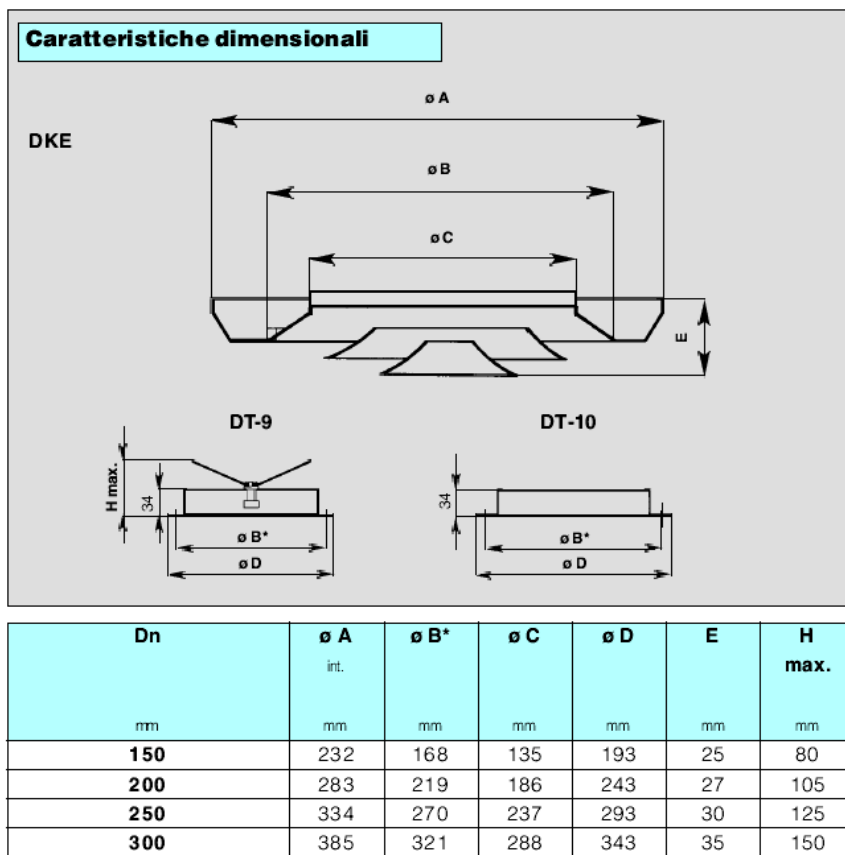


Figura 358: Distribuzione del flusso d'aria generato da un diffusore

Tipologia di terminale	Velocità di uscita (m/s)	Rapporto di induzione	Lancio (m)	Posizionamento		
				Parete	Soffitto	Pavimento
Bocchette ad alette	2 – 8	2 – 4	< 6	SI	SI	SI
Diffusori a cono	1,2 – 4	3 – 8	< 6	SI	SI	NO
Diffusori spirroidali	2 – 6	4 – 12	< 6	SI	SI	SI
Diffusori lineari	2 – 6	4 – 12	< 2	NO	SI	NO
Ugelli	4 - 20	5 – 50	fino a 12	SI	NO	SI

Tabella 94: Caratteristiche tipiche dei diffusori



* Asse circolare di 3 fori di fissaggio disposti tra loro a 120°.

Figura 359: Diffusori e loro dati caratteristici

Questo tipo di verniciatura con polveri a base di resine epossipoliestere mantiene nel tempo la pregevolezza estetica del diffusore senza alterazioni. L'esecuzione può essere anche in alluminio anodizzato naturale. Il fissaggio è effettuato mediante viti utilizzando i tre fori predisposti sul bordo esterno del diffusore. La serranda di regolazione, solitamente presente, è provvista di una flangia preforata che sostituisce il collare di montaggio rendendo possibile l'accoppiamento diretto tra condotto - serranda - diffusore. I dati caratteristici dei diffusori dipendono dal modello e dal Costruttore. In Tabella 95 si hanno i dati caratteristici di un modello commerciale: per date dimensioni (diametro nominale D_n) si hanno le portate, il lancio, la caduta di pressione e la rumorosità espressa con l'indice NR.

Caratteristiche aeruliche

Diffusione orizzontale isoteramica

q _v	Dn	X		Δp	NR	
		v=0,4 m/s	v _i =0,2 m/s			
m³/h	m³/s	mm	m	Pa	dB	
150	0,041	150	0,6	1,2	27	20
200	0,055	150	0,8	1,6	46	30
		200	0,6	1,2	14	20
250	0,069	150	1,0	2,0	70	35
		200	0,7	1,5	21	20
		250	0,5	1,1	8	20
300	0,083	150	1,2	2,4	100	40
		200	0,9	1,8	30	30
		250	0,7	1,4	12	20
		300	0,5	1,0	6	20

q _v	Dn	X		Δp	NR	
		v=0,4 m/s	v _i =0,2 m/s			
m³/h	m³/s	mm	m	Pa	dB	
400	0,111	200	1,2	2,4	52	40
		250	0,9	1,8	20	25
		300	0,7	1,4	10	20
500	0,138	250	1,1	2,3	31	30
		300	0,9	1,8	15	20
600	0,166	250	2,8	1,4	44	35
		300	1,0	2,1	20	25
800	0,222	300	1,4	2,9	35	35
1000	0,277	300	1,8	3,6	54	40

Tabella 95: Caratteristiche aeruliche dei diffusori

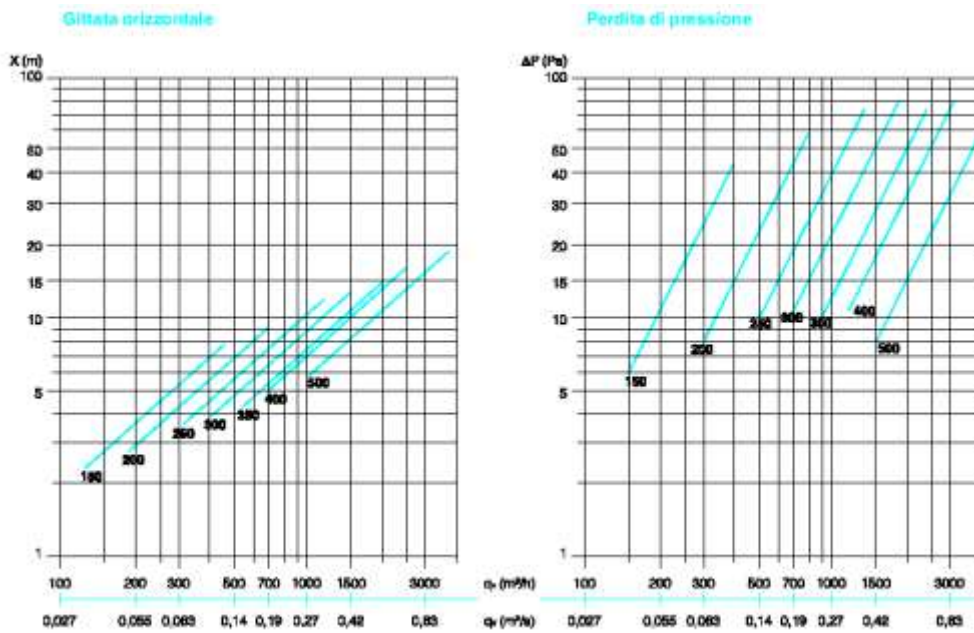
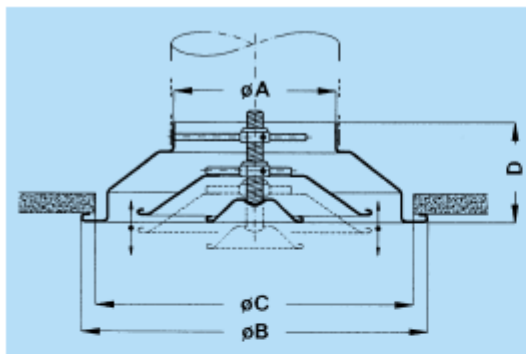


Figura 360: Abachi per la gittata e la perdita di pressione

Spesso i dati dimensionali e le caratteristiche dei diffusori sono raggruppati in modo tale da avere sott’occhio sia i dati fluidodinamici che quelli di rumorosità. Ad esempio alcuni Costruttori forniscono i loro cataloghi come indicato nella Figura 361 e nella Figura 362 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 taratura 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 361: Dati dimensionali di un diffusore a conici variabili

Come si può osservare in Figura 362 (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.

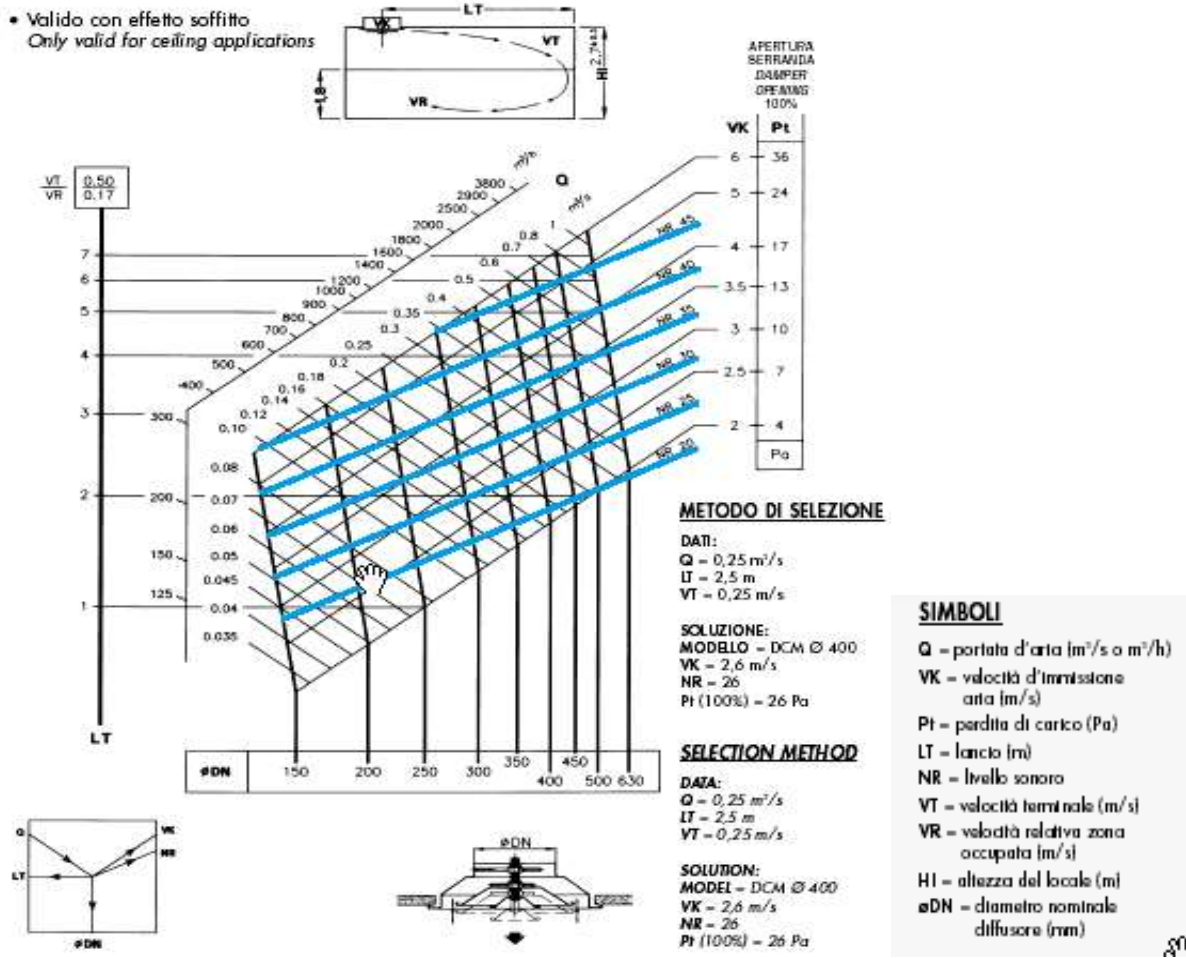


Figura 362: Selezione del diffusore con abaco integrato (caratteristiche rumorosità)

Per diffusori quadrati si hanno i dati dimensionali seguenti e le curve di selezione di Figura 364, di Figura 365, di Figura 366 e di Figura 367.

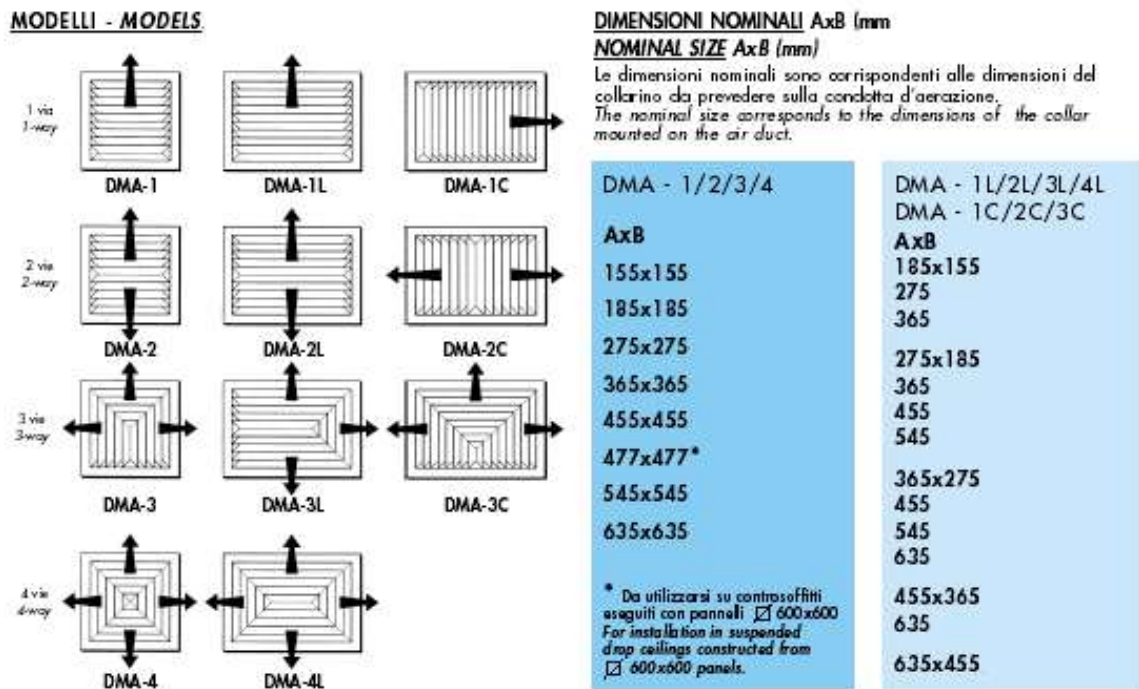


Figura 363: Dati dimensionali per diffusori quadrati

• Valido con effetto soffitto
Only valid for ceiling applications

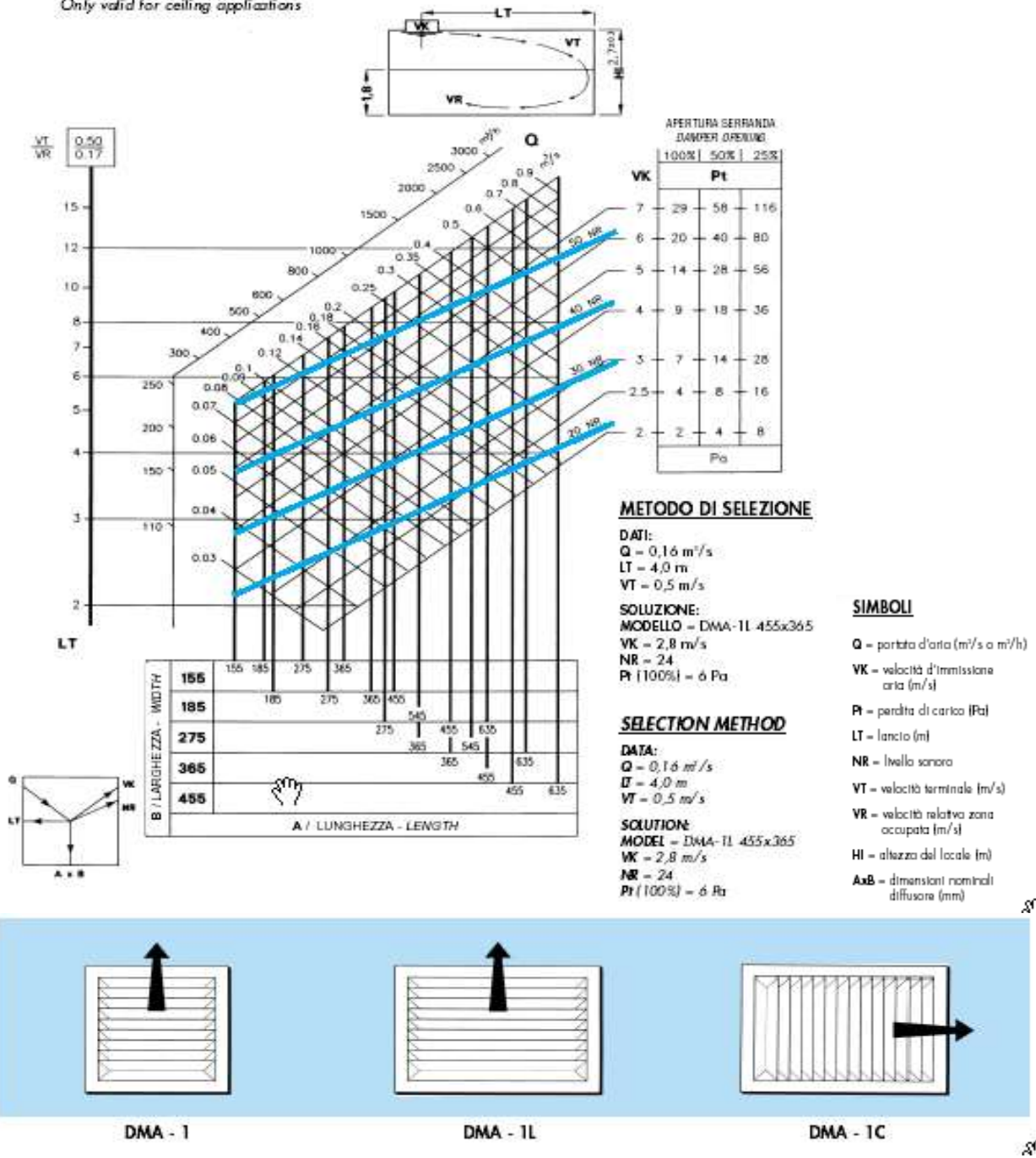


Figura 364: Curve caratteristiche per diffusore quadrato per date direzioni di mandata

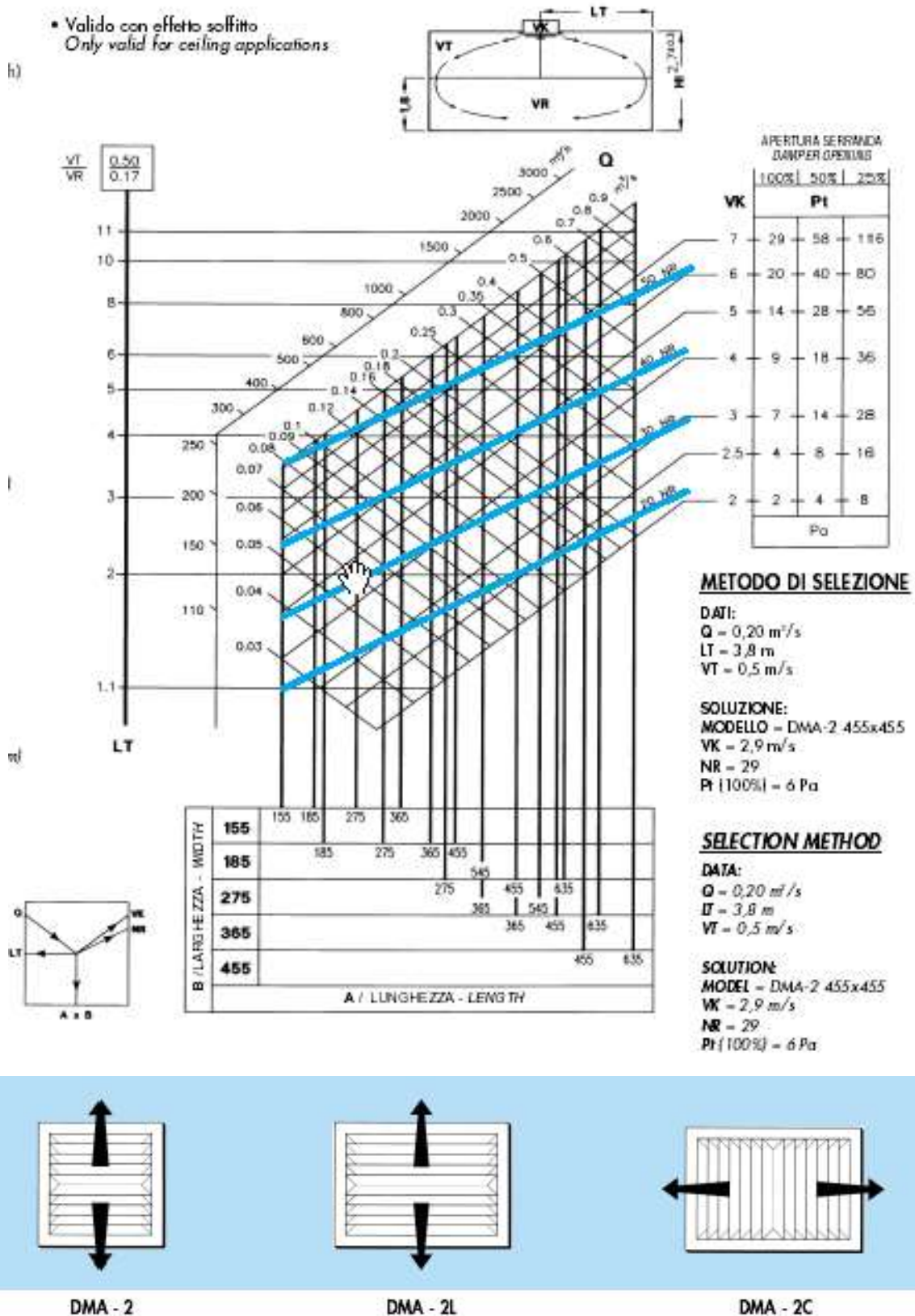
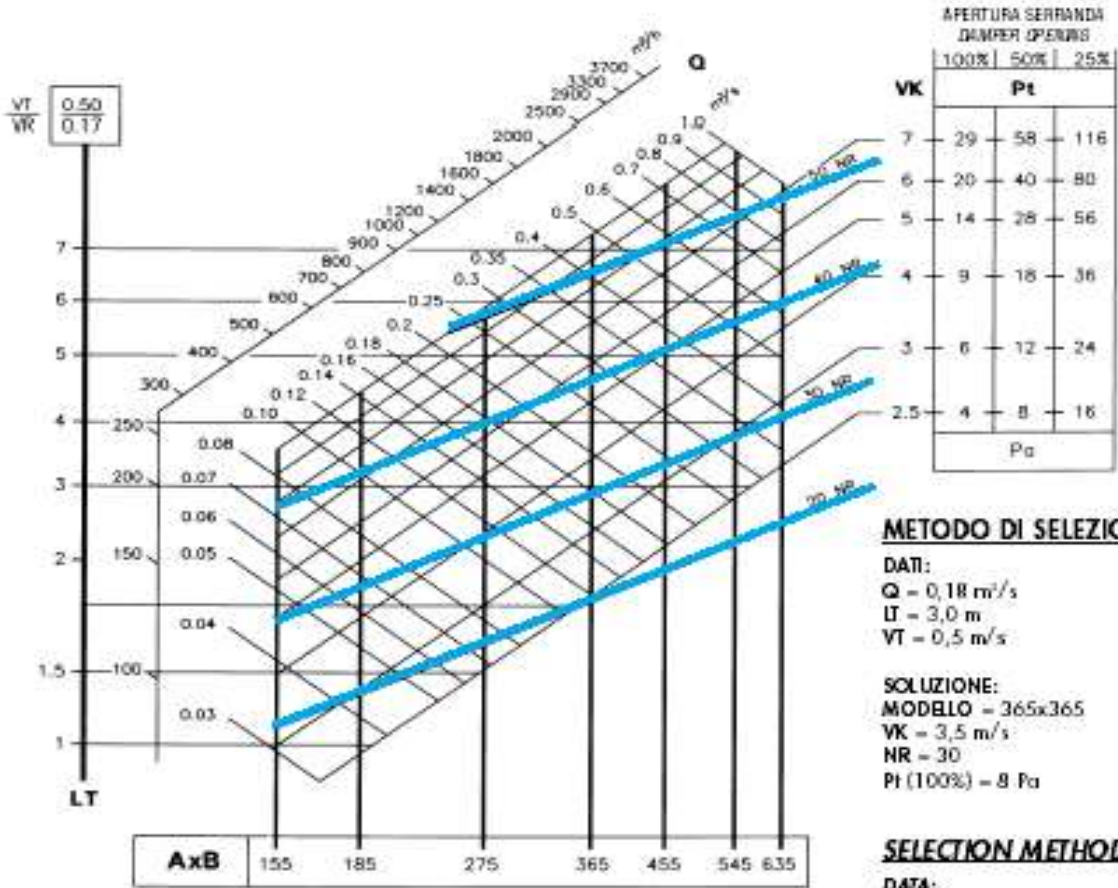
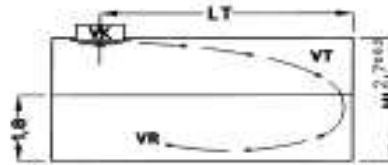


Figura 365: Caratteristiche di un diffusore quadrato per date direzioni di mandata

- Valido con effetto soffitto
Only valid for ceiling applications



METODO DI SELEZIONE

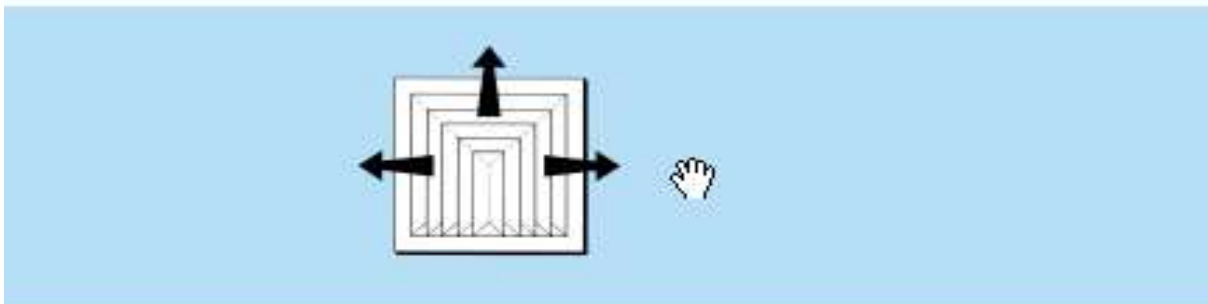
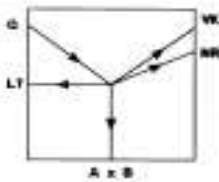
DATI:
 $Q = 0,18 \text{ m}^3/\text{s}$
 $LT = 3,0 \text{ m}$
 $VT = 0,5 \text{ m/s}$

SOLUZIONE:
MODELLO = 365x365
VK = 3,5 m/s
NR = 30
Pt (100%) = 8 Pa

SELECTION METHOD

DATA:
 $Q = 0,18 \text{ m}^3/\text{s}$
 $LT = 3,0 \text{ m}$
 $VT = 0,5 \text{ m/s}$

SOLUTION:
MODEL = 365x365
VK = 3,5 m/s
NR = 30
Pt (100%) = 8 Pa



DMA - 3

Figura 366: Caratteristiche di un diffusore quadrato per date direzioni di mandata

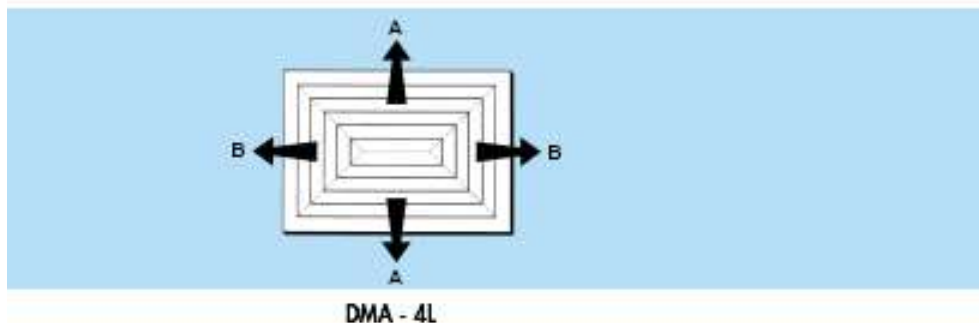
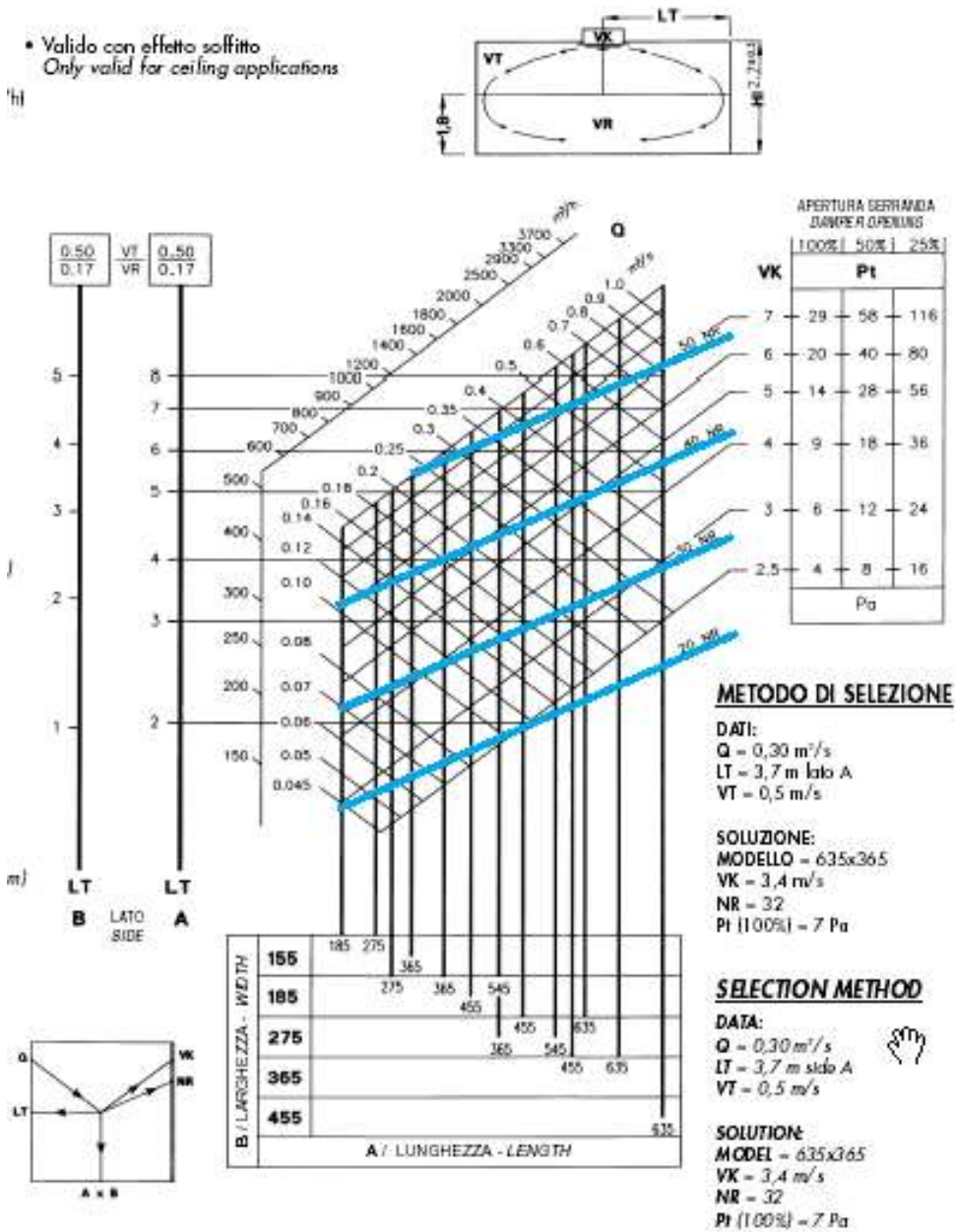


Figura 367: Caratteristiche di un diffusore quadrato per date direzioni di mandata

11.5.3 DIFFUSORI ELICOIDALI

I diffusori regolabili ad effetto elicoidale consentono una rapida miscela fra l'aria immessa e quella indotta permettendo di raggiungere un elevato numero di ricambi d'aria (fino a 30 ricambi ora) con differenziali di temperatura compresi tra +10°C e -10°C in locali alti fino a 4 metri.

Il flusso elicoidale può essere variato mediante l'orientamento dei deflettori ottenendo i seguenti risultati (vedi Figura 368):

- - Flusso in senso orario = gittata maggiore
- - Flusso in senso antiorario = gittata ridotta
- - Metà deflettori con flusso orario e metà con flusso antiorario = gittata in una sola direzione.
- - Un quarto di deflettori a flussi alternati = gittata in due direzioni opposte.

La posizione dei deflettori può essere modificata anche ad installazione avvenuta, sia per ottimizzare la diffusione dell'aria nel locale sia per supplire ad inconvenienti provocati da modifiche strutturali (colonne, pareti mobili, lampade sporgenti, ecc.).

Le perdite di pressione non cambiano al variare della posizione dei deflettori rendendo inutile una successiva taratura dei circuiti. In Tabella 96 si hanno i dati dimensionali per una serie commerciale.

UFO-E, UFO-EL Dimensioni (mm)			Portata (m ³ /h)	
Grandezza	D. nom.	Dim. est.	Minima	Massima
1	200	450x450	150	400
2	250	550x550	200	600
3	250	595x595	200	600
4	315	595x595	300	800
5	250	650x650	200	600
6	315	650x650	300	800

Tabella 96: Dati dimensionali per diffusori elicoidali

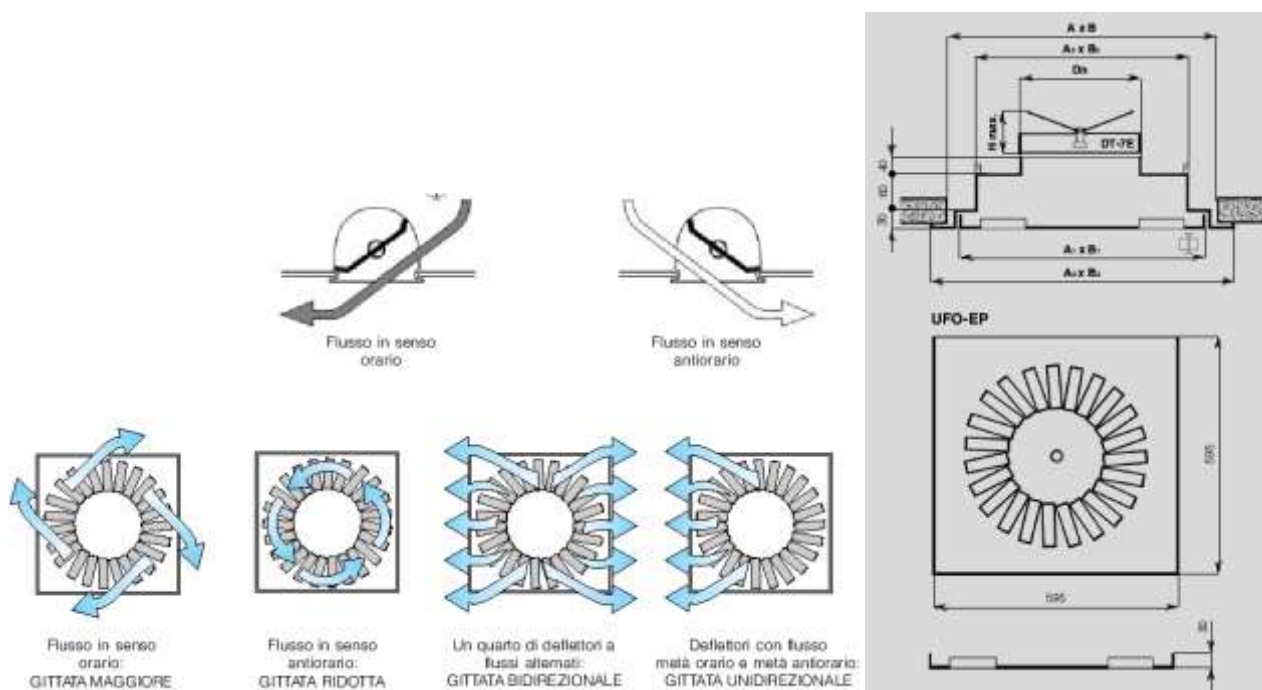


Figura 368: Funzionamento dei diffusori elicoidali

In Tabella 97 si hanno i dati caratteristici di una serie commerciale di diffusori elicoidali con l'indicazione del lancio X, della caduta di pressione Δp e il livello di rumorosità NR.

SERIE - SERIES

DEV

DIFFUSORI AD EFFETTO ELICOIDALE

I diffusori serie DEV ad effetto elicoidale, trovano applicazione a soffitto per la mandata o la ripresa dell'aria, con utilizzo anche negli impianti a portata variabile. Normalmente installati in locali con grandi ricambi d'aria provvedono a diffusioni specifiche su cucine, laboratori o locali ad elevato comfort come uffici con soffitto ribassato ecc.

PREROGATIVE PRINCIPALI

- Elevata iniezione ad altissime prestazioni.
- Rapido adeguamento delle temperature, anche per elevati sbalzi termici.
- Portata d'aria variabile dal 100% al 20% con contenute variazioni di diffusione.
- Direzione del lancio variabile anche dopo l'installazione.

CARATTERISTICHE

Materiale: lamiera d'acciaio zincata.
Finitura: verniciato colore bianco RAL 9010.

MANDATA

- DEV-**M** - Diffusore con deflettori regolabili a gatto elicoidale.

ACCESSORI

- PLM 1 - Plenum di alimentazione con raccordo laterale, completo di rete equalizzatrice interna.
- PLM 2 - come PLM 1 ma con serranda.
- PLM 3 - come PLM 1 ma con isolamento interno.
- PLM 4 - come PLM 2 ma con isolamento interno.
- PSM 1 - Plenum di alimentazione con raccordo dall'alto, completo di rete equalizzatrice interna.
- PSM 2 - come PSM 1 ma con serranda.
- PSM 3 - come PSM 1 ma con isolamento interno.
- PSM 4 - come PSM 2 ma con isolamento interno.

RPRESA

- DEV-**R** - Diffusore con deflettori fissi.

ACCESSORI

- PLR 1 - Plenum di alimentazione con raccordo laterale.
- PLR 2 - come PLR 1 ma con serranda.
- PLR 3 - come PLR 1 ma con isolamento interno.
- PLR 4 - come PLR 2 ma con isolamento interno.
- PSR 1 - Plenum di alimentazione con raccordo dall'alto.
- PSR 2 - come PSR 1 ma con serranda.
- PSR 3 - come PSR 1 ma con isolamento interno.
- PSR 4 - come PSR 2 ma con isolamento interno.



METODI DI FISSAGGIO

Fissaggio a viti nascoste posizionabili sui bordi laterali del diffusore. Installazione a filo soffitto.

DIMENSIONI DISPONIBILI

Realizzati in 4 diverse grandezze 400, 500, 600, 625, facilitano l'installazione in quanto posizionabili al posto dei moduli del controsoffitto, sospesi alla struttura metallica.

INSTALLATION

Installation with concealed screws along the sides of the diffuser. Flush-mounted ceiling installation.

AVAILABLE SIZES

Available in 4 sizes: 400, 500, 600 and 625 to fit in place of drop ceiling modules suspended from the metal ceiling structure.

SPIRAL JET DIFFUSERS

The DEV series of ceiling-mounted spiral jet diffusers are intended for air delivery or return, and can also be used in variable air flow systems. They are normally installed in environments with high air exchange, and can be used in kitchens, laboratories or where comfort is essential, such as low-ceiling offices.

FEATURES

- High-performance air flow.
- Rapid temperature equalising, even in the case of for extreme temperature fluctuations.
- Air flow variable from 100% to 20% with limited diffusion variation.
- Air stream direction also adjustable after installation.

CHARACTERISTICS

Material: galvanised steel sheet.
Finish: painted white RAL 9010.

DELIVERY

- DEV-**M** - Diffuser with adjustable spiral jet deflections.

RETURN

- DEV-**R** - Diffuser with fixed defectors.

ACCESSORIES

- PLM 1 - Plenum chamber with lateral intake and internal equaliser mesh.
- PLM 2 - Like PLM1 but with damper.
- PLM 3 - Like PLM1 but with internal insulation.
- PLM 4 - Like PLM2 but with internal insulation.
- PSM 1 - Plenum chamber with upper intake and internal equaliser mesh.
- PSM 2 - Like PSM1 but with damper.
- PSM 3 - Like PSM1 but with internal insulation.
- PSM 4 - Like PSM2 but with internal insulation.

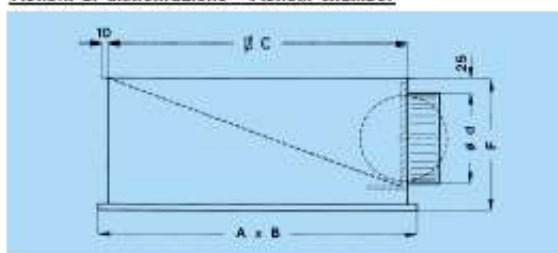
ACCESSORIES

- PLR 1 - Plenum chamber with lateral intake.
- PLR 2 - Like PLR1 but with damper.
- PLR 3 - Like PLR1 but with internal insulation.
- PLR 4 - Like PLR2 but with internal insulation.
- PSR 1 - Plenum chamber with upper intake.
- PSR 2 - Like PSR1 but with damper.
- PSR 3 - Like PSR1 but with internal insulation.
- PSR 4 - Like PSR2 but with internal insulation.

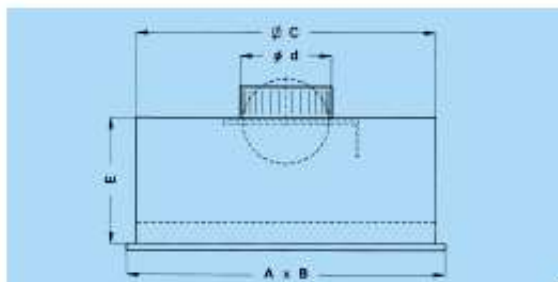
DIMENSIONI STANDARD - STANDARD DIMENSIONS

Modello Modell	Grandezza Size	A x B	∑C	∅ d	E	F
DEV-□-400	400 x 400	396 x 396	370	198	200	350
DEV-□-500	500 x 500	496 x 496	470	198	200	350
DEV-□-600	600 x 600	596 x 596	570	248	200	350
DEV-□-625	625 x 625	621 x 621	570	248	200	350

Plenum di alimentazione - Plenum chamber



PLM e PLR



PSM e PSR

Figura 369: Dati geometrici di diffusori elicoidali

TABELLE DI SCELTA - TABLE OF OPTIONS

**DIFFUSORI AD EFFETTO ELICOIDALE MODELLO DEV-M
DEV-M SPIRAL JET DIFFUSERS**

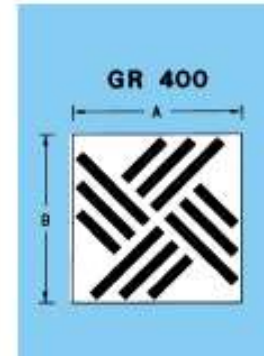
altezza d'installazione
2.7 - 3 m

interasse diffusori
2 - 2.5 m

installation height
2.7 - 3 m

distance between units
2 - 2.5 m

m^3/s	Q	m^3/h	Pt	NR	VT
0.028	100	-	-	-	-
0.035	125	-	-	-	-
0.042	150	6	17	0.04	
0.056	200	11	20	0.06	
0.083	300	19	28	0.08	
0.111	400	31	37	0.12	
0.139	500	56	48	0.15	



SIMBOLI

Q = portata d'aria (m^3/s o m^3/h)

Pt = perdita di carico (Pa)

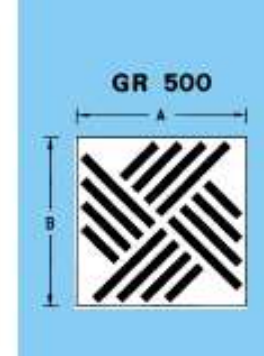
NR = livello sonoro

VT = velocità terminale (m/s)

GR = grandezza (mm)

AxB = dimensioni
diffusore (mm)

m^3/s	Q	m^3/h	Pt	NR	VT
0.042	150	-	-	-	-
0.056	200	-	-	-	-
0.083	300	10	19	0.09	
0.111	400	15	24	0.12	
0.139	500	24	32	0.16	
0.167	600	35	41	0.19	
0.222	800	61	52	0.25	



SYMBOLS

Q = air flow (m^3/s or m^3/h)

Pt = pressure drop (Pa)

NR = noise level

VT = terminal velocity (m/s)

GR = size (mm)

AxB = diffuser
dimensions (mm)

m^3/s	Q	m^3/h	Pt	NR	VT
0.083	300	-	-	-	-
0.111	400	-	-	-	-
0.139	500	16	25	0.13	
0.167	600	20	30	0.16	
0.222	800	32	39	0.21	
0.278	1000	54	47	0.25	
0.333	1200	74	59	0.33	



Vista frontale e disposizione delle feritoie di diffusione

Front view and layout of diffuser openings



DEV-□-400

DEV-□-500

DEV-□-600 e 625

Figura 370: Dati caratteristici dei diffusori elicoidali

q _v		UFO-E	UFO-EL	UFO-EP	X		Δp	NR
					w=0,4m/s	w=0,2m/s		
m ³ /h	m ³ /s	Grandezza	n° deflettori		m	m	Pa	dB
150	0,041	1	20	595-20	0,9	1,8	5	20
		1	20	595-20	1,2	2,4	8	20
200	0,055	2	24	595-24	0,9	1,9	5	20
		3	24	595-24	0,9	1,9	5	20
		5	24	595-24	0,9	1,9	5	20
		1	20	595-20	1,5	3,0	13	25
250	0,069	2	24	595-24	1,2	2,4	7	20
		3	24	595-24	1,2	2,4	7	20
		5	24	595-24	1,2	2,4	7	20
		1	20	595-20	1,8	3,6	18	30
300	0,083	2	24	595-24	1,4	2,9	10	20
		3	24	595-24	1,4	2,9	10	20
		4	36	595-36	1,0	2,0	6	20
		5	24	595-24	1,4	2,9	10	20
		6	36	595-36	1,0	2,0	6	20
		1	20	595-20	2,0	4,1	24	35
350	0,097	2	24	595-24	1,7	3,4	14	25
		3	24	595-24	1,7	3,4	14	25
		4	36	595-36	1,2	2,4	8	20
		5	24	595-24	1,7	3,4	14	25
		6	36	595-36	1,2	2,4	8	20
		1	20	595-20	2,3	4,7	32	40
400	0,111	2	24	595-24	1,9	3,9	18	30
		3	24	595-24	1,9	3,9	18	30
		4	36	595-36	1,3	2,7	10	20
		5	24	595-24	1,9	3,9	18	30
		6	36	595-36	1,3	2,7	10	20
		2	24	595-24	2,4	4,9	28	35
500	0,138	3	24	595-24	2,4	4,9	28	35
		4	36	595-36	1,7	3,4	15	25
		5	24	595-24	2,4	4,9	28	35
		6	36	595-36	1,7	3,4	15	25
600	0,166	2	24	595-24	2,9	5,8	41	40
		3	24	595-24	2,9	5,8	41	40
		4	36	595-36	2,0	4,1	22	35
		5	24	595-24	2,9	5,8	41	40
		6	36	595-36	2,0	4,1	22	35
		4	36	595-36	2,4	4,8	30	40
700	0,194	6	36	595-36	2,4	4,8	30	40
		4	36	595-36	2,7	5,4	39	45
800	0,222	6	36	595-36	2,7	5,4	39	45

Tabella 97: Dati caratteristici di diffusori elicoidali

11.5.4 DIFFUSORI A PORTATA VARIABILE

I diffusori a portata variabile autoregolanti consentono di realizzare impianti a portata d’aria variabile (VAV) senza l’utilizzo di cassette terminali di regolazione. I principali componenti sono:

- Dispositivo termico auto azionato: non richiede alimentazione e collegamenti ad una rete elettrica o pneumatica.
- Funziona a bassa pressione (25 ÷ 60 Pa) con conseguente riduzione dei costi per i ventilatori e per le canalizzazioni.
- Commutatore aria calda-aria fredda. Cambia automaticamente funzionamento da riscaldamento a raffreddamento.
- Elemento termosensibile regolabile: permette di regolare con una precisione di ± 0,75 °C la temperatura di ogni singolo locale in un campo di temperature da 21 a 25 °C incassato nel diffusore, facilmente raggiungibile per la regolazione, fuori dalla portata dei non addetti. Evita i costi d’installazione di sonde in ogni ambiente.

11.5.5 DEFLETTORI AD ASSETTO AUTOMATICAMENTE VARIABILE

Consentono di ottenere velocità costanti dell'aria immessa in ambiente al variare della portata, creano un elevato effetto induttivo che soddisfa le esigenze di ventilazione anche con portate di soli $3,7 \text{ m}^3/\text{h}$ per m^2 di superficie (pari a $1,4$ volumi/h in ambienti di $2,7 \text{ m}$ di altezza). In condizioni di massima chiusura garantiscono il passaggio di $42,4 \text{ m}^3/\text{h}$ per consentire la ventilazione dell'ambiente.

I diffusori ad assetto variabile assicurano una facile ritaratura degli ambienti dopo lo spostamento di pareti mobili. Sono utilizzati per ottenere delle zone VAV in normali impianti a portata costante. Facilitano l'utilizzo di unità ad espansione diretta.

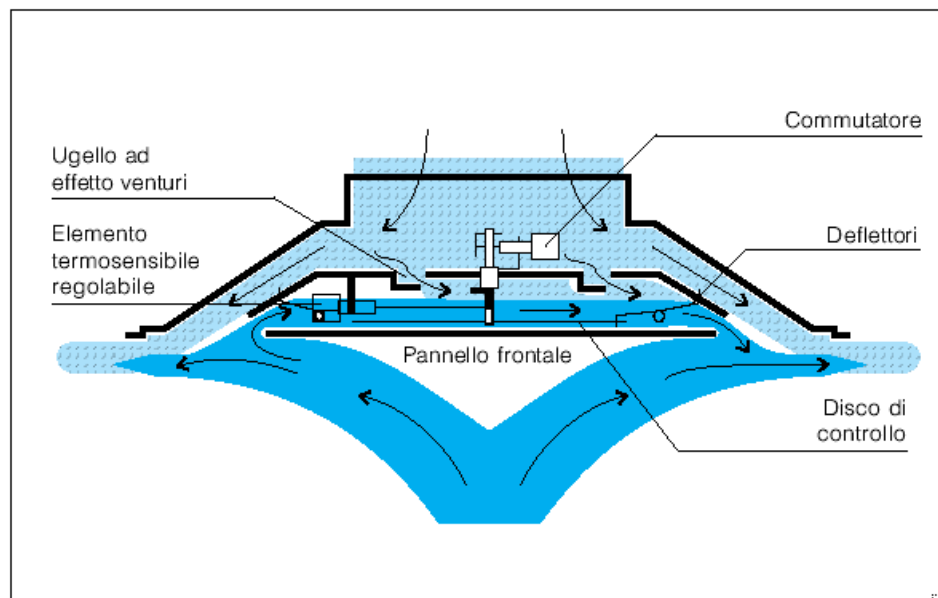


Figura 371: Diffusori a portata variabile

Il flusso d'aria a portata variabile è diffuso attraverso quattro deflettori perimetrali in modo da mantenere l'effetto Coanda e impedire cadute d'aria fredda in ambiente. Il diffusore a portata variabile conferisce al flusso d'aria emesso il massimo contenuto di energia cinetica in tutto il normale campo di variazione, esaltando sia il trascinamento dell'aria ambiente, sia l'aspirazione di un prestabilito quantitativo della stessa per l'apprezzamento di temperatura da parte del dispositivo di regolazione.

Tale effetto continuo di aspirazione consente al tempo stesso una precisa risposta del diffusore alla temperatura ambiente e previene fenomeni di stratificazione.

I vantaggi principali di un impianto a portata variabile realizzato con diffusori a portata d'aria variabile sono il basso livello sonoro ed il basso costo di esercizio. Come tutti gli altri diffusori, diventano rumorosi quando la pressione statica al loro ingresso supera i 60 Pa . Di conseguenza l'impianto, i canali ed il metodo di controllo della pressione statica dovrebbero essere concepiti per mantenere la pressione statica in ingresso al diffusore entro i 60 Pa , sia alla portata di progetto sia a portata parziale.

La pressione non può però nemmeno scendere sotto i 12 Pa , altrimenti l'aria non ha l'energia per poter defluire dal diffusore. Quello che si deve quindi curare è di mantenere una pressione statica non superiore a 60 Pa all'ingresso del primo diffusore, e non inferiore a 12 Pa in corrispondenza dell'ultimo, e lasciare che la pressione si equalizzi a portata parziale. Le pressioni effettive di funzionamento nel canale dipendono dalle perdite di pressione negli stacchi.

Ogni stacco dovrebbe essere dotato di serranda di taratura, collocata subito dopo la diramazione del canale principale per ridurre il livello sonoro.

Due sono i metodi di dimensionamento di canali comunemente adottati: il metodo a perdita di pressione costante e quello a guadagno statico. Il primo metodo è il più comunemente usato.

Per la progettazione di una rete di canali che serva una serie di diffusori a portata variabile si consiglia di adottare una perdita di pressione unitaria uguale o inferiore a 0,82 Pa/m. In questo modo è possibile ottenere diramazioni di lunghezza equivalente fino a 60 m con una perdita di pressione non superiore a 50 Pa nel tronchetto flessibile di collegamento.

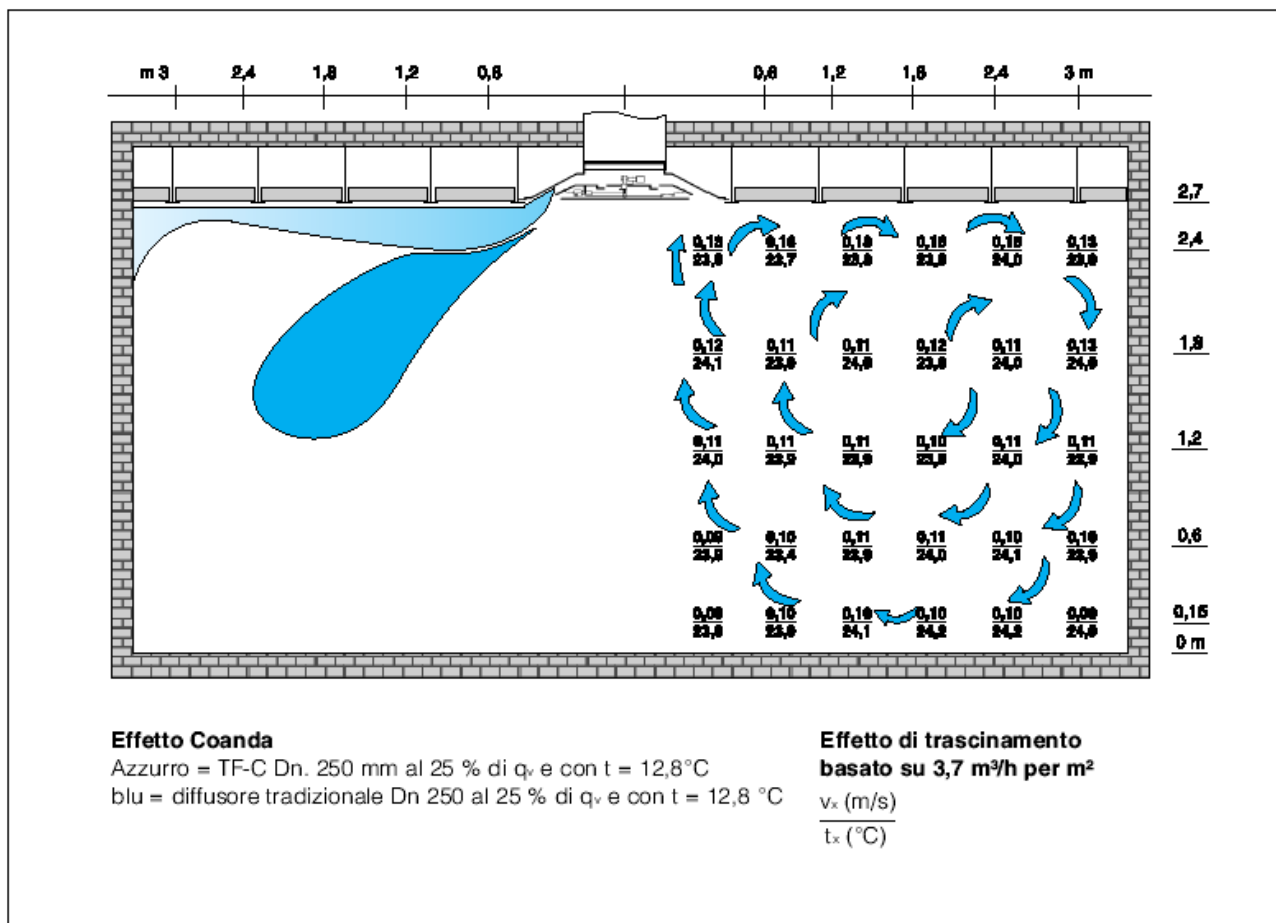


Figura 372: Distribuzione dell'aria con diffusori a portata variabile

Poiché gli impianti a portata variabile realizzati con diffusori a portata variabile funzionano in modo ottimale in un campo di pressione statica compreso fra 25 e 64 Pa, nel caso di un impianto esteso con lunghi collettori e numerose diramazioni,

È necessario installare in queste ultime (progettate in base ad una velocità dell'aria compresa fra 5 e 6 m/s) delle serrande di regolazione che riducano la pressione rispetto a quella esistente nei tronchi principali (nei quali la velocità varia in genere fra i 7 ed i 10 m/s).

