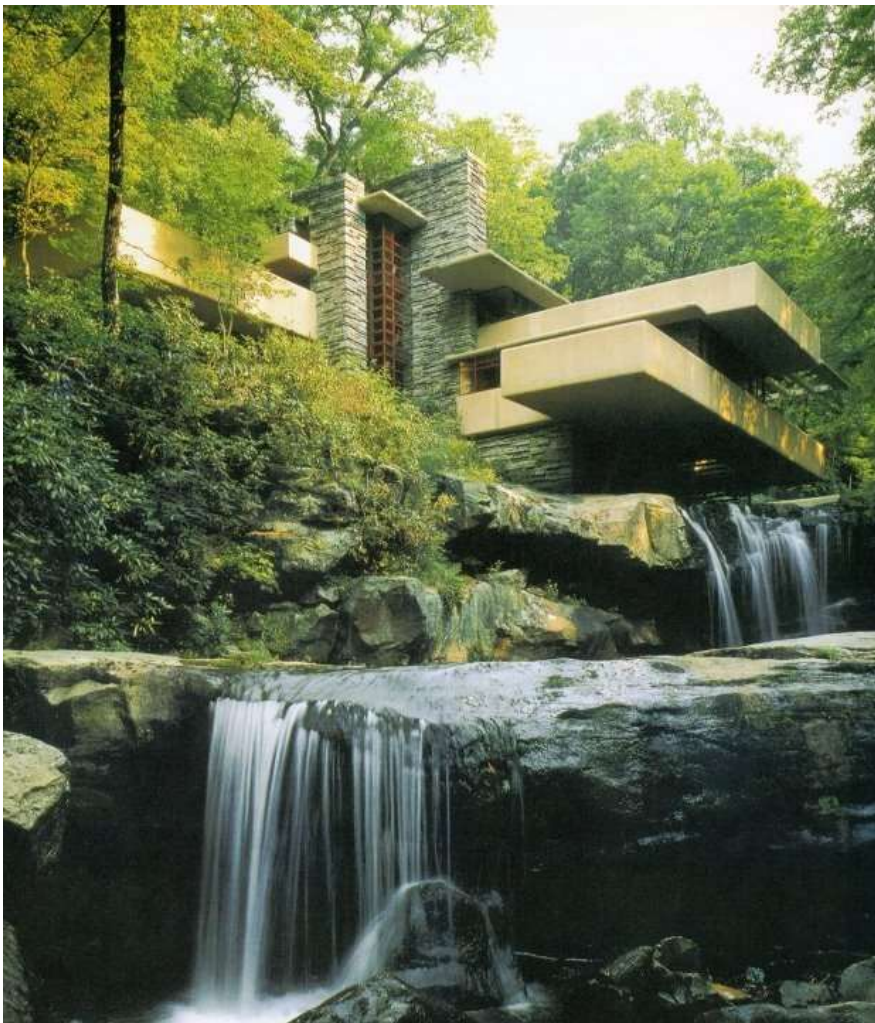


2015

**IMPIANTI TERMOTECNICI – VOLUME IA
TERMOFISICA DEGLI EDIFICI**



PROF. GIULIANO CAMMARATA

Dipartimento di Ingegneria

Industriale di Catania

A.A 2015/16

FILE: IMPIANTI TERMOTECNICI - VOLUME 1A NO- 15.DOCX
AUTORE: GIULIANO;CAMMARATA CAMMARATA
DATA: 7 SETTEMBRE 2015

www.giulianocammarata.it
gcamma@diim.unict.it
cammaratagiuliano@gmail.com

La riproduzione a scopi didattici di quest'opera è libera da parte degli Studenti 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>INTRODUZIONE AL CORSO</u>	<u>I</u>
2.	<u>SISTEMI DI UNITÀ DI MISURA</u>	<u>1</u>
3.	<u>RICHIAMI DI TERMODINAMICA APPLICATA E DI TRASMISSIONE DEL CALORE</u>	<u>6</u>
4.	<u>ENERGETICA DEGLI EDIFICI</u>	<u>49</u>
5.	<u>CONDIZIONI AMBIENTALI DI BENESSERE*</u>	<u>70</u>
6.	<u>QUALITÀ DELL'ARIA IN AMBIENTI CONFINATI (IAQ)*</u>	<u>113</u>
7.	<u>L'INVOLUCRO EDILIZIO</u>	<u>144</u>
8.	<u>TERMOFISICA DEGLI EDIFICI*</u>	<u>213</u>
9.	<u>FLUSSI TERMICI NEGLI EDIFICI</u>	<u>251</u>
10.	<u>CONTROLLO DELL'UMIDITÀ NEGLI EDIFICI</u>	<u>291</u>
11.	<u>BIBLIOGRAFIA</u>	<u>308</u>

1. INTRODUZIONE AL CORSO

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

Le problematiche che possono essere trattate nell'ambito di questo corso sono innumerevoli e certo non saranno qui trattate tutte a causa del limitato tempo a disposizione. Si dovranno scegliere, per forza di cosa, quelle più attuali e qualificanti e non è facile.

Si vuole qui proporre un giusto compromesso fra le varie esigenze formative e il tempo disponibile (*non poco ma neanche molto!*) cercando di fornire strumenti progettuali e metodologie operative valide sia in campo industriale che civile.

Una parte importante del corso è dedicata all'impiantistica per la climatizzazione degli edifici (*sia industriali che civili*¹) che è anche una grande risorsa professionale, soprattutto oggi con la separazione degli albi professionali, per gli ingegneri meccanici che sono gli unici a potere trattare queste tematiche. La grande specializzazione raggiunta in questo settore richiede una preparazione di base che solo gli ingegneri meccanici oggi possiedono. Pertanto questi argomenti saranno trattati con grande attenzione osservando nel contempo che possono essere visti come normali applicazioni di *Fisica Tecnica*. Le condizioni di *benessere termico* (ritenute ormai un *diritto* di tutti più che un *lusso* per pochi) sono raggiunte ormai in modo artificiale all'interno degli ambienti di vita.

Oggi si utilizzano preferenzialmente *pareti leggere* perché economicamente più convenienti o perché di più facile industrializzazione e/o perché alleggerendo il peso totale dell'edificio rendono meno gravose le condizioni di carico sismico, ...

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

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

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

Il risultato è che la radiazione solare che penetra all'interno degli edifici provoca surriscaldamenti spesso intollerabili, oltre che notevoli danni alle suppellettili dovuto all'invecchiamento radiativo dei materiali, soprattutto quelli plastici. L'edificio moderno è per sua natura inattivo su tutti i fronti del benessere, incapace di dare protezione vera alle sollecitazioni ambientali (*pur numerose e continue*). Insomma sembra che l'idea (ovviamente *sbagliatissima!*) che sta avendo il sopravvento sia questa: l'Architetto o chi ne fa le veci² *progetta* come *gli pare* la *forma* poi ci pensano i *tecnologici* (ossia gli *ingegneri termotecnici* e in particolare i *meccanici*) a rimettere a posto le cose (*se è ancora possibile!*) e a caro prezzo energetico ed economico.

E sì perché quando si va contro le leggi della natura (*in questo caso della Termodinamica*) occorre spendere energia, lavoro e denaro per rimettere le cose a posto.

Un esempio: se l'edificio disperde troppo allora compensiamo questa deficienza con un impianto di climatizzazione a spese dell'energia elettrica e/o termica necessaria. Il risultato è un forte danno economico ed ambientale (*per le conseguenze che usi non congrui dell'energia comporta*) per la collettività per effetto del maggior costo dell'esercizio degli impianti, un maggior inquinamento e un maggior degrado della qualità della vita esterna.

