

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

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 $52 \div 54$ 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.

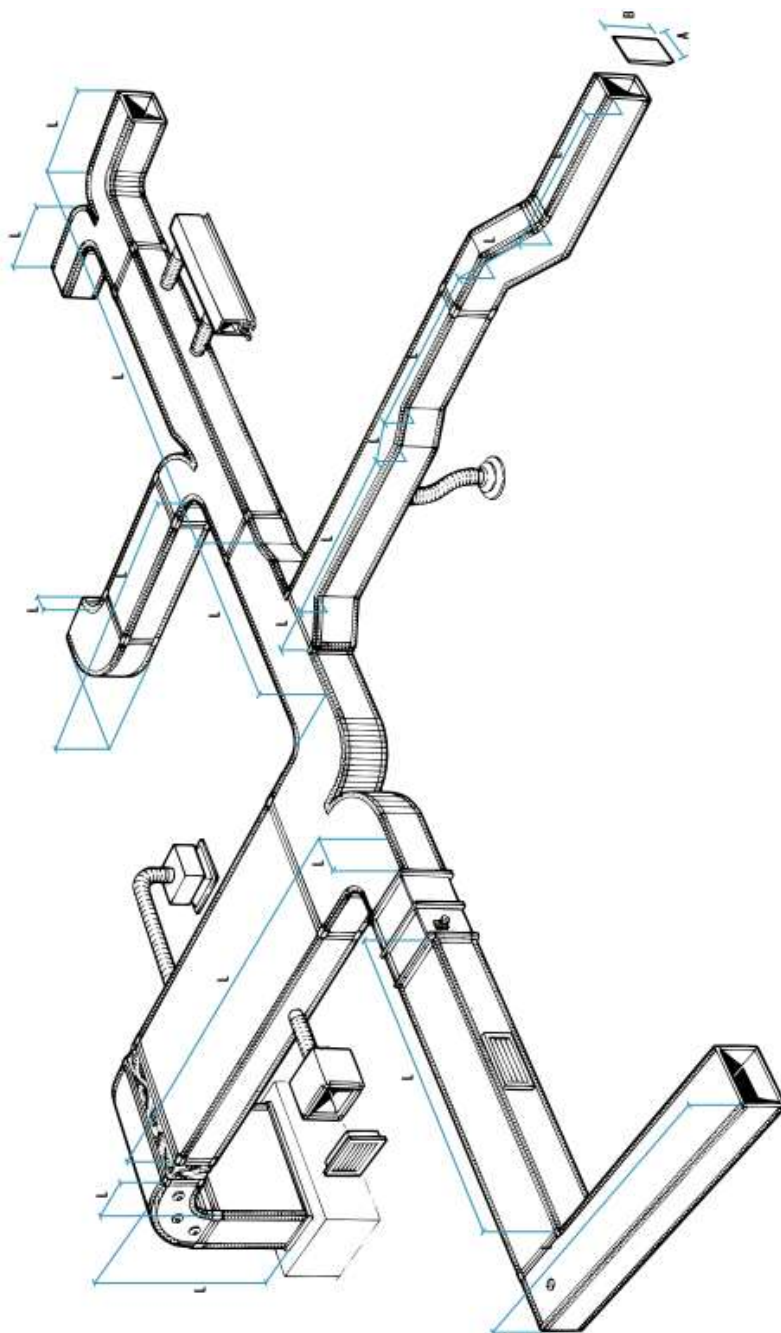


Figura 2: Esempio di canali d'aria con raccordi

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 versioni predisposte a quest'uso) ma occorre allora individuare i cavetti 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) oltre 10 m/s
	b) ad alta velocità	
Impianti industriali	a) a bassa velocità	fino a 12 m/s (normalmente compresa tra 7 e 12) oltre 12 m/s
	b) ad alta velocità	
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	
Impianti industriali	a) a bassa velocità	fino a 10 m/s (normalmente compresa tra 5 e 9)
	b) ad alta velocità	

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 coni	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.

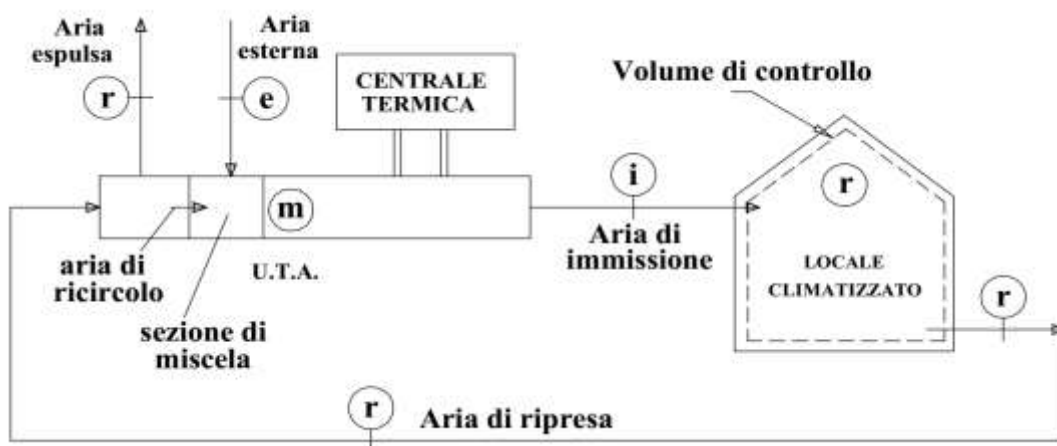


Figura 4: Schema di un impianto aeraulico con ripresa dell'aria

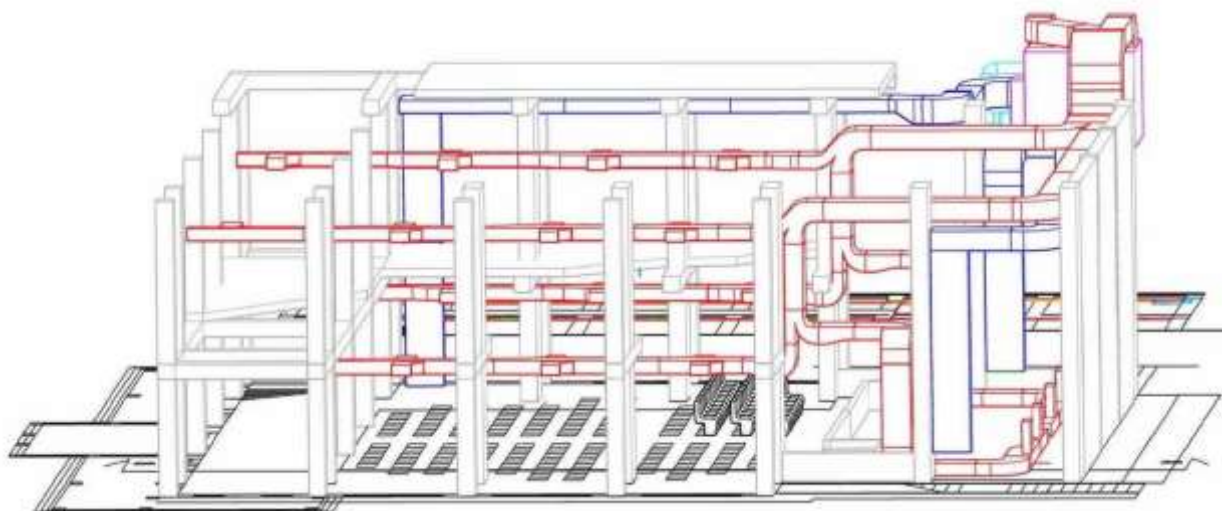


Figura 5: Esempio di rete aeraulica complessa

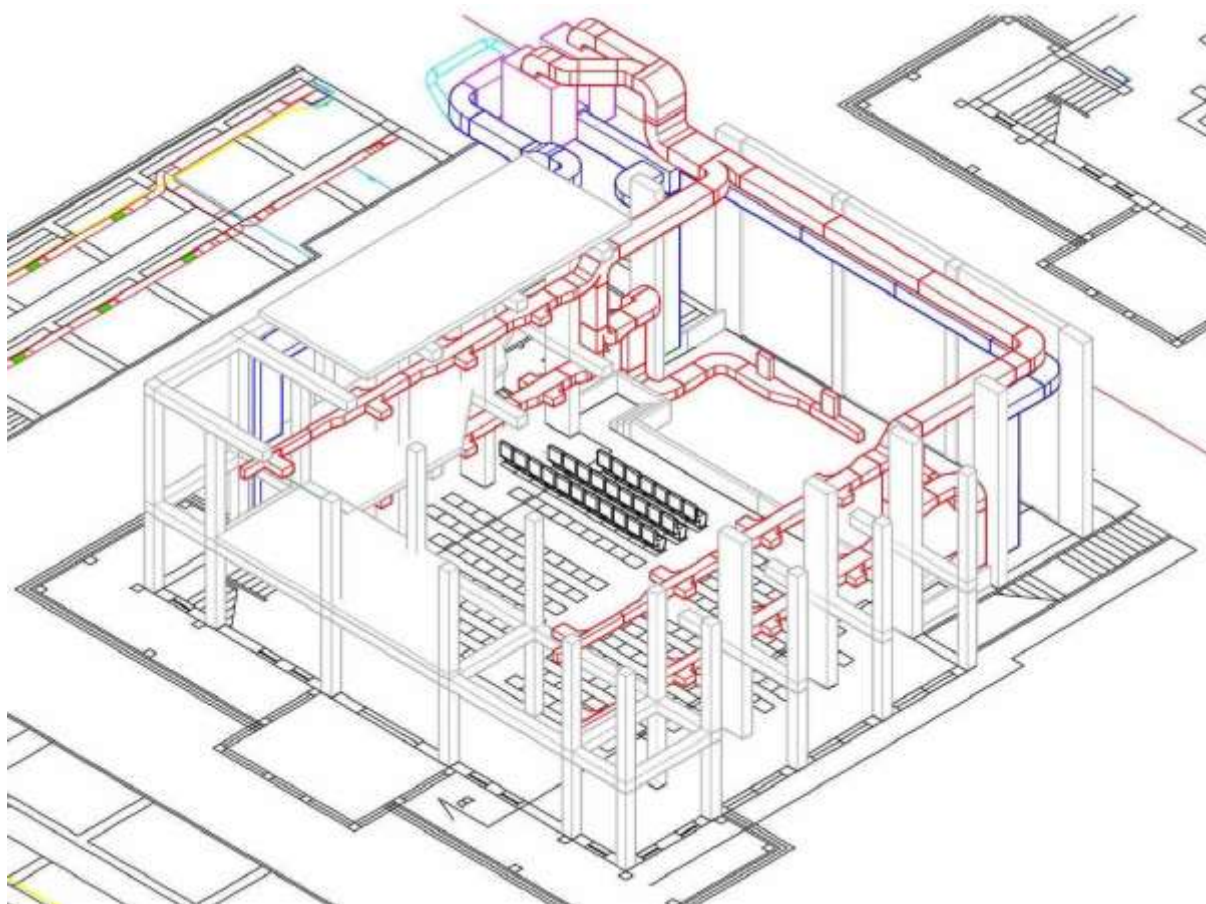


Figura 6: Esempio di rete aeraulica di mandata e di ritorno

- 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 ELABORATI 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.

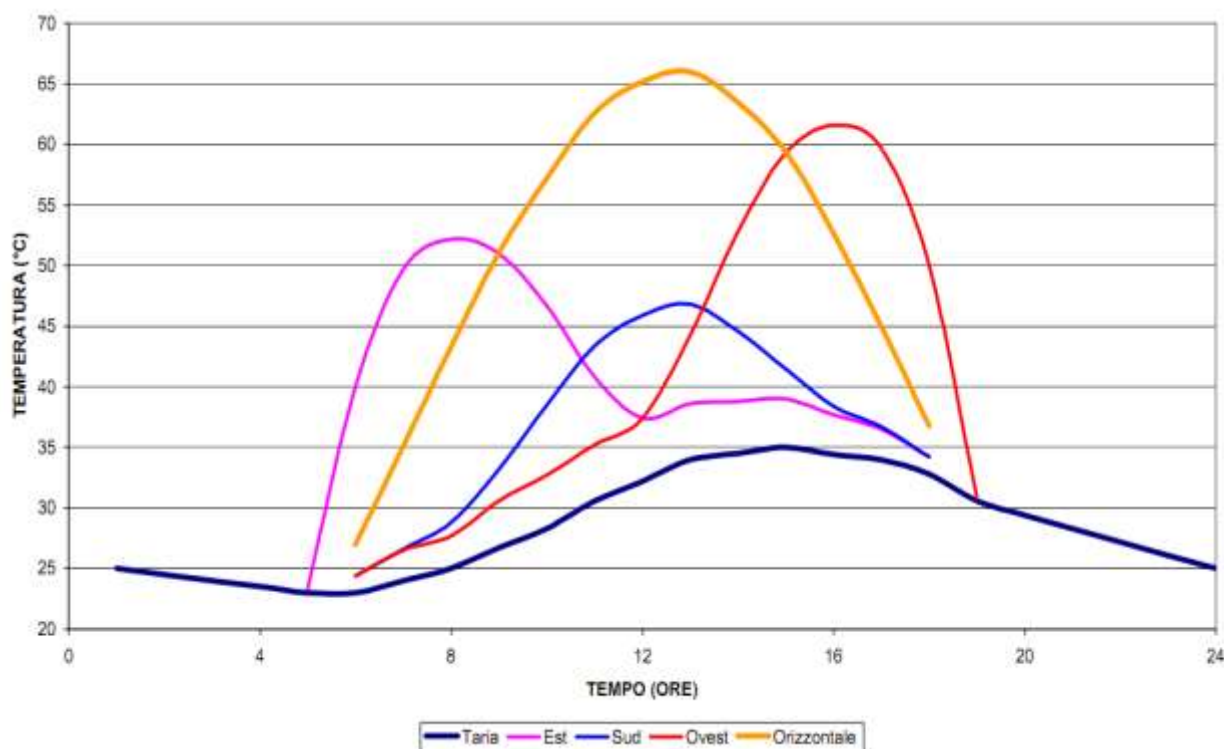


Figura 7: Andamento della temperatura aria – sole per le varie esposizioni

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.

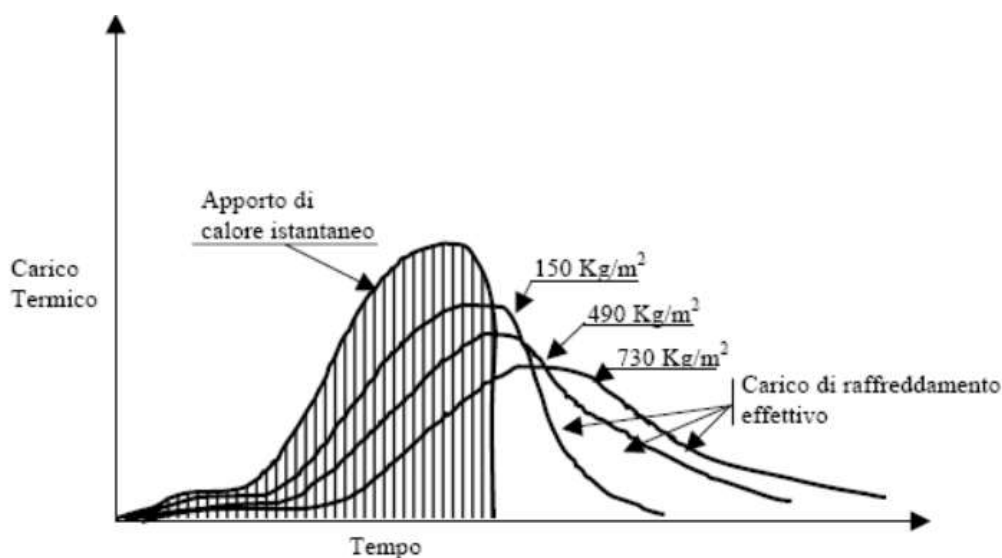


Figura 8: Apporto di calore istantaneo al variare della massa superficiale delle pareti

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.

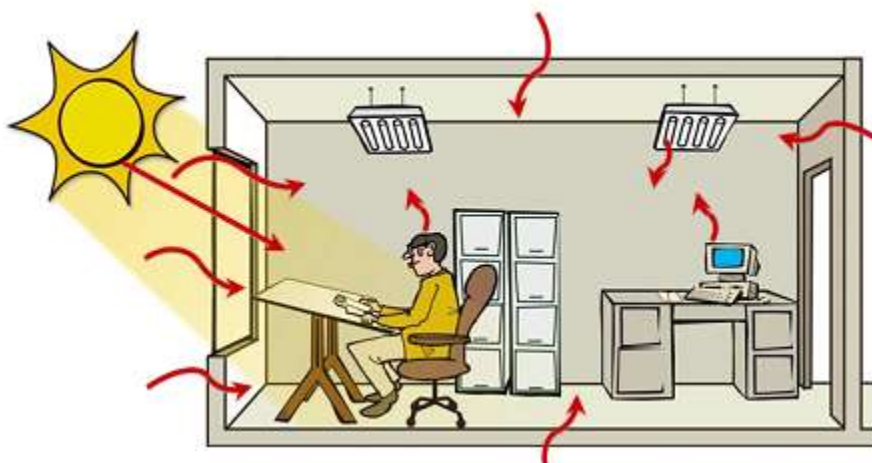


Figura 9: Elementi che contribuiscono al carico termico

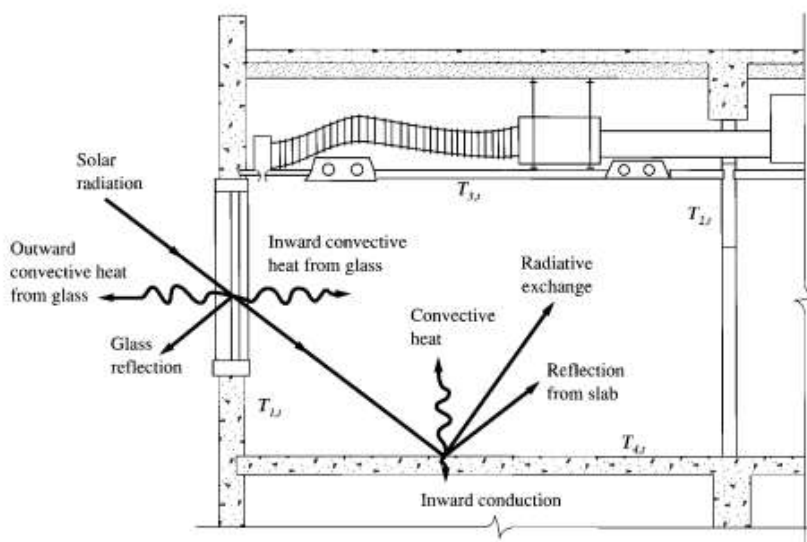


Figura 10: Distribuzione della radiazione solare all'interno dell'ambiente

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 *trasmissanza termica* non sono più valide in quanto la trasmissanza 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 indicato richiede un tempo non trascurabile⁵ 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_{ii} .

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:

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

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).

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

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 $\lambda > 3 \mu m$) 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 la 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 elettici, 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 inviluppare 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).

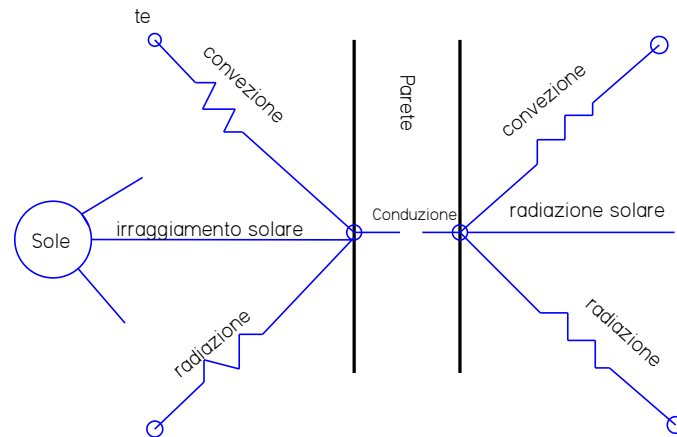


Figura 12: Bilancio termico di una parete esterna

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.

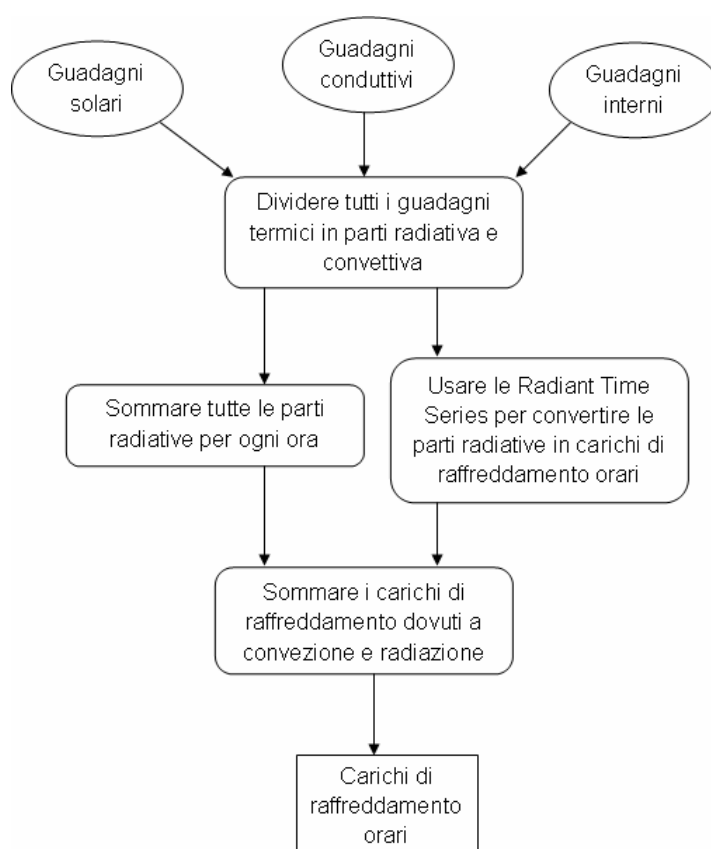


Figura 13: Procedura di calcolo del Radiant Time Series Method

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_0 è data dalla sommatoria dei fattori CTSFs moltiplicati per il valore UA moltiplicato per la differenza di temperatura sulla superficie, cioè

$$q_0 = \sum_{j=0}^{2\delta} c_j UA (t_{e,\theta-j\delta} - t_{rc})$$

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.

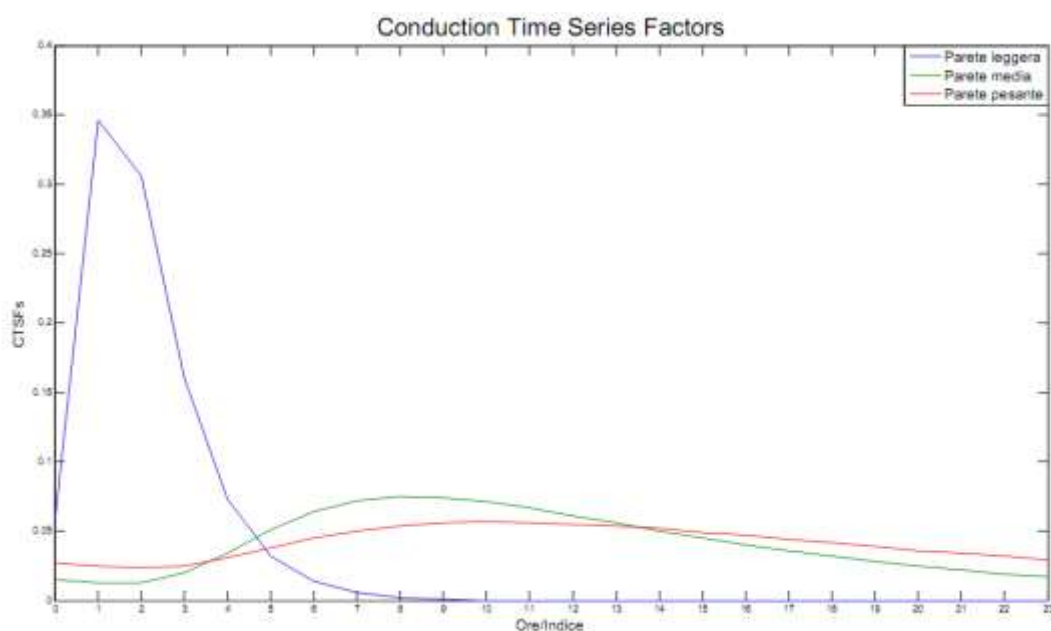


Figura 14: Fattori CTSF per murature da leggere a pesanti

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
- $q_{\theta-\delta}$ = 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.

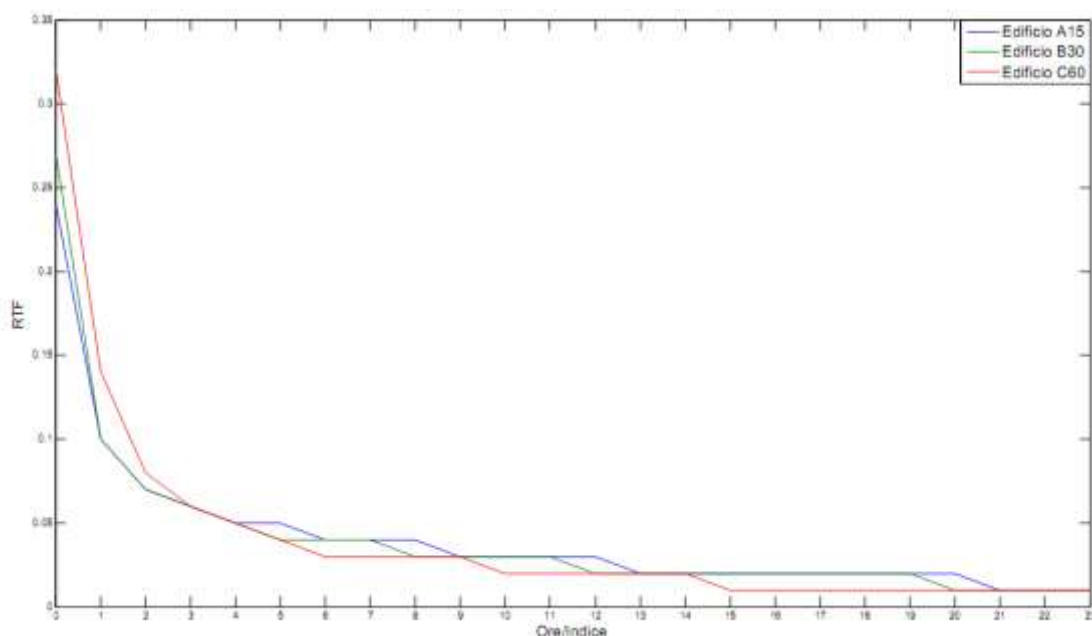


Figura 15 : Radiant Time Factors solar

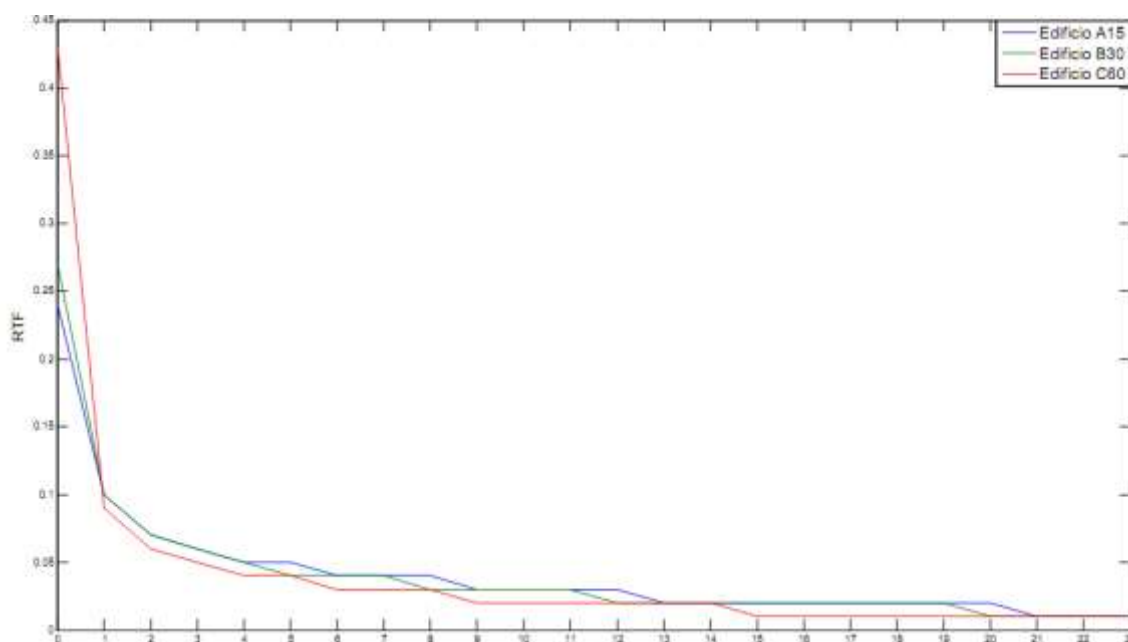


Figura 16: Radiant Time Factors non solar

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.

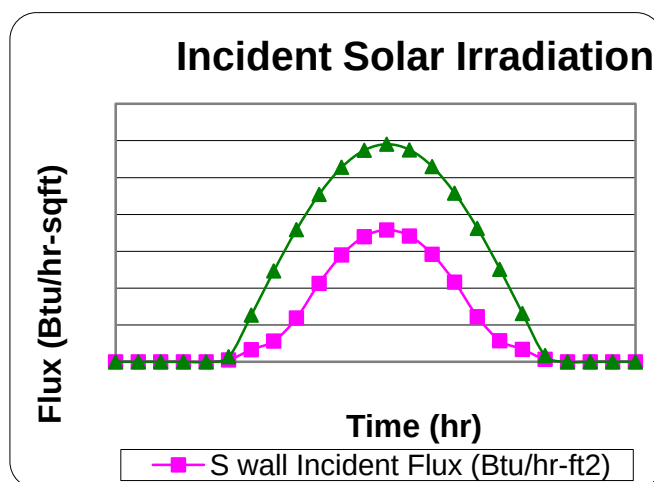


Figura 17: Flusso solare incidente

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

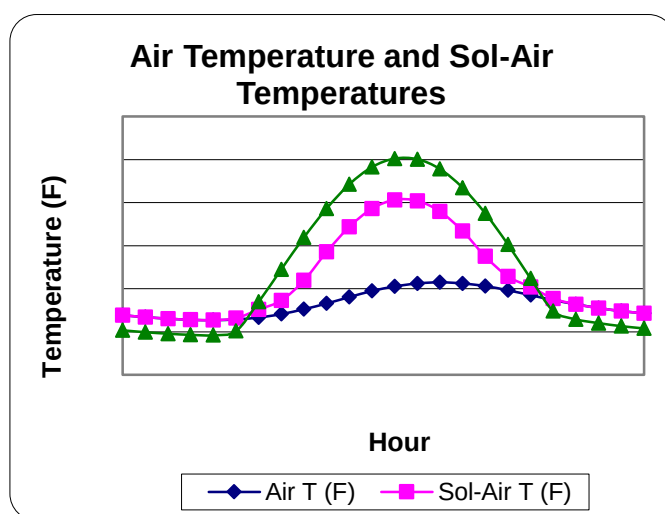


Figura 18: Temperatura aria - sole

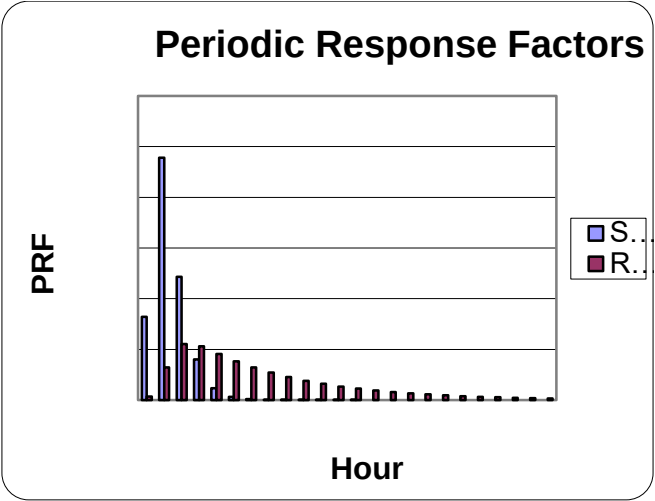


Figura 19: Fattori di risposta periodica

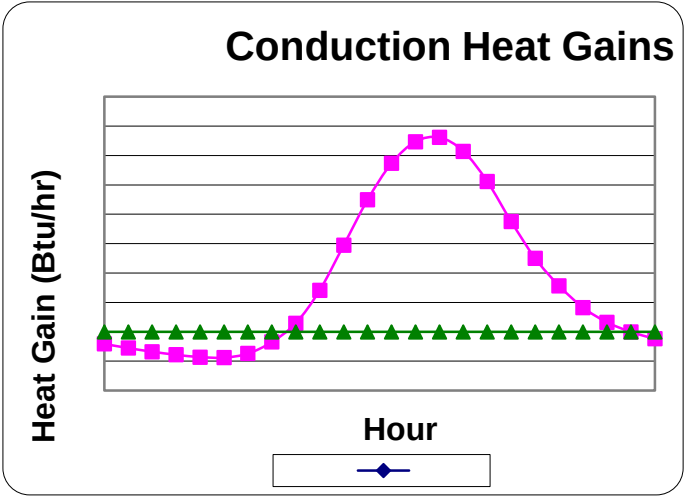


Figura 20: Guadagni termici per conduzione

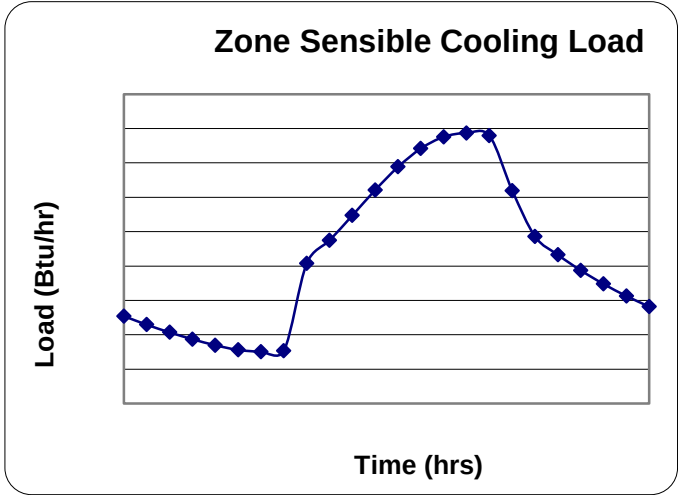


Figura 21: Cooling load di zona

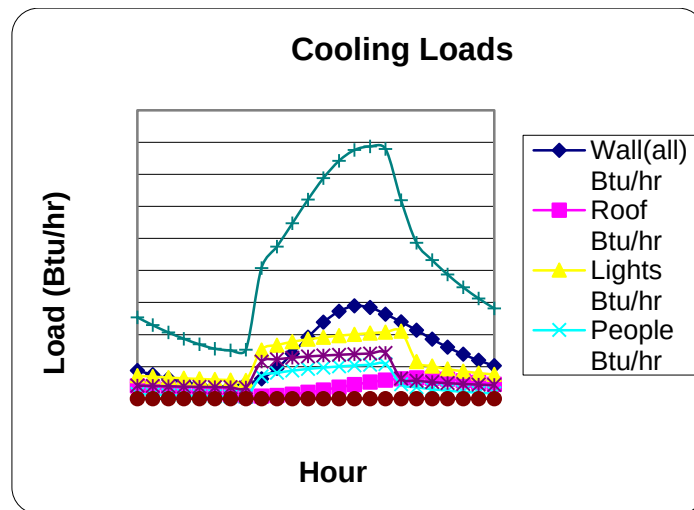


Figura 22: Cooling load per elementi

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%.