Tali serrande, complete di servomotore, sono a loro volta collegate a dei regolatori di pressione statica con una precisione di $\pm 0,5 \text{ Pa}$, impostati in modo da mantenere nelle diramazioni una pressione non eccedente i 60 Pa, e serviti da sonde di pressione statica posizionate in base ai criteri precedentemente descritti.

I servomotori sono concepiti in modo da aprire o chiudere le serrande al variare della pressione statica a valle. Il tempo di corsa del comando dovrebbe variare fra i 5 ed i 12 minuti.

q _v max		Dn	X con q _v max		Δp	NR	X con q _v 25%		NR
m ³ /h	m ³ /s		v _v =0,5 m/s	v _v =0,25 m/s			v _v =0,5 m/s	v _v =0,25 m/s	
		mm	m	m	Pa	dB	m	m	dB
170	0,047	150	1,2	1,8	10	15	0,6	0,9	15
240	0,066		1,5	2,4	25	20	0,9	1,2	17
300	0,083		1,8	2,6	35	26	1,2	1,5	21
340	0,094		2,1	2,8	50	31	1,5	1,8	24
375	0,104		2,4	3,0	60	34	1,8	2,1	27
270	0,075	200	1,8	2,4	10	15	0,9	1,5	15
380	0,105		2,1	3,0	25	20	1,2	1,8	16
470	0,130		2,4	3,3	35	25	1,5	2,1	21
545	0,151		2,7	3,6	50	30	1,7	2,4	25
600	0,166		3,0	3,9	60	34	1,9	2,7	28
440	0,122	250	2,1	2,8	10	15	1,8	2,1	15
630	0,175		2,4	3,3	25	23	2,1	2,7	18
765	0,212		3,0	3,9	35	27	2,4	3,0	22
885	0,245		3,3	4,2	50	31	2,7	3,3	26
985	0,273		3,6	4,5	60	34	3,0	3,6	29
595	0,165	300	2,4	3,3	10	15	1,8	2,1	15
800	0,222		3,0	3,9	25	23	2,1	2,7	19
950	0,263		3,6	4,5	35	27	2,4	3,0	23
1090	0,302		3,9	4,8	50	31	3,0	3,6	27
1225	0,340		4,2	5,1	60	34	3,3	4,2	30

Tabella 98: Dati caratteristici per diffusori a portata variabile

E' anche opportuno adottare un regolatore con zona morta, in modo da ridurre il numero degli interventi e quindi prolungare la vita del motore della serranda. Conviene notare peraltro che, qualora la pressione dell'aria di mandata sia abbastanza bassa da non richiedere una riduzione, e non sia soggetta a variazioni significative, tali dispositivi possono essere non necessari. Un esempio tipico è costituito da un impianto a bassa pressione la cui porzione a portata variabile non sia superiore al 30% del totale.

In linea di massima, se i diffusori esistenti non sono rumorosi, un dispositivo di riduzione della pressione non sarà necessario qualora essi vengano sostituiti da diffusori a portata d'aria variabile in misura non superiore al 30% del totale.

In Tabella 98 sono riportati i dati caratteristici dei diffusori a portata d'aria variabile di una serie commerciale.

11.5.6 DIFFUSORI LINEARI

I diffusori lineari a feritoia costituiscono una interessante alternativa tecnica e architettonica ai diffusori quadrati e circolari. Consentono diffusioni d'aria perimetrali da soffitto sia verso il centro dell'ambiente che lungo le vetrature esterne. Si integrano nei controsoffitti a doghe e formano interessanti disegni architettonici sui controsoffitti a gesso.

La diffusione orizzontale sviluppa una elevata induzione che integrata dall'effetto Coanda permette di ottenere considerevoli gittate d'aria. L'uso contemporaneo di più feritoie posizionate verso il basso crea un getto d'aria verticale estremamente utile per formare delle barriere d'aria in grado di contrastare elevate rientranze di calore. Pur essendo un diffusore concepito per installazioni a soffitto è ugualmente utilizzato con ottimi risultati anche in applicazioni a parete ed occasionalmente come unità di aspirazione d'aria ambiente.

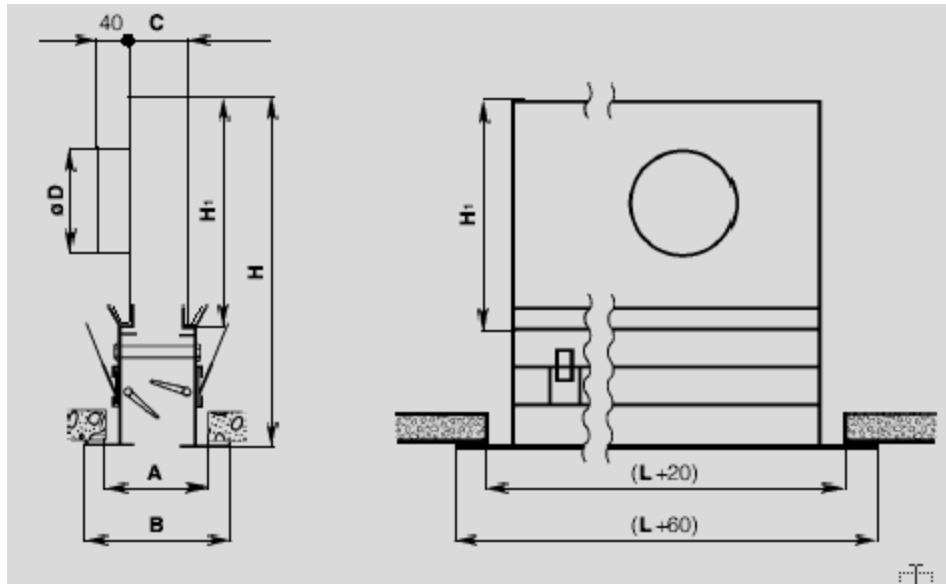


Figura 373: Caratteristiche costruttive dei diffusori lineari

Nella Tabella 99 si hanno i dati caratteristici di una serie commerciale di diffusori lineari.

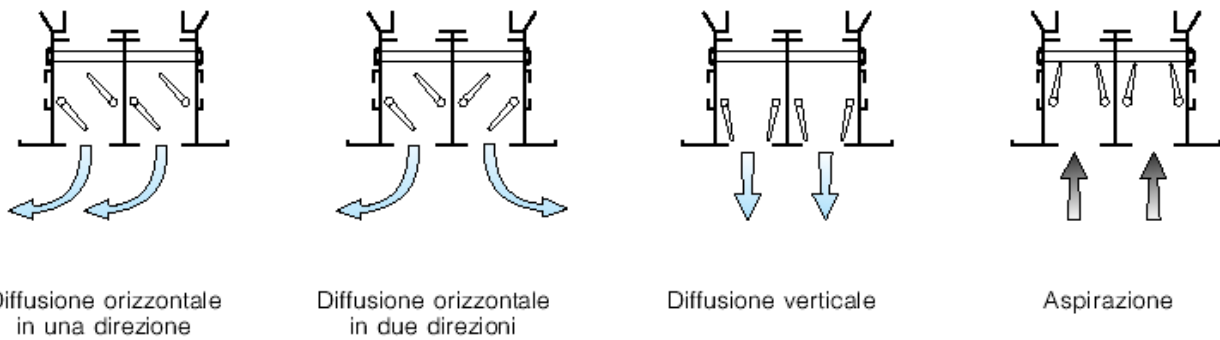


Figura 374: Modalità di distribuzione dell'aria dei diffusori lineari

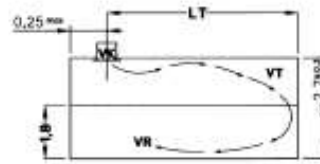
q _v		1 feritoia			2 feritoie			3 feritoie			4 feritoie		
		X	Δp	NR	X	Δp	NR	X	Δp	NR	X	Δp	NR
m ³ /h	m ³ /s	v=0,2m/s			v=0,2m/s			v=0,2m/s			v=0,2m/s		
		m	Pa	dB	m	Pa	dB	m	Pa	dB	m	Pa	dB
50	0,014	3,0	2	15									
100	0,027	6,0	6	20									
150	0,041	9,2	12	25	6,2	4	15						
200	0,055	13,0	20	35	8,3	6	20	6,6	3	15			
250	0,069				10,5	9	25	9,0	4	20			
300	0,083				13,3	12	30	9,8	6	25	8,4	4	20
350	0,097				15,5	16	35	11,8	8	25	9,6	5	25
400	0,111				17,3	21	40	14,0	10	30	11,5	6	30
450	0,125				19,0	25	40	15,5	13	35	13,4	8	30
500	0,138							17,4	15	40	15,0	9	35
600	0,166							20,0	20	45	17,7	13	40
700	0,194										19,8	17	45

Tabella 99: Dati caratteristici dei diffusori lineari



DIAGRAMMA DI SELEZIONE - SELECTION DIAGRAM MANDATA - SUPPLY SYSTEM
DIFFUSORI LINEARI A FERITOIO MODELLI DL 2, 3
LINEAR AIR DIFFUSER MODELS DL 2 AND 3

- CARATTERISTICHE TECNICHE A MANDATA ORIZZONTALE
 - velocità per 1 m di lunghezza
 - raffreddamento $\Delta T = -13^\circ C$
 - riscaldamento $\Delta T = +25^\circ C$
- HORIZONTAL AIR DELIVERY TECHNICAL CHARACTERISTICS
 - valid for 1 m length
 - cooling $\Delta T = -13^\circ C$
 - heating $\Delta T = +25^\circ C$



SERRANDA APERTA 100%
 DAMPER OPENING 100%

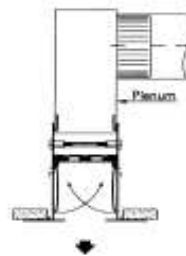
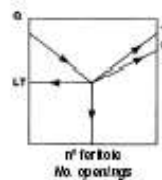
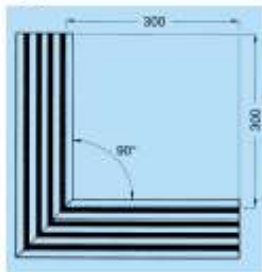
SIMBOLI

- Q = portata d'aria (m^3/s o m^3/h)
- VK = velocità d'immissione aria (m/s)
- Pi = perdita di carico (Pa)
- LT = lancio (m)
- NR = livello sonoro
- VT = velocità terminale (m/s)
- VR = velocità relativa zona occupata (m/s)

SYMBOLS

- Q = air flow rate (m^3/s or m^3/h)
- VK = air supply velocity (m/s)
- Pi = pressure drop (Pa)
- LT = throw (m)
- NR = sound level
- VT = terminal velocity (m/s)
- VR = occupied zone relative velocity (m/s)

**TERMINALI AD ANGOLO
 CORNER DIFFUSERS**
 • DA

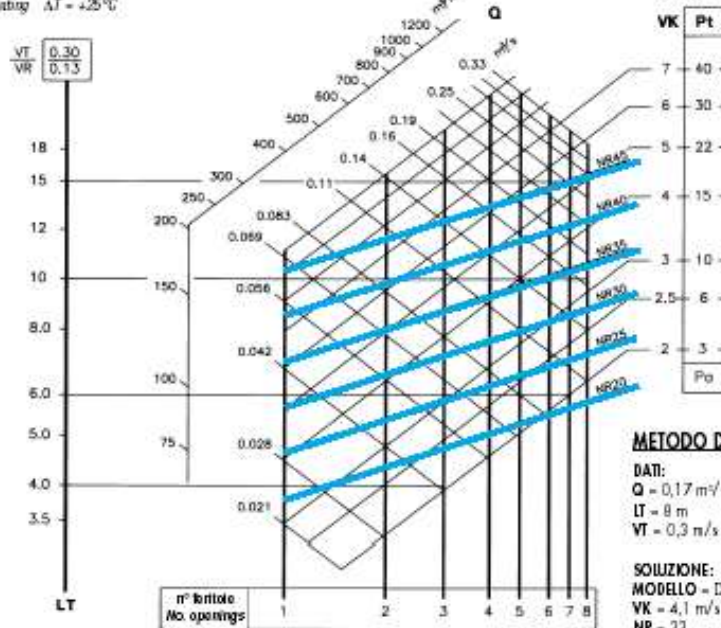


ORIENTAMENTO DEL FLUSSO - AIRFLOW DIRECTIONS



PLENUM DI ALIMENTAZIONE - PLENUM

Numero feritoio - No. openings	Lunghezza diffusore - Diffuser length	Numero raccordi circolari - No. round fittings
1 - 4	≤ 1000	1
1	$> 1000 \leq 2000$	2
2	$> 1000 \leq 1900$	2
	$> 1900 \leq 2000$	3
3	$> 1000 \leq 1800$	2
	$> 1800 \leq 2000$	3
4	$> 1000 \leq 1700$	2
	$> 1700 \leq 2000$	3



METODO DI SELEZIONE

DATI:
 Q = 0,17 m^3/s
 LT = 8 m
 VT = 0,3 m/s

SOLUZIONE:
 MODELLO = DL 2 L 2000
 VK = 4,1 m/s
 NR = 33
 Pi (100%) = 17 Pa

ALTERNATIVA:
 MODELLO = DL 3 L 1000
 VK = 4,3 m/s
 NR = 38
 Pi (100%) = 17 Pa
 Lt = 11 m

SELECTION METHOD

DATA:
 Q = 0,17 m^3/s
 LT = 8 m
 VT = 0,3 m/s

SOLUTION:
 MODEL = DL 2 L 2000
 VK = 4,1 m/s
 NR = 33
 Pi (100%) = 17 Pa

ALTERNATIVE:
 MODEL = DL 3 L 1000
 VK = 4,3 m/s
 NR = 38
 Pi (100%) = 17 Pa
 Lt = 11 m

Figura 375: Dati caratteristici dei diffusori lineari della figura precedente

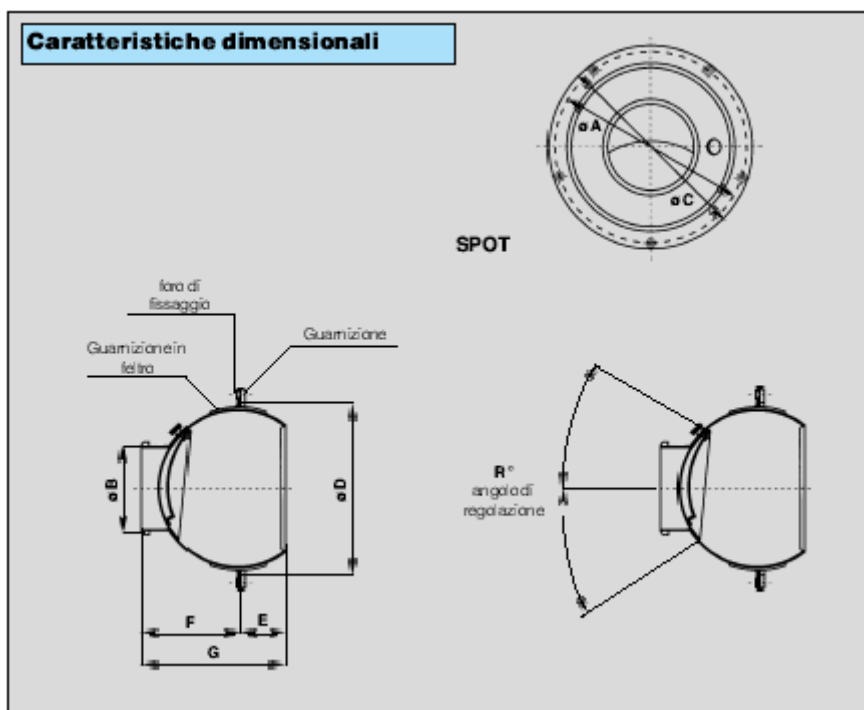
11.5.7 DIFFUSORI AD UGELLO

Gli ugelli a getto concentrato con angolo di diffusione variabile sono particolarmente indicati per la climatizzazione di ambienti che richiedono gittate lunghe e concentrate per poter raggiungere punti del locale distanti dalla rete di canalizzazioni o particolarmente nascosti da elementi strutturali. Il loro utilizzo, sia in ventilazione isotermica che in climatizzazione estiva/invernale, garantisce il raggiungimento delle condizioni di benessere nei punti desiderati.

E' quindi possibile effettuare con estrema precisione dei raffreddamenti o riscaldamenti localizzati (*spot cooling/heating*). Gli ugelli sono utilizzabili sia per diffusione d'aria orizzontale che verticale e, grazie alla facilità di regolazione, in qualsiasi direzione intermedia.

Grandezza	Gittata (m)		Portata (m³/h)	
	Minima	Massima	Minima	Massima
1	1,4	9,0	15	70
2	1,0	7,0	15	100
3	1,8	9,6	40	200
4	2,0	15,2	50	300
5	2,3	17,0	70	400
6	5,3	27,0	200	800

Figura 376: Caratteristiche dimensionali dei diffusori ad ugello



Grandezza	ϕD	ϕA	ϕB	ϕC	E	F	G	Fori di fissaggio	Angolo di regolazione
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	n°	R°
1	85	97	38	115	17	53	70	3	33
2	110	122	50	140	24	65	89	4	41
3	160	172	75	190	38	94	132	5	43
4	190	213	90	231	38	111	149	5	42
5	208	232	100	250	44	120	164	5	42
6	280	304	140	324	50	174	224	5	40

Figura 377: Diffusori ad ugello – Dati caratteristici

La selezione dei diffusori ad ugello viene effettuata mediante i dati caratteristici riportati in Tabella 100 che riportano, oltre al lancio e la caduta di pressione Δp, anche i valori della rumorosità con l'indice NR.

q _v		Gr.	X		Δp	NR
m ³ /h	m ³ /s		v=0,5 m/s m	v=0,2 m/s m		
15	0,004	1	1,4	3,5	8	≤ 20
		2	1,0	2,5	4	≤ 20
20	0,005	1	1,9	4,7	13	≤ 20
		2	1,4	3,5	6	≤ 20
30	0,008	1	2,8	7,0	27	≤ 20
		2	2,0	5,0	12	≤ 20
40	0,011	1	3,8	9,5	46	≤ 20
		2	2,8	7,0	19	≤ 20
		3	1,8	4,5	6	≤ 20
50	0,013	1	4,8	12,0	69	≤ 20
		2	3,5	8,8	29	≤ 20
		3	2,4	6,0	8	≤ 20
		4	2,0	5,0	5	≤ 20
70	0,019	1	9,0	22,5	128	25
		2	5,0	12,5	53	≤ 20
		3	3,4	8,5	15	≤ 20
		4	2,8	7,0	8	≤ 20
		5	2,3	5,8	6	≤ 20
100	0,027	2	7,0	17,5	104	25
		3	4,8	12,0	29	≤ 20
		4	4,0	10,0	16	≤ 20
		5	3,5	8,8	12	≤ 20
150	0,041	3	7,2	18,0	59	≤ 20
		4	6,0	15,0	33	≤ 20
		5	5,2	13,0	23	≤ 20
200	0,055	3	9,6	24,0	99	25
		4	8,0	20,0	55	≤ 20
		5	7,0	17,5	40	≤ 20
300	0,083	6	5,3	13,2	11	≤ 20
		4	15,2	38,0	118	25
		5	11,0	27,5	84	25
400	0,111	6	7,5	18,7	23	≤ 20
		5	17,0	42,5	142	30
500	0,138	6	10,0	25,0	39	≤ 20
		6	13,5	33,7	57	≤ 20
600	0,166	6	17,0	42,5	82	25
700	0,194	6	21,0	52,5	106	30
800	0,222	6	27,0	67,5	138	35

N.B. Installazione in vista (senza effetto coanda).
Angolo di regolazione R=0°

q _v	Gr.	Δt = 5 K		Δt = 10 K		Δt = 20 K	
		Realte o cadute m.	Angoli di regolazione R°	Realte o cadute m.	Angoli di regolazione R°	Realte o cadute m.	Angoli di regolazione R°
30	0,008	1	0,06	2	0,12	3	0,22
		2	0,09	3	0,15	4	0,40
50	0,013	1	0,15	2	0,30	4	0,60
		2	0,15	3	0,30	5	0,60
70	0,019	1	0,20	2	0,40	3	0,90
		2	0,20	3	0,40	5	0,90
100	0,027	2	0,30	2	0,60	5	1,20
		3	0,40	6	0,70	10	1,30
		3	0,45	3	1,50	9	1,80
150	0,041	4	0,50	5	0,90	10	2,10
		5	0,40	6	0,80	11	1,60
		3	0,50	4	1,00	7	2,10
200	0,055	4	0,70	6	1,30	10	2,50
		5	0,70	6	1,30	10	2,60
		4	0,70	3	1,40	7	2,80
300	0,083	5	0,10	5	1,90	11	3,90
		6	0,90	7	1,80	13	3,80
		5	0,90	3	2,00	7	4,10
400	0,111	6	1,80	10	3,60	19	7,00
500	0,138	6	1,80	8	3,60	15	7,00
700	0,194	6	1,80	5	3,60	10	7,20
800	0,222	6	1,80	4	4,50	9	9,00

Fattori di correzione per gittata con v_i = 0,5 m/s e diffusione verticale non isotermica

L'utilizzo degli ugelli per diffusione verticale d'aria calda deve tener conto delle seguenti riduzioni di gittata rispetto ai valori di X indicati in tabella:

- X - 30% con Δt = + 5°C.
- X - 50% con Δt = + 10°C.
- X - 65% con Δt = + 20°C.

considerando l'opposta tendenza di comportamento che si verifica nel caso di diffusione verticale d'aria fredda:

X + 100% con Δt = - 10°C.

si rende necessario l'utilizzo di qualche accorgimento impiantistico qualora si voglia utilizzare gli ugelli in impianti di climatizzazione senza che apparecchi dimensionati per il periodo di riscaldamento provochino fastidiose correnti d'aria fredda in fase di raffreddamento:

- 1) Dimensionare gli ugelli per funzionamento in fase di raffreddamento e predisporre una taratura automatica per la fase di riscaldamento che obblighi un certo numero di ugelli a ricevere una maggior portata d'aria utile a creare il necessario incremento di penetrazione del getto verticale.
- 2) Dimensionare gli ugelli per funzionamento in fase di riscaldamento e predisporre una riduzione di portata in fase di raffreddamento.

Tabella 100: Dati caratteristici dei diffusori ad ugello

11.5.8 BOCCHETTE DI MANDATA

Si tratta di terminali finali di distribuzione adatti per l'inserimento a pareti e comunque su superfici verticali. Sono largamente utilizzate nelle applicazioni pratiche e sono normalmente poste in alto, al di sopra delle porte, in modo da coprire, con il lancio, l'ambiente da climatizzare.

Queste bocchette possono essere ad alette fisse (più economiche) che ad alette mobili (più adatte per il bilanciamento complessivo della rete).

Nelle figure seguenti si hanno i dati dimensionali per varie tipologie di bocchette e le curve di selezione con l'indicazione della rumorosità (indice NR).

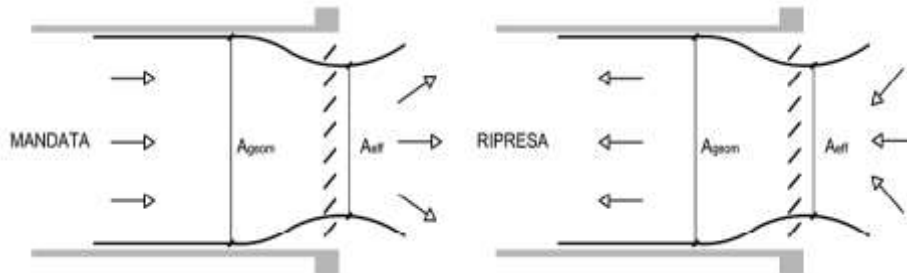
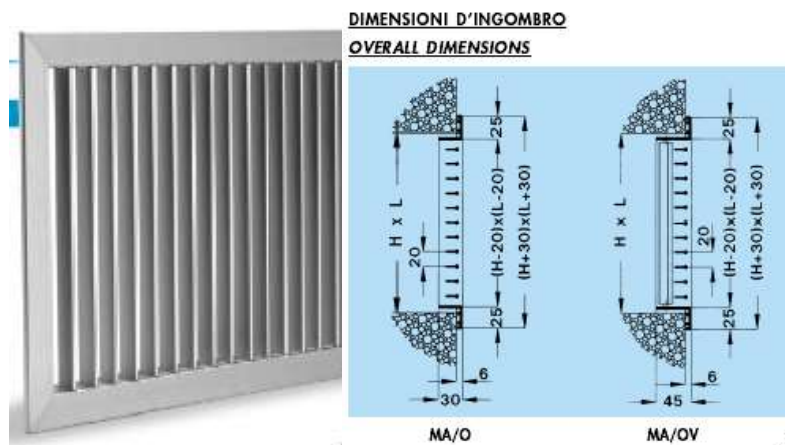


Figura 378: Differenza fra bocchetta di mandata e di ripresa

APPLICAZIONE	VELOCITA' (m/s)
Teatri	2.5 – 3.8
Cinema	5.0 – 6.0
Uffici	2.5 – 5.0
Abitazioni, camere d'albergo	2.5 – 3.8
Edifici industriali	7.5 – 10.0
Magazzini	7.5
Studi radiofonici e televisivi	1.5 – 2.5

Tabella 101: Velocità di efflusso raccomandate per diverse applicazioni



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

altezza H (mm) height H (mm)	larghezza L (mm) width L (mm)							
	200	300	400	500	600	700	800	1000
100	0.014	0.022	0.030	0.038	0.046			
	0.012	0.018	0.025	0.031	0.038			
150	0.023	0.036	0.049	0.062	0.075	0.088		
	0.019	0.030	0.041	0.051	0.062	0.072		
200		0.050	0.068	0.086	0.104	0.122	0.140	
		0.041	0.056	0.071	0.086	0.100	0.115	
250			0.087	0.110	0.133	0.156	0.179	0.225
			0.072	0.091	0.109	0.128	0.147	0.185
300				0.134	0.162	0.190	0.218	0.274
				0.110	0.133	0.156	0.179	0.225
400					0.220	0.258	0.296	0.372
					0.181	0.212	0.243	0.305

Figura 379: Dati dimensionali delle bocchette rettangolari

BOCCHETTE DI MANDATA SERIE MA
MA SERIES DELIVERY GRILLES

Metodi di fissaggio
Installation

MAV
Fissaggio a viti frontali.
Screw-mounted.

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

MAC
Fissaggio a clips.
Clip-mounted.

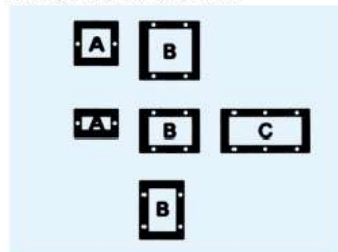
Fissaggio a clips tramite controtelajo di montaggio.
Counterframe and fixing clip assembly.
MAC + CTC1

Controtelajo di montaggio
Counterframe

CTV1
Controtelajo di montaggio per bocchette con fissaggio a viti frontali.
Counterframe for attachment with front fixing screws.

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

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



L \ H	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.

Figura 380: 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	0.028	0.035	0.042	0.057	0.071
200	0.050	0.068	0.086	0.104	0.140	0.176	
	0.028	0.038	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

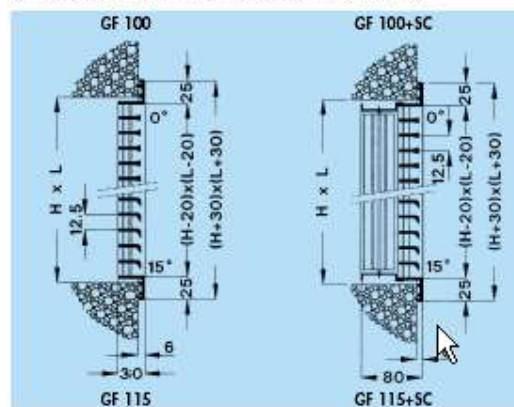


Figura 381: Bocchette rettangolari ad alette regolabili

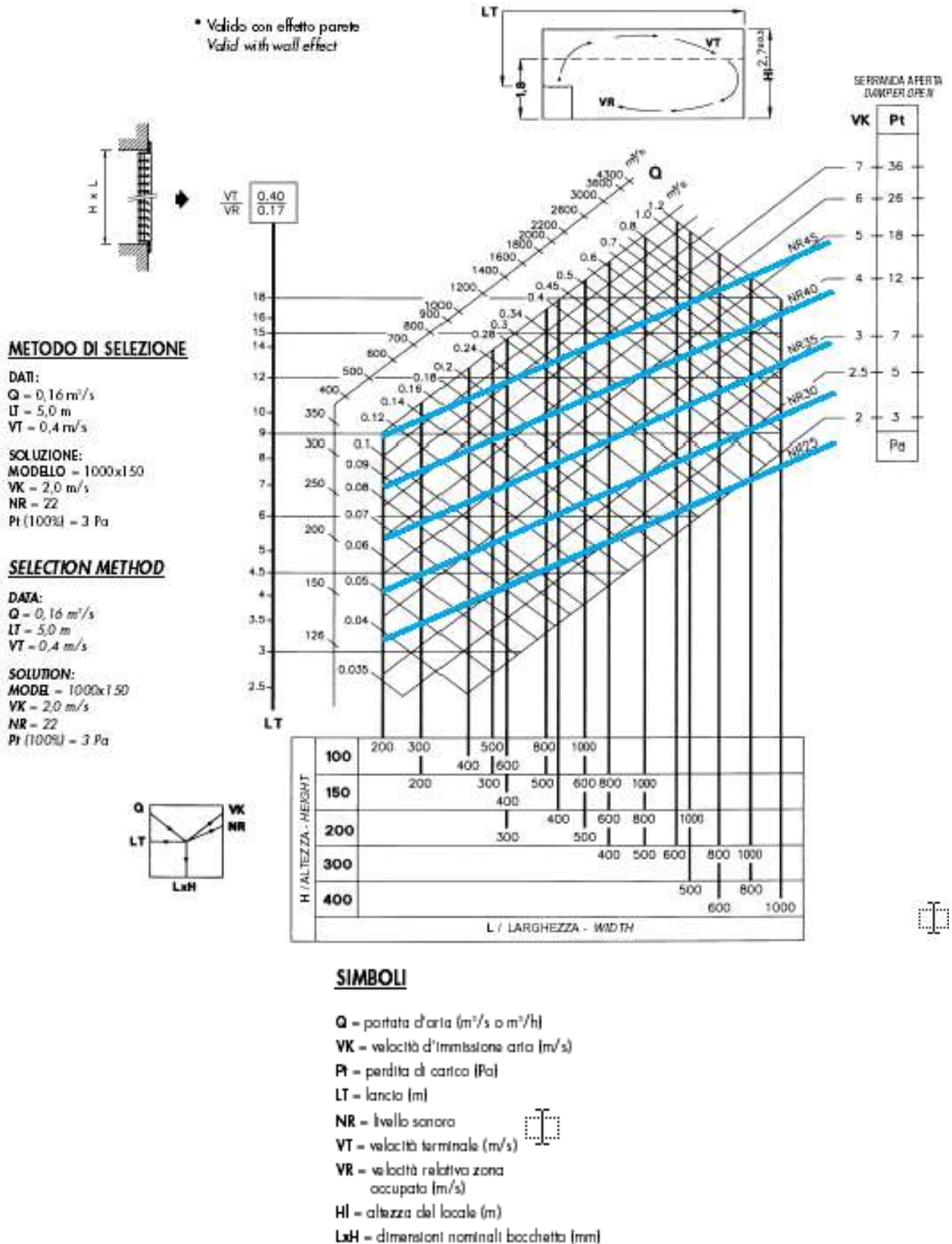


Figura 382: Dati caratteristici delle bocchette rettangolari

11.5.10 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.

APPLICAZIONE	VELOCITA' (m/s)
Griglie di ripresa	
Ambienti industriali	> 4.0
Ambienti residenziali	2.0
Ambienti commerciali: sopra la zona occupata entro la zona occupata, lontano da posti a sedere entro la zona occupata, vicino ai posti a sedere	4.0
	3.5
	1.5
Griglie di transito	
Pressione statica a monte di 60 Pa	1.5
Pressione statica a monte di 12.5 Pa	2.0
Pressione statica a monte di 25.0 Pa	2.5

Tabella 102: Velocità consigliate per le griglie di ripresa

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

altezza H (mm) height H (mm)	larghezza L (mm) - width L (mm)						
	200	300	400	500	600	800	1000
100	0.014 ^m	0.022 ^m	0.030 ^m	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 ^m	0.049 ^m	0.062 ^m	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 ^m	0.068 ^m	0.086 ^m	0.104 ^m	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 ^m	0.134 ^m	0.162 ^m	0.218 ^m	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 ^m	0.296 ^m	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

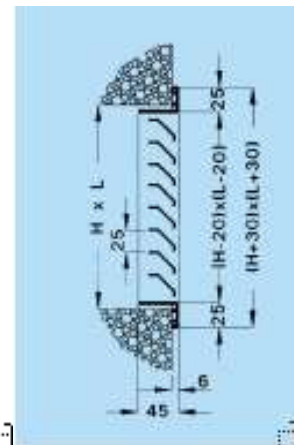
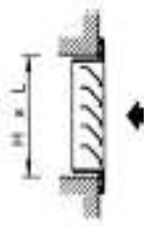


Figura 385: Dati caratteristici delle griglie di ripresa



DIM. NOMINALI NOMINAL DIMENSIONS L x H	VELOCITÀ FRONTALE - FRONTAL VELOCITY VF											
	2.0		2.5		3.0		4.0		5.0			
	m³/s	m³/h	m³/s	m³/h	m³/s	m³/h	m³/s	m³/h	m³/s	m³/h		
200 x 100	0.022	80	0.028	100	0.033	120	0.044	160	0.056	200	m³/s	
300	0.032	115	0.040	145	0.047	170	0.064	230	0.081	290	m³/h	
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		
200 x 200	0.050	180	0.062	225	0.075	270	0.100	360	0.125	450		
300	0.078	280	0.097	350	0.117	420	0.156	560	0.194	700		
400	0.104	375	0.131	470	0.156	560	0.208	750	0.261	940		
500	0.132	475	0.165	595	0.197	710	0.264	950	0.331	1190		
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		
200 x 300	0.078	280	0.097	350	0.117	420	0.156	560	0.194	700		
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	1395	0.517	1860	0.644	2320		
800	0.346	1245	0.432	1555	0.519	1870	0.692	2490	0.864	3110		
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		
300	0.174	625	0.217	780	0.261	940	0.347	1250	0.436	1570		
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		
600	0.365	1315	0.456	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		
200 x 500	0.139	500	0.175	630	0.211	760	0.281	1010	0.350	1260		
300	0.224	805	0.281	1010	0.336	1210	0.447	1610	0.561	2020		
400	0.308	1110	0.386	1390	0.461	1660	0.617	2220	0.769	2770		
500	0.392	1410	0.489	1760	0.589	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	1.594	5740		
1000	0.800	2880	1.025	3690	1.230	4430	1.639	5900	2.050	7380		
200 x 600	0.174	625	0.217	780	0.261	940	0.347	1250	0.436	1570		
300	0.276	995	0.344	1240	0.414	1490	0.553	1990	0.689	2460		
400	0.361	1370	0.475	1710	0.569	2050	0.761	2740	0.950	3420		
500	0.481	1730	0.600	2160	0.719	2590	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	1.566	5600	2.000	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		24		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 386: Dati caratteristici delle griglie di ripresa

11.5.11 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.



altezza H (mm) height H (mm)	larghezza L (mm) width L (mm)			
	300	400	500	600
100	0.022*	0.030*	0.038	0.046
	0.009	0.012	0.015	0.019
160	0.039*	0.053*	0.067*	0.081*
	0.016	0.021	0.027	0.032
200	0.050*	0.068*	0.086*	0.104*
	0.020	0.027	0.035	0.042
300		0.106	0.134*	0.162*
		0.043	0.054	0.065
400			0.182	0.220
			0.073	0.088

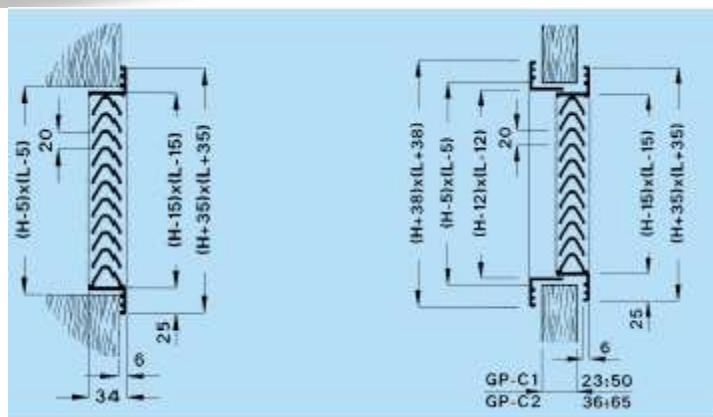
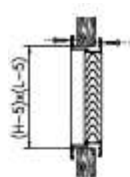


Figura 387: Dati dimensionali delle griglie di transito



DIM. NOMINALI NOMINAL DIMENSIONS L x H	VELOCITÀ FRONTALE - FRONTAL VELOCITY VF								PORTATA AIR Q AIR FLOW	
	1.0		1.2		1.5		2.0			
	m³/s	m³/h	m³/s	m³/h	m³/s	m³/h	m³/s	m³/h		
300 x 100	0.017	60	0.021	75	0.025	90	0.033	120	m³/s m³/h	
400	0.022	80	0.026	95	0.032	115	0.044	160		
500	0.029	105	0.035	125	0.043	155	0.057	205		
600	0.036	130	0.042	150	0.051	185	0.069	250		
300 x 160	0.033	120	0.039	140	0.047	170	0.062	225		
400	0.043	155	0.050	180	0.060	250	0.085	305		
500	0.056	200	0.065	235	0.082	295	0.107	385		
600	0.065	235	0.081	290	0.100	360	0.131	470		
300 x 200	0.046	165	0.056	200	0.068	245	0.092	330		
400	0.060	215	0.071	255	0.089	320	0.117	420		
500	0.073	265	0.090	325	0.112	405	0.149	535		
600	0.096	345	0.114	410	0.142	510	0.188	675		
400 x 300	0.099	355	0.117	420	0.146	525	0.192	690		
500	0.128	460	0.153	550	0.193	695	0.256	920		
600	0.157	565	0.190	685	0.236	850	0.317	1140		
500 x 400	0.160	575	0.193	695	0.239	860	0.322	1160		
600	0.203	730	0.243	875	0.301	1085	0.403	1450		
	5	7	11	17						Pt
	22	18	25	22	30	26	37			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 388: Dati caratteristici delle griglie di transito

11.5.12 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.

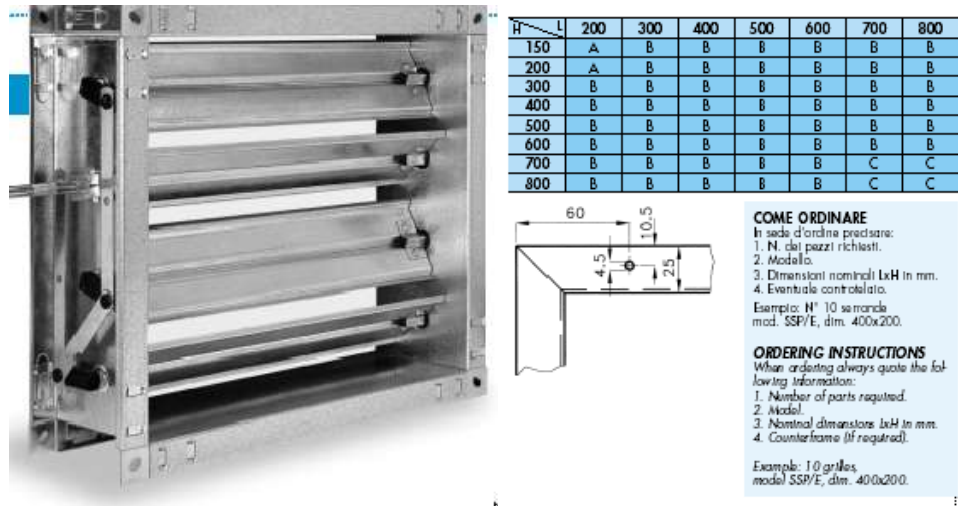


Figura 389: Dati dimensionali di serrande di taratura

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)

TRAFILAMENTO
 (Larghezza serranda mm. 1000)

LEAKAGE
 (Width damper mm. 1000)

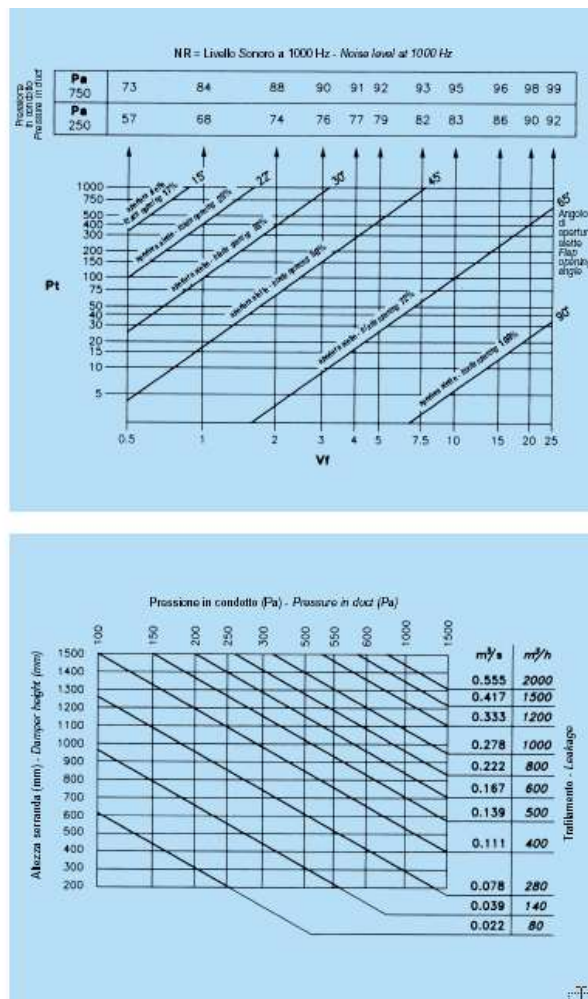
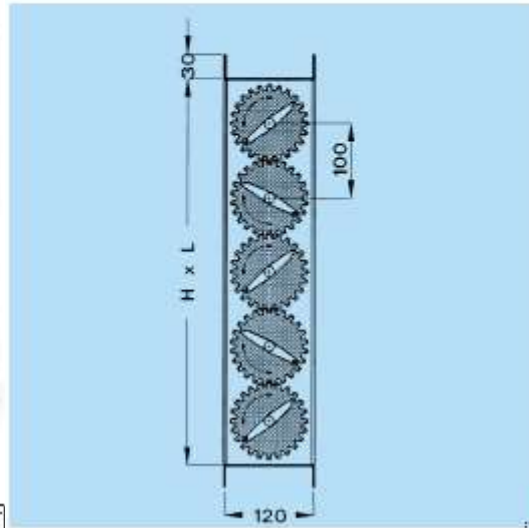


Figura 390: Dati caratteristici delle serrande di taratura

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 391: 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)

TRAFILAMENTO
(larghezza serranda mm. 1000)

LEAKAGE
(Width damper mm. 1000)

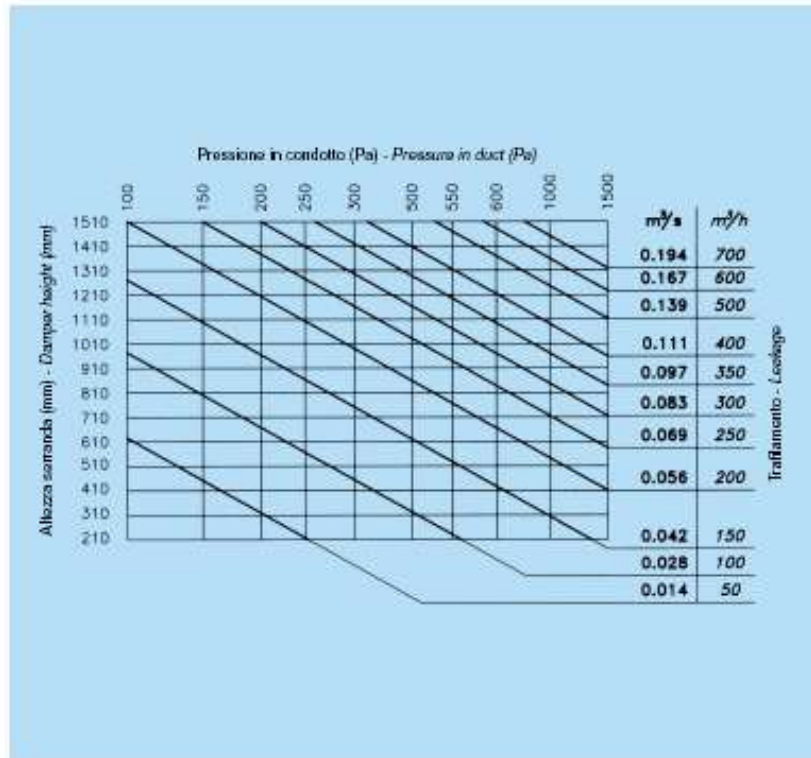
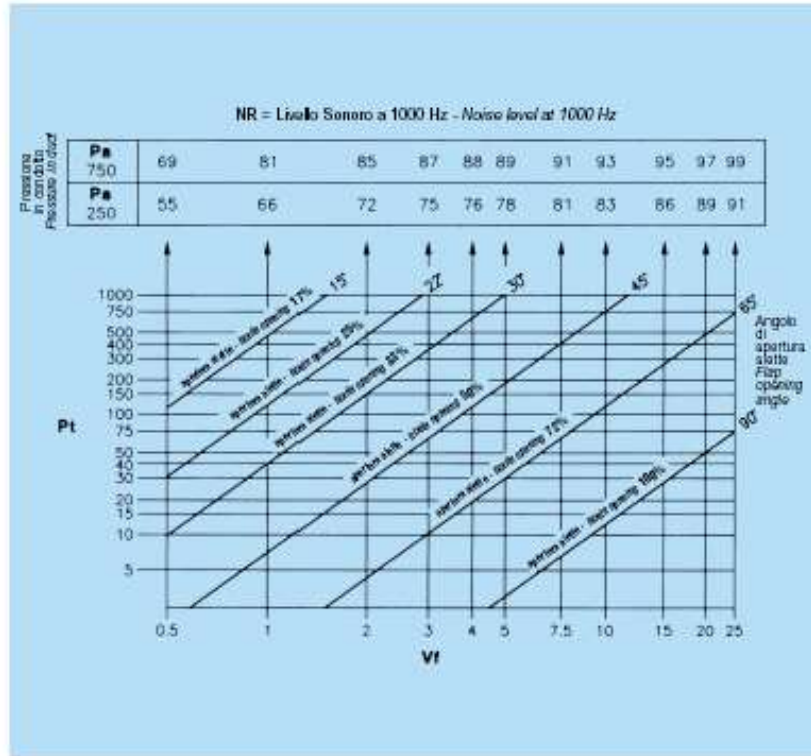


Figura 392: Dati caratteristici delle serrande di regolazione

11.5.13 SERRANDE DI SOVRAPRESSIONE

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.

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 comparto 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 comparti non provochi asfissia per gli occupanti. Le serrande tagliafuoco, vedi Figura 397, 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 398 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.

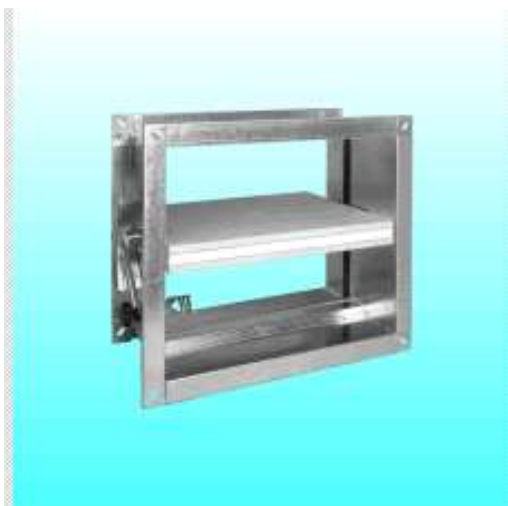


Figura 397: Serranda tagliafuoco

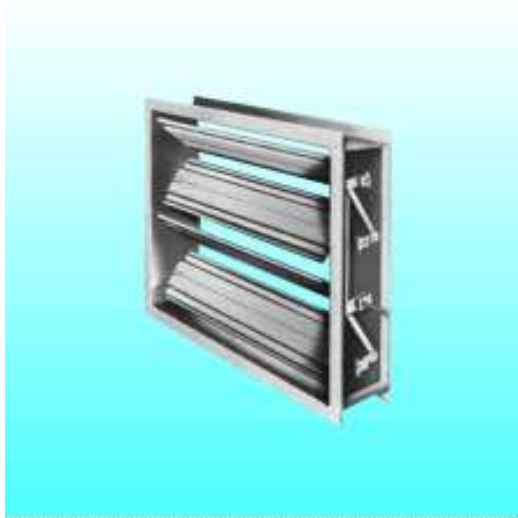


Figura 398: Serrande tagliafumo

11.5.15 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 399, che riducono il livello di rumore in funzione della tipologia costruttiva, secondo dati caratteristici forniti dai vari costruttori.

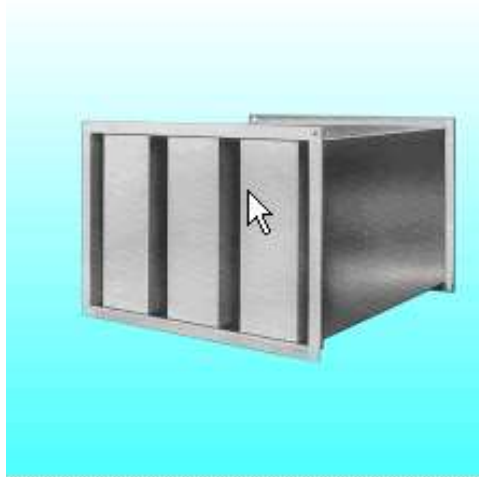


Figura 399: Silenziatore per canali d'aria

11.6 CAD PER LA SELEZIONE DEI DIFFUSORI E BOCCHETTE

La selezione dei diffusori e delle bocchette viene effettuata in base ai parametri fondamentali di ciascun dispositivo e cioè in base alla portata d'aria, alla velocità di uscita, al lancio, alla caduta e alla rumorosità. La selezione viene effettuata mediante i dati caratteristici di ciascun dispositivo rilevabili nei cataloghi tecnici delle case costruttrici.

Oggi questi cataloghi sono reperibili anche in formato digitale e le stesse case costruttrici forniscono programmi di selezione personalizzati che guidano passo passo nella selezione corretta dei terminali. In Figura 400 si ha un esempio di immissione dei dati di un ambiente e di scelta del numero di terminali da inserire (ultime due righe di dati)

In Figura 401 si ha la selezione delle condizioni interne (temperatura dell'aria ambiente e temperatura dell'aria di immissione) e l'indicazione della zona degli occupanti (altezza della testa per persona in piedi e seduta).

In Figura 402 si ha la finestra di input della portata d'aria nell'ambiente che può essere fornita indicando una sola riga: ad esempio si può fissare la portata per unità di superficie ($L/s/m^2$) o totale (L/s) o per diffusore o come carico termico (di riscaldamento o di raffreddamento) o, infine, come numero di ricambi orari.

In Figura 403 si ha una finestra di verifica della selezione effettuata con la quale si possono vedere sia i dati dimensionali che di rumorosità della selezione effettuata, come illustrato in Figura 404 nella quale è riportato lo spettro di rumore prodotto nelle ipotesi di diffusore descritto nelle righe in alto (presenza di plenum). Il programma calcola il livello NC e il livello di pressione pesato nella scala A.

E' possibile vedere il tipo di diffusore selezionato dal catalogo elettronico, come illustrato in Figura 404. E' anche possibile avere una anteprima del disegno (pianta, sezione, ...) del tipo di diffusore selezionato con l'indicazione delle dimensioni e del particolare di inserimento nel canale di distribuzione.

Questi disegni vengono poi riportati nella stampa finale, come indicato in Figura 406. Il vantaggio dell'utilizzo di questi programmi risiede nella verifica complessiva effettuata dal software. In particolare si ha la possibilità, come indicato in Figura 401, di selezionare la Norma di riferimento per la verifica del comfort o di fissare una zona per gli occupanti diversa da quella standard.

E' bene ricordare, infatti, che non basta assicurarsi che venga mandata nell'ambiente la portata d'aria desiderata ma occorre anche assicurarsi che questa sia distribuita all'interno in modo da creare condizioni di comfort o, se si vuole, di evitare le situazione di discomfort cioè di zone con velocità dell'aria superiore a 0,15 m/s e gradienti di temperatura elevati.