La professione del *Progettista Termotecnico* non è più oggi quella di alcuni anni fa! Tutto è cambiato e siamo ancora all'inizio di una trasformazione che vedrà ancora di più coinvolti gli studi, le normative nazionali e quelle internazionali.

L'introduzione delle nuove leggi sugli appalti pubblici (*Legge Merloni nazionale e Legge regionale n. 7/2002 per la Regione Sicilia*) e quindi sulla progettazione e direzione lavori carica il progettista di forti responsabilità. Non sono più ammessi errori progettuali e se ci sono è il

² In Italia, ormai per tradizione secolare, sono diverse le figure professionali che si interessano di progettazione edilizia. La figura principale è l'Architetto e a questa ci si riferisce come *Il Progettista* per definizione. Sempre in Italia si ha un'anomalia, unica nel panorama internazionale, e cioè la figura dell'Ingegnere Edile che si sovrappone e in parte duplica la figura professionale dell'Architetto, con competenze ritenute, in genere, più tecniche che formali. Tuttavia, almeno fino a quando la riforma degli Ordini Professionali non sarà attuata pienamente, qualunque ingegnere (almeno dei vecchi ordinamenti degli studi) può esercitare in qualsivoglia campo della Tecnica. Così avviene che ingegneri elettronici, informatici, elettrici, meccanici, aeronautici, trasportisti, strutturalisti, ..., oltre a geometri, periti edili e qualche volta anche gli agronomi, esercitano professione nel campo della progettazione architettonica. Il risultato di questo proliferare di figure professionali, non sempre adeguate al tipo di professione in campo architettonico, è un parco edificato di scarsa qualità. Aggiungo che anche la figura principale, l'Architetto, spesso si trova impreparato alla corretta progettazione per via di corsi di studi che in Italia, per motivi storici, sono prevalentemente orientati al composizione e poco alla tecnologia. In definitiva trovare un buon progettista architettonico è quasi un miracolo e quei pochi li fanno senatori. Molti dei mali derivano dall'ignoranza professionale dei più e dalla scarsa volontà di aggiornarsi nei settori nei quali la preparazione di base è più carente. *Progettare* significa ancora, purtroppo, *disegnare* mentre in realtà la progettazione è un'operazione complessa di un sistema anch'esso molto complesso e multiforme quale è un moderno edificio. Può apparire strano ma sempre più spesso ci si trova dinnanzi a Professionisti che pretendono di progettare oggetti ed opere dei quali conoscono poco. In pratica è come se si progettasse un'automobile senza sapere cosa è: si suppone di disegnare la carrozzeria e basta. Allo stesso modo spesso i progettisti architettonici pretendono di progettare gli edifici tracciandoli graficamente (con la classica doppia linea) sui fogli di carta in base al gusto (pardon, *all'arte*) senza rendersi conto delle conseguenze che una doppia linea, che graficamente rappresenta una parete, può avere sul comportamento termofisico dell'edificio. E non voglio qui trascurare i danni prodotti dall'emulazione progettuale di grandi Architetti (nessuna categoria di professionisti si autodeclama e si magnifica come gli Architetti!) senza tenere conto dell'ambientazione locale delle opere. Così, ad esempio, le opere di Alvar Aalto (Nord Europa) vengono trasposte con facilità (oltre che incoscienza ed ignoranza) anche in Sicilia senza tenere conto del fatto che una parete vetrata alle nostre latitudini può essere un'arma letale per gli occupanti. Anche nell'impiantistica sta nascendo qualcosa di simile: gli edifici sono ormai ricoperti di impianti *split* che, oltre a deturpare le facciate, produce danni ambientali ed energetici considerevoli. L'utilizzo degli *split* comporta quasi sempre la scomparsa della figura del *Progettista Termotecnico*: basta, infatti, solamente l'installatore per installare dispositivi comprati ormai al supermercato e classificati in migliaia di BTU (*unità sconosciuta alla quasi totalità degli acquirenti*). La scelta è ormai basata su tipologie standard: piccolo, medio, grande. Naturalmente non dobbiamo neppure parlare di efficienze energetiche degli *split* anche se da qualche tempo si parla di insufficienza della rete nazionale a fronteggiare i carichi elettrici estivi per effetto dell'elevato consumo degli impianti di condizionamento (leggasi *split*). Quanto appena detto non vuole essere uno sfogo personale ma una elencazione di problemi (o meglio di *mali*) che purtroppo sono ben lontani dall'essere risolti.

Progettista a pagare di persona. Ne consegue la necessità di avere una buona preparazione professionale di base ed anche specialistica.

Lo scopo della prima parte di questo corso è lo studio del comportamento termico degli edifici (noto come *Termofisica degli edifici*). Questo argomento sarà trattato nel Volume 1A e riveste grande importanza per il corretto dimensionamento degli impianti.

Il Volume 1B, dopo un capitolo di richiamo delle nozioni base di *Termodinamica e Trasmissione del Calore*, presenta una casistica delle più moderne tecniche di riscaldamento ambientale e di controllo delle condizioni di benessere (*non solo termico, ovviamente!*) allo scopo di consentire agli Allievi di avere idee precise sugli impianti termotecnici e poterli, quindi, correttamente progettare anche alla luce delle numerosissime (*pur troppo e per fortuna*) leggi, decreti e regolamenti esistenti.

Il Volume 2 parla del *Condizionamento ambientale* e presenta sia i metodi di calcolo dei carichi termici estivi che le tipologie impiantistiche più attuali.

In pratica nei volumi 1 e 2 si esamineranno le tipologie impiantistiche più ricorrenti per il riscaldamento e per il condizionamento (*oggi sempre più necessario anche in considerazioni delle evoluzioni climatiche di questi ultimi anni per l'accresciuto effetto serra*) e quindi di due tipologie di impianti *energivori* che condizionano anche la vita stessa dell'Uomo quale utente degli stessi edifici. Infine si farà cenno alle nuove tematiche relative agli impianti di cogenerazione e trigenerazione, ai termovalorizzatori, all'economia dell'idrogeno, alle energie rinnovabili (oggi sempre più sulla scena) e all'energia nucleare (di si prospetta un ritorno in Italia). Si tratta di temi di grande attualità ed importanza per i quali è indispensabile fare un accenno informativo.

Il testo, suddiviso in più volumi, è organizzato nei seguenti capitoli principali:

- *Condizioni ambientali di benessere:*
- *Comfort termico e qualità dell'aria:*
- *Termofisica degli edifici;*
- *Applicazione della Psicrometria e Controllo dell'umidità negli edifici: diagramma di Glaser;*
- *Impianti di Riscaldamento: calcolo dei carichi termici, applicazione del D.Lgs. 192/05 e dei decreti successivi; Certificazione energetica degli edifici; Calcolo dinamico;*
- *Impianto di condizionamento: calcolo del carico termico estivo, dimensionamento di un impianto a tutt'aria senza e con ricircolo, cenni agli impianti misti;*
- *Edifici passivi ed esempi di architettura bioclimatica;*
- *Diagrammi solari e progettazione di schermo solari*
- *Componenti di impianto: caldaie, radiatori, pannelli radianti, refrigeratori d'acqua, centrali di trattamento dell'aria, vaso di espansione, ...*
- *Dichiarazione ISPESL;*
- *Elementi di regolazione degli impianti;*
- *Moto dei fluidi e dimensionamento delle reti di distribuzione dell'acqua, dell'aria e del vapore;*
- *Reti tecnologiche per la distribuzione del vapore e dell'aria compressa;*
- *Isolamento termico delle tubazioni;*
- *Impianti solari per la produzione dell'acqua calda ad uso sanitario ed applicazioni di processo;*
- *Progetto dei componenti di impianto principali di una centrale termica;*
- *Impianti di cogenerazione e trigenerazione per usi civili;*
- *Progetto degli impianti antincendio;*

A partire dall'AA 2010-2011 entra in vigore la nuova organizzazione dei corsi di ingegneria per cui gli *Impianti Termotecnici* sono l'unica materia applicativa in campo energetico per gli allievi meccanici.