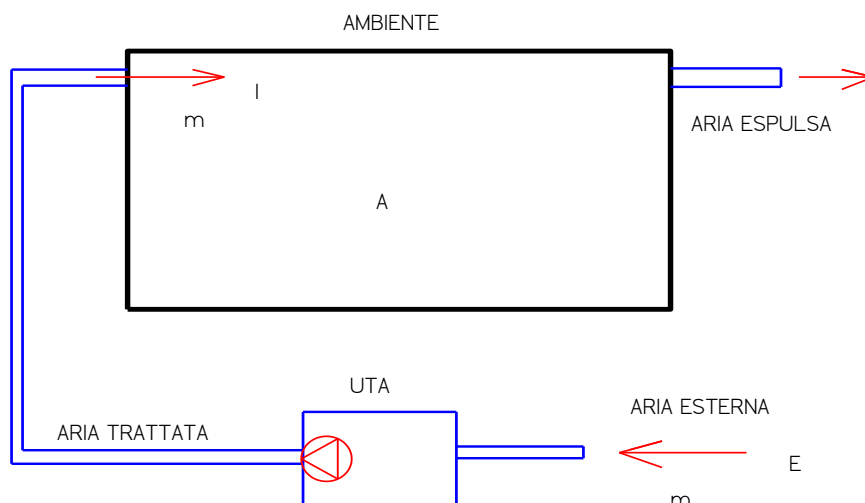


Figura 23: Schematizzazione di un impianto a tutt'aria senza ricircolo

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 (scirocco).

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 i 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.

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 $KSAT$) 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:

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

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 annuvolamenti, immaginare che si possa avere un andamento sinusoidale, cioè che sia anche:

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

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	8,4	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:

$$t_p = h_e \delta \sin(\omega \tau + \varphi)$$

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} .

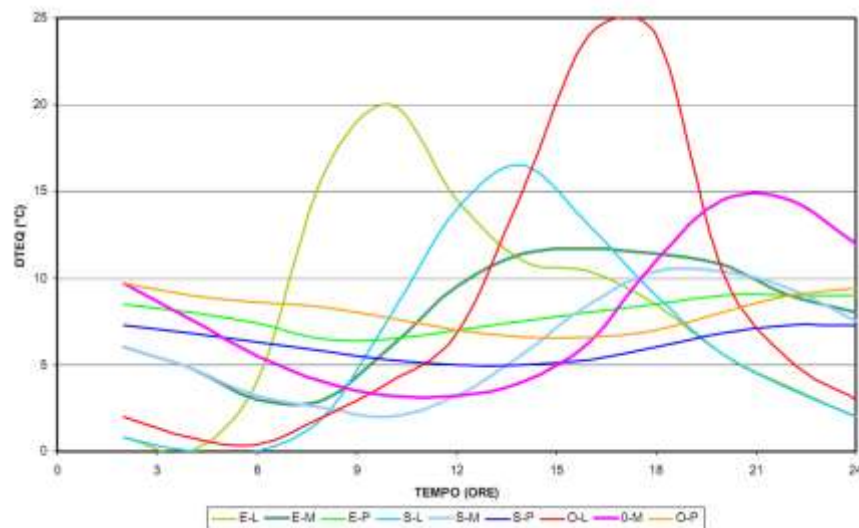


Figura 24: Differenza delle temperature equivalenti per pareti verticali

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

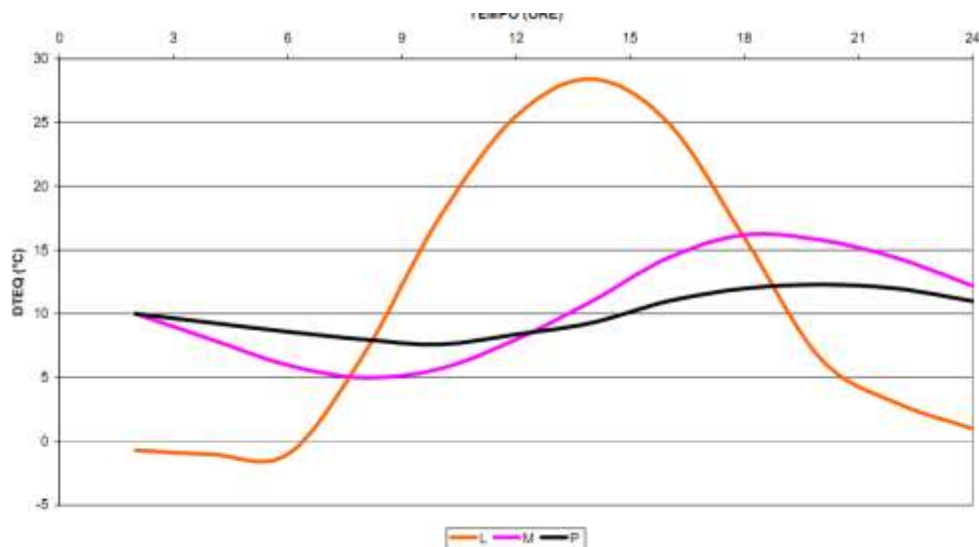


Figura 25: Andamento delle differenze di temperatura equivalenti per le coperture

2.6.3 CALCOLO DEI DISPERDIMENTI ATTRAVERSO LE FINESTRE

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

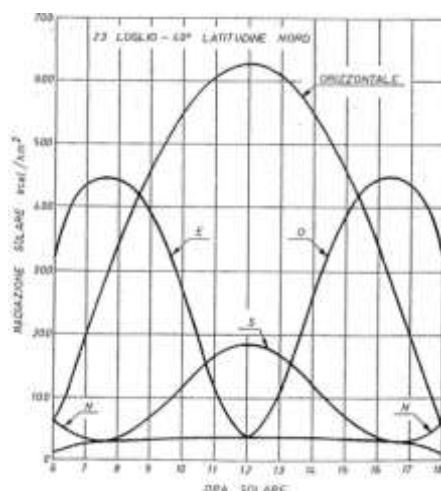


Figura 26: Andamento della radiazione solare per l'Italia meridionale a luglio per varie esposizioni

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	509,2	364,2	509,2	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:

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

ove vale il simbolismo:

- M_i metabolismo degli occupanti ($Met=116 \text{ W/m}^2$);
- 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_{ul} fattore di utilizzazione per la j.esima lampada;
- f_{um} fattore di utilizzazione dell'i.esimo motore elettrico.

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

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

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

Tabella 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	0,62	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

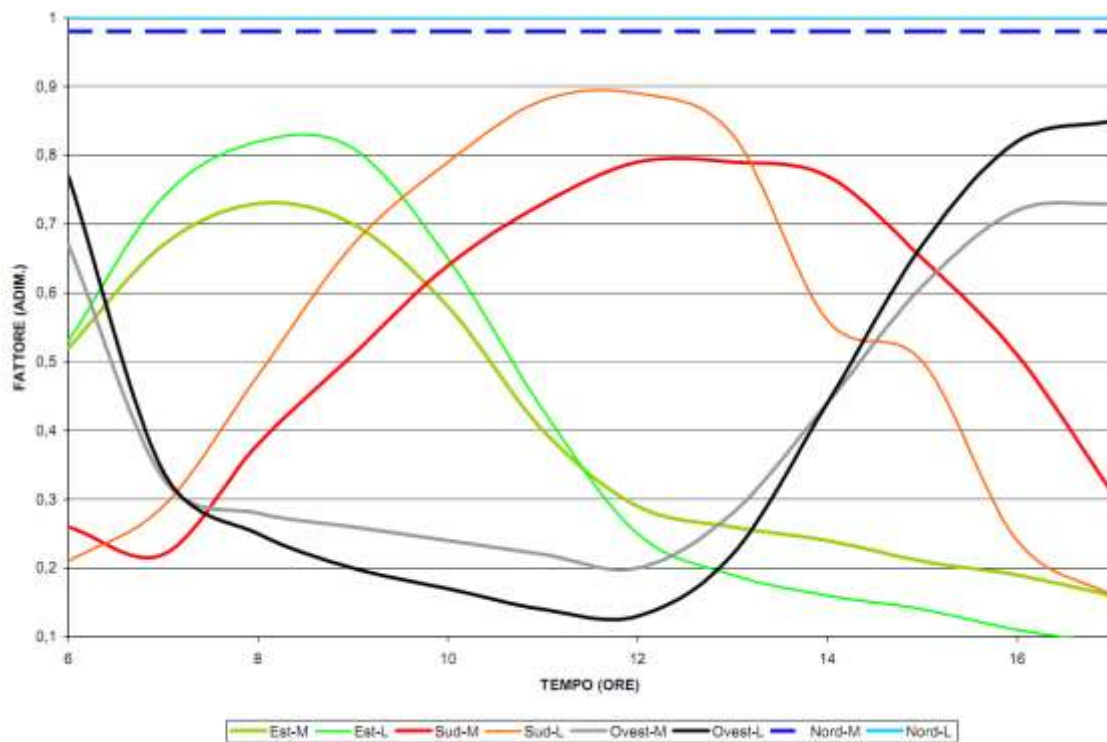


Figura 27: Andamento dei fattori di accumulo per vetri non schermati

		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

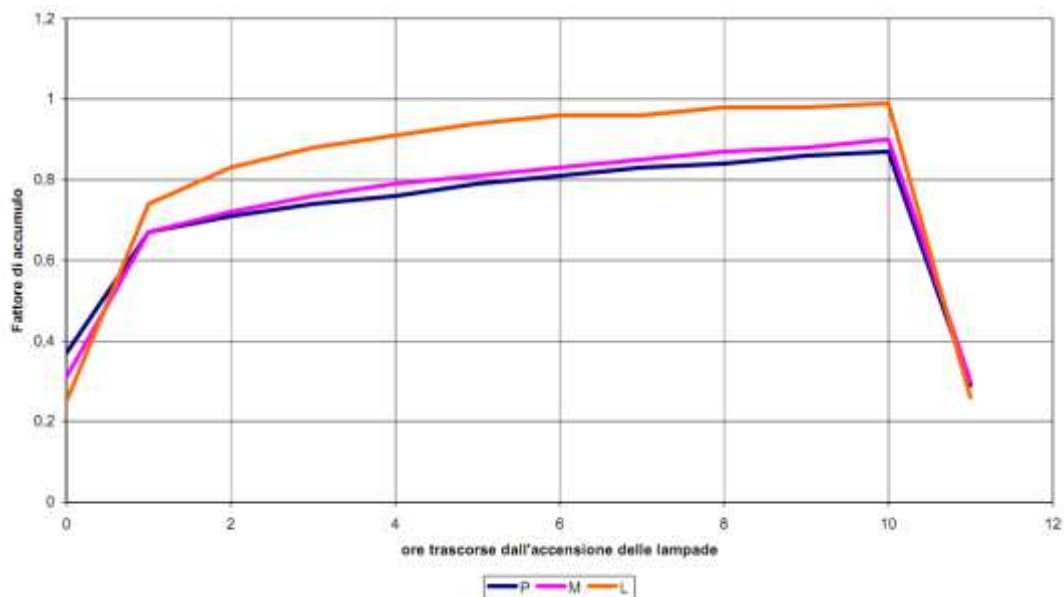


Figura 28: Fattori di accumulo per lampade fluorescenti incassate

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:

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

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).

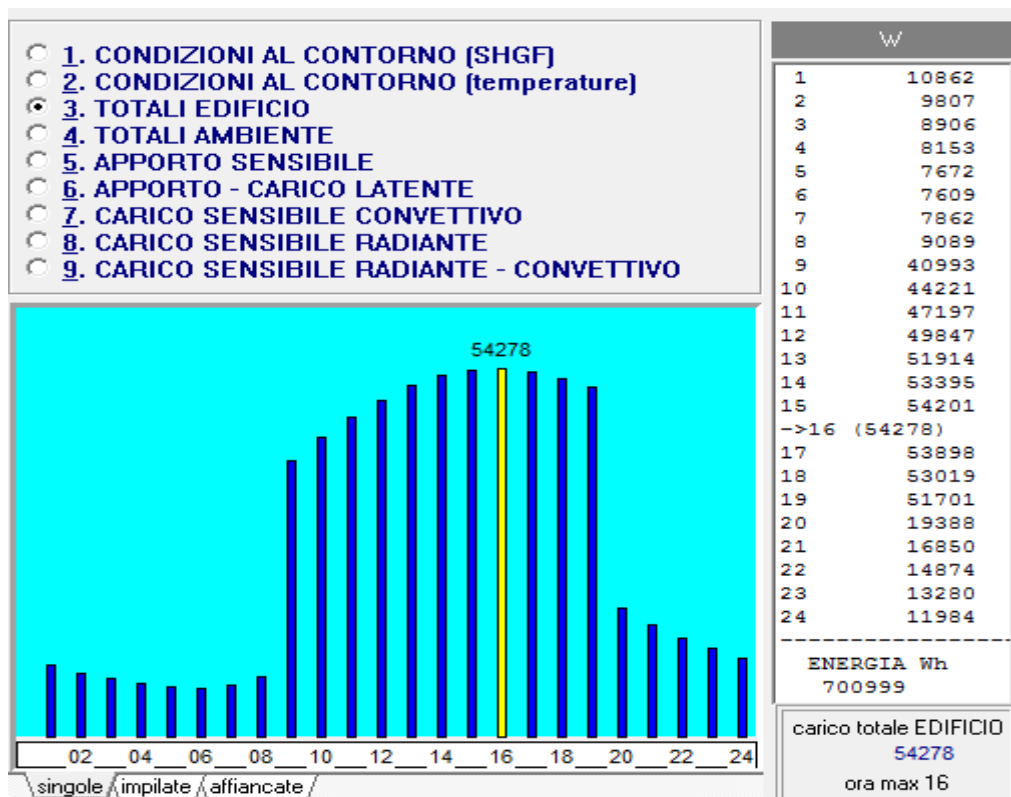


Figura 29: Andamento orario del carico termico estivo per il mese di luglio

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.

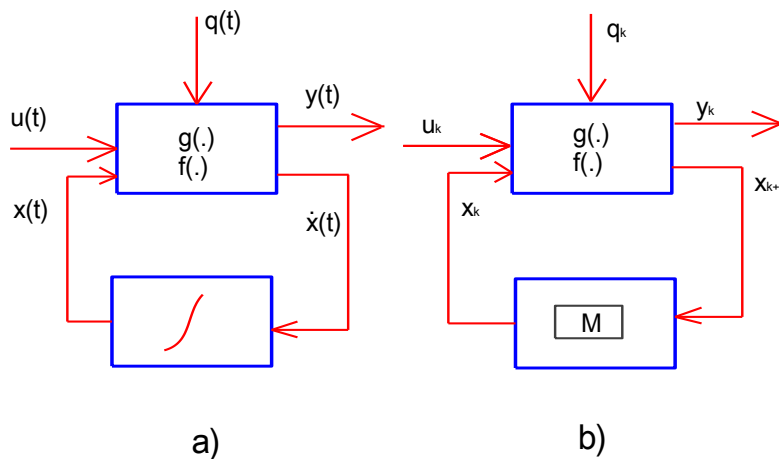


Figura 30: Rappresentazione dei sistemi dinamici continui e discreti

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 termini 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.

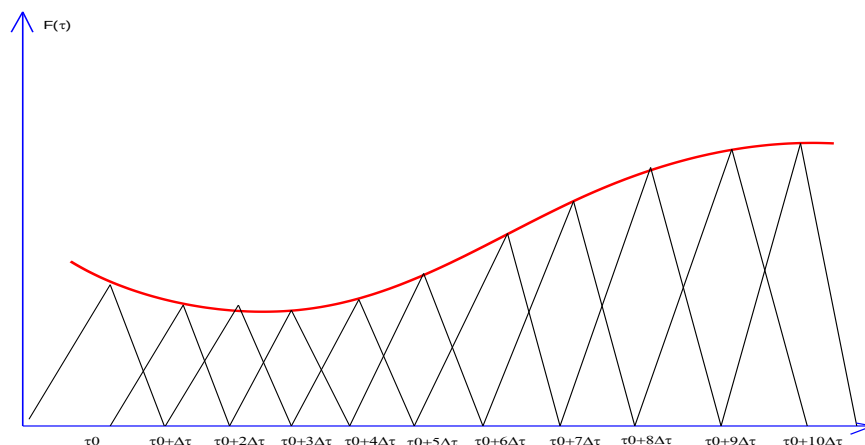


Figura 31: Sviluppo in serie temporale di un segnale

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:

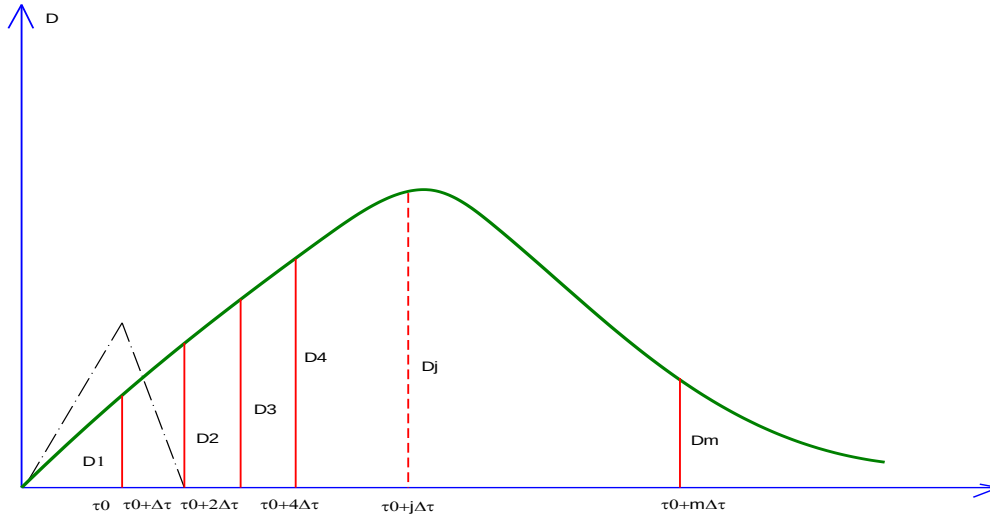


Figura 32: Funzione di Trasferimento sviluppata in serie

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

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 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' stato 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 $N_i = K/h_e$;

- 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:

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

avendo indicato con FGS^{23} la somma:

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

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.

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

$$\alpha_b = \sum_{j=0}^5 \alpha_j \cos^j(\theta)$$
[56]

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:

$$\begin{aligned} TSHGF &= \tau_b I_b + \tau_d I_d \\ ASHGF &= \alpha_b I_b + \alpha_d I_d \end{aligned} \quad [61]$$

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 Cioè 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 vetrati 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: $\omega = 15(12 - \text{TSA})$. 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 la 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°.

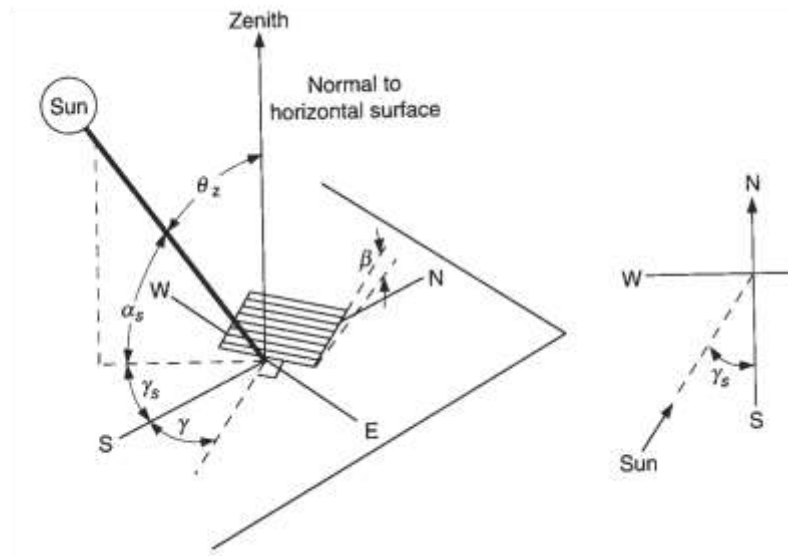


Figura 33: Definizioni degli angoli solari

- **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

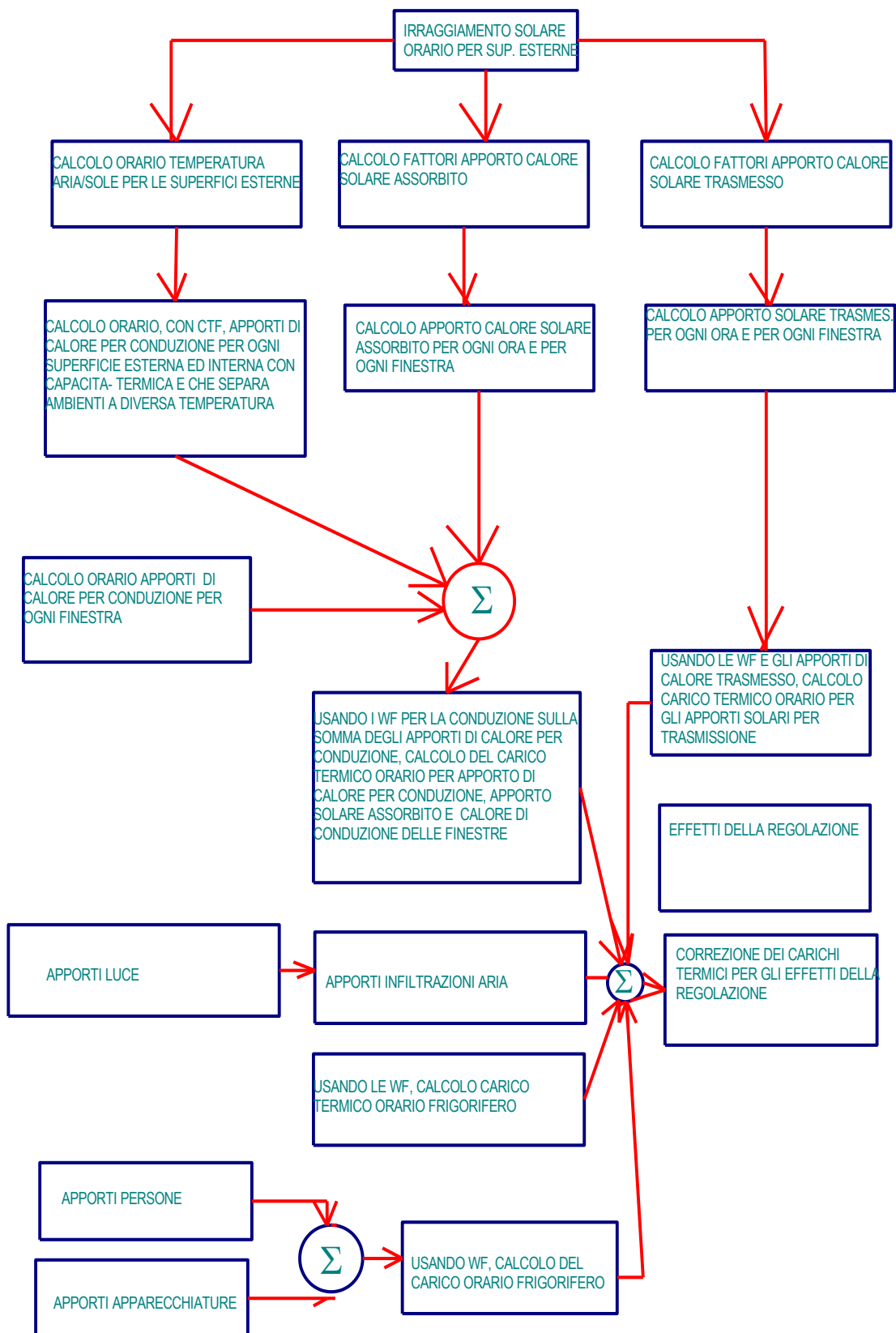


Figura 34: Schema a blocchi del Metodo TFM

- **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.

POSIZIONE	PAVIMENTO	SOFFITTO
<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 trasmittanza termica della parete divisoria, W/m^2K ;
- t_b temperatura dello spazio adiacente, $^{\circ}C$;
- t_{rc} temperatura dello spazio condizionato, $^{\circ}C$;

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 passano 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:

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

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 $1.2 \text{ kg}/m^3$ la densità media dell'aria, l'apporto totale di calore in W è dato dalla relazione:

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

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, ($kg_{vapore}/kg_{aria \text{ secca}}$);
- 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*):

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

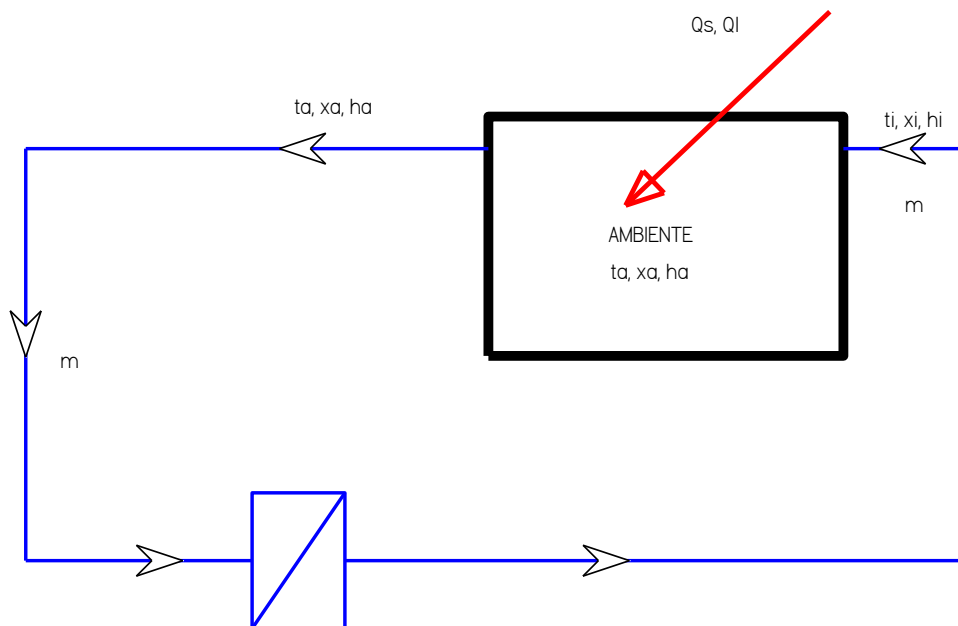


Figura 35: Ambiente condizionato a tutt'aria con ricircolo totale

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:

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

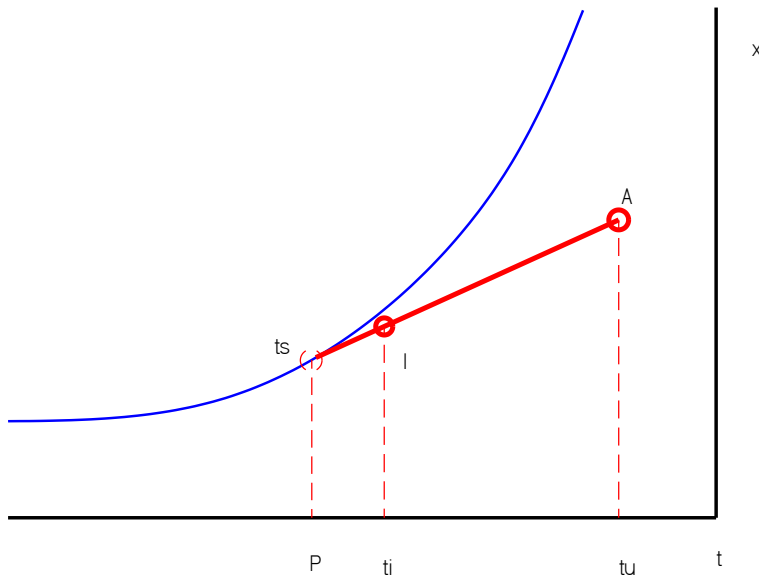


Figura 36: Trasformazione psicrometrica per il caso del ricircolo totale

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 $\phi=100\%$ 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:

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

$$x_I = x_A - \frac{Q_L}{mr}$$

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.

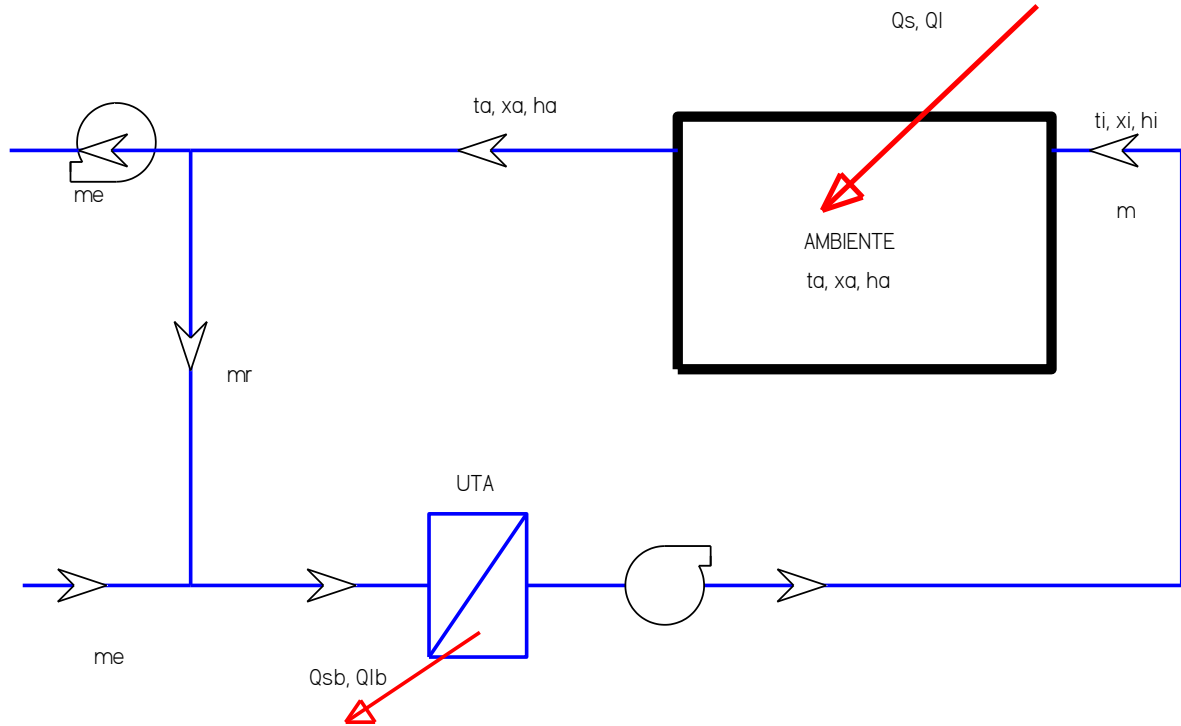


Figura 37: Caso 1 – ricircolo con aria esterna

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:

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

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

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

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

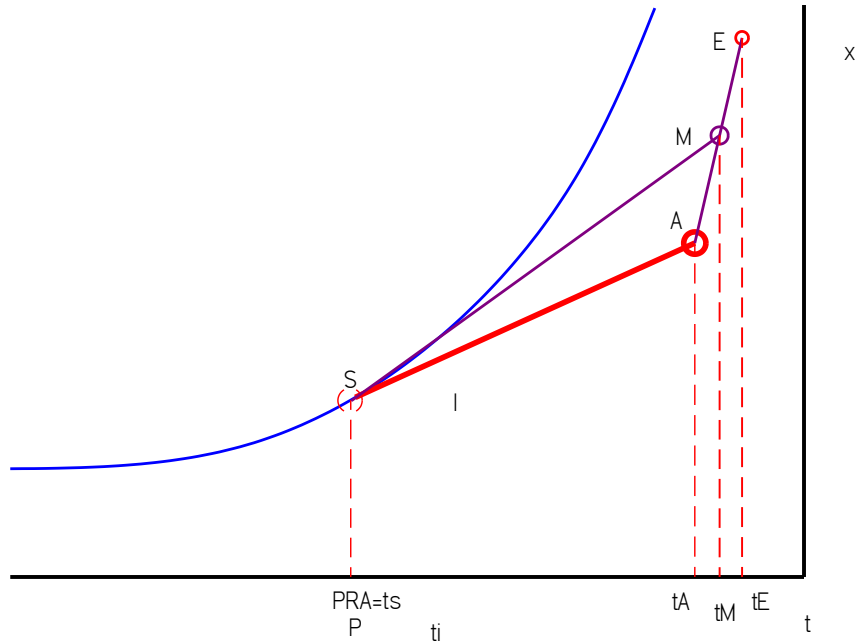


Figura 38: Trasformazioni psicrometriche del caso 1

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:

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

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

$$Q_{tb} - Q_{ta} = m (h_e - h_a)$$

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:

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

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 condizioni 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;

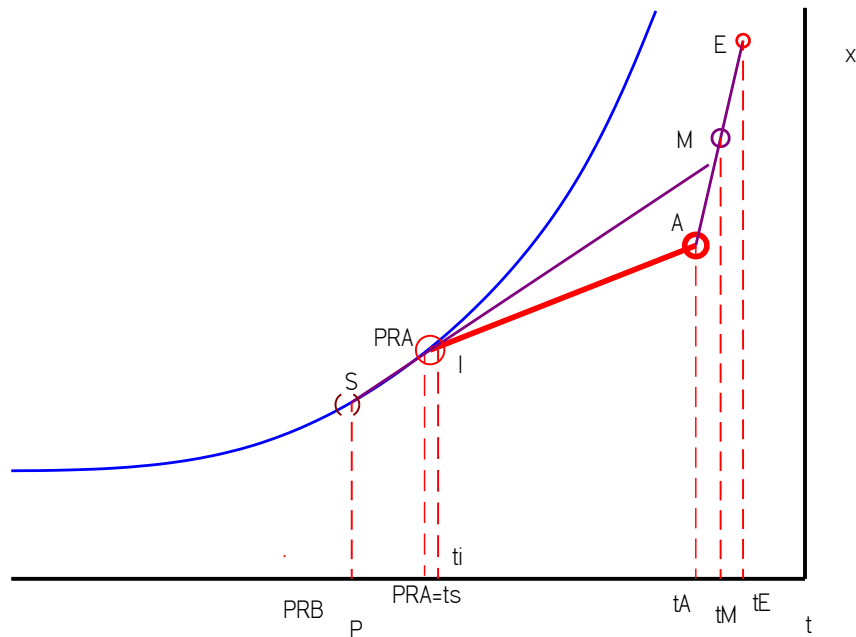


Figura 39: Trasformazioni psicrometriche del caso 2

- 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.