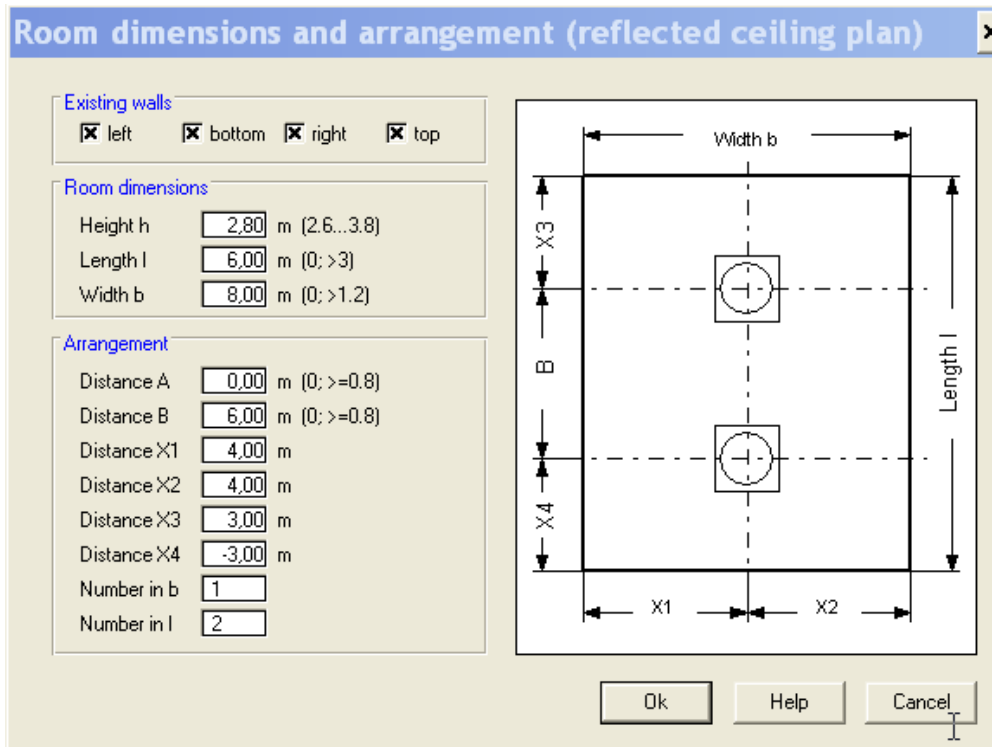


Figura 400: Esempio di Input delle dimensioni di un ambiente

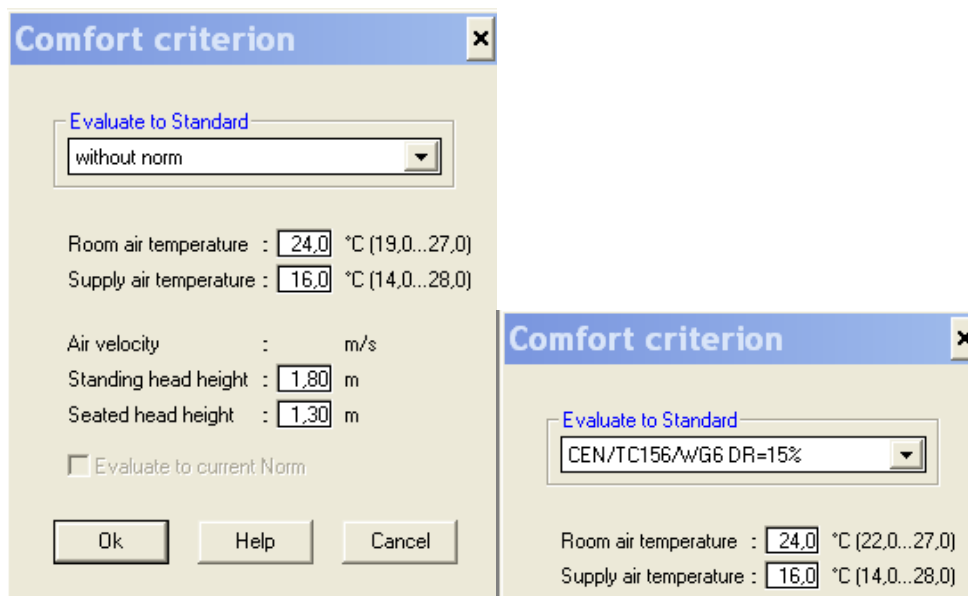


Figura 401: Esempio di selezione delle condizioni ambientali

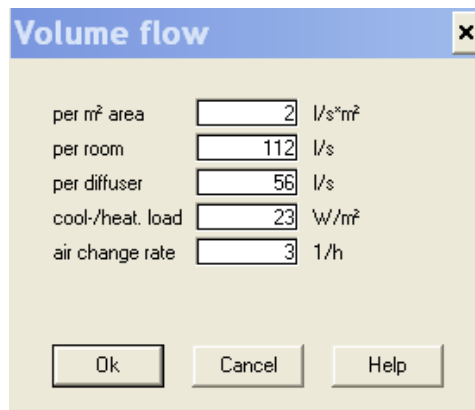


Figura 402: Input della portata d'aria

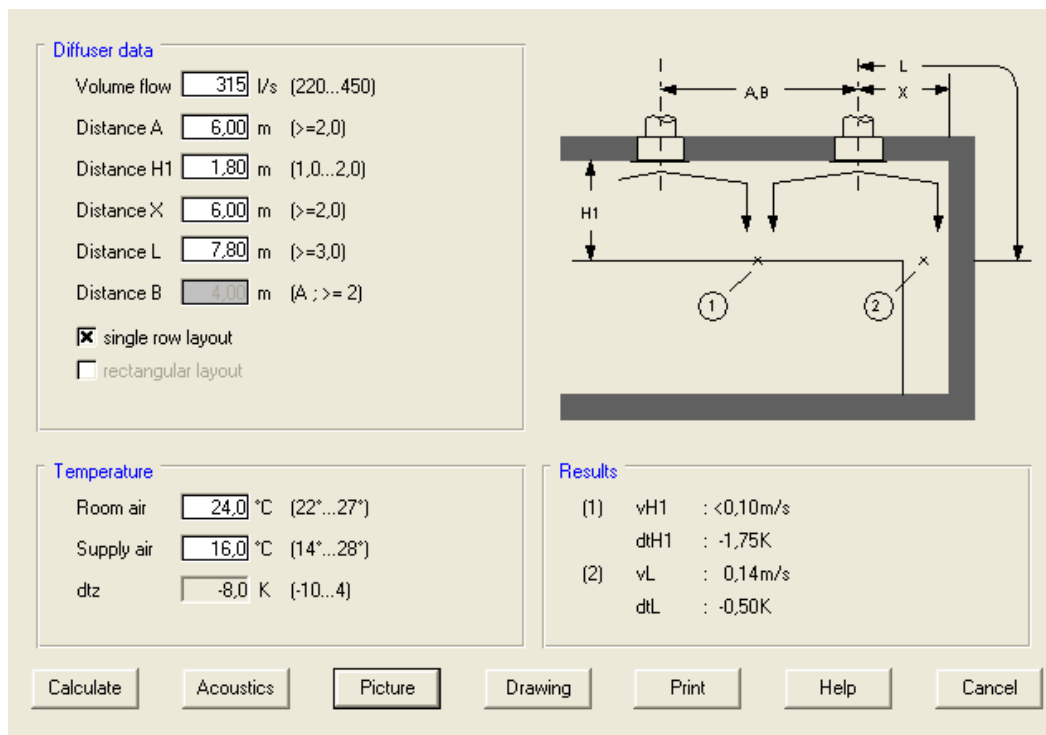


Figura 403: Verifica della selezione dei diffusori

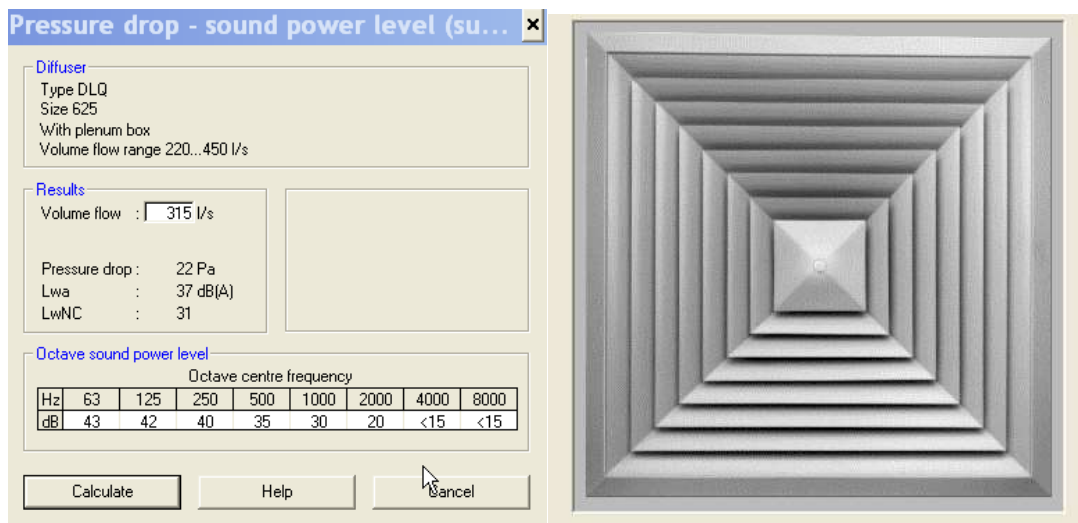


Figura 404: Verifica acustica della selezione dei diffusori

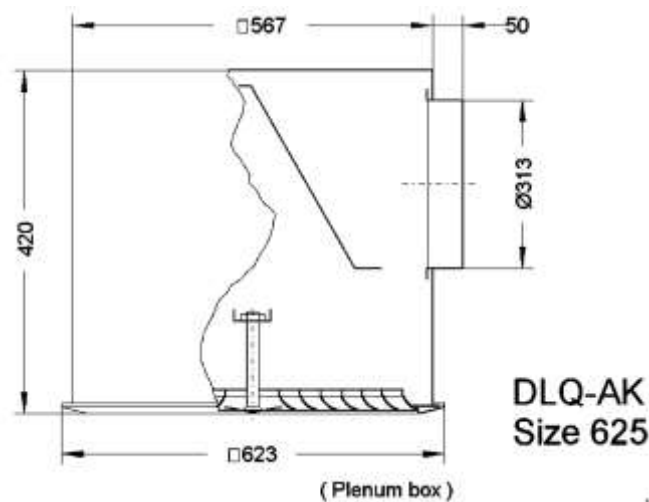


Figura 405: Disegno del diffusore selezionato nell'esempio

11.7 TERMINALI A DISLOCAMENTO

Come detto in precedenza, l'aria viene immessa a bassa velocità e basse differenze di temperatura in modo da aversi una stratificazione dell'aria fredda immessa che spinge verso l'alto l'aria calda, come illustrato in Figura 342 e Figura 407.

In pratica si forma una zona inferiore dove è presente l'aria fredda ed una zona superiore ove si ha l'aria calda che viene estratta mediante bocchette di ripresa.

L'aria fredda tende a innalzarsi anche per effetto di gradienti termici (detti *pennacchi*) provocati da sorgenti interne (persone, computer, lampade, ...).

Questi terminali sono naturalmente utilizzati per il raffrescamento dei locali e possono essere usati per il riscaldamento se accoppiati a sistemi di riscaldamento radiante a soffitto.

Le caratteristiche dei terminali a dislocazione possono essere qui riassunte:

- La portata dell'aria immessa non deve essere inferiore a quella movimentata dalle correnti convettive generate dai pennacchi interni all'ambiente, come si dimostrerà fra breve.
- Nelle immediate vicinanze della zona di immissione la velocità dell'aria, per quanto basso, supera i 0,2 m/s e pertanto può provocare disagi negli occupanti. E' opportuno non prevedere zone di lavoro in queste aree dette neutre.
- La zona di influenza del terminale a dislocazione ed il relativo campo di flusso sono strettamente connessi alla forma del diffusore (rapporto fra base e altezza) e alla sua posizione (centro parete, angolo, centro locale).
- L'elevata porta d'aria immessa consente di realizzare una zona detta pulita la cui altezza può essere di 1 ÷ 2 m.

Fra i terminali a dislocamento vanno considerati anche i diffusori sotto poltrone, vedi Figura 408. Il progetto dei sistemi a dislocamento richiede la conoscenza dettagliata dei carichi termici interni all'ambiente da climatizzare.

Nel *displacement ventilation* l'aria fresca viene immessa solitamente dal basso con bassa velocità e turbolenza e con un basso gradiente termico rispetto alla temperatura dell'ambiente.

Ciò che determina il funzionamento di questo sistema è il moto dell'aria fredda che riscaldandosi si muove, naturalmente, verso l'alto in una zona dove avviene l'estrazione dell'aria interna, Figura 409. Il movimento dell'aria dal basso verso l'alto è pilotato dalle sorgenti interne all'ambiente che determinano una corrente ascensionale (pennacchio) che spinge l'aria fredda a spostarsi verso l'alto. Le sorgenti interne più usuali sono le persone, i computer, le macchine, le lampade, Ciascuna di queste produce una portata ascensionale data in Figura 410.

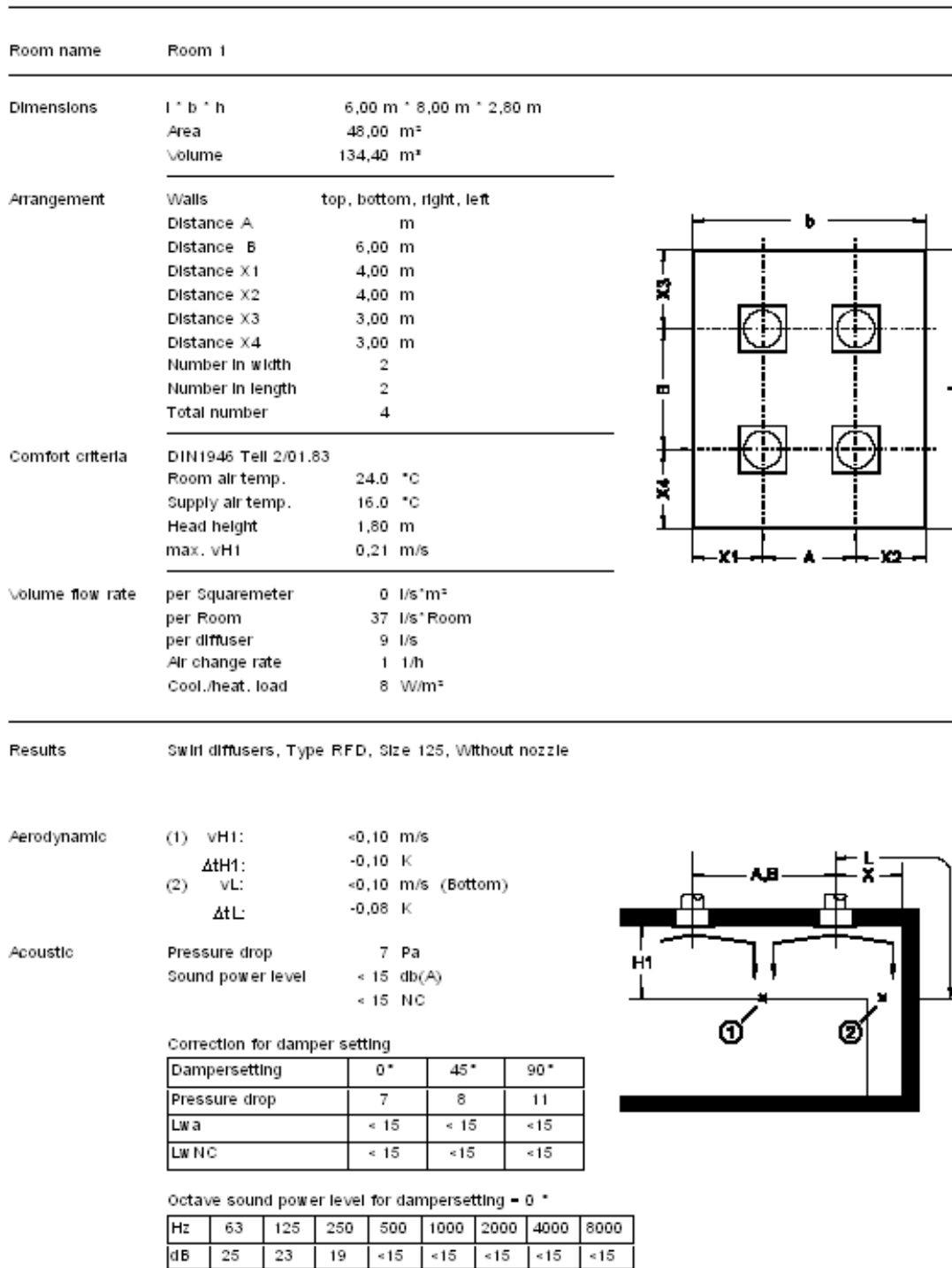


Figura 406: Esempio di stampa finale della selezione dei diffusori

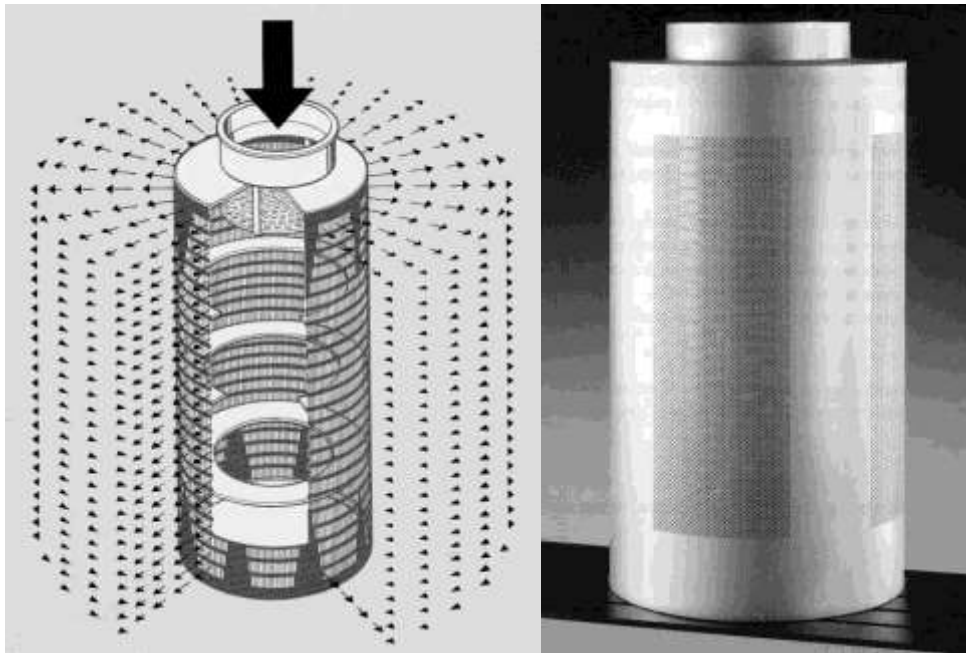


Figura 407: Terminali a dislocamento



Figura 408: Diffusori a dislocamento sotto poltrona

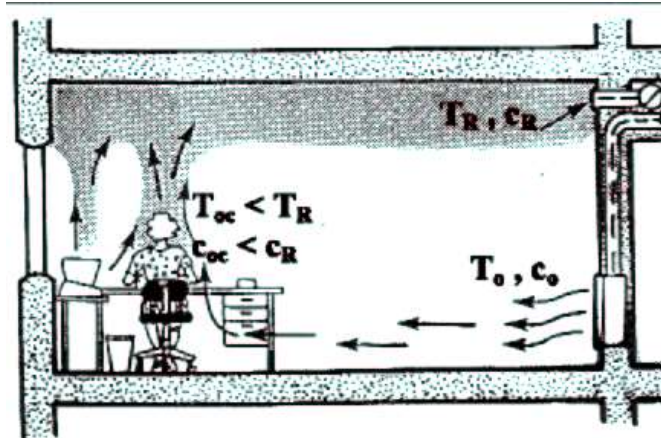


Figura 409: Moto dell'aria in un sistema a dislocamento

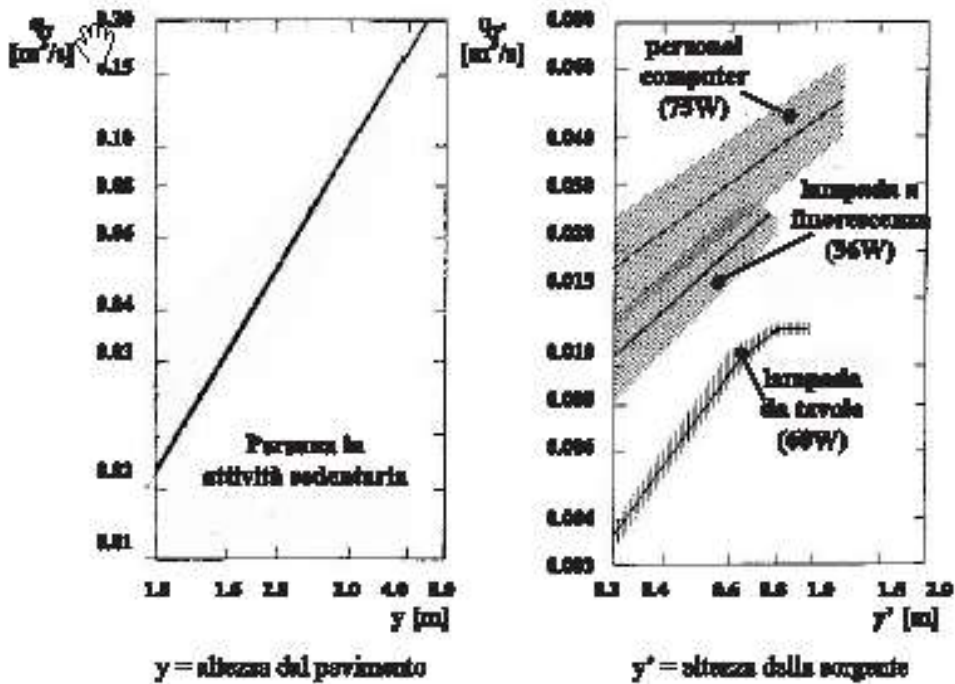


Figura 410: Portate d'aria delle sorgenti interne per altezze di stagnazione variabili

Per effetto delle correnti ascensionali si viene a determinare all'interno del locale un'altezza detta *neutra* (o di *stagnazione*) che lo divide in due parti: in quella inferiore si ha una stratificazione di aria fredda che si sposta uniformemente verso l'alto e in quella superiore si ha la miscelazione della corrente ascensionale con quella calda ivi esistente.

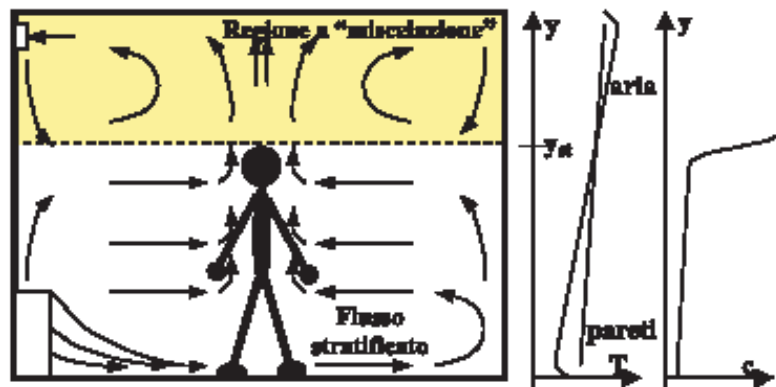


Figura 411: Stratificazione dell'aria in un ambiente con diffusore a dislocamento

Con riferimento alla zona inferiore di Figura 412 si può scrivere la seguente equazione di bilancio della portata d'aria:

$$\dot{V}_0 + \dot{V}_2 = \dot{V}_1$$

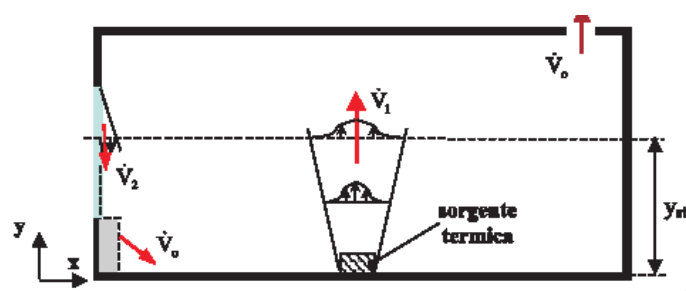


Figura 412: Volume di controllo per il bilancio del dislocamento

Da questa si desume che la portata di immissione è data dalla differenza $\dot{V}_0 = \dot{V}_1 - \dot{V}_2$ fra il flusso ascendente e quello discendente.

Il sistema a dislocazione ha il vantaggio, in genere, di mantenere bassa la concentrazione di inquinante interno nella zona al di sotto dell'altezza di stagnazione y_{st} mentre la concentrazione nella zona superiore è via via crescente. Si assume valida la regola cautelativa del 30% per la concentrazione nella zona occupata dalle persone rispetto alla zona superiore.

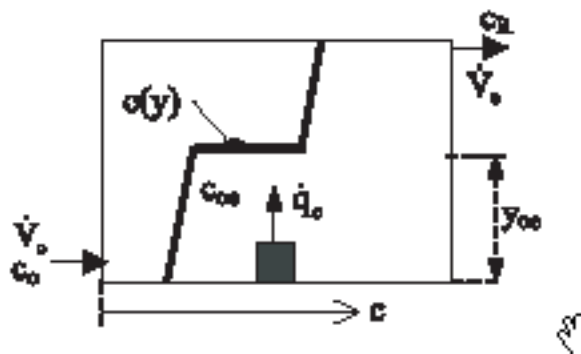


Figura 413: Distribuzione dell'inquinante in presenza del dislocamento

La distribuzione della temperatura varia linearmente fra il pavimento e il soffitto, riportato in Figura 414. In genere si assume la regola del 50%. Il progetto dei sistemi a dislocazione risulta complicato dalla necessità di dovere soddisfare più condizioni contemporaneamente. In particolare si vuole avere una concentrazione nella zona inferiore dell'ambiente limitata da un valore limite c_{00} che dipende dal tipo di locale e dal tipo di inquinante considerato (si veda la teoria di Fanger sulla qualità dell'aria).

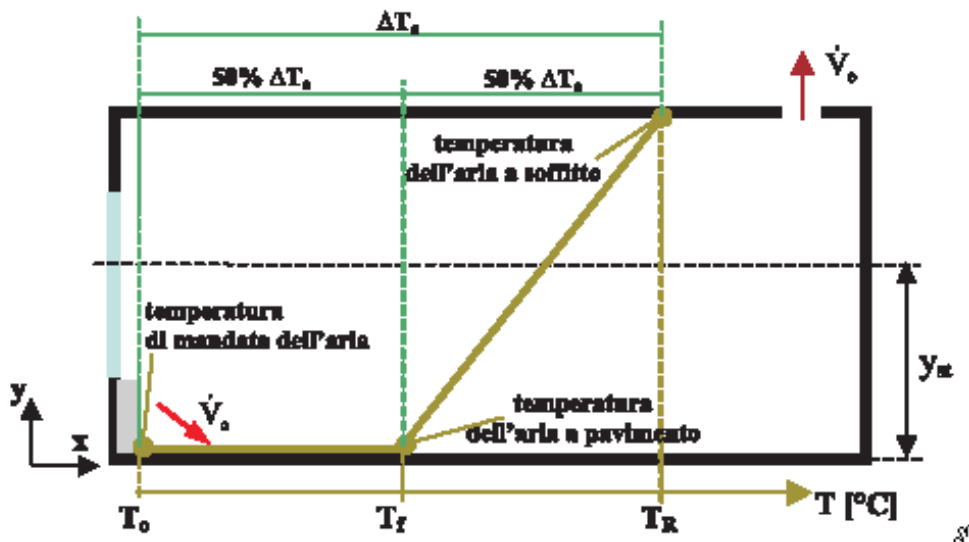


Figura 414: Distribuzione di temperatura in un sistema a dislocamento

Al tempo stesso si deve avere un'altezza di stagnazione maggiore dell'altezza di occupazione (fra 1,1 e 1,9 m) in modo che le persone risiedano permanentemente nella zona pulita. Infine si vuole che la portata di immissione soddisfi i carichi termici interni ed esterni dell'ambiente. Si procede quindi per tentativi ipotizzando inizialmente che la portata discendente \dot{V}_2 sia nulla.

Si valutano, quindi, le portate dei pennacchi interni in base alle curve di Figura 410 e si calcola la portata di ventilazione corrispondente.

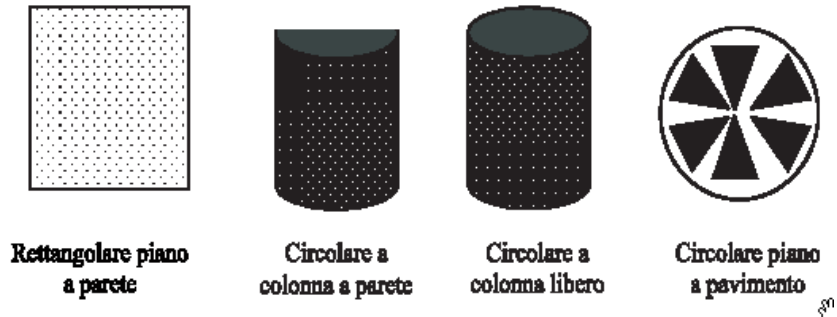


Figura 415: Tipo di distributori a dislocazione

Si verifica poi che la concentrazione nella zona di occupazione sia inferiore a quella limite e quindi che la portata di immissione garantisca la neutralizzazione del carico termico dell'ambiente. Si ha una schema di calcolo del tipo di quello riassunto in Figura 416.

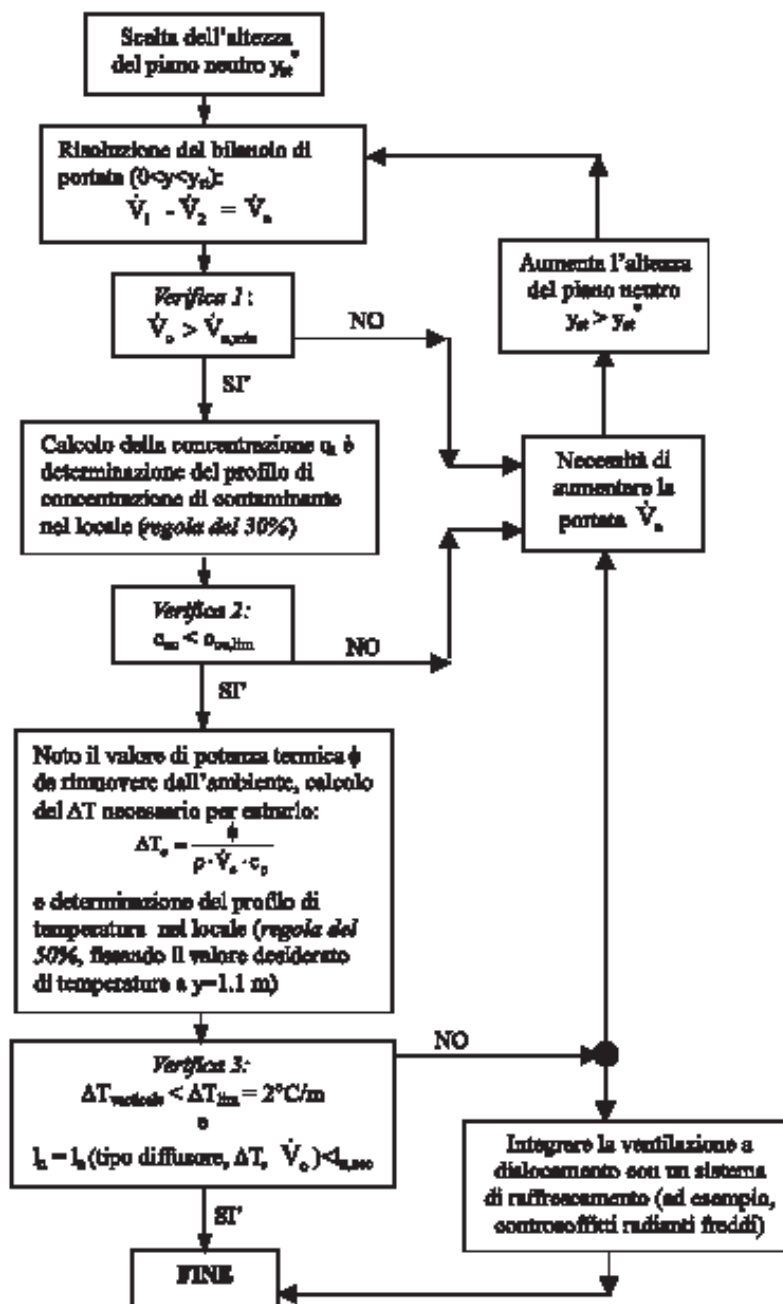


Figura 416: Schema di calcolo per sistemi a dislocazione

Si sottolineano qui alcuni aspetti positivi e negativi del sistema a dislocazione.

Esso garantisce in genere una buona pulizia della zona di occupazione tranne nei casi in cui la produzione di inquinanti sia proprio a livello del pavimento (ad esempio per produzione di radon che, essendo pesante, si trova a livello di pavimento ma che per effetto dello spostamento dell'aria fredda a stantuffo si può spostare in alto e quindi portarsi nella zona pericolosa della bocca e delle narici dell'uomo).



Disegno: Knud Holscher

COMDF CCA è un componente circolare per la diffusione dell'aria per ventilazione a dislocazione. Il diffusore è provvisto di collegamento circolare al canale di alimentazione ed è sigillato mediante manicotto. È provvisto di ugelli di diffusione che danno la possibilità di variare la geometria della zona di prossimità. Il componente non richiede manutenzione e non c'è rischio di intasamento.

Come accessori sono disponibili coperture per canali e zoccolo di base.

Utilizzazione: per l'industria, laboratori, centri di ricerca, locali di riunione, uffici e simili.

Materiali e finiture:

Parti interne ed esterne: Acciaio zincato
 Ugelli: Plastica nera
 Piastra frontale: lamiera zincata di acciaio da 1 mm

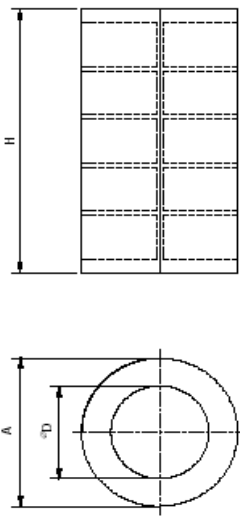
Finitura standard: Laccatura a polvere
 Colori standard: 0: RAL 7010 grigio
 1: RAL 9010 bianco
 2: Colori speciali

Montaggio:

A pavimento.
 Collegamento del canale dall'alto o dal basso.
 Le dimensioni esterne del componente permettono di integrare una serranda, una presa per sonda FMDU nonché un silenziatore SLU al di sotto della copertura del canale di alimentazione.

Figura 417: Un distributore a dislocazione circolare commerciale

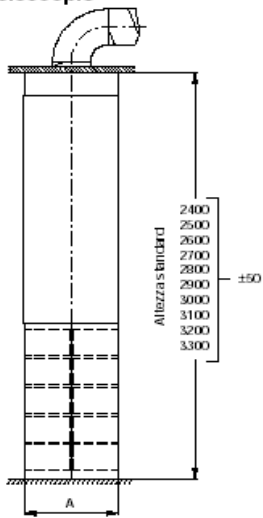
Dimensioni



Misura	A	$\varnothing D$	H	Peso kg
1207	250	125	710	5,0
1607	300	160	710	7,5
2010	330	200	970	13,0
2510	400	250	970	18,0
3115	520	315	1490	35,0
4020	630	400	2010	58,0
5020	730	500	2010	78,0
6320	830	630	2010	106,0

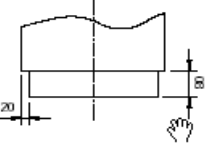
Accessori

Copertura per canale CCAZ-1 con telescopio



Misura	A	Peso kg/m
1207	250	4,7
1607	300	6,0
2010	330	7,5
2510	400	10,0
3115	520	13,0
4020	630	16,0
5020	730	20,0
6320	830	25,0

Zoccolo di base CCAZ-2



È fornito già montato sul diffusore

Figura 418: Dati dimensionali di un distributore a dislocazione

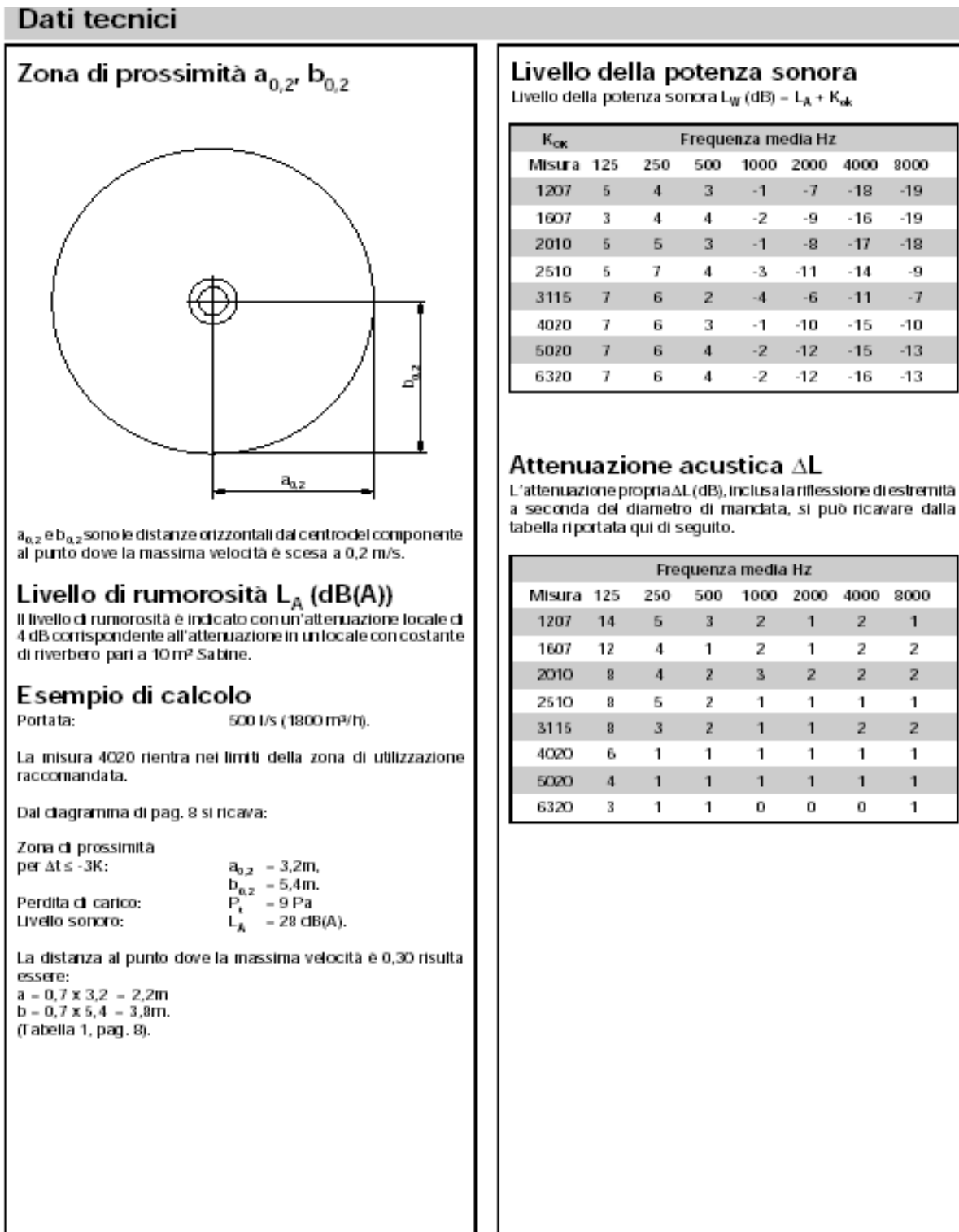


Figura 419: Dati caratteristici di un distributore a dislocamento

- Esso garantisce un minor gradiente termico e quindi un maggior comfort interno rispetto ai sistemi a ventilazione;
- E' silenzioso per effetto delle basse velocità di immissione di aria fredda nell'ambiente;
- Per contro è fortemente dipendente dai carichi interni e quindi dai pennacchi che essi formano. Pertanto il dimensionamento di questi sistemi non dipende solamente dalla geometria della sala e dalle esigenze tecniche ma anche dall'uso che ne viene fatto. Questi sistemi sono spesso utilizzati nelle scuole, negli ospedali o anche in ambito industriale dove si conoscano bene i carichi interni.

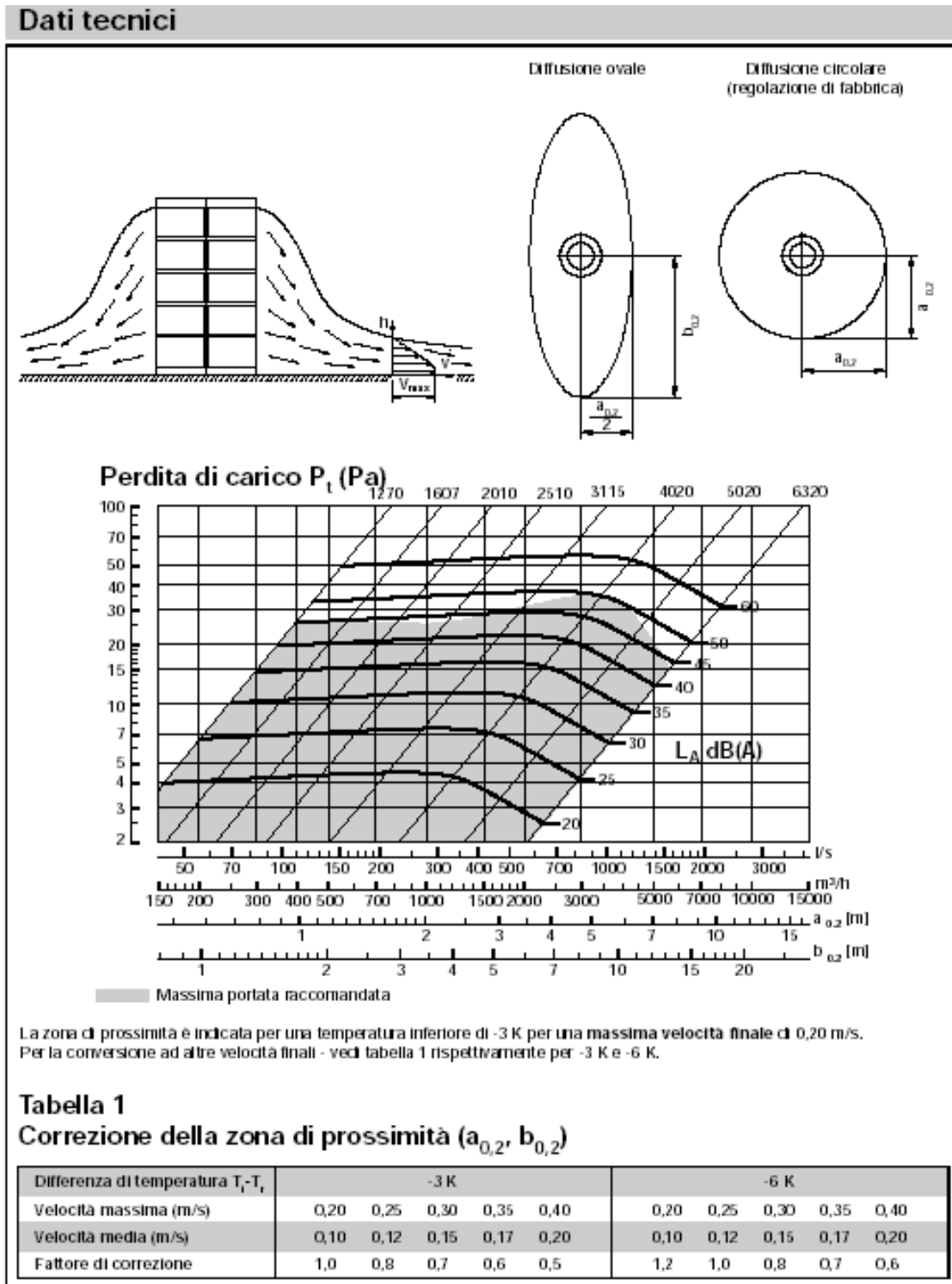


Figura 420: Curve caratteristiche di un distributore a dislocazione

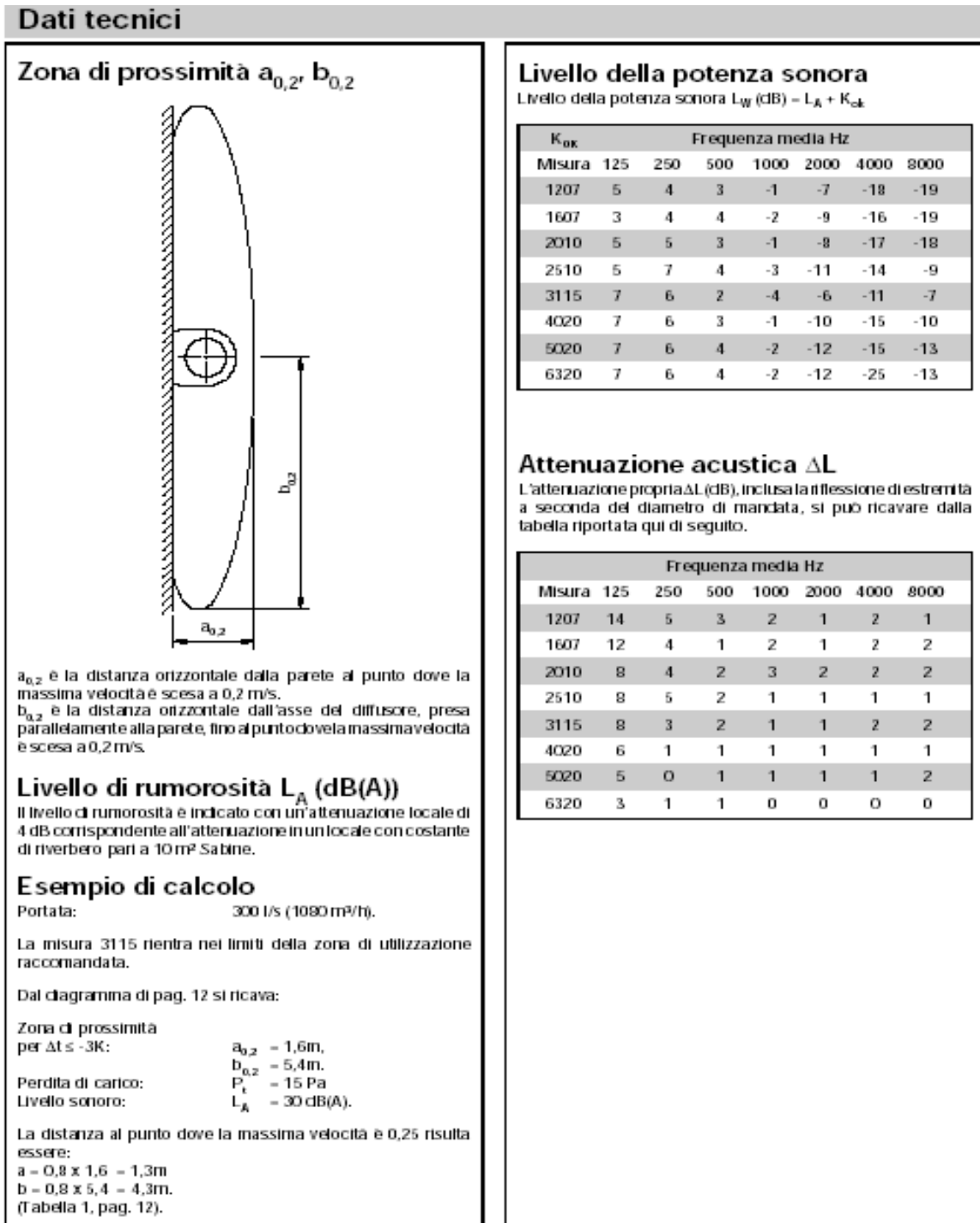


Figura 421: Dati caratteristici di un distributore a dislocamento

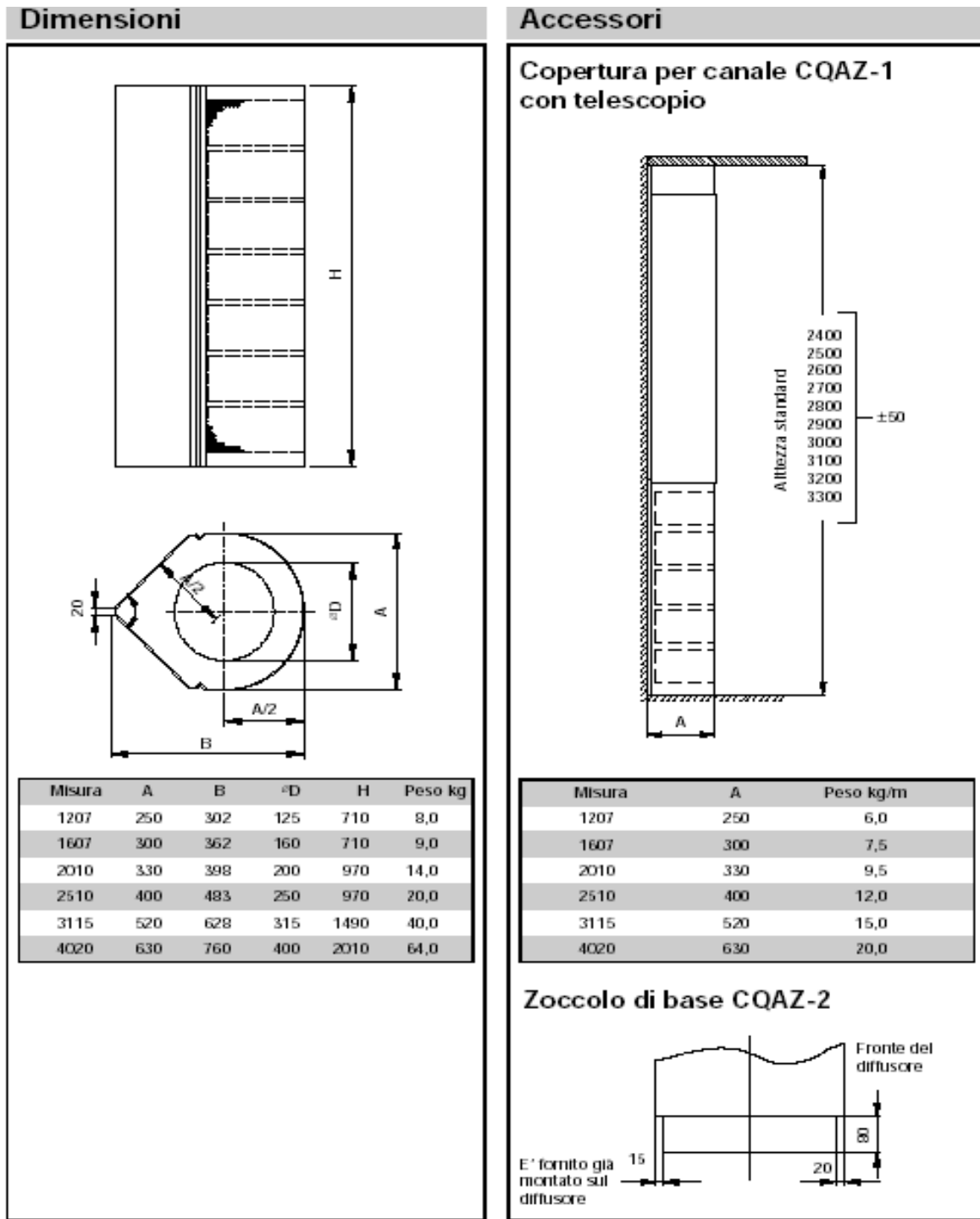


Figura 422: dati caratteristici di un distributore a dislocamento angolare

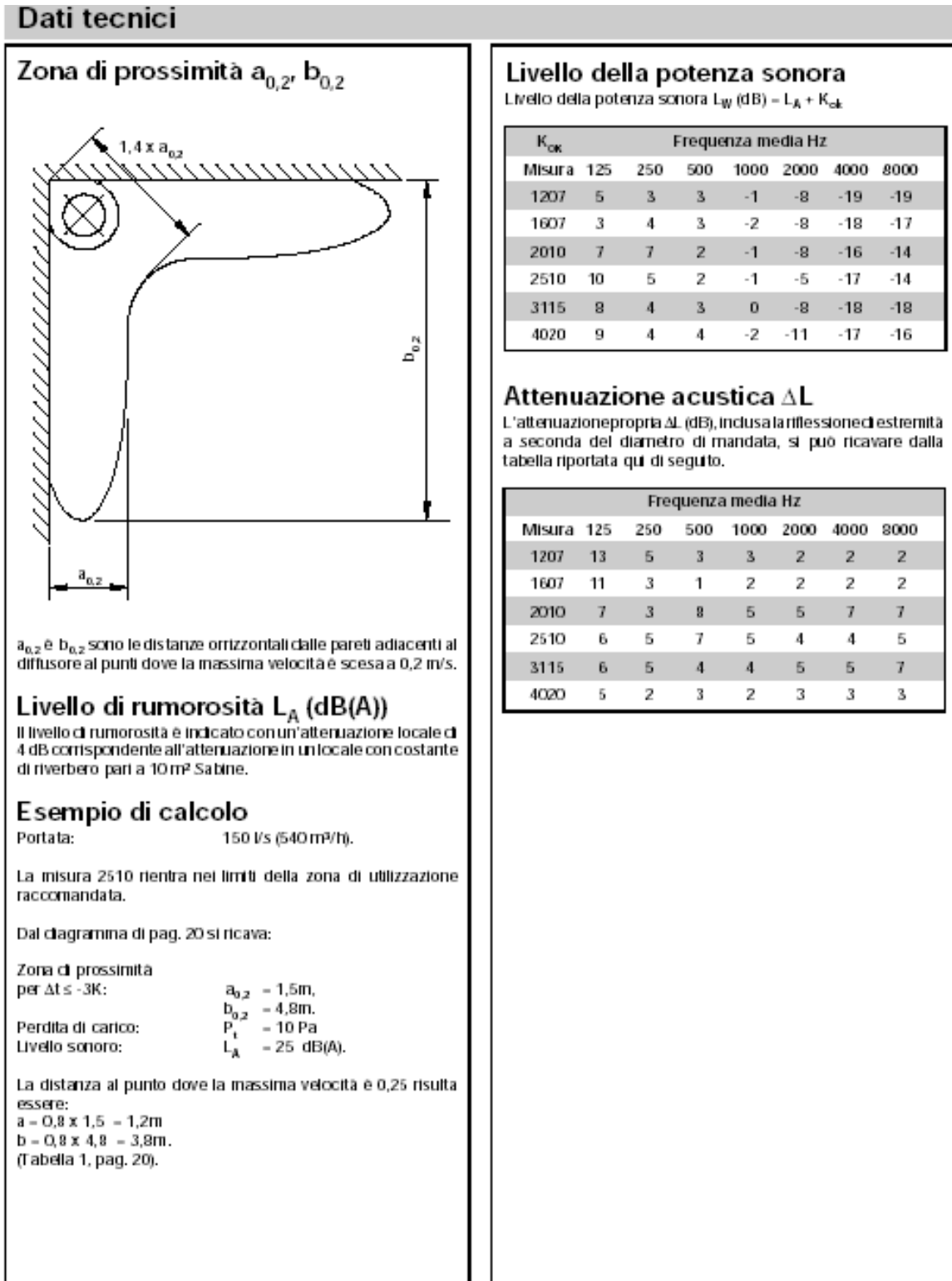


Figura 423: dati caratteristici di un distributore a dislocamento angolare

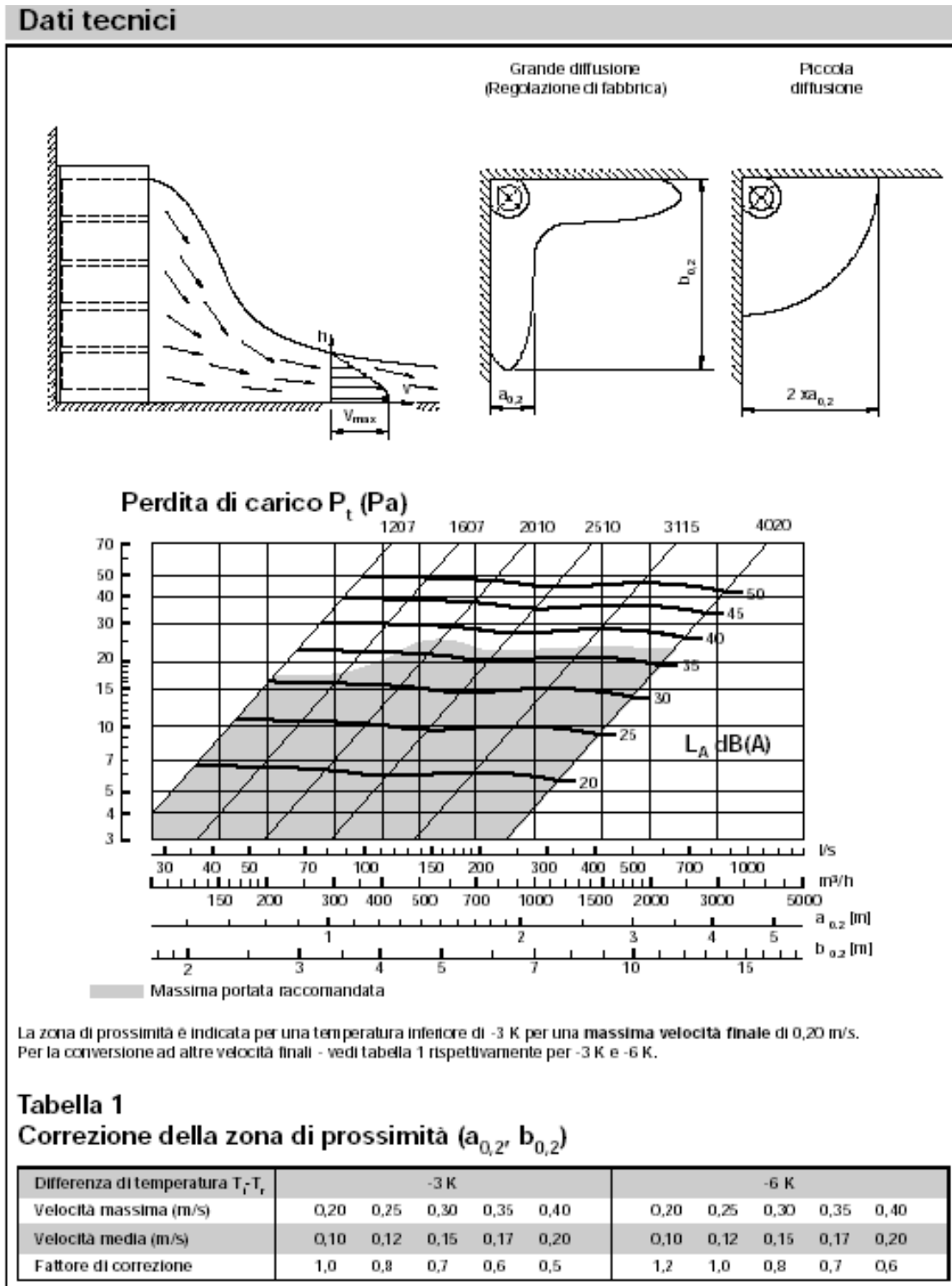
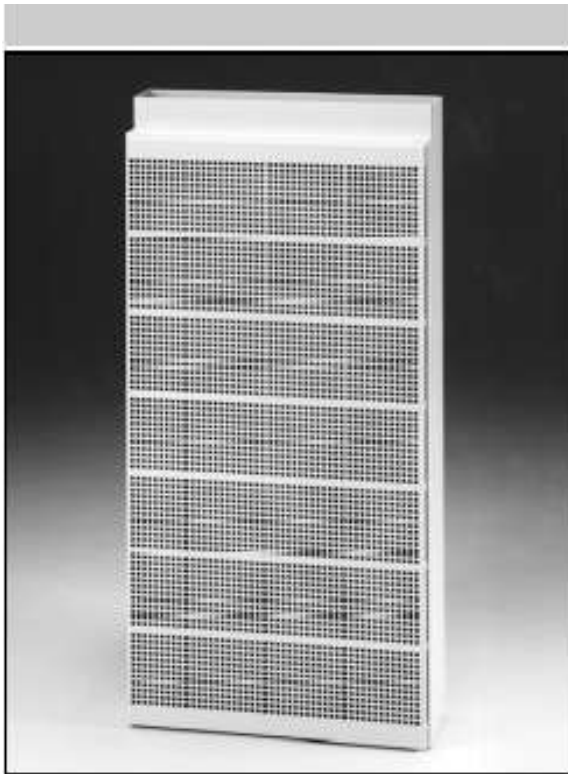
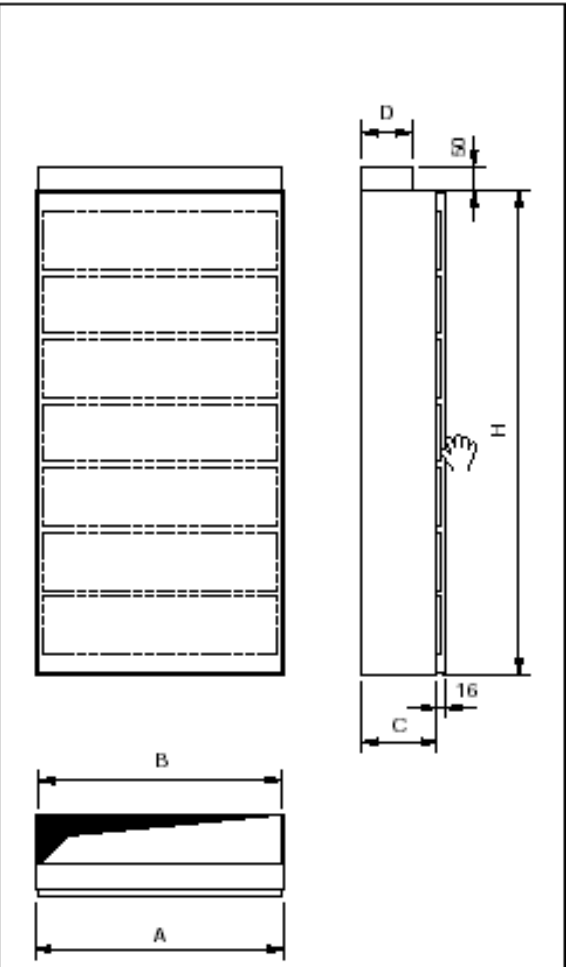


Figura 424: dati caratteristici di un distributore a dislocazione angolare



Dimensioni



Descrizione

COMDIF CRA è un componente rettangolare per la diffusione dell'aria per ventilazione e dislocamento. Il diffusore è provvisto di collegamento rettangolare al canale di alimentazione da effettuarsi mediante manicotto. È provvisto di ugelli di diffusione che danno la possibilità di variare la geometria della zona di prossimità.
 Il componente non richiede manutenzione e non c'è rischio di intasamento.
 Come accessori sono disponibili coperture per canali e zoccolo di base.
 Utilizzazione: per l'industria, laboratori, centri dati, locali di riunione, uffici e simili.