In conseguenza l'organizzazione del corso subisce una modifica rispetto a quanto fatto negli anni scorsi. In particolare, oltre alle applicazioni civili sopra discusse, si aggiungono le applicazioni industriali ed energetiche. Pertanto si tratteranno anche i seguenti capitoli:

- *Impianti industriali per la produzione di potenza;*
- *Centrali termiche rigenerative, cicli combinati, cicli cogenerativi;*
- *Elementi di Termo fluodinamica;*
- *Perdite di pressione nel moto bifase e stabilità dei tubi bollitori;*
- *Scambiatori di calore;*
- *Cenni di Fisica Nucleare e di Impianti nucleari;*
- *Impianti di termovalorizzazione;*
- *Impianti solari termici;*
- *Impianti solari di potenza (solare termodinamico);*
- *Impianti eolici;*
- *Celle a combustibile;*
- *Economia dell'idrogeno;*
- *Impianti Nucleari per applicazioni civili;*

I capitoli sono corredati di numerose figure che possono soddisfare l'esigenza, tipica dei giovani studenti, di concretizzare i concetti in modo tangibile e visuale. Sono anche disponibili numerose tabelle di calcolo che possono risultare utili nella preparazione degli elaborati di progetto.

Durante il corso delle lezioni gli Allievi dovranno preparare uno o più progetti concreti (*casi studio di una certa complessità*) che richiedono conoscenze su più argomenti fra quelli sopra indicati. La preparazione di questi elaborati sarà seguita da parte del docente anche per fornire una indicazione pratica sulle modalità di progetto.

Particolare attenzione, quindi, sarà posta nella scelta e nella selezione dei componenti di impianto fra quelli industrialmente e commercialmente disponibili. I progetti suddetti sono fondamentali per gli esami finali e costituiscono argomento di base per la prova finale.

Infine si farà largo uso di *CAD Termotecnici* anche per abituare gli Allievi ad utilizzare strumenti avanzati per un modo *moderno* di lavoro.

Allo scopo di guidare gli Allievi nel loro studio, vista anche la vastità e complessità della materia, i capitoli o i paragrafi che si ritengono più importanti sono contrassegnati con un asterisco.

Buon lavoro.

Catania 7 settembre 2015

Prof. Ing. Giuliano Cammarata

2. SISTEMI DI UNITÀ DI MISURA

Si riporta nel prosieguo una breve introduzione sulle unità di misura. Questo argomento è di solito trattato già nei corsi di *Fisica Generale* e pertanto si desidera qui richiamare solamente le nozioni fondamentali³. Spesso accade nei giovani studenti che vengano utilizzati termini senza conoscerne il significato e neppure avere i benefici della *banalizzazione* dei concetti necessaria alla conoscenza di nuove discipline. Data l'importanza di questi concetti basilari (non solo per il Corso di *Impianti Termotecnici*) si invitano gli Allievi a ben studiare queste poche pagine.

Nel campo della Scienza e della Tecnica ci si riferisce a *grandezze* che possiamo definire come entità (matematiche, fisiche, chimiche, ...) affette dalla caratteristica di *misurabilità*. In effetti è proprio questa caratteristica che consente di fare Scienza (come disse Lord Kelvin) e quindi dobbiamo essere in grado di saperne controllare il significato e la definizione.

La **misura** è il *rapporto* fra una grandezza ed un'altra presa come *riferimento*. Così, ad esempio, quando misuriamo la lunghezza di uno spigolo di un tavolo facciamo un rapporto fra la lunghezza (entità fisica data dalla proprietà dei corpi di avere un'estensione geometrica) e il *metro* di riferimento. Pertanto dire *1,55 m* vuole dire che la lunghezza dello spigolo misurata equivale ad *1,55* volte quella del *metro*, inteso come oggetto standardizzato, eguale per tutti, la cui misura è garantita essere eguale a quella di un **campione**⁴ depositato presso il Museo di Pesi e Misure di Parigi.

Il *campione di riferimento* è detto anche **unità di misura** della grandezza in esame e ciascuna grandezza fisica, chimica, ..., ha una **unità di misura** rispetto alla quale definire la sua **misura**.

E' allora chiaro che la grandezza è del tutto indipendente dall'unità di misura: la lunghezza di uno spigolo del tavolo è una proprietà fisica che non dipende dall'unità di misura scelta. Possiamo utilizzare il *metro* o il *pollice* ma il concetto di *lunghezza* resta immutato, cambierà la *misura*.

Sulle grandezze possiamo definire, anche in modo intuitivo, il concetto di *omogeneità* e di *eterogeneità* per cui, ad esempio, è lecito sommare grandezze *omogenee* e non grandezze *eterogenee*. Possiamo ancora associare il concetto di *dimensione* ad ogni classe di grandezze *omogenee*: la *dimensione* è la proprietà astratta comune a tutte le grandezze della stessa specie (cioè *omogenee*) che ne caratterizza la classe. Così, ad esempio, si può parlare di dimensione della *lunghezza* o del *volume* o della *temperatura*, ... Solitamente si suole indicare la *dimensione* di una grandezza racchiudendone il simbolo utilizzato in parentesi quadre. Ad esempio se *L* è il simbolo della lunghezza la sua dimensione è $[L]$.

³ Questo Capitolo è ripreso dal Corso di *Fisica Tecnica* ed è qui riportato solamente per comodità di consultazione.

⁴ Le nuove definizioni operative delle unità di misura consentono ai laboratori primari di ottenere un riferimento esatto senza dover ricorrere al *campione* depositato. Negli ultimi anni si sono avute definizioni operative diverse da quelle qui riportate e che si omettono per semplicità. L'allievo sappia, ad esempio, che il **metro** è definito come *la lunghezza percorsa dalla luce nel vuoto nel tempo di 1/299792458 secondi*. Il **secondo** è definito come *la durata di 9192631770 periodi della radiazione corrispondente alla transizione tra due livelli iperfini dello stato fondamentale dell'atomo di Cesio 133*. Come si può ben vedere si tratta di definizioni specialistiche che consentono di *riprodurre* il *campione* localmente avendo, però, un laboratorio specializzato.

Poiché le grandezze sono quasi sempre fra loro correlate da leggi fisiche, non è opportuno definire unità di misura diverse per ciascuna grandezza ma si può creare un collegamento di tipo fisico-matematico fra alcune grandezze assunte come **fondamentali** e le altre dette grandezze **derivate**. L'insieme di **grandezze fondamentali** viene di solito scelto in modo coerente ed indipendente e tale da definire un **Sistema di Unità di Misura** da cui derivare tutte le altre grandezze derivate (dette anche grandezze *dipendenti*). Le grandezze *fondamentali* debbono essere scelte in modo tale che risultino effettivamente indipendenti fra loro e che non ci siano ridondanze. Tutte le grandezze *derivate* debbono avere un collegamento fisico con una o più grandezze *fondamentali*.