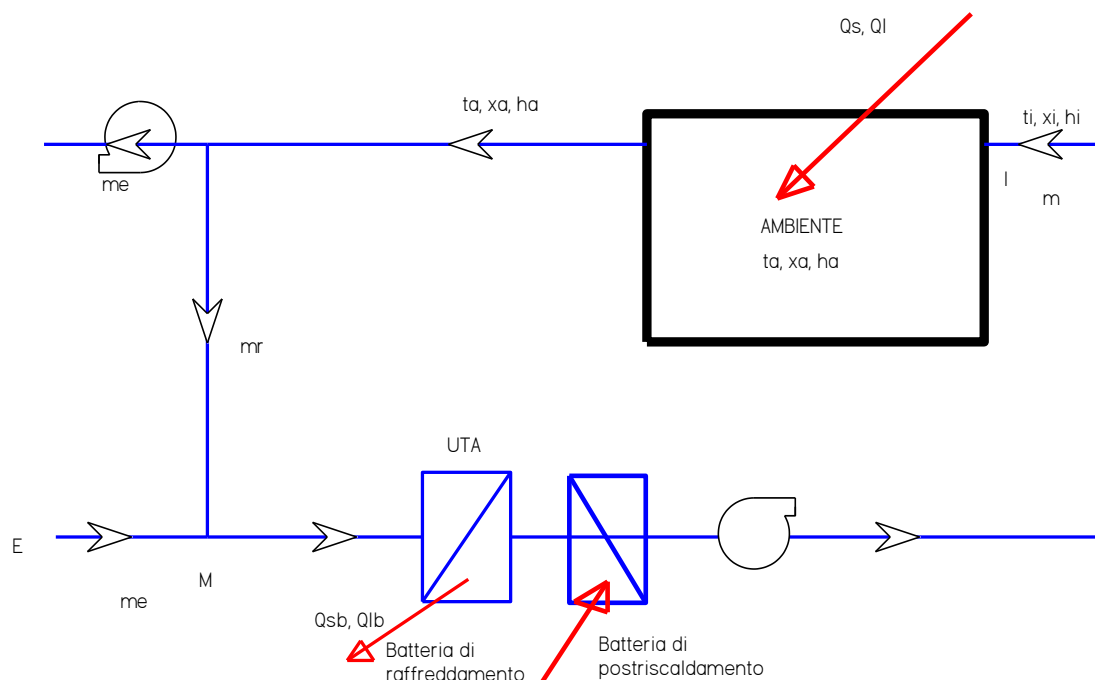


Figura 40: Sistema ad elevati carichi latenti – Uso del postriscaldamento

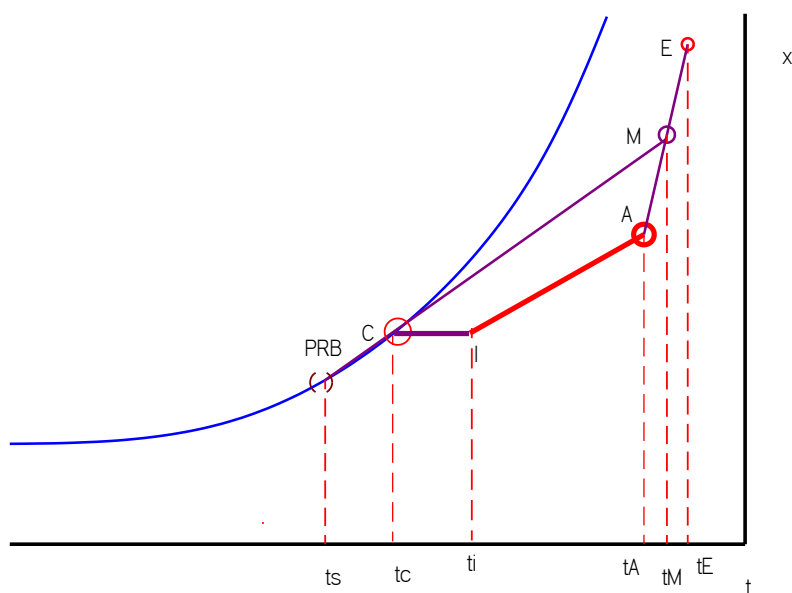


Figura 41: Uso del postriscaldamento

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.

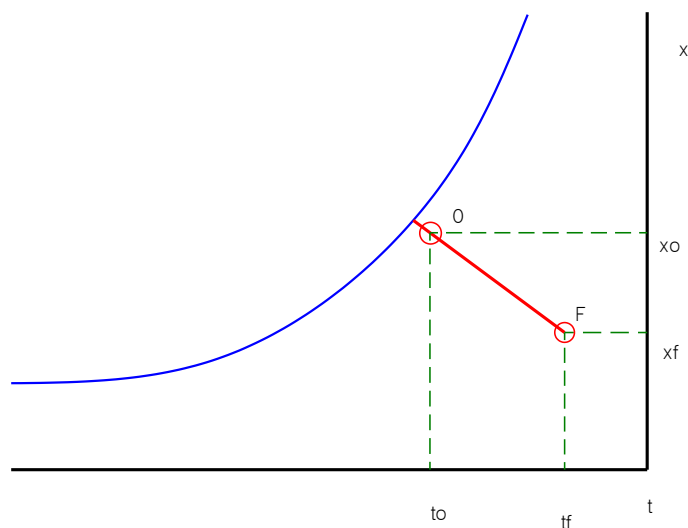


Figura 42: Trasformazioni di riscaldamento e deumidificazioni

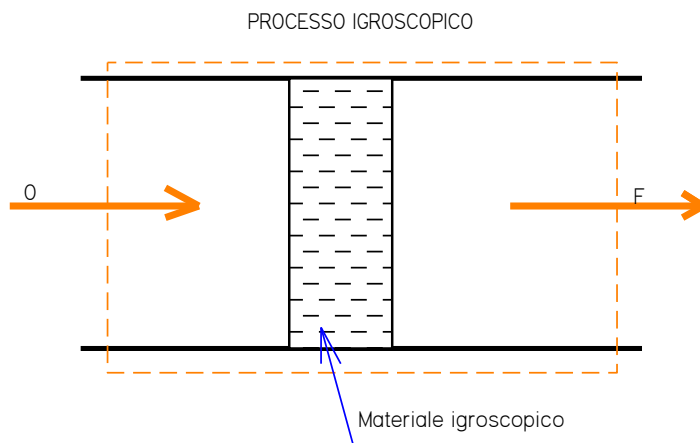


Figura 43: Schematizzazione del processo di riscaldamento e deumidificazione

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 $x+dx, t+dt, h+dh$.

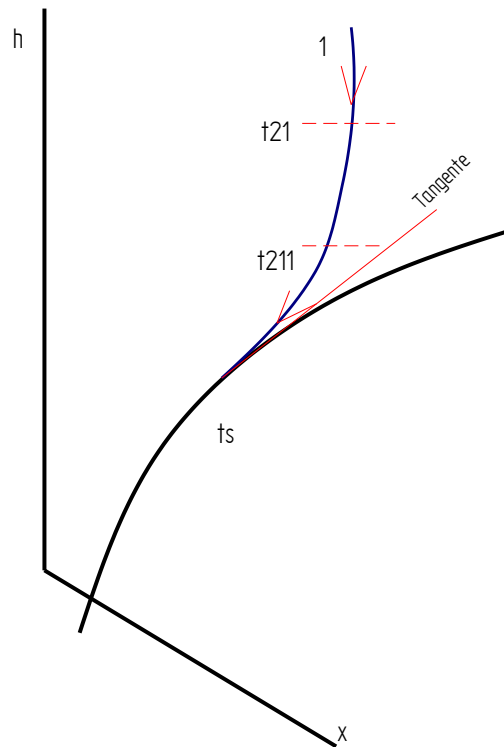


Figura 44: Andamento della fase di raffreddamento con deumidificazione

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:

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

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:

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

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 ($r=2501 \text{ kJ/kg}$).

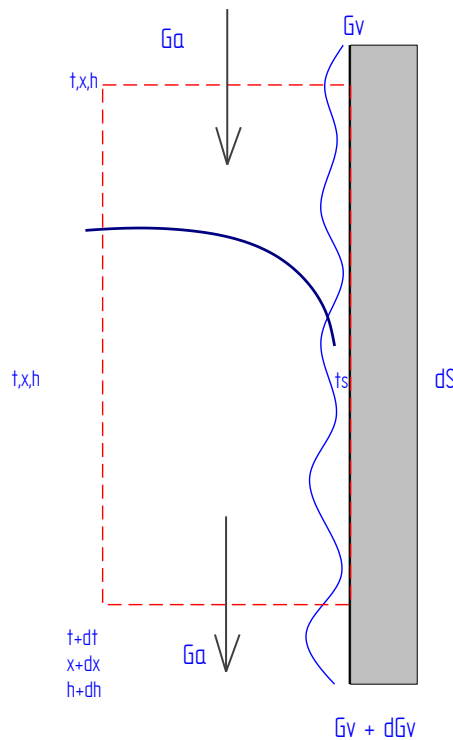


Figura 45: Bilancio di massa per il processo di deumidificazione

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:

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

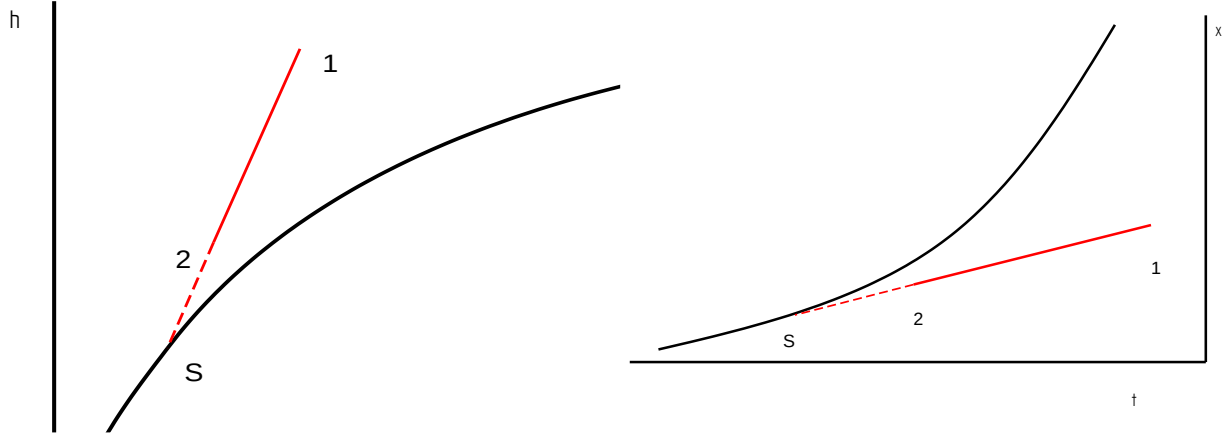


Figura 46: Deumidificazione nel piano di Mollier ed ASHRAE

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	$-0,20 \div 0,20$	≤ 6	$-0,50 \div 0,50$	≤ 10	$-0,70 \div 0,70$	≤ 15
$t_{a,1.1}-t_{a,0.1}$	$<2^{\circ}\text{C}$	≤ 3	$<3^{\circ}\text{C}$	≤ 5	$<4^{\circ}\text{C}$	≤ 10
$\Delta t_{pr,0.6)h}$	$<10^{\circ}\text{C}$	≤ 5	$<10^{\circ}\text{C}$	≤ 5	$<13^{\circ}\text{C}$	≤ 10
$\Delta t_{pr,0.6)v}$	$<5^{\circ}\text{C}$	≤ 5	$<5^{\circ}\text{C}$	≤ 5	$<7^{\circ}\text{C}$	≤ 10
v_a	$\text{DR}<10$	≤ 10	$\text{DR}<20$	≤ 10	$\text{DR}<15$	≤ 30
t_p	$19 \div 29^{\circ}\text{C}$	≤ 10	$19 \div 29^{\circ}\text{C}$	≤ 10	$17 \div 31^{\circ}\text{C}$	≤ 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 asimmetria radiante
			DR %	%	$\Delta T (^{\circ}\text{C})$	%	$T_p (^{\circ}\text{C})$	% $\Delta T_{pr} (^{\circ}\text{C})^{**}$
A	< 6	$-0.2 \div 0.2$	< 10	< 3	< 2	< 10	$19 - 29$	< 5
B	< 10	$-0.5 \div 0.5$	< 20	< 5	< 3	< 10	$19 - 29$	< 5
C	< 15	$-0.7 \div 0.7$	< 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 $\leq 1,2$ MET e velocità dell'aria $\leq 0,15$ 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 ($\text{MET} \leq 70 \text{ W/m}^2$), 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.

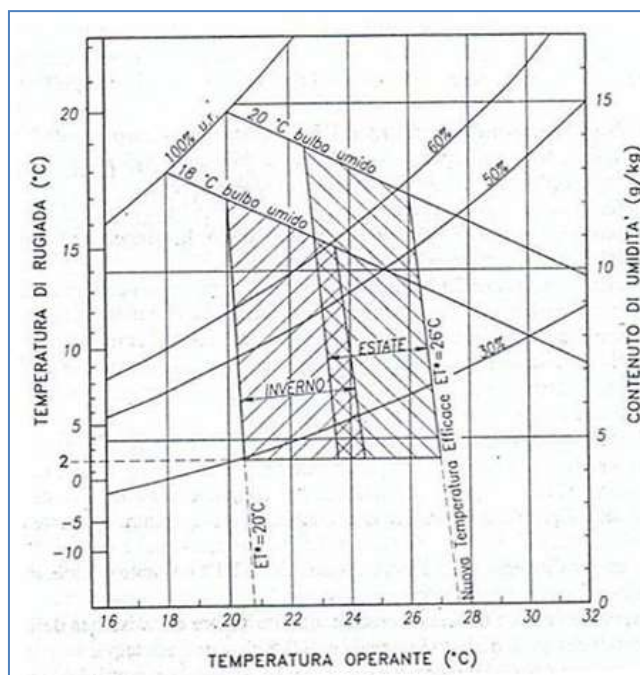


Figura 47 ASHRAE: nuovo diagramma del benessere

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 trascinalenti 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		
	$\mu\text{g}/\text{m}^3$	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 trascinamento 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

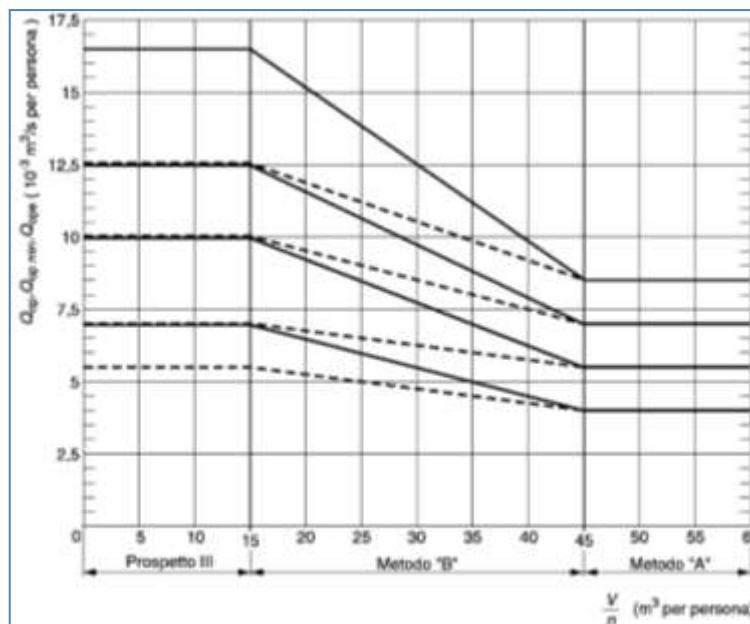


Figura 48 Andamento delle portate di aria esterna in funzione del rapporto V/n per locali di riunione

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.

(seguito del prospetto)

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 0,15
	da 0,05 a 0,10	da 0,05 a 0,15
	da 0,10 a 0,20	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 0,20
	da 0,05 a 0,15	da 0,05 a 0,20
	da 0,10 a 0,20	da 0,10 a 0,20
	da 0,10 a 0,15	da 0,10 a 0,20
	da 0,15 a 0,25	da 0,15 a 0,25
	da 0,15 a 0,30	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 0,05 a 0,20
	da 0,10 a 0,20	da 0,10 a 0,20
EDIFICI ADIBITI AD ATTIVITÀ SPORTIVA: - piscine, saune e assimilabili - palestre e assimilabili	$\leq 0,10$	$\leq 0,10$
	da 0,15 a 0,25	da 0,15 a 0,25
EDIFICI ADIBITI AD ATTIVITÀ SCOLASTICHE: - scuole materne e elementari - aule di istituti medie superiori - altri locali	$\leq 0,10$	$\leq 0,10$
	da 0,05 a 0,15	da 0,05 a 0,20
	da 0,05 a 0,15	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

<i>H 11</i>	<i>> 98</i>	<i>EU 11</i>
<i>H 12</i>	<i>> 99,99</i>	<i>EU 12</i>
<i>H 13</i>	<i>> 99,997</i>	<i>EU 13</i>
<i>H 14</i>	<i>> 99,999</i>	<i>EU 14</i>
	<i>EFFIC. SU PART.</i> <i>DA 0,12 m m (%)</i>	
<i>U 15</i>	<i>>99,9995</i>	
<i>U 16</i>	<i>>99,99995</i>	
<i>U 17</i>	<i>>99,999995</i>	

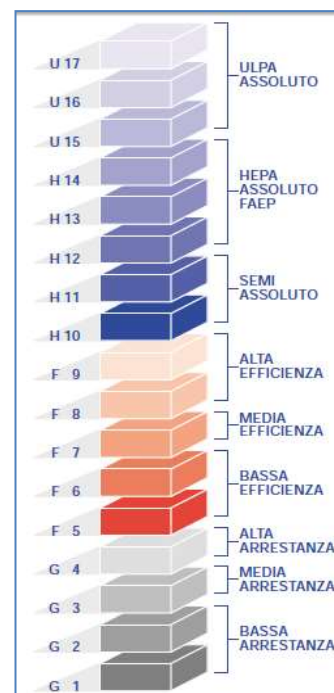


Tabella 27 EN 779, EN 1822, EUROVENT

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 particolare, (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	
		Filter Bed 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		
1	Diagnostic and related areas	13	
	Laboratories		
1	Sterile storage	8	
	Food preparation areas		
	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 I le condizioni dell'aria che immettiamo nell'ambiente e proveniente con portata $\dot{m}$ dal condizionatore, possiamo scrivere due equazioni di bilancio per il sistema ambiente:

$$\begin{cases} \dot{m}h_I + Q_T = \dot{m}h_A & \text{Bilancio di energia} \\ \dot{m} \frac{x_I}{1000} + a = \dot{m} \frac{x_A}{1000} & \text{Bilancio di umidità} \quad [108] \end{cases}$$

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 I deve giacere sulla retta passante per A ed avente 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 I .

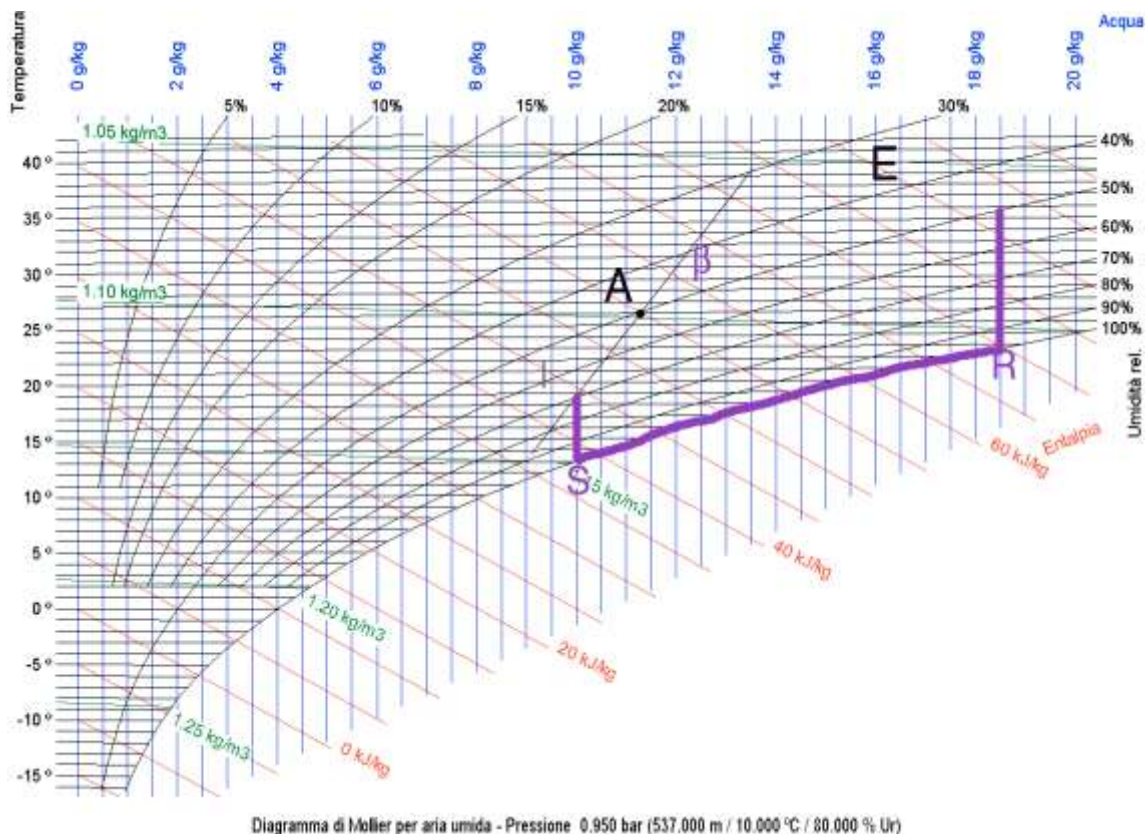


Figura 49: Trasformazioni ideali per il condizionamento estivo

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 ($r=2501 \text{ kJ/kg}$).

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.

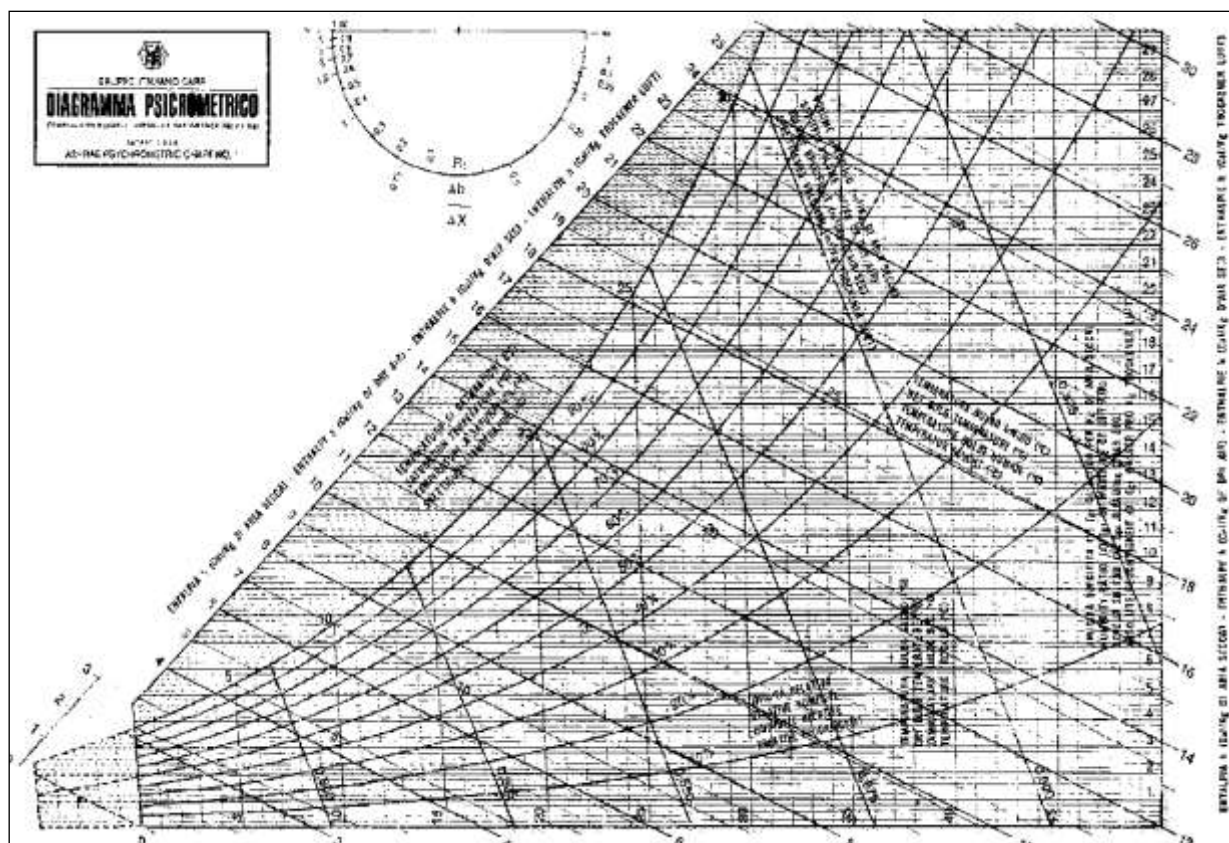


Figura 50: Diagramma psicrometrico ASHRAE distribuito dall'Associazione AICARR

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:

$$\Delta x = 0.4 \cdot \Delta T \cdot \frac{Q_L}{Q_S}$$

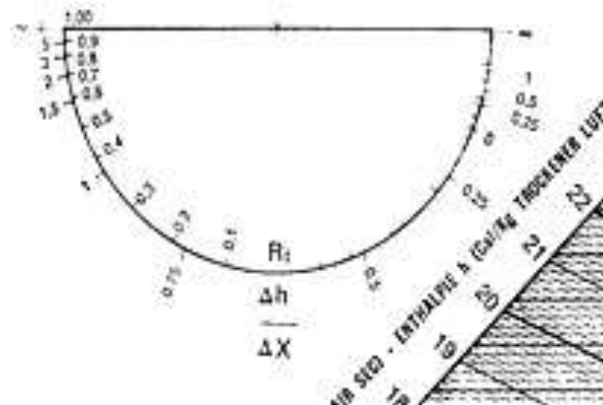


Figura 51: Lunula direttrice dell'abaco ASHRAE

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*.

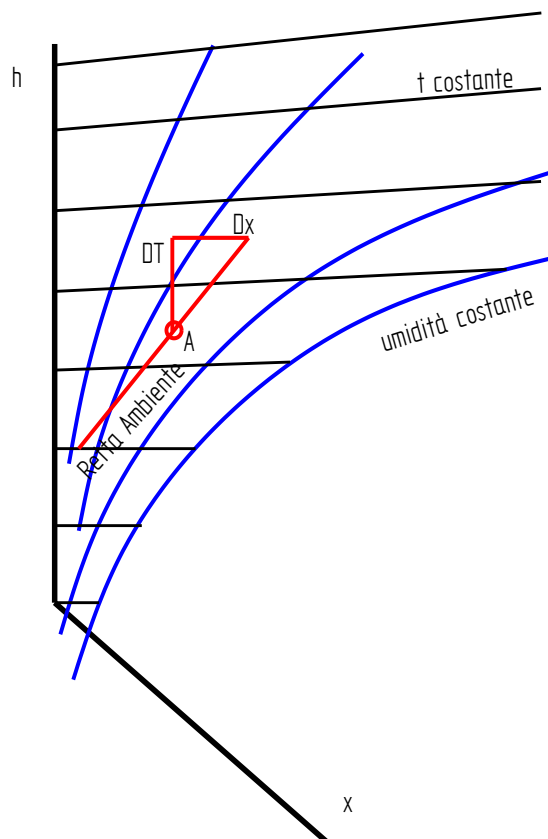


Figura 52: Costruzione della retta ambiente sull'abaco di Mollier

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.

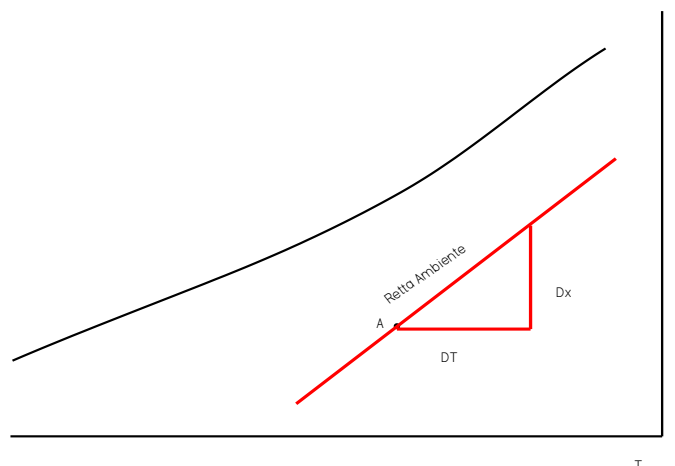


Figura 53: Costruzione della retta ambiente sull'abaco ASHRAE

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).

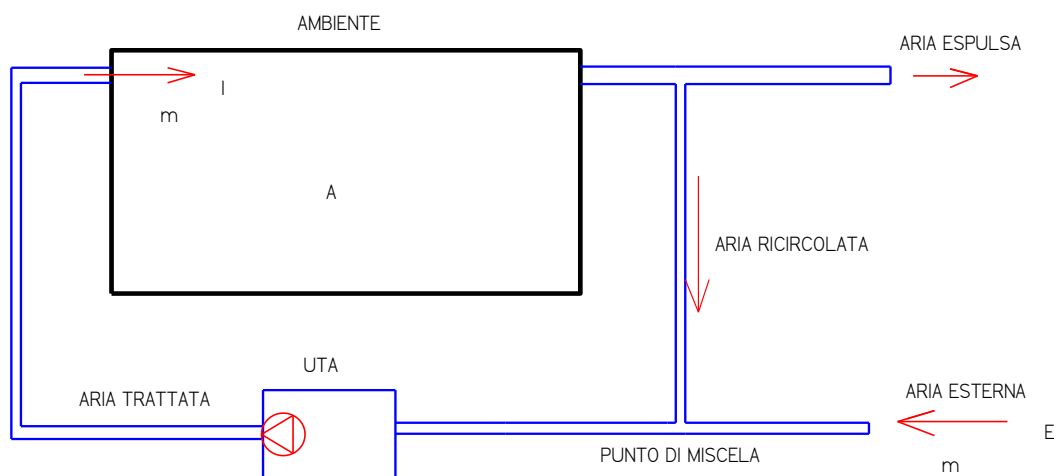


Figura 54: Schema di impianto a tutt'aria con ricircolo

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

Oggi sono disponibili numerose norme internazionali (ISO ed EN⁴⁴) 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.

<i>Tipo di ambiente</i>	<i>Persone/100 m²</i>	<i>m³/h persona</i>	<i>L/s persona</i>
<i>Sale conferenza</i>	50	36	10
<i>Bar, cocktail lounges</i>	100	54 ⁽¹⁾	15 ⁽¹⁾
<i>Ristoranti</i>	70	36 ⁽¹⁾	10 ⁽¹⁾
<i>Camere d'albergo</i>		54 ⁽²⁾	15 ⁽²⁾
<i>Uffici</i>	7	36	10
<i>Caffetterie, fast food</i>	100	36	10
<i>Aule scolastiche</i>	50	29	8
<i>Librerie</i>	20	29	8
<i>Sale da fumo</i>	70	108 ⁽³⁾	30 ⁽³⁾
<i>Sale d'aspetto</i>	100	29 ⁽³⁾	8 ⁽³⁾
<i>Residenze</i>		(4)	(4)
<i>Grandi magazzini</i>			
<i>piano terra e cantina</i>	30	5,4 ⁽⁵⁾	1,5 ⁽⁵⁾
<i>piani superiori</i>	20	3,6 ⁽⁵⁾	1,0 ⁽⁵⁾
<i>salottini prova abiti</i>	-	3,6 ⁽⁵⁾	1,0 ⁽⁵⁾
<i>magazzini</i>	5	2,7 ⁽⁵⁾	0,75 ⁽⁵⁾
<i>Studi fotografici</i>	10	29	8
<i>Teatri - biglietterie</i>	60	36	10
<i>Teatri - atri</i>	150	36	10
<i>Teatri e sale spettacoli</i>	150	29	8
<i>Parrucchieri uomo</i>	25	29	8
<i>Parrucchieri donna</i>	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

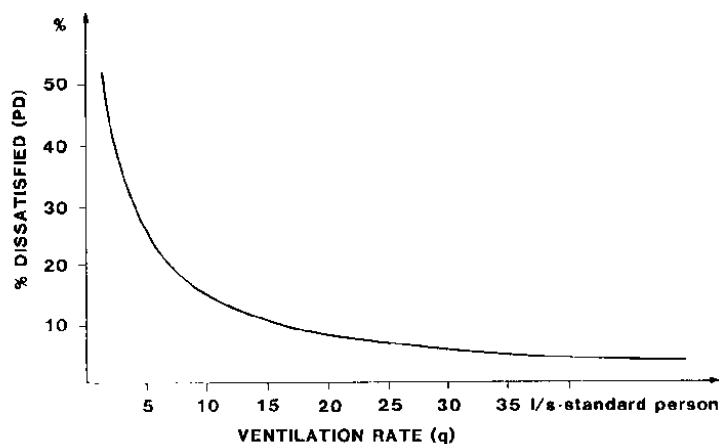


Figura 55: Percentuale di Insoddisfatti in funzione della portata di ricambio aria

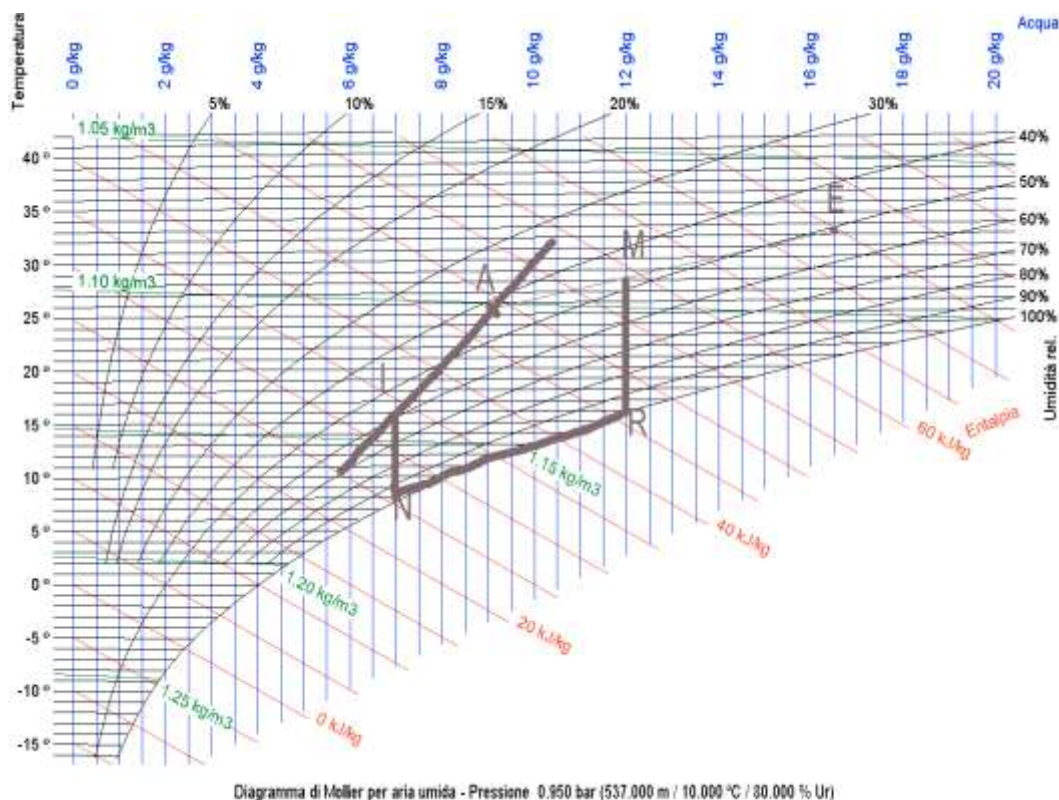


Figura 56: Trasformazioni ideali per il condizionamento estivo con ricircolo

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.