Materiali e finiture:

Parti interne ed esterne: Acciaio zincato
 Ugelli: Plastica nera
 Piastra frontale: lamiera zincata di acciaio da 1,5 mm
 Finitura standard: Laccatura a polvere
 Colori standard: 0: RAL 7040 grigio
 1: RAL 9010 bianco
 2: Colori special

Montaggio:

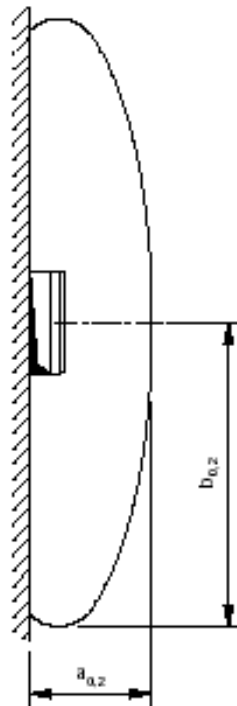
A pavimento contro una parete.
 Collegamento del canale dall'alto o dal basso.
 In alternativa, il diffusore è disponibile in versione adatta per essere murata nella parete.

Misura	A	B	C	D	H	Peso kg
3010	300	278	150	98	980	10,0
5010	500	478	150	98	980	17,0
8010	800	778	150	98	980	27,0
8020	800	778	250	198	2020	32,0

Figura 425: dati geometrici di un dislocatore rettangolare

Dati tecnici

Zona di prossimità $a_{0,2}$, $b_{0,2}$



$a_{0,2}$ è la distanza orizzontale dalla parete al punto dove la massima velocità è scesa a 0,2 m/s.
 $b_{0,2}$ è la distanza orizzontale dall'asse del diffusore, presa parallelamente alla parete, fino al punto dove la massima velocità è scesa a 0,2 m/s.

Livello di rumorosità L_A (dB(A))

Il livello di rumorosità è indicato con un'attenuazione locale di 4 dB corrispondente all'attenuazione in un locale con costante di riverbero pari a 10 m² Sabine.

Esempio di calcolo

Portata: 150 l/s (540 m³/h).

La misura 5010 rientra nei limiti del campo di utilizzazione raccomandato.

Dal diagramma di pag. 24 si ricava:

Zona di prossimità per $\Delta t \leq -3K$:
 $a_{0,2} = 1,2m$,
 $b_{0,2} = 4,0m$.
 Perdita di carico: $P_t = 19 Pa$
 Livello sonoro: $L_A = 32 dB(A)$.

La distanza al punto dove la massima velocità è 0,25 risulta essere:

$a = 0,8 \times 1,2 = 1,0m$
 $b = 0,8 \times 4,0 = 3,2m$.
 (Tabella 1, pag. 24).

Livello della potenza sonora

Livello della potenza sonora L_W (dB) = $L_A + K_{ok}$

Misura	Frequenza media Hz						
	125	250	500	1000	2000	4000	8000
3010	4	5	3	0	-7	-15	-22
5010	9	10	3	-1	-8	-16	-24
8010	3	5	2	0	-5	-12	-21
8020	4	4	1	0	-4	-14	-25

Attenuazione acustica ΔL

L'attenuazione propria ΔL (dB), inclusa la riflessione di estremità a seconda del diametro di mandata, si può ricavare dalla tabella riportata qui di seguito.

Misura	Frequenza media Hz						
	125	250	500	1000	2000	4000	8000
3010	7	6	4	2	2	1	2
5010	6	6	4	2	2	1	2
8010	6	4	3	2	1	1	1
8020	4	3	2	1	1	1	1

Figura 426: Dati caratteristici di un dislocatore rettangolare

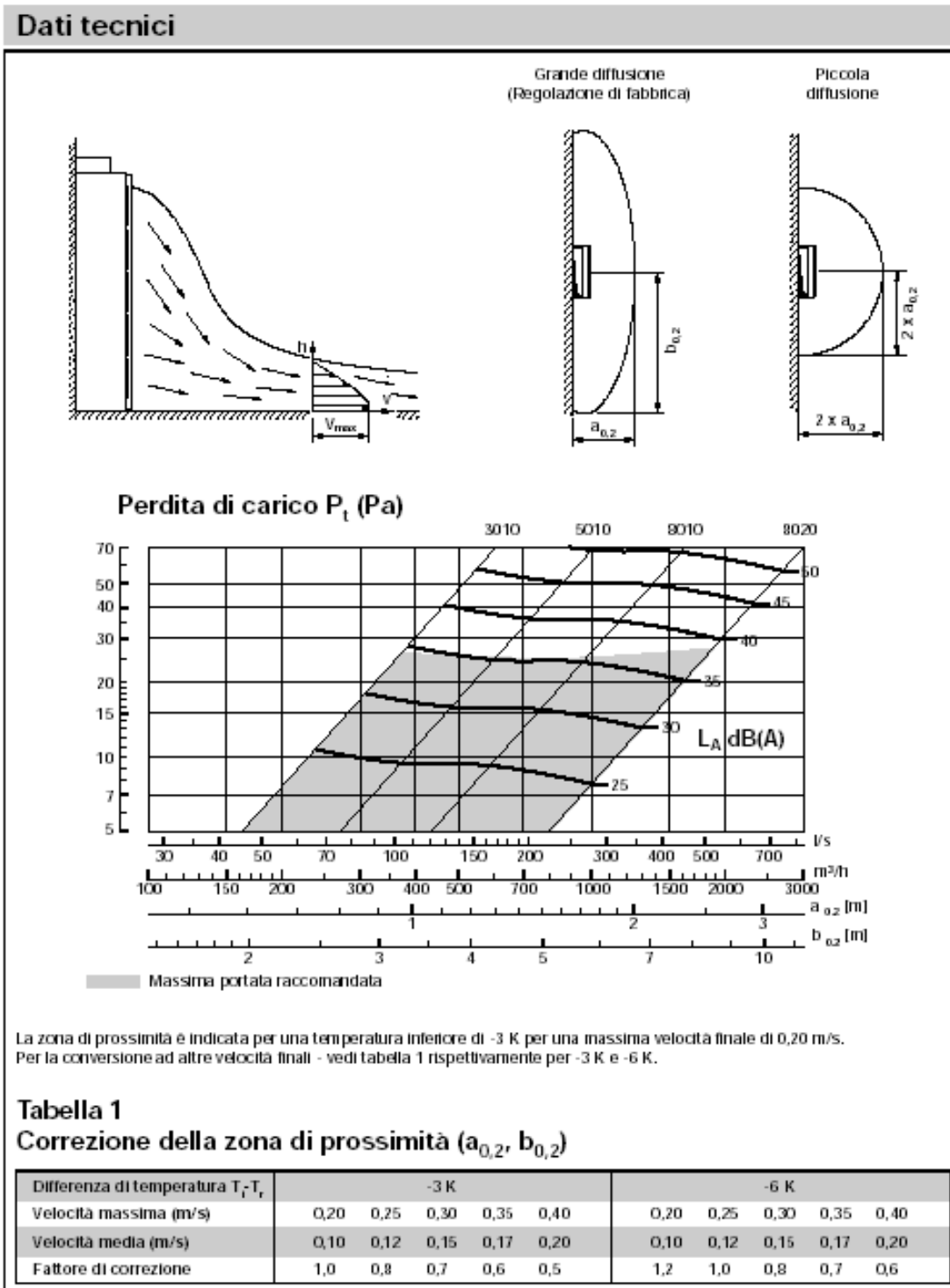


Figura 427: Dati caratteristici di un dislocatore rettangolare

11.8 SISTEMI A FLUSSO LAMINARE

Questi terminali sono usati per ottenere zone con elevata purezza dell'aria mediante immissione a bassa velocità (zone laminari, vedi Figura 343 e Figura 428) con aria proveniente da una intera parete o da un soffitto attrezzati con filtri HEPA e con velocità uniforme di 0,4 ÷ 0,5 m/s. Dalla parete opposta l'aria viene estratta in modo uniforme in modo da creare un effetto di pistone nello spostamento.

La portata di aria immessa dipende dalla superficie utilizzata per l'immissione e pertanto è bene porre attenzione alla scelta di quest'ultima potendosi ottenere valori di portata fino a 100 Volumi /ora.

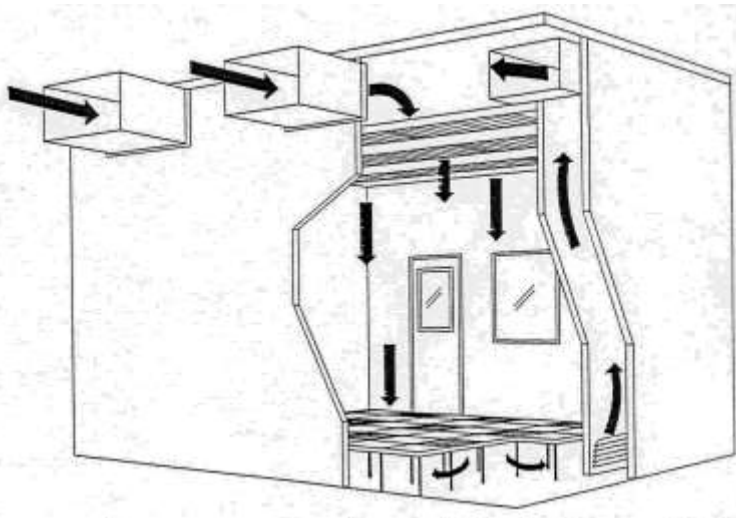


Figura 428: Flusso laminare dal soffitto e ripresa dal pavimento

Questi sistemi di distribuzioni (complessi e costosi) si utilizzano nei casi in cui la purezza dell'aria è fondamentale, quali le industrie elettroniche, le sale operatorie, l'industria farmaceutica.

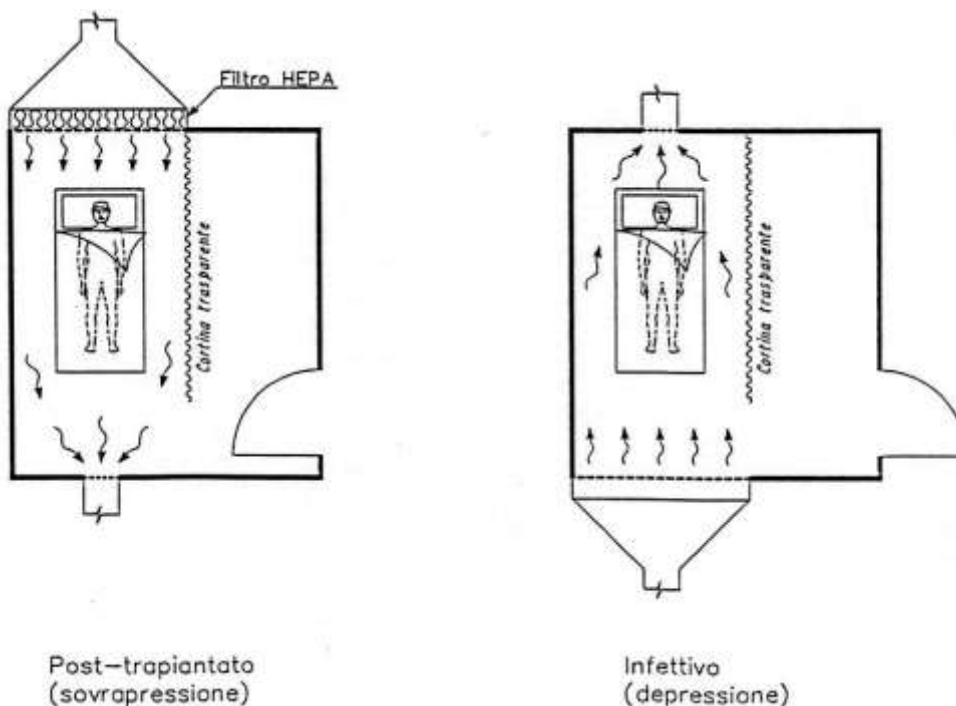


Figura 429: Esempio di applicazione dei sistemi laminari

11.9 TRAVI FREDE

La trave fredda è un sistema di distribuzione misto aria-acqua molto utilizzata soprattutto nei paesi nordici, il nome deriva dal termine inglese "**chilled beams**" ma, a dispetto del nome, sono terminali in grado di riscaldare l'ambiente, non solo di raffreddarlo, oltre che garantire il controllo dell'umidità ed il ricambio dell'aria. Di esse si è discusso nei primi capitoli.

11.10 CANALI FORATI

Si tratta di canali solitamente di tessuto aventi una foratura laterale da cui fuoriesce l'aria da inviare nell'ambiente, come illustrato in Figura 430.

Si tratta di sistemi nei quali si realizza un dislocamento anche per effetto della modesta velocità di uscita dell'aria.

Essi riprestano solo ad applicazioni per solo raffrescamento ambientali poiché l'invio di aria calda provocherebbe una stratificazione in alto che vanificherebbe la loro azione.

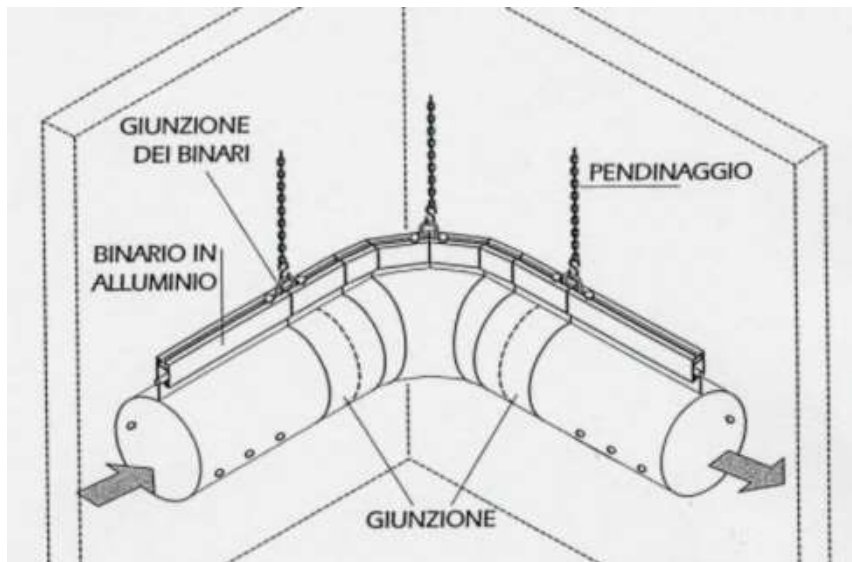


Figura 430: Canale forato

11.11 SOFFITTO FORATO

E' un'estensione concettuale del precedente tipo ed è formato da un soffitto forato che distribuisce aria nell'ambiente sottostante.

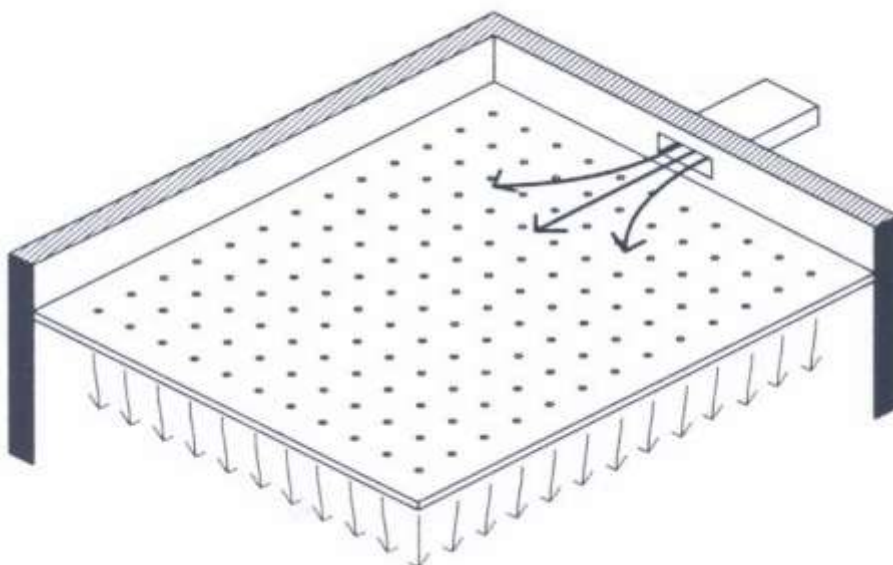


Figura 431: Soffitto forato

12. LA REGOLAZIONE DEGLI IMPIANTI

12.1 NECESSITÀ DELLA REGOLAZIONE NEGLI IMPIANTI

Da quanto sin qui detto appare evidente che l'evoluzione termica dell'edificio (cioè l'andamento delle temperature di tutti gli elementi in grado di accumulare energia) influenza il *carico termico* e che, in sistema termostattizzato, il controllo del calore (con proprio segno) fornito dall'impianto dipende fortemente sia dalle condizioni al contorno del problema (*climatologia del luogo*) che dalla risposta propria del sistema (ossia dell'edificio).

In pratica un controllore che agisca sulla valvola miscelatrice di Figura 432 deve conoscere la legge di controllo, ossia deve sapere come evolve il sistema da controllare in modo da determinare l'uscita (in questo caso la temperatura di mandata) in modo ottimale.

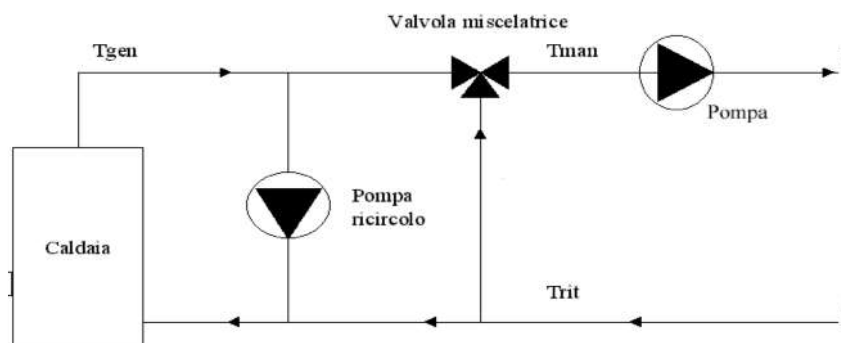


Figura 432: Schema di impianto con sistema di regolazione a valvola miscelatrice

Visto che le condizioni (interne ed esterne) sono sempre variabili, il controller dovrebbe procedere all'identificazione del sistema (edificio – impianto) in tempo reale in modo da determinare la migliore legge di controllo (*controllo adattativo*). Il metodo del modello ridotto equivalente dianzi presentato consente di avere un numero ridotto di equazioni differenziali la cui identificazione può essere effettuata con relativa facilità mediante tecniche usuali.

Una metodologia innovativa potrebbe fare uso, ad esempio, di reti neurali che, opportunamente addestrate, sono in grado di riconoscere l'evoluzione del sistema edificio –

impianto e di prevederne l'evoluzione consentendo al regolatore il controllo adattativo in tempo quasi reale⁶⁸.

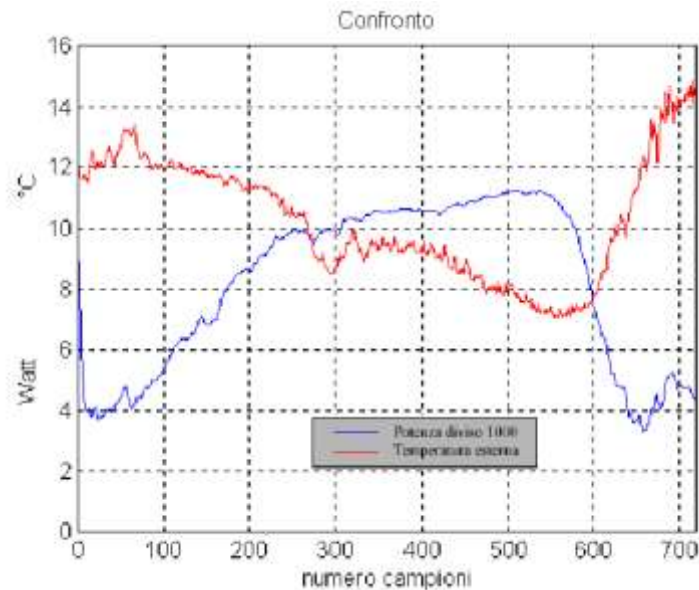


Figura 433: Andamento della temperatura esterna nel sistema studiato e della potenza ceduta

Ad esempio in un caso realmente simulato mediante rete neurale si ha in Figura 433 nella quale si ha l'andamento della temperatura esterna e della potenza fornita dall'impianto per un edificio monitorizzato dall'Università di Bari. In Figura 434 si ha l'andamento della temperatura ambiente, supposto attivo il termostato e cioè che si abbia la regolazione della temperatura ambientale.

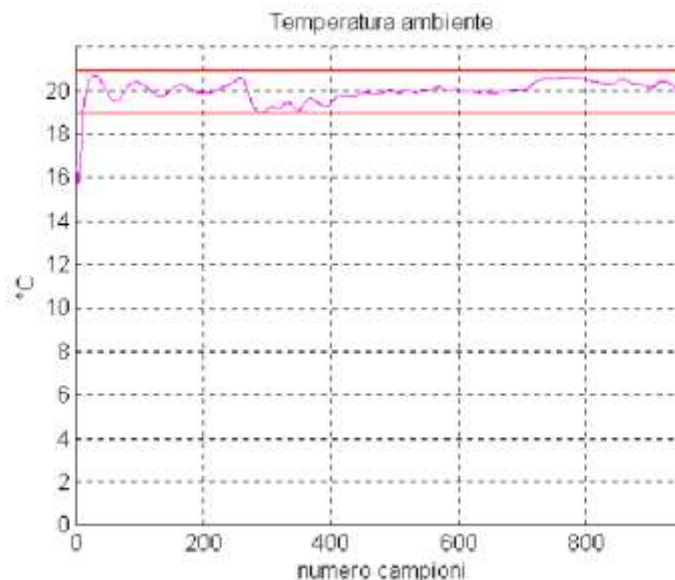


Figura 434: Andamento della temperatura ambiente termostata

Applicando lo schema di controllo di Figura 435, previo precedente addestramento della rete neurale con parte dei dati sperimentali raccolti, si sono poi ottenuti gli andamenti della temperatura e della potenza ceduta dall'impianto di Figura 436 e di Figura 437. Entrambi questi diagrammi si mostrano in buon accordo con i dati sperimentali.

⁶⁸ Si tenga presente che l'evoluzione termica degli edifici non è rapida come quella dei componenti elettronici o meccanici e pertanto un tempo di calcolo di qualche minuto è perfettamente accettabile.

Un controllore neurale del tipo qui ipotizzato si può oggi facilmente realizzare, almeno in fase prototipale, mediante programmi del tipo *Labview*® accoppiato ad un programma di calcolo del tipo *Matlab*® che consentono di simulare via software un dispositivo hardware complesso come il controllore adattativo sopra indicato.

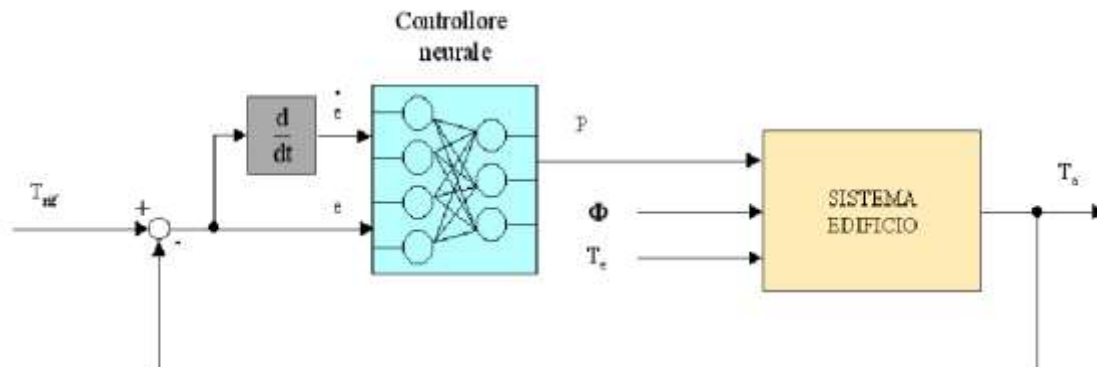


Figura 435: Schema di controllore neurale

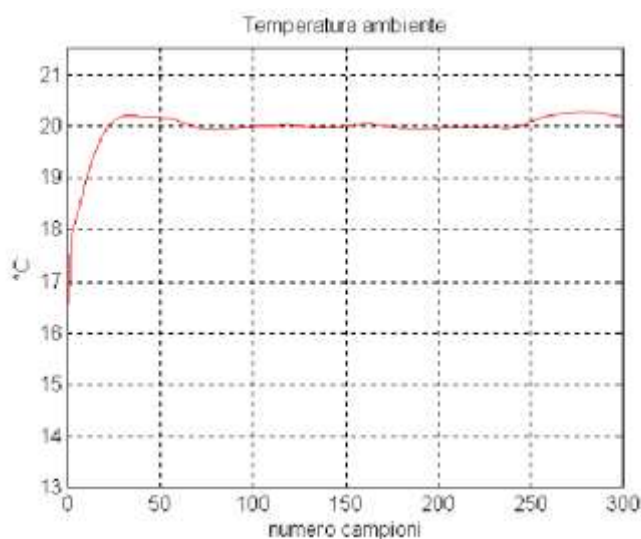


Figura 436: Andamento della temperatura interna prevista dal controller neurale

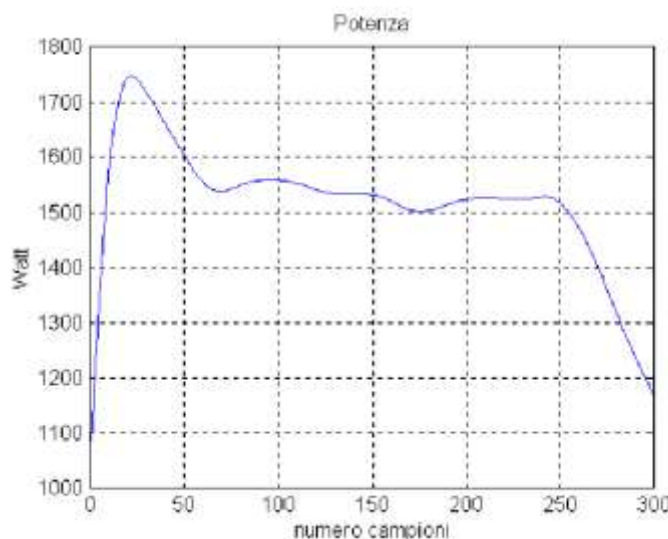


Figura 437: Andamento della potenza ceduta prevista dal controller neurale

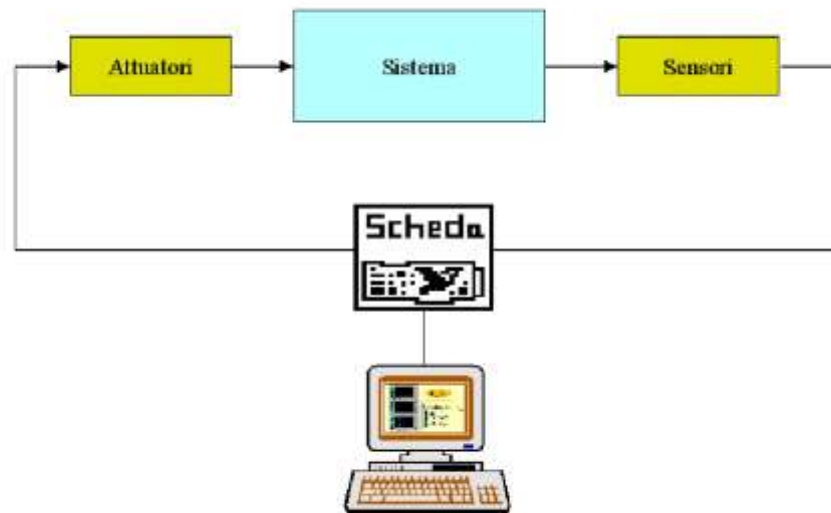


Figura 438: Schema del sistema di controllo digitale

12.2 FUNZIONE DELLA REGOLAZIONE DEGLI IMPIANTI

Qualunque siano le tipologie di impianto occorre sempre attuare una regolazione sugli elementi attivi (generatori di energia) e sui terminali per potere avere una temperatura (ed una umidità negli impianti di condizionamento) costanti o quanto meno variabili entro uno stretto intervallo.

Le condizioni climatiche esterne sono sempre variabili e allo stesso modo possono variare anche i carichi interni in funzione dei profili d'uso degli occupanti. Se i generatori di calore lavorassero sempre a regime costante si avrebbero condizioni interne non più costanti al variare di quelle esterne. In inverno si può avere, per effetto della radiazione solare, un guadagno energetico sensibile attraverso le finestre e, per effetto dell'innalzamento di temperatura, si rischia un surriscaldamento interno.

L'impianto di climatizzazione (in senso lato) è allora controllato (ossia regolato) mediante un sistema di controllo, oggi quasi sempre elettronico, che provvede a rendere quanto più possibile verificata la condizione di equilibrio:

$$Potenza_ceduta = Potenza_richiesta$$

ove la *Potenza_richiesta* varia per effetto delle mutate condizioni climatologiche esterne (in modo preponderante rispetto a quelle interne). Il sistema da controllare, vedi Figura 439, ha una centralina di controllo che può essere di tipo aperto, vedi Figura 440, o di tipo chiuso ad anello, vedi Figura 441.

12.2.1 CONTROLLORE A CIRCUITO APERTO

La variabile di uscita, *U*, è controllata mediante la variabile di controllo, *M*, in presenza di un disturbo. Ad esempio si desidera controllare la temperatura dell'aria avendo in ingresso i flussi termici dei quali quelli scambiati con l'esterno (carico termico) sono il *disturbo* mentre il flusso scambiato mediante l'impianto di riscaldamento (o raffrescamento) è la *variabile di controllo*.

Con riferimento alla Figura 440 si ha che il segnale di controllo è dato dalla differenza fra il segnale di regolazione, R , e di un segnale di riferimento, S :

$$C = R - S$$

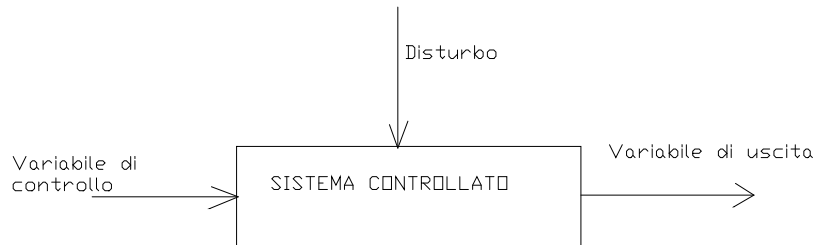


Figura 439: Sistema da regolare

Un esempio di regolazione a ciclo aperto si ha con le classiche centraline di regolazione che fanno dipendere la temperatura di uscita dell'acqua calda dalla caldaia dal valore della temperatura esterna secondo una legge di controllo lineare del tipo indicato in Figura 442 e con uno schema di controllo indicato in Figura 443.

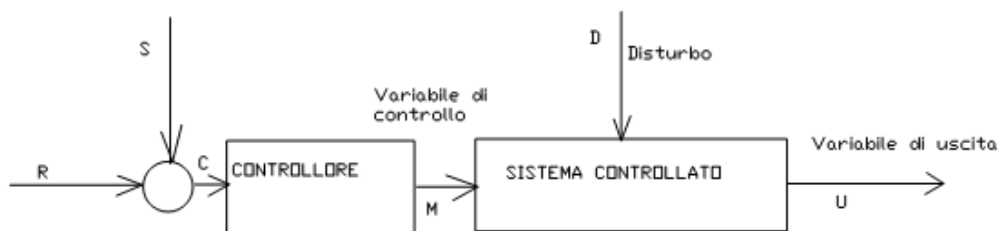


Figura 440: Controllore a circuito aperto

Il sistema di controllo aperto non risente del valore della variabile controllata. In pratica con il sistema in Figura 443 il sistema non vede la temperatura dell'acqua in uscita e quindi degli ambienti. Inoltre può anche avvenire che la regolazione dell'acqua calda della caldaia sia corretta e che, all'interno degli ambienti, varino le condizioni interne (ad esempio si ha una sorgente interna che fa aumentare la temperatura dell'ambiente): questo sistema non ha modo di intervenire perché non conosce la temperatura degli ambienti e non saprebbe come utilizzarla.

12.2.2 CONTROLLORE A CIRCUITO CHIUSO

Questi controllori sono più sofisticati di quelli a circuito aperto perché riportano in ingresso un segnale legato alla variabile di uscita, vedi Figura 441. L'anello che riporta indietro il segnale di retroazione (*feedback*) chiude la catena di controllo che ora vede il segnale di regolazione dato dalla somma:

$$C = R - S$$

Il segnale di riferimento è ora dato dal segnale di retroazione e quindi il controllore ha modo di vedere se la sua azione di controllo ha avuto l'effetto desiderato.

In pratica l'anello di *retroazione* informa il controllore dell'effetto sulla variabile di controllo. In questo modo l'azione di controllo è sempre congruente con l'azione desiderata.

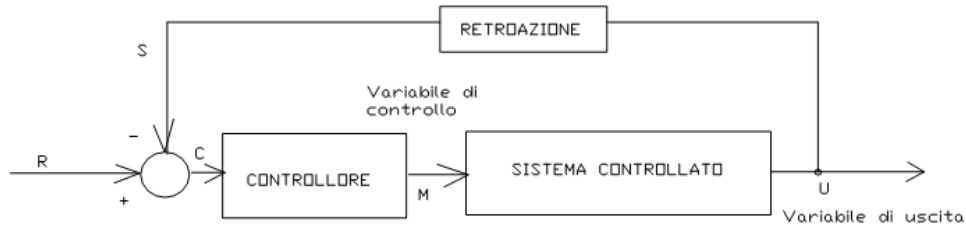


Figura 441: Sistema di regolazione a controreazione, Circuito chiuso

Se, ad esempio, si controlla la temperatura degli ambienti, mediante una opportuna sonda di temperatura, allora il controllore cercherà sempre di operare affinché si raggiungano le condizioni desiderate. In questo caso la centralina, oltre la sonda esterna come indicato in Figura 443, ha anche una sonda interna che informa il controllore sull'effetto di retroazione, come indicato in Figura 450.

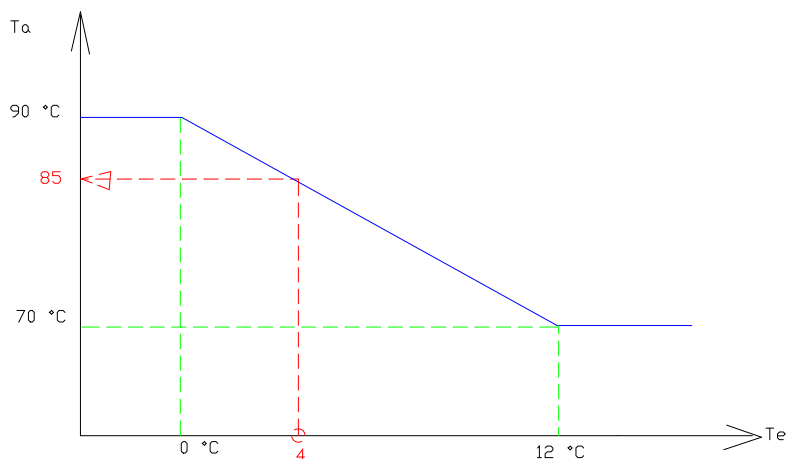


Figura 442: Regolazione della temperatura dell'acqua calda in caldaia

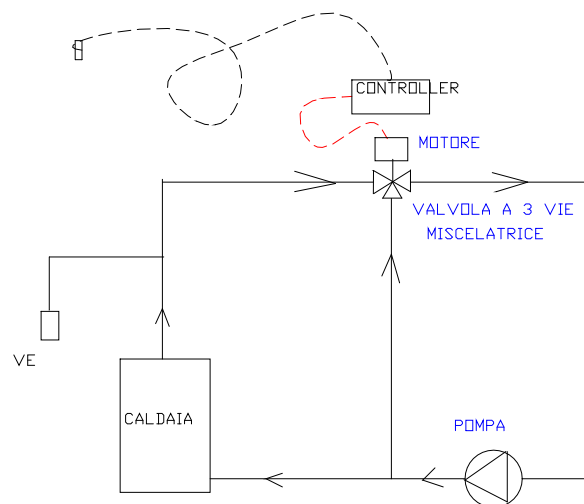


Figura 443: Sistema di regolazione con valvola a 3 vie miscelatrice

12.3 CARATTERISTICHE DI REGOLAZIONE

Con riferimento ad un circuito di regolazione chiuso, vedi Figura 444, si ha sempre che un segnale prelevato in uscita, x , mediante un elemento sensibile venga riportato in ingresso ed elaborato, mediante differenza con il segnale di riferimento, x_0 , dal regolatore che fornisce un comando dato, solitamente, mediante una funzione:

$$y - y_0 = f(x - x_0) \quad [181]$$

ove $y - y_0$ è il segnale di uscita del controllore.

Si possono avere diversi tipi di regolazioni in funzione delle caratteristiche adottate: se ne indicheranno brevemente le fondamentali.

12.3.1 REGOLAZIONE A DUE POSIZIONI

Se ne è già parlato in precedenza. L'equazione del controllore diviene:

$$y = y_1 \quad \text{per } x < x_0$$

$$y = y_2 \quad \text{per } x > x_0$$

Le due posizioni y_1 e y_2 possono essere, ad esempio, l'apertura totale o la chiusura totale di una valvola o l'avvio o lo spegnimento di un motore per autoclave quando la pressione nel serbatoio scende al di sotto del valore limite.

Questo tipo di regolazione è detta **on off** (attacca e stacca) ed è spesso utilizzata quando non si richiedono stadi intermedi di regolazione.

Poiché la catena di regolazione dipende dal sensore e dalla capacità termica totale del sistema si possono avere ritardi nella risposta del controllore se si hanno valori elevati di capacità termica (cosa già vista, almeno concettualmente, nella risposta termica degli edifici).

In genere con grandi capacità termiche si hanno forti ritardi nell'intervento del controllore mentre con basse capacità termiche si possono avere interventi del controllore troppo frequenti che danneggiano lo stesso regolatore.

Per evitare questi inconvenienti si prevede un intervallo fra x_1 ed x_2 , attorno al valore di x_2 , di *set point* (punto di lavoro) in modo che risulti:

$$y = y_1 \quad \text{per } x < x_1 < x_0$$

$$y = y_2 \quad \text{per } x > x_2 > x_0$$

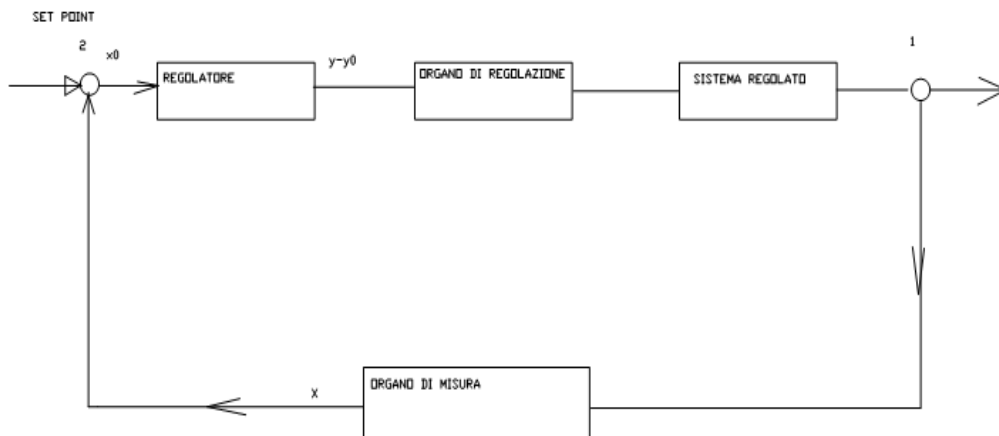


Figura 444: Schema di regolazione chiuso a feedback

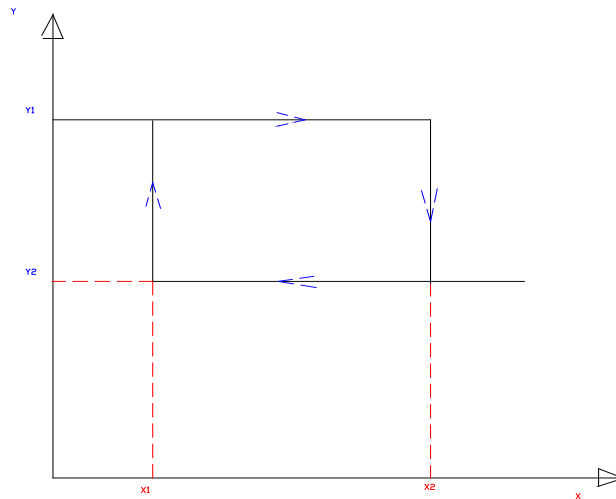


Figura 445: Schema di regolazione ON OFF con differenziale

L'intervallo $x_2 - x_1$ è detto *differenziale del regolatore*.

Per un buon funzionamento di questo sistema occorre che la capacità termica del sistema di regolazione sia piccola rispetto a quella del sistema regolato.

12.3.2 REGOLAZIONE AD AZIONE PROPORZIONALE

Un controllore ad azione proporzionale ha una risposta data dalla relazione:

$$y - y_0 = -k_p (x - x_0)$$

ove la costante di proporzionalità k_p è di solito negativa se si desidera avere una risposta che fa diminuire l'uscita, $y - y_0$, al crescere di x (vedi il caso di Figura 442 per la regolazione della temperatura dell'acqua di caldaia al variare della temperatura esterna).

Anche in questo caso si ha un intervallo di regolazione fra x_1 e x_2 centrato attorno ad un valore x_0 di riferimento. Alla differenza $x_2 - x_1$ si dà il nome di *banda proporzionale* e alla differenza corrispondente $y_2 - y_1$ si dà il nome di *banda di azione*. Questo tipo di regolazione necessita sempre di una differenza di segnale $x_2 - x_1$ per intervenire.

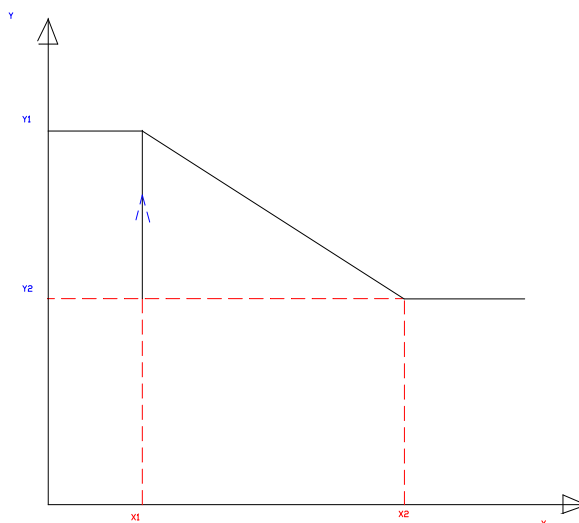


Figura 446: Funzione di risposta di un regolatore ad azione proporzionale

I valori delle bande proporzionali e di azioni debbono essere scelti in modo opportuno a seconda del tipo di applicazione che si intende regolare.

Ad esempio, per la regolazione della temperatura di un ambiente la banda proporzionale potrà avere intervallo di $1\div 2$ °C mentre la grandezza regolata, che può essere la temperatura dell'acqua nei radiatori, potrà variare di $2\div 4$ °C.

12.3.3 REGOLAZIONE AD AZIONE INTEGRALE

La funzione di regolazione è del tipo:

$$\frac{dy}{d\tau} = -k_i (x - x_0)$$

Ovvero anche:

$$y - y_0 = -\int_{\tau_1}^{\tau_2} k_i (x - x_0)$$

Questo tipo di regolatore, a differenza di quello proporzionale, tende sempre a riportare la variabile controllata al punto di regolazione x_0 . L'azione di regolazione è funzione, infatti, dell'integrale dello squilibrio $(x-x_0)$ nel periodo di tempo in cui esso avviene $(\tau_2-\tau_1)$. L'azione di regolazione, però, si fa sentire con un certo ritardo (per effetto dell'integrazione e quindi di una specie di *ricordo* dell'evoluzione del segnale) e pertanto limitare la regolazione integrale nei sistemi che hanno già notevole inerzia.

12.3.4 REGOLAZIONE AD AZIONE DERIVATIVA

La funzione di risposta del controllore è data dall'equazione:

$$y - y_0 = -k_d \frac{dx}{d\tau}$$

con k_d opportuna costante del sistema di regolazione. L'azione di regolazione si manifesta non appena la variabile regolata inizia a presentare uno squilibrio $(x-x_0)$ (quindi agisce in anticipo). L'azione del regolatore cessa quando lo squilibrio si annulla, ossia quando la x raggiunge una condizione di equilibrio, anche se fuori dal *set point* di controllo. Di solito la regolazione derivativa si accoppia alle regolazioni proporzionali e/o alle regolazioni integrali per contrastare le inerzie del sistema regolato che presentano ritardi notevoli nella regolazione.

12.3.5 SISTEMI DI REGOLAZIONE A PIÙ AZIONI COMBinate

Ciascuno dei modi di regolazione prima descritti presenta vantaggi e svantaggi. E' possibile utilizzare sistemi di controllo combinazione di due o più dei sistemi precedenti. Una regolazione perfettamente soddisfacente può essere ottenuta dalla combinazione di più sistemi quali:

- **Sistemi PD** si tratta di sistemi ad azione proporzionale derivativa che forniscono maggiore rapidità di risposta ai sistemi proporzionali;
- **Sistemi PI** sono sistemi ad azione proporzionale integrale in grado di garantire un'azione completa di controllo per tutta la durata dello squilibrio;
- **Sistemi PID** sono i sistemi proporzionali integrali e derivativi che garantiscono una risposta più completa perché assommano i pregi dei tre sistemi singoli.

Di solito si agisce sulle costanti k_p , k_d , k_i per adattare le risposte dei sistemi di controllo alle esigenze del sistema controllato. Lo scopo principale del sistema di controllo è di mantenere la variabile controllata il più vicino possibile alla valore si *set point* cioè al punto di lavoro prefissato.

12.3.6 LE VALVOLE NELLA REGOLAZIONE IMPIANTISTICA

Una delle azioni più ricorrenti nella regolazione impiantistica è la regolazione del flusso termico, ad esempio attraverso una caldaia, una batteria di scambio, un fan coil, ... Il controller fornisce la sua azione di comando ad un attuatore che si preoccupa di modulare il flusso mediante una valvola di regolazione.

Valvole a due vie

L'attuatore è un motore elettrico (ma può anche essere pneumatico) che agisce sullo stelo di una valvola a due o più vie in modo da far variare il flusso in una o più delle vie di uscita della valvola stessa.

In pratica lo stelo fa variare la sezione di efflusso mediante il movimento dell'*otturatore* che si trova alla fine dello stesso stelo. In Figura 447 si ha la sezione di una tipica valvola nella quale è ben visibile lo stelo e l'otturatore con la sua funzione di controllo del flusso. Ogni valvola presenta una *curva caratteristica* che lega la corsa dell'otturatore, H , con la portata \dot{m} del fluido nell'ipotesi che la differenza di pressione, Δp , della valvola (fra la sezione a monte e quella a valle) sia pari ad 1 bar.

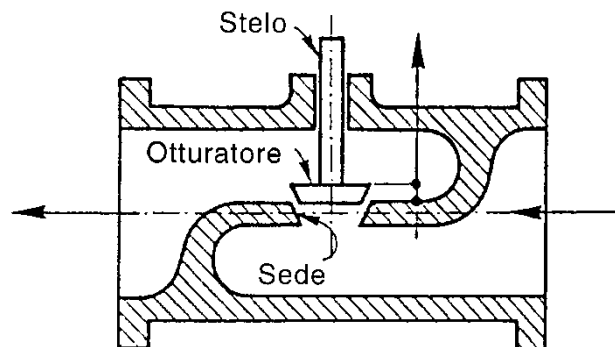


Figura 447: Schema costruttiva di una valvola

La curva caratteristica dipende dal tipo di valvola e quindi da tipo di otturatore (forme geometriche, accoppiamenti fluidodinamici, ...) e può modificare nettamente l'azione $y-y_0$ del regolatore. L'argomento è molto specialistico per cui si considereranno solamente due tipologie di curve caratteristiche:

- Caratteristica lineare;
- Caratteristica equipercentuale.

Caratteristica Lineare

La curva è definita dall'equazione:

$$\dot{m} = \dot{m}_0 + bH$$

ove \dot{m}_0 è la portata che trafila a valvola chiusa e b è un opportuno coefficiente di proporzionalità.

Caratteristica equipercentuale

La curva è definita dall'equazione:

$$\dot{m} = \dot{m}_0 e^{cH}$$

ove \dot{m}_0 è la portata di tra filamento a valvola chiusa e c è una costante positiva. In Figura 448 si hanno le rappresentazioni grafiche delle due caratteristiche.

Valvole a tre vie

Rivestono moltissima importanza nelle regolazione impiantistica le valvole a tre (e anche a quattro) vie. Le valvole a tre vie sono caratterizzate da due flussi che attraversano lo stesso corpo della valvola. A seconda dei sensi di questi flussi si possono avere due tipologie di valvole a tre vie:

- Valvole miscelatrici;
- Valvole deviatrici.

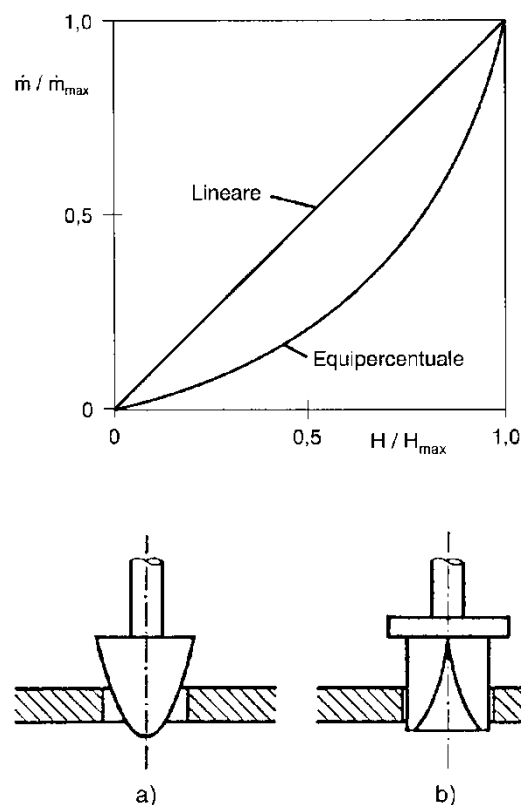


Figura 448: Curve caratteristiche lineari ed equipercentuale di una valvola

Nel caso delle valvole *miscelatrici*, vedi Figura 449 a, i due flussi entranti sono miscelati formando il flusso uscente. Nel caso delle valvole *deviatrici*, vedi Figura 449 b, il flusso entrante viene suddiviso in due flussi uscenti. In genere è sempre bene montare le valvole in modo da avere il flusso contrario alla direzione di chiusura dello stelo.

Si osservi che per ottenere un'azione di efficace regolazione dalla valvola occorre che questa abbia *autorità* nel circuito da controllare, ossia essa deve creare una perdita di carico tale da essere confrontabile con quella del resto del circuito da regolare. Questo parametro (*autorità* della valvola) è di solito riportato dalle ditte costruttrici al variare della portata e della posizione dello stelo. Un'*autorità* bassa porta ad una variazione lineare della portata con l'apertura dello stelo mentre un'*autorità* elevata (>0.5 e < 1) porta ad una apertura non lineare, di tipo percentuale (vedi Figura 448).

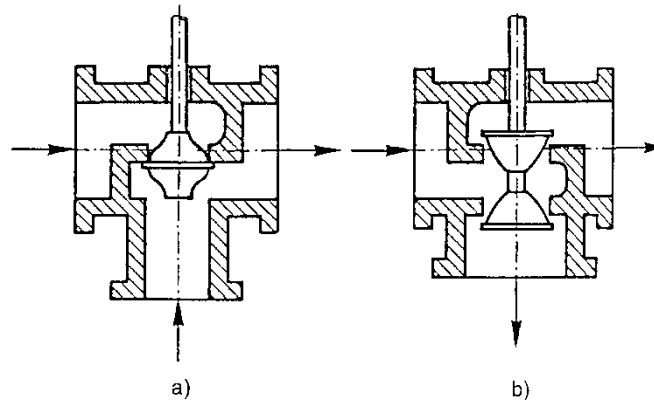


Figura 449: Tipologie di valvole a tre vie: Miscelatrici e Deviatrici

Di una valvola si definisce il coefficiente di regolazione dato da:

$$K_v = \frac{Q}{\sqrt{\Delta p}}$$

con Q portata volumetrica e Δp perdita di pressione attraverso la valvola. Si definisce *autorità* β il rapporto:

$$\beta = \frac{\Delta p_{valvola}}{\Delta p_{tubazione} + \Delta p_{valvola} + \Delta p_{altri_elementi}}$$

Il diametro della valvola è sempre inferiore di una o due misure rispetto al diametro della tubazione nella quale è inserita proprio per darle *autorità*.

La disposizione della valvola deve tenere conto di alcune considerazioni basilari. La pompa di circolazione deve lavorare a *portata costante* mentre la valvola di regolazione deve lavorare a portata variabile per effettuare una regolazione del circuito.

Questo suggerisce di posizionare la valvola in modo da lasciare inalterata la portata nella pompa di circolazione (valvola a miscela) o a valle della pompa stessa.

La stessa considerazione della portata costante si applica alle caldaie e ai refrigeratori d'acqua e pertanto valgono le stesse considerazioni fatte in precedenza sulla posizione corretta della valvola di regolazione.

12.4 ELEMENTI SENSIBILI

I sistemi di controllo sopra accennati ricevono segnali provenienti dall'impianto mediante opportuni sensori che possono essere:

- Elettrici;
- Meccanici

Nel primo caso si hanno trasduttori di segnale analogici⁶⁹ che forniscono in uscita segnali elettrici e/o elettronici mentre nel secondo caso si ha un segnale meccanico (spostamento di un braccio, pressione, ...) che in qualche caso risulta più utile da utilizzare.

⁶⁹ Un *trasduttore* è un dispositivo che trasforma un segnale in un altro. Di solito si utilizza il trasduttore per ottenere un segnale più utile rispetto a quello trasformato. Ad esempio si usa un trasduttore per rilevare la temperatura interna degli ambienti; questi sono costituiti da elementi sensibili che, mediante opportune leggi fisiche, forniscono un segnale *proporzionale* (e quindi *analogico*, cioè con la stessa legge di variazione) della temperatura ambiente. Mediante termoresistenze, ad esempio, si hanno segnali di tensione proporzionali alle temperature rilevate. Analogamente per il rilevamento delle altre grandezze fisiche dell'impianto (pressione, umidità, ...).