Il Sistema di Unità di Misura cui si farà riferimento è il **Sistema Internazionale (SI)** adottato da tutti gli Stati che aderiscono alla Conferenza Internazionale dei Pesì e Misure, fra cui l'Italia. Esso è obbligatorio ed il solo utilizzabile per effetto del DPR del 1982⁵ che punisce⁶ con ammende da 250 € fino a 750 € ogni infrazione. Esso prevede le seguenti grandezze *fondamentali* (si citano qui solamente quelle che possono avere collegamenti diretti con il contenuto del Corso):

SISTEMA INTERNAZIONALE (SI)						
1 - Lunghezza	Simbolo	L	Unità di misura	<i>metro</i>	simbolo	m
2 - Massa	Simbolo	M	Unità di Misura	<i>chilogrammo</i>	simbolo	Kg
3 - Tempo	Simbolo	t	Unità di Misura	<i>secondo</i>	simbolo	s
4 - Temperatura	Simbolo	T	Unità di misura	<i>grado Kelvin</i>	simbolo	K
5 - Corrente	Simbolo	I	Unità di Misura	<i>Ampere</i>	simbolo	A

Tabella 1: Sistema Internazionale

Il **SI** deriva direttamente dal vecchio Sistema **MKSA** (*Metro, chilogrammo, secondo, Ampere*) e ne definisce le modalità di campionatura delle unità fondamentali in modo più operativo e più facilmente riproducibile in laboratorio. Esistono altri sistemi di unità di misura ancor 'oggi usati sia nella Tecnica che nei paesi anglosassoni. Qui si citano brevemente perché utili nelle applicazioni tecniche.

SISTEMA TECNICO DEGLI INGEGNERI (ST)						
6 - Lunghezza	Simbolo	L	Unità di misura	<i>metro</i>	simbolo	m
7 - Peso	Simbolo	P	Unità di Misura	<i>chilo-peso</i>	simbolo	kg _p
8 - Tempo	Simbolo	t	Unità di Misura	<i>secondo, ora</i>	simbolo	s , h
9 - Temperatura	Simbolo	T	Unità di misura	<i>grado Celsius</i>	simbolo	°C
10 - Corrente	Simbolo	I	Unità di Misura	<i>Ampere</i>	simbolo	A

Tabella 2: Sistema Tecnico

La caratteristica di questo Sistema di Unità di Misure, ancora usatissimo nella applicazioni pratiche, è di avere scelto il **Peso** al posto della **Massa** come grandezza fondamentale. La *Massa* risulta, pertanto, una grandezza derivata e pari al *Peso/Accelerazione_gravità* ($g=9,81$ m/s).

Ma la diversità di questo Sistema di Unità di Misura non consiste solo in questa sostituzione: gli effetti sulle unità derivate sono numerosi e in alcuni casi strani per cui è opportuno prestare sempre il massimo di attenzione quando si incontrano unità di misura di questo sistema.

Fra le cose più strane e che in parte derivano dalla vecchia impostazione della Termodinamica citiamo quella di avere unità di misura diverse per l'*Energia* meccanica (*kgm*), elettrica (*Joule*) e l'energia termica (*kcal*) e così pure per le unità di misura della *Potenza* meccanica (*CV*), elettrica (*kW*) e termica (*kcal/h*).

Definizioni multiple si hanno pure per la pressione (*kgp/m²*), oppure (*kgp/cm²*) detta anche *atmosfera tecnica* e *mm.ca* equivalente a (*kgp/m²*).

⁵ Il D.M. 29/10/2009 reca le norme attuative della Direttiva Europea 2009/2/CE per il Sistema di misura Internazionale SI. Apporta alcune modifiche sulla scala di temperatura assoluta (Kelvin) ed introduce l'unità di misura catalitica *kat*. Resta sostanzialmente invariata la struttura del DPR 12/08/1982 N. 802.

⁶ Non risulta che sia stata mai comminata una sanzione per il mancato rispetto di questo DPR.

SISTEMA ANGLOSASSONE FISICO (SA)

11 – Lunghezza	Simbolo	L	Unità di Misura	<i>inch</i>	simbolo	in
12 – Massa	Simbolo	M	Unità di Misura	<i>libbra</i>	simbolo	lb
13 – Tempo	Simbolo	t	Unità di Misura	<i>secondo</i>	simbolo	s
14 – Temperatura	Simbolo	T	Unità di misura	<i>°F (Fahrenheit)</i>	simbolo	°F
15 – Corrente	Simbolo	I	Unità di Misura	<i>Ampere</i>	simbolo	A

Tabella 3: Sistema Anglosassone

è utile ricordare i fattori di conversione delle grandezze fondamentali anglosassoni:

Grandezza	Unità di Misura SA	Unità di Misura SI
Massa	Libbra (lb)	0,4536 kg
Temperatura	Grado Fahrenheit (°F)	$[(°F-32)*5/9]$ °C
Lunghezza	Pollice (in)	0,0254 m

Tabella 4: Conversione di alcune grandezze dei sistemi metrici - anglosassone

Durante il prosieguo del corso si daranno le definizioni delle grandezze derivate più importanti per la *Termodinamica* e la *Termotecnica* nei vari *Sistemi di Misura* indicati.

2.1 CONVERSIONE DELLE UNITÀ DI MISURA PIÙ RICORRENTI

L'esperienza nell'insegnamento di queste materie mi porta ad osservare una difficoltà sensibile da parte degli Allievi per le unità di misura e le loro conversioni nei sistemi più ricorrenti. In genere l'unità di misura è vista come una specie di scocciatura da aggiungere ai valori numeri che vengono fuori dai calcoli senza rendersi conto che esse rivestono un'importanza fondamentale nelle scienze applicate. Il numero puro è quasi sempre una astrazione matematica e sono proprio i matematici che sono soliti prescindere dal significato di una grandezza. Per i matematici una variabile x può essere tutto ciò che si desidera, una lunghezza, una massa, una carica elettrica,

A loro non importa nulla del **significato** che Noi attribuiamo ad una **grandezza** tanto è vero che i matematici affrontano le equazioni in modo così asettico da inventare una nuova Fisica detta **Fisica Matematica** nella quale le equazioni non hanno alcun legame con la realtà ma rappresentano solamente legami funzionali di tipo matematico che possono (ma ai matematici non interessa neanche questo) avere significato fisico reale.

Nel campo delle applicazioni scientifiche, di cui l'Ingegneria e l'Architettura sono importantissimi riferimenti, le grandezze sono **fortemente legate** alla realtà e pertanto sono sempre affette da **dimensioni** e quindi debbono essere seguite da **unità di misura**: 5 metri sono cosa ben diversa da 5 kg e così puri da 5 kW o altro ancora.

Non basta, quindi, scrivere i valori numeri delle variabili di calcolo ma occorre sempre farli seguire dall'indicazione di cosa esse rappresentano, cioè dalle unità di misura che sono, in pratica, il loro **nome e cognome**.

A complicare le cose si hanno unità di misura diverse per sistemi di misura diversi, con riferimento a grandezze omogenee. Così 7 N non sono equivalenti a 7 kgf o a 7 lb. Ne segue l'importanza di riferirsi sempre ad **unità di misura omogenee e coerenti** onde evitare errori grossolani nei risultati. E agli errori grossolani possono seguire anche enormi catastrofi!

Spero allora che questo paragrafo sia letto con la necessaria attenzione e tenuto sempre in evidenza durante i calcoli proprio per evitare errori dannosi e/o potenzialmente pericolosi.