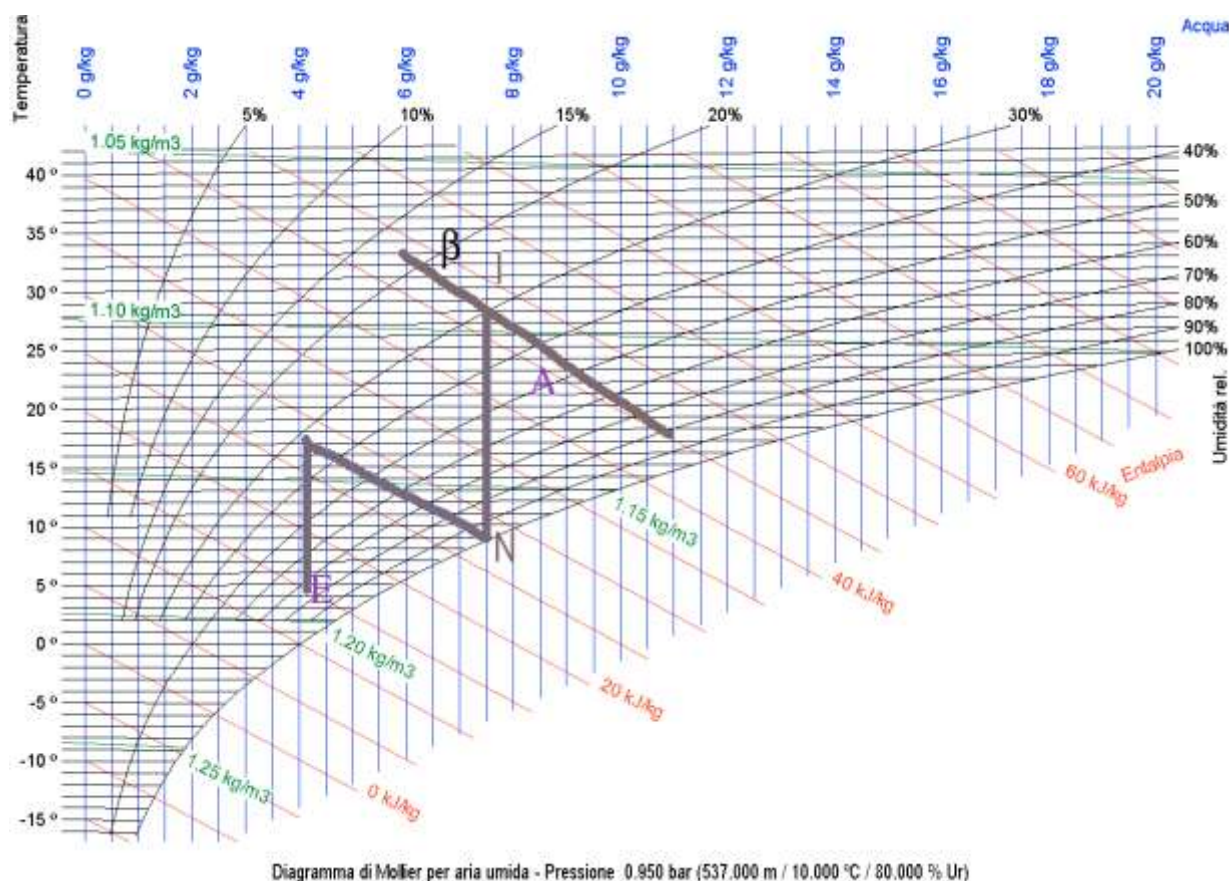


Figura 57: Trasformazioni ideali per condizionamento invernale senza ricircolo

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.

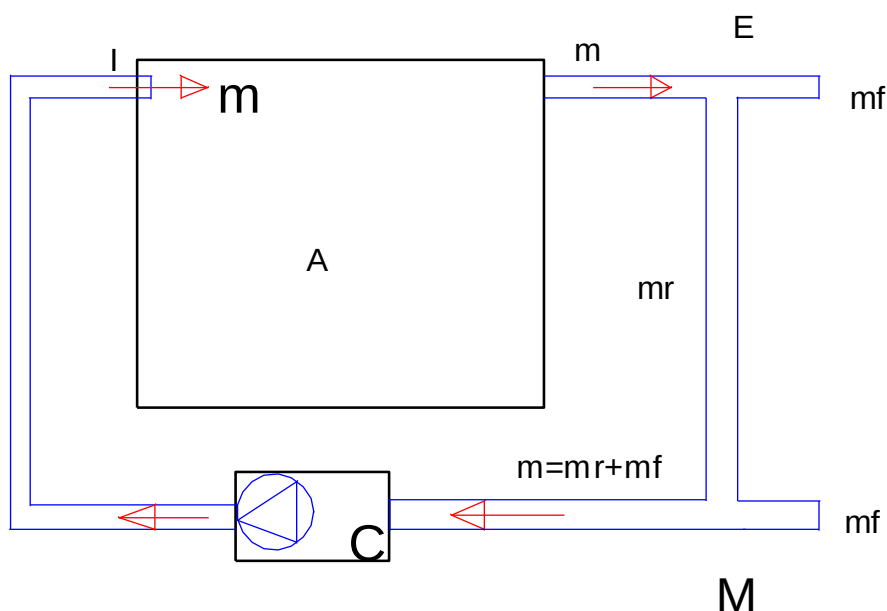


Figura 58: Schematizzazione di un impianto a tutt'aria con ricircolo

Le trasformazioni sono, in genere, quelle indicate per il caso senza ricircolo e riportate in Figura 59.

In alcuni casi il punti 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 finì al punto I sulla *retta ambiente*, avendo cura di controllare che la temperatura corrispondente non sia troppo elevata per una immissione diretta nell'ambiente.

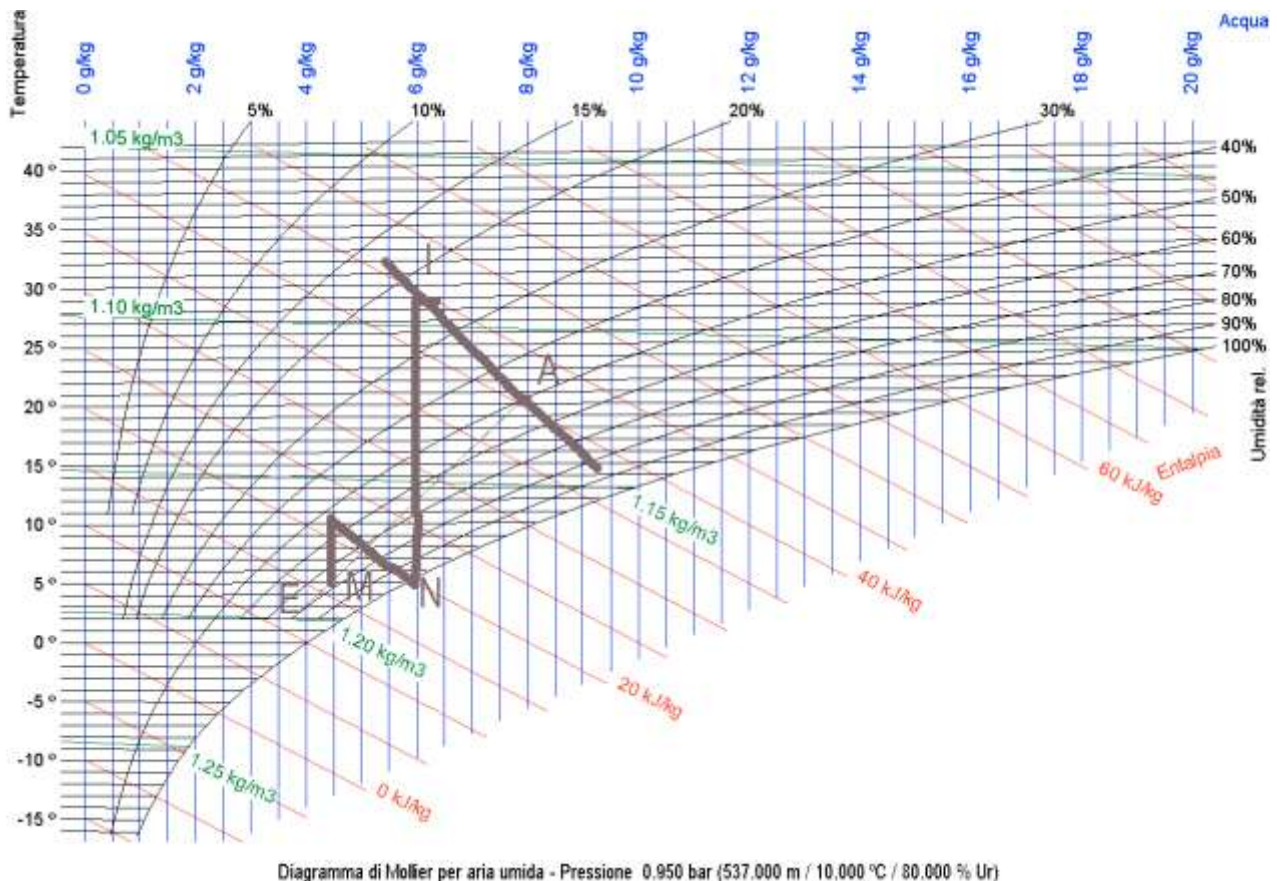


Figura 59: Trasformazioni ideali per condizionamento invernale con ricircolo

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:

$$Nu_2 = \frac{0.037 Re^{0.8} Pr}{1 + 2.443 Re^{-0.1} \left(Pr^{2/3} - 1 \right)} \quad [117]$$

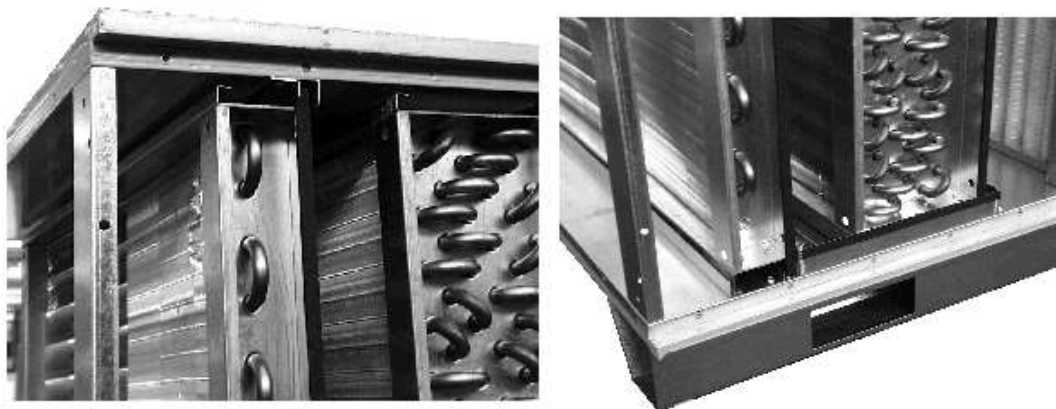


Figura 60: Schema di una batteria alettata

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.

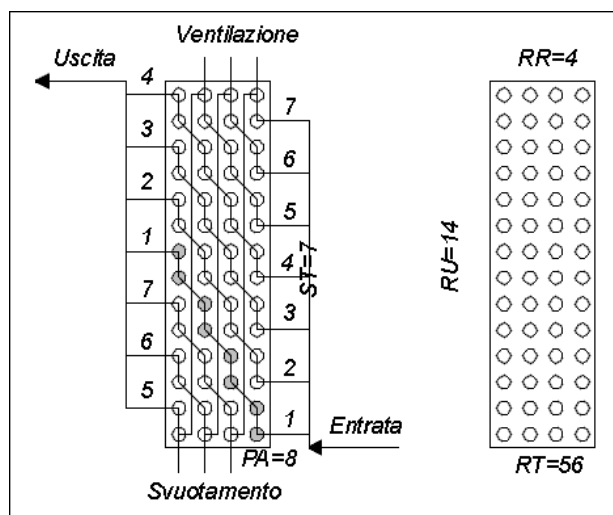


Figura 61: Passaggi del fluido interno nella batteria alettata

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.

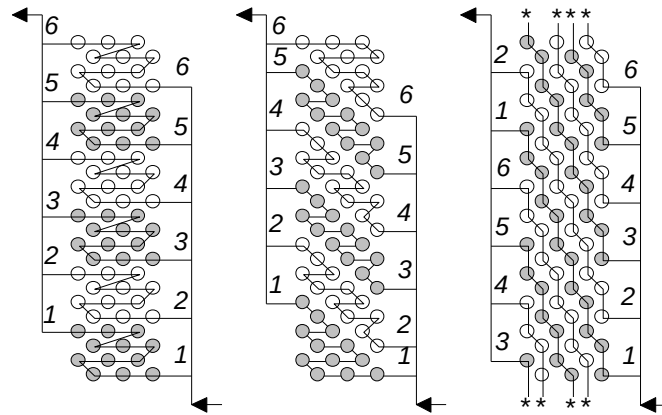


Figura 62: Tipologie di flusso nelle batterie alettate

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 $x = \text{costante}$. 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:

$$R = \frac{q_s}{q} = \frac{q - q_l}{q} = 1 - \frac{q_l}{q} = 1 - \frac{G_a r \Delta x}{G_a \Delta h} = 1 - \frac{r}{p} R = \frac{q_s}{q} \quad [126]$$

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 nel 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.

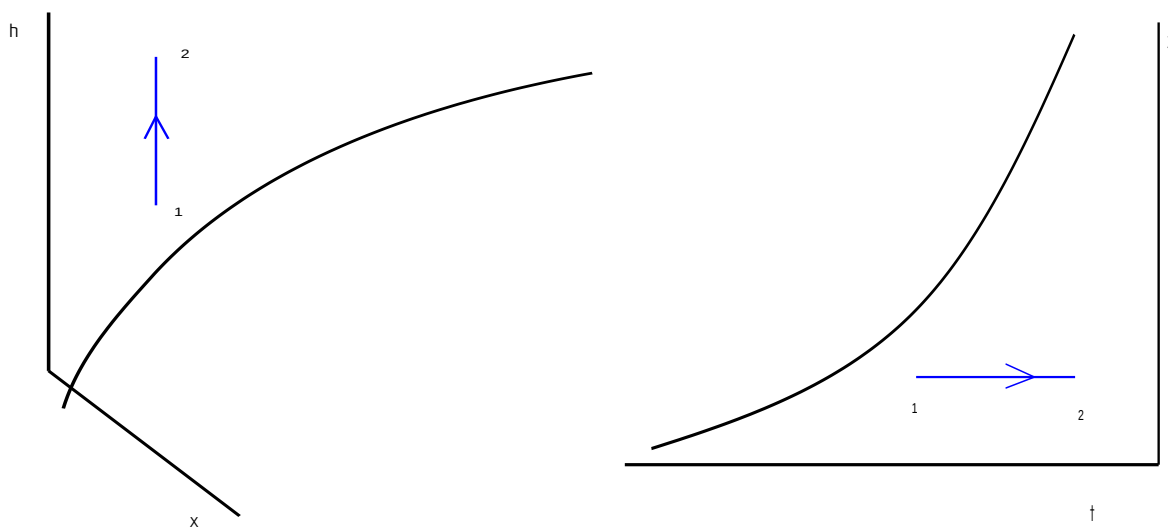


Figura 63: Riscaldamento sensibile nel piano di Mollier ed ASHRAE

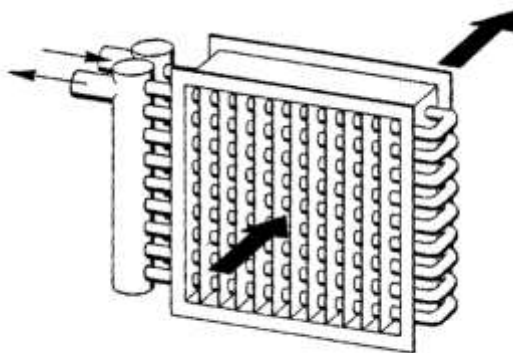


Figura 64: Schematizzazione del funzionamento della batteria alettata

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.

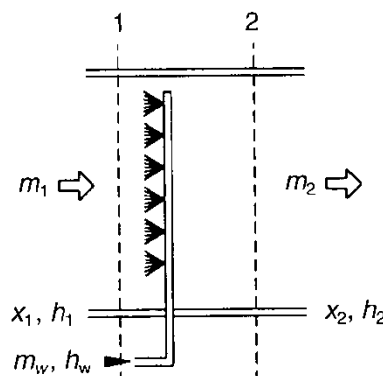


Figura 65: Schema di umidificazione adiabatica con liquido

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*.

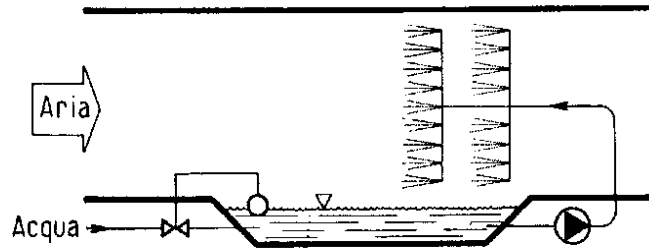


Figura 66: Schema impiantistico di un umidificatore adiabatico con spruzzi d'acqua

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.

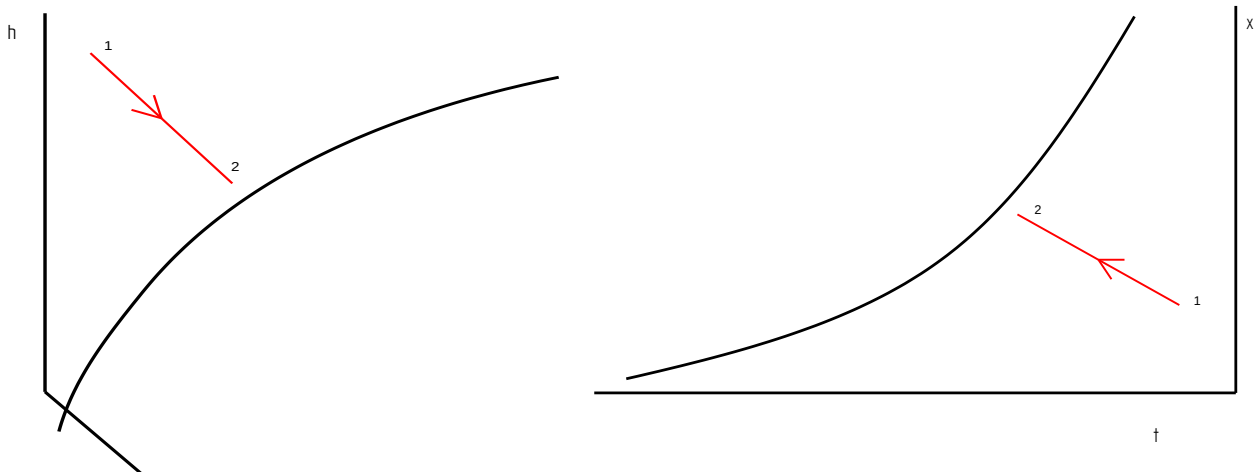


Figura 67: Umidificazione adiabatica nel piano di Mollier ed ASHRAE

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.

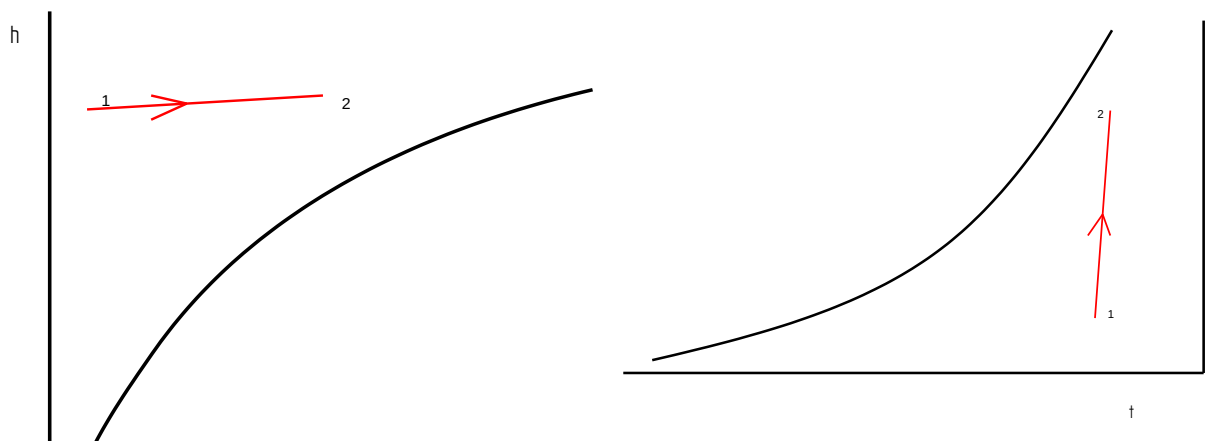


Figura 68: Umidificazione adiabatica con vapore nel piano di Mollier ed ASHARE

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 $\phi=100\%$.

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.

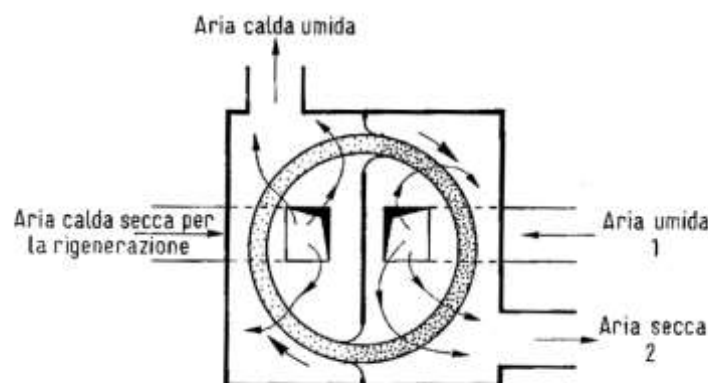


Figura 69: Schema di funzionamento di un deumidificatore igroscopico continuo

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:

$$BPF = \frac{Bt_s}{At_s} \quad [138]$$

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.

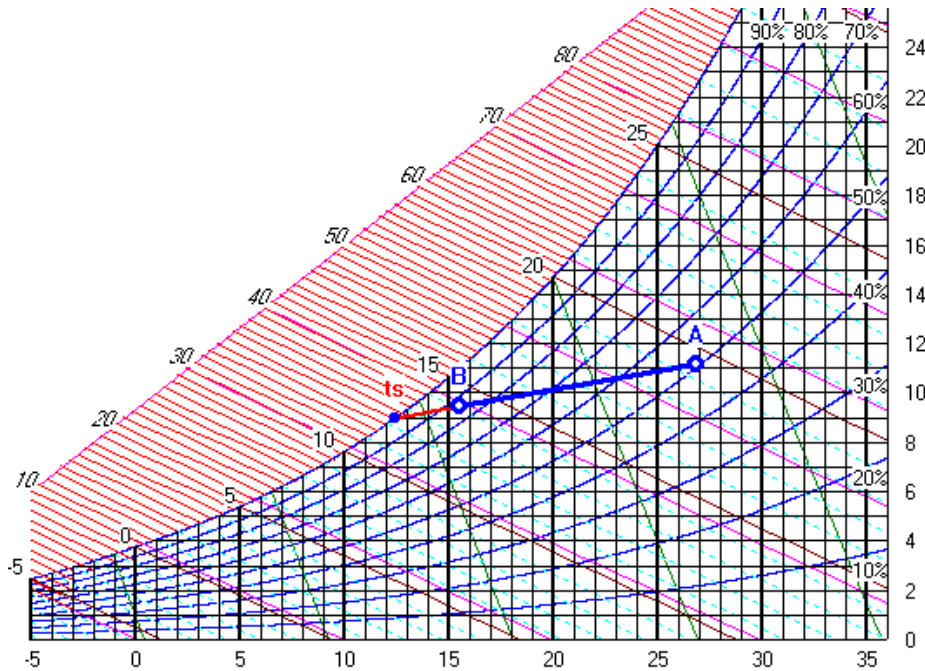


Figura 70: Calcolo del fattore di bypass

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.

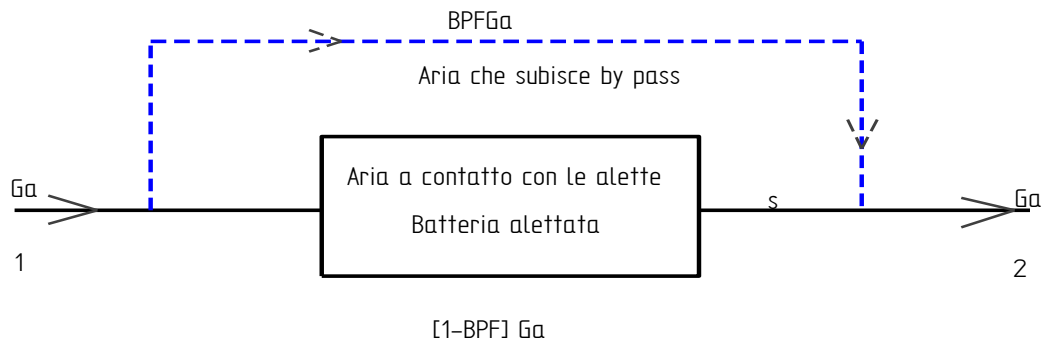


Figura 71: Schema ideale del raffreddamento con deumidificazione

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 .

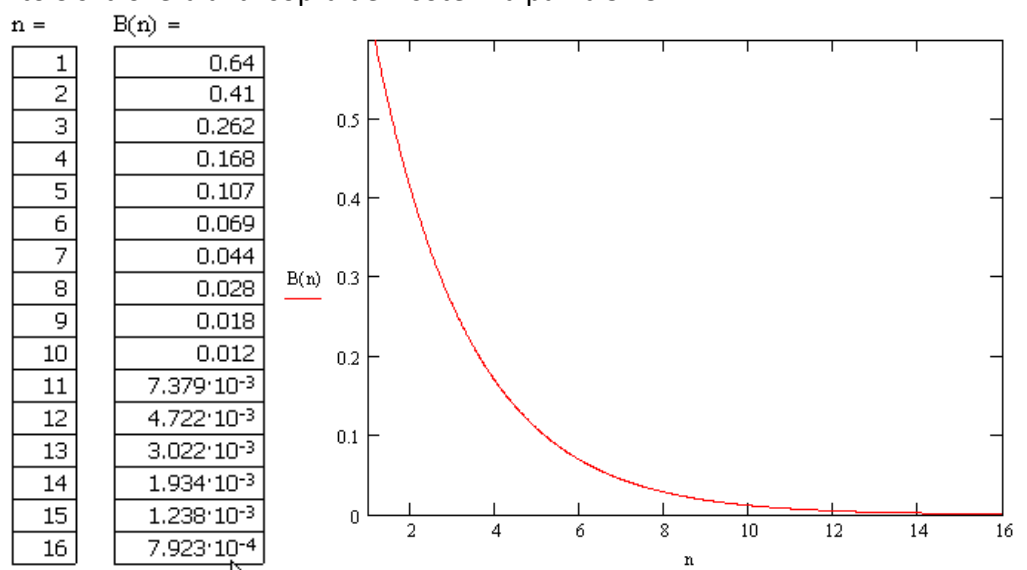


Figura 72: Andamento del BPF al variare del numero di ranghi n

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.

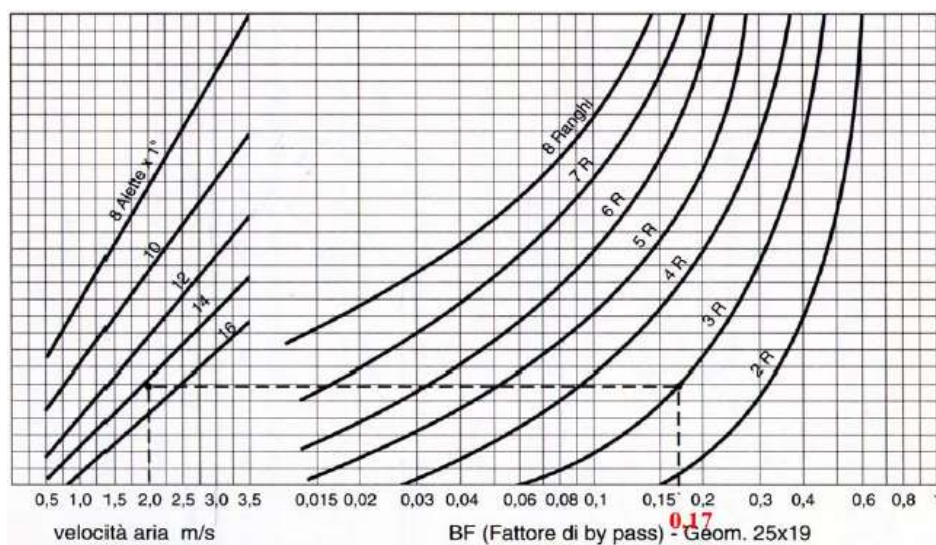


Figura 73: Calcolo del fattore di by pass per una batteria

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.

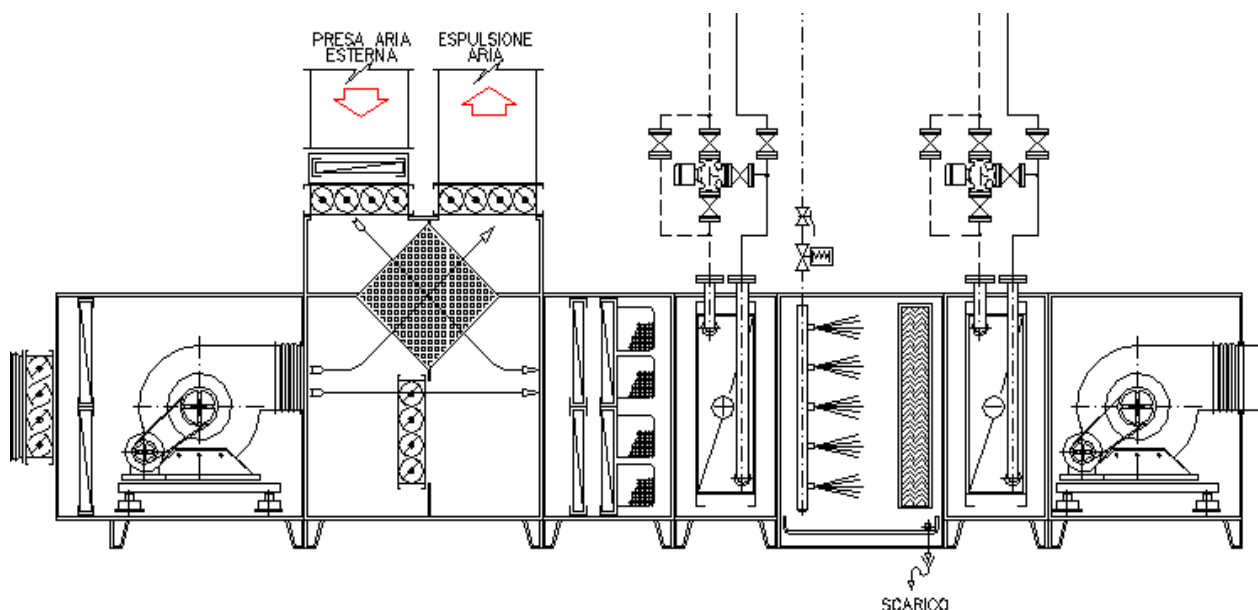


Figura 74: Centrale di Trattamento Aria con ricircolo e recuperatore di calore

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.

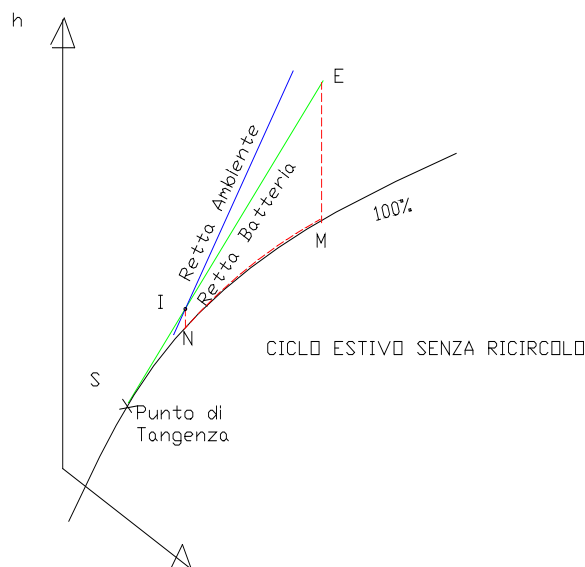


Figura 75: Rappresentazione del ciclo estivo senza ricircolo

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 $\phi=100\%$ con valori accettabili della temperatura di condensazione.