Oggi si tende ad utilizzare sistemi di controllo sempre più sofisticati e complessi che utilizzano segnali elettronici digitali. In questo caso il segnale utilizzato non è più analogico (*tensione, corrente, resistenza, ... variabili con lo stesso andamento temporale del segnale rilevato*) bensì trasformato in sequenza di numeri (*digit*) mediante particolari meccanismi⁷⁰.

Il vantaggio dei segnali digitali consiste, principalmente, nella possibilità di utilizzare controllori computerizzati.

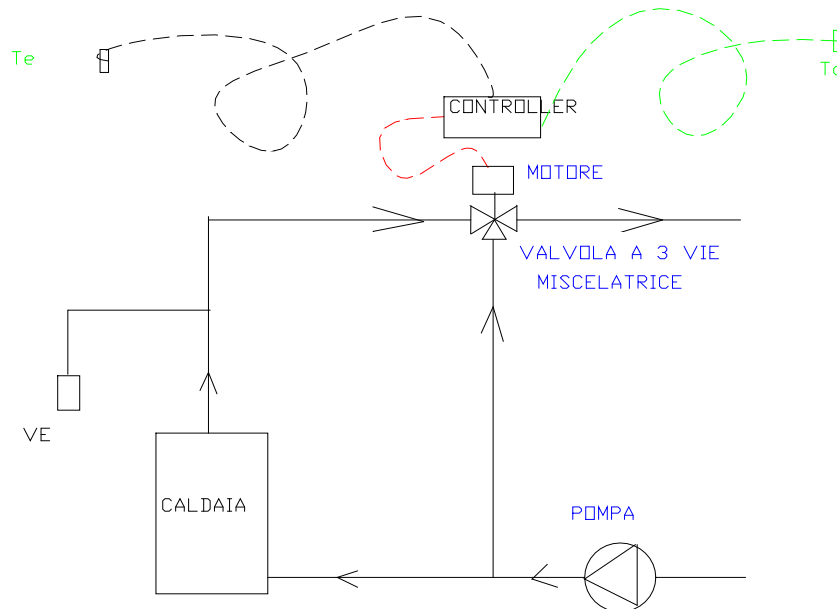


Figura 450: Sistema di controllo con sonda esterna ed interna

12.5 SISTEMI DI REGOLAZIONE COMPUTERIZZATI

Rappresentano la naturale evoluzione dei sistemi di regolazione elettronica prima accennati.

La crescente complessità dei moderni impianti e l'esigenza di controllare centralmente non solo gli impianti termotecnici ma anche quelli di illuminazione, gli ascensori, l'impianto di rilevazione delle presenze, di accesso e di sicurezza antincendio, ..., ha portato all'esigenza di avere sistemi di controllo sempre più potenti e sofisticati.

I computer consentono di ottenere questi risultati a patto che i segnali da controllare e tutti i sistemi di attuazione⁷¹ siano digitali.

I sistemi computerizzati sono di architettura complessa e realizzano tutte le più moderne tecniche informatiche per le reti dati.

In genere si ha una rete principale ed uno o più anelli secondari, vedi Figura 451, che collegano controllori elettronici - digitali in grado di colloquiare con l'unità centrale sia per riportare i valori delle variabili da loro controllate sia per attuare gli ordini ricevuti dal computer centrale.

Il computer centrale provvede ad interrogare le unità periferiche (*che sono computer di minore potenza di quello centrale e con programmi registrati in speciali memorie non volatili, EPROM*) per conoscere lo stato delle variabili di controllo da esse regolate e per modificare le leggi di controllo.

⁷⁰ Purtroppo la limitatezza del corso non ci consente di approfondire questi argomenti. I *traduttori AD (analogici digitali)* operano una scansione del segnale continuo a frequenza opportuna e trasforma il valore campionato in una sequenza di 0 e 1 (*digit*) che, in logica binaria, lo rappresentano numericamente.

⁷¹ Gli *attuatori* sono dispositivi che ricevono segnali in ingresso e forniscono in uscita segnali di maggiore potenza. Il motore che comanda la valvola a tre vie già vista negli impianti di Figura 443 riceve un segnale debole dalla centralina e lo trasforma in un segnale forte (necessario per comandare lo stelo della valvola). Dispositivi attuatori si utilizzano in varie parti dei componenti di impianto: per le serrande di regolazione, per le valvole,

Le unità periferiche sono programmate per attuare un controllo su un numero limitato di periferiche, vedi Figura 452.

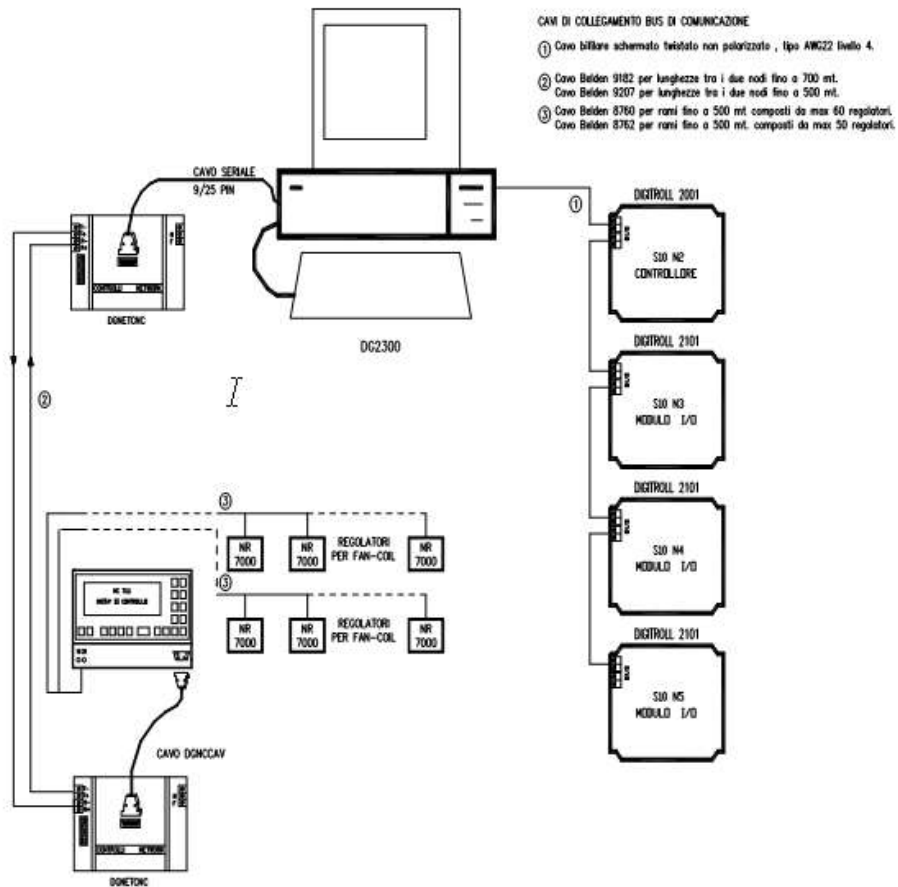


Figura 451: Sistema di controllo centralizzato mediante computer

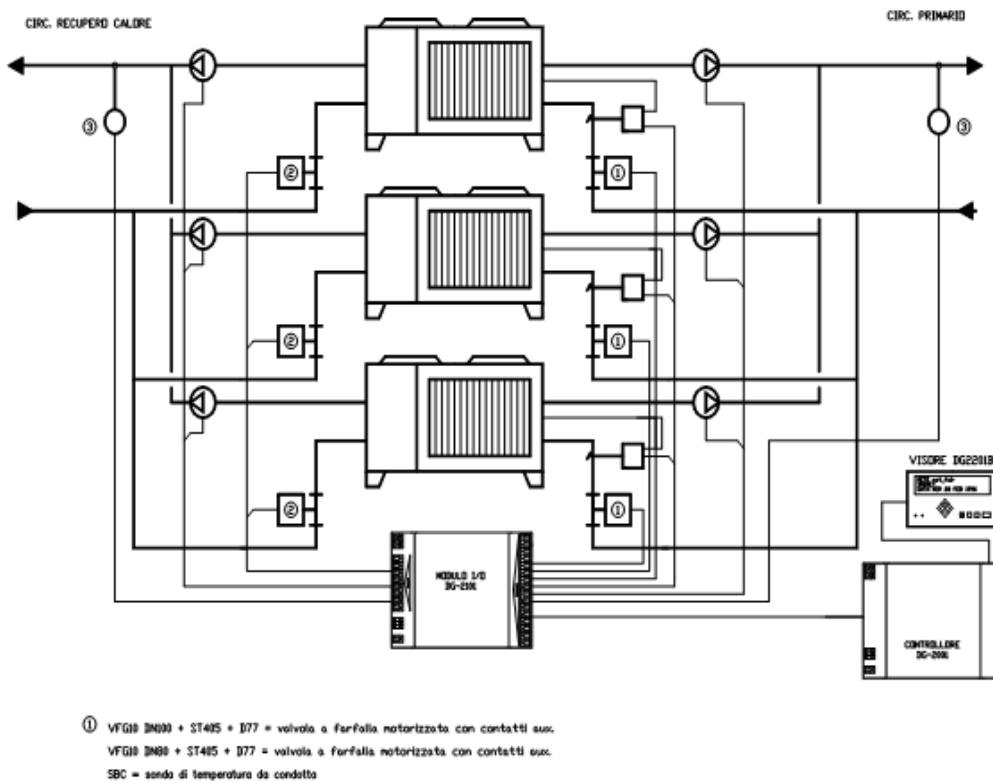
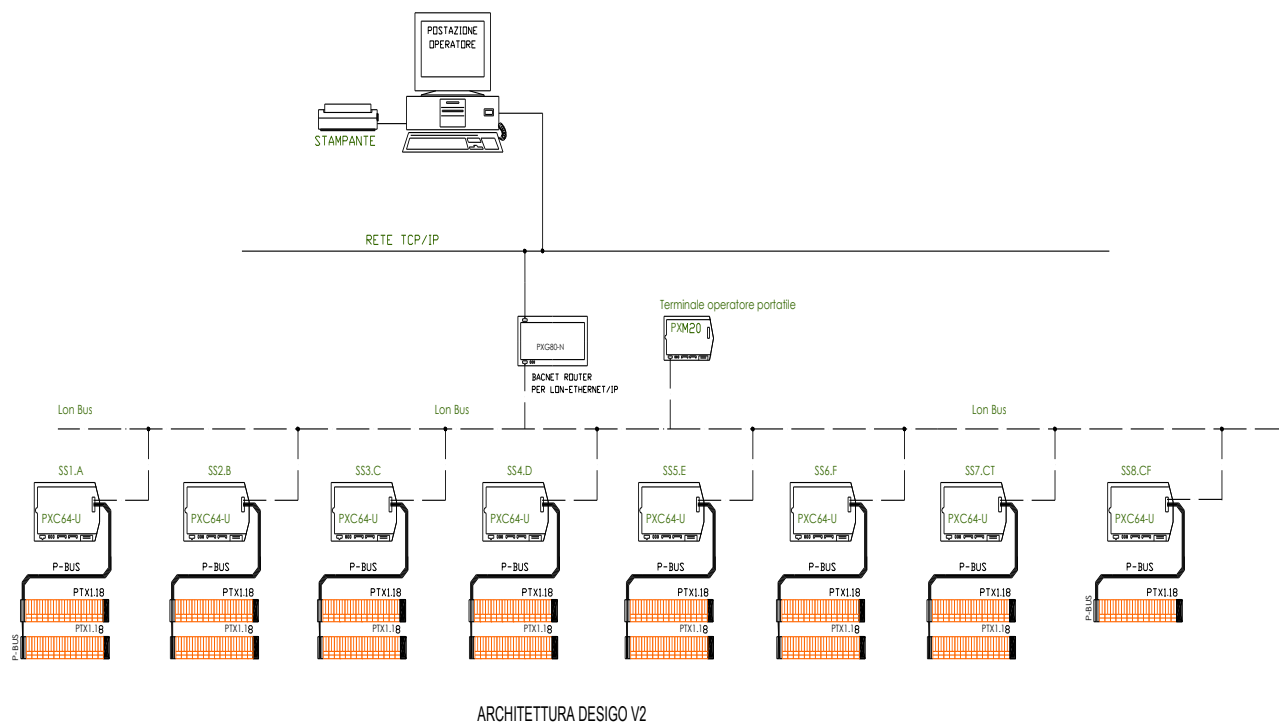


Figura 452: Esempio di regolazione computerizzata di 3 refrigeratori d'acqua

Così, ad esempio, si può conoscere in ogni istante la temperatura di mandata dei refrigeratori d’acqua, lo stato di efficienza dei filtri d’aria, le temperature di alcuni ambienti, ...e al tempo stesso si può richiedere che la temperatura dell’acqua fredda sia cambiata.

I sistemi di controllo computerizzati possono assolvere a molte altre funzioni, oltre quelle qui accennate per il controllo HVAC.



13

Rev.	Nome	Data		Architettura sistema

Pagina:

Figura 453: Esempio di controllo distribuito e bus di trasmissione dati

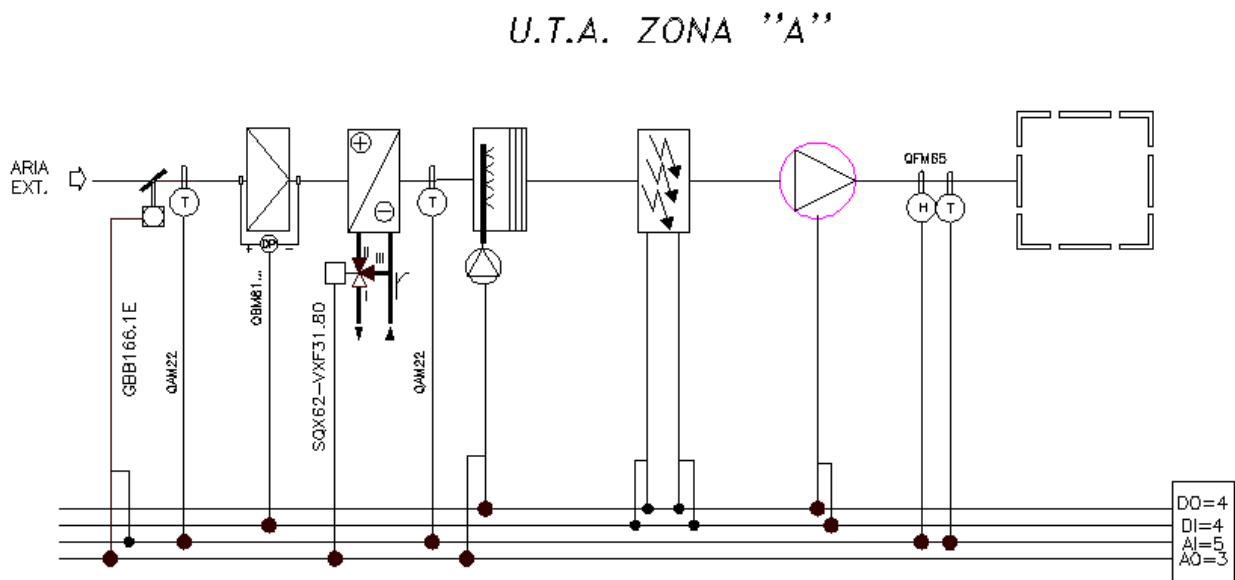
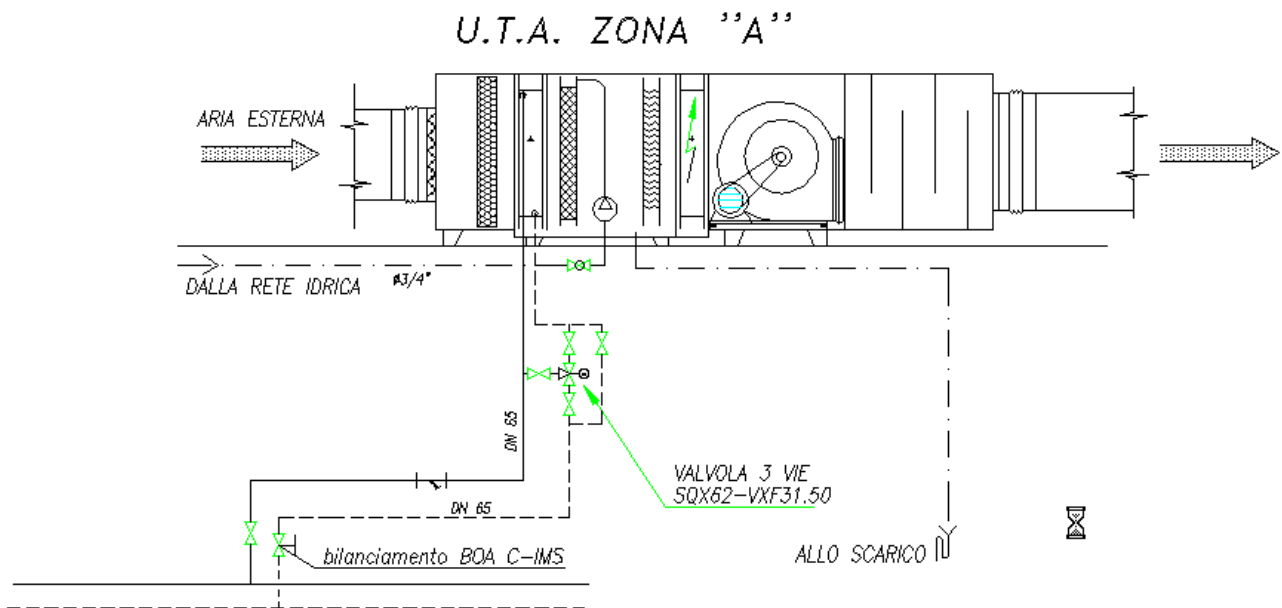
Ad esempio possono controllare gli impianti di illuminazione interni ed esterni o anche rilevare le presenze di persone nelle stanze di albergo, regolare il flusso degli ascensori, gestire il sistema anti intrusione, il sistema antincendio, ...

Le dimensioni dei sistemi di controllo (computer, quadri sinottici, cavi, ...) possono essere ragguardevoli e tali da occupare uno o più piani di edifici complessi.

Un altro grande vantaggio del controllo centralizzato è che, mediante reti telematiche o semplici modem, si possono effettuare controlli e variazioni di set point anche a distanza.

Ciò riduce le spese di gestione (si pensi ad gestire che può tranquillamente controllare dal proprio ufficio il funzionamento degli impianti ed intervenire su chiamata) e di sicurezza.

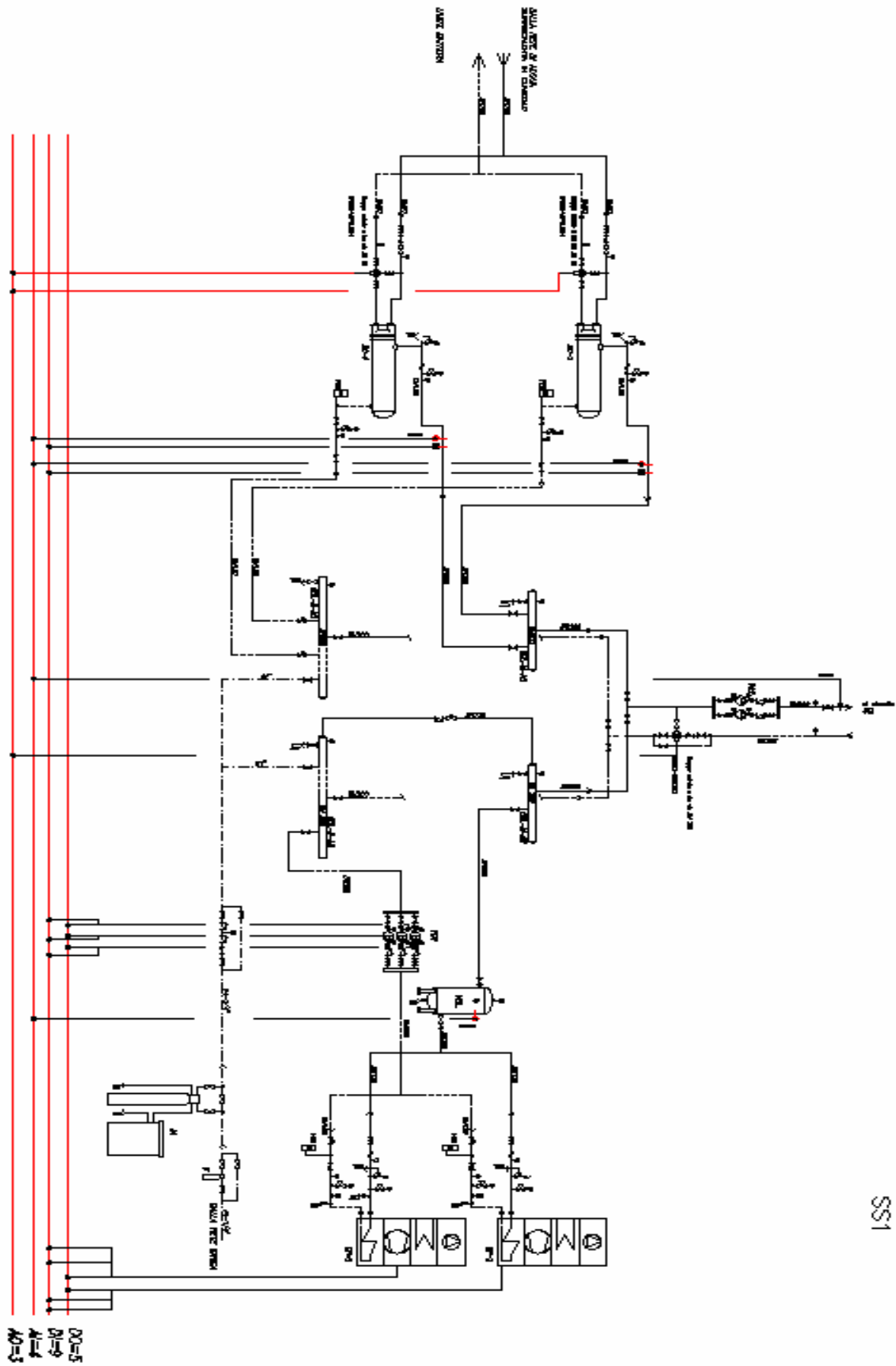
Spesso sono le società fornitrici dei sistemi ad effettuare il controllo di buon funzionamento dei sistemi rilevando, a distanza, le eventuali anomalie e quindi intervenire in tempi brevi su eventuali malfunzionamenti.



Logica:

- Avviamento UTA da comando orario, o manuale da terminale
- Apertura serranda A.E. che da stato innesca DO ventilatori
- Comando stato ed allarme sw ventilatore A.imm.
- Allarme filtro;
- Batteria Caldo e/o freddo da set point T° a punto fisso compensato
- Umidificazione (pompa) e deumidificazione post-elettrico da set-point H canale aria immessa.-

Figura 454: Esempio di controllo di UTA



SS1

Figura 455: Esempio di controllo elettronico di una Centrale Termica

SC1	Scambiatore di calore per acqua surriscaldata, n.1 KW 400		Organo di intercettazione
SC2	Scambiatore di calore per acqua surriscaldata, n.2 KW 400		Valvola a sfera
GF1	Gruppo refrigeratore d'acqua KW 700		Valvola di taratura
GF2	Gruppo refrigeratore d'acqua KW 700		Giunti antivibranti in gomma
COL-M-AR	Collettore mandata acqua refrigerata		Valvola di ritegno
COL-R-AR	Collettore ritorno acqua refrigerata		Filtro
COL-M-AC	Collettore mandata acqua calda		Flussostato
COL-R-AC	Collettore ritorno acqua calda		Valvola di regolazione a 3 vie motorizzata
VOL	Accumulo termico, l 5.000		Valvola rompivuoto
VEC	Vaso espansione chiuso (capacità)		Termometro
PO1	Elettropompa normalizzata, mc/h 120 - Pa ____		Manometro con flangia di prova
PO2	Elettropompa normalizzata, mc/h 220 - Pa ____		Valvola di sicurezza
IA	Impianto di addolcimento dell'acqua		Sconnettore
F	Filtro di sicurezza		Valvola a flusso avviato

Figura 456: Legenda dei simboli utilizzati per lo schema di centrale precedente

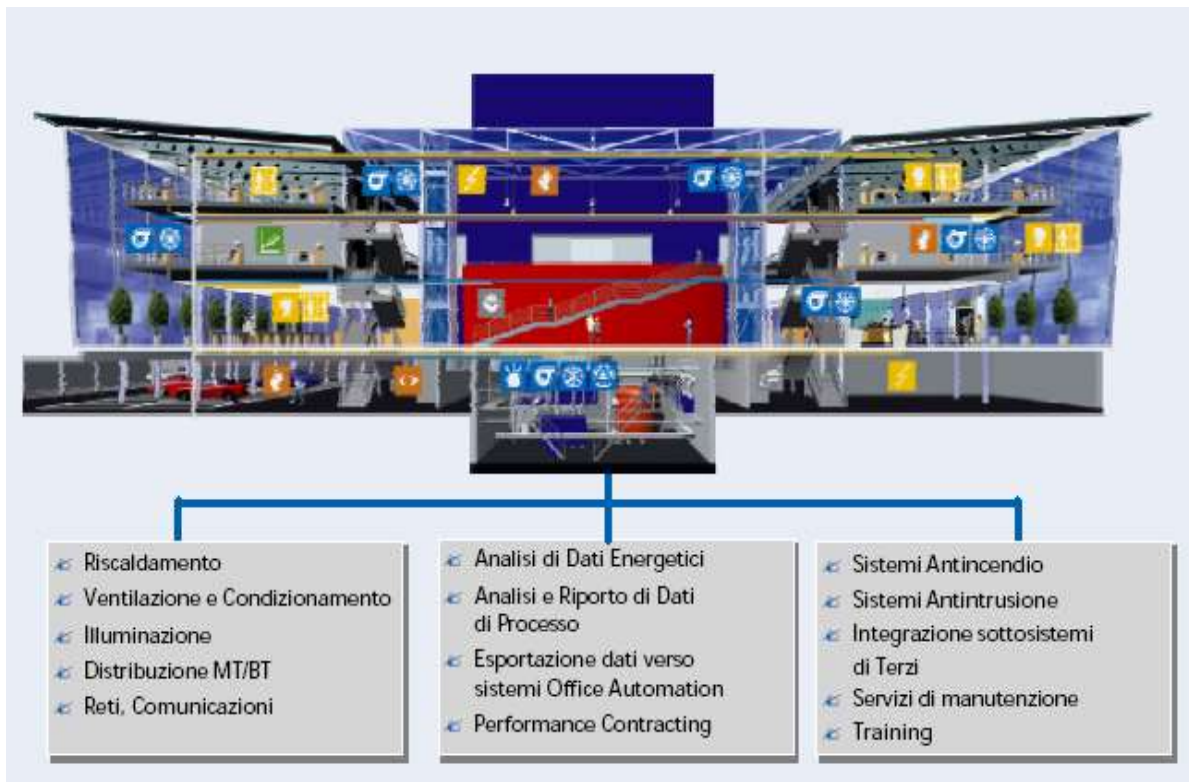


Figura 457: Gestione automatizzata di un intero edificio

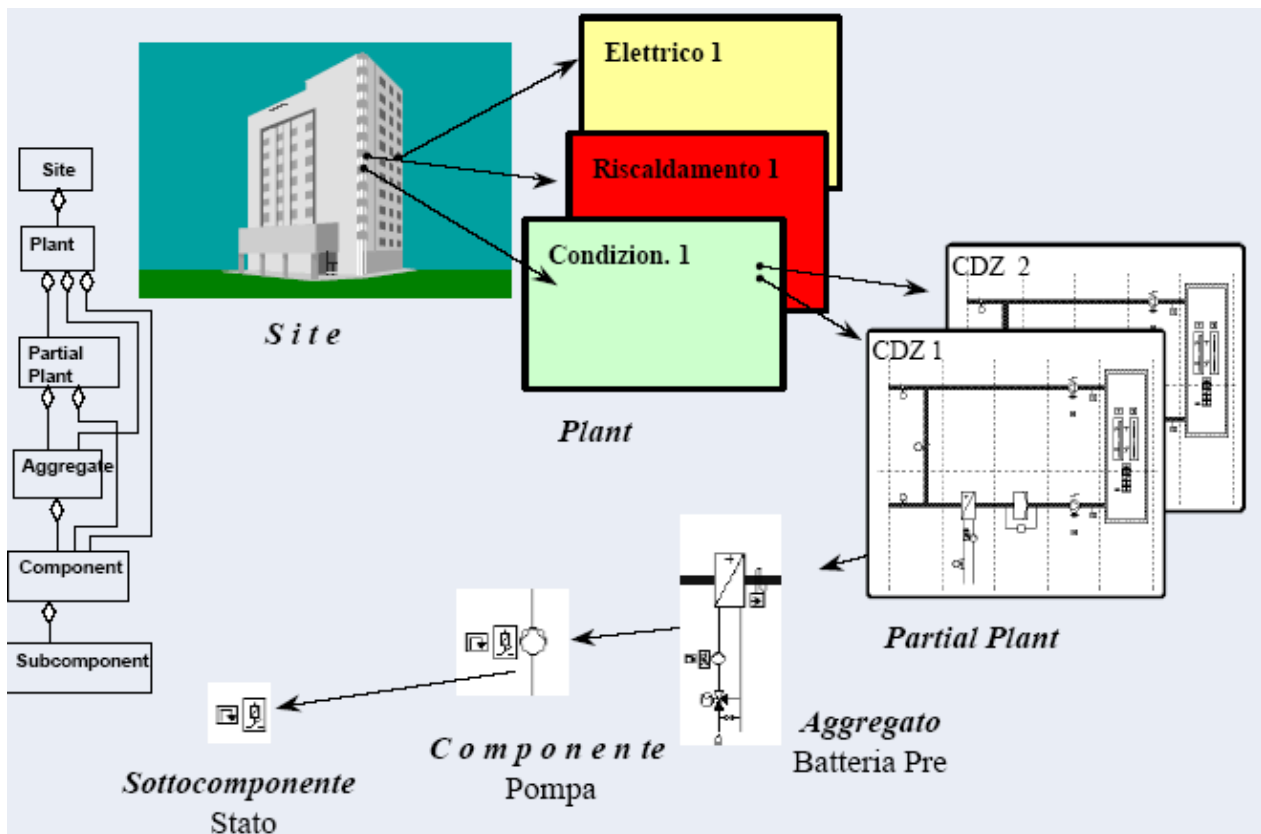


Figura 458: Gestione integrata di tutti gli impianti di un edificio

12.6 PRINCIPI DI REGOLAZIONE ELETTRONICA DDC

I sistemi digitali trattano esclusivamente dati *digitali* (si rimanda ai richiami di Informatica che gli Allievi certamente avranno studiato nel corso dei loro studi) e cioè in formato *numerico binario*, l'unico che può essere attualmente compreso dai computer.

Ne consegue che tutti i dispositivi di controlli in campo (*valvole, regolatori, traduttori, ...*) debbono fornire al sistema di controllo (cioè al computer dedicato a questa funzione) dati in formato digitale.

I trasduttori di grandezze fisiche (*temperatura, pressione, umidità, entalpia, portata, ...*) sono detti *analogici* perché trasformano la variazione della grandezza rilevata in un variazione di corrente o di tensione avente *la stessa logica*, d'onde il nome *analogica*, della grandezza originale.

Naturalmente il rapporto fra l'andamento della variabile di controllo (corrente, tensione, resistività, ...) e l'andamento della variabile originaria (temperatura, pressione, portata, ...) deve essere lineare e cioè si deve avere un valore costante che dipende dal dispositivo di rilevazione.

Ad esempio una termocoppia opportunamente scelta fornisce una tensione ai capi direttamente proporzionale alla differenza di temperatura delle coppie di conduttori (vedasi la *Legge di Seebeck*). La linearità del trasduttore è fondamentale per il controllo altrimenti si possono avere effetti indesiderati e problemi di instabilità difficili da tenere sotto controllo.

La scelta di trasduttori di tipo elettrico (invero non i soli possibili) risulta conveniente ai fini del controllo perché i dispositivi elettronici sono più rapidi di quelli meccanici (ad esempio i dispositivi per la regolazione pneumatica ad aria compressa) e perché è più facile trasportare un segnale di tipo elettrico che di qualsivoglia altra natura.

Infine un segnale elettrico può facilmente essere trasformato in segnale digitale.

Quest'ultimo è ottenuto campionando il segnale originale con frequenza di campionamento costante e superiore a 2,5 volte la frequenza del segnale campionato (*Teorema di Nyquist*).

Le singole letture (cioè le ordinate del segnale in corrispondenza del tempo di campionamento) sono trasformate in valore numerico mediante il trasduttore A/D che fornisce in uscita un valore proporzionale al valore letto e normalizzato in funzione del numero massimo di digit che esso può elaborare.

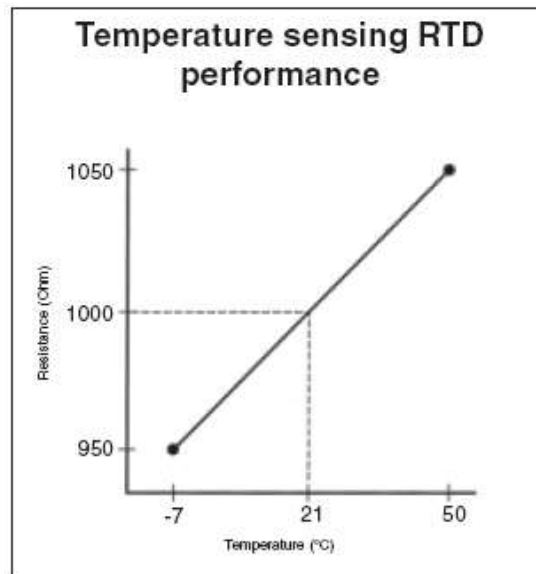


Figura 459: Linearità di un sensore di temperatura

Quando il segnale è così digitalizzato può essere trasmesso come un treno di bit sul bus dati e ricevuto dal computer che può a sua volta elaborarlo in formato digitale.

Quando il computer trasmette un segnale ad un dispositivo esterno (*attuatore*) questo deve essere a sua volta trasformato in segnale analogico mediante un nuovo convertitore *Digitale/Analogico* (DA). In questo modo l'elettronica di controllo dell'attuatore potrà utilizzare il segnale ricevuto per effettuare il controllo. Si pensi, ad esempio, ad una valvola a tre vie con controller comandato da un segnale analogico che può variare a 0 a 5 V.

I dispositivi che trasformano una grandezza analogica in una digitale sono detti trasduttori. Più precisamente, ai fini del controllo digitale, si hanno due tipologie di segnali che sono trasformati in digitali:

- Analogico: si tratta di segnali continui che sono trasformati in discreti con un convertitore A/D (analogico digitale).
- Discreto: si tratta di un segnale che può assumere solo due posizioni, ad esempio acceso e spento, chiuso e aperto, ... Di fatto la digitalizzazione è realizzata associando ad uno stato lo 0 (zero) ed all'altro 1 (uno). Così, ad esempio, per pompa accesa si ha 1 mentre per pompa spenta si ha 0.

A sua volta i segnali possono essere sia di input che di output e pertanto il bus dati ha in genere 4 linee denominate:

- **AI** – Analogico Input; (sensore)
- **AO** - Analogico Output; (attuatore)
- **DI** – Discreto Input; (sensore)
- **DO** – Discreto Output (attuatore).

Il controller digitale utilizza questi dati per ricevere informazioni dalle apparecchiature in campo e per comandare gli attuatori di controllo.

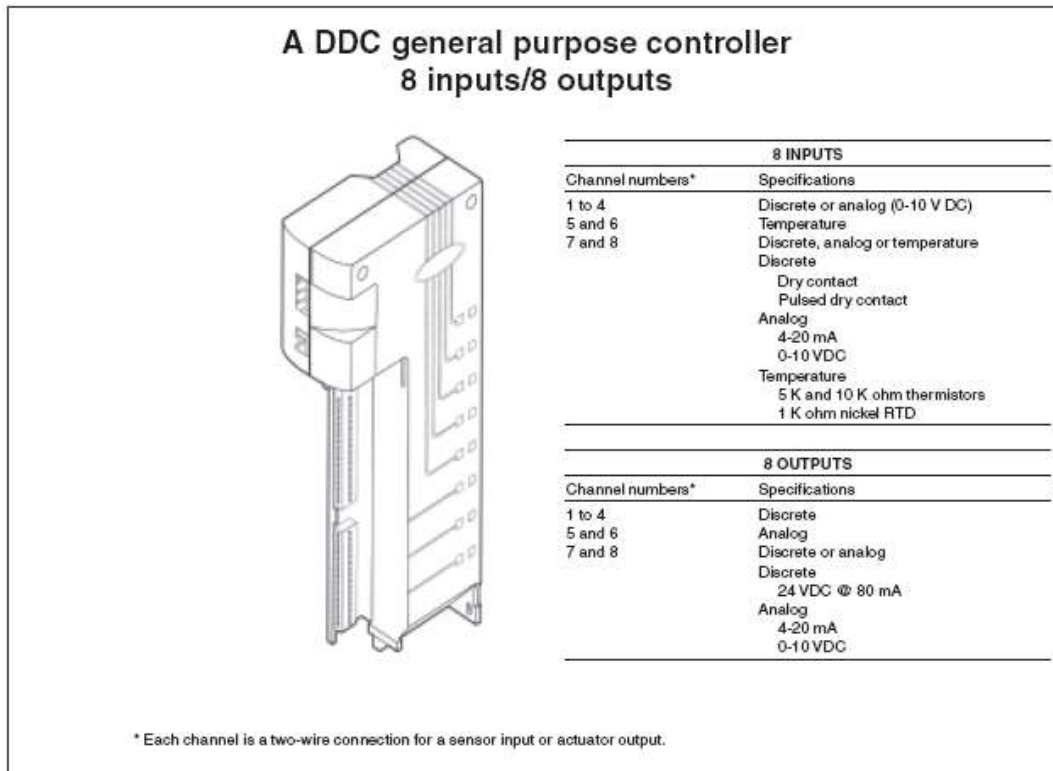


Figura 460: Esempio di controller locale con convertitori A/D e D/A incorporati

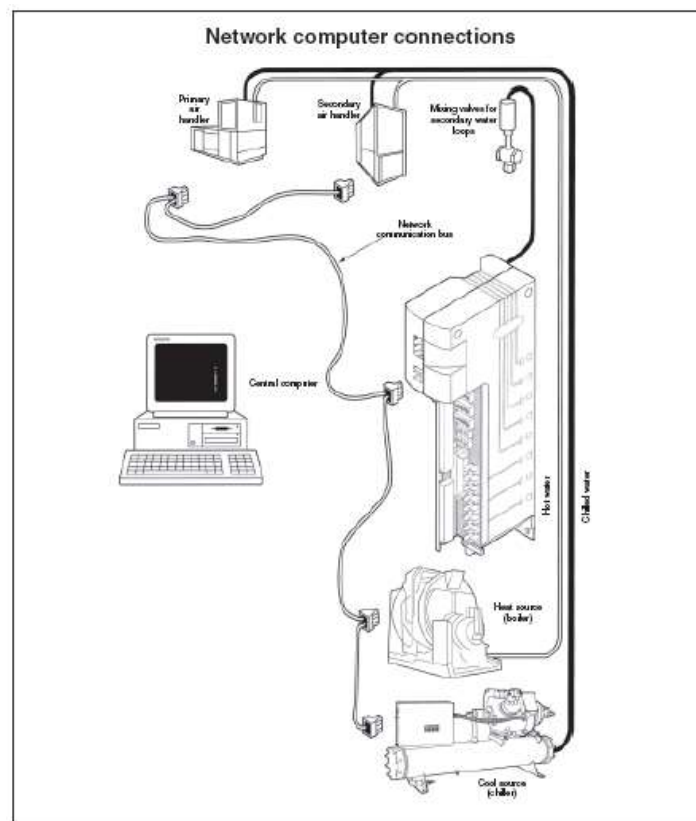


Figura 461: Collegamenti del controller locale ai dispositivi e al computer centrale

Le funzioni di controllo possono essere svolte da un unico computer centralizzato sfruttando la velocità di elaborazione dei segnali dei moderni processori.

Tuttavia per motivi di sicurezza e di flessibilità si preferisce avere una rete di computer dedicati localizzati ciascuno con un computo ben specifico di controllo locale di uno o più dispositivi.

Questi controller locali colloquiano, tramite bus dati, con il computer centrale che assolve alle funzioni di monitoraggio e di super controller. Il vantaggio di questa soluzione risiede nel fatto che i controller locali sono di solito specializzati. Ad esempio un controller è dedicato ai fan coil, un altro alle UTA, un altro ai refrigeratori e così via. Inoltre i controller locali possono avere memorie e programmi dedicati che sono di solito programmati in fabbrica o sul campo con particolari dispositivi.

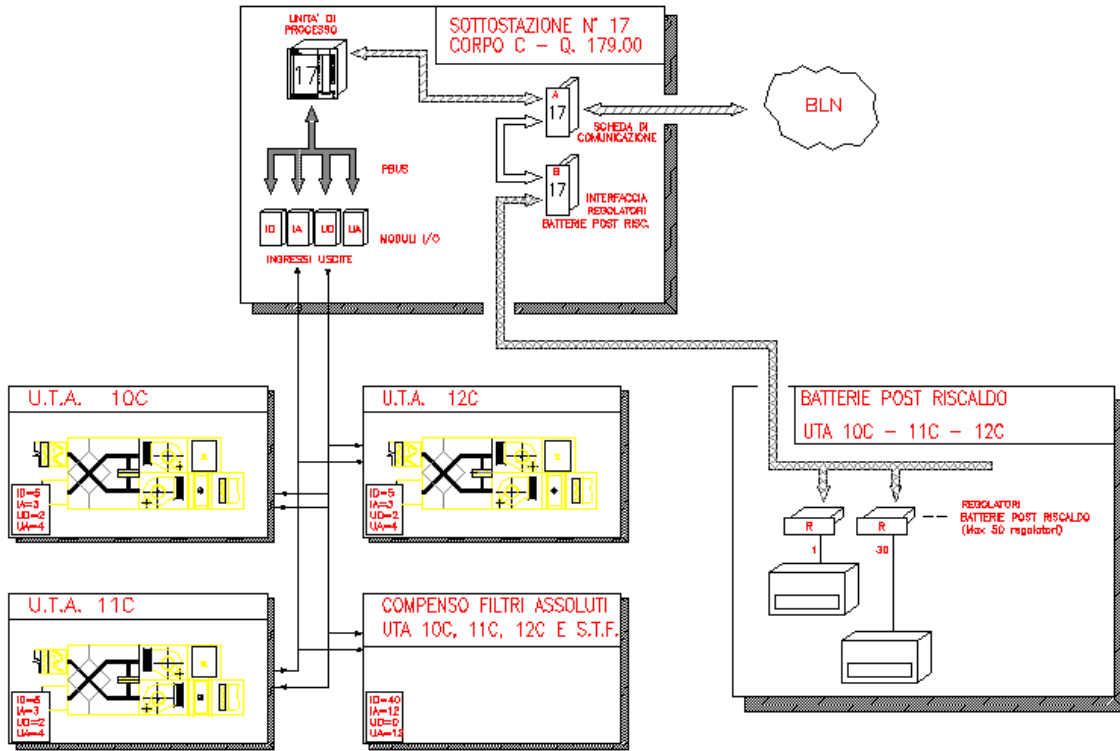


Figura 462: Esempio di collegamenti dei linee dei segnali al bus dati

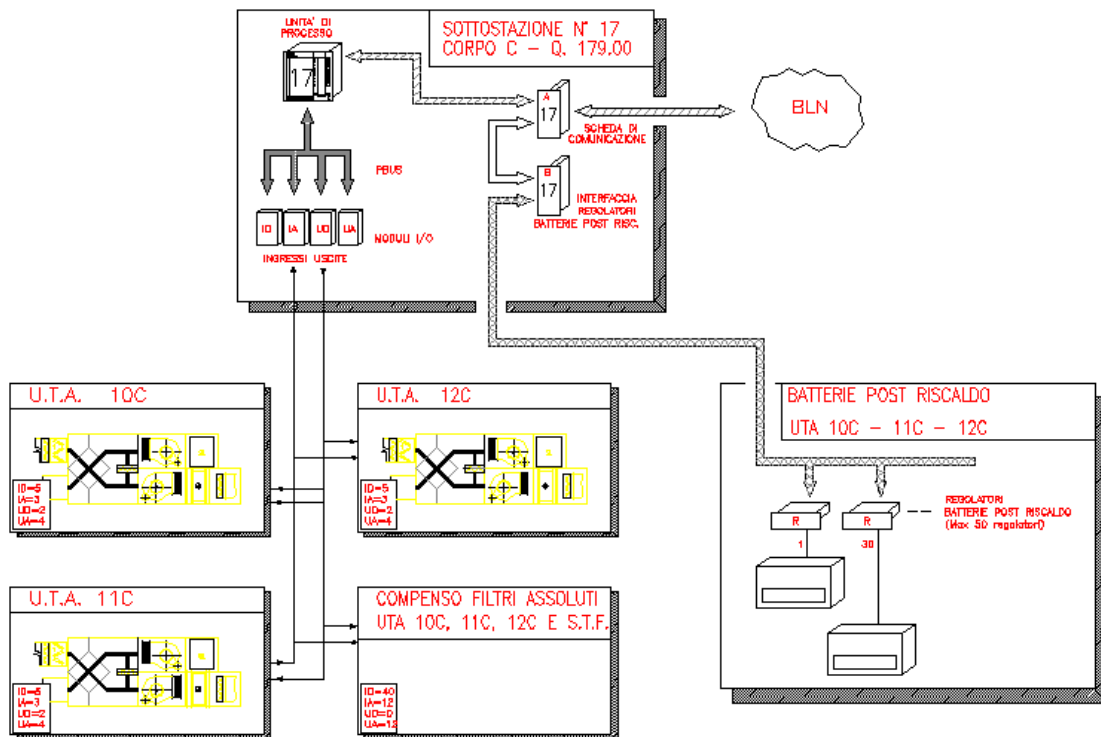


Figura 463: Esempio di collegamenti di controller locali su più dispositivi

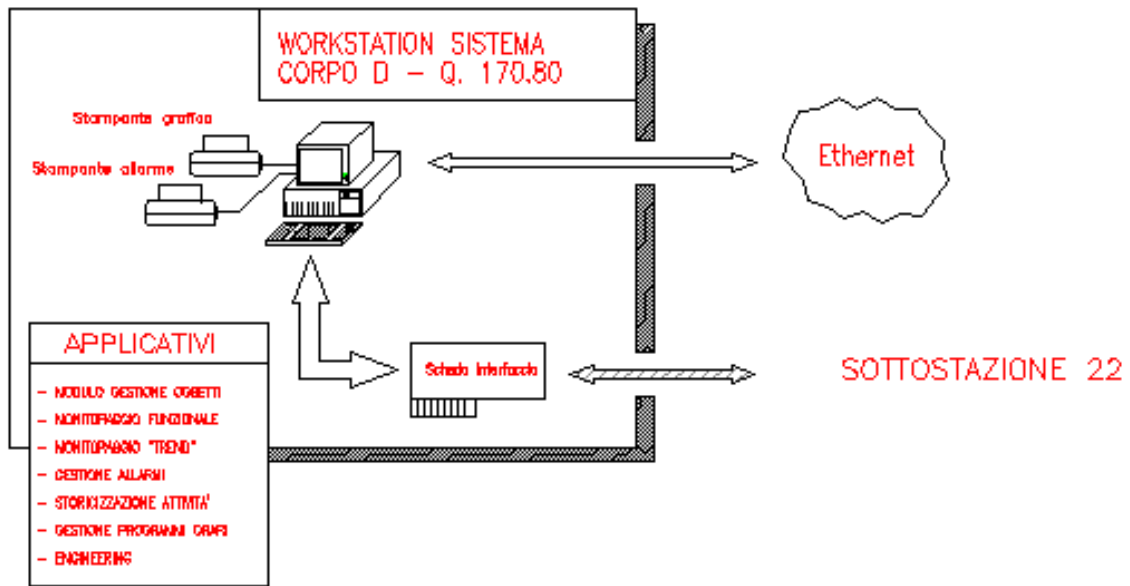
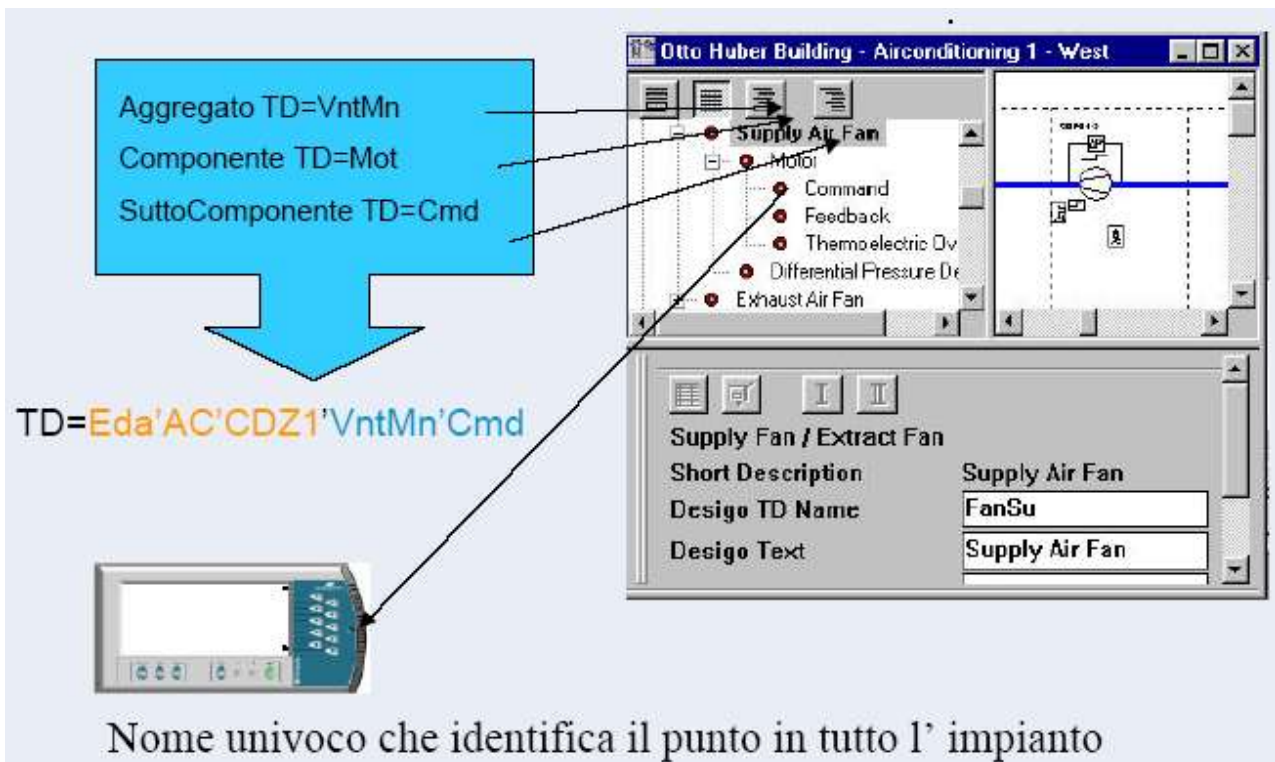


Figura 464: Layout del controller principale di impianto



Nome univoco che identifica il punto in tutto l' impianto

Figura 465: Esempio di programmazione dei controller locali

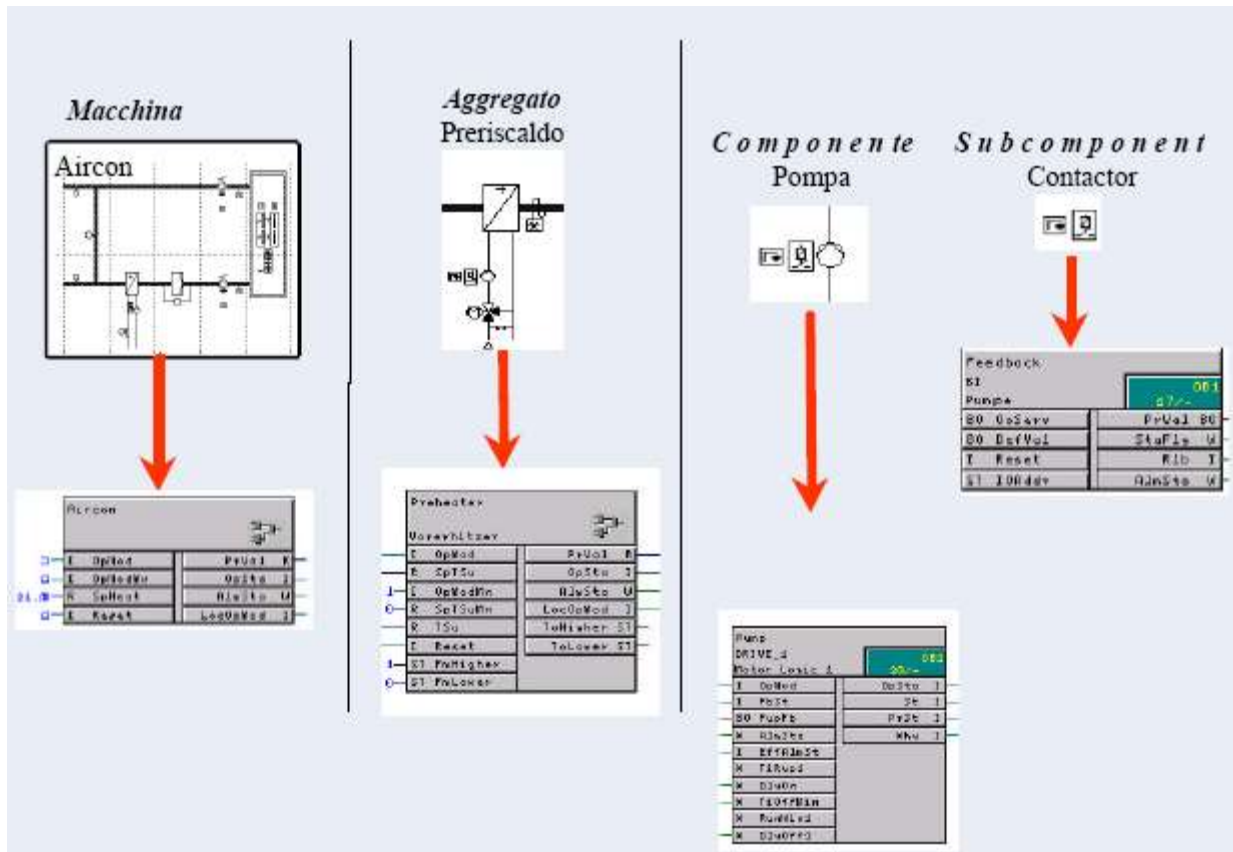


Figura 466: Esempi di programmazione dei controller locali: librerie di sottoprogrammi

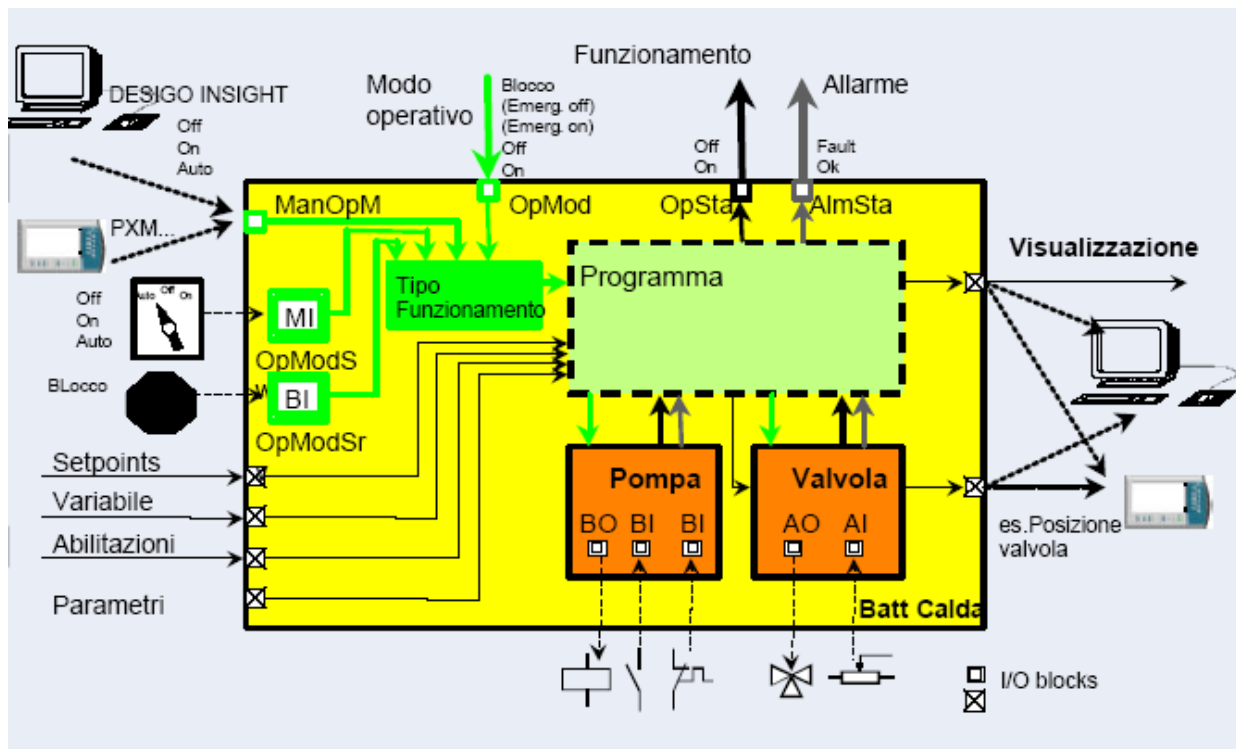


Figura 467: Configurazione dei set point di un controller

Nei dati (in EPROM) possono essere archiviati i settaggi iniziali (o di default) delle apparecchiature controllate (ad esempio le temperature desiderate degli ambienti) in modo che in caso di attivazione delle funzioni di controllo (sia per l'avviamento iniziale che per una ripresa dopo interruzione di alimentazione elettrica) i controller possano sempre assolvere alle loro funzioni.