Unità di misura	N	kgf	lbf
N	1	0.102	0.225
Kgf	9.806	1	2.205
lbf	4.44	0.4536	1

Tabella 5: Unità di misura per la Forza

Unità di misura	Pa	at	bar
Pa	1	$1.02 \cdot 10^{-5}$	10^{-5}
at	98066.5	1	0.980665
bar	10^5	1.02	1

Tabella 6: Unità di misura per la Pressione

Unità di misura	J	kgf.m	kWh	kcal
J	1	0.102	$2.78 \cdot 10^{-7}$	$0.2388 \cdot 10^{-3}$
kgf.m	9.80665	1	$2.72 \cdot 10^{-6}$	$2.34 \cdot 10^{-3}$
kWh	$3.6 \cdot 10^6$	$3.6 \cdot 10^5$	1	632.4
kcal	4186.8	426.9	0.735	1

Tabella 7: Unità di misura per l'Energia

Unità di misura	W	kgf.m/s	CV	kcal/h
W	1	0.102	$1.36 \cdot 10^{-3}$	0.85984
kgf.m/s	9.80665	1	$1.33 \cdot 10^{-2}$	8.432
CV	735.5	75	1	632.4
Kcal/h	1.163	0.1186	$1.58 \cdot 10^{-3}$	1

Tabella 8: Unità di misura per la Potenza

2.2 COSTANTI FISICHE NOTEVOLI ED UNIVERSALI

Spesso nella *Termotecnica* e in ogni caso nelle applicazioni impiantistiche di tutti i tipi occorre ricordare alcune costanti fisiche importanti o universali⁷.

Pertanto nella tabella seguente si ha un elenco fra le costanti di maggior interesse.

Costante universale dei gas perfetti	$R^* = 8.31445 \text{ kJ/kmol.K}$
Numero di Avogadro	$N = 6.02293 \cdot 10^{26} \text{ kmol}^{-1}$
Volume molare del gas ideale (1 atm, 273.15 K)	$V = 22.4139 \text{ m}^3/\text{kmol}$
Costante di Boltzmann	$K = 1.38045 \cdot 10^{-23} \text{ J/K}$
Costante di Stefan Boltzmann	$\sigma = 5.67051 \cdot 10^{-8} \text{ W/(m}^2\text{K}^4)$
Costante di Planck	$h = 6.62517 \cdot 10^{-34} \text{ Js}$
Velocità della luce nel vuoto	$c = 2.997925 \cdot 10^8 \text{ m/s}$
Prima costante della radiazione (Planck)	$c_1 = 2\pi h c^2 = 3.7417749 \cdot 10^{-16} \text{ Wm}^2$
Seconda costante della radiazione (Planck)	$c_2 = hc/k = 0.01438769 \text{ m K}$
Accelerazione di gravità standard	$g = 9.80665 \text{ m/s}^2$

Tabella 9: Alcune costanti universali

2.3 VALORI COMUNI DI ALCUNE PROPRIETÀ TERMOFISICHE DEI CORPI

Sempre più spesso mi accorgo che gli Allievi Ingegneri nel corso dei loro di studi rimangono del tutto *paralizzati* dinanzi alla richiesta di alcuni valori comuni di uso pratico comune nella *Fisica Tecnica*, nella *Termotecnica* e nell'impiantistica in generale.

Non si capisce per quale motivo la densità dell'acqua o il suo calore specifico a pressione costante debbono essere causa di notti insonni.

Eppure fin dalla scuola media questi valori sono definiti in modo chiaro ed inequivocabile, senza contare il fatto che prima di arrivare al 5° anno ci sono sempre più corsi di *Fisica Generale* che questi valori necessariamente li definisce.

Spero che anche questa tabella sia tenuta nella necessaria considerazione per il prosieguo di questo testo.

⁷ Cioè che si riferiscono a Leggi fisiche fondamentali, quali la costante dei gas perfetti, il Numero di Avogadro, ...-

Dati caratteristici dell'acqua	
Densità (massa specifica) dell'acqua a 0 °C	1000 kg/m ³
Volume specifico dell'acqua a 0 °C	0.001 m ³ /kg
Calore specifico a pressione costante dell'acqua a 0 °C	4.186 kJ/kg.K
Calore specifico a pressione costante del vapore d'acqua a 0 °C	1.92 kJ/kg.K
Calore latente di vaporizzazione dell'acqua a 0 °C	2501 kJ/kg
Viscosità cinematica dell'acqua a 0 °C	1.02 10 ⁻⁶ m ² /s

Tabella 10: Alcuni dati caratteristici dell'acqua

Dati caratteristici dell'aria	
Densità (massa specifica) dell'aria a 0 °C	1.29 kg/m ³
Volume specifico dell'aria a 0 °C	0.776 m ³ /kg
Calore specifico a pressione costante a 0 °C	1.005 kJ/kg.K

Tabella 11: Alcuni dati caratteristici dell'aria

Nei manuali specializzati sono riportati i dati termotecnici ed entalpici relativi a vari fluidi di lavoro (acqua, vapore, aria, freon vari ...) e ad essi si rimanda per un riferimento più approfondito e completo.

3. RICHIAMI DI TERMODINAMICA APPLICATA E DI TRASMISSIONE DEL CALORE

Lo studio di *Impianti Termotecnici* è relegato al 2° Anno della Laurea Magistrale, cioè al V anno di studi effettivi. Questo significa che le materie di base, cioè la *Termodinamica* e la *Trasmissione del Calore*, sono quasi sempre un glorioso ricordo.

Allo scopo di rendere più agevoli alcuni concetti fondamentali per il corso di *Impianti Termotecnici* si richiamano qui di seguito alcuni concetti fondamentali.

Il comportamento termico dell'edificio è perfettamente descrivibile con l'ausilio della *Termodinamica Applicata* e della *Trasmissione del Calore* alle quali si rimanda per un ulteriore approfondimento per una migliore comprensione di quanto esposto.

Quale ulteriore ausilio per il Lettore si richiamano anche alcune proprietà termofisiche e leggi fondamentali che verranno spesso richiamate nel prosieguo.

Quest'elenco vuole essere un semplice promemoria che può e deve essere arricchito con la lettura degli argomenti trattati in modo esteso nei testi di Fisica Tecnica e Trasmissione del Calore.

3.1 GRANDEZZE FISICHE FONDAMENTALI

Richiamiamo le definizioni di alcune grandezze molto usate per la Termofisica degli edifici e per il corso di Impianti Termotecnici.

3.1.1 ENERGIA

È la capacità di compiere lavoro. Si misura in Joule (J). È spesso usato il multiplo *kJ* o anche il *MJ*. Di recente la normativa europea e quella italiana suggerisco anche l'utilizzo del *kWh* (chilowattora) data dal prodotto di una potenza di 1 kW (vedi dopo) per un tempo di un'ora ed è pari a $3600 \text{ kJ} = 3,6 \text{ MJ}$. Si hanno diverse forme di energia, tutte misurate in Joule. Ad esempio si ha l'energia cinetica, potenziale, chimica, termica, nucleare, elettrica,

Le trasformazioni fra le diverse forme energetiche sono soggette ai principi della Termodinamica. Ad esempio in una macchina termica trasformiamo energia chimica in energia termica, mediante la combustione dei combustibili, e poi in energia meccanica mediante opportuni cicli termodinamici. Non sempre si può trasformare tutta l'energia di una tipologia in un'altra. Trasformiamo integralmente energia potenziale in cinetica ma non tutta l'energia termica in energia meccanica.