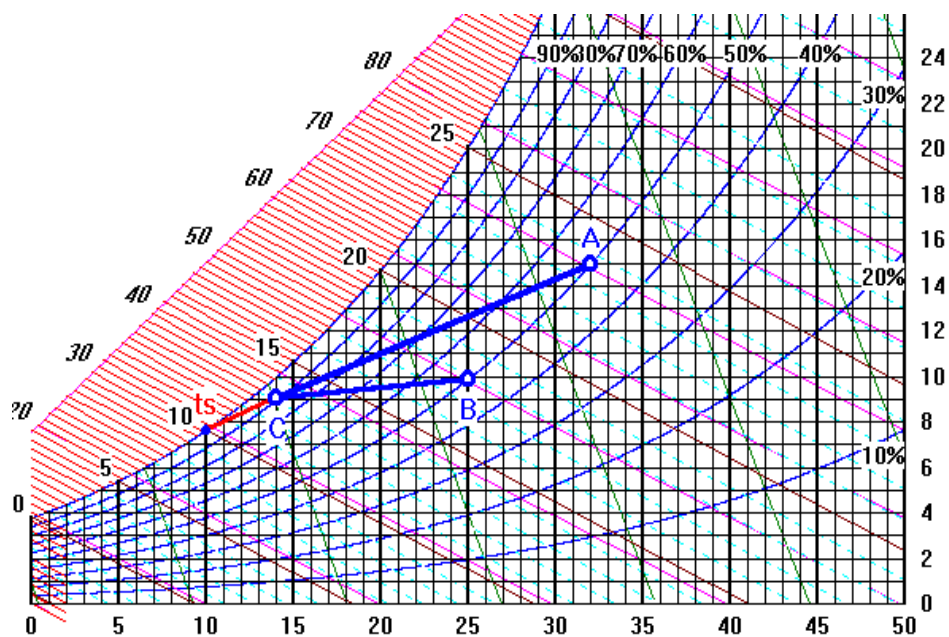


Figura 76: Ciclo estivo con deumidificazione nel piano ASHRAE

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:

$$t_I = \frac{t_A \Delta\dot{m} + t_F (\dot{m} - \Delta\dot{m})}{\dot{m}}$$

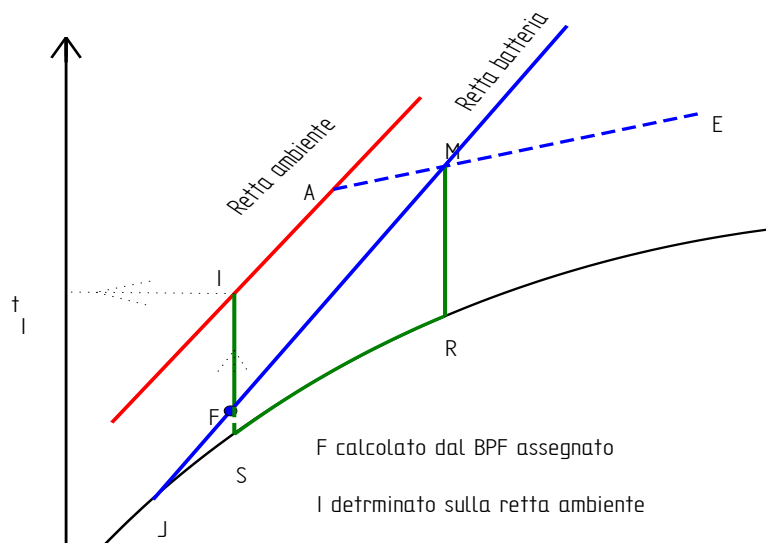


Figura 78: Retta ambiente non interseca la curva di saturazione: caso A

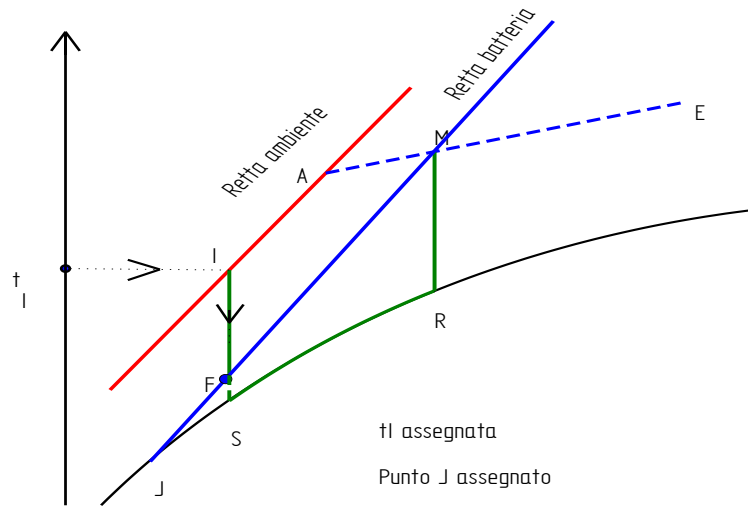


Figura 79: Retta ambiente non interseca la curva di saturazione: caso B

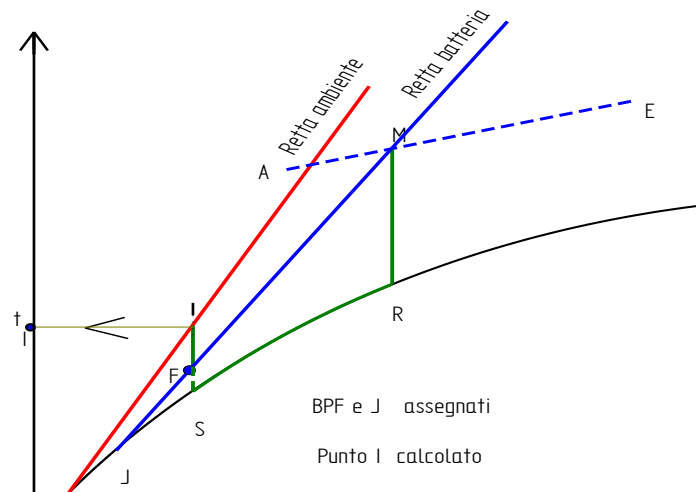


Figura 80: Retta ambiente interseca la curva di saturazione: caso A

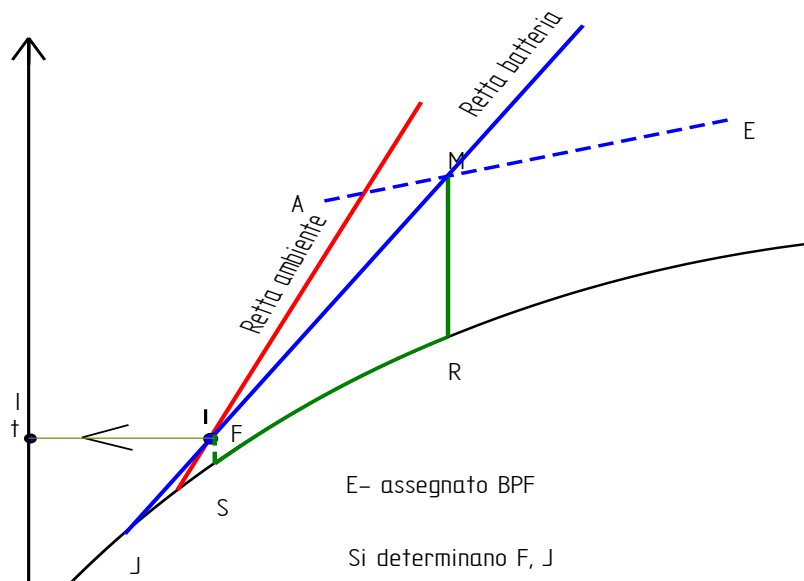


Figura 81: Retta ambiente interseca la curva di saturazione: caso B

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:

$$Q_{BPR} = \dot{m}(h_I - h_K)$$

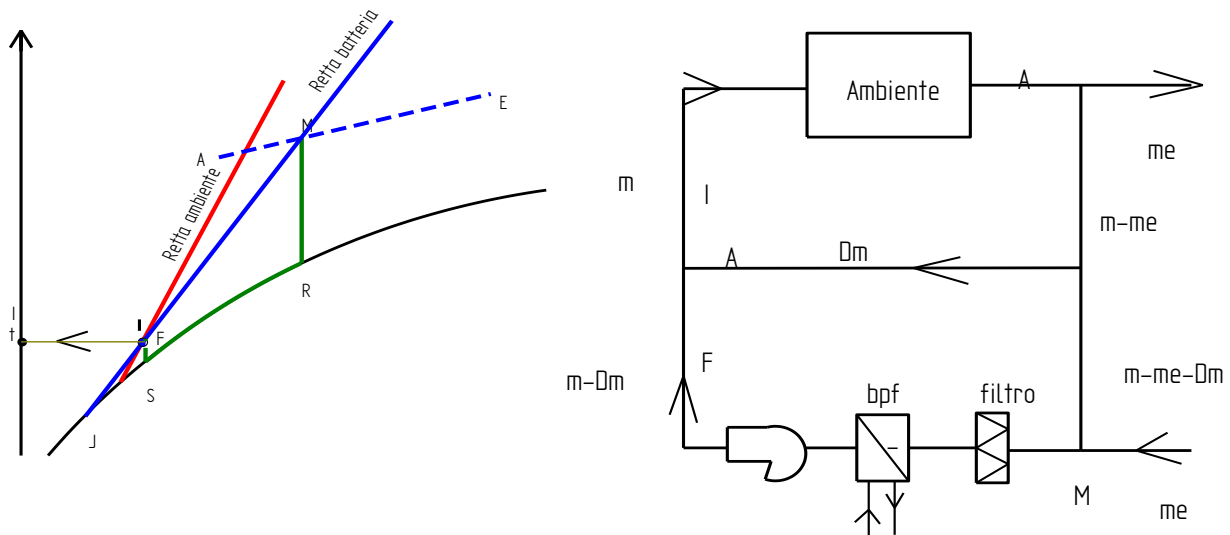


Figura 82: Post - riscaldamento a miscela

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.

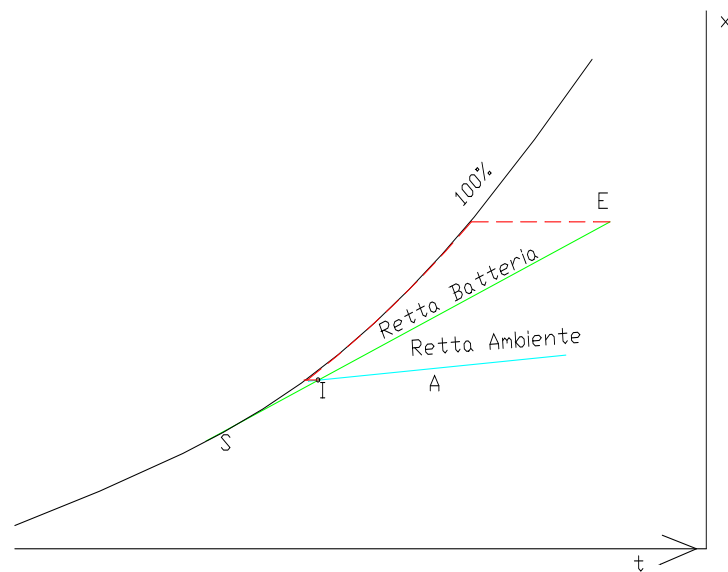


Figura 83: Ciclo estivo senza ricircolo – ASHRAE

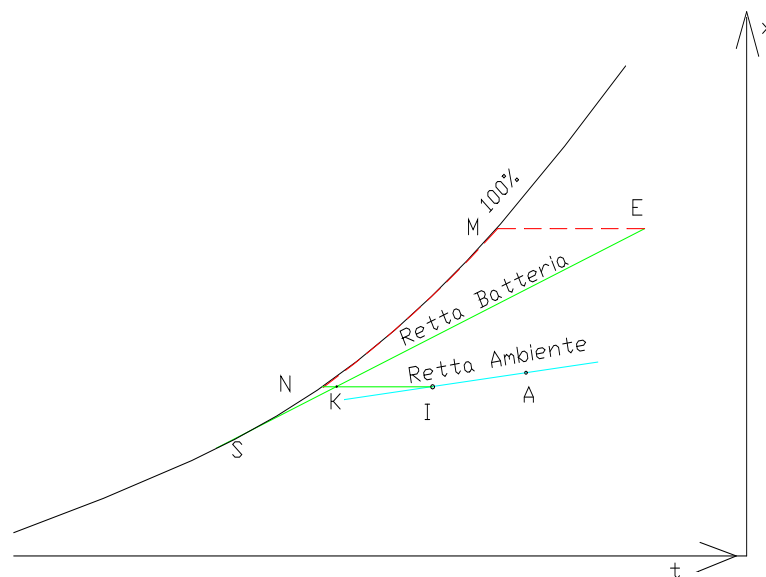


Figura 84: Ciclo estivo senza ricircolo con post-riscaldamento – ASHRAE

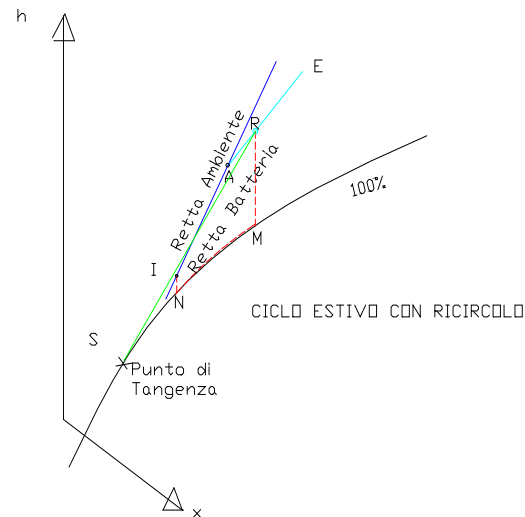


Figura 85: Ciclo estivo con ricircolo

4.14.4 POTENZIALITÀ DELLE BATTERIE DI SCAMBIO CON POSTRISCALDAMENTO

Si procede analogamente a quanto fatto in precedenza e con riferimento alle figure sopra indicate si hanno i seguenti casi:

Ciclo estivo con ricircolo

$$Q_{BF} = \dot{m}(h_R - h_I)$$

Caso estivo con ricircolo e post-riscaldamento

$$Q_{BF} = \dot{m}(h_R - h_K)$$

$$Q_{BPR} = \dot{m}(h_I - h_K)$$

I punti sono relativi alle trasformazioni indicate in **Errore**. L'origine riferimento non è stata trovata. e in **Errore**. L'origine riferimento non è stata trovata..

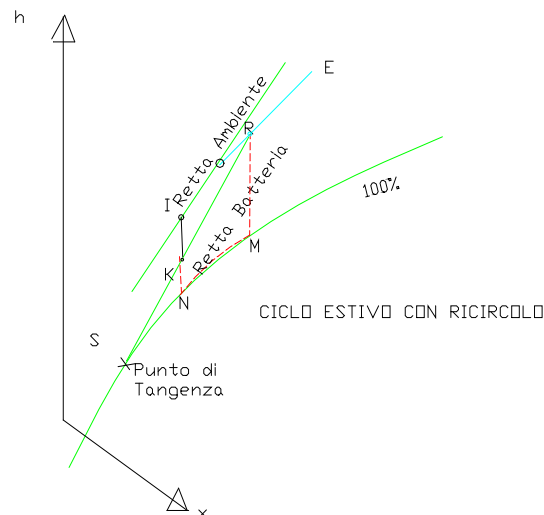
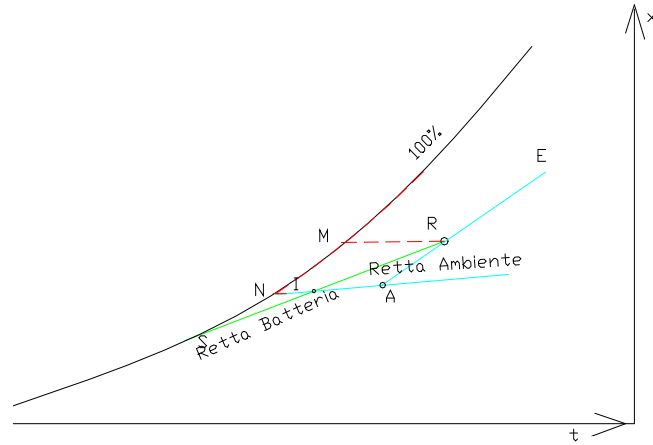
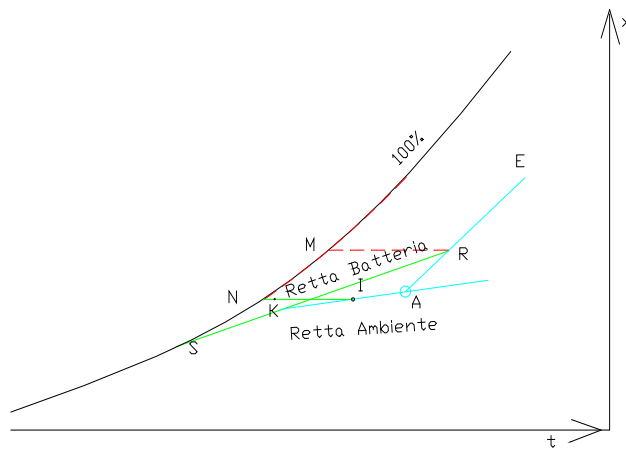


Figura 86: Ciclo estivo con ricircolo e post-riscaldamento

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

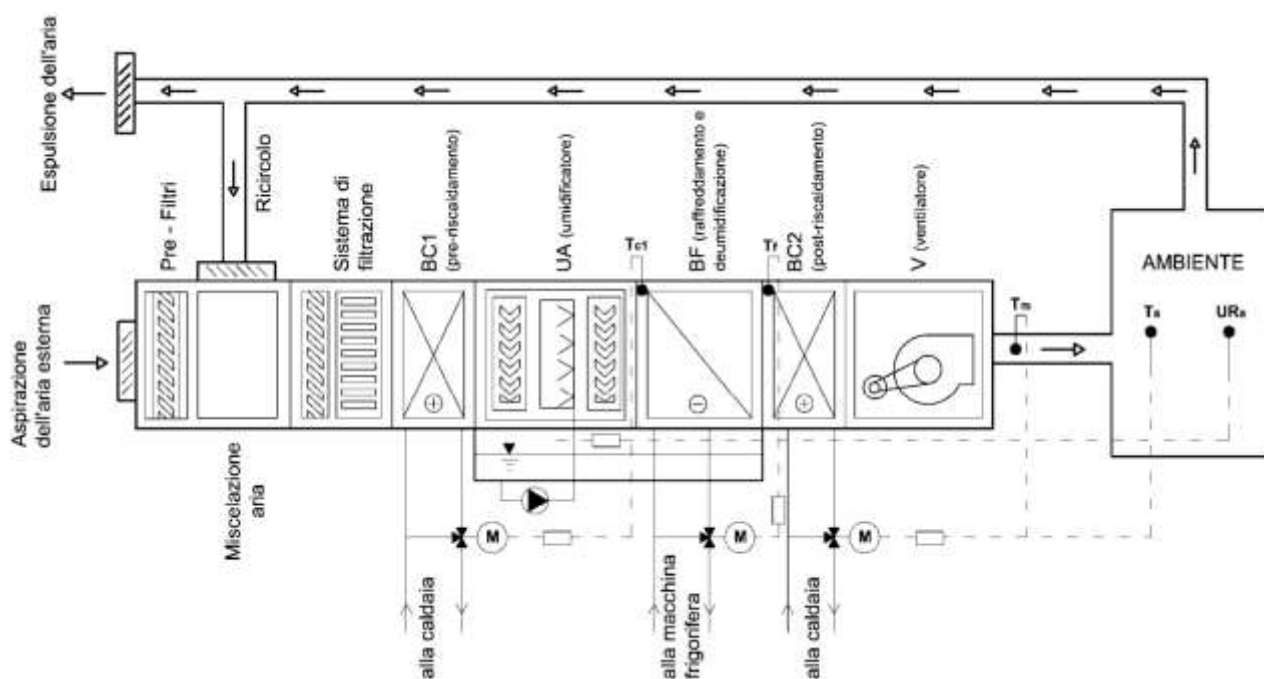


Tabella 33: Impianto a tutt'aria per singola zona

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.

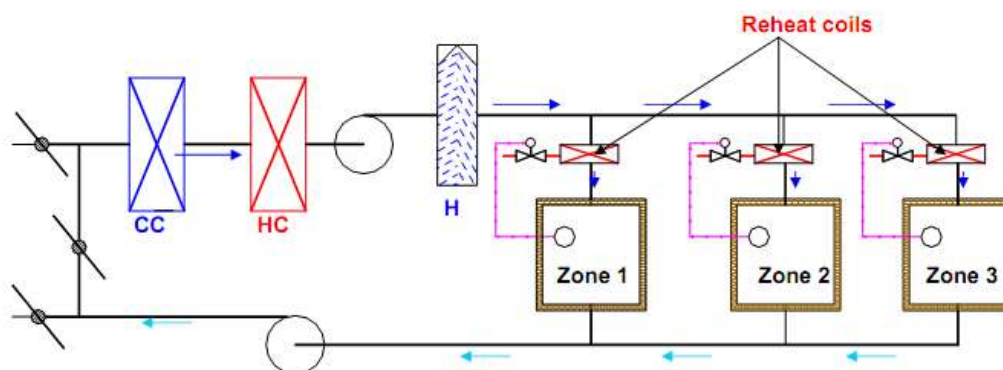


Figura 89: Impianti multizona a singolo canale

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.

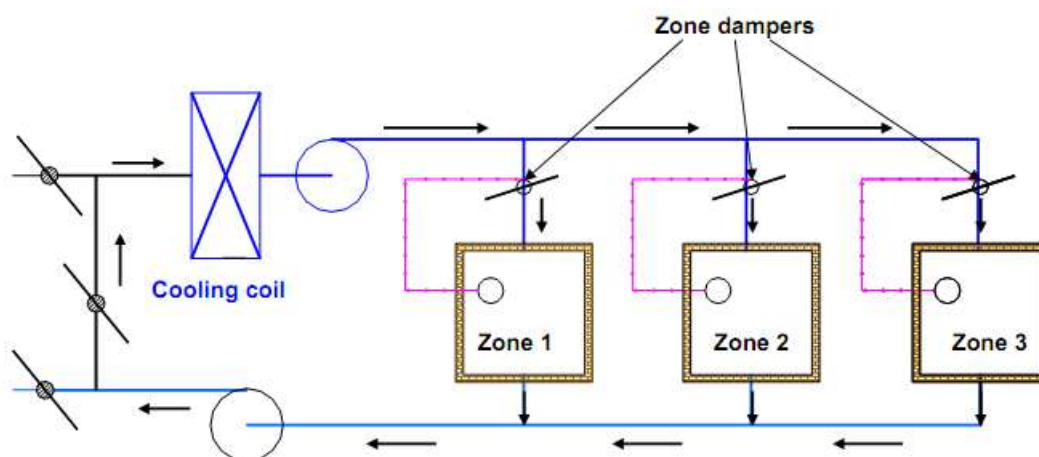


Figura 90: Impianti multizona a portata d'aria variabile – VAV

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 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 complessa 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.

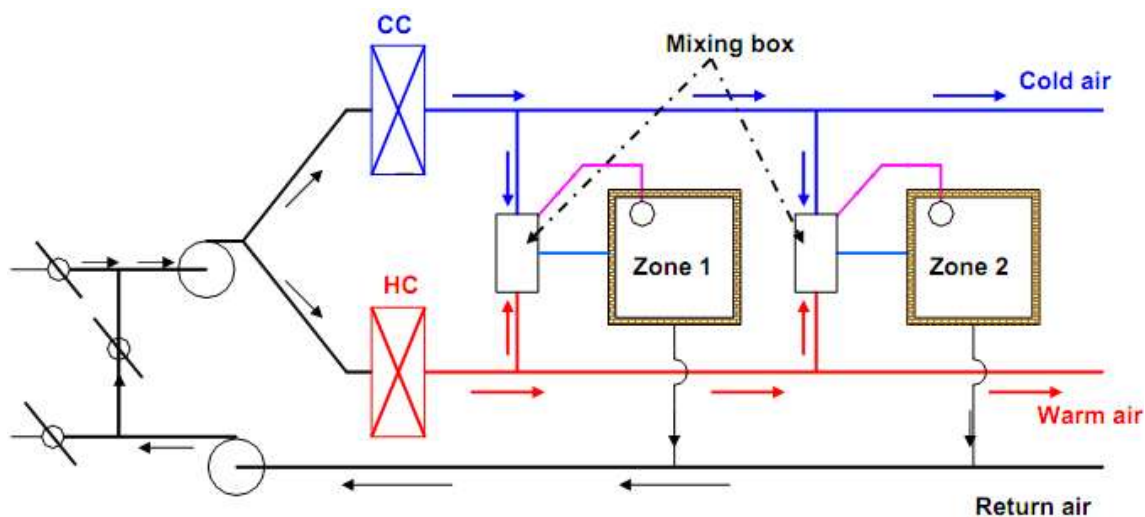


Figura 91: Schema di funzionamento di impianti a doppio condotto

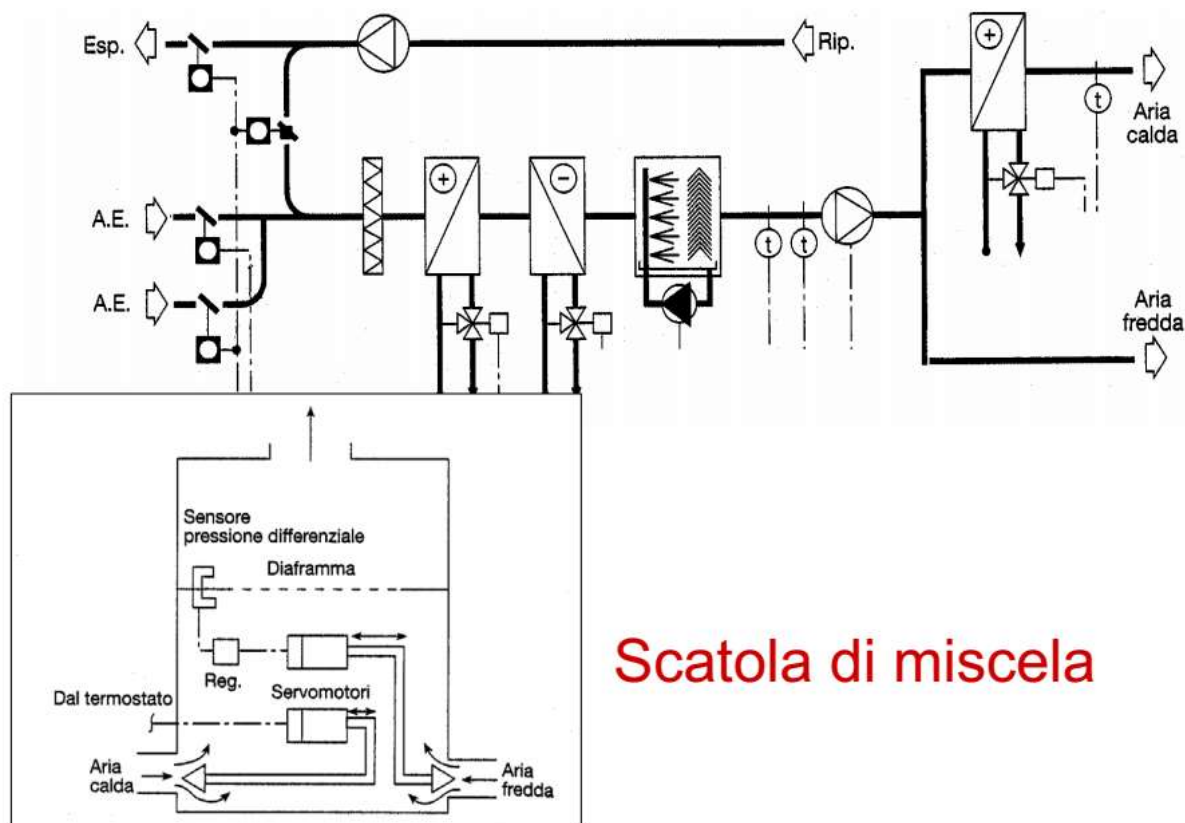


Figura 92: Schema di installazione e di funzionamento di un impianto a doppio condotto

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.

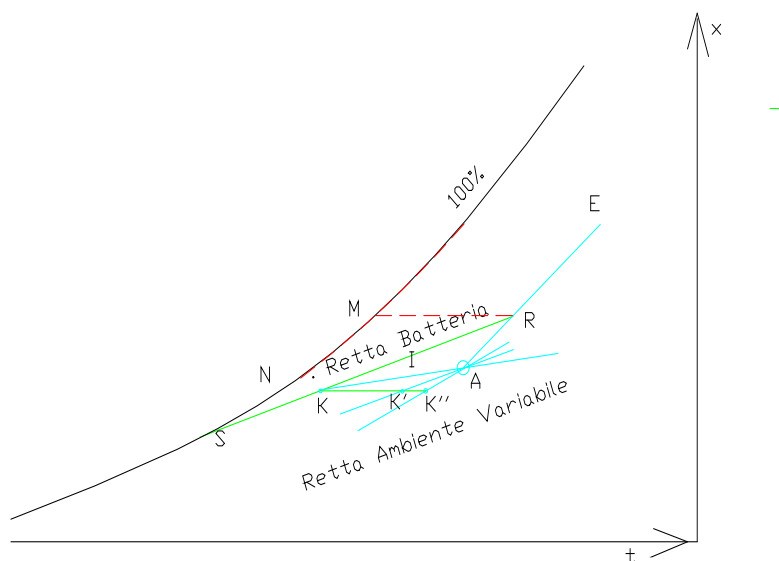


Figura 93: Variazione del punto di immissione al variare della retta ambiente

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 $30 \div 40^\circ\text{C}$ (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.

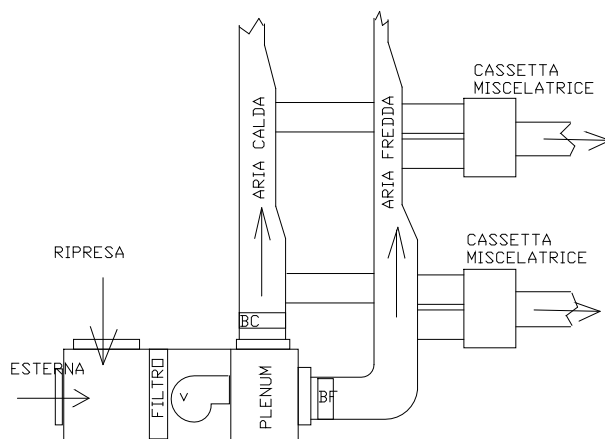


Figura 94: Schema di un impianto Dual Conduit

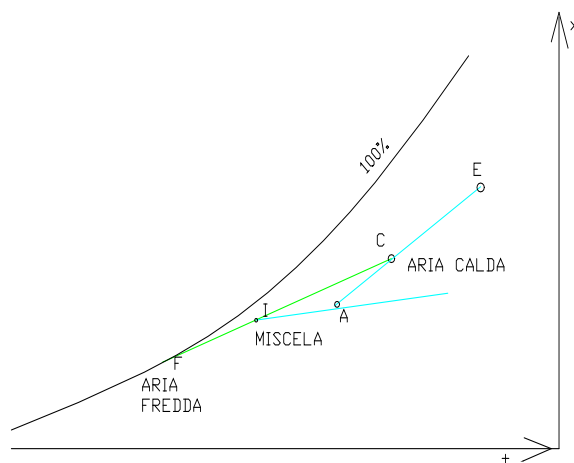


Figura 95: Miscelazione dell'aria in un impianto a doppio canale

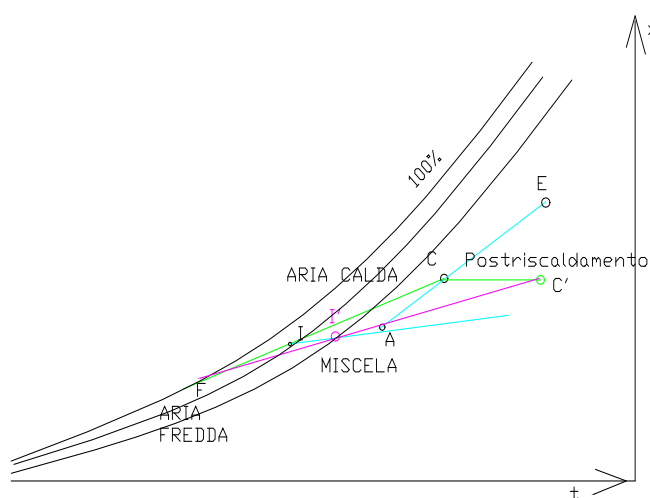


Figura 96: Controllo dell'umidità interna con il Dual Conduit

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.

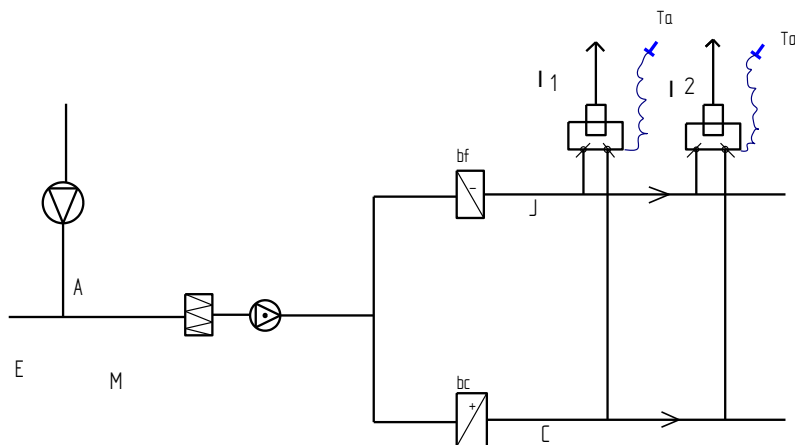


Figura 97: Impianto Dual Conduit in regime estivo

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.

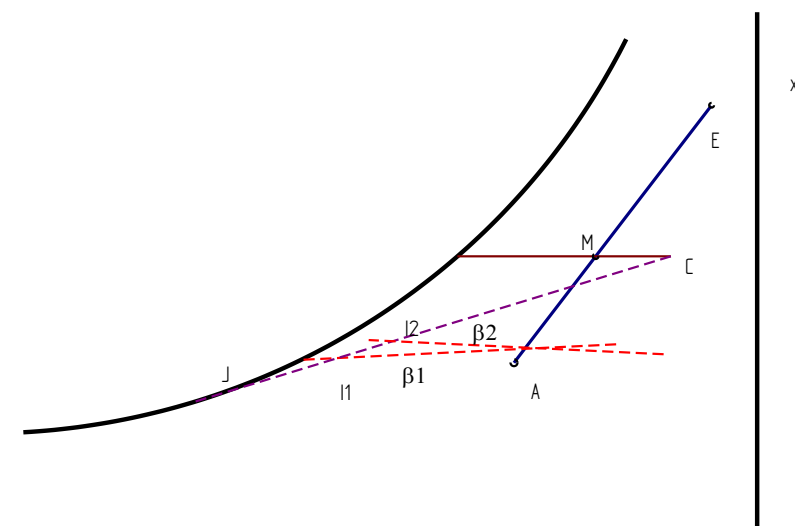


Figura 98: Trasformazioni per dual conduit in regime estivo

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.

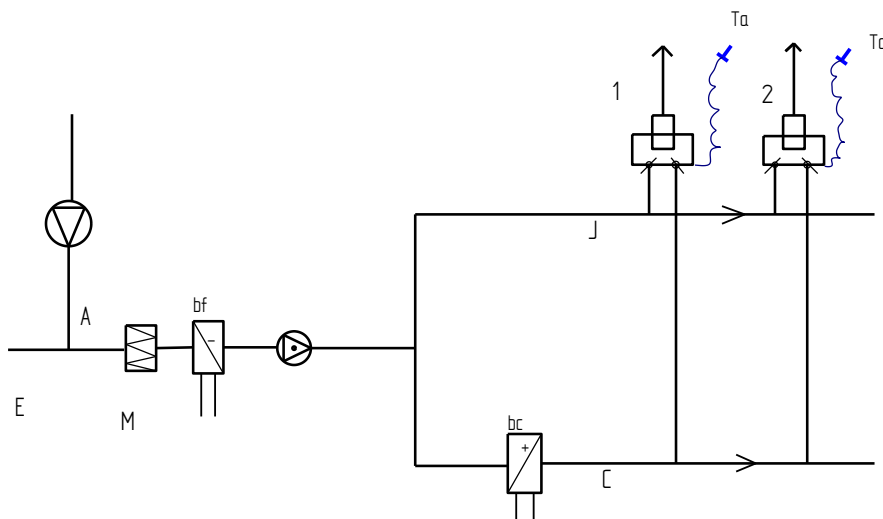


Figura 99: Schema alternativo per impianto dual conduit estivo

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.

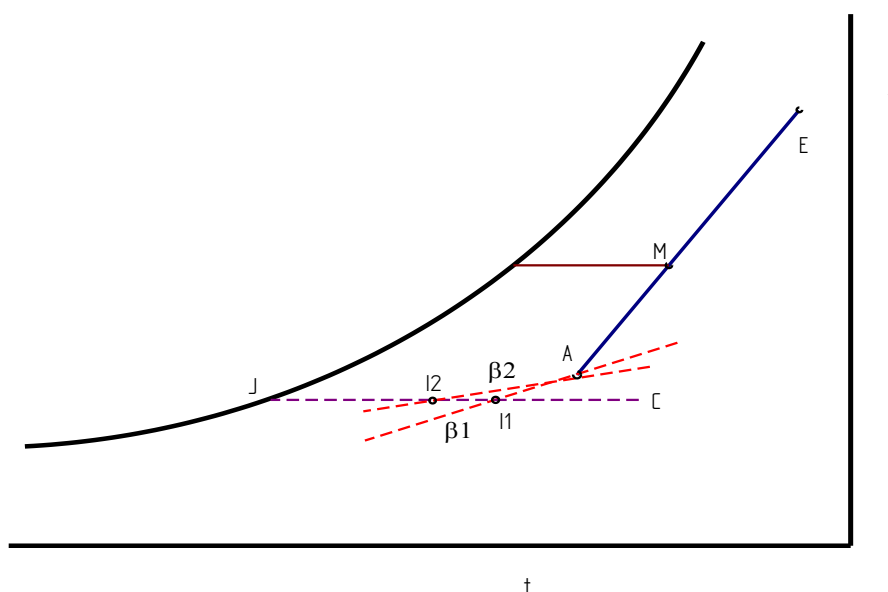


Figura 100: Trasformazioni per dual conduit in regime estivo per schema alternativo

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).