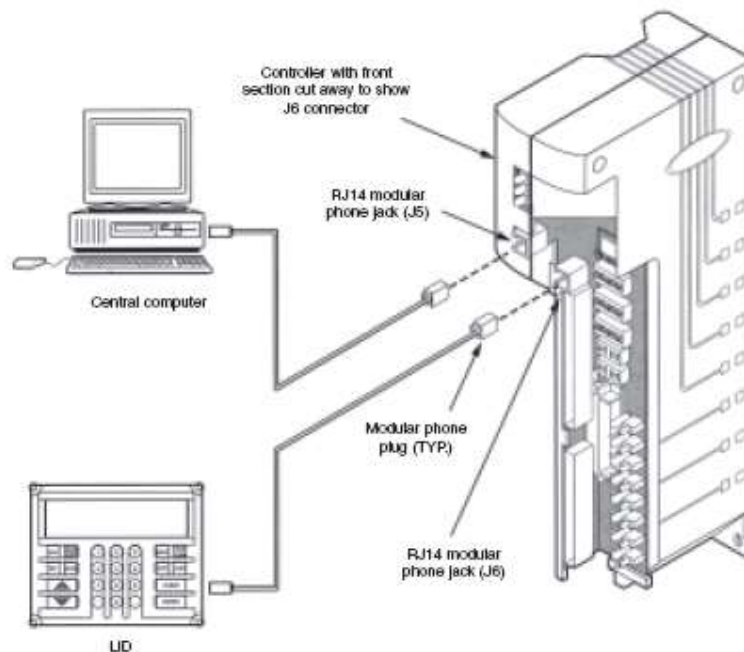


Figura 468: Collegamento del controller locale al supervisor e all'unità di programmazione



Figura 469: programmatore per EPROM di controller locali

Il collegamento dei controller locali avviene, come già detto, tramite bus dati. Ebbene malgrado tutti gli sforzi fatti in questo settore per standardizzare il collegamento fra le unità di controllo non si è riusciti a trovare una soluzione unica. Ciò significa che la trasmissione dati è spesso effettuata con linee e protocolli proprietari dai vari Costruttori con tutte le conseguenze che queste soluzioni comportano.

Qualche costruttore sta comunque effettuando qualche sforzo significativo per adottare standard internazionali. I vantaggi di queste scelte sono, ovviamente, una maggiore conoscenza degli standard, una maggiore facilità di reperire materiali e personale qualificato e, soprattutto, una facilità di integrazioni di sistemi di diverso costruttori senza problemi di interfacciamento. Così, ad esempio, l'adozione di bus standard può facilmente integrare le reti interne con le reti esterne (ad esempio di tipi Internet o in genere Intranet) e quindi ampliare le capacità di controllo con dispositivi portatili quali i telefoni cellulari (via WAP) o computer portatili tipo PDA dotati di collegamenti wireless.

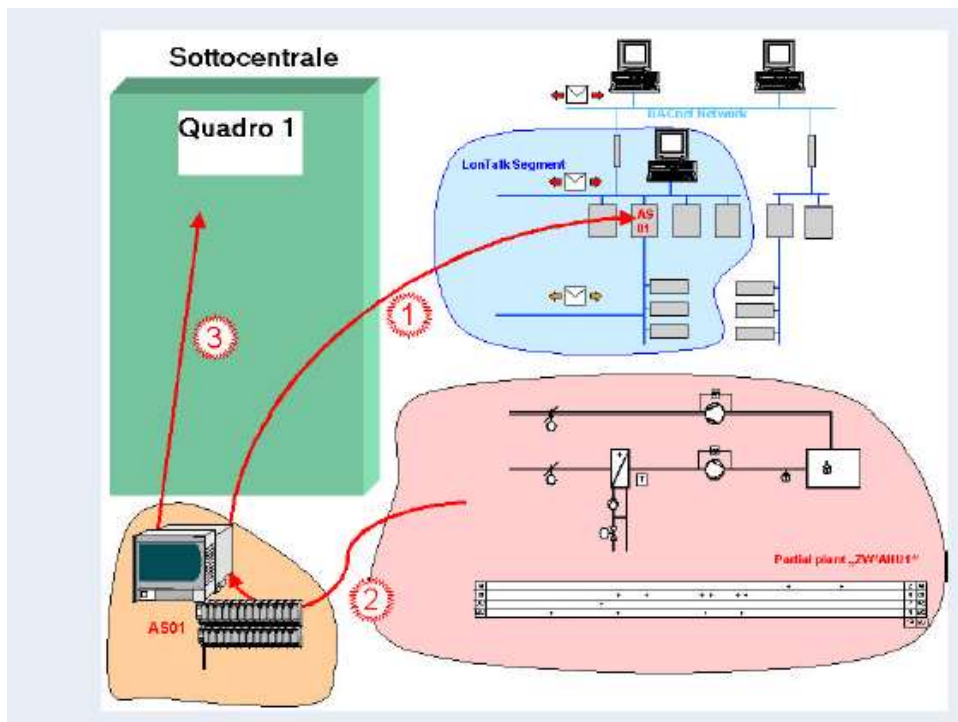


Figura 470: Schema di collegamento delle apparecchiature al bus

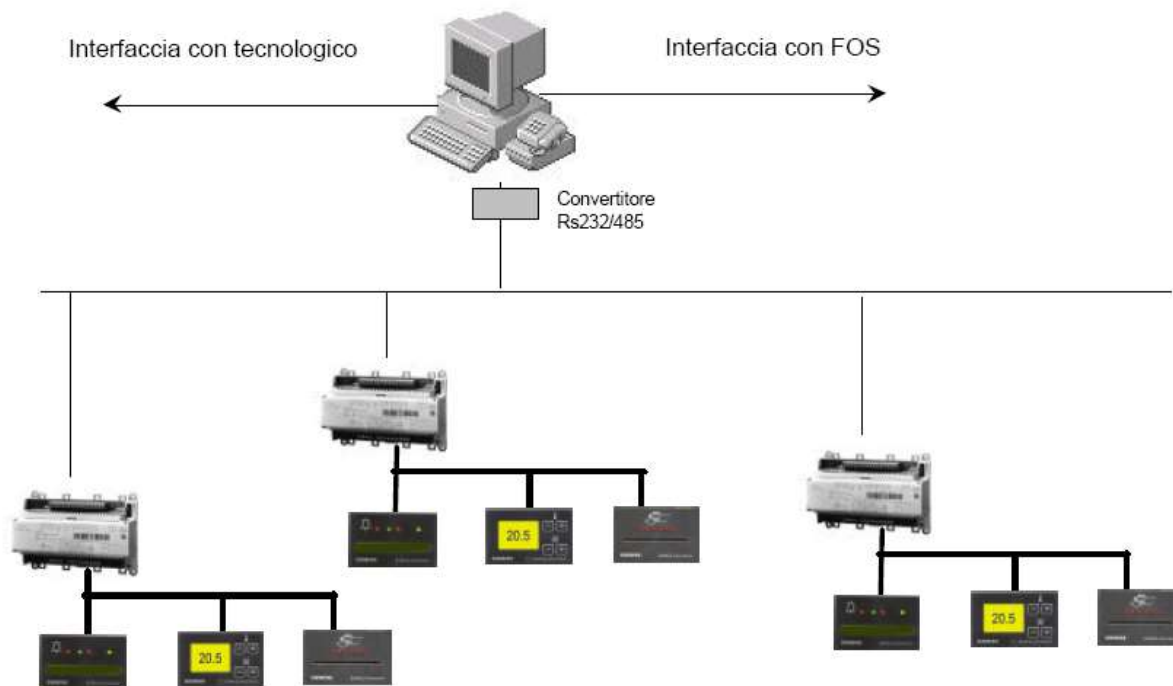


Figura 471: Insieme di controller locali collegati in rete ad una unità centrale

12.7 REGOLAZIONE DELLA TEMPERATURA NEGLI IMPIANTI DI RISCALDAMENTO

La L 10/91 impone che gli impianti debbano adeguare la potenza termica erogata al fabbisogno effettivo dell’edificio e dei locali.

La regolazione può essere sia *centralizzata* (adeguamento della potenza ai fabbisogni dell’edificio) che *localizzata* (adeguamento della potenza fornita dai terminali ai fabbisogni di ciascun locale).

Le due regolazioni non sono fra loro contrapposte ma possono coesistere per migliorare i rendimenti di regolazione. Con la regolazione *centralizzata* si fa in modo che il generatore di calore

fornisca l'energia termica strettamente necessaria a soddisfare il fabbisogno dell'edificio, indipendentemente dal fatto che nei singoli locali sia effettivamente ceduta l'energia da questi richiesti.

Può accadere, infatti, che la rete di distribuzione non sia equilibrata⁷² e che i locali non siano riscaldati in modo corretto ovvero può anche accadere che in locale correttamente servito dall'impianto qualcuno apra le finestre e quindi produca una variazione del carico termico non prevista in sede di progetto.

12.7.1 EQUAZIONE DELLA CENTRALINA DI REGOLAZIONE

Il fabbisogno energetico dell'edificio può essere caratterizzato, come si è visto nel capitolo sugli impianti di riscaldamento, dall'equazione:

$$Q_{edificio} = C_g V (t_a - t_e) \quad [182]$$

ove si ha il simbolismo:

- C_g coefficiente globale di perdita dell'edificio, conforme al DPR 412/93, (W/m³°C);
- V volume totale riscaldato dell'edificio, m³;
- t_e temperatura esterna di progetto, °C;
- t_a temperatura interna di progetto, °C.

Gli elementi terminali nei singoli locali cedono⁷³ a questi ultimi una quantità di energia pari a:

$$Q_{radiatori} = \sum_{locali} KS (t_m - t_a)^m \quad [183]$$

ove si ha:

- K trasmittanza termica dei radiatori, (W/m²K);
- S superficie radiante dei radiatori, (m²)
- t_m temperatura media dei radiatori , $t_m = (t_i - t_u)/2$, (°C)
- t_a temperatura dell'aria ambiente, °C.
- m coefficiente di correzione termica dettato dalla norma UNI-CTI 6514/69 e che varia in funzione del tipo di radiatore secondo la seguente tabella:

Elemento radiante	Esponente m
Radiatori	1.25÷1.30
Convettori termici	1.50÷1.70
Ventilconvettori, Aerotermi	1

Tabella 103: Coefficienti correttivi dei corpi scaldanti

La condizione di congruenza sopra indicata richiede che sia:

⁷² Una rete di distribuzione deve assicurare che ad ogni terminale ambiente arrivi la giusta portata di acqua calda necessaria al riscaldamento. Poiché le reti sono quasi sempre molto ramificate e complesse, accade spesso che non siano rispettati questi vincoli e che in alcuni rami venga convogliata una portata maggiore di quella di progetto per effetto di una minore resistenza al moto (vedi capitolo sul *Moto dei fluidi* in *Fisica Tecnica* o il *Volume Terzo* del presente corso di *Impianti Termotecnici*) per effetto di una scelta dei diametri dei tubi necessariamente legata alle serie commerciali piuttosto che alle necessità di calcolo. Ne consegue che, pur avendo in partenza, dalla pompa di circolazione in centrale termica, una portata totale di acqua calda *congruente* con il carico totale dell'edificio ($\dot{m}c(t_a - t_r) = c_g V \Delta t$) la distribuzione nei singoli locali non sia *congruente* con i singoli carichi ambientali ($\dot{m}_{loc} c(t_e - t_u) \neq kS(t_m - t_a)$) ove t_e e t_u sono le temperatura di entrata ed uscita dai radiatori, t_m la temperatura media del radiatore e t_a la temperatura media dell'aria dell'ambiente). Ci saranno, quasi sempre, alcuni locali che riceveranno più calore di quanto da loro richiesto ed altri, per conseguenza, che ne riceveranno di meno. Per questo motivo l'operazione di *bilanciamento della rete di distribuzione* è di fondamentale importanza per il corretto funzionamento di tutto l'impianto.

⁷³ Si vedrà nel Secondo Volume come varia la potenza ceduta da un terminale al variare della differenza di temperatura.

$$C_g V \Delta t = \sum_l KS (t_m - t_a)^m \quad [184]$$

dalla quale si trae il valore della temperatura media:

$$t_m = t_a + \left[\frac{C_g V}{\sum_l KS} (t_a - t_e) \right]^{1/m} \quad [185]$$

Possiamo scrivere questa equazione nella forma:

$$t_m = t_a + [C (t_a - t_e)]^n \quad [186]$$

Questa equazione è detta *equazione della centralina* e, se opportunamente programmata, consente di avere un dispositivo di controllo che adegua la temperatura media dell'acqua calda alla variazione della differenza $(t_a - t_e)$. Il coefficiente C e l'esponente n dipendono dall'edificio e dal sistema di riscaldamento (cioè dal tipo di terminale) utilizzato, come indicato in Figura 472.

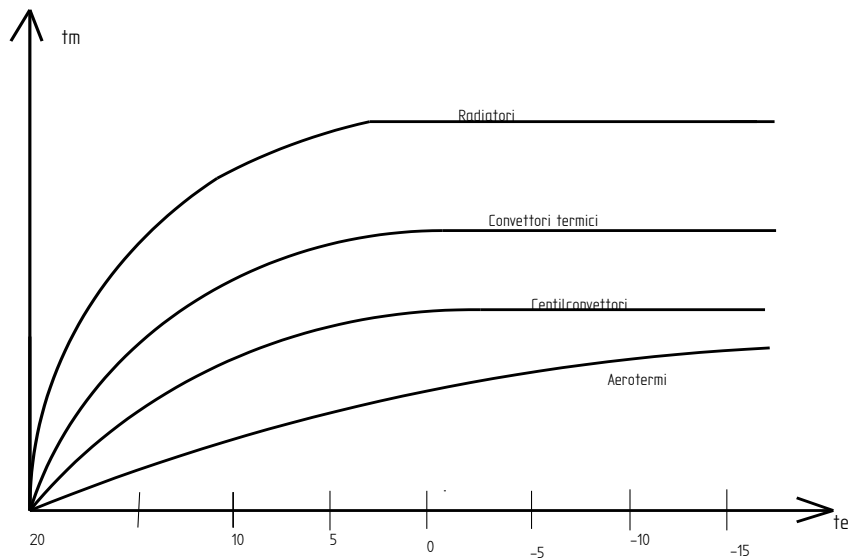


Figura 472: Curve di regolazione delle centraline

In funzione della correzione la centralina agisce su un attuatore che, solitamente, è una valvola motorizzata a tre o a quattro vie comandata con un servomotore la cui posizione è funzione della temperatura di mandata desiderata. Si osservi che la temperatura di mandata dell'impianto è legata alla temperatura media dell'acqua calda dalla semplice relazione:

$$t_m = \frac{t_i + t_u}{2} = \frac{t_M - (t_M - \Delta t_{i,u})}{2} = t_M - \frac{\Delta t_{M,m}}{2}$$

e per i valori correnti di $\Delta t_{M,m} \approx 10^\circ\text{C}$ si ha:

$$t_m = t_M - 5^\circ\text{C}$$

Di norma l'equazione [186] viene linearizzata nella forma:

$$t_m = t_a (c + 1) - ct_e \quad [187]$$

con c valore tipico del *sistema edificio impianto*, vedi Figura 473. I valori della costante c sono indicati dai costruttori per i vari tipi di impianti.

Ad esempio si ha la seguente corrispondenza:

Tipologia di Impianto	Valore di c
Pannelli radianti	0.5
Ventilconvettori	1
Radiatori	2
Aerotermi	3

Tabella 104: Valori tipici per la costante di regolazione

A seconda della casa costruttrice si possono avere forme diverse della legge di controllo per cui è sempre opportuno consultare i cataloghi commerciali e i manuali tecnici forniti a corredo.

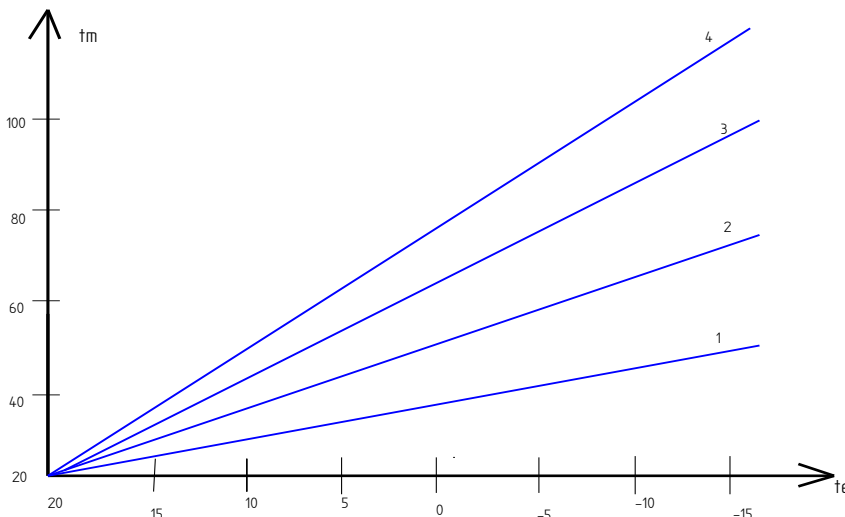


Figura 473: Curve di regolazione linearizzate

12.7.2 CONSEGUENZE DEL REGIME DI PARZIALIZZAZIONE SULLE CALDAIE

La regolazione sopra descritta ha come conseguenza una parzializzazione del regime di funzionamento delle caldaie quando si richiedono carichi parziali.

Una conseguenza importante della parzializzazione è la diminuzione della temperatura dell’acqua di caldaia fino a raggiungere valori che possono innescare la corrosione con velocità massime fra i 50 e 80 °C vedi Figura 474.

Occorre allora agire sulla temperatura delle superfici in modo da non ricadere in questa zona critica e i modi che si possono seguire sono diversi.

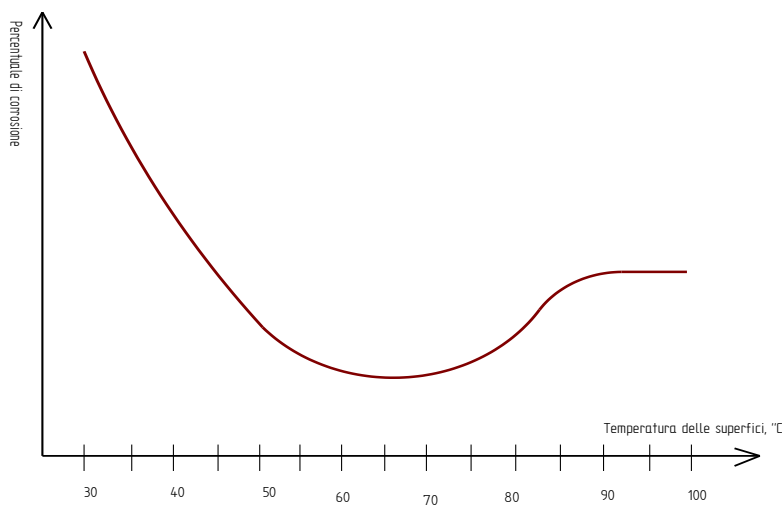


Figura 474: Velocità di corrosione in funzione delle temperatura superficiale

In Figura 475 si ha una caldaia con valvola a tre vie nella quale la temperatura di ritorno in caldaia (T_{RC}) dipende dalla temperatura di mandata, T_M .

Questo schema impiantistico può dar luogo al fenomeno della corrosione perché non si ha modo di controllare la temperatura di ritorno in caldaia.

In Figura 476 si può osservare come al variare della temperatura di mandata in funzione del grado di parzializzazione del regime di funzionamento della caldaia si raggiunge la temperatura di innesco dei fenomeni di corrosione (*zona di corrosione*) da evitare assolutamente. Lo schema della semplice valvola a tre vie può essere migliorato inserendo un ramo di ricircolo, come mostrato in Figura 477 nella quale si osserva un ramo contenente una pompa di circolazione asservita da un servomotore che controlla la temperatura di ritorno in caldaia ed attiva la pompa se questa risulta inferiore ad un valore minimo settato in precedenza.

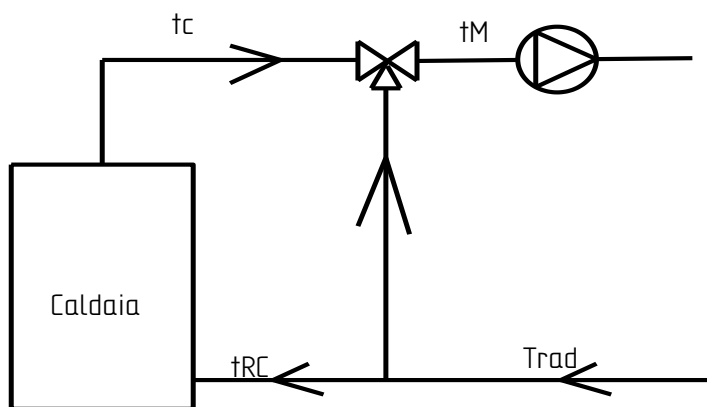


Figura 475: Caldaia con valvola a tre vie

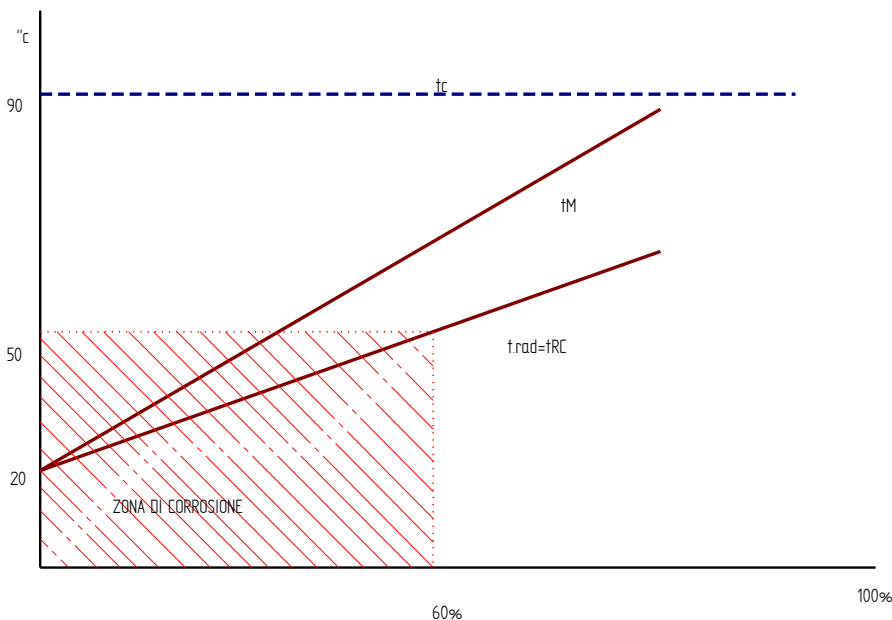


Figura 476: Andamento delle temperature nella zona di corrosione

Una valvola di non ritorno impedisce la circolazione parassita nell'anello intermedio. In Figura 478 si ha lo schema impiantistico di una caldaia con valvola a quattro vie nella quale si controlla la temperatura di ritorno in caldaia mediante una miscelazione fra le aliquote m ed n della portate di mandata e di ritorno dai radiatori. Questo schema risulta vantaggioso e certamente più semplificato rispetto al precedente con pompa di ricircolo aggiuntiva.

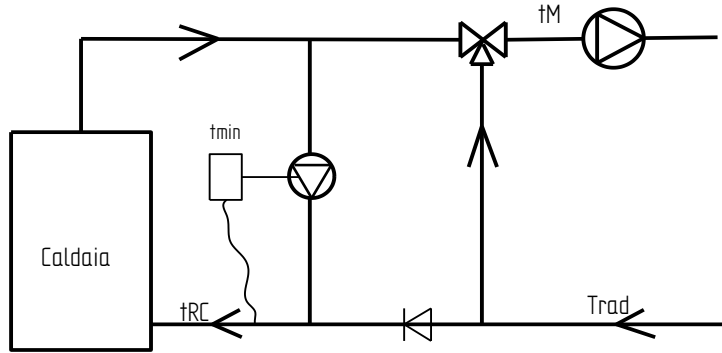


Figura 477: Caldaia con valvola a tre vie e ricircolo

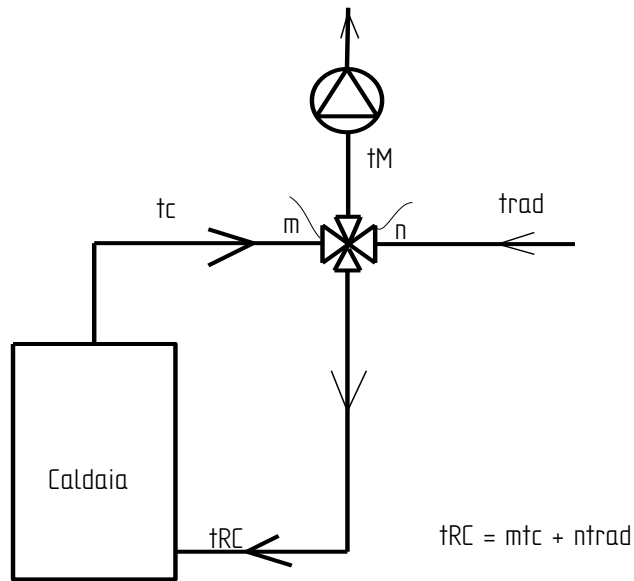


Figura 478: Caldaia con valvola a quattro vie

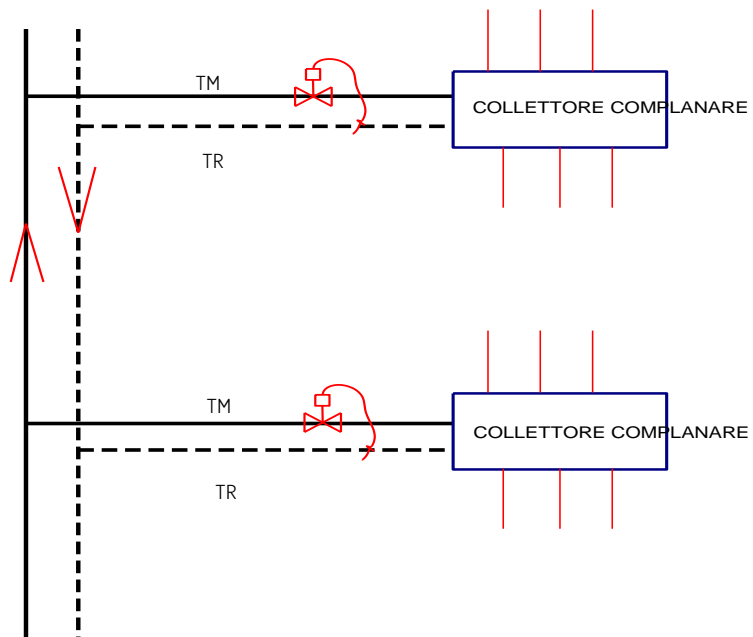


Figura 479: Schema di regolazione di zona

12.7.3 REGOLAZIONE DI ZONA

Per *regolazione di zona* si intende la regolazione applicata ai *collettori complanari* che alimentano una *zona termica* (solitamente un appartamento), come illustrato nella Figura 479.

Una valvola termostatica con sensore sul ritorno del collettore complanare assicura che la temperatura di alimentazione sia quella desiderata.

12.7.4 REGOLAZIONE LOCALIZZATA

La *regolazione localizzata* agisce nei singoli locali, solitamente mediante valvole termostatiche applicate ai radiatori, come illustrato nella Figura 480 e in Figura 481. I due schemi differiscono per la posizione della sonda di temperatura: nel primo caso si ha una sonda di ambiente che modula la temperatura di mandata nel radiatore in funzione del valore raggiunto dall'aria ambiente, nel secondo caso si ha una sonda sul ritorno che modula la temperatura di mandata in funzione del valore di set point prefissato.

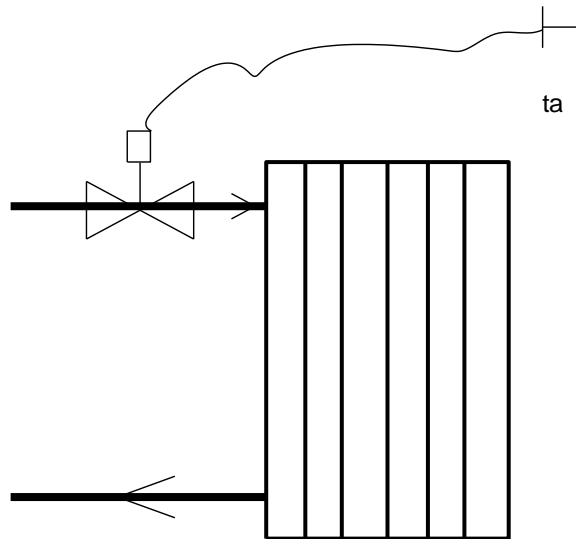


Figura 480: Schema di applicazione di una valvola termostatica sul radiatore

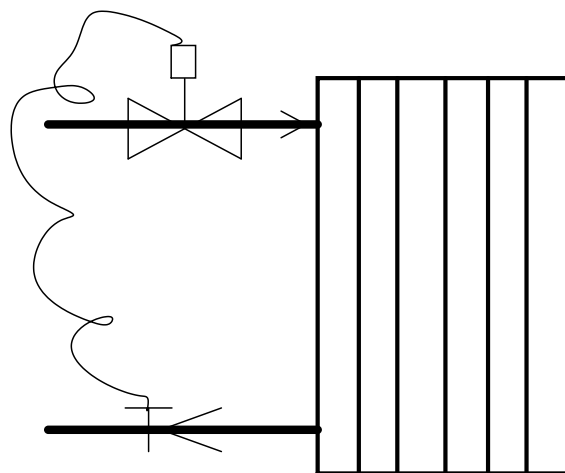


Figura 481: Valvola termostatica con controllo sul ritorno

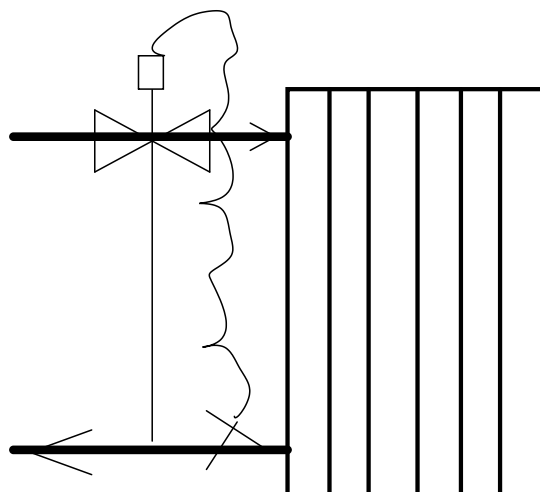


Figura 482: Valvola miscelatrice a tre vie sul radiatore

In Figura 482 si ha lo schema di montaggio di una valvola miscelatrice a tre vie montata sul radiatore in modo da assicurare un controllo migliore della temperatura di ingresso.

12.7.5 CONSEQUENZA DELLA REGOLAZIONE SULLA POMPA DI CIRCOLAZIONE

La pompa di circolazione subisce le conseguenze della parzializzazione delle valvole di regolazione (di zona e localizzate) poiché viene a variare la resistenza totale del circuito e quindi si sposta il punto di lavoro.

In Figura 483 si ha l'andamento delle curve di carico per la condizione di funzionamento nominale e per funzionamento parzializzato dalle valvole. In questo caso la curva diviene più ripida e il punto di lavoro si sposta verso zone a minore rendimento della pompa di circolazione.

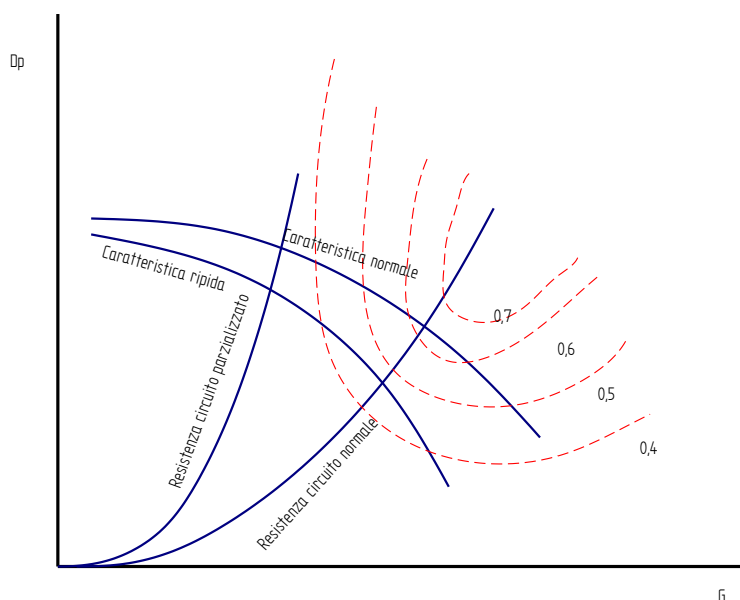


Figura 483: Spostamento del punto di lavoro per effetto della parzializzazione

In alcuni casi si può anche variare la curva caratteristica della pompa (ad esempio mediante reostati sul motore) e in questo modo si può spostare il punto di lavoro verso zone a più elevato rendimento della pompa.

12.8 REGOLAZIONE DEGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO

La regolazione negli impianti di condizionamento (estivi ed invernali) deve consentire il controllo dei parametri fondamentali dell'impianto e in particolare:

- La velocità dell'aria, w
- La portata d'aria totale e di ambiente, G
- L'umidità relativa, φ
- La temperatura degli ambienti.

Regolazione della velocità

La velocità dell'aria deve essere mantenuta entro valori compresi fra $0.1 \div 0.15$ m/s per assicurare le migliori condizioni di confort ambientale (vedi teoria di *Fanger*).

La regolazione della velocità non è effettuata mediante dispositivi semplici ma viene effettuata mediante tutto il sistema di distribuzione attraverso scelte opportune delle bocchette di immissione, della velocità di lancio e del loro orientamento.

In genere questi problemi sono risolti mediante analisi con programmi di fluidodinamica che, partendo dalla situazione geometrica dei locali, determinano la distribuzione dell'aria (linee di flusso e isoterme).

Nelle bocchette di mandata e/o nei diffusori sono spesso presenti (ed è sempre consigliabile che lo siano) serrandine di regolazione ad una o a due serie di alette (*orizzontali e verticali*).

Portata dell'aria immessa

La portata dell'aria è di importanza fondamentale sia perché ad essa è legata l'entalpia che l'impianto fornisce agli ambienti sia perché l'aria immessa deve sempre essere maggiore della portata di ventilazione.

Associato alla portata d'aria è anche il problema del *rumore* nella rete di distribuzione dovuto al fruscio all'interno dei canali e nelle bocchette di mandata o di aspirazione.

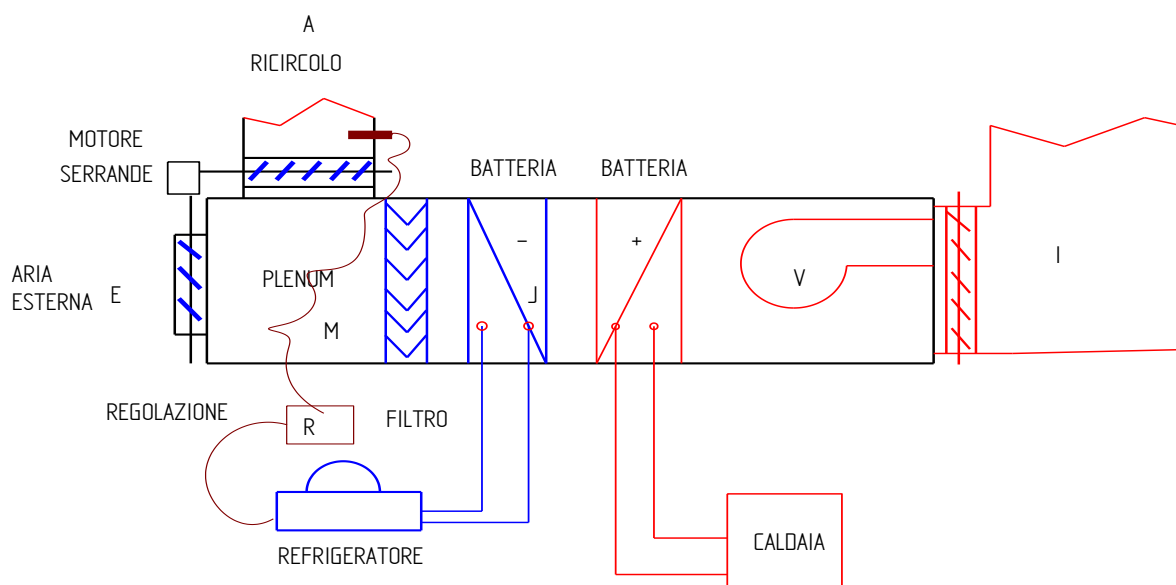


Figura 484: Regolazione on-off di una batteria ad espansione diretta

L'aria è inviata negli impianti mediante la rete di canali ed è messa in movimento mediante un ventilatore (*almeno uno di mandata e negli impianti più complessi anche di aspirazione*).

Agendo sul ventilatore, ad esempio variandone la velocità di rotazione, si agisce sulla portata totale dell'aria.

Per regolare l'entalpia associata all'aria di mandata fornita dalla batteria ad espansione diretta si può agire sul compressore frigorifero, ad esempio accendendolo e/o spegnendolo (regolazione ON-OFF, vedi Figura 484).

Questo tipo di regolazione può andar bene nei piccoli impianti mentre nei grandi impianti si preferiscono protocolli più complessi, ad esempio con regolazione a più gradini (2 o 4 corrispondenti ad $\frac{1}{2}$ o $\frac{1}{4}$ della potenza nominale) o, nel caso di compressori a vite, anche di tipo continuo dal 10 al 100% della potenza nominale.

La regolazione ON-OFF può provocare guasti più frequenti nei motosi elettrici per via delle extra correnti di apertura e di chiusura.

Nei moderni motori elettrici si ha la possibilità di alimentazione tramite *inverter* che evita gli inconvenienti suddetti.

12.8.1 REGOLAZIONE DEL CARICO TERMICO SENSIBILE

Si supponga che Q_s e Q_L siano i carichi sensibile e latente in condizioni nominali e che il fattore termico sia $R=0.75$ per cui:

$$R = \frac{Q_s}{Q_s + Q_L} = \frac{1}{1 + \frac{Q_L}{Q_s}} = 0.75$$

da cui deriviamo:

$$\frac{Q_L}{Q_s} = \frac{1}{0.75} - 1 = 0.333$$

Supponiamo adesso che il calore sensibile sia ridotto del 20% con Q_L costante e pertanto il nuovo fattore termico diviene:

$$R' = \frac{Q'_s}{Q'_s + Q_L} = \frac{0.8Q_s}{0.8Q_s + Q_L} = \frac{1}{1 + \frac{Q_L/Q_s}{0.8}} = \frac{1}{1 + \frac{0.333}{0.8}} = 0.7$$

Il fattore termico varia percentualmente di:

$$\Delta R = \frac{R - R'}{R} 100 = \frac{0.7 - 0.75}{0.75} = -6.6\%$$

Quindi una variazione del 20% del carico sensibile fa ridurre del 6.6% il fattore termico R. Le rette ambiente corrispondenti variano di conseguenza e, per il caso in esame, di molto poco. Per semplicità possiamo supporre che la retta ambiente si mantenga costante e che al variare del carico termico il punto di immissione I vari di conseguenza.

In Figura 485 si ha il caso di una regolazione con retta ambiente variabile e con punto di immissione che si sposta dalle condizioni I alle nuove condizioni I'.

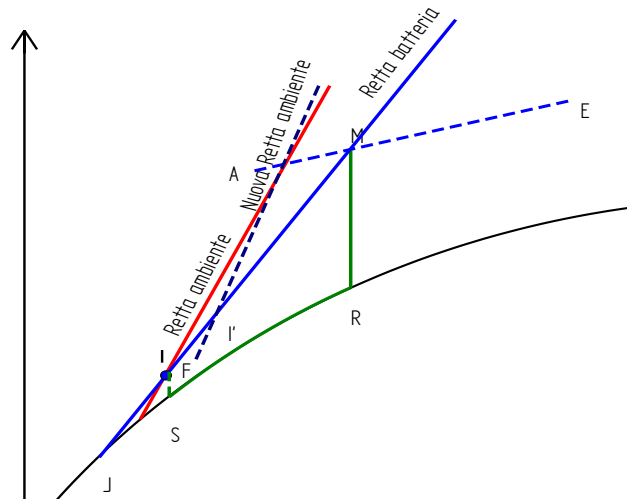


Figura 485: Regolazione del carico sensibile per un ambiente

12.8.2 REGOLAZIONE DEL CARICO TERMICO LATENTE

Seguendo l'esempio del caso precedente si supponga ora che sia il carico latente che subisce una riduzione del 20% con carico sensibile costante. Il fattore termico diviene:

$$R' = \frac{Q_s}{Q_s + Q_L} = \frac{Q_s}{Q_s + Q'_L} = \frac{Q_s}{Q_s + 0.8Q_L} = \frac{1}{1 + \frac{0.8Q_L}{Q_s}} = \frac{1}{1 + 0.8 \cdot 0.333} = 0.79$$

La variazione percentuale di R risulta:

$$\Delta R = \frac{R' - R}{R} 100 = \frac{0.79 - 0.75}{0.75} 100 = 5.2\%$$

La retta ambiente varia di poco e la si può ritenere ancora praticamente coincidente con quella nominale e quindi vale, con il rispetto dei segni, quanto detto per la Figura 485. In generale si può osservare che le fluttuazione del fattore termico R risultano in genere sufficientemente contenute ($\Delta R < 10\%$) e quindi l'ipotesi di retta ambiente costante è comunque valida.

12.8.3 STUDIO DEL CICLO TERMICO IN REGIME DI PARZIALIZZAZIONE

Supponiamo che la parzializzazione richieda:

$$Q'_s < Q_s \text{ e } Q'_L = Q_L$$

Operando con il post riscaldamento a miscela il punto I si sposta in I' sulla retta ambiente β . Pertanto si ha:

$$Q'_s = \rho G c_p (t_A - t_{I'}) < Q_s = \rho G c_p (t_A - t_I)$$

che sono le condizioni desiderate, inoltre si ha:

$$Q'_L = \rho G r (x_A - x_{I'}) < Q_L = \rho G r (x_A - x_I)$$

che non sono corrispondenti alle condizioni desiderate (*carico latente costante*). Spostandosi il punto I in I' si ha un carico latente non compensato che vale:

$$\Delta Q_L = Q'_L - Q_L = \rho G r (x_A - x_{I'}) - \rho G r (x_A - x_I) = \rho G r (x_I - x_{I'}) = \rho G \Delta x$$

Abbiamo pertanto un eccesso di vapore pari a:

$$\Delta x = x_{I'} - x_I$$

che fa spostare il punto ambiente da A ad A', come illustrato nella figura seguente.

Le coordinate di A' sono:

$$A' \equiv \begin{cases} t_{A'} = t_A \\ x_{A'} = x_A + \Delta x \end{cases}$$

alle quali corrisponde una umidità relativa $\varphi_{A'} > \varphi_A$.

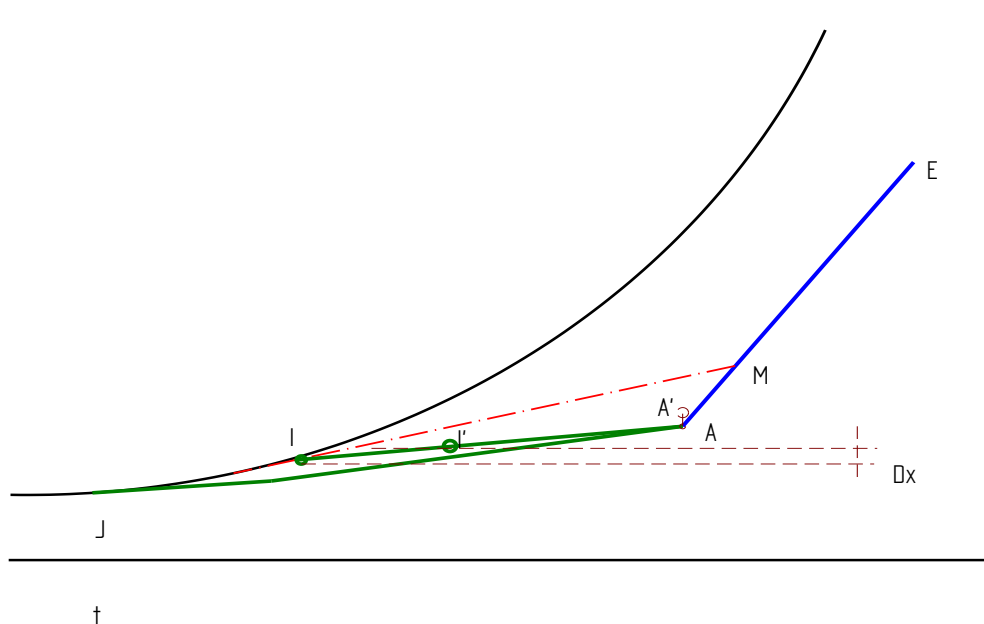


Figura 486: Effetto del carico latente non compensato

La variazione di umidità relativa è, di solito, poco influente sulle condizioni di confort purché contenute entro $\pm 5\%$ intorno al valore nominale del 50%.

In ogni caso una verifica di questo parametro si rende necessaria per impianti industriali di processo nei quali le condizioni di controllo sono più stringenti.

12.8.4 CONTROLLO DELLA UMIDITA' RELATIVA

Per applicazioni civili, sulla base della teoria di Fanger e sullo stesso indice ET* di Gagge⁷⁴, non si hanno variazioni sensibili delle condizioni di confort per φ variabile fra 30÷70%.

Vediamo cosa succede negli impianti che, per effetto della sopra citata considerazione, lasciano fluttuare l'umidità relativa.

Di solito tale fluttuazione è dovuta alla variazione dell'affollamento (*carico latente per evaporazione delle persone*) che vale:

⁷⁴ Si ricordi che la *Temperatura efficace* è la temperatura con 50% di umidità relativa che produce le stesse perdite totali delle condizioni ambientali attuali.

In Estate	In Inverno
$t_A = 26^\circ C$	$t_A = 20^\circ C$
$\Delta x = 4 g / kg$	$\Delta x = 3 g/kg$

La produzione di calore latente per affollamento vale:

	In Estate	In Inverno
Attività sedentaria	$38W / persona$	$28W / persona$
Attività moderata	$73 W/persona$	$58 W/persona$

Per abbattere questo carico latente occorre fornire una portata pari a:

$$G = \frac{q_L}{1.2 \cdot 0.6 \cdot \Delta x}$$

m^3 per persona, con q_L in kcal/h.

In definitiva occorre fornire:

	In Estate	In Inverno
Attività sedentaria	$12.1 m^3 / h / persona$	$11.5 m^3 / h / persona$
Attività moderata	$24.3 m^3 / h / persona$	$25.5 m^3 / h / persona$

Queste considerazioni ci portano a concludere che la sola portata di ventilazione (*valore consigliato pari a 20÷30 m³/h per persona*) è sufficiente ad abbattere il carico latente prodotto per affollamento e quindi che essa può garantire, in assenza di altre sorgenti di umidità specifica, una variabilità di ϕ fra 40÷60%.

12.8.5 REGOLAZIONE DEGLI IMPIANTI CON POST RISCALDAMENTO DA BATTERIA

Regolando la potenzialità della batteria calda il punti I passa in I' (vedi Figura 487) producendo una riduzione del carico sensibile Q_S senza alterazioni del carico latente. Si osservi che $\Delta t' < \Delta t$ e quindi $Q_{S'} < Q_S$ mentre $\Delta x = \Delta x'$ e quindi $Q_L = Q_{L'}$.

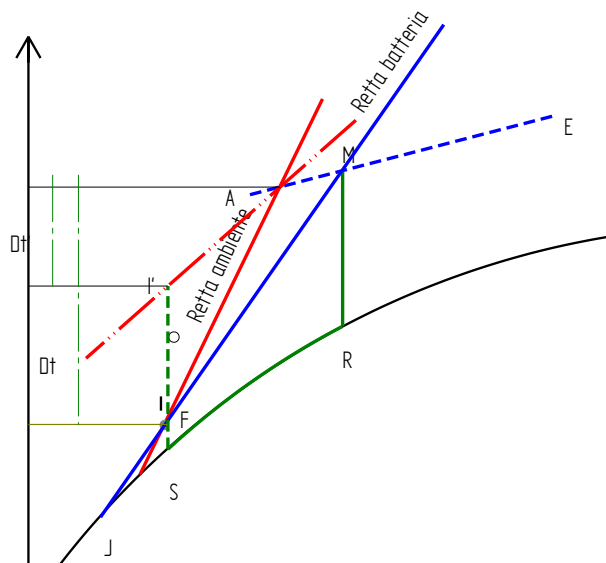


Figura 487: Regolazione del carico sensibile con batteria di postriscaldamento

Questa regolazione si effettua con un servomotore asservito al termostato ambiente, vedi Figura 488.

Se si desidera la regolazione del carico latente allora occorre spostare il punto limite di tangenza della batteria fredda da J a J', vedi Figura 489, a cui corrisponde $\Delta x' < \Delta x$ e quindi $Q_{L'} < Q_L$. Al tempo stesso occorre agire sulla batteria calda (*in chiusura*) in modo che risulti $t_{r'} = t_r$ costante.

Quest'ultima operazione si ottiene parzializzando la portata d'acqua alla batteria fredda con un servomotore asservito all'umidostato ambiente (vedi Figura 488) spesso posto sul ricircolo e contemporaneamente riducendo la portata di acqua calda alla batteria calda in modo da avere una temperatura di uscita di l uguale a quella di l'.

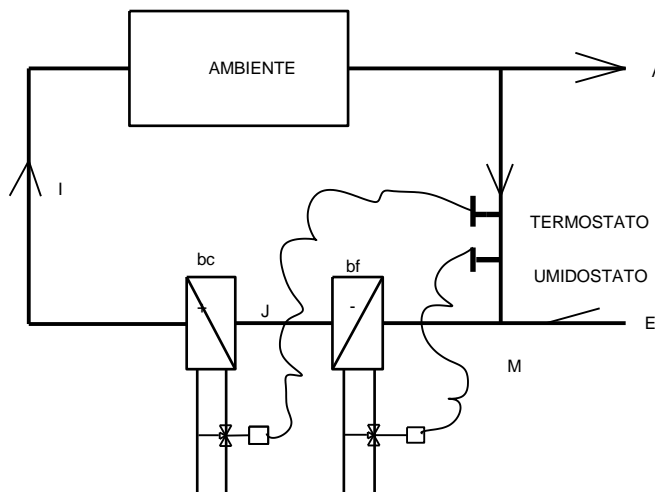


Figura 488: Schema di regolazione con batteria di post riscaldamento

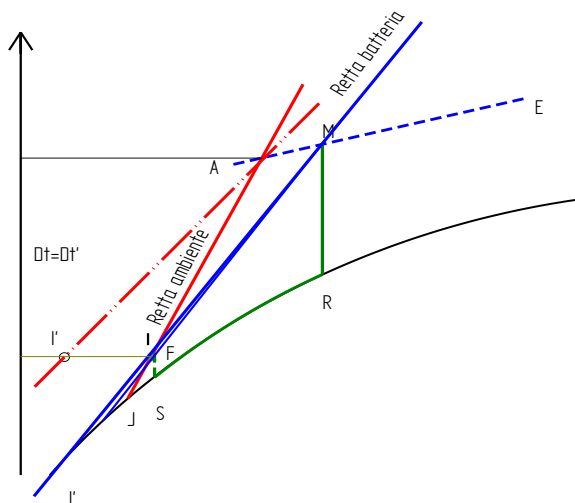


Figura 489: Regolazione del carico latente con batteria di postriscaldamento

12.9 SISTEMI FONDAMENTALI DI CONTROLLO PER IL CONDIZIONAMENTO

Alla luce di quanto detto nei paragrafi precedenti si intuisce come la regolazione degli impianti di condizionamento (quindi con controllo di temperatura e di umidità, ovvero di calore sensibile e latente) non di semplice attuazione proprio per la bivalenza del comportamento termo-igrometrico.

Si portano qui i metodi maggiormente seguiti nei moderno impianti di climatizzazione.

12.9.1 CONTROLLO DI TIPO ON-OFF

Si tratta del metodo più semplice, meno costoso e, se non ci sono problemi di produzione elevata di umidità, anche accettabilmente efficace. In pratica si attiva (condizione ON) o si chiude (condizione OFF) l'alimentazione alla batteria di raffreddamento mediante una elettrovalvola a due vie quando la temperatura interna dell'ambiente pilota scende al di sotto della temperatura desiderata o supera questo valore (vedi Figura 445).

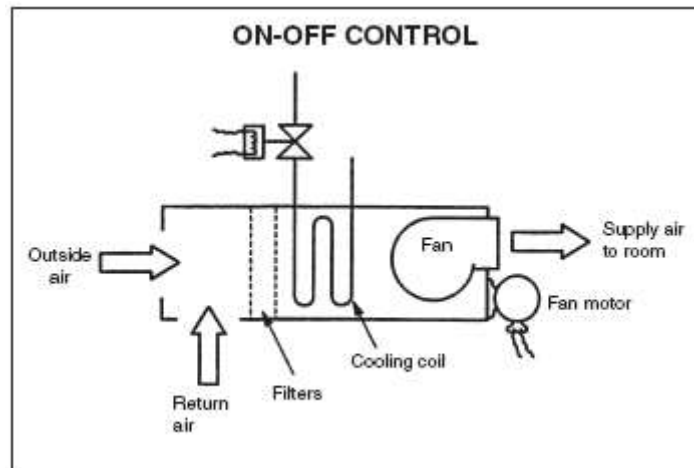


Figura 490: Sistema di controllo On-Off

In funzione della deriva selezionata si possono avere sovra elongazioni dell'andamento della temperatura interna più o meno ampie che possono risultare fastidiosi o addirittura inaccettabili. D'altra parte riducendo il differenziale si ha un continuo aprirsi e chiudersi della valvola a due vie motorizzata con possibili danneggiamenti.

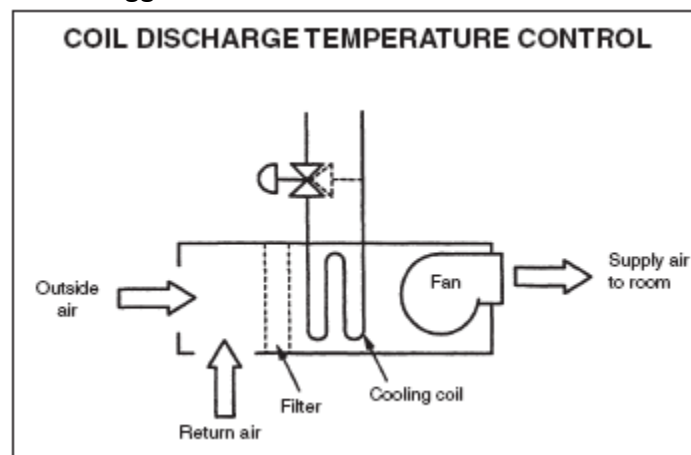


Figura 491: Sistema di controllo della temperatura della batteria

La regolazione ON-OFF modula essenzialmente il calore sensibile ceduto all'ambiente ma non il calore latente a meno che la temperatura dell'ambiente non raggiunga il punto di rugiada.

Questo tipo di regolazione costa poco e risulta sufficientemente efficiente in gran parte dei casi, almeno quando non si hanno carichi latenti rilevanti. L'interruzione dell'alimentazione della batteria fredda spesso viene accompagnata anche da una fermata della ventola e ciò comporta una rumorosità dell'impianto variabile che può risultare fastidiosa.

12.9.2 CONTROLLO DELLA TEMPERATURA DELLA SERPENTINA

È un sistema di controllo relativamente semplice ma efficace. Mediante una valvola a tre vie comandata da un controller asservito alla temperatura di un ambiente pilota si modula lo stelo della valvola miscelatrice in modo da far variare, a portata costante, la temperatura del fluido di alimentazione della batteria. Nel caso di batteria ad espansione diretta la modulazione viene effettuata a gradini per i sistemi multistadio.

I vantaggi di questo sistema sono la costanza della portata d'aria (e quindi una regolarità di funzionamento della ventola) che garantisce una corretta distribuzione dell'aria stessa negli ambienti e quindi si preserva l'equilibratura della rete.

Tuttavia se la temperatura dell'aria immessa nell'ambiente a carichi parziali cresce allora diminuisce la capacità di deumidificazione dell'aria e questo può costituire un serio inconveniente soprattutto in presenza di carichi latenti elevati.