Una particolare forma di energia è quella dissipativa (ad esempio l'attrito) che è sempre presente in tutte le trasformazioni reali. In genere l'attrito degrada in calore.

3.1.2 POTENZA

Il rapporto fra l'energia e il tempo è detta *potenza*. Essa si misura in Watt (*W*) corrispondente a:

$$1W = \frac{1J}{1s}$$

Molto usati sono i multipli *kW* e *MW*.

Un'unità utilizzata nei consumi energetici è data dal prodotto della potenza in kW per il tempo in ore ottenendo i kWh.

3.1.3 DENSITÀ

È la massa per unità di volume o massa specifica e si misura in kg/m^3 . L'inverso della densità è detto *volume specifico* e si misura in m^3/kg . L'acqua ha una densità di $1000 kg/m^3$ ed un *volume specifico* di $0,001 m^3/kg$. L'aria ha una densità di $1,28 kg/m^3$ ed un volume specifico di $0,78 m^3/kg$.

3.1.4 PRESSIONE

La pressione è definita dal rapporto fra la forza agente su un sistema e la sua superficie:

$$p = \frac{F}{S}$$

L'unità di misura nel S.I. è il *Pascal*, [*Pa*], definito come:

$$Pa = \frac{N}{m^2}$$

Tuttavia nella pratica si utilizzano anche altre grandezze. Ad esempio si usa molto il *bar* dato da:

$$1bar = 10^5 Pa$$

Nel S.T. si usano strane unità di misura che possono creare confusione. L'unità coerente in questo sistema è:

$$\frac{kg_{peso}}{m^2}$$

che non ha un nome specifico. Si utilizza molto l'atmosfera tecnica definita come:

$$1at = \frac{kg_{peso}}{cm^2}$$

per cui è $1at = 10^4 kg_p/m^2$. Risulta, vedi capitolo sulle unità di misura. $1at = 98066.5 Pa$, ovvero anche $1 Pa = 1.02 \cdot 10^{-5} at$.

Considerando che la massa specifica dell'acqua è $1000 kg/m^3$ si ha anche l'equivalenza:

$$\frac{1kg_f}{m^2} = 1mm.c.a.$$

Cioè l'unità principale del S.T., kg_f/m^2 , coincide con la pressione di una colonna d'acqua (c.a.) di 1 mm. Pertanto nelle applicazioni si usa molto spesso misurare la pressione in *mm.c.a.* (millimetri di colonna d'acqua).

E' ovvio che:

$$10000 \text{ mm.c.a.} = 1 \text{ m.c.a.}$$

e che 10 m. c.a. equivalgono ad 1 at. Inoltre si ha:

$$1 \text{ mm c.a.} = \frac{1 kg_f}{m^2} = \frac{9.81 N}{m^2} = 9.81 Pa$$

per cui spesso si considera $1 \text{ mm c.a.} \sim 10 Pa$.

3.1.5 VISCOSITÀ DINAMICA

I fluidi reali manifestano una certa resistenza alle variazioni delle loro condizioni di moto. Per essi vale la legge di *Newton – Maxwell- Petroff* che si esprime nella forma:

$$\vec{F} = \mu \left(\frac{dw}{dy} \right) A$$

ove:

- μ è la viscosità dinamica, espressa in $[kg/(m.s)]$ o anche in $[Pa.s]$;
- dw/dy è il gradiente di velocità nella direzione ortogonale al moto, $[1/s]$;
- A è la superficie di contatto, $[m^2]$;
- F è la forza di resistenza viscosa, espressa in $[N]$.

I valori della viscosità cinematica sono molto bassi nel Sistema Internazionale (dell'ordine di 10^{-4} - $10^{-5} (Pa.s)$).

3.1.6 VISCOSITÀ CINEMATICA

É il rapporto fra la viscosità dinamica e la densità:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

Essa si misura in $[m^2/s]$ e cioè ha le dimensioni di una velocità areolare.

3.1.7 TEMPERATURA

É l'indicatore esterno dello stato energetico interno di un corpo, così come detto a proposito di sistema termodinamico. Si misura in gradi Kelvin (K) nel *Sistema Internazionale*.

É usato anche il grado *Celsius* ($^{\circ}C$) che è legato al grado *Kelvin* dalla relazione:

$$^{\circ}C = K - 273,15$$

3.1.8 ENERGIA INTERNA DI UN CORPO

L'energia interna per un corpo è data dalla relazione:

$$E_{int ma} = m c_v \Delta T$$

ove ΔT è la differenza di temperatura, misurata in K o in $^{\circ}C$. Ai fini pratici nell'edilizia e per materiali solidi possiamo ritenere $c_p = c_v$.

Per le sostanze gassose ciò non è valido ed è sempre $c_p > c_v$ per la relazione di Mayer.

L'energia interna è proporzionale alla massa, al suo calore specifico e alla differenza di temperatura. Ogni variazione di energia interna, a parità di m e c_v , porta ad una variazione della sua temperatura. In particolare un incremento dell'energia interna (ad esempio per un accumulo positivo di calore) porta ad un incremento di temperatura del corpo e, viceversa, un decremento dell'energia interna (accumulo negativo) porta ad una diminuzione dell'energia interna.

Ad esempio facendo un bilancio del corpo umano (condizioni ambientali di benessere) se compiamo un lavoro (ad esempio saliamo le scale o facciamo una corsa) allora la maggiore energia prodotta dal metabolismo determina un accumulo positivo di energia interna e quindi si ha un innalzamento della temperatura corporea.

3.1.9 CALORE SPECIFICO

È la quantità di energia termica da fornire ad un corpo perché la sua temperatura si innalzi di $1^{\circ}C$. Il calore può essere fornito in diversi modi, ad esempio a volume costante o a pressione costante o lungo trasformazioni termodinamiche di diversa tipologia.

Per i fini che interessano questo testo ci limiteremo a parlare del calore specifico a pressione costante, indicato con il termine c_p , e il calore specifico a volume costante, indicato con il termine c_v . Il calore specifico si misura in $J/(kg.K)$.

L'acqua ha un calore specifico a pressione costante pari a $4186 J/(kg.K)$ a $13^{\circ}C$. L'aria nelle stesse condizioni ha un calore specifico pari a $1008 J/(kg.K)$. I materiali da costruzione hanno calori specifici che variano da circa 800 a $1200 J/(kg.K)$.

Si osservi come il calore specifico dell'acqua sia molto elevato rispetto a quello degli altri materiali. Questo fatto è fondamentale per la *Climatologia* terrestre poiché le differenze di temperatura generate dalle diverse capacità termiche (vedi dopo) dei mari e della crosta terrestre determinano le correnti sia d'aria che marine.

In genere tutte le sostanze hanno calore specifico meno di un terzo di quello dell'acqua.

3.1.10 CAPACITÀ TERMICA

È la capacità dei corpi di immagazzinare energia ed è data dall'espressione:

$$C = mc_p$$

Essa si misura in J/K (o anche in $J/^{\circ}C$). È tanto più elevata quanto maggiore è, a parità di massa, il calore specifico. Per quanto anzidetto, l'acqua ha la maggiore capacità termica rispetto agli altri corpi. Essa, pertanto, può immagazzinare facilmente molta energia rispetto agli altri corpi.