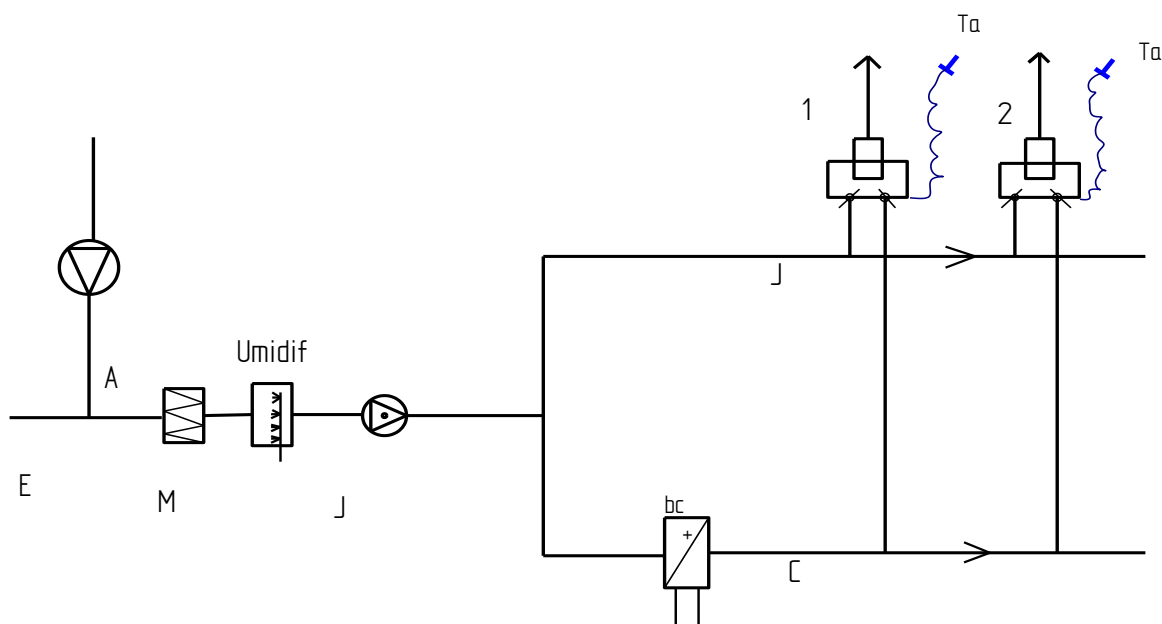


Figura 101: Schema impianto dual conduit in regime invernale

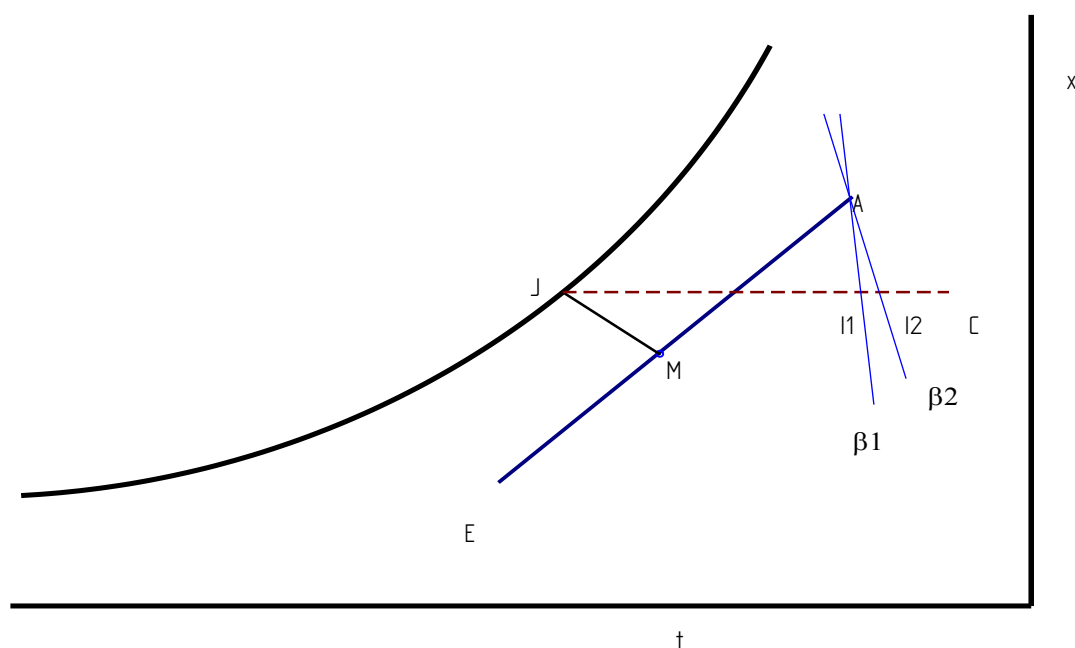


Figura 102: Trasformazioni per impianti dual conduit in regime invernale

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.

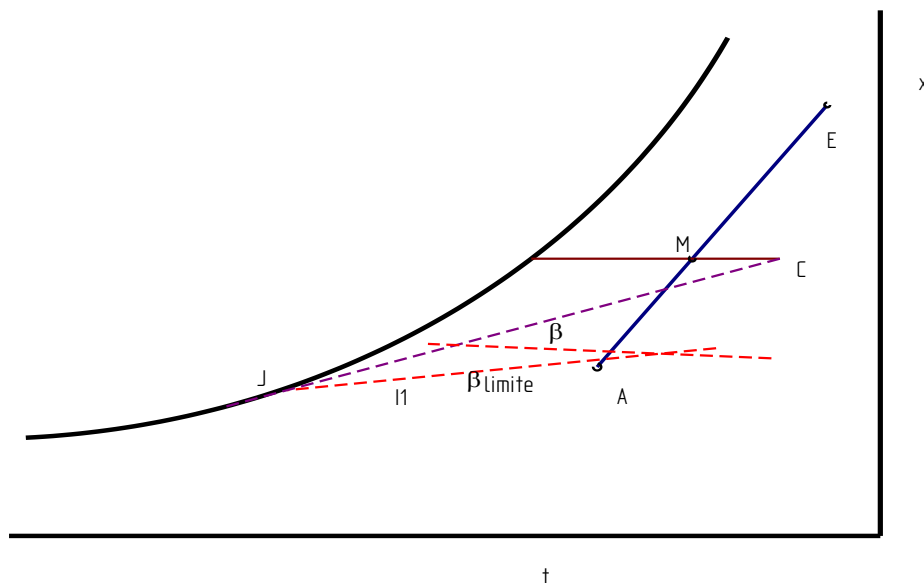


Figura 103: Limiti di applicabilità degli impianti dual conduit

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:

$$G_t = G_c + G_f$$

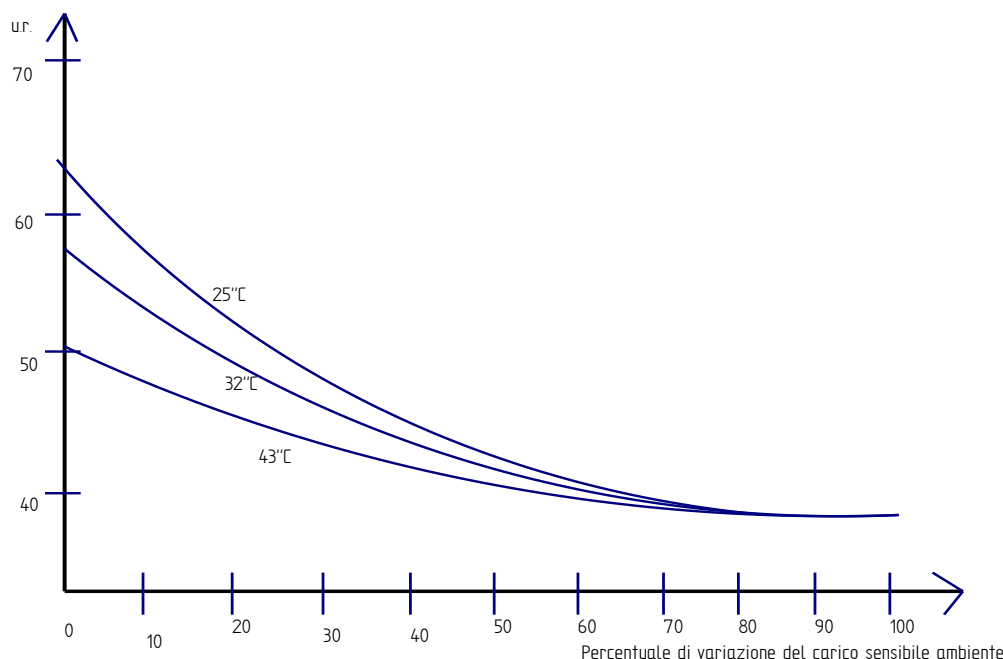


Figura 104: Andamento dell'umidità relativa al variare del carico sensibile

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 raffrescamento 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.

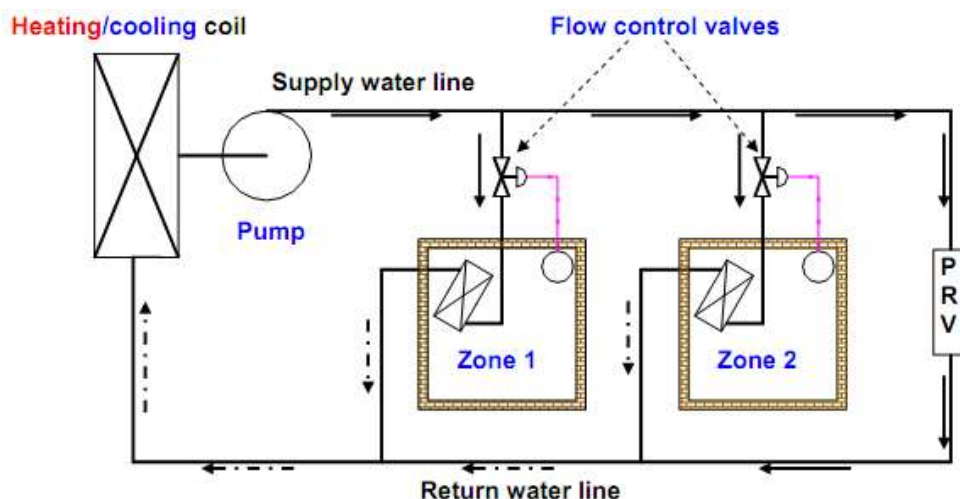


Figura 105: Sistema di condizionamento ad acqua

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 raffrescamento (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 basico 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 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.

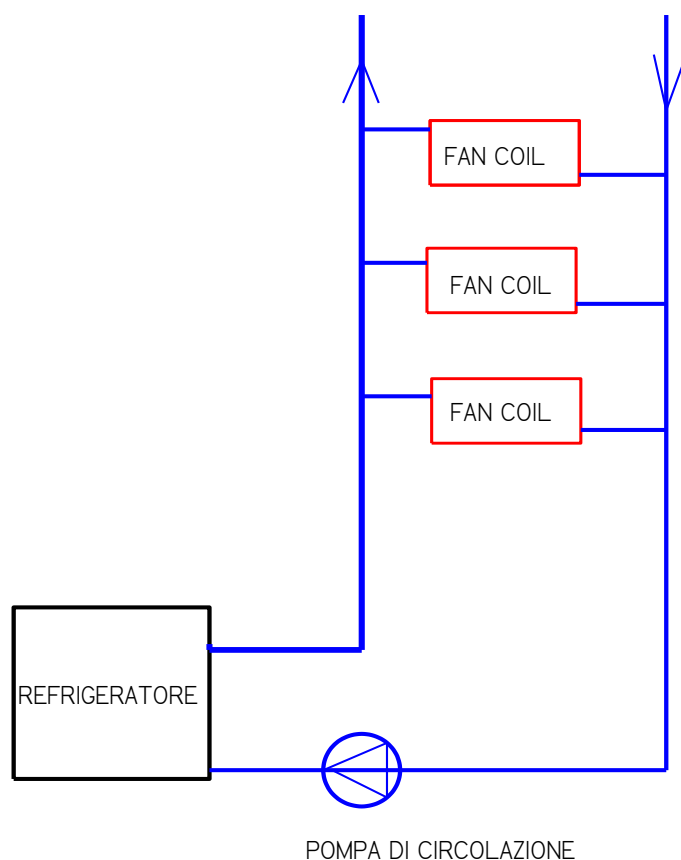


Figura 106: Impianti ad acqua del tipo a due tubi

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
GLOBALE EDIFICIO		1214	16	6637	425			
		223.6	-4688	-6875	-4875			
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
05Bagno padronale								
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
05Bagno padronale								
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.no Primo		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.

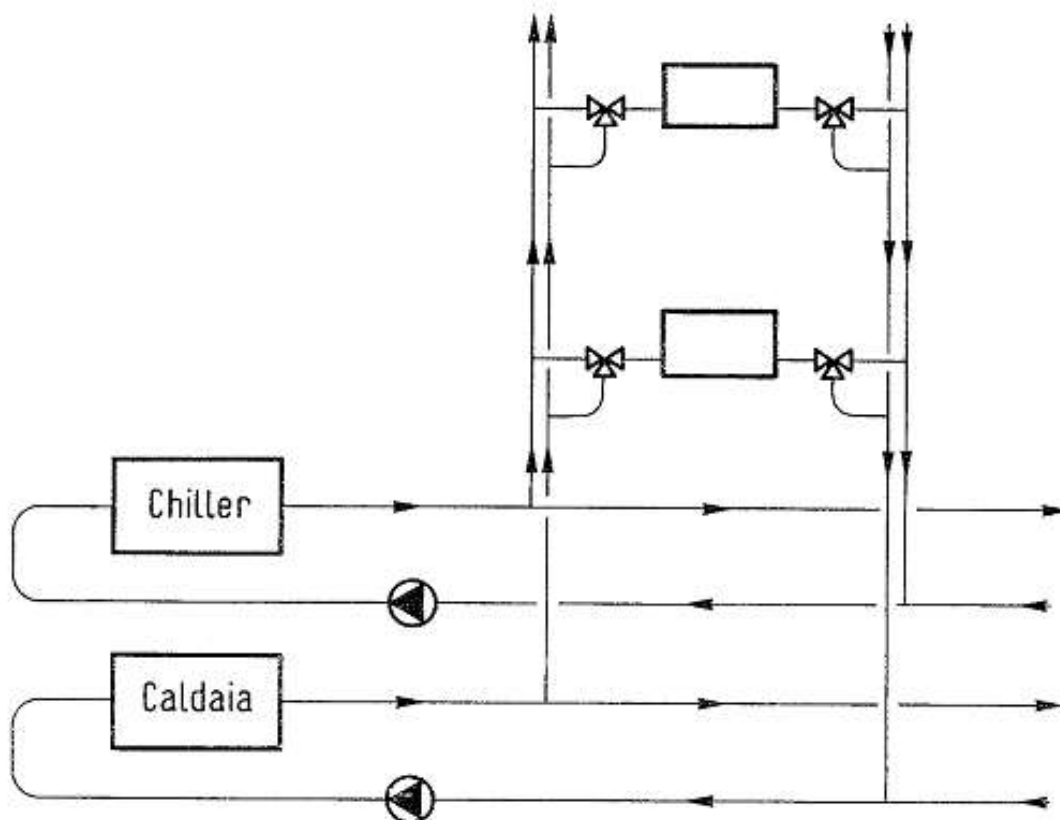


Figura 108: Impianti ad acqua del tipo a quattro tubi

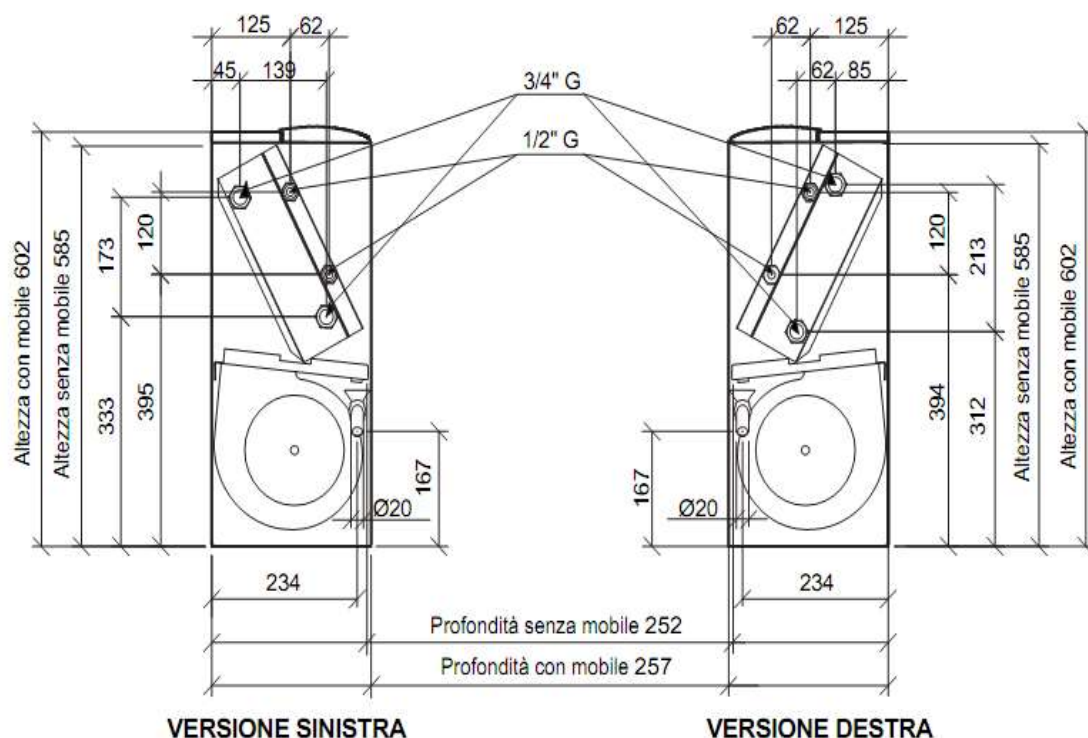


Figura 109: Esempio di ingombro di un fan coil a 4 tubi

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

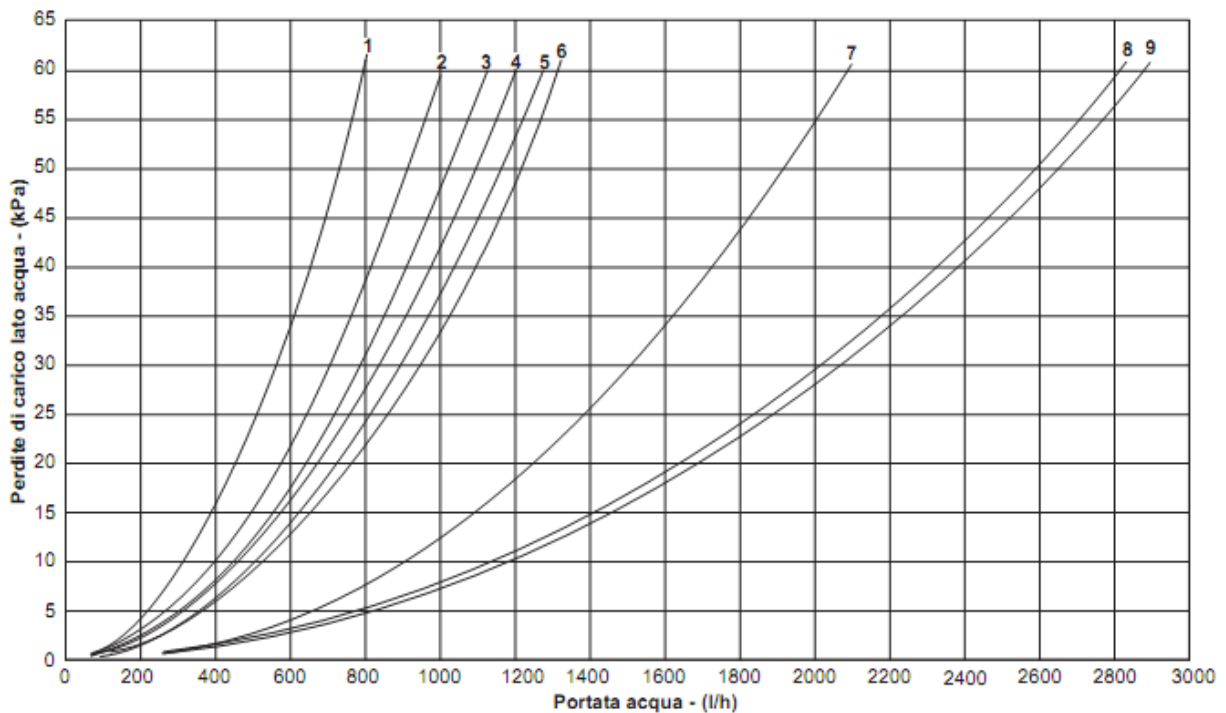
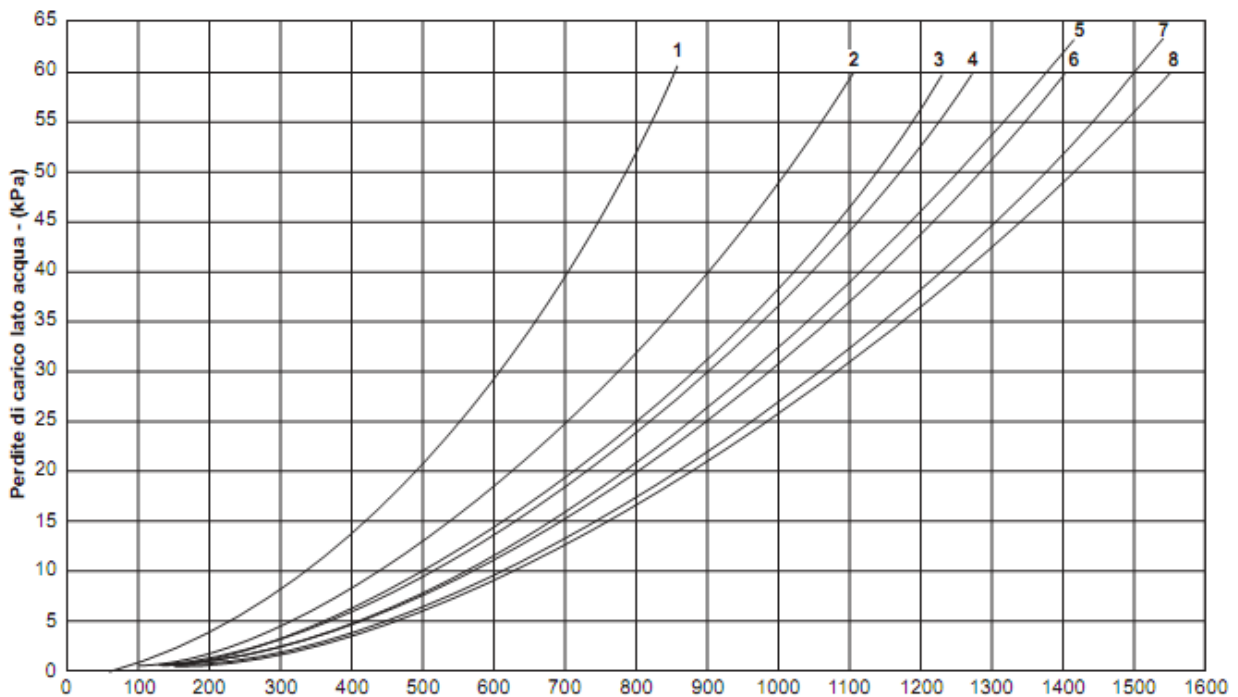
Modelli YFCM	Portata Aria m³/h	Potenze totali		Perdite di Carico		Potenza Elettrica W	Pressione Sonora dBA	Dimensioni		
		Frigor. W	Termica W	Frigor. kPa	Termica kPa			Altezza mm	Lungh. mm	Prof. mm
130-1	300	1500	1750	5,7	3,7	50	40	530	770	225
230-1	450	2500	2700	14,1	8,6	60	43	530	985	225
330-1	600	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	36	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	26,2	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		69,8	69,8	66,7	64,5	60,7	54,7	49,7	70
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 maggior velocità possibile (compatibilmente con la rumorosità accettabile). Il resto del carico termico dei singoli ambienti viene soddisfatto mediante rete ad acqua fredda (o anche calda per il caso invernale) con elementi terminali costituiti da *fan coil* o da *mobiletti ad induzione*. Questi ultimi sono oggi poco utilizzati perché richiedono l'immissione dell'aria ad alta velocità (e quindi anche ad alta rumorosità) per garantire un adeguato effetto di induzione. I fan coil non hanno, di solito, una presa di aria esterna sia per maggiore semplicità costruttiva del dispositivo sia per possibili difficoltà di installazione poiché si richiede la vicinanza di una parete esterna sulla quale praticare un foro di aerazione protetto da rete anti intrusione per i topi. Se è presente la presa di aria esterna si ha spesso difficoltà a controllare l'umidità interna perché l'umidità esterna non è sempre costante ed anzi è variabile in modo casuale.

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

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.

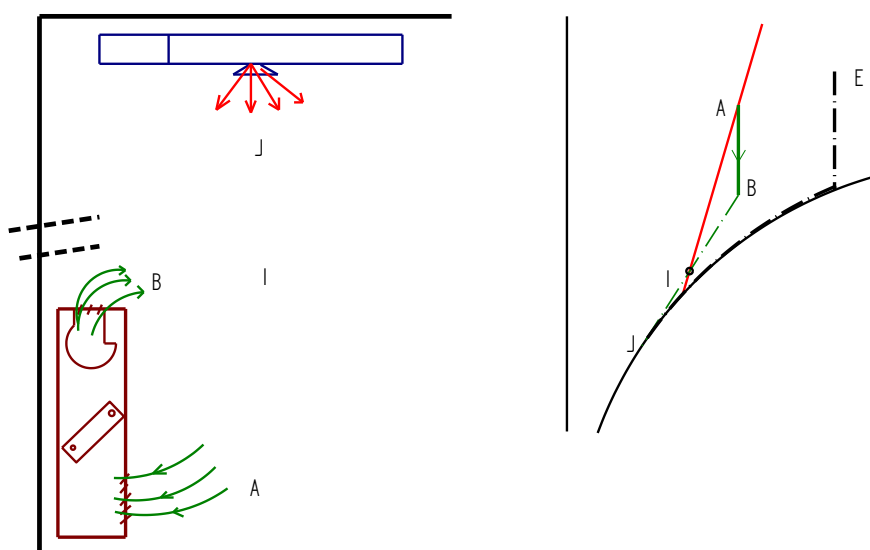


Figura 112: Schema di funzionamento di un fan coil in regime estivo

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*).

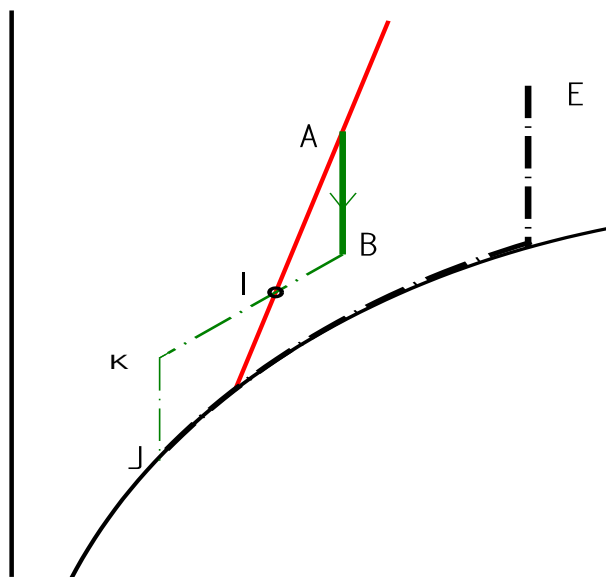


Figura 113: Effetto del post riscaldamento dell'aria primaria

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

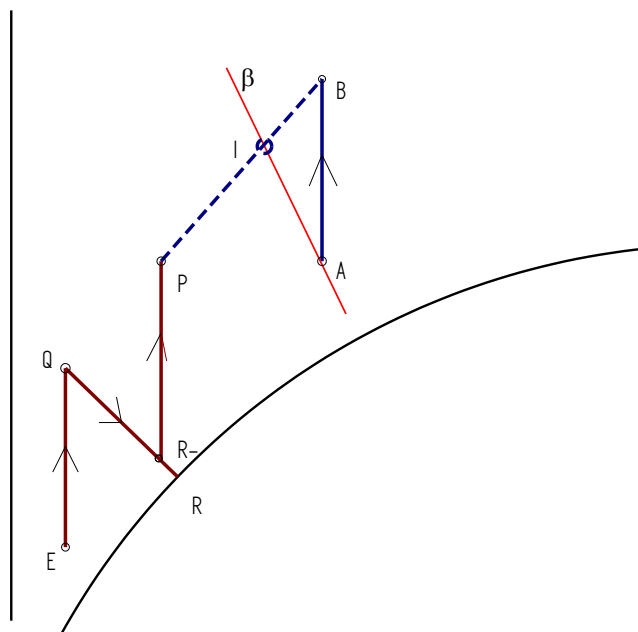


Figura 114: Fan coil in regime invernale

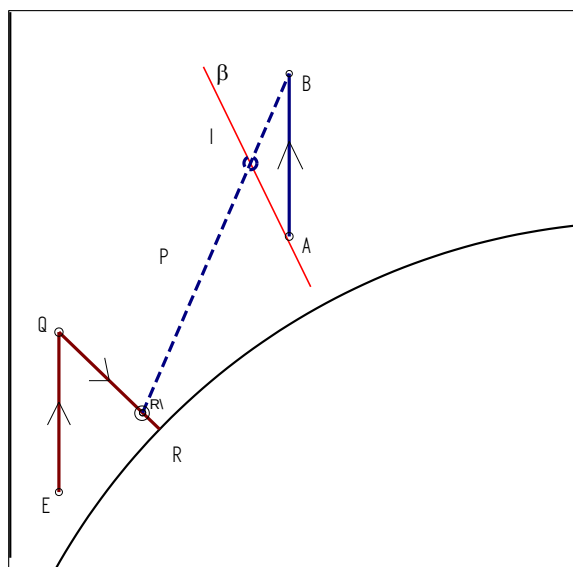


Figura 115: Fan Coil in regime invernale senza post riscaldamento

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:

$$\begin{cases} Q_{SA} = Q_{SAP} + Q_{SFC} \\ Q_{LA} = Q_{LAP} + Q_{LFC} \end{cases}$$

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.

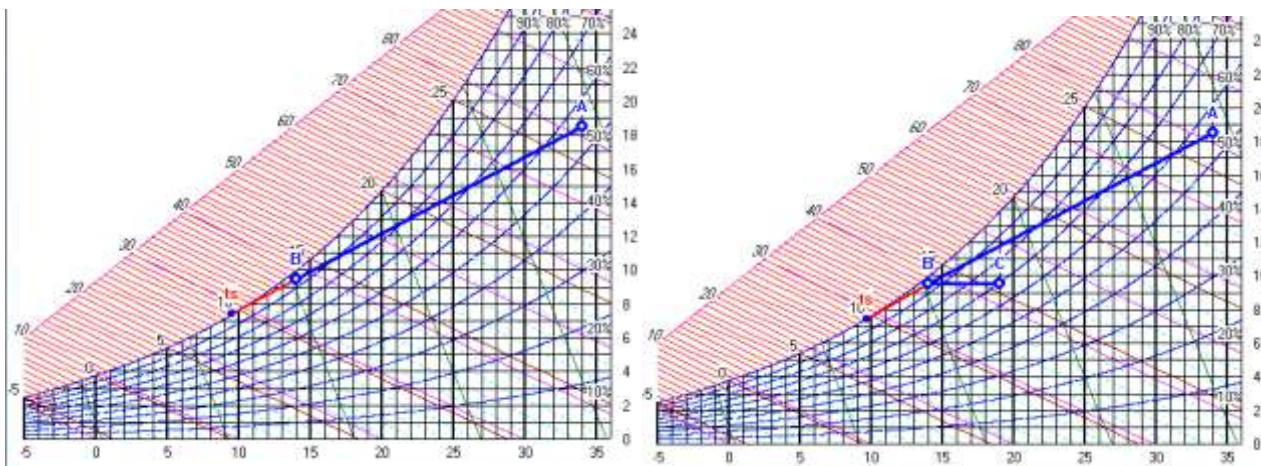


Figura 116: Trasformazione di raffreddamento con deumidificazione dell'aria primaria e con postriscaldamento

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	bu	bs	15		22		32		41		45	
					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:

$$\dot{m}_{AP} = \max(\dot{m}_{ric. fis}, \dot{m}_{ter mod})$$

ove è:

$$\dot{m}_{ter mod} = \frac{Q_{LA}}{r(x_A - x_{AP})}$$

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:

$$Q_{SFC} = Q_{SA} - \dot{m}_{AP} c_p (t_A - t_{AP})$$

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:

$$Q_{LA} = \sum Q_{L_{persone}} + nV \rho r (x_A - x_E) + \sum Q_{L_{macchine}}$$

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:

$$Q_{SA} = Q_{picco_A} = \sum U_i S_i \Delta T_{i,max} + \sum \psi_i l_i \Delta T_{i,max} + n \rho c_p V \Delta T_{i,max}$$

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.

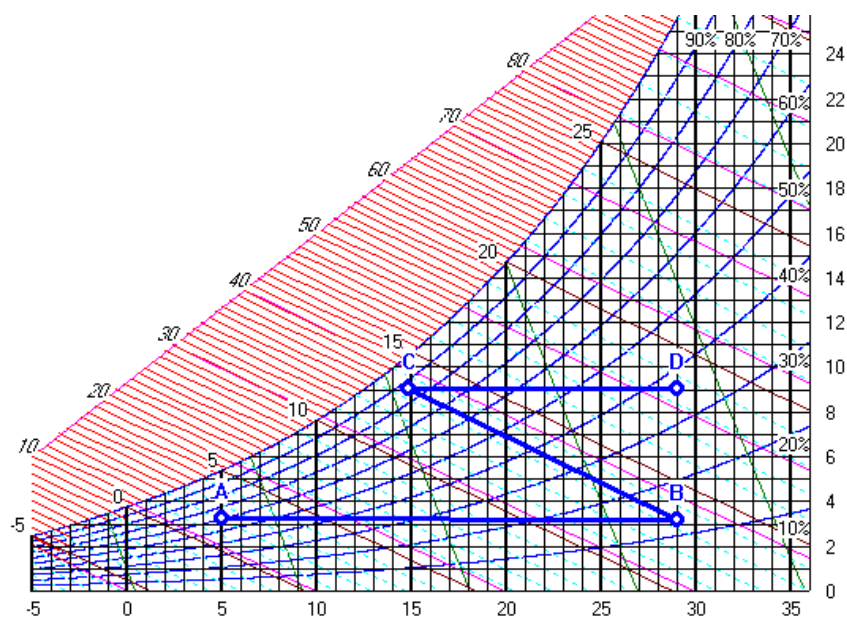


Figura 117: Trattamento dell'aria primaria in condizioni invernali

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.

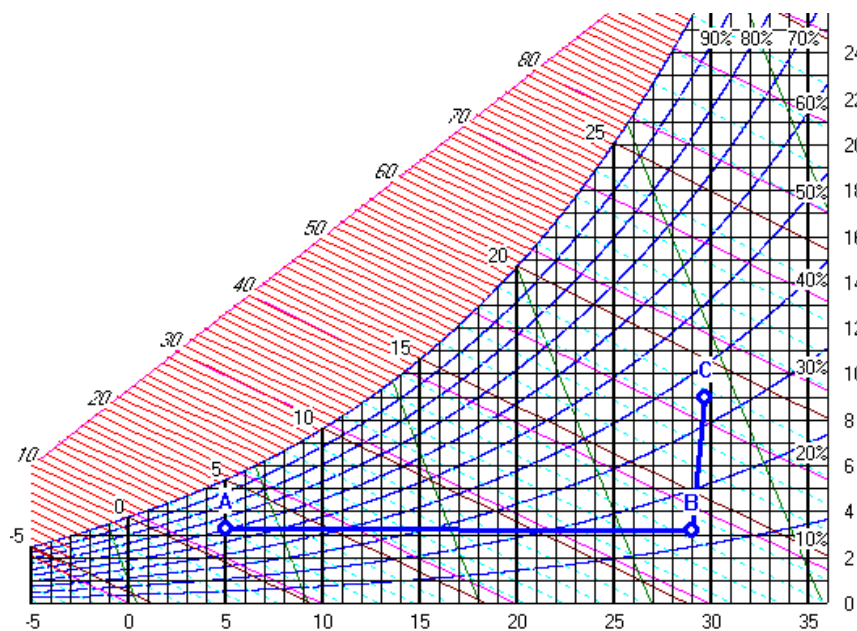


Figura 118: Aria primaria in condizioni invernale con umidificazione a vapore

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.