Fra i vantaggi di questo tipo di regolazione si ricorda:

- Controllo preciso della temperatura a bulbo secco dell'ambiente;
- Basso consumo di energia;
- Nessuna variazione di volume dell'UTA (come si ha nel sistema a by pass).

Assumendo una portata d'aria costante, la temperatura dell'aria all'uscita della batteria può essere calcolata con la relazione:

$$T_a = T_R - \frac{R}{1.2\dot{V}}$$

Ove si ha:

- T_a temperatura dell'aria all'uscita dalla batteria, °C;
- R rapporto fra carico sensibile e carico totale;
- \dot{V} portata volumetrica dell'aria, m³/s.

L'umidità dell'aria in uscita dalla batteria fredda può essere calcolata con la relazione:

$$x_R = x_a - \frac{R}{3\dot{V}}$$

con simbolismo simile a quanto sopra detto.

Al variare della temperatura dell'aria in uscita dalla batteria fredda varia anche l'umidità relativa. Tuttavia questo metodo di regolazione non è consigliabile quando si hanno carichi latenti elevati o quando occorre regolare anche l'umidità relativa dell'ambiente (ad esempio per applicazioni industriali).

12.9.3 CONTROLLO MEDIANTE POST RISCALDAMENTO

Con questo sistema di controllo si inserisce a valle della batteria fredda una batteria di post riscaldamento che può essere collegata ad un termostato ambiente. Questo sistema consente di controllare la capacità di deumidificazione dell'aria immessa nell'ambiente ma ciò avviene con un dispendio di energia sia per raffreddamento che per riscaldamento.

Questo sistema si presta anche per il controllo di un impianto multizona: in questo caso la batteria di post riscaldamento viene inserita in uscita dei canali di alimentazione di ciascuna zona.

Questo sistema permette di controllare l'umidità degli ambienti in modo completo (da 0 al 100%) pur se con dispendio di energia non indifferente.

L'umidità nell'ambiente è data dalla relazione:

$$x_{amb} = x_a + \frac{Q_L / Q_T}{3\dot{V}}$$

Con x_a umidità dell'aria in uscita dalla batteria fredda.

La temperatura dell'aria in ingresso nella batteria fredda è determinata dalla miscelazione, nelle dovute proporzioni, dell'aria dell'ambiente e dell'aria di ricircolo nelle condizioni di carico parziali. Ne segue che la soluzione è data da una iterazione di calcolo: l'umidità dell'aria ambiente influenza quella dell'aria di mescolamento in ingresso alla batteria e quest'ultima influenza la temperatura dell'aria in uscita dalla batteria stessa che a sua volta influenza l'umidità ambiente.

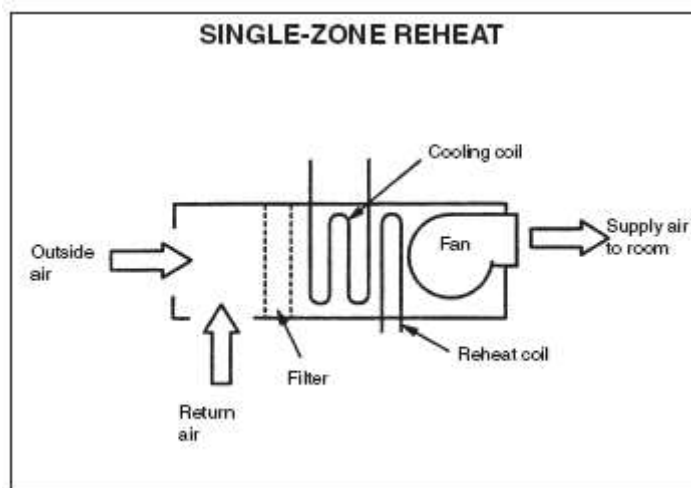


Figura 492: Controllo mediante post riscaldamento

Si osserva che la batteria fredda può variare la sua potenzialità notevolmente al variare del carico parziale dell'impianto. Ogni riduzione del calore latente dell'ambiente produce una riduzione dell'umidità relativa ambiente e, di conseguenza, dell'umidità relativa dell'aria di miscelazione in ingresso alla batteria fredda.

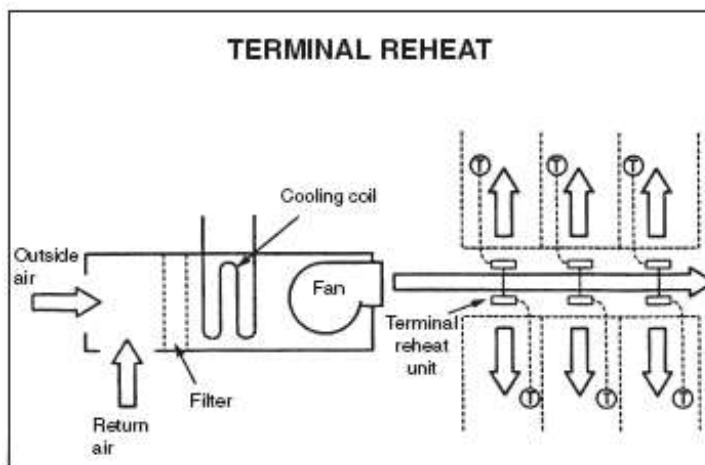


Figura 493: Controllo con post riscaldamento in impianto multizona

Ogni riduzione della temperatura o dell'umidità dell'aria esterna si riflette in una riduzione dell'entalpia dell'aria di miscelazione in ingresso alla batteria fredda. Come si è già accennato questo sistema di regolazione è molto efficiente ma energeticamente dispendioso. Negli USA la Standard ASHRAE 90 (oltre che vari regolamenti regionali locali) proibisce il postriscaldamento se è possibile utilizzare altri metodi meno energivori. Tuttavia per applicazioni di particolari esigenze (*laboratori,*

musei, sale informatiche, camere bianche, particolari industrie, ...) il metodo del postriscaldamento risulta insostituibile ed ancora accettato.

12.9.4 CONTROLLO A PORTATA D'ARIA VARIABILE (VAV)

Al variare del carico termico negli ambienti si può pensare di far variare la portata dell'aria inviata anziché la temperatura della stessa (si ricordi che la potenza ceduta è sempre data dalla $Q = \dot{m}c(t_A - t_I)$ e quindi si varia \dot{m} al variare di Q). In questo modo si semplifica il sistema di controllo in centrale termica (nelle UTA) ma si complica il sistema di distribuzione dell'aria.

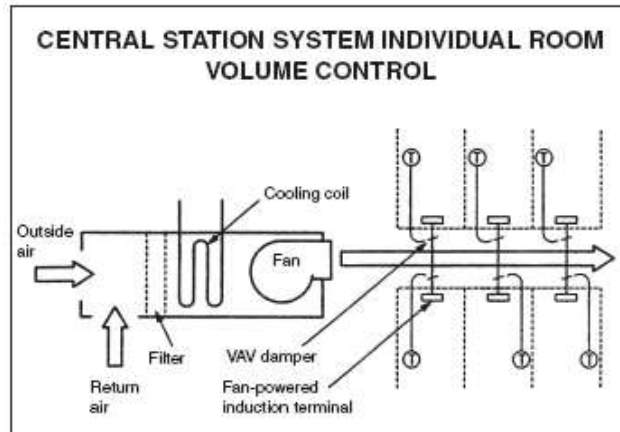


Figura 494: Controllo a portata d'aria variabile (VAV)

Variando la portata dell'aria si può avere l'inconveniente di una scarsa ventilazione (se ridotta al di sotto di certi limiti) e scarsa circolazione dell'aria. Per evitare questi inconvenienti si possono usare circolatori d'aria supplementare ed accoppiare il sistema VAV con altri sistemi di regolazione, ad esempio con post riscaldamento, per evitare di ridurre molto la portata.

I principali vantaggi della regolazione VAV sono:

- Risparmio energetico: la riduzione della portata richiede una minore potenza della ventola.
- Bilanciamento: ogni riduzione di portata di aria in un ambiente risulta disponibile per altri ambienti;

La portata d'aria necessaria per ciascun ambiente è data dalla relazione:

$$\dot{V} = \frac{R}{1.2(t_{amb} - t_a)}$$

Ove:

- R rapporto fra il carico sensibile e il carico totale;
- t_{amb} temperatura ambiente;
- t_a temperatura dell'aria in uscita dalla batteria fredda.

Per l'umidità dell'ambiente vale la relazione:

$$x_{amb} = x_a + \frac{Q_L / Q_T}{3\dot{V}}$$

con il solito simbolismo.

I limiti di variabilità della portata con diffusori normali è del 40% mentre con diffusori lineari di particolare progetto ed ottimizzati per gli impianti VAV si può arrivare sino al 75% di variazione di

portata. La regolazione VAV va bene per zone climatiche non molte umide per le quali si raccomanda il sistema a by pass.

12.9.5 CONTROLLO MEDIANTE BY PASS DELL'ARIA

Con questo sistema di controllo si fa in modo di ridurre la portata d'aria che attraversa la batteria di raffreddamento mediante un by pass nell'UTA, come illustrato in Figura 495 sia per impianti a zona singola che multizona. In questo modo la temperatura dell'aria in uscita dall'UTA è data dalla miscelazione fra l'aria raffreddata (che attraversa la batteria fredda) e quella by-passata che rimane invariata.

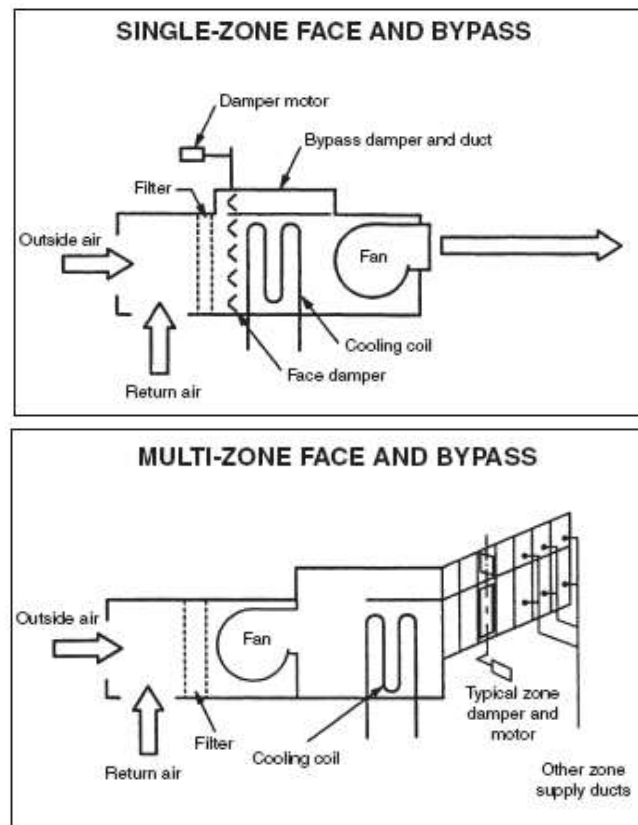


Figura 495: Controllo mediante by pass per singola zona e multizona

Il sistema presenta il vantaggio di avere portata totale costante e quindi di mantenere ottimale il funzionamento del ventilatore e della rete di distribuzione ambientale.

La batteria fredda viene spesso dotata di valvola di intercettazione per evitare i casi di eccessivo raffreddamento. Per gli impianti multizona il limite del metodo è dato dallo spazio disponibile nell'UTA per i by pass.

Il calcolo della temperatura in uscita dalla batteria fredda e dell'umidità ambiente può essere effettuato con relazioni descritte in precedenza.

12.9.6 CONTROLLO CON SISTEMI A DOPPIO CONDOTTO

Si tratta di un sistema del quale si è parlato abbondantemente nel §5.3 e a quel capitolo si rimanda per altre considerazioni.

Questo sistema consente un controllo ottimale delle condizioni termo-igrometriche degli ambienti ma richiede sia un doppio canale (uno per l'aria fredda e uno per l'aria calda) ed un miscelatore per ciascun ambiente. Quest'ultimo dispositivo è costoso e richiede un ulteriore sistema di controllo locale per miscelare correttamente le portate di aria fredda e calda.

Dal punto di vista energetico questo sistema di controllo risulta molto dispendioso dovendo avere anche aria calda.

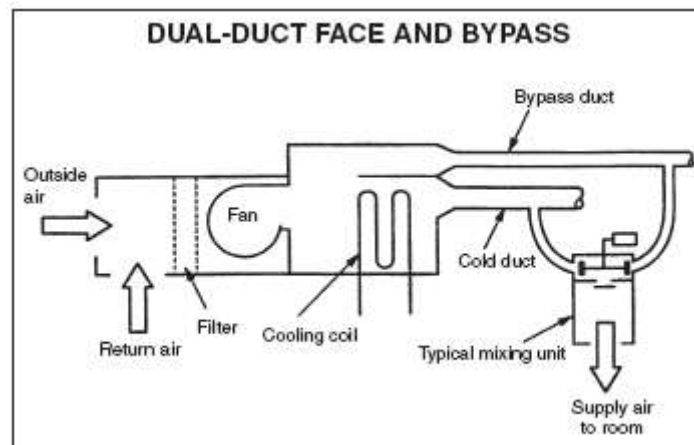


Figura 496: Controllo mediante doppio condotto

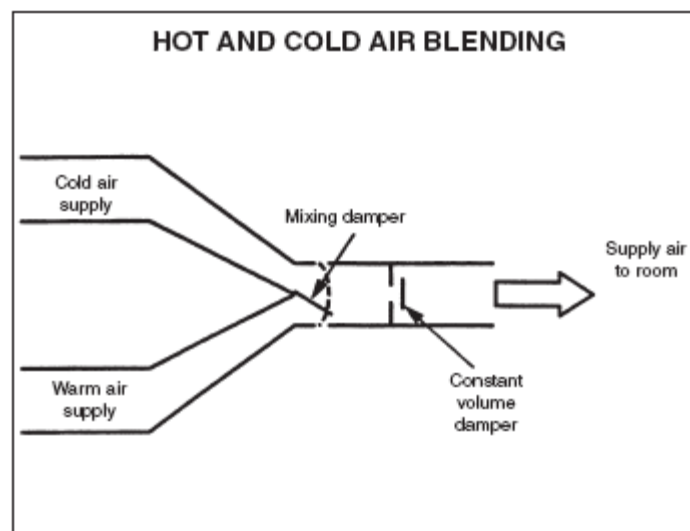


Figura 497: Miscelatore di aria per sistemi a doppio condotto

12.10 CONCLUSIONI

L'**interazione edificio – impianto** è certamente complessa da studiare e pone seri problemi per la corretta gestione energetica. Quanto detto ha posto l'attenzione sull'evoluzione propria degli edifici ed ha voluto sottolineare come la risposta al transitorio del sistema edificio – impianto sia comunque dipendente da numerosi fattori sia termofisici dell'edificio che climatologici esterni.

In fondo se esaminiamo le costruzioni più *semplici*, quale quella indicata in Figura 498, abbiamo inizialmente la tentazione di giudicarle come incapaci di fornire un reale servizio all'utenza.

In realtà lo studio di questi edifici (*anche se molto semplici o addirittura elementari*) dimostra l'esatto contrario: essi sono capaci di fornire la migliore risposta alle sollecitazioni climatiche senza alcun intervento impiantistico esterno.

Certo non si può chiedere a questi edifici il benessere come oggi lo intendiamo e chiediamo ai nuovi edifici.

Ma è il punto di vista che è fondamentalmente diverso: gli edifici antichi (si parla di *Architettura vernacolare*) ottimizzavano le prestazioni in mancanza di energia fornita mentre gli edifici moderni ottimizzano le prestazioni indipendentemente (o *quasi!*) dal consumo energetico.

In confronto ai moderni edifici in vetro e acciaio del tutto incapaci di fornire alcun benessere se non a spese di grandi quantità di energia per far marciare costosi, complessi ed ingombranti impianti di climatizzazione, gli edifici *vernacolari* hanno quindi una **intelligenza propria** e rappresentano il miglior compromesso fra la climatologia esterna e le tecnologie costruttive del sito.

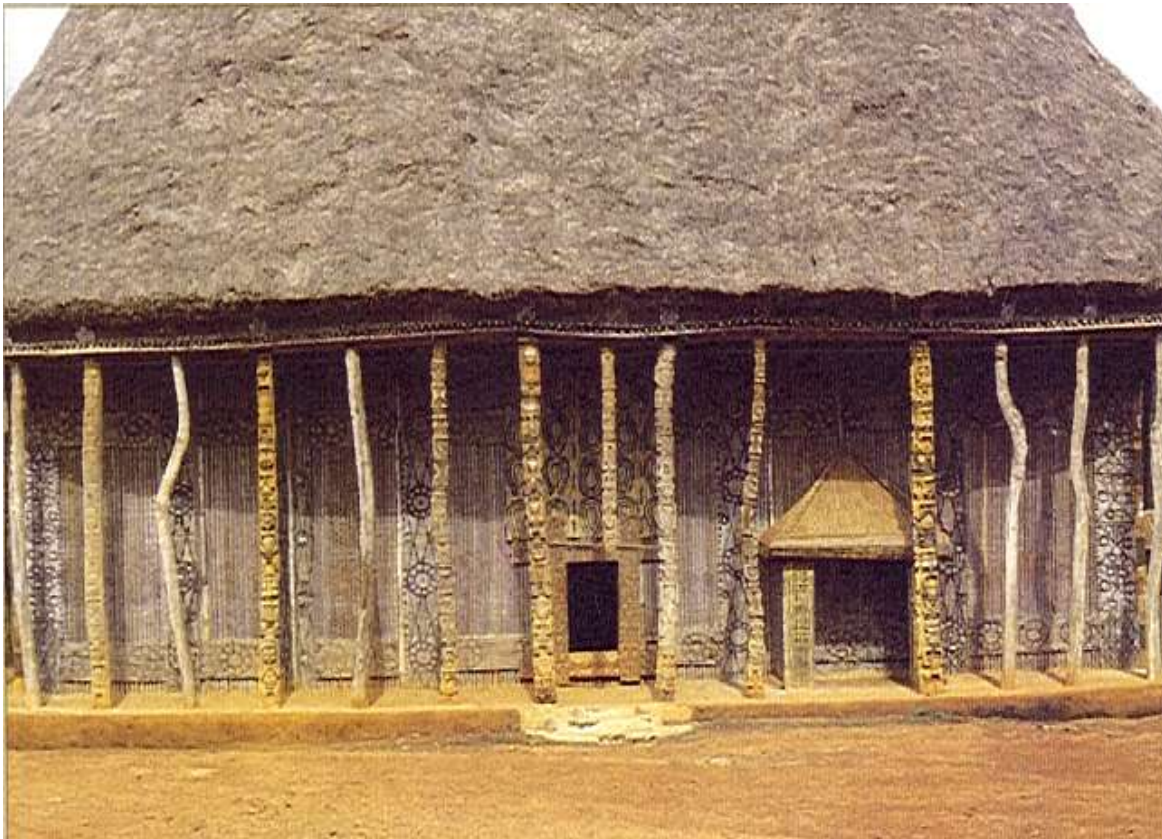


Figura 498: Esempio di costruzione elementare (intelligente)

L'iglù è veramente un'opera mirabile di sintesi tecnologica e di efficacia funzionale: esso utilizza l'unico materiale da costruzione disponibile nel luogo e lo fa con la migliore forma costruttiva possibile compatibilmente con il clima esterno.

L'*intelligenza* che oggi forniamo ai moderni edifici è anche frutto di uno *scollamento* fra le esigenze costruttive e tecnologiche e quelle prestazionali e climatologiche. E' una *intelligenza* necessaria per ottenere la migliore risposta del sistema *edificio – impianto*, spesso perdendo di vista la congruenza energetica.

Una cattiva progettazione del sistema di gestione e controllo degli impianti porta ad avere dissipazione di energia, malfunzionamento degli impianti, mancanza di condizioni di benessere, decadimento dei componenti di impianto, ...

Gli **edifici intelligenti** rappresentano, pertanto, una assoluta necessità evolutiva voluta dall'Uomo per soddisfare le proprie esigenze funzionali, per raggiungere condizioni di benessere prima mai ottenute e per compensare i propri errori progettuali.

La conoscenza dell'interazione *edificio – impianti* è, per quanto detto, fondamentale per la corretta progettazione sia dell'edificio che dei componenti fondamentali del sistema di controllo integrato.



Figura 499: Veduta di un moderno edificio a forte contenuto tecnologico (ignorante)

INDICE GENERALE

1. LINEE GUIDA PER IL CONDIZIONAMENTO	3
1.1 PREMESSE	3
1.2 LE FASI PROGETTUALI PER GLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO	3
1.2.1 CALCOLO DEI CARICHI TERMICI	4
1.2.2 SCELTA DELLA TIPOLOGIA IMPIANTISTICA	5
1.2.3 SOLUZIONI IMPIANTISTICHE PER IL CONDIZIONAMENTO IN EDIFICI ESISTENTI	6
1.2.4 DIMENSIONAMENTO DEI COMPONENTI DI IMPIANTO	9
1.2.5 DIMENSIONAMENTO DELLE RETE DI DISTRIBUZIONE	10
1.2.6 DISEGNO DEGLI ESECUTIVI	10
1.2.7 ELEBORATI AMMINISTRATIVI	10
2. CALCOLO DEI CARICHI TERMICI	11
2.1 LE PROBLEMATICHE DEGLI IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE ESTIVA	11
2.1.1 METODI DI CALCOLO DEL CARICO TERMICO E CONDIZIONI DI PROGETTO	12
2.1.2 EFFETTO DELLA RADIAZIONE SOLARE	13
2.2 METODI DI CALCOLO DEI CARICHI TERMICI DI RAFFREDDAMENTO	14
2.2.1 COMPONENTI DEL CARICO TERMICO ESTIVO	15
2.2.2 METODI DI CALCOLO ESATTI DEI CARICHI TERMICI ESTIVI	17
2.2.3 CONDIZIONI DI TRANSITORIO TERMICO PER GLI AMBIENTI	17
2.3 METODI DI CALCOLO DEI CARICHI TERMICI ESTIVI	20
2.4 METODO DELLE FUNZIONI DI TRASFERIMENTO (<i>TFM, TRANSFER FUNCTION METHOD</i>)	21
Equazione di bilancio dell'aria ambiente:	22
Metodo TFM	22
2.5 HEAT BALANCE METHOD (HBM) E RADIANT TIME SERIES METHOD (RTSM)	23
2.5.1 HEAT BALANCE METHOD	23
Bilancio termico su ogni superficie esterna:	23
Processo di conduzione attraverso i muri	24
Bilancio termico su ogni superficie interna:	24
Bilancio termico dell'aria:	24
Applicazione del metodo HB	25
2.5.2 RADIANT TIME SERIES (RTS) METHOD:	26
Guadagni conduttivi pareti opache	28
Guadagni pareti vetrate	29
Guadagni interni	30
Guadagni per ventilazione ed infiltrazione	31
Convezione e Radiazione	31
Conversione delle aliquote radiative dei guadagni di calore in carichi di raffrescamento	32
Esempio di applicazione del metodo RTS	35
2.6 METODO CARRIER PER IL CARICO TERMICO ESTIVO	37
2.6.1 CALCOLO DEI DISPERDIMENTI ATTRAVERSO LE PARETI	39
Pareti con costante di tempo infinita	39

Pareti con costante di tempo nulla	39
Pareti con costante di tempo intermedia	39
Influenza della inerzia termica delle pareti	40
2.6.2 CALCOLO DEL CARICO TERMICO IN CONDIZIONI REALI - METODO SEMPLIFICATO	40
Calcolo analitico della Differenza di Temperatura Equivalente	41
Metodologia di calcolo della Differenza di Temperatura Equivalente	41
2.6.3 CALCOLO DEI DISPERDIMENTI ATTRAVERSO LE FINESTRE	45
Trasmissione termica attraverso i vetri	45
Radiazione solare	45
2.6.4 CARICHI TERMICI INTERNI	47
2.6.5 CARICO SENSIBILE PER VENTILAZIONE E INFILTRAZIONI	50
2.6.6 CALORE LATENTE	51
Osservazione sul calcolo del Calore Latente	51
2.6.7 CARICO TERMICO TOTALE DELL'EDIFICIO	51
2.7 METODO TFM	53
2.7.1 LA METODOLOGIA DI BASE	55
2.8 RIFERIMENTI TEORICI SUL METODO DELLE FUNZIONI DI TRASFERIMENTO	55
2.8.1 IL BILANCIO TERMICO PER UN AMBIENTE	55
2.8.2 TRASMISSIONE PER CONDUZIONE	56
Fattori di Risposta	58
2.8.3 FLUSSO TERMICO PER CONVEZIONE	61
2.8.4 FLUSSO TERMICO PER RADIAZIONE MUTUA	61
2.8.5 SCAMBI RADIATIVI AD ELEVATE FREQUENZE	62
2.8.6 CALCOLO DELL'APPORTO DI CALORE PER RADIAZIONE SOLARE	62
Influenza delle superfici vetrate sul carico termico ambientale	64
Tipologia dei FGS	65
2.8.7 BILANCIO GLOBALE DI UN AMBIENTE MEDIANTE I FATTORI DI RISPOSTA	67
Temperatura interna fissata	67
Flusso Termico Erogato Costante	68
2.9 METODO DELLE FUNZIONI DI TRASFERIMENTO (TFM)	68
2.9.1 DATI PRELIMINARI DI PROGETTO	69
Apporti Esterni	69
Apporti Interni	69
Dati Climatici	70
Condizioni Interne di Progetto	70
Data e ora di progetto	70
2.9.2 PERCORSO LOGICO DEL METODO TFM	70
2.9.3 CALCOLO DEGLI APPORTI DI CALORE ESTERNI	70
2.9.4 CONVERSIONE DELL'APPORTO DI CALORE IN CARICO TERMICO	72
Funzione di Trasferimento dell'Ambiente	72
2.9.5 COEFFICIENTI V E W DELLA FUNZIONE DI TRASFERIMENTO DELL'AMBIENTE	73
2.9.6 APPORTI DI CALORE PER CONDUZIONE ATTRAVERSO MURI ESTERNI E TETTI	76
2.9.7 CALCOLO DEL FLUSSO TERMICO PER CONDUZIONE ATTRAVERSO LE FINESTRE	77

2.9.8	CALCOLO DEL FLUSSO TERMICO PER CONDUZIONE ATTRAVERSO LE PORTE	78
2.9.9	FLUSSO TERMICO PER TRASMISSIONE ATTRAVERSO LE DIVISIONI INTERNE	78
2.9.10	FLUSSO TERMICO ATTRAVERSO SUPERFICI INTERRATE	78
2.9.11	FLUSSO TERMICO PER SORGENTI INTERNE	78
	Persone	79
	Illuminazione	79
	Apparecchiature varie	80
2.9.12	FLUSSO TERMICO PER VENTILAZIONE E INFILTRAZIONI	81
	Calore Totale	82
	Apporto di calore sensibile	82
	Apporto di calore latente	82
2.10	RIEPILOGO PER IL CALCOLO DEL TFM	82
2.10.1	APPORTI DI CALORE ESTERNI	83
	Temperatura Aria Sole	83
	Pareti e Tetti	83
	Vetri	83
	Partizioni Interne	83
2.10.2	APPORTI DI CALORE INTERNI	83
	Affollamento	83
	Illuminazione	83
	Motori	83
	Apparecchiature	84
2.10.3	APPORTI PER INFILTRAZIONE E VENTILAZIONE	84
2.10.4	CARICO FRIGORIFERO	84
	Carico Sensibile	84
	Carichi Latenti	84
3.	PSICROMETRIA PER IL CONDIZIONAMENTO	85
3.1	SISTEMI DI CONDIZIONAMENTO ESTIVI	85
3.1.1	SISTEMI A TUTT'ARIA CON RICIRCOLO TOTALE	85
3.1.2	SISTEMA CON RICIRCOLO DI ARIA	87
	Caso 1 – il BPF della batteria di raffreddamento è nullo	88
	Caso 2 – il BPF della batteria di raffreddamento è > 0	89
3.1.3	APPLICAZIONI CON ELEVATO CARICO LATENTE	90
	Vantaggi e svantaggi del postriscaldamento	91
3.2	PROCESSI DI RISCALDAMENTO E DEUMIDIFICAZIONI	92
3.3	POTENZIALE ENTALPICO	93
3.4	DEUMIDIFICATORI A BATTERIE ALETTATE A SATURAZIONE	94
4.	CONDIZIONAMENTO AD ARIA	98
4.1	NORMATIVA SUL COMFORT TERMOIGROMETRICO	98
4.1.1	L'ASHRAE STANDARD 55-1992	99
4.2	LA NORMATIVA SULLA QUALITÀ DELL'ARIA AMBIENTE	100
4.2.1	L'ASHRAE 62.1-2007	101
	Qualità dell'aria esterna	102
4.2.2	INDOOR AIR QUALITY PROCEDURE	103

4.2.3	UNI-10339: 1995	103
	Portate di aria esterna e di estrazione	104
	Locali di pubblico interesse e di riunione	104
	Filtrazione dell'aria	105
	Movimento dell'aria	106
4.3	FILTRAZIONE DELL'ARIA	106
4.4	SELEZIONE DELLE APPARECCHIATURE IN FUNZIONE DEL CALORE RIMOSSO	111
4.5	RETTA AMBIENTE PER IL CONDIZIONAMENTO ESTIVO	113
4.5.1	TRACCIAMENTO DELLA RETTA AMBIENTE	115
4.6	IMPIANTI A TUTTA ARIA CON RICIRCOLO PARZIALE	117
4.7	CONDIZIONAMENTO INVERNALE A TUTTA ARIA	120
4.7.1	CONDIZIONAMENTO INVERNALE SENZA RICIRCOLO	120
4.7.2	RICIRCOLO PARZIALE NEL CONDIZIONAMENTO INVERNALE	121
4.8	LE BATTERIE ALETTATE	122
4.9	PENDENZA DI UNA TRASFORMAZIONE E FATTORE TERMICO	124
4.10	BATTERIE PER RISCALDAMENTO E/O RAFFREDDAMENTO SENSIBILE	125
4.11	BATTERIE PER UMIDIFICAZIONE	126
4.11.1	EFFICIENZA DI SATURAZIONE	129
4.12	BATTERIE ALETTATE PER LA DEUMIDIFICAZIONE	130
4.12.1	DEUMIDIFICATORE AD ASSORBIMENTO IGROSCOPICO	130
4.12.2	FATTORE DI BY PASS DELLA BATTERIA	130
	E' nota la temperatura media del refrigerante e si deve determinare t_s	133
	E' nota la temperatura t_s e si deve determinare la temperatura del refrigerante	133
4.13	POTENZIALITÀ DELLE BATTERIE DI SCAMBIO	133
4.14	PROCESSO REALE DI RAFFREDDAMENTO E DEUMIDIFICAZIONE	134
	Si sceglie prima il BPF	136
	Si sceglie il punto di immissione I	136
4.14.1	METODOLOGIE DI PROGETTO PER IL CASO ESTIVO	136
	La retta ambiente non interseca la $\phi=100\%$: Caso A	136
	La retta ambiente non interseca la $\phi=100\%$: Caso B	137
	La retta ambiente interseca la $\phi=100\%$: il punto J cade a destra della retta ambiente	137
	La retta ambiente interseca la $\phi=100\%$: il punto J cade a sinistra della retta ambiente	137
	Criterio generalizzato di progetto: post riscaldamento a miscela	137
4.14.2	POTENZIALITÀ DELLE BATTERIE DI SCAMBIO NEI PROCESSI REALI	139
	Ciclo senza ricircolo	139
	Ciclo estivo senza ricircolo e post-riscaldamento	139
4.14.3	CICLO ESTIVO REALE CON RICIRCOLO	140
4.14.4	POTENZIALITÀ DELLE BATTERIE DI SCAMBIO CON POSTRISCALDAMENTO	141
	Ciclo estivo con ricircolo	141
	Caso estivo con ricircolo e post-riscaldamento	141
5.	TIPOLOGIE DI CONDIZIONAMENTO	143
5.1	IMPIANTI A TUTT'ARIA PER SINGOLA ZONA	143
5.2	IMPIANTI MULTIZONA	143
5.2.1	IMPIANTI MULTIZONA A SINGOLO CANALE	144
5.2.2	IMPIANTO MULTIZONA A PORTATA VARIABILE	144

5.3 IMPIANTI A DOPPIO CONDOTTO (DUAL CONDUIT)	145
Regime Estivo	148
Regime di funzionamento invernale	149
Cassette miscelatrici per più ambienti	150
Impianti a doppio condotto a portata variabile	151
5.3.1 LIMITI DI APPLICAZIONE DEGLI IMPIANTI A DOPPIO CONDOTTO	151
5.3.2 CALCOLO DELLE PORTATE NEGLI IMPIANTI A DOPPIO CONDOTTO	152
5.4 IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO AD ACQUA	153
5.4.1 SELEZIONE DEI FAN COIL	154
Impianto a due tubi	155
Impianti a quattro tubi	158
5.5 IMPIANTI MISTI AD ARIA PRIMARIA	162
5.5.1 REGIME ESTIVO DEI FAN COIL	163
5.5.2 REGIME INVERNALE PER I FAN COIL	164
5.6 SELEZIONE E CARATTERISTICHE DEI FAN COIL PER IMPIANTI MISTI	165
5.6.1 SELEZIONE DEI FAN COIL	165
Condizioni Estive	165
Condizioni Invernali	167
5.6.2 CARATTERISTICHE DEI FAN COIL	168
5.6.3 FAN COIL CON ARIA PRIMARIA	169
5.6.4 FAN COIL SENZA ARIA PRIMARIA	169
5.6.5 CARATTERISTICHE PRESTAZIONALI	169
5.6.6 REGOLAZIONE DEI FAN COIL	171
5.6.7 FAN COIL CANALIZZATI	171
5.7 CONSIDERAZIONI PROGETTUALI PER GLI IMPIANTI MISTI	171
5.7.1 UNITÀ DI TRATTAMENTO DELL'ARIA PRIMARIA	171
Condizioni estive	172
Condizioni invernali	174
5.7.2 REGOLAZIONE NEGLI IMPIANTI MISTI	178
5.7.3 CONTROLLO DELLA PORTATA DEI FAN COIL	180
5.7.4 TIPOLOGIE DI INSTALLAZIONE DELLE UTA DELL'ARIA PRIMARIA ALL'INTERNO DEGLI AMBIENTI	183
5.7.5 PRESSURIZZAZIONE DELL'EDIFICIO	186
5.7.6 CONTROLLO TERMICO DEGLI AMBIENTI	186
5.7.7 CRITERI DI PROGETTO PER GLI IMPIANTI MISTI	186
5.7.8 CRITERI DI PROGETTO DEI VENTILCONVETTORI	187
5.7.9 SCELTA DEL VENTILCONVETTORE	187
5.8 CONFRONTO FRA LE TIPOLOGIE IMPIANTISTICHE	188
5.8.1 CARATTERISTICHE DEGLI IMPIANTI AD ARIA	188
Vantaggi presentati	189
Svantaggi presentati	189
5.8.2 CARATTERISTICHE DEGLI IMPIANTI MISTI ARIA-ACQUA	189

Vantaggi presentati	190
Svantaggi presentati	190
5.8.3 CARATTERISTICHE DEGLI IMPIANTI AD ACQUA ED AUTONOMI	190
Vantaggi degli impianti ad acqua	191
Svantaggi degli impianti ad acqua	191
Vantaggi per gli impianti autonomi	191
Svantaggi degli impianti autonomi	191
5.9 NUOVI SISTEMI DI RAFFRESCAMENTO	192
5.9.1 RAFFRESCAMENTO CON PANNELLI RADIANTI	192
5.9.2 TRAVI FREDDE	194
5.9.3 VANTAGGI NELL'UTILIZZO DELLE TRAVI FREDDE	196
5.9.4 SVANTAGGI DELLE TRAVI FREDDE	197
5.9.5 PROGETTO DELLE TRAVI FREDDE	197
6. CONZIONAMENTO DEGLI OSPEDALI	200
6.1 NORMATIVE	200
6.2 REPARTI SENSIBILI	203
6.2.1 CONSIDERAZIONI SUI REPARTI SENSIBILI	203
6.2.2 REPARTI SENSIBILI TRATTATI	203
6.2.3 ASPETTI IMPIANTISTICI DI UN REPARTO SENSIBILE	203
6.2.4 ZONE A CONTAMINAZIONE CONTROLLATA (Z.E.C.)	204
6.2.5 DIFFUSIONE DELL'ARIA	204
La diffusione con flusso turbolento	204
La diffusione a flusso unidirezionale (flusso laminare)	205
Ricambi d'aria	205
Depressione – Sovrappressione	206
Filtraggio	207
Filtri primari/prefiltri	207
Filtri a media ed alta efficienza (filtri a tasche)	208
Filtri a carboni attivi	208
6.2.6 I CRITERI DI SCELTA DEI FILTRI	212
6.2.7 RETI AEREAULICHE	214
Sicurezza e prevenzione degli impianti aeraulici:	214
Monitoraggio e manutenzione degli impianti aeraulici:	215
6.3 IMMUNODEPRESSI-INFETTIVI	216
6.3.1 DESCRIZIONE REPARTO	216
6.3.2 SPECIFICHE PROGETTUALI PER IL CONDIZIONAMENTO	216
6.3.3 SCHEMI D'IMPIANTO E RELATIVA ANALISI	219
6.4 MEDICINA NUCLEARE	220
6.4.1 DESCRIZIONE REPARTO	220
6.4.2 SPECIFICHE TECNICHE PER IL CONDIZIONAMENTO	220
6.4.3 SCHEMI D'IMPIANTO E RELATIVA ANALISI	221
6.5 EMODINAMICA	224

6.5.1	DESCRIZIONE REPARTO	224
6.5.2	SPECIFICHE TECNICHE PER IL CONDIZIONAMENTO	224
6.5.3	SCHEMI D'IMPIANTO E RELATIVA ANALISI	225
6.6	RISONANZA MAGNETICA	226
6.6.1	DESCRIZIONE REPARTO	226
6.6.2	SPECIFICHE TECNICHE PER IL CONDIZIONAMENTO	226
	Sala esami:	226
	Sala comandi	227
	Sala macchine (locale tecnico)	228
	Schemi d'impianto e relativa analisi	228
7.	EDIFICI DEL SETTORE TERZIARIO	230
7.1	EDIFICI DI VENDITA AL DETTAGLIO	231
7.1.1	NEGOZI DI PICCOLE DIMENSIONI	231
7.1.2	SUPERMERCATI	232
7.1.3	CENTRI COMMERCIALI	234
7.2	EDIFICI COMMERCIALI E PUBBLICI	235
7.2.1	RISTORANTI E BAR	236
7.2.2	UFFICI	237
7.2.3	CENTRI DI COMUNICAZIONE	238
7.2.4	EDIFICI DEL SETTORE TRASPORTI	239
7.2.5	MAGAZZINI DI STOCCAGGIO	240
7.3	EDIFICI AD ALTO AFFOLLAMENTO	240
7.3.1	LUOGHI DI CULTO	241
7.3.2	CINEMA E TEATRI	241
7.3.3	ARENE E STADI	242
7.3.4	CENTRI FIERISTICI E CONGRESSUALI	242
7.3.5	PISCINE	243
7.4	CARICHI TERMICI PER IL SETTORE TERZIARIO	244
7.4.1	PRINCIPI DI CALCOLO DEL CARICO DI RAFFREDDAMENTO	245
7.4.2	GUADAGNI TERMICI INTERNI	246
	Guadagni termici dalle persone	247
	Guadagni termici dall'illuminazione	247
	Guadagni termici da motori	248
	Guadagni termici da elettrodomestici	249
7.4.3	GUADAGNI TERMICI DALL'ESTERNO	249
	Infiltrazione	249
	Migrazione di vapore acqueo	250
	Guadagni termici per radiazione solare	251
7.5	PRINCIPI DI CALCOLO DEL CARICO DI RISCALDAMENTO	252
7.6	METODI DI CALCOLO DEI CARICHI TERMICI	253
7.6.1	FASI DELLA PROGETTAZIONE DI IMPIANTI TERMOTECNICI	253

8. COMPONENTI DI IMPIANTO	255
8.1 MACCHINE FRIGORIFERE	256
8.1.1 LA MACCHINA DI CARNOT A CICLO INVERSO	256
Regimi variabili	257
Funzionamento a Pompa di Calore	258
8.1.2 MACCHINA FRIGORIFERA A COMPRESSIONE DI VAPORI	258
8.1.3 COMPRESSORI FRIGORIFERI E REFRIGERATORI D'ACQUA	264
8.1.4 LAMINAZIONE	265
8.1.5 FLUIDI FRIGORIGENI	266
Il Problema dell'Ozono	266
Indice TEWI (Total Equipment Warming Impact)	267
Rilascio dei CFC in ambiente	270
Refrigeranti compositi (<i>Blend</i>)	271
Il <i>glide</i> delle miscele zeotropiche	272
Caratteristiche Termofisiche dei Fluidi Frigorigeni	273
Dati termofisici dei refrigeranti di maggior uso	273
8.1.6 TRACCIAMENTO DEL CICLO FRIGORIFERO	275
8.1.7 DEFINIZIONE DEGLI INDICI DI PRESTAZIONE	275
8.1.8 OSSERVAZIONI SUGLI INDICI DI PRESTAZIONE MEDI STAGIONALI	277
8.1.9 COMPRESSORI ALTERNATIVI PER IMPIANTI FRIGORIFERI	278
Rendimento Volumetrico dei compressori	278
Regolazione dei compressori alternativi	280
Frazionamento del carico su più compressori	281
Variazione della velocità del compressore	282
Combinazione della precedenti tecniche	282
Prestazioni dei Compressori alternativi	282
8.1.10 CICLI FRIGORIFERI MULTISTADIO	282
8.1.11 COMPRESSORI CENTRIFUGHI PER IMPIANTI FRIGORIFERI	284
Pompaggio nei compressori centrifughi	285
8.1.12 COMPRESSORI CENTRIFUGHI CON INVERTER	287
8.1.13 COMPRESSORI TURBOCOR®	289
8.1.14 COMPRESSORI ROTATIVI NEGLI IMPIANTI FRIGORIFERI	292
8.1.15 COMPRESSORE ROTATIVO A PALETTE MULTIPLE	292
8.1.16 COMPRESSORI A VITE	293
Rapporto Volumetrico Intrinseco	294
8.1.17 COMPRESSORI A SPIRALE ORBITANTE	295
8.1.18 REFRIGERATORI AD ASSORBIMENTO	298
8.1.19 FUNZIONAMENTO DELLA MACCHINA AD ASSORBIMENTO	299
8.1.20 REFRIGERATORI COMMERCIALI	300
8.1.21 ASSORBITORI A DUE STADI AUTOALIMENTATI	301
Considerazioni Ambientali	302
8.1.22 ACCUMULO INERZIALE NEGLI IMPIANTI DI REFRIGERAZIONE	302

8.1.23	VASI DI ESPANSIONE PER CENTRALI FRIGORIFERE	305
8.1.24	CONDENSATORI	305
	Condensatori raffreddati ad acqua	305
	Condensatori raffreddati ad aria	307
	Condensatori evaporativi	309
8.1.25	TORRI DI RAFFREDDAMENTO	310
8.1.26	TIPOLOGIE DI TORRI DI RAFFREDDAMENTO COMMERCIALI	312
	Torre di Raffreddamento assiale	314
	Torri di Raffreddamento Centrifughe	314
8.1.27	EVAPORATORI	315
	Batterie ad espansione diretta	316
	Evaporatore annegato	316
	Evaporatori a piastra	317
9.	TERMINALI PER LA CESSIONE DELL'ENERGIA	319
9.1	TERMINALI CON ALIMENTAZIONE IDRONICA	319
9.2	TERMOVENTILCONVETTORI (<i>FAN COIL</i>)	319
9.2.1	OSSERVAZIONE SUI TERMOCONVETTORI E FAN COIL	320
9.2.2	CRITERI DI SELEZIONE DEI FAN COIL	322
9.2.3	RUMOROSITÀ DEI TERMOVENTILCONVETTORI	324
9.3	SELEZIONE DEI FAN COIL PER IMPIANTI AD ARIA PRIMARIA	325
9.3.1	RETI IDRONICHE PER I FAN COIL	328
10.	CENTRALI DI TRATTAMENTO DELL'ARIA	329
10.1	LE CENTRALI DI TRATTAMENTO ARIA E IL LORO USO	329
10.1.1	SELEZIONE DEI FILTRI	332
10.1.2	BATTERIE ALETTATE PER RAFFREDDAMENTO E RISCALDAMENTO	336
10.1.3	VENTILATORI	341
10.1.4	UMIDIFICATORI	344
10.1.5	UNITÀ DI CONDIZIONAMENTO COMPATTE	346
10.1.6	UNITÀ DI CONDIZIONAMENTO COMPATTE VERTICALI	347
10.1.7	PREVENZIONE E CONTROLLO DELLA LEGIONELLOSI	350
10.2	RECUPERATORI DI CALORE	351
10.3	UNITÀ ROOF-TOP	353
10.4	TRASFORMAZIONI DELL'ARIA NELLA CTA	355
10.4.1	TRASFORMAZIONE PER L'ARIA PRIMARIA	355
10.5	COMPONENTI PER RETI AEREAULICHE	358
10.5.1	TORRINI DI ESTRAZIONE	358
10.5.2	VENTILATORI ASSIALI	359
10.6	CENTRALI DI TRATTAMENTO ARIA A PORTATA VARIABILE	359
10.6.1	IMPIANTO A PORTATA VARIABILE PER SINGOLO AMBIENTE	360
10.6.2	COMPOSIZIONE DELLA CENTRALE DI TRATTAMENTO E SUA REGOLAZIONE	360

10.6.3	IMPIANTO A PORTATA VARIABILE SENZA POST-RISCALDAMENTO DI ZONA	363
10.6.4	IMPIANTO A PORTATA VARIABILE CON POST-RISCALDAMENTO DI ZONA	364
10.6.5	COMPOSIZIONE DELLA CENTRALE DI TRATTAMENTO E SUA REGOLAZIONE	366
	Applicazioni consigliate	368
10.6.6	IMPIANTO A PORTATA VARIABILE CON RICIRCOLO LOCALE (FAN ASSISTED VAV BOXES)	368
10.6.7	COMPOSIZIONE DELLA CENTRALE DI TRATTAMENTO E SUA REGOLAZIONE	370
	Applicazioni consigliate	371
10.6.8	IMPIANTO A PORTATA VARIABILE A DOPPIO CANALE	372
	Applicazioni consigliate	372
10.7	USO DEI CAD PER LA SELEZIONE DELLE CENTRALI DI TRATTAMENTO ARIA	374
11.	DISTRIBUZIONE DELL'ARIA	379
11.1	PROBLEMATICHE DELLA DISTRIBUZIONE DELL'ARIA	379
11.2	I GETTI	380
11.3	GRANDEZZE FONDAMENTALI	382
11.3.1	VELOCITÀ DI USCITA	382
11.3.2	VELOCITÀ IN UN PUNTO DEL GETTO	382
11.3.3	LANCIO	383
11.3.4	RAPPORTO DI INDUZIONE	383
11.3.5	CADUTA	384
11.3.6	ZONA OCCUPATA	384
11.3.7	TEMPERATURA FINALE DEL LANCIO	384
11.3.8	EFFETTO COANDA	384
11.3.9	DISTANZA MINIMA DA UN OSTACOLO	386
11.3.10	GUIDA ALLA SELEZIONE DEI TERMINALI PER L'ARIA	386
11.4	TERMINALI A FLUSSO TURBOLENTO	386
11.5	DIFFUSORI	389
11.5.1	CARATTERISTICHE GENERALI	389
11.5.2	CARATTERISTICHE COSTRUTTIVE	389
11.5.3	DIFFUSORI ELICOIDALI	397
11.5.4	DIFFUSORI A PORTATA VARIABILE	400
11.5.5	DEFLETTORI AD ASSETTO AUTOMATICAMENTE VARIABILE	401
11.5.6	DIFFUSORI LINEARI	403
11.5.7	DIFFUSORI AD UGELLO	406
11.5.8	BOCCHETTE DI MANDATA	407
11.5.9	BOCCHETTE DI ASPIRAZIONE	411
11.5.10	GRIGLIE DI RIPRESA	412
11.5.11	GRIGLIE DI TRANSITO	414
11.5.12	SERRANDE DI REGOLAZIONE	415

11.5.13 SERRANDE DI SOVRAPRESSIONE	417
11.5.14 GRIGLIE TAGLIAFUOCO E TAGLIAFUMO	419
La compartimentazione degli edifici	419
11.5.15 SILENZIATORI	421
11.6 CAD PER LA SELEZIONE DEI DIFFUSORI E BOCCHETTE	421
11.7 TERMINALI A DISLOCAMENTO	424
11.8 SISTEMI A FLUSSO LAMINARE	439
11.9 TRAVI FREDDE	440
11.10 CANALI FORATI	441
11.11 SOFFITTO FORATO	441
12. LA REGOLAZIONE DEGLI IMPIANTI	442
12.1 NECESSITÀ DELLA REGOLAZIONE NEGLI IMPIANTI	442
12.2 FUNZIONE DELLA REGOLAZIONE DEGLI IMPIANTI	445
12.2.1 CONTROLLORE A CIRCUITO APERTO	445
12.2.2 CONTROLLORE A CIRCUITO CHIUSO	446
12.3 CARATTERISTICHE DI REGOLAZIONE	448
12.3.1 REGOLAZIONE A DUE POSIZIONI	448
12.3.2 REGOLAZIONE AD AZIONE PROPORZIONALE	449
12.3.3 REGOLAZIONE AD AZIONE INTEGRALE	450
12.3.4 REGOLAZIONE AD AZIONE DERIVATIVA	450
12.3.5 SISTEMI DI REGOLAZIONE A PIÙ AZIONI COMBinate	450
12.3.6 LE VALVOLE NELLA REGOLAZIONE IMPIANTISTICA	451
Valvole a due vie	451
Valvole a tre vie	452
12.4 ELEMENTI SENSIBILI	453
12.5 SISTEMI DI REGOLAZIONE COMPUTERIZZATI	454
12.6 PRINCIPI DI REGOLAZIONE ELETTRONICA DDC	460
12.7 REGOLAZIONE DELLA TEMPERATURA NEGLI IMPIANTI DI RISCALDAMENTO	467
12.7.1 EQUAZIONE DELLA CENTRALINA DI REGOLAZIONE	468
12.7.2 CONSEGUENZE DEL REGIME DI PARZIALIZZAZIONE SULLE CALDAIE	470
12.7.3 REGOLAZIONE DI ZONA	473
12.7.4 REGOLAZIONE LOCALIZZATA	473
12.7.5 CONSEGUENZA DELLA REGOLAZIONE SULLA POMPA DI CIRCOLAZIONE	474
12.8 REGOLAZIONE DEGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO	475
Regolazione della velocità	475
Portata dell'aria immessa	475
12.8.1 REGOLAZIONE DEL CARICO TERMICO SENSIBILE	476
12.8.2 REGOLAZIONE DEL CARICO TERMICO LATENTE	477
12.8.3 STUDIO DEL CICLO TERMICO IN REGIME DI PARZIALIZZAZIONE	477
12.8.4 CONTROLLO DELLA UMIDITÀ RELATIVA	478
12.8.5 REGOLAZIONE DEGLI IMPIANTI CON POST RISCALDAMENTO DA BATTERIA	479

12.9	SISTEMI FONDAMENTALI DI CONTROLLO PER IL CONDIZIONAMENTO	480
12.9.1	CONTROLLO DI TIPO ON-OFF	481
12.9.2	CONTROLLO DELLA TEMPERATURA DELLA SERPENTINA	482
12.9.3	CONTROLLO MEDIANTE POST RISCALDAMENTO	482
12.9.4	CONTROLLO A PORTATA D'ARIA VARIABILE (VAV)	484
12.9.5	CONTROLLO MEDIANTE BY PASS DELL'ARIA	485
12.9.6	CONTROLLO CON SISTEMI A DOPPIO CONDOTTO	485
12.10	CONCLUSIONI	486

ELENCO DELLE FIGURE

FIGURA 1: INGOMBRO DEI CANALI D'ARIA	5
FIGURA 2: ESEMPIO DI CANALI D'ARIA CON RACCORDI	6
FIGURA 3: ESEMPIO DI INGOMBRO DI UN'UTA	7
FIGURA 4: SCHEMA DI UN IMPIANTO AEREAULICO CON RIPRESA DELL'ARIA	8
FIGURA 5: ESEMPIO DI RETE AEREAULICA COMPLESSA	8
FIGURA 6: ESEMPIO DI RETE AEREAULICA DI MANDATA E DI RITORNO	9
FIGURA 7: ANDAMENTO DELLA TEMPERATURA ARIA – SOLE PER LE VARIE ESPOSIZIONI	12
FIGURA 8: APPORTO DI CALORE ISTANTANEO AL VARIARE DELLA MASSA SUPERFICIALE DELLE PARETI	13
FIGURA 9: ELEMENTI CHE CONTRIBUISCONO AL CARICO TERMICO	13
FIGURA 10: DISTRIBUZIONE DELLA RADIAZIONE SOLARE ALL'INTERNO DELL'AMBIENTE	14
FIGURA 11: DESCRIZIONE DELL'HEAT BALANCE METHOD	25
FIGURA 12: BILANCIO TERMICO DI UNA PARETE ESTERNA	26
FIGURA 13: PROCEDURA DI CALCOLO DEL RADIANT TIME SERIES METHOD	28
FIGURA 14: FATTORI CTSF PER MURATURE DA LEGGERE A PESANTI	29
FIGURA 15: RADIANT TIME FACTORS SOLAR	32
FIGURA 16: RADIANT TIME FACTORS NON SOLAR	33
FIGURA 17: FLUSSO SOLARE INCIDENTE	35
FIGURA 18: TEMPERATURA ARIA - SOLE	35
FIGURA 19: FATTORI DI RISPOSTA PERIODICA	36
FIGURA 20: GUADAGNI TERMICI PER CONDUZIONE	36
FIGURA 21: COOLING LOAD DI ZONA	36
FIGURA 22: COOLING LOAD PER ELEMENTI	37
FIGURA 23: SCHEMATIZZAZIONE DI UN IMPIANTO A TUTT'ARIA SENZA RICIRCOLO	37
FIGURA 24: DIFFERENZA DELLE TEMPERATURE EQUIVALENTI PER PARETI VERTICALI	44
FIGURA 25: ANDAMENTO DELLE DIFFERENZE DI TEMPERATURA EQUIVALENTI PER LE COPERTURE	45
FIGURA 26: ANDAMENTO DELLA RADIAZIONE SOLARE PER L'ITALIA MERIDIONALE A LUGLIO PER VARIE ESPOSIZIONI	46
FIGURA 27: ANDAMENTO DEI FATTORI DI ACCUMULO PER VETRI NON SCHERMATI	49
FIGURA 28: FATTORI DI ACCUMULO PER LAMPADE FLUORESCENTI INCASSATE	50
FIGURA 29: ANDAMENTO ORARIO DEL CARICO TERMICO ESTIVO PER IL MESE DI LUGLIO	52
FIGURA 30: RAPPRESENTAZIONE DEI SISTEMI DINAMICI CONTINUI E DISCRETI	54
FIGURA 31: SVILUPPO IN SERIE TEMPORALE DI UN SEGNALE	58
FIGURA 32: FUNZIONE DI TRASFERIMENTO SVILUPPATA IN SERIE	59
FIGURA 33: DEFINIZIONI DEGLI ANGOLI SOLARI	72
FIGURA 34: SCHEMA A BLOCCHI DEL METODO TFM	74
FIGURA 35: AMBIENTE CONDIZIONATO A TUTT'ARIA CON RICIRCOLO TOTALE	86
FIGURA 36: TRASFORMAZIONE PSICROMETRICA PER IL CASO DEL RICIRCOLO TOTALE	86
FIGURA 37: CASO 1 – RICIRCOLO CON ARIA ESTERNA	88
FIGURA 38: TRASFORMAZIONI PSICROMETRICHE DEL CASO 1	89
FIGURA 39: TRASFORMAZIONI PSICROMETRICHE DEL CASO 2	90
FIGURA 40: SISTEMA AD ELEVATI CARICHI LATENTI – USO DEL POSTRISCALDAMENTO	91
FIGURA 41: USO DEL POSTRISCALDAMENTO	91
FIGURA 42: TRASFORMAZIONI DI RISCALDAMENTO E DEUMIDIFICAZIONI	92
FIGURA 43: SCHEMATIZZAZIONE DEL PROCESSO DI RISCALDAMENTO E DEUMIDIFICAZIONE	92
FIGURA 44: ANDAMENTO DELLA FASE DI RAFFREDDAMENTO CON DEUMIDIFICAZIONE	94
FIGURA 45: BILANCIO DI MASSA PER IL PROCESSO DI DEUMIDIFICAZIONE	95
FIGURA 46: DEUMIDIFICAZIONE NEL PIANO DI MOLLIER ED ASHRAE	96
FIGURA 47 ASHRAE: NUOVO DIAGRAMMA DEL BENESSERE	100
FIGURA 48 ANDAMENTO DELLE PORTATE DI ARIA ESTERNA IN FUNZIONE DEL RAPPORTO V/N PER LOCALI DI RIUNIONE	104
FIGURA 49: TRASFORMAZIONI IDEALI PER IL CONDIZIONAMENTO ESTIVO	113
FIGURA 50: DIAGRAMMA PSICROMETRICO ASHRAE DISTRIBUITO DALL'ASSOCIAZIONE AICARR	115
FIGURA 51: LUNULA DIRETTRICE DELL'ABACO ASHRAE	116
FIGURA 52: COSTRUZIONE DELLA RETTA AMBIENTE SULL'ABACO DI MOLLIER	116
FIGURA 53: COSTRUZIONE DELLA RETTA AMBIENTE SULL'ABACO ASHRAE	117