Si osservi che quanto detto vale nel caso in cui si immagazzini energia cosiddetta sensibile, cioè che fa variare la temperatura dei corpi. Se si utilizza un cambiamento di stato, ad esempio dallo stato solido a liquido e viceversa, allora l'energia fornita o ceduta durante queste trasformazioni è detta calore latente. Si hanno valori del calore latente che possono essere anche molto elevati, in funzione anche della pressione di lavoro.

L'acqua a $0^{\circ}C$ per passare dallo stato liquido a quello di vapore richiede $2504 kJ/kg$ (e viceversa cede la stessa quantità di energia in condensazione dalla fase di vapore a quella liquida).

Per applicazioni particolari delle quali si parlerà in seguito, spesso si utilizzano per l'accumulo termico materiali in cambiamento di fase, detti *PCM (Phase Changing Materials)* che possono essere inseriti all'interno delle pareti di un edificio. Un effetto importante della capacità termica è quella di influire sulle variazioni di temperatura.

Ad esempio se un edificio ha un'elevata capacità termica, a parità di energia solare entrante si avrà un minore surriscaldamento rispetto ad edifici con minore capacità termica. Un edificio antico con muri portanti in muratura piena dello spessore di 70-90 cm ha una capacità termica notevolmente superiore rispetto ad edificio moderno costruito con mattoni forati dello spessore di 20-35 cm e con muratura interna ridotta di spessore o addirittura assente. Per conseguenza le oscillazioni di temperatura interne di un edificio antico sono minori (in qualunque stagione) rispetto a quelle di edifici moderni. Questa considerazione è fondamentale per comprendere il comportamento termico dinamico degli edifici.

3.1.11 POTERE CALORIFICO

È l'energia termica ottenuta bruciando 1 kg di sostanza completamente a pressione costante. La combustione (solitamente la reazione fra carbonio C ed ossigeno O) porta ad avere anche vapore acqueo. Considerata l'elevata temperatura di combustione questo vapore acqueo è allo stato aeriforme e viene di norma trasportato via dai fumi (prodotti della combustione).

In alcuni casi (ad esempio nelle caldaie a condensazione) si preferisce utilizzare anche l'energia di condensazione (cioè l'energia ceduta nel passaggio di stato dalla fase aeriforme alla fase liquida, detto anche condensazione) e pari a circa 2500 KJ a 0 °C a pressione atmosferica.

Si definiscono due poteri calorifici:

- *Potere calorifico inferiore (PCI)*: corrispondente all'energia di combustione senza la condensazione. Ad esempio il gasolio ha un potere calorifico inferiore di 44000 kJ. Un modo oggi utile di esprimere il potere calorifico è in kWh/kg. Considerando la densità del gasolio di 0,85 kg/L il potere calorifero inferiore risulta pari a **10 kWh/L**. Questo valore risulta utile per caratterizzare i consumi energetici specifici degli edifici, normalmente espressi in kWh/(m².a) e che possono facilmente trasformarsi in $L_{\text{gasolio}}/(\text{m}^2.\text{a})$ dividendo per 10 il precedente valore.
- *Potere calorifico superiore PCS*: corrisponde all'energia di combustione totale e quindi facendo condensare il vapore d'acqua che si è formato. Nel caso del gasolio è pari a 44000 + 2500 = 46500 kJ.

3.2 SISTEMA TERMODINAMICO

Si definisce *sistema termodinamico* una qualunque regione di spazio separata da una superficie esterna, anche ideale, dall'ambiente circostante. Un sistema termodinamico può anche essere anche una regione di spazio vuota.

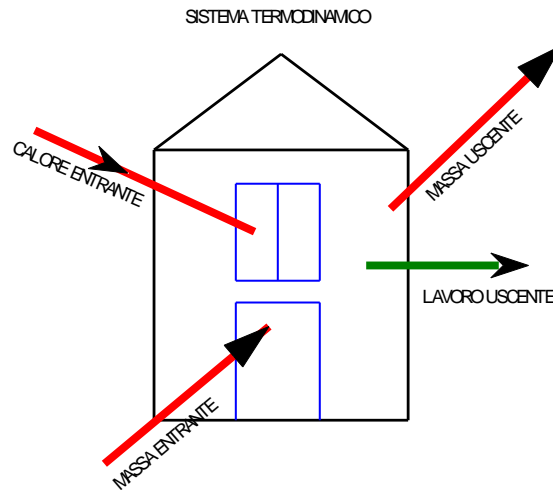


Figura 1: Rappresentazione di un sistema termodinamico

In generale un *sistema termodinamico* contiene della materia (in senso generalizzato) e subisce interazioni (scambi di forze, energia, materia) con l'esterno e/o anche fra parti interne dello stesso *sistema termodinamico*. La definizione della *superficie esterna di separazione* è assolutamente arbitraria: possiamo, ad esempio, definire *sistema termodinamico* il volume interno di un edificio e pertanto la *superficie di separazione* è la superficie interna dello stesso edificio.

La superficie esterna è del tutto arbitraria e possiamo sempre ridurre o aumentare lo spazio esterno, ad esempio possiamo considerare la superficie d'involuppo di una stanza, di due stanze, di un intero piano, di tutto l'edificio, di più edifici, ...

È sempre possibile, quindi, considerare un *sistema termodinamico* che comprenda l'ambiente esterno tracciando una nuova superficie di separazione ancora più ampia, pertanto si può suddividere il *sistema termodinamico* in più sottosistemi suddividendo il volume primitivo in zone comprese in esso.

In definitiva l'arbitrarietà della scelta della superficie di separazione consente di focalizzare l'attenzione sulla parte di spazio da studiare: il *sistema termodinamico* appunto. Il massimo *sistema termodinamico* che comprende anche tutto l'ambiente esterno è detto **universo**.

Il concetto di sistema termodinamico risulta utile nello studio del comportamento termico degli edifici sia in condizioni di regime stazionario che di regime variabile.

A seconda delle possibilità di scambio con l'esterno un *sistema termodinamico* si dirà:

- **aperto** : se può scambiare massa e/o energia con l'esterno;
- **chiuso** : se può scambiare solo energia ma non massa con l'ambiente esterno;
- **isolato** : se non può scambiare né massa né energia con l'ambiente esterno.

La **Termodinamica** studia le trasformazioni dei *sistemi termodinamici*, cioè tutte quelle azioni che portano ad avere scambi di materia e/o di energia fra sistemi e l'esterno o anche all'interno degli stessi sistemi. Essa, quindi, ha validità generale ed è la *Scienza Principale* alla quale tutte le altre fanno riferimento potendosi sempre indicare come casi particolari e specialistici della **Termodinamica**. Un *sistema termodinamico* si dice **in equilibrio termodinamico** se ogni sua parte è contemporaneamente in equilibrio di massa e di energia. Pertanto in un *sistema termodinamico* non si hanno trasformazioni energetiche (ad esempio reazioni chimiche) o meccaniche (parti in movimento che trasformano energia potenziale in cinetica).

In genere, anche in considerazione delle approssimazioni che saranno necessariamente applicate nel prosieguo del Corso, diremo che un *sistema termodinamico* è in equilibrio termodinamico meccanico quando sono costanti la *temperatura*, la *pressione* e il *volume specifico*.

Per quanto riguarda l'equilibrio chimico supporremo presente una sola specie chimica o, se più di una, che non si abbiano reazioni chimiche fra loro, come ad esempio nel caso dell'aria umida⁸.

Naturalmente quanto sopra detto costituisce una semplificazione del problema e spesso anche piuttosto grossolana; si tratta, però, di una semplificazione necessaria perché si possa effettivamente fare scienza sul *sistema termodinamico*, nel senso che solo in queste condizioni possiamo scrivere equazioni di bilancio risolvibili e non disequazioni difficilmente risolvibili.