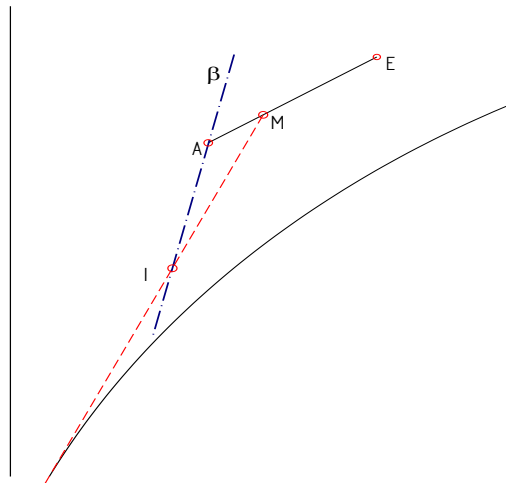


Figura 119: Funzionamento dei fan coil con presa di aria esterna

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.

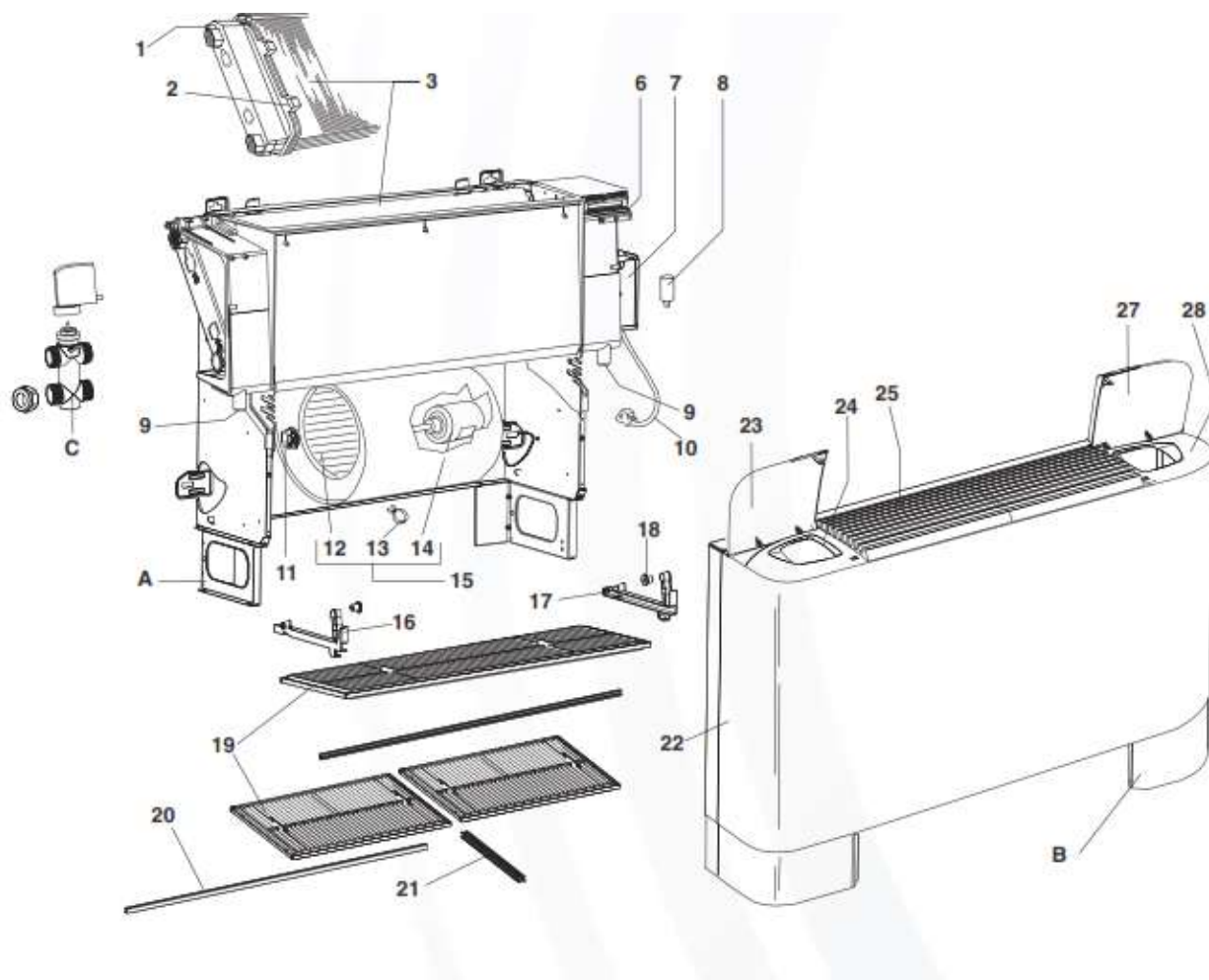


Figura 120: Sezione con particolari costruttivi di un moderno fan coil

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.

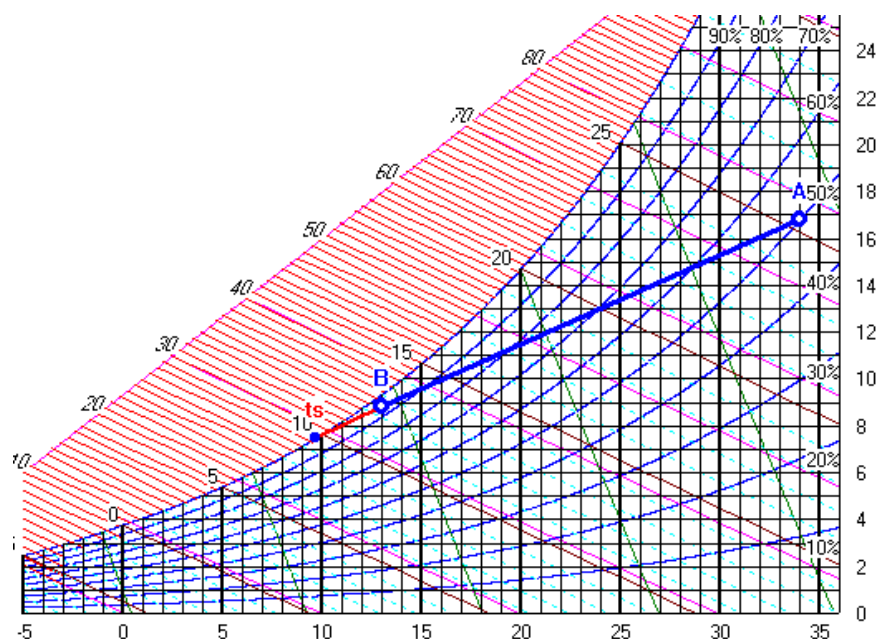


Figura 121: Raffreddamento e de umificazione dell'aria primaria

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.

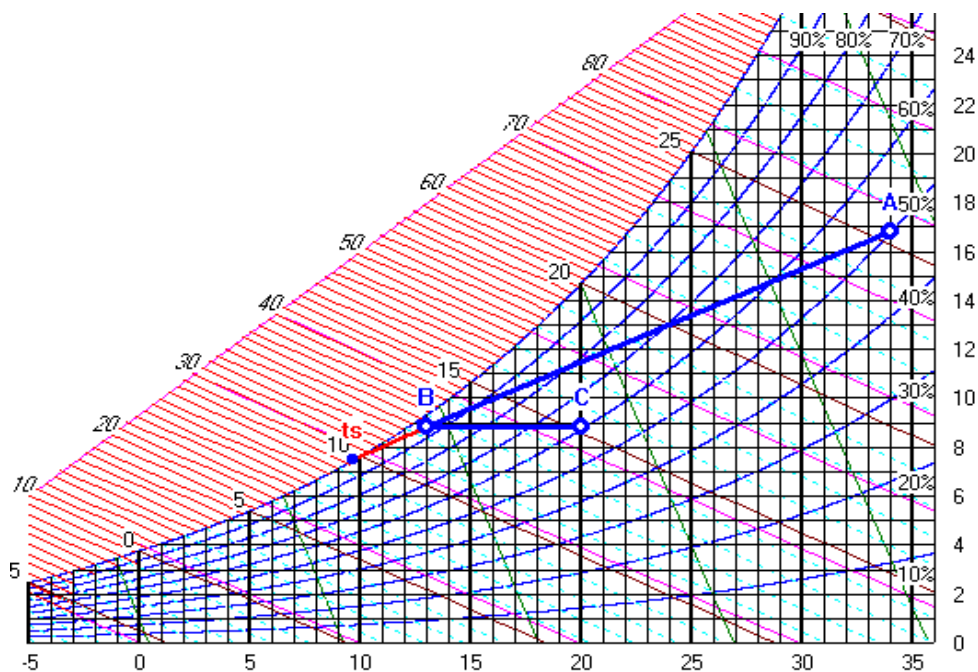


Figura 122: Aria primaria deumidificata e riscaldata in condizioni neutre

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 deumidificata 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:

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

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

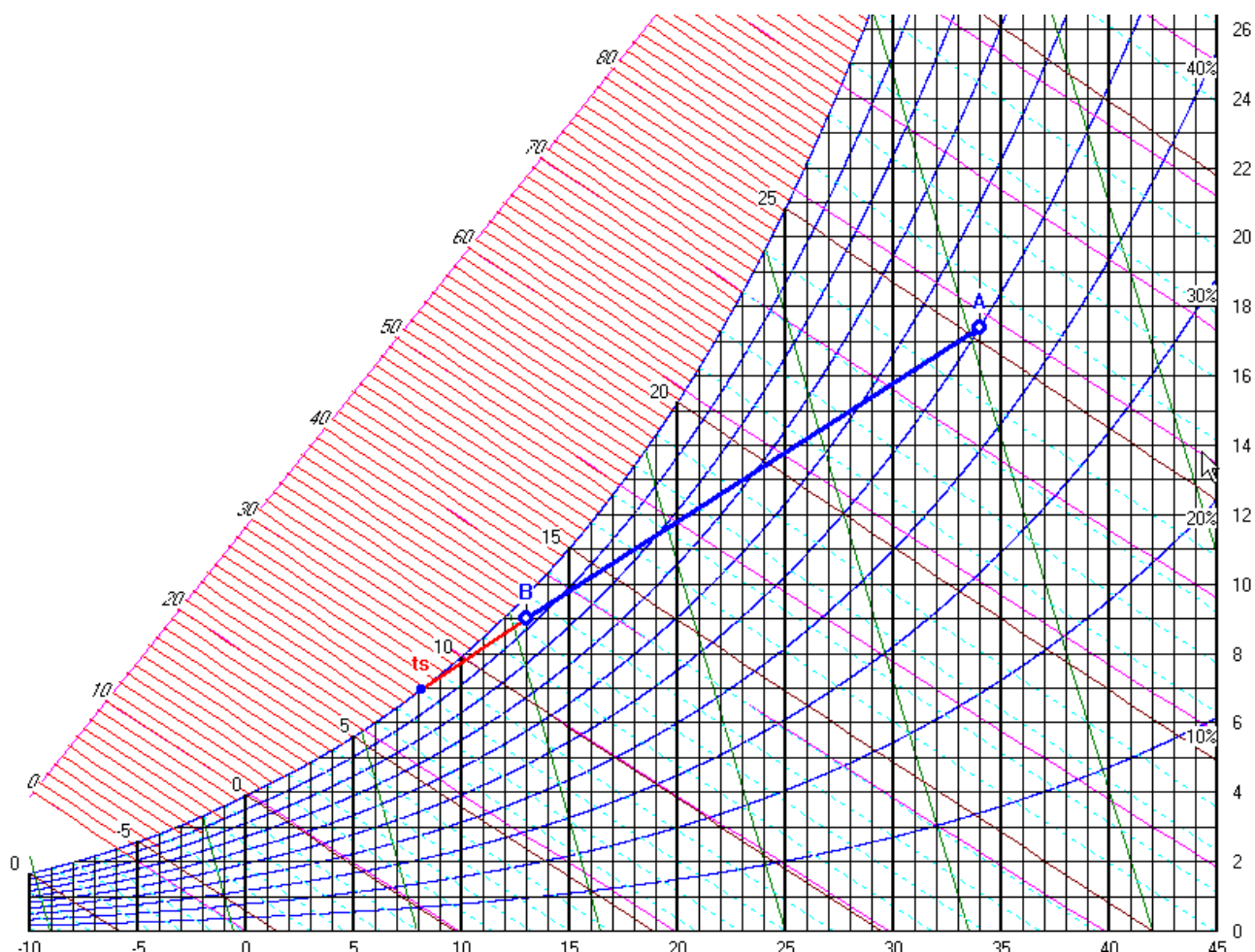


Figura 124: Trattamento aria primaria in condizioni estive

--RAFF. CON DEUMIDIFICAZIONE--
 $Q_s = 59.629 \text{ kW}$
 $Q_t = 119.429 \text{ kW}$
 $Q_s/Q_t = 0.499$
 $q_x = 23.338 \text{ g/s}$
 $dh/dx = 5.117$
 $fs = 0.812$; 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.

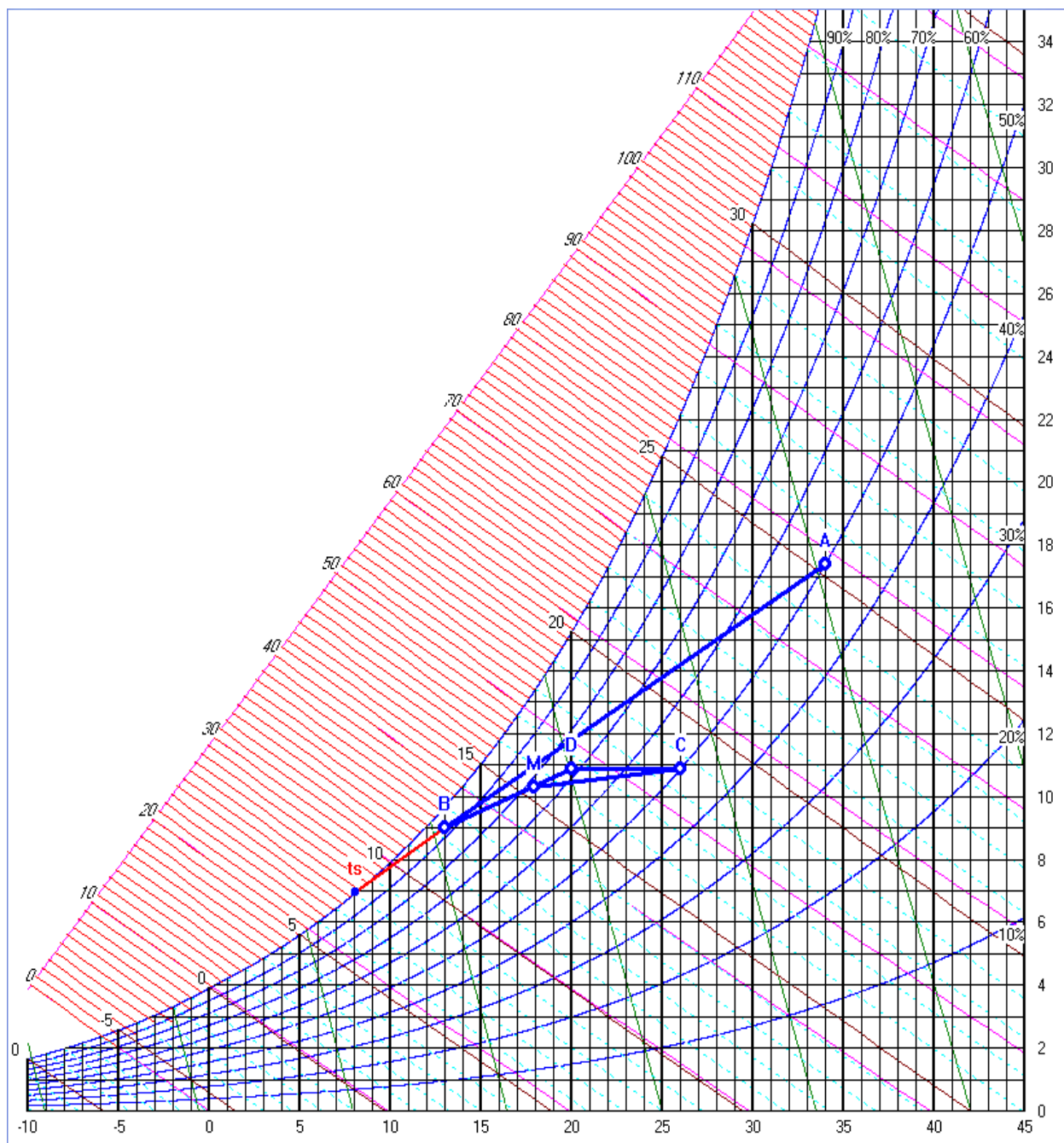


Figura 126: Rappresentazione degli effetti di un impianto misto nel piano psicrometrico

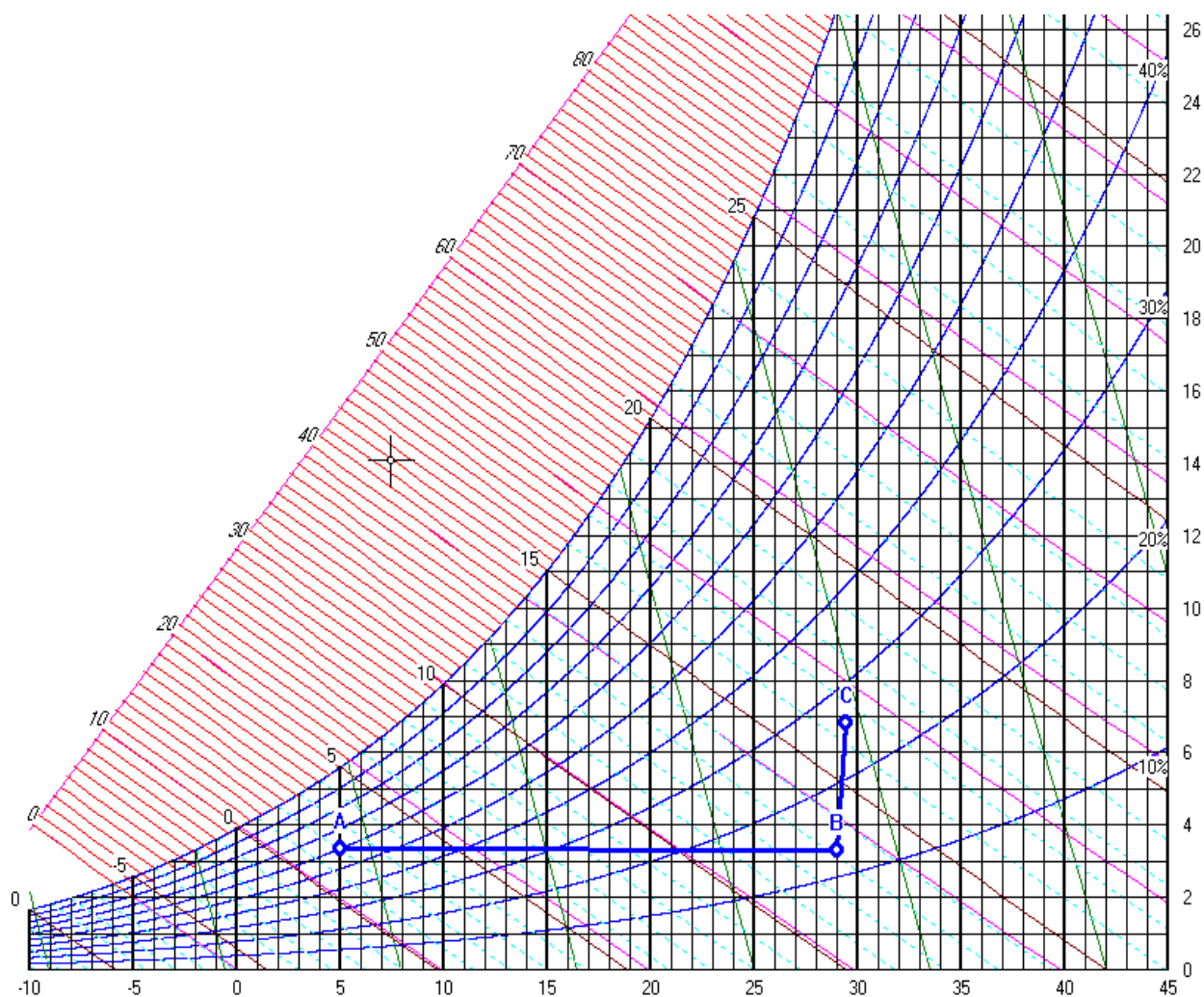


Figura 127: Trattamenti per l'aria primaria in condizioni invernali con deumidificazione a vapore

--RISCALDAMENTO--

$Q_s = 67.135 \text{ kW}$

$\dot{m}_A = 2.7777 \text{ kg/s}$; portata massica

$\dot{v}_A = 8207 \text{ m}^3/\text{h}$; portata volumica

$\dot{m}_B = 2.7777 \text{ kg/s}$; portata massica

$\dot{v}_B = 8915 \text{ m}^3/\text{h}$; portata volumica

$dt = 24.00 \text{ K}$

$dx = 0.05 \text{ g/kg}$

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

--UMIDIFICAZIONE--

$\dot{q}_x = 9.722 \text{ g/s}$

$\dot{m}_B = 2.7777 \text{ kg/s}$; portata massica

$\dot{v}_B = 8915 \text{ m}^3/\text{h}$; portata volumica

$\dot{m}_C = 2.7777 \text{ kg/s}$; portata massica

$\dot{v}_C = 8977 \text{ m}^3/\text{h}$; portata volumica

$dt = 0.42 \text{ K}$

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

$dh = 9.364 \text{ kJ/kg}$

Figura 128: Calcoli termoigrometrico per l'aria primaria in condizioni invernali

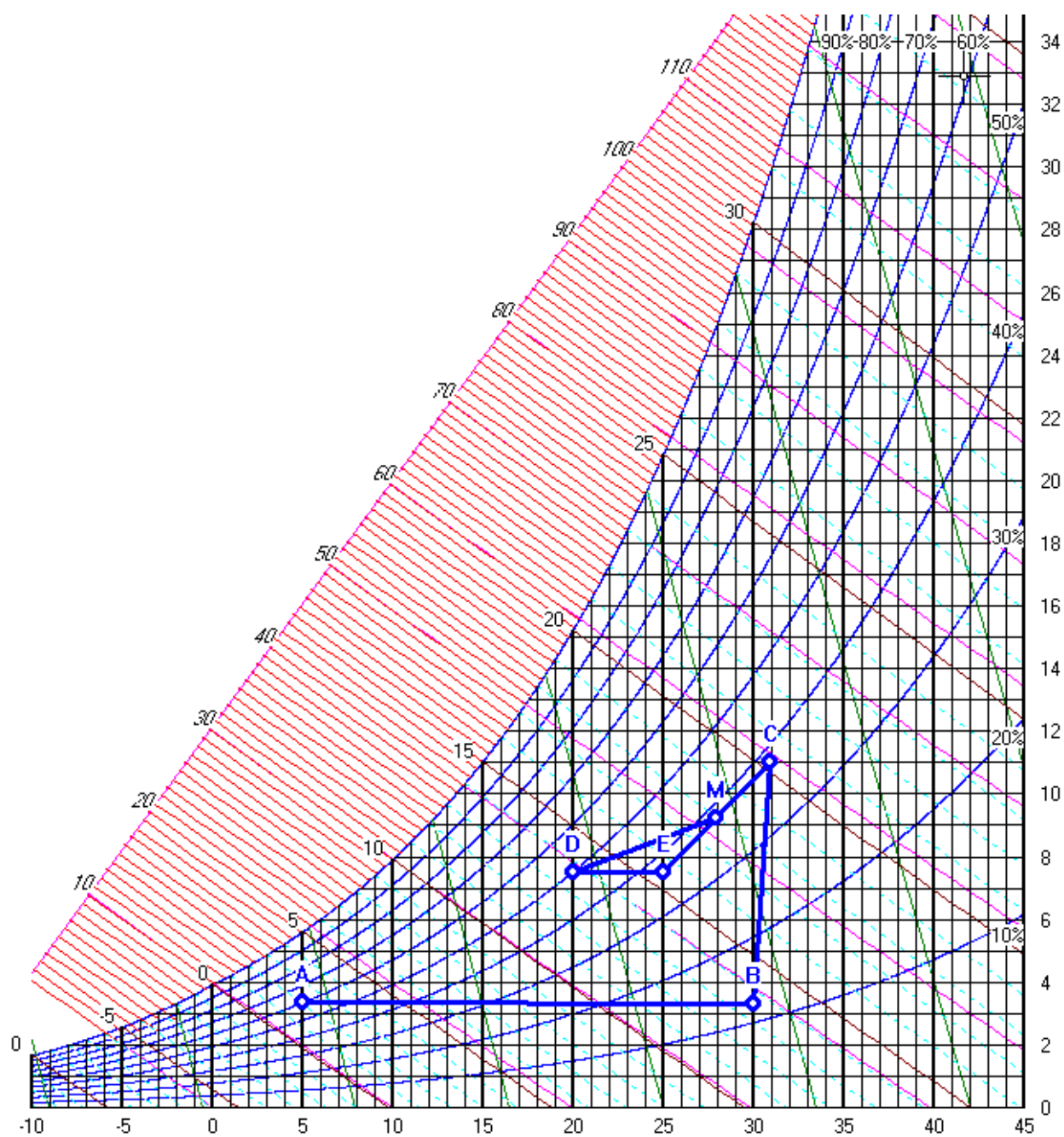


Figura 129: Schema di funzionamento di un impianto AP + FC invernale

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.

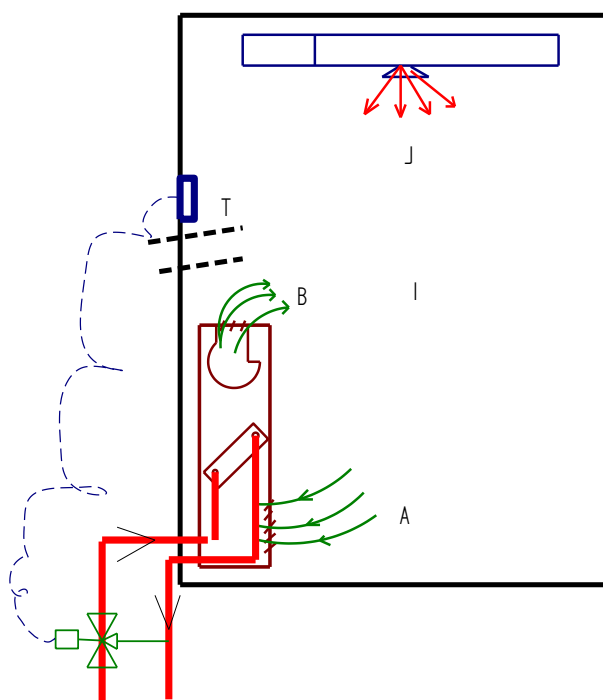


Figura 131: Regolazione dei fan coil mediante valvola a tre vie

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.

In tutti i casi la regolazione termica mediante la valvola miscelatrice a tre vie risulta fondamentale per il corretto utilizzo del sistema di condizionamento misto.

In Figura 134 e in Figura 135 si hanno gli analoghi casi di regolazione invernale sia mediante variazione di portata dei fan coil che del punto di immissione dell'aria primaria.

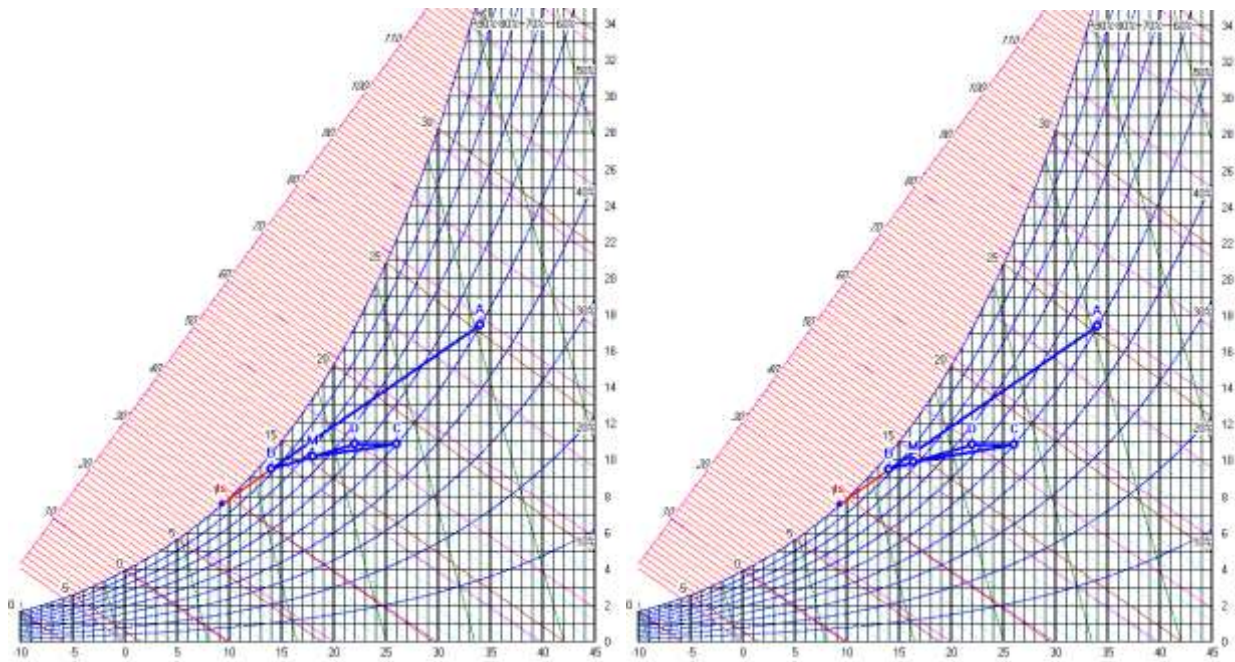


Figura 132: Regolazione estiva mediante variazione della portata di FC

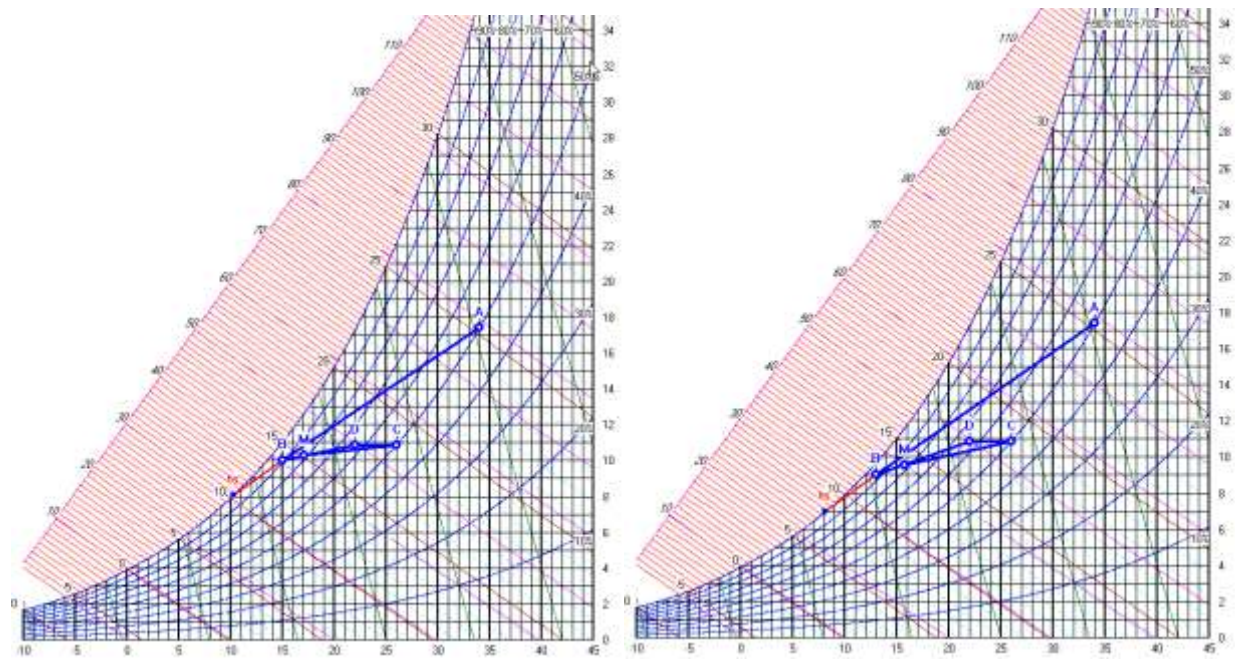


Figura 133: Relazione estiva mediante variazione delle condizioni dell'aria primaria

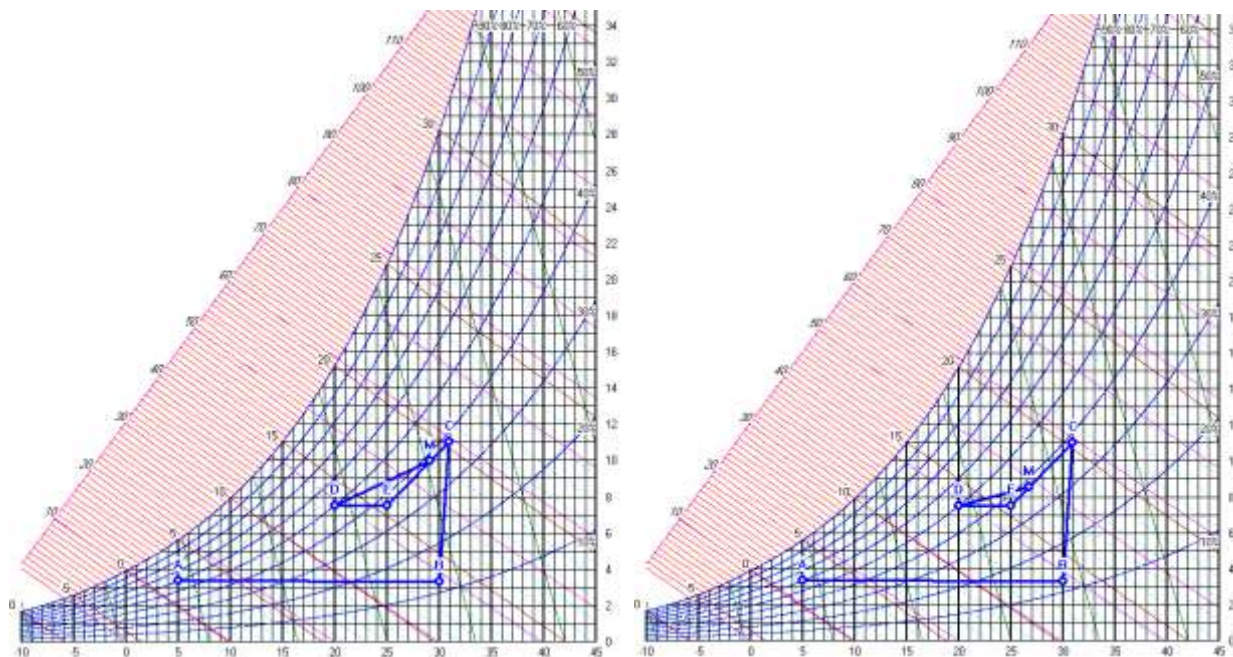


Figura 134: Regolazione invernale mediante variazione della portata del fan coil

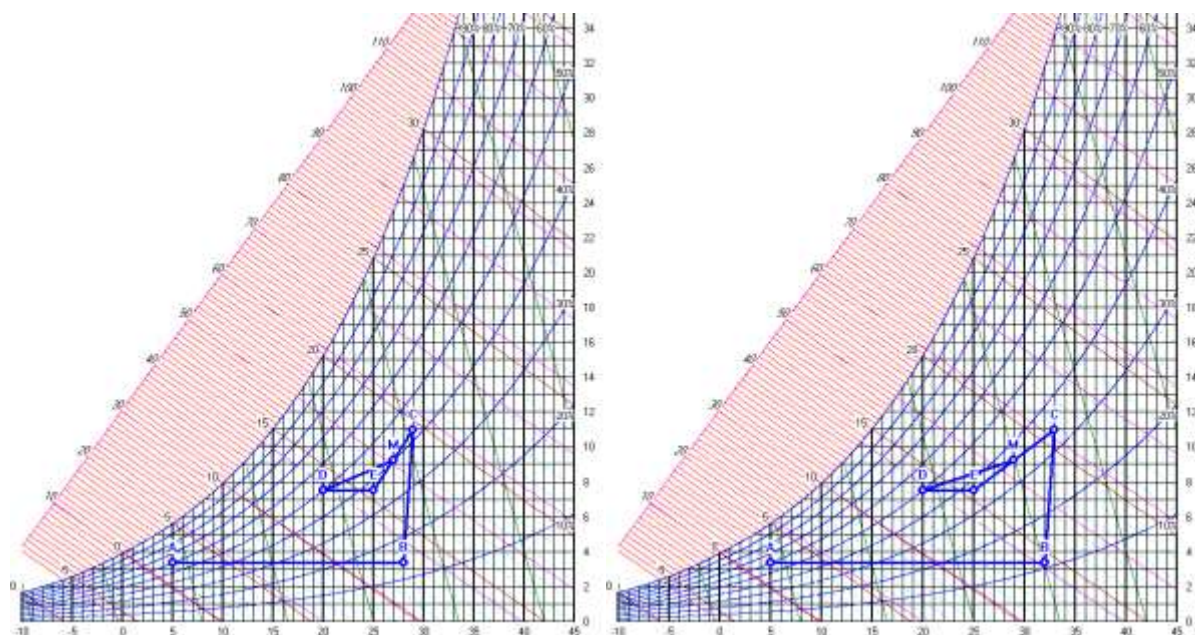


Figura 135: Regolazione invernale mediante variazione della temperatura dell'aria primaria

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.