FIGURA 54: SCHEMA DI IMPIANTO A TUTT'ARIA CON RICIRCOLO	117
FIGURA 55: PERCENTUALE DI INSODDISFATTI IN FUNZIONE DELLA PORTATA DI RICAMBIO ARIA	119
FIGURA 56: TRASFORMAZIONI IDEALI PER IL CONDIZIONAMENTO ESTIVO CON RICIRCOLO	119
FIGURA 57: TRASFORMAZIONI IDEALI PER CONDIZIONAMENTO INVERNALE SENZA RICIRCOLO	120
FIGURA 58: SCHEMATIZZAZIONE DI UN IMPIANTO A TUTT'ARIA CON RICIRCOLO	121
FIGURA 59: TRASFORMAZIONI IDEALI PER CONDIZIONAMENTO INVERNALE CON RICIRCOLO	122
FIGURA 60: SCHEMA DI UNA BATTERIA ALETTATA	123
FIGURA 61: PASSAGGI DEL FLUIDO INTERNO NELLA BATTERIA ALETTATA	123
FIGURA 62: TIPOLOGIE DI FLUSSO NELLE BATTERIE ALETTATE	124
FIGURA 63: RISCALDAMENTO SENSIBILE NEL PIANO DI MOLLIER ED ASHRAE	126
FIGURA 64: SCHEMATIZZAZIONE DEL FUNZIONAMENTO DELLA BATTERIA ALETTATA	126
FIGURA 65: SCHEMA DI UMIDIFICAZIONE ADIABATICA CON LIQUIDO	127
FIGURA 66: SCHEMA IMPIANTISTICO DI UN UMIDIFICATORE ADIABATICO CON SPRUZZI D'ACQUA	128
FIGURA 67: UMIDIFICAZIONE ADIABATICA NEL PIANO DI MOLLIER ED ASHRAE	128
FIGURA 68: UMIDIFICAZIONE ADIABATICA CON VAPORE NEL PIANO DI MOLLIER ED ASHARE	129
FIGURA 69: SCHEMA DI FUNZIONAMENTO DI UN DEUMIDIFICATORE IGROSCOPICO CONTINUO	130
FIGURA 70: CALCOLO DEL FATTORE DI BYPASS	131
FIGURA 71: SCHEMA IDEALE DEL RAFFREDDAMENTO CON DEUMIDIFICAZIONE	131
FIGURA 72: ANDAMENTO DEL BPF AL VARIARE DEL NUMERO DI RANGHI N	132
FIGURA 73: CALCOLO DEL FATTORE DI BY PASS PER UNA BATTERIA	132
FIGURA 74: CENTRALE DI TRATTAMENTO ARIA CON RICIRCOLO E RECUPERATORE DI CALORE	134
FIGURA 75: RAPPRESENTAZIONE DEL CICLO ESTIVO SENZA RICIRCOLO	135
FIGURA 76: CICLO ESTIVO CON DEUMIDIFICAZIONE NEL PIANO ASHRAE	135
FIGURA 77: CICLO ESTIVO SENZA RICIRCOLO CON POST-RISCALDAMENTO	136
FIGURA 78: RETTA AMBIENTE NON INTERSECA LA CURVA DI SATURAZIONE: CASO A	137
FIGURA 79: RETTA AMBIENTE NON INTERSECA LA CURVA DI SATURAZIONE: CASO B	138
FIGURA 80: RETTA AMBIENTE INTERSECA LA CURVA DI SATURAZIONE: CASO A	138
FIGURA 81: RETTA AMBIENTE INTERSECA LA CURVA DI SATURAZIONE: CASO B	139
FIGURA 82: POST - RISCALDAMENTO A MISCELA	139
FIGURA 83: CICLO ESTIVO SENZA RICIRCOLO – ASHRAE	140
FIGURA 84: CICLO ESTIVO SENZA RICIRCOLO CON POST--RISCALDAMENTO – ASHRAE	140
FIGURA 85: CICLO ESTIVO CON RICIRCOLO	141
FIGURA 86: CICLO ESTIVO CON RICIRCOLO E POST-RISCALDAMENTO	142
FIGURA 87: CICLO ESTIVO CON RICIRCOLO – ASHRAE	142
FIGURA 88: CICLO ESTIVO CON RICIRCOLO E POST-RISCALDAMENTO – ASHRAE	142
FIGURA 89: IMPIANTI MULTIZONA A SINGOLO CANALE	144
FIGURA 90: IMPIANTI MULTIZONA A PORTATA D'ARIA VARIABILE – VAV	145
FIGURA 91: SCHEMA DI FUNZIONAMENTO DI IMPIANTI A DOPPIO CONDOTTO	146
FIGURA 92: SCHEMA DI INSTALLAZIONE E DI FUNZIONAMENTO DI UN IMPIANTO A DOPPIO CONDOTTO	146
FIGURA 93: VARIAZIONE DEL PUNTO DI IMMISSIONE AL VARIARE DELLA RETTA AMBIENTE	147
FIGURA 94: SCHEMA DI UN IMPIANTO DUAL CONDUIT	147
FIGURA 95: MISCELAZIONE DELL'ARIA IN UN IMPIANTO A DOPPIO CANALE	148
FIGURA 96: CONTROLLO DELL'UMIDITÀ INTERNA CON IL DUAL CONDUIT	148
FIGURA 97: IMPIANTO DUAL CONDUIT IN REGIME ESTIVO	149
FIGURA 98: TRASFORMAZIONI PER DUAL CONDUIT IN REGIME ESTIVO	149
FIGURA 99: SCHEMA ALTERNATIVO PER IMPIANTO DUAL CONDUIT ESTIVO	150
FIGURA 100: TRASFORMAZIONI PER DUAL CONDUIT IN REGIME ESTIVO PER SCHEMA ALTERNATIVO	150
FIGURA 101: SCHEMA IMPIANTO DUAL CONDUIT IN REGIME INVERNALE	151
FIGURA 102: TRASFORMAZIONI PER IMPIANTI DUAL CONDUIT IN REGIME INVERNALE	151
FIGURA 103: LIMITI DI APPLICABILITÀ DEGLI IMPIANTI DUAL CONDUIT	152
FIGURA 104: ANDAMENTO DELL'UMIDITÀ RELATIVA AL VARIARE DEL CARICO SENSIBILE	153
FIGURA 105: SISTEMA DI CONDIZIONAMENTO AD ACQUA	154
FIGURA 106: IMPIANTI AD ACQUA DEL TIPO A DUE TUBI	155
FIGURA 107: ESEMPIO DI RIEPILOGO DEI CARICHI TERMICI PER AMBIENTE E SELEZIONE DEI FAN COIL	157
FIGURA 108: IMPIANTI AD ACQUA DEL TIPO A QUATTRO TUBI	158
FIGURA 109: ESEMPIO DI INGOMBRO DI UN FAN COIL A 4 TUBI	159
FIGURA 110: PERDITA DI CARICO PER BATTERIA A TRE RANGHI	162
FIGURA 111: PERDITE DI CARICO PER BATTERIA AD UN RANGO	162

FIGURA 112: SCHEMA DI FUNZIONAMENTO DI UN FAN COIL IN REGIME ESTIVO	163
FIGURA 113: EFFETTO DEL POST RISCALDAMENTO DELL'ARIA PRIMARIA	164
FIGURA 114: FAN COIL IN REGIME INVERNALE	164
FIGURA 115: FAN COIL IN REGIME INVERNALE SENZA POST RISCALDAMENTO	165
FIGURA 116: TRASFORMAZIONE DI RAFFREDDAMENTO CON DEUMIDIFICAZIONE DELL'ARIA PRIMARIA E CON POSTRISCALDAMENTO	166
FIGURA 117: TRATTAMENTO DELL'ARIA PRIMARIA IN CONDIZIONI INVERNALI	168
FIGURA 118: ARIA PRIMARIA IN CONDIZIONI INVERNALE CON UMIDIFICAZIONE A VAPORE	168
FIGURA 119: FUNZIONAMENTO DEI FAN COIL CON PRESA DI ARIA ESTERNA	169
FIGURA 120: SEZIONE CON PARTICOLARI COSTRUTTIVI DI UN MODERNO FAN COIL	170
FIGURA 121: RAFFREDDAMENTO E DE UMIFICAZIONE DELL'ARIA PRIMARIA	172
FIGURA 122: ARIA PRIMARIA DEUMIDIFICATA E RISCALDATA IN CONDIZIONI NEUTRE	172
FIGURA 123: PRESTAZIONI DEI FAN COIL	173
FIGURA 124: TRATTAMENTO ARIA PRIMARIA IN CONDIZIONI ESTIVE	174
FIGURA 125: CALCOLI TERMO IGROMETRICO PER L'ARIA PRIMARIA IN CONDIZIONI ESTIVE	174
FIGURA 126: RAPPRESENTAZIONE DEGLI EFFETTI DI UN IMPIANTO MISTO NEL PIANO PSICROMETRICO	175
FIGURA 127: TRATTAMENTI PER L'ARIA PRIMARIA IN CONDIZIONI INVERNALI CON DEUMIDIFICAZIONE A VAPORE	176
FIGURA 128: CALCOLI TERMOIGROMETRICO PER L'ARIA PRIMARIA IN CONDIZIONI INVERNALI	176
FIGURA 129: SCHEMA DI FUNZIONAMENTO DI UN IMPIANTO AP + FC INVERNALE	177
FIGURA 130: CARICO TERMICO DELLA TRASFORMAZIONE MD	177
FIGURA 131: REGOLAZIONE DEI FAN COIL MEDIANTE VALVOLA A TRE VIE	178
FIGURA 132: REGOLAZIONE ESTIVA MEDIANTE VARIAZIONE DELLA PORTATA DI FC	179
FIGURA 133: RELAZIONE ESTIVA MEDIANTE VARIAZIONE DELLE CONDIZIONI DELL'ARIA PRIMARIA	179
FIGURA 134: REGOLAZIONE INVERNALE MEDIANTE VARIAZIONE DELLA PORTATA DEL FAN COIL	180
FIGURA 135: REGOLAZIONE INVERNALE MEDIANTE VARIAZIONE DELLA TEMPERATURA DELL'ARIA PRIMARIA	180
FIGURA 136: CURVE (ϵ , NTU) PER ASSEGNATA GEOMETRIA	182
FIGURA 137: CURVE ϵ - NTU PER ALCUNI TIPI DI SCAMBIATORI DI CALORE	183
FIGURA 138: DISPOSIZIONE DEI FAN COIL CANALIZZATI	184
FIGURA 139: DISPOSIZIONE DEI FAN COIL CANALIZZATI	184
FIGURA 140: DISPOSIZIONE DEI FAN COIL CANALIZZATI	184
FIGURA 141: DISPOSIZIONE DEI FAN COIL CANALIZZATI	185
FIGURA 142: DISPOSIZIONE DEI FAN COIL CANALIZZATI	185
FIGURA 143: DISPOSIZIONE DEI FAN COIL CANALIZZATI	185
FIGURA 144: SCHEMA MISTO PER RISCALDAMENTO E RAFFRESCAMENTO A PANNELLI RADIANTI	192
FIGURA 145: RESA TERMICA DI UN PAVIMENTO RADIANTE CON PARQUET PER RAFFRESCAMENTO	192
FIGURA 146: RESA TERMICA DI UN PAVIMENTO CON PIASTRELLE RADIANTE PER RAFFRESCAMENTO	193
FIGURA 147: ANDAMENTO DELLA TEMPERATURA INTERNA CON RAFFRESCAMENTO A PANNELLI RADIANTI	193
FIGURA 148: SCHEMA FUNZIONALE DI PRINCIPIO DELLA TRAVE FREDDA DI TIPO ATTIVO.	194
FIGURA 149: TRAVE FREDDA ATTIVA SERIE ACB 40	195
FIGURA 150: PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO TRAVE FREDDA PASSIVA	195
FIGURA 151: PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO TRAVE FREDDA ATTIVA	195
FIGURA 152: IMMAGINE 3D CHE ILLUSTRA IL PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO DI UNA TRAVE FREDDA ATTIVA	196
FIGURA 153: PROGETTO DI TRAVI FREDDE – DATI DI INPUT	198
FIGURA 154: TRAVI FREDDE – DATI DI CALCOLO	198
FIGURA 155: SELEZIONE DELLE APPARECCHIATURE DI CONTROLLO DI UNA TRAVE FREDDA	199
FIGURA 156: SELEZIONE DEGLI ACCESSORI DI UNA TRAVE FREDDA	199
FIGURA 157: PARAMETRI DI PROGETTO PER LA TRAVE FREDDA	199
FIGURA 158: SCHEMA DI IMPIANTO PER RICAMBIO DELL'ARIA	205
FIGURA 159: SISTEMA DI REGOLAZIONE	207
FIGURA 160: POSIZIONAMENTI DEI FILTRI LUNGO UN CIRCUITO AEREAULICO	207
FIGURA 161: STRUTTURA CANISTER	212
FIGURA 162: PROCEDURA DI BUG IN	213
FIGURA 163: PROCEDURA DI BUG OUT	213
FIGURA 164: ANALISI IN MICROSCOPIA ELETTRONICA AMBIENTALE (ESEM) DI POLVERI ENTRO CONDOTTE AEREAULICHE	214
FIGURA 165: FORMAZIONE DI MUFFE IN UNA SERRANDA DI REGOLAZIONE	216
FIGURA 166: SCHEMA DI IMPIANTO DI DISTRIBUZIONE DELL'ARIA	219
FIGURA 167: DISTRIBUZIONE DELLE PRESSIONI (IN SENSO DECRESCENTE)	221

FIGURA 168: PARTICOLARI VENTILATORE DI ESTRAZIONE PB1	222
FIGURA 169: SISTEMA DI MANTENIMENTO DELLA DEPRESSIONE	223
FIGURA 170: SCHEMA DI DISTRIBUZIONE PER EMODINAMICA	225
FIGURA 171; TUBE DI QUENCH	227
FIGURA 172: DISTRIBUZIONE DELL'ARIA PER LA RISONANZA MAGNETICA NUCLEARE	228
FIGURA 173: ESEMPIO DI BANCO FRIGO VERTICALE APERTO	232
FIGURA 174_ CANALI DI RIPRESA AL DI SOTTO DEL PAVIMENTO	234
FIGURA 175: SISTEMA CON VENTILATORE RICIRCOLANTE	234
FIGURA 176: ESEMPIO DI PROFILO DEI CARICHI TERMICI	236
FIGURA 177: IMPIANTI A TUTT'ARIA A DOPPIO CONDOTTO	238
FIGURA 178: SCHEMA FORMAZIONE DEL CALORE RIMOSSO	245
FIGURA 179: DIAGRAMMA DI FLUSSO DELLE FASI PROGETTUALI	253
FIGURA 180: CICLO INVERSO	256
FIGURA 181: DATI DI TARGA DI UN CHILLER A COMPRESSIONE DI VAPORE SATURO	258
FIGURA 182: CICLO INVERSO A COMPRESSIONE DI VAPORI SATURI	259
FIGURA 183: ORGANI FONDAMENTALI DI UN CICLO FRIGORIFERO	260
FIGURA 184: CICLO FRIGORIFERO A COMPRESSIONE NEL PIANO (Ts)	260
FIGURA 185: CICLO FRIGORIFERO REALE CON COMPRESSIONE ADIABATICA	260
FIGURA 186: LAYOUT DI UNA MACCHINA FRIGORIFERA CON DISPOSITIVO DI INVERSIONE A POMPA DI CALORE	261
FIGURA 187: CICLO FRIGORIFERO CON COMPRESSIONE MULTIPLA	262
FIGURA 188: CICLO FRIGORIFERO CON SOTTORAFFREDDAMENTO PRIMA DELLA LAMINAZIONE	263
FIGURA 189: CICLO FRIGORIFERO CON SOTTORAFFREDDAMENTO E SURRISCALDAMENTO	263
FIGURA 190: CICLO FRIGORIFERO NEL PIANO (H,P)	263
FIGURA 191: LAYOUT DEL CICLO JOULE INVERSO	264
FIGURA 192: CICLO JOULE INVERSO PER FRIGORIFERI A GAS	265
FIGURA 193: CLASSIFICAZIONE DEI FLUIDI USATI COME REFRIGERANTI	266
FIGURA 194: ANDAMENTO DELLA CURVA DI VAPORIZZAZIONE PER UNA MISCELA ZEOTROPICA	271
FIGURA 195: MISCELE ZEOTROPICHE DI REFRIGERANTI	272
FIGURA 196: CICLO FRIGORIFERO TRANSCRITICO PER LA CO ₂	274
FIGURA 197: CICLO A COMPRESSIONE DI VAPORI SATURI NEL PIANO (T, s) PER L'R407C	275
FIGURA 198: CICLO A COMPRESSIONE DI VAPORI SATURI NEL PIANO (H, p) PER L'R407C	275
FIGURA 199: INFLUENZA DELL'EFFICIENZA ENERGETICA AL VARIARE DEL CARICO	276
FIGURA 200: DIAGRAMMA ALL'INDICATORE DEL COMPRESSORE	279
FIGURA 201: COMPRESSORE SEMIERMETICO	280
FIGURA 202: COMPRESSORE ALTERNATIVO ERMETICO	280
FIGURA 203: ASSEMBLAGGIO DI UN COMPRESSORE ALTERNATIVO A DUE CILINDRI	281
FIGURA 204: ASSEMBLAGGIO DI UN COMPRESSORE ALTERNATIVO A 4 CILINDRI	281
FIGURA 205: SCHEMA DI UN CICLO DI REFRIGERAZIONE BISTADIO COMPOSTO	283
FIGURA 206: RAPPRESENTAZIONE NEL PIANO (H, p) DEL CICLO BISTADIO COMPOSTO CON INTERCOOLER	283
FIGURA 207: CICLO BISTADIO IN CASCATA	283
FIGURA 208: RAPPRESENTAZIONE NEL PIANO (H, p) DEL CICLO BISTADIO IN CASCATA	284
FIGURA 209: SCHEMA DI UN COMPRESSORE CENTRIFUGO	284
FIGURA 210: SEZIONE DI UN COMPRESSORE CENTRIFUGO BISTADIO	285
FIGURA 211: PUNTO DI LAVORO DI UN COMPRESSORE CENTRIFUGO	286
FIGURA 212: ABACO DELLE CURVE CARATTERISTICHE DI UN CENTRIFUGO	286
FIGURA 213: ANDAMENTO DELLE CURVE CARATTERISTICHE AL VARIARE DELL'ANGOLO DI APERTURA	286
FIGURA 214: VISTA DI UN REFRIGERATORE CON COMPRESSORE CENTRIFUGO CON INVERTER DELLA YORK	287
FIGURA 215: REFRIGERATORE CON COMPRESSORE CENTRIFUGO CON INVERTER DELLA CARRIER	288
FIGURA 216: COMPRESSORE TURBOCOR® CON SEZIONE INTERNA	289
FIGURA 217: ALBERO MOTORE DEL TURBOCOR®	289
FIGURA 218: SCHEMATIZZAZIONE DEL SUPPORTO MAGNETICO DEL TURBOCOR®	290
FIGURA 219: VISTA DELL'IMPELLER DEL TURBOCOR®	290
FIGURA 220: ANDAMENTO DEL COP DEL TURBOCOR® IN FUNZIONE DELLA PERCENTUALE DI CARICO	291
FIGURA 221: CURVA kW/TON DEL COMPRESSORE TURBOCOR®	291
FIGURA 222: ESEMPI DI INSTALLAZIONE DI COMPRESSORI TURBOCOR® CON RAFFREDDAMENTO AD ACQUA	292
FIGURA 223: COMPRESSORE ROTATIVO A PALETTE MULTIPLE	292
FIGURA 224: SEZIONE DI UN COMPRESSORI A LOBI	293
FIGURA 225: VITI MASCHIO E FEMMINA: PARTICOLARE COSTRUTTIVO	293

FIGURA 226: FUNZIONAMENTO DEL COMPRESSORE A VITE	294
FIGURA 227: SEZIONE DI UN COMPRESSORE A VITE	295
FIGURA 228: VISTA DI UNA SPIRALE ORBITANTE DI UNO SCROLL	296
FIGURA 229: DISPOSITIVO PER MOTO ECCENTRICO E PUNTO DI SCARICO	296
FIGURA 230: SEZIONE DI UN COMPRESSORE SCROLL	297
FIGURA 231: FASI PRINCIPALI DI UNO SCROLL	297
FIGURA 232: SCHEMA DI UNA MACCHINA FRIGORIFERA AD ASSORBIMENTO	298
FIGURA 233: RAPPRESENTAZIONE DEL CICLO AD ASSORBIMENTO	299
FIGURA 234: SCHEMATIZZAZIONE DI UN ASSORBITORE COMMERCIALE	300
FIGURA 235: UN ASSORBITORE COMMERCIALE ASSEMBLATO	301
FIGURA 236: LAYOUT DI UN ASSORBITORE AUTOALIMENTATO A DUE STADI	301
FIGURA 237: SCHEMA IDRAULICO PER UNA CENTRALE FRIGORIFERA ARIA ACQUA E VASO INERZIALE	304
FIGURA 238: SCHEMA IDRAULICO PER CENTRALE FRIGORIFERA ACQUA-ACQUA E VASO INERZIALE	305
FIGURA 239: LAYOUT DI INSTALLAZIONE PER UN CONDENSATORE AD ACQUA CORRENTE	306
FIGURA 240: ESEMPIO DI REFRIGERATORE CON CONDENSATORE RAFFREDDATO AD ACQUA	306
FIGURA 241: CONDENSATORE RAFFREDDATO CON ACQUA DI TORRE	306
FIGURA 242: SEZIONE COSTRUTTIVA DI UN CONDENSATORE AD ACQUA (SHELL AND TUBE)	307
FIGURA 243: CONDENSATORE A TUBI ALETTATI RAFFREDDATO AD ARIA	308
FIGURA 244: CONDENSATORE SHELL AND TUBE A DOPPIO PASSAGGIO	308
FIGURA 245: GRUPPO FRIGORIFERO CON CONDENSATORE RAFFREDDATO AD ARIA IN SOMMITÀ	308
FIGURA 246: FUNZIONAMENTO DEI CONDENSATORI EVAPORATIVI	309
FIGURA 247: TORRE DI EVAPORAZIONE COMMERCIALE	310
FIGURA 248: CONDIZIONI AMBIENTALI DI RIFERIMENTO	311
FIGURA 249: TORRE EVAPORATIVA	311
FIGURA 250: TRASFORMAZIONI PSICROMETRICHE NELLA TORRE EVAPORATIVA	311
FIGURA 251: TORRE DI RAFFREDDAMENTO COMMERCIALE	312
FIGURA 252: TORRE DI RAFFREDDAMENTO COMMERCIALE	312
FIGURA 253: TORRE DI RAFFREDDAMENTO COMMERCIALE	313
FIGURA 254: TORRE DI RAFFREDDAMENTO COMMERCIALE	313
FIGURA 255: TORRE DI RAFFREDDAMENTO DI TIPO ASSIALE	314
FIGURA 256: TORRE DI RAFFREDDAMENTO CENTRIFUGA	314
FIGURA 257: SEZIONE DI UN EVAPORATORE AD ACQUA	315
FIGURA 258: SEZIONE DI UN EVAPORATORE SHELL AND TUBE	315
FIGURA 259: SCHEMA DI UN EVAPORATORE SHELL AND COIL	316
FIGURA 260: EVAPORATORE AD ESPANSIONE DIRETTA	316
FIGURA 261: EVAPORATORE A FASCIO TUBIERO DI TIPO ANNEGATO	317
FIGURA 262: EVAPORATORE A FASCIO TUBIERO CON SETTI	317
FIGURA 263: EVAPORATORE A PIASTRA	318
FIGURA 264: IMPIANTI A DUE, A TRE E A QUATTRO TUBI	319
FIGURA 265: VISTA DELL'INTERNO DI UN VENTILCONVETTORE – BATTERIA DI SCAMBIO E VENTILATORE	320
FIGURA 266: DATI DI TARGA DI UN VENTILCONVETTORE	321
FIGURA 267: PORTATE DI ACQUA NOMINALI DI UN VENTILCONVETTORE	321
FIGURA 268: POTENZIALITÀ DEI FAN COIL IN RAFFRESCAMENTO	326
FIGURA 269: POTENZIALITÀ DEI FAN COIL IN RISCALDAMENTO	327
FIGURA 270: FOGLIO DI CALCOLO PER LA SELEZIONE DEI FAN COIL PER IMPIANTI A DUE TUBI	327
FIGURA 271: INDICAZIONE DELLE PORTATE D'ACQUA PER I FAN COIL	328
FIGURA 272: ESEMPIO DI CENTRALE DI TRATTAMENTO ARIA (CTA)	330
FIGURA 273: LAYOUT DI UNA UTA MULTIZONA	330
FIGURA 274: ESEMPIO DI SELEZIONE DI CTA MEDIANTE CAD	331
FIGURA 275: VISTA INTERNA DI UNA CTA	331
FIGURA 276: VITA DI UNA BATTERIA DI SCAMBIO DI UNA CTA	332
FIGURA 277: PARTICOLARI DELLA SERRANDA DI PRESA ARIA ESTERNA	333
FIGURA 278: SEZIONE VENTILANTE DI UNA CTA	333
FIGURA 279: DIMENSIONI DEI FILTRI PER LE VARIE GRANDEZZE DELLA CTA	335
FIGURA 280: SEZIONE FILTRANTE DI UNA CTA	335
FIGURA 281: ESEMPIO DI BATTERIA ALETTATA	337
FIGURA 282: ALETTE LONGITUDINALI O AD ANELLO	337
FIGURA 283: FUNZIONAMENTO DI UNA BATTERIA ALETTATA	338

FIGURA 284: EFFICIENZA DI UN'ALETTA CIRCOLARE	339
FIGURA 285: SUPERFICIE INTERNA DEI TUBI CORRUGATA	339
FIGURA 286: SEZIONE DI VENTILAZIONE DI UNA CTA	341
FIGURA 287: ESEMPIO DI CURVE CARATTERISTICHE DI UN VENTILATORE ASSIALE	344
FIGURA 288: SEZIONE DI UMIFICAZIONE AD ACQUA	345
FIGURA 289: SEZIONE DI UMIFICAZIONE A VAPORE	345
FIGURA 290: SEPARATORE DI GOCCE	346
FIGURA 291: UNITÀ DI CONDIZIONAMENTO	346
FIGURA 292: SCHEMA COSTRUTTIVA DELL'UNITÀ DI CONDIZIONAMENTO	347
FIGURA 293: UNITÀ DI CONDIZIONAMENTO DI GRANDI DIMENSIONI	347
FIGURA 294: UNITÀ COMPATTE PER LA CLIMATIZZAZIONE DI UN NEGOZIO	348
FIGURA 295: VISTA INTERNA DI UN'UNITÀ COMPATTA	348
FIGURA 296: VISTE DI UN'UNITÀ COMPATTA VERTICALE	350
FIGURA 297: UTA CON ELEMENTI PROTETTIVI ANTI LEGIONELLOSI	351
FIGURA 298: FUNZIONAMENTO DI UN RECUPERATORE DI CALORE	351
FIGURA 299: VISTA INTERNA DI UN RECUPERATORE DI CALORE	352
FIGURA 300: PRESTAZIONI DEI RECUPERATORI AL VARIARE DELLE PORTATE E DELL'UR	353
FIGURA 301: UNITÀ ROOF – TOP	353
FIGURA 302: SCHEMA DI FUNZIONAMENTO DEL ROOF – TOP	354
FIGURA 303: ROOF – TOP CON FEE COOLING	354
FIGURA 304: TRASFORMAZIONI PSICROMETRICHE PER L'ARIA PRIMARIA ESTESE	355
FIGURA 305: ESEMPIO DI BILANCI ENERGETICI PER L'ARIA PRIMARIA ESTIVA	356
FIGURA 306: TRASFORMAZIONI INVERNALI PER L'ARIA UMIDA CON UMIDIFICATORE A VAPORE	356
FIGURA 307: ESEMPIO DI BILANCIO ENERGETICO PER L'ARIA PRIMARIA IN CONDIZIONI INVERNALI	357
FIGURA 308: TRATTAMENTI DELL'ARIA PRIMARIA INVERNALE CON UMIDIFICATORE AD ACQUA	357
FIGURA 309: ESEMPIO DI BILANCI ENERGETICI PER ARIA PRIMARIA INVERNALE CON UMIDIFICATORE AD ACQUA	357
FIGURA 310: TORRINO DI ESTRAZIONE	358
FIGURA 311: CURVE CARATTERISTICHE DI UN TORRINO DI ESTRAZIONE	358
FIGURA 312: VENTILATORE DI ESTRAZIONE	359
FIGURA 313: CURVE CARATTERISTICHE DI UN VENTILATORE DI ESTRAZIONE	359
FIGURA 314: CENTRALE DI TRATTAMENTO ARIA A PORTATA VARIABILE	361
FIGURA 315: REGOLAZIONE DELL'UMIDIFICAZIONE NELLA CTA A PORTATA VARIABILE	362
FIGURA 316: REGOLAZIONE DELLA TEMPERATURA PER VAV PER SINGOLO AMBIENTE	362
FIGURA 317: TRASFORMAZIONE DELL'ARIA IN UN IMPIANTO A PORTATA VARIABILE	363
FIGURA 318: IMPIANTO A PORTATA D'ARIA VARIABILE DI ZONA SENZA POST RISCALDAMENTO	363
FIGURA 319: IMPIANTO A PORTATA D'ARIA VARIABILE CON POST RISCALDAMENTO DI ZONA	365
FIGURA 320: IMPIANTO VAV CON POST RISCALDAMENTO DI ZONA – REGOLAZIONE DELLA TEMPERATURA	366
FIGURA 321: ANDAMENTO ORARIO DEI CARICHI FRIGORIFERI CON IMPIANTO VAV DI ZONA E POST RISCALDAMENTO	366
FIGURA 322: TRASFORMAZIONI PSICROMETRICHE IN UN IMPIANTO VAV CON POST RISCALDAMENTO DI ZONA	367
FIGURA 323: CENTRALE DI TRATTAMENTO ARIA PER UN IMPIANTO VAV CON POST RISCALDAMENTO DI ZONA	368
FIGURA 324: IMPIANTI VAV CON RICIRCOLO LOCALE	369
FIGURA 325: TRASFORMAZIONI ESTIVE E INVERNALI PER ASSISTED VAV BOXES	370
FIGURA 326: COMPOSIZIONE DELLA CTA PER VAV BOX ASSISTED	371
FIGURA 327: CTA PER IMPIANTO VAV A DOPPIO CONDOTTO	373
FIGURA 328: IMPIANTO VAV A DOPPIO CANALE – REGOLAZIONE DELLA TEMPERATURA	373
FIGURA 329: ESEMPIO DI SELEZIONE DELLA CLASSE DELLA CTA	374
FIGURA 330: SELEZIONE DEI COMPONENTI INTERNI DI UNA CTA	374
FIGURA 331: CTA CON COMPONENTI INTERNI SELEZIONATI	375
FIGURA 332: SELEZIONE DELLA GEOMETRIA DELLA BATTERIA	375
FIGURA 333: SELEZIONE DELLA BATTERIA	375
FIGURA 334: VERIFICA DELLA TRASFORMAZIONE ESEGUITA DALLA BATTERIA FREDDA	376
FIGURA 335: VERIFICA DELLA TRASFORMAZIONE ESEGUITA DALLA BATTERIA CALDA	376
FIGURA 336: MENÙ DI SELEZIONE DEL VENTILATORE DI MANDATA	377
FIGURA 337: PUNTO DI LAVORO DEL VENTILATORE SELEZIONATO	377
FIGURA 338: VERIFICA DEI LIVELLI DI RUMORE	378
FIGURA 339: SEZIONE DI UN'UTA	378
FIGURA 340: DISTRIBUZIONE PER MISCELAZIONE	379
FIGURA 341: FORMAZIONE DEL GETTO (ZONA TURBOLENTE)	380

FIGURA 342: DISTRIBUZIONE A DISLOCAZIONE	382
FIGURA 343: SISTEMA DI DISTRIBUZIONE A FLUSSO LAMINARE	382
FIGURA 344: VELOCITÀ DELL'ARIA A DISTANZA X DAL GETTO	383
FIGURA 345: ILLUSTRAZIONE DEL LANCIO	383
FIGURA 346: ILLUSTRAZIONE DELLA CADUTA	384
FIGURA 347: GETTO SENZA EFFETTO COANDA	385
FIGURA 348: GETTO CON EFFETTO COANDA	385
FIGURA 349: DEFINIZIONE DELLA ZONA OCCUPATA	385
FIGURA 350: MODALITÀ DI INSTALLAZIONE SENZA EFFETTO COANDA	386
FIGURA 351: DISTANZA MINIMA DA UN OSTACOLO	386
FIGURA 352: BOCCHETTA AD ALETTE	387
FIGURA 353: DIFFUSORI A CONI	387
FIGURA 354: DIFFUSORI A CONI A GEOMETRIA VARIABILE	388
FIGURA 355: DIFFUSORE SPIROIDALE	388
FIGURA 356: DIFFUSORI AD UGELLI	388
FIGURA 357: DIFFUSORI LINEARI	388
FIGURA 358: DISTRIBUZIONE DEL FLUSSO D'ARIA GENERATO DA UN DIFFUSORE	389
FIGURA 359: DIFFUSORI E LORO DATI CARATTERISTICI	390
FIGURA 360: ABACI PER LA GITTATA E LA PERDITA DI PRESSIONE	391
FIGURA 361: DATI DIMENSIONALI DI UN DIFFUSORE A CONI VARIABILI	391
FIGURA 362: SELEZIONE DEL DIFFUSORE CON ABACO INTEGRATO (CARATTERISTICHE RUMOROSITÀ)	392
FIGURA 363: DATI DIMENSIONALI PER DIFFUSORI QUADRATI	392
FIGURA 364: CURVE CARATTERISTICHE PER DIFFUSORE QUADRATO PER DATE DIREZIONI DI MANDATA	393
FIGURA 365: CARATTERISTICHE DI UN DIFFUSORE QUADRATO PER DATE DIREZIONI DI MANDATA	394
FIGURA 366: CARATTERISTICHE DI UN DIFFUSORE QUADRATO PER DATE DIREZIONI DI MANDATA	395
FIGURA 367: CARATTERISTICHE DI UN DIFFUSORE QUADRATO PER DATE DIREZIONI DI MANDATA	396
FIGURA 368: FUNZIONAMENTO DEI DIFFUSORI ELICOIDALI	397
FIGURA 369: DATI GEOMETRICI DI DIFFUSORI ELICOIDALI	398
FIGURA 370: DATI CARATTERISTICI DEI DIFFUSORI ELICOIDALI	399
FIGURA 371: DIFFUSORI A PORTATA VARIABILE	401
FIGURA 372: DISTRIBUZIONE DELL'ARIA CON DIFFUSORI A PORTATA VARIABILE	402
FIGURA 373: CARATTERISTICHE COSTRUTTIVE DEI DIFFUSORI LINEARI	404
FIGURA 374: MODALITÀ DI DISTRIBUZIONE DELL'ARIA DEI DIFFUSORI LINEARI	404
FIGURA 375: DATI CARATTERISTICI DEI DIFFUSORI LINEARI DELLA FIGURA PRECEDENTE	405
FIGURA 376: CARATTERISTICHE DIMENSIONALI DEI DIFFUSORI AD UGELLO	406
FIGURA 377: DIFFUSORI AD UGELLO – DATI CARATTERISTICI	406
FIGURA 378: DIFFERENZA FRA BOCCHETTA DI MANDATA E DI RIPRESA	408
FIGURA 379: DATI DIMENSIONALI DELLE BOCCHETTE RETTANGOLARI	408
FIGURA 380: DATI DIMENSIONALI DI BOCCHETTE RETTANGOLARI	409
FIGURA 381: BOCCHETTE RETTANGOLARI AD ALETTE REGOLABILI	409
FIGURA 382: DATI CARATTERISTICI DELLE BOCCHETTE RETTANGOLARI	410
FIGURA 383: DATI DIMENSIONALI DELLE BOCCHETTE DI RIPRESA	411
FIGURA 384: DATI CARATTERISTICI DELLE BOCCHETTE DI RIPRESA	411
FIGURA 385: DATI CARATTERISTICI DELLE GRIGLIE DI RIPRESA	412
FIGURA 386: DATI CARATTERISTICI DELLE GRIGLIE DI RIPRESA	413
FIGURA 387: DATI DIMENSIONALI DELLE GRIGLIE DI TRANSITO	414
FIGURA 388: DATI CARATTERISTICI DELLE GRIGLIE DI TRANSITO	414
FIGURA 389: DATI DIMENSIONALI DI SERRANDE DI TARATURA	415
FIGURA 390: DATI CARATTERISTICI DELLE SERRANDE DI TARATURA	415
FIGURA 391: DATI DIMENSIONALI DI SERRANDE DI REGOLAZIONE	416
FIGURA 392: DATI CARATTERISTICI DELLE SERRANDE DI REGOLAZIONE	417
FIGURA 393: DATI DIMENSIONALI DELLE SERRANDE DI SOVRAPPRESSIONE	418
FIGURA 394: DATI DIMENSIONALI DI SERRANDE DI SOVRAPPRESSIONE DA CANALE	418
FIGURA 395: DATI CARATTERISTICI DELLE SERRANDE DI SOVRAPPRESSIONE	418
FIGURA 396: ESEMPIO DI COMPARTIMENTAZIONE IN UN BLOCCO OPERATORIO	419
FIGURA 397: SERRANDA TAGLIAFUOCO	420
FIGURA 398: SERRANDE TAGLIAFUOCO	420
FIGURA 399: SILENZIATORE PER CANALI D'ARIA	421

FIGURA 400: ESEMPIO DI INPUT DELLE DIMENSIONI DI UN AMBIENTE	422
FIGURA 401: ESEMPIO DI SELEZIONE DELLE CONDIZIONI AMBIENTALI	422
FIGURA 402: INPUT DELLA PORTATA D'ARIA	423
FIGURA 403: VERIFICA DELLA SELEZIONE DEI DIFFUSORI	423
FIGURA 404: VERIFICA ACUSTICA DELLA SELEZIONE DEI DIFFUSORI	423
FIGURA 405: DISEGNO DEL DIFFUSORE SELEZIONATO NELL'ESEMPIO	424
FIGURA 406: ESEMPIO DI STAMPA FINALE DELLA SELEZIONE DEI DIFFUSORI	425
FIGURA 407: TERMINALI A DISLOCAMENTO	426
FIGURA 408: DIFFUSORI A DISLOCAMENTO SOTTO POLTRONA	426
FIGURA 409: MOTO DELL'ARIA IN UN SISTEMA A DISLOCAMENTO	426
FIGURA 410: PORTATE D'ARIA DELLE SORGENTI INTERNE PER ALTEZZE DI STAGNAZIONE VARIABILI	427
FIGURA 411: STRATIFICAZIONE DELL'ARIA IN UN AMBIENTE CON DIFFUSORE A DISLOCAMENTO	427
FIGURA 412: VOLUME DI CONTROLLO PER IL BILANCIO DEL DISLOCAMENTO	427
FIGURA 413: DISTRIBUZIONE DELL'INQUINANTE IN PRESENZA DEL DISLOCAMENTO	428
FIGURA 414: DISTRIBUZIONE DI TEMPERATURA IN UN SISTEMA A DISLOCAMENTO	428
FIGURA 415: TIPO DI DISTRIBUTORI A DISLOCAZIONE	429
FIGURA 416: SCHEMA DI CALCOLO PER SISTEMI A DISLOCAZIONE	429
FIGURA 417: UN DISTRIBUTORE A DISLOCAMENTO CIRCOLARE COMMERCIALE	430
FIGURA 418: DATI DIMENSIONALI DI UN DISTRIBUTORE A DISLOCAMENTO	430
FIGURA 419: DATI CARATTERISTICI DI UN DISTRIBUTORE A DISLOCAMENTO	431
FIGURA 420: CURVE CARATTERISTICHE DI UN DISTRIBUTORE A DISLOCAMENTO	432
FIGURA 421: DATI CARATTERISTICI DI UN DISTRIBUTORE A DISLOCAMENTO	433
FIGURA 422: DATI CARATTERISTICI DI UN DISTRIBUTORE A DISLOCAMENTO ANGOLARE	434
FIGURA 423: DATI CARATTERISTICI DI UN DISTRIBUTORE A DISLOCAMENTO ANGOLARE	435
FIGURA 424: DATI CARATTERISTICI DI UN DISTRIBUTORE A DISLOCAMENTO ANGOLARE	436
FIGURA 425: DATI GEOMETRICI DI UN DISLOCATORE RETTANGOLARE	437
FIGURA 426: DATI CARATTERISTICI DI UN DISLOCATORE RETTANGOLARE	438
FIGURA 427: DATI CARATTERISTICI DI UN DISLOCATORE RETTANGOLARE	439
FIGURA 428: FLUSSO LAMINARE DAL SOFFITTO E RIPRESA DAL PAVIMENTO	440
FIGURA 429: ESEMPIO DI APPLICAZIONE DEI SISTEMI LAMINARI	440
FIGURA 430: CANALE FORATO	441
FIGURA 431: SOFFITTO FORATO	441
FIGURA 432: SCHEMA DI IMPIANTO CON SISTEMA DI REGOLAZIONE A VALVOLA MISCELATRICE	442
FIGURA 433: ANDAMENTO DELLA TEMPERATURA ESTERNA NEL SISTEMA STUDIATO E DELLA POTENZA CEDUTA	443
FIGURA 434: ANDAMENTO DELLA TEMPERATURA AMBIENTE TERMOSTATATA	443
FIGURA 435: SCHEMA DI CONTROLLORE NEURALE	444
FIGURA 436: ANDAMENTO DELLA TEMPERATURA INTERNA PREVISTA DAL CONTROLLER NEURALE	444
FIGURA 437: ANDAMENTO DELLA POTENZA CEDUTA PREVISTA DAL CONTROLLER NEURALE	445
FIGURA 438: SCHEMA DEL SISTEMA DI CONTROLLO DIGITALE	445
FIGURA 439: SISTEMA DA REGOLARE	446
FIGURA 440: CONTROLLORE A CIRCUITO APERTO	446
FIGURA 441: SISTEMA DI REGOLAZIONE A CONTROREAZIONE, CIRCUITO CHIUSO	447
FIGURA 442: REGOLAZIONE DELLA TEMPERATURA DELL'ACQUA CALDA IN CALDAIA	447
FIGURA 443: SISTEMA DI REGOLAZIONE CON VALVOLA A 3 VIE MISCELATRICE	447
FIGURA 444: SCHEMA DI REGOLAZIONE CHIUSO A FEEDBACK	448
FIGURA 445: SCHEMA DI REGOLAZIONE ON OFF CON DIFFERENZIALE	449
FIGURA 446: FUNZIONE DI RISPOSTA DI UN REGOLATORE AD AZIONE PROPORZIONALE	449
FIGURA 447: SCHEMA COSTRUTTIVA DI UNA VALVOLA	451
FIGURA 448: CURVE CARATTERISTICHE LINEARI ED EQUIPERCENTUALE DI UNA VALVOLA	452
FIGURA 449: TIPOLOGIE DI VALVOLE A TRE VIE: MISCELATRICI E DEVIATRICI	453
FIGURA 450: SISTEMA DI CONTROLLO CON SONDA ESTERNA ED INTERNA	454
FIGURA 451: SISTEMA DI CONTROLLO CENTRALIZZATO MEDIANTE COMPUTER	455
FIGURA 452: ESEMPIO DI REGOLAZIONE COMPUTERIZZATA DI 3 REFRIGERATORI D'ACQUA	455

FIGURA 481: VALVOLA TERMOSTATICA CON CONTROLLO SUL RITORNO	473
FIGURA 482: VALVOLA MISCELATRICE A TRE VIE SUL RADIATORE	474
FIGURA 483: SPOSTAMENTO DEL PUNTO DI LAVORO PER EFFETTO DELLA PARZIALIZZAZIONE	474
FIGURA 484: REGOLAZIONE ON-OFF DI UNA BATTERIA AD ESPANSIONE DIRETTA	475
FIGURA 485: REGOLAZIONE DEL CARICO SENSIBILE PER UN AMBIENTE	477
FIGURA 486: EFFETTO DEL CARICO LATENTE NON COMPENSATO	478
FIGURA 487: REGOLAZIONE DEL CARICO SENSIBILE CON BATTERIA DI POSTRISCALDAMENTO	479
FIGURA 488: SCHEMA DI REGOLAZIONE CON BATTERIA DI POST RISCALDAMENTO	480
FIGURA 489: REGOLAZIONE DEL CARICO LATENTE CON BATTERIA DI POSTRISCALDAMENTO	480
FIGURA 490: SISTEMA DI CONTROLLO ON-OFF	481
FIGURA 491: SISTEMA DI CONTROLLO DELLA TEMPERATURA DELLA BATTERIA	481
FIGURA 492: CONTROLLO MEDIANTE POST RISCALDAMENTO	483
FIGURA 493: CONTROLLO CON POST RISCALDAMENTO IN IMPIANTO MULTIZONA	483
FIGURA 494: CONTROLLO A PORTATA D'ARIA VARIABILE (VAV)	484
FIGURA 495: CONTROLLO MEDIANTE BY PASS PER SINGOLA ZONA E MULTIZONA	485
FIGURA 496: CONTROLLO MEDIANTE DOPPIO CONDOTTO	486
FIGURA 497: MISCELATORE DI ARIA PER SISTEMI A DOPPIO CONDOTTO	486
FIGURA 498: ESEMPIO DI COSTRUZIONE ELEMENTARE (INTELLIGENTE)	487
FIGURA 499: VEDUTA DI UN MODERNO EDIFICIO A FORTE CONTENUTO TECNOLOGICO (IGNORANTE)	488

ELENCO DELLE TABELLE

TABELLA 1: VELOCITÀ DELL'ARIA NEI CANALI AEREAULICI	7
TABELLA 2: VELOCITÀ DELL'ARIA NEI TERMINALI AD ARIA	8
TABELLA 3: EQUAZIONI DI BILANCIO TERMICO DI UN AMBIENTE REGOLARE PARALLELEPIPEDO	19
TABELLA 4: RACCOMANDAZIONI DELL'ASHRAE PER LA DIVISIONE IN PARTI RADIATIVA/CONVETTIVA	31
TABELLA 5: NONSOLAR RTF	34
TABELLA 6: SOLAR RTF	34
TABELLA 7: DIFFERENZA DI TEMPERATURA EQUIVALENTE PER PARETI VERTICALI FRA LE ORE 6 E 17	42
TABELLA 8: DIFFERENZA DI TEMPERATURA EQUIVALENTE PER PARETI VERTICALI FRA LE ORE 18 E LE 5	43
TABELLA 9: DIFFERENZA DI TEMPERATURA EQUIVALENTE PER PARETI LE COPERTURE	44
TABELLA 10: IRRAGGIAMENTI MASSIMI PER ALCUNE LATITUDINI NORD	46
TABELLA 11: FATTORI DI ACCUMULO PER RADIAZIONE SOLARE – ORE 6 – 17	47
TABELLA 12: FATTORI DI ACCUMULO PER RADIAZIONE SOLARE – ORE 18 – 5	48
TABELLA 13: FATTORI DI ACCUMULO PER VETRI SCHERMATI – ORE 6 -17	48
TABELLA 14: FATTORI DI ACCUMULO PER VETRI SCHERMATI – ORE 18 -5	49
TABELLA 15: FATTORI DI ACCUMULO PER VARI TIPI DI ILLUMINAZIONE	50
TABELLA 16: CLASSIFICAZIONE DELLE VARIABILI DI UN SISTEMA	53
TABELLA 17: COEFFICIENTI PER IL CALCOLO DI FGS	65
TABELLA 18: FATTORI DI SCHERMATURA PER VETRO SEMPLICE	66
TABELLA 19: FATTORI DI SCHERMATURA PER VETRO ISOLANTE	66
TABELLA 20: CORRISPONDENZA DELLA POSIZIONE DI ZONA	75
TABELLA 21: ISO DIS 7730 - VALORI MASSIMI AMMISSIBILI PER I FATTORI DI DISCOMFORT GLOBALE E LOCALE	99
TABELLA 22 ASHRAE 55-1992: VALORI OTTIMALI DELLA TEMPERATURA OPERANTE	100
TABELLA 23: PARAMETRI DI QUALITÀ ACCETTABILE DELL'ARIA ESTERNA	102
TABELLA 24 UNI-10339 - ESTRATTO DAL PROSPETTO III, PORTATE DI ARIA ESTERNA E DI ESTRAZIONE IN EDIFICI AD USO CIVILI	105
TABELLA 25 VELOCITÀ DELL'ARIA NEL VOLUME CONVENZIONALE OCCUPATO.	106
TABELLA 26 UNI EN 779	107
TABELLA 27 EN 779, EN 1822, EUROVENT	108
TABELLA 28 CONTO BATTERICO IN OSPEDALE DOVUTO AL RIFACIMENTO DEI LETTI	109
TABELLA 29 UNI-10339 CLASSIFICAZIONE DEI FILTRI	110
TABELLA 30 CLASSI DI FILTRI E EFFICIENZA DI FILTRAZIONE RICHIESTE PER OSPEDALI	110
TABELLA 31 EFFICIENZA DI FILTRAZIONE SECONDO ASHRAE (HANDBOOK, CAP. 7, 1997)	111
TABELLA 32 PORTATE RACCOMANDATE DI ARIA ESTERNA	118
TABELLA 33: IMPIANTO A TUTT'ARIA PER SINGOLA ZONA	143
TABELLA 34: VALORI DI RUMOROSITÀ CONSIGLIATI.	158
TABELLA 35: SELEZIONE DI FAN COIL A 4 TUBI	160
TABELLA 36: SPETTRO SONORA PER FAN COIL A QUATTRO TUBI ALLE VARIE VELOCITÀ	161
TABELLA 37: POTENZIALITÀ DEI FAN COIL AL VARIARE DELLA TEMPERATURA DI INGRESSO DELL'ACQUA	166
TABELLA 38: PORTATE DI ARIA PER TIPOLOGIA DI REPARTO	200
TABELLA 39: TIPOLOGIA DI FILTRI	201
TABELLA 40: TIPOLOGIA DI FILTRI DA UTILIZZARE	201
TABELLA 41: VENTILAZIONE SECONDI ASHRAE	202
TABELLA 42: CONCENTRAZIONE MASSIMA AMMISSIBILE DI PARTICELLA NELL'ARIA	204
TABELLA 43: EFFICIENZA DEI FILTRI PER GLI OSPEDALI	209
TABELLA 44: CLASSIFICAZIONE MERV	210
TABELLA 45: CLASSIFICAZIONE DEI FILTRI IN BASE ALLA MEDIA FILTRANTE	210
TABELLA 46: CLASSIFICAZIONE SECONDO LA EN 1822	211
TABELLA 47: RENDIMENTO DI FILTRAZIONE	211
TABELLA 48: DAL MANUALE VA 2011	218
TABELLA 49: DAL MANUALE VA 2011	219
TABELLA 50: . VALORI DI CARICO EMESSI DALLE PERSONE	247
TABELLA 51: CONDIZIONI DI CALCOLO DELL'ESEER	257
TABELLA 52: EFFICIENZE FRIGORIFERE PER VARIE TIPOLOGIE DI SCAMBIO	261

TABELLA 53: CLASSIFICAZIONE DEGLI IMPIANTI FRIGORIFERI	264
TABELLA 54: INDICI GWP PER ALCUNI CFC	268
TABELLA 55: FLUIDI FRIGORIGENI DI VECCHIA GENERAZIONE- INDICI ODP E GWP	268
TABELLA 56: CONFRONTO FRA LE PROPRIETÀ DEI REFRIGERANTI PIÙ USUALI	269
TABELLA 57: CONFRONTO DEGLI INDICI ODP E GWP DEI ALCUNI REFRIGERANTI	269
TABELLA 58: INDICE α_{CO^2} PER VARIE NAZIONI NEL MONDO E IN EUROPA	270
TABELLA 59: ALCUNI DATI CARATTERISTICI DEI FLUIDI REFRIGERANTI	272
TABELLA 60: PROPRIETÀ TERMOFISICHE DI ALCUNI FLUIDI FRIGORIGENI	273
TABELLA 61: CONFRONTO DELLE EFFICIENZE PER FUNZIONAMENTO STANDARD $-10, +30\text{ }^{\circ}\text{C}$	274
TABELLA 62: PARAMETRI DI ESERCIZIO ADOTTATI DA ARI ED AICARR	277
TABELLA 63: VALORI DI CALCOLO PER L'INDICE ESEER	277
TABELLA 64: CLASSIFICAZIONE DEI COMPRESSORI PER TIPOLOGIA	278
TABELLA 65: PARZIALIZZAZIONE DEL CARICO NEI GRUPPI FRIGORIFERI	281
TABELLA 66: VARIAZIONE DEL COP PER UN COMPRESSORE CENTRIFUGO CON INVERTER DA 1 MW	288
TABELLA 67: SPETTRO DI RUMORE EMESSO DAL TURBOCOR® PER DUE POTENZIALITÀ	291
TABELLA 68: VOLUMI DI ACQUA AL VARIARE DELLA TAGLIA DEL COMPRESSORE	303
TABELLA 69: ACCUMULO INERZIALE NELLE POMPE DI CALORE ARIA – ACQUA	304
TABELLA 70: POTENZIALITÀ FRIGORIFERA DI FAN COIL A DUE TUBI CON DIFFERENZA DI TEMPERATURA ACQUA – AMBIENTE	323
TABELLA 71: POTENZIALITÀ TERMICA DI FAN COIL A DUE TUBI CON DIFFERENZA DI TEMPERATURA ACQUA – AMBIENTE	324
TABELLA 72: ESEMPIO DI RUMOROSITÀ PRODOTTA DA UN FAN COIL	325
TABELLA 73: ESEMPIO DI RUMOROSITÀ PRODOTTA DA UN FAN COIL A TRE VELOCITÀ	325
TABELLA 74: DIMENSIONI DELLE CTA E LORO POTENZIALITÀ	331
TABELLA 75: DIMENSIONI TIPICHE PER VARIE GRANDEZZE	332
TABELLA 76: CLASSIFICAZIONE DEI FILTRI PER CTA	334
TABELLA 77: CRITERI DI SELEZIONE DEI FILTRI	334
TABELLA 78: DIMENSIONI DEI FILTRI PER LE VARIE GRANDEZZE DELLE CTA	336
TABELLA 79: ESEMPIO DI DATI DI SELEZIONE PER UNA BATTERIA CALDA	340
TABELLA 80: ESEMPIO DI ABACO PER SELEZIONE DELLE BATTERIE	340
TABELLA 81: ESEMPIO DI RUMOROSITÀ DELLE BATTERIE	341
TABELLA 82: CURVE CARATTERISTICHE DI UN VENTILATORE A PALE IN AVANTI	342
TABELLA 83: CURVE CARATTERISTICHE DI UN VENTILATORE A PALE ROVESCE	343
TABELLA 84: POTENZIALITÀ DELLE UNITÀ DI CONDIZIONAMENTO CON IMPIANTO A DUE TUBI	349
TABELLA 85: POTENZIALITÀ DELLE UNITÀ DI CONDIZIONAMENTO CON IMPIANTO A QUATTRO TUBI	349
TABELLA 86: MODALITÀ DI INSTALLAZIONE DELLE UNITÀ DI CONDIZIONAMENTO	350
TABELLA 87: DATI TECNICI DEI RECUPERATORI DI CALORE	352
TABELLA 88: ESEMPIO DI DATA SHEET PER ROOF - TOP	354
TABELLA 89: CONFRONTO DEI PREGI E DIFETTI DEGLI IMPIANTI VAV	367
TABELLA 90: CONFRONTO DELLE CARATTERISTICHE PER IMPIANTI VAV BOX ASSISTED	372
TABELLA 91: CONFRONTO PER IMPIANTI VAV A DOPPIO CONDOTTO	372
TABELLA 92: SELEZIONI DEI TERMINALI DI DISTRIBUZIONE DELL'ARIA	387
TABELLA 93: CONFRONTO DELLE CARATTERISTICHE DEI TERMINALI A TURBOLENZA	389
TABELLA 94: CARATTERISTICHE TIPICHE DEI DIFFUSORI	389
TABELLA 95: CARATTERISTICHE AEREAULICHE DEI DIFFUSORI	390
TABELLA 96: DATI DIMENSIONALI PER DIFFUSORI ELICOIDALI	397
TABELLA 97: DATI CARATTERISTICI DI DIFFUSORI ELICOIDALI	400
TABELLA 98: DATI CARATTERISTICI PER DIFFUSORI A PORTATA VARIABILE	403
TABELLA 99: DATI CARATTERISTICI DEI DIFFUSORI LINEARI	404
TABELLA 100: DATI CARATTERISTICI DEI DIFFUSORI AD UGELLO	407
TABELLA 101: VELOCITÀ DI EFFLUSSO RACCOMANDATE PER DIVERSE APPLICAZIONI	408
TABELLA 102: VELOCITÀ CONSIGLIATE PER LE GRIGLIE DI RIPRESA	412
TABELLA 103: COEFFICIENTI CORRETTIVI DEI CORPI SCALDANTI	468
TABELLA 104: VALORI TIPICI PER LA COSTANTE DI REGOLAZIONE	470