In mancanza di queste semplificazioni tutti i problemi pratici sarebbero irrisolvibili o difficilmente risolvibili.

3.2.1 EQUAZIONE DELL'ENERGIA PER I SISTEMI APERTI

Per potere studiare i sistemi termodinamici occorre scrivere relazioni fisiche tra le variabili che sono interessate dal problema. In genere questo richiede una conoscenza della **Termodinamica Applicata** e della Fisica Sperimentale. Considerate le finalità del corso si vuole qui enunciare una delle equazioni più importanti della **Termodinamica** e che costituisce uno strumento fondamentale di studio e analisi dei sistemi termodinamici anche complessi. Essa rappresenta uno strumento di analisi formidabile e ricchissimo di applicazioni e che sarà lo strumento principale per il prosieguo degli studi. Si sta facendo riferimento alla cosiddetta **equazione dell'energia per i sistemi aperti**. Da quest'equazione si possono derivare facilmente le altre forme valide per i sistemi chiusi e per i sistemi isolati. Prima di descrivere questa equazione di bilancio, detta anche **Primo Principio della Termodinamica per i sistemi aperti**, è opportuno fare qualche richiamo su alcuni concetti fondamentali di Fisica Generale.

3.2.2 GRANDEZZE SPECIFICHE

Le grandezze che interessano la **Termodinamica** sono molte ma non tutte saranno esaminate in questo corso. Possiamo classificare le grandezze in due categorie:

- **grandezze estensive:** *cioè tali dipendere dall'estensione del soggetto, ad esempio dalla massa presente nel sistema. Sono grandezze estensive il volume, la massa, l'energia interna, l'entalpia, l'entropia, l'exergia, ...;*
- **grandezze intensive:** *cioè tali da non dipendere dall'estensione del soggetto: ad esempio, la pressione, la temperatura,*

Le grandezze **estensive** possono essere rese **intensive** dividendole per la massa alla quale si riferiscono ed ottenendo le **grandezze specifiche**. Useremo spesso tali grandezze perché ci consentono di generalizzare il problema e di utilizzare i piani termodinamici in modo indipendente dalla massa presente nel sistema. Le grandezze **specifiche** sono pertanto sempre riferite **all'unità di massa** e si esprimono, ad esempio, come:

- *volume specifico* [volume/chilogrammo] [m³/kg]
- *massa specifica (o anche densità)* [chilogrammi/metro³] [kg/m³]
- *energia specifica* [energia/chilogrammo] [J/kg]

Si osservi che il volume specifico è l'inverso della massa specifica e viceversa. Quando parliamo di energia specifica intendiamo riferirci a qualunque forma di energia, sia essa meccanica (cinetica e potenziale), elettrica, termica, chimica, ...

⁸ Si definisce *Aria Umida*, come si vedrà nel prosieguo, una miscela di aria secca (composta da gas incondensabili quali O₂, N₂, CO, NO_x, Ar,) e *vapore acqueo* che, invece è condensabile. Si studieranno nel prosieguo le trasformazioni dell'aria umida (*Psicrometria*).

3.2.3 FORME DI ENERGIA FONDAMENTALI

Per gli scopi del corso si prenderanno in considerazione solamente alcune forme energetiche e verranno volutamente trascurate altre anche molto importanti. Si richiamano qui brevemente alcune equazioni fondamentali della Fisica:

- **Energia Cinetica:** *é l'energia posseduta dai corpi in movimento e si esprime con la relazione: $E_{cin} = \frac{1}{2}mw^2$, ove m é la massa (kg) del corpo e w é la velocità da esso posseduta (m/s);*
- **Energia Potenziale** *é l'energia posseduta dai corpi posti ad una certa altezza dal suolo e si esprime mediante la relazione: $E_{pot} = mgh$, ove m é la massa del corpo (kg), g è l'accelerazione di gravità (9,81 m/s²) ed h é l'altezza dal suolo a cui si trova il corpo (m);*
- **Energia Termica:** *è l'energia interna posseduta da un corpo ed é dovuta all'agitazione molecolare interna delle particelle che lo costituiscono. E' possibile trovare relazioni che legano l'energia interna con varie grandezze atomiche o molecolari del corpo. In questa sede ci interessa sapere che l'**energia interna** di un corpo si può calcolare mediante la relazione: $du = mc_v dT$, ove m é la massa del corpo, c_v é il calore specifico a volume costante (espresso in J/(kgK) o anche J/(kg°C)) e infine dT é la differenza di temperatura (in °C o anche in K) fra lo stato iniziale e lo stato finale della trasformazione termodinamica;*
- **Lavoro Termodinamico:** *é il lavoro compiuto da un fluido (solitamente ci si riferisce ad un gas) quando subisce una trasformazione di espansione (lavoro positivo) o di compressione (lavoro negativo). In Figura 2 é dato l'esempio di un pistone che comprime un gas in cilindro di sezione S . Se p é la pressione che esso esercita sul gas, supponendo che non ci siano attriti nel movimento del pistone, si deduce che il lavoro (dato dal prodotto della forza per spostamento nella direzione della forza) é: $L = pV$ mentre il lavoro specifico é dato dal prodotto $l = pv$ con v volume specifico del fluido.*

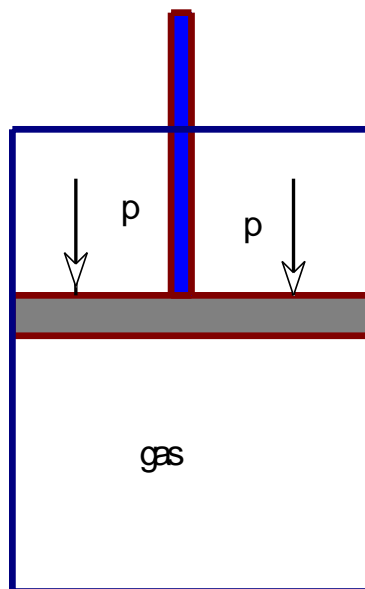


Figura 2: Schematizzazione del lavoro termodinamico.

- **Energia Elettrica:** *é l'energia posseduta da una carica elettrica sottoposta ad una differenza di potenziale ed é data dalla relazione: $E = Q \cdot \Delta V$, ove Q é la carica elettrica (in Coulomb) e ΔV é la differenza di potenziale (in Volt) cui é sottoposta;*

- **Energia Chimica:** *é l'energia che si viene a liberare (o che bisogna fornire) quando avviene una reazione chimica. Ai fini del corso le reazioni chimiche che ci interessano sono quelle di combustione (cioè di combinazione del combustibile con l'ossigeno) e l'energia che si libera viene caratterizzata dal potere calorifico inferiore definito come l'energia termica (in Joule) che si ottiene bruciando completamente a temperatura costante un kg di combustibile e lasciando andare via i fumi con il vapore acqueo che si viene a formare dalla combustione. Pertanto il P.C.I. si misura in J/kg o meglio dal multiplo kJ/kg. Ad esempio il potere calorifica inferiore del gasolio (P.C.I.) é di circa 42.000 kJ/kg corrispondenti a circa 10.400 kcal/kg nel S.T;*
- **Energia di Flusso:** *é l'energia necessaria per immettere o estrarre una massa da un sistema termodinamico (ad esempio per immettere o estrarre aria in una camera d'aria); essa si calcola mediante la relazione : $E_{flusso} = pV$, ove p é la pressione del sistema nel punto considerato (in Pa cioè