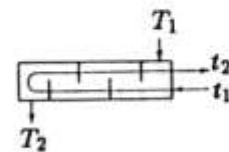
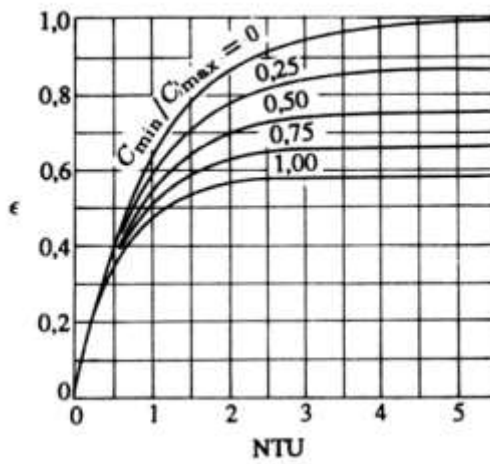
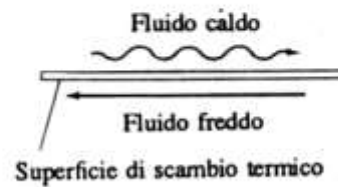
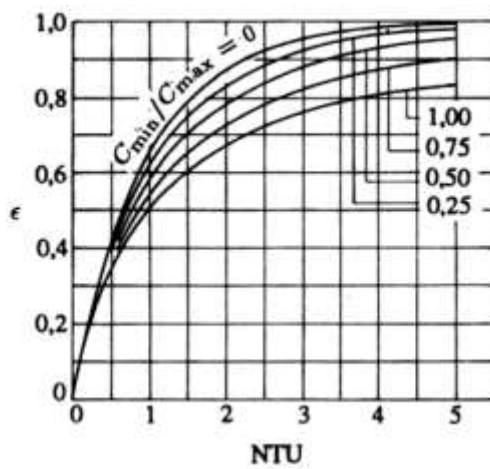
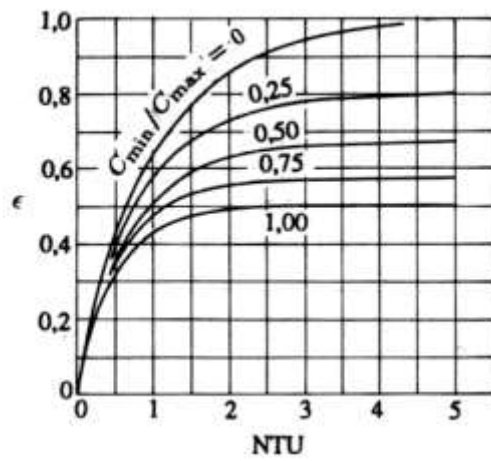


Figura 136: Curve (ϵ , NTU) per assegnata geometria

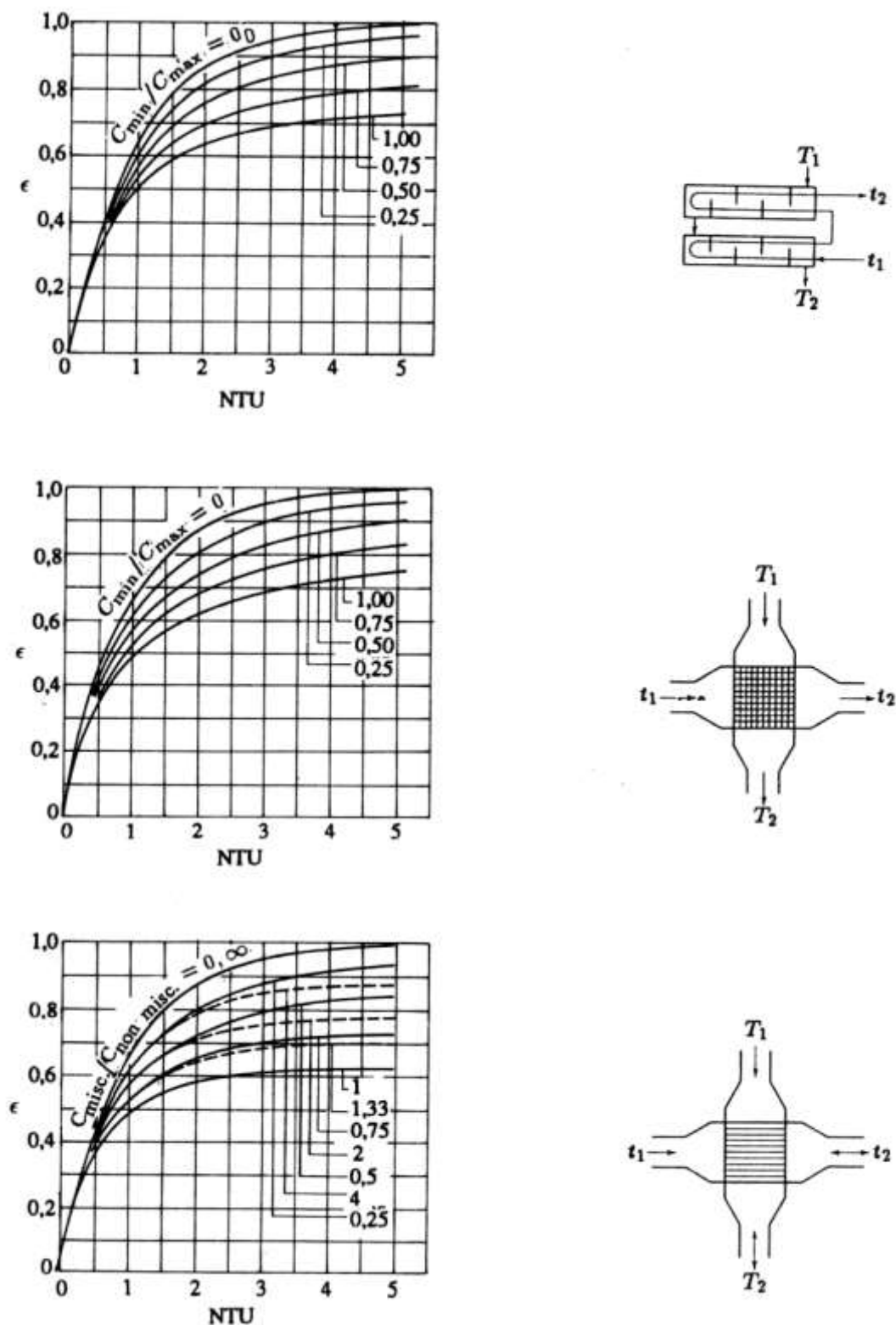


Figura 137: Curve ϵ - NTU per alcuni tipi di scambiatori di calore

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.

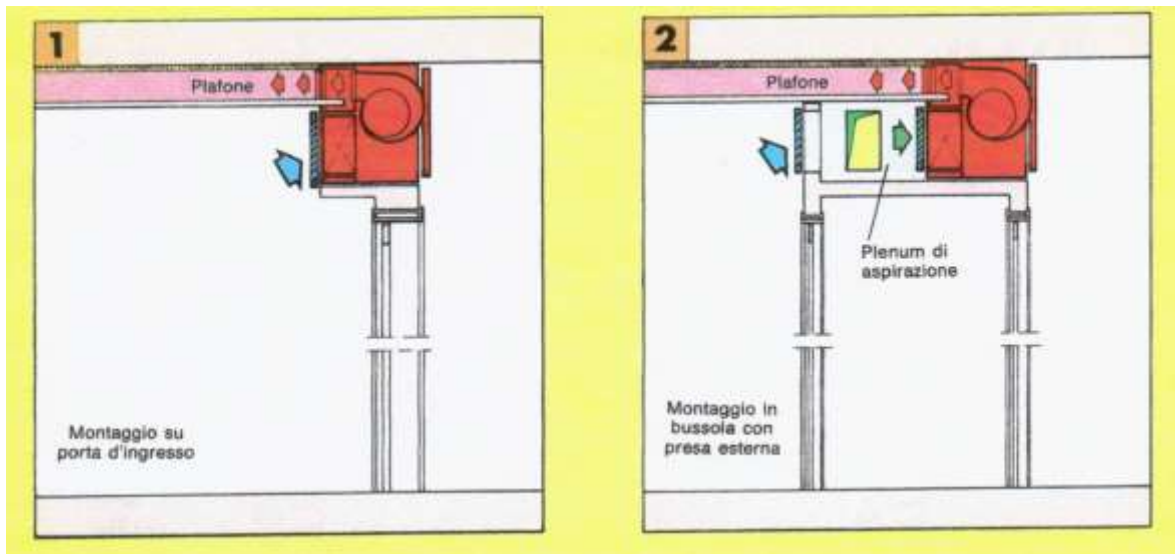


Figura 138: Disposizione dei fan coil canalizzati

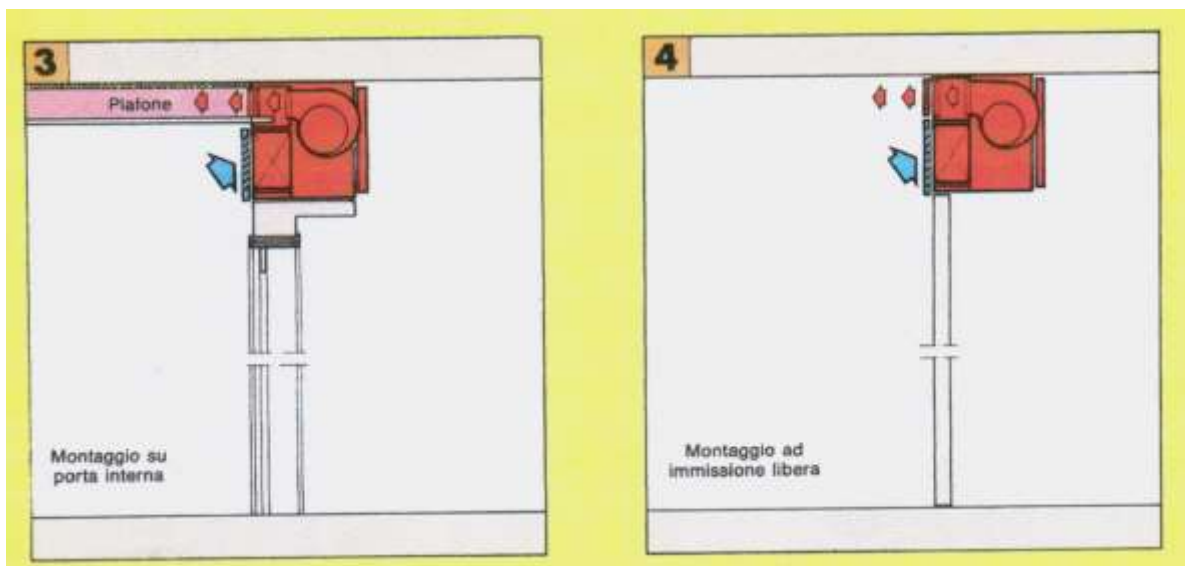


Figura 139: Disposizione dei fan coil canalizzati

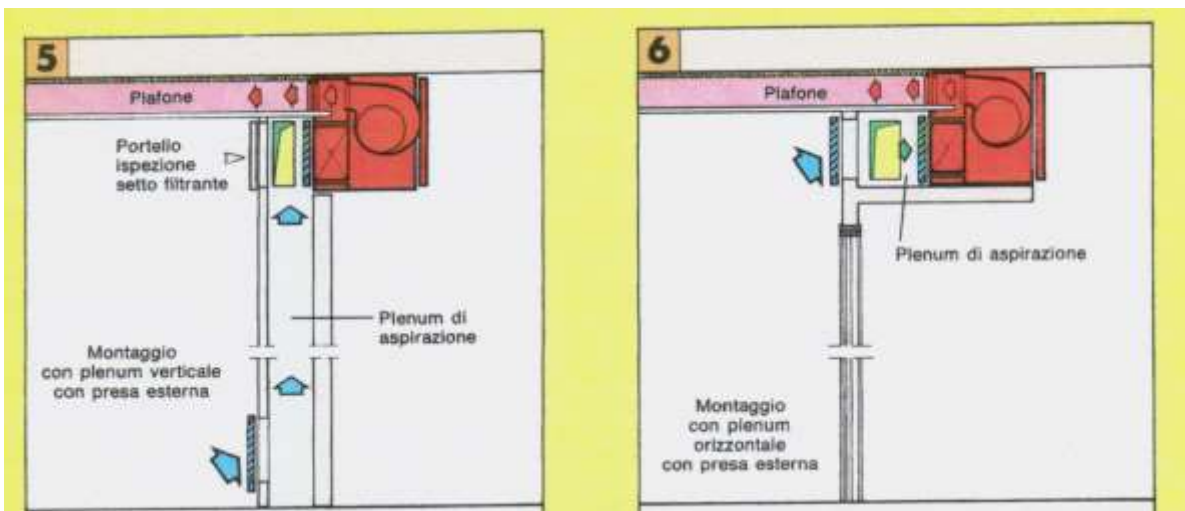


Figura 140: Disposizione dei fan coil canalizzati

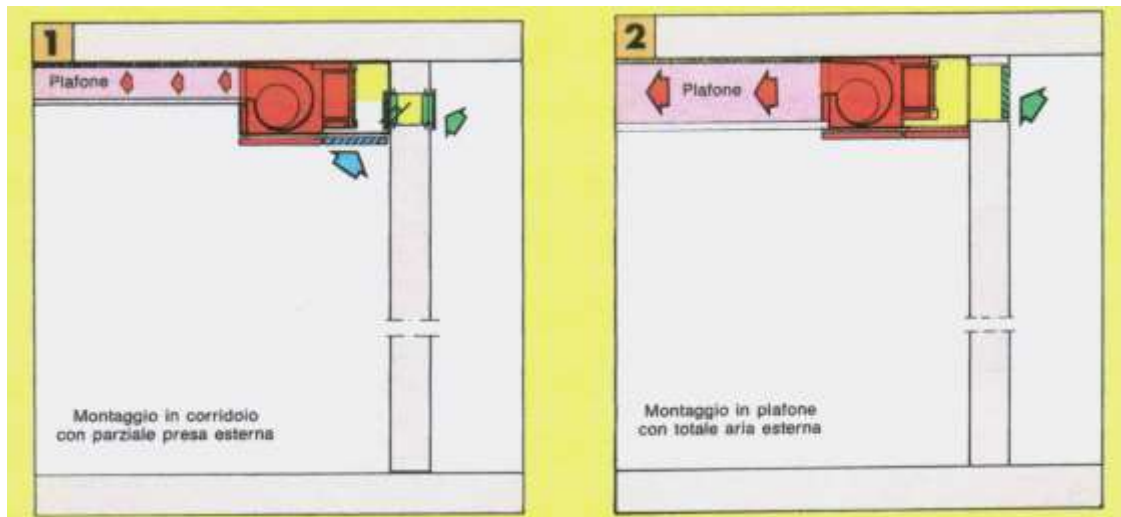


Figura 141: Disposizione dei fan coil canalizzati

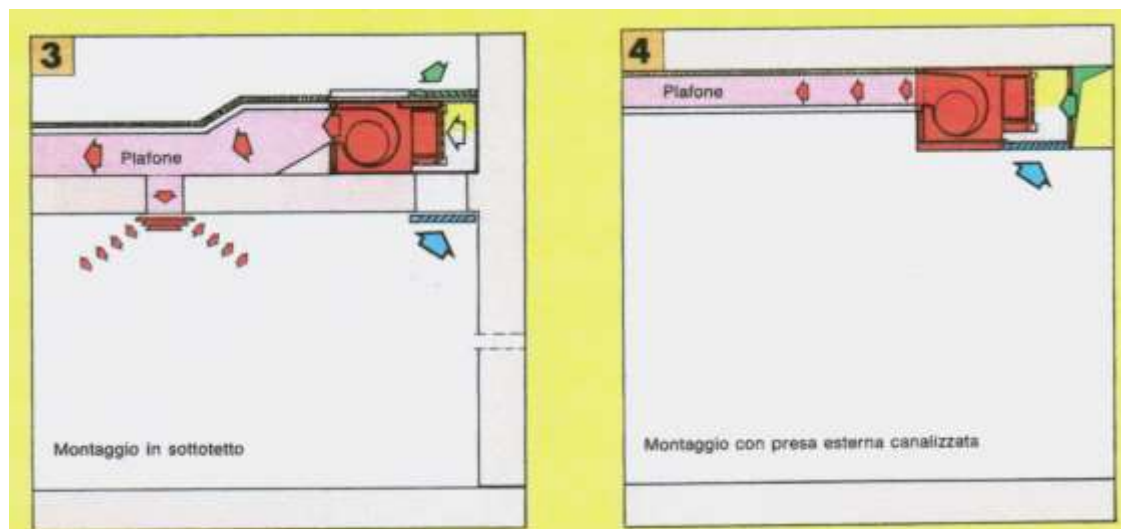


Figura 142: Disposizione dei fan coil canalizzati



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:

$$Q_L = \dot{m}_{ai} (x_i - x_l) r \quad [148]$$

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.

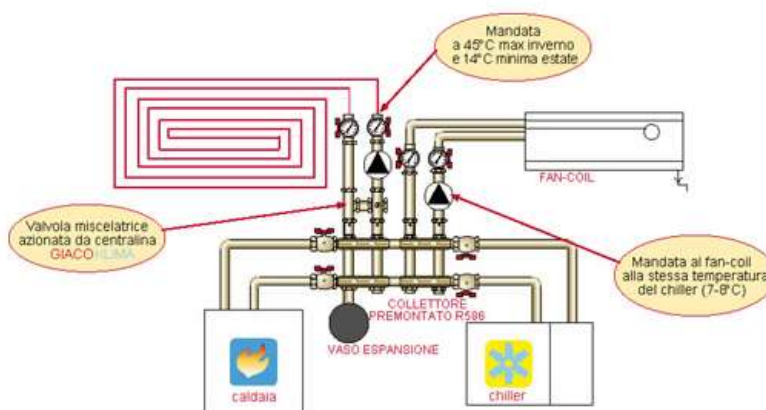


Figura 144: Schema misto per riscaldamento e raffrescamento a pannelli radianti

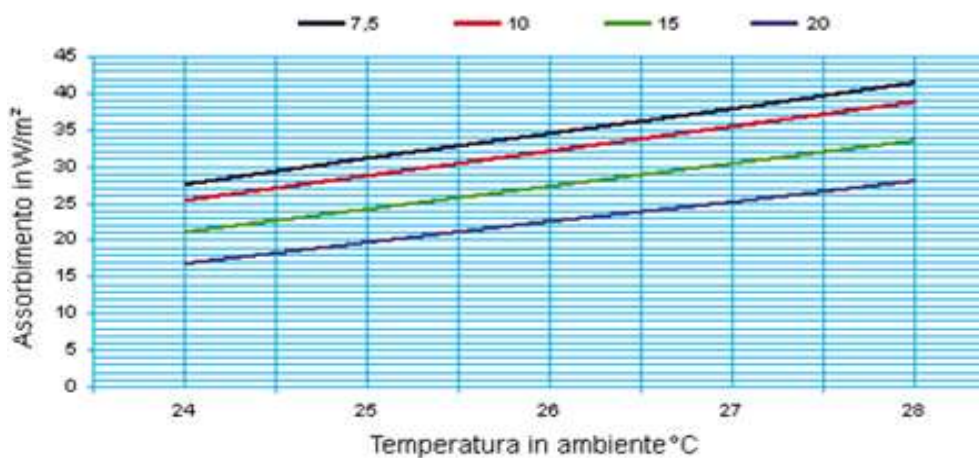


Figura 145: Resa termica di un pavimento radiante con parquet per raffrescamento

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.

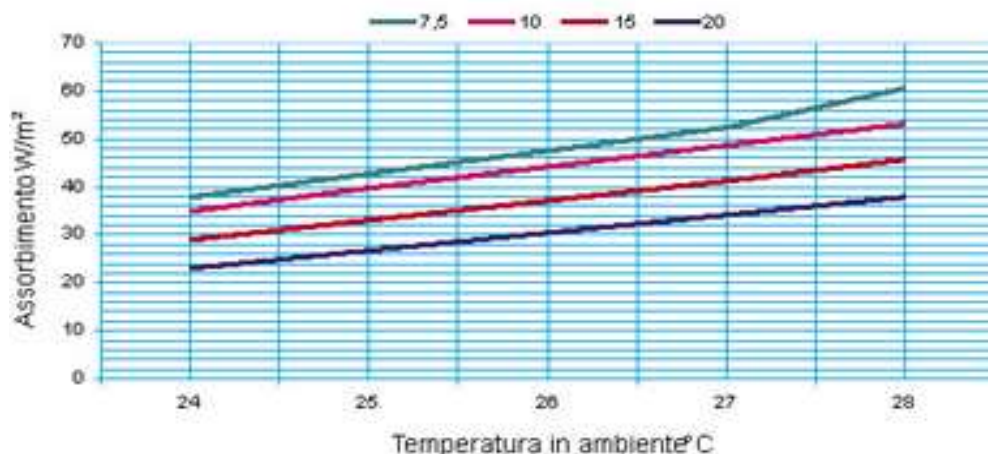


Figura 146: Resa termica di un pavimento con piastrelle radiante per raffreddamento

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.

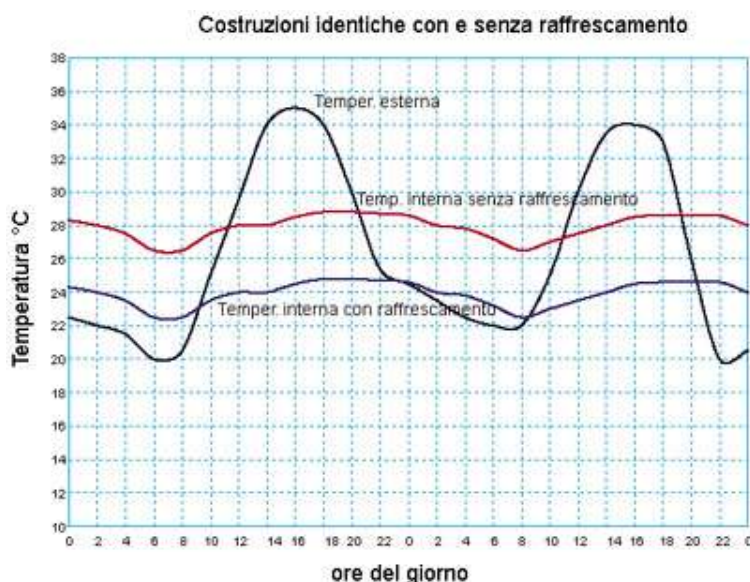


Figura 147: Andamento della temperatura interna con raffreddamento a pannelli radianti

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 FREDEDE

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.

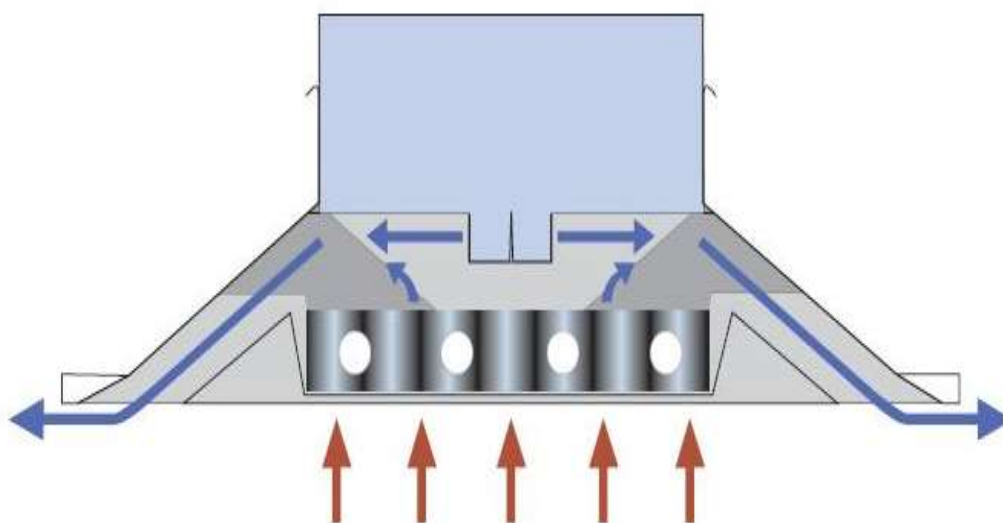


Figura 148: Schema funzionale di principio della trave fredda di tipo attivo.

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

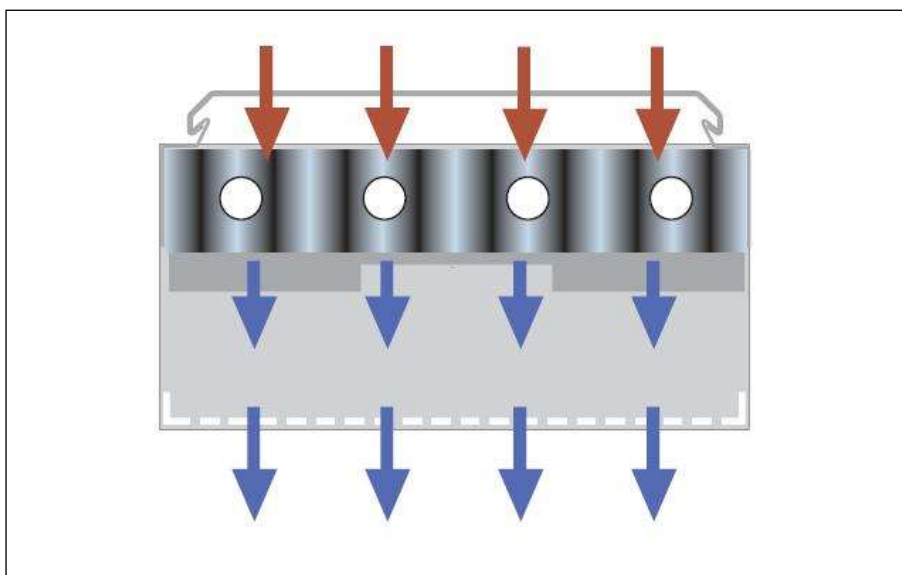


Figura 150: Principio di funzionamento trave fredda passiva

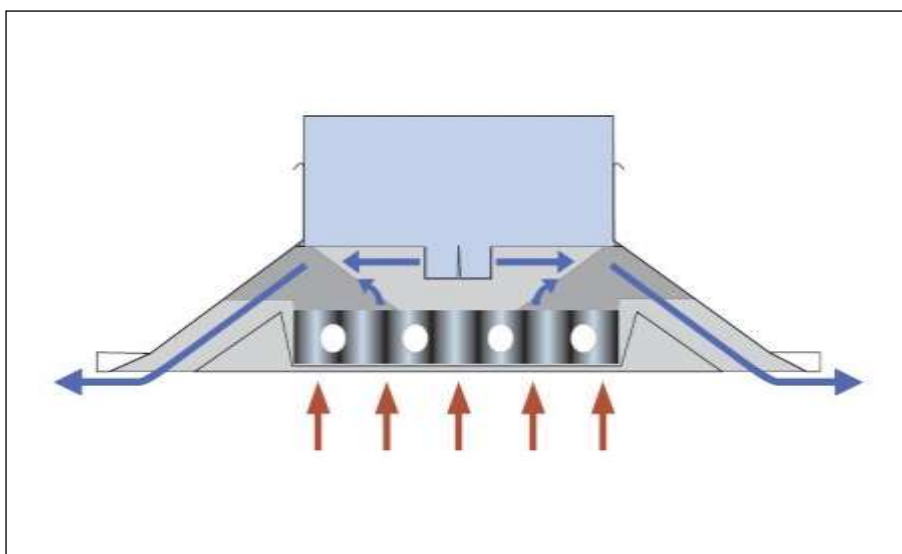


Figura 151: Principio di funzionamento trave fredda attiva

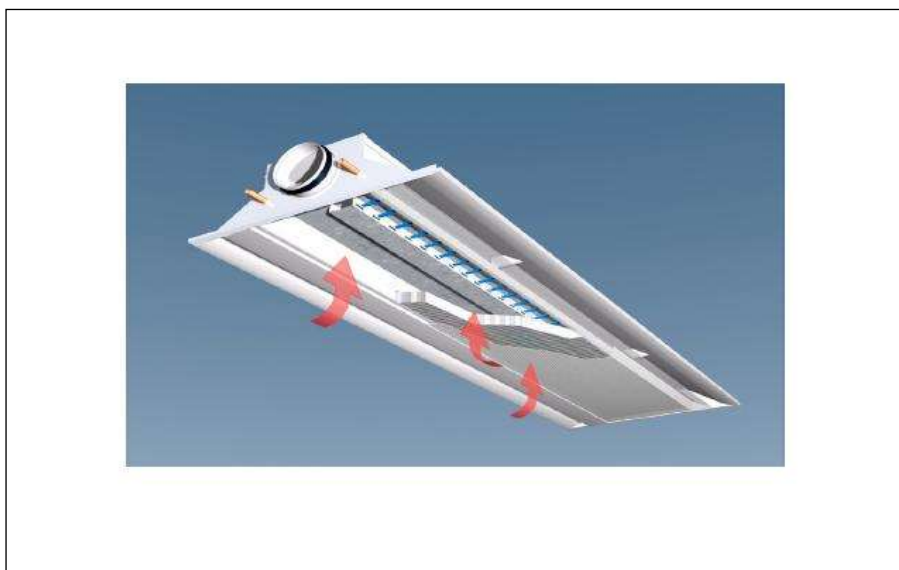


Figura 152: Immagine 3D che illustra il principio di funzionamento di una trave fredda attiva

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 (300W/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 FREDDE

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 FREDDE

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).

Lungh.	m	4,7
Larg.	m	4,2
Altezza	m	3,0
Max liv. sonoro	dB(A)	35
Livello di fondo	dB(A)	28
Temperat. locale	*C	26,0
Temperat. soffitto	*C	15,0
Temp. acqua entr.	*C	13,
Max Dpw acqua	kPa	45,

Portata aria addizionale	l/s	38,
Valore marcato calcolato automat		
☐ Temp. aria d'immissione	*C	17,9
☐ Portat.aria imm,travi	l/s	83,0
☒ Raffredd. totale aria	W	-421,1

Tot. raffr. necess. loc.	W	1000,0
Tot. raffr. necess. / m2	W/m2	50,66
Pot. frig.trave(batteria)	W	1421,1

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

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	
Limiti di scelta, regolazione...	

Dispos. feritoi	
2+2	N. di suggerimenti 1

OK >
< Back
Help
Scelta rapida ...
Apparec. controllo...
Accessori ...
Save
Print...

Figura 154: Travi fredde – Dati di calcolo

Numero		Marca	
1	☒ Controllore	☐ TAC	OK Cancel Help
1	☒ Unità loc.	☒ Siemens	
47	☒ Servocom.	☐ No app di control.	
47	☒ Valvola adatt.	Adatt. x valvole ☒ Danfoss RAV ☐ Danfoss RAV-L ☐ Danfoss RA-FN ☐ Markaryd VR/FVR	
47	☒ Valvola, regolabile		
47	☒ Valv.		
0	☐ Fila indicata Non in uso		
47	☒ Kondensate Monitor		
47	☒ Disp. reg.		

Figura 155: selezione delle apparecchiature di controllo di una trave fredda

Numero		Attacco	
47	☒ Attacchi, 2 per trave	☒ Non vernic.	OK Cancel Help
47	☐ Duct transducer Ø 100	☐ Vernic.	
1	☒ Barra mis		
0	☐ Silenziatore	Damper Press. Noise Add. ☐ Null ☒ 20 Pa (1-3 dB) ☐ 40 Pa (2-5 dB) ☐ 60 Pa (3-6 dB)	
47	☒ Serranda regolaz.		
47	☒ Staffe sospensione, 2 per trave		
94	☐ Set perni sospens.		
47	☐ Piastre sospens. 4 per trave		
47	☐ Adattatore, strutt.		
47	☐ Condotto, acqua		

Figura 156: Selezione degli accessori di una trave fredda

Combinazioni lunghezze travi e quantità		
☐ Selez manuale di 1 lunghezze travi e quantità		Ok Cancel Help
☒ Selez automatica secondo le condizioni di dimensionamento e dei limiti sotto		
Limiti-combinazioni travi		Reset standard
Numero max di suggerimenti nella scelta	2	
Trave più corta nella scelta [dm]	12	
Trave più lunga nella scelta [dm]	30	
Overpower concesso [%]	0	

Figura 157: Parametri di progetto per la trave fredda

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	RETТА 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
<u>6. CONZIONAMENTO DEGLI OSPEDALI</u>	<u>200</u>
<u>6.1 NORMATIVE</u>	<u>200</u>
<u>6.2 REPARTI SENSIBILI</u>	<u>203</u>
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 AERAILICHE	214
Sicurezza e prevenzione degli impianti aeraulici:	214
Monitoraggio e manutenzione degli impianti aeraulici:	215
<u>6.3 IMMUNODEPRESSI-INFETTIVI</u>	<u>216</u>
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
<u>6.4 MEDICINA NUCLEARE</u>	<u>220</u>
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
<u>6.5 EMODINAMICA</u>	<u>224</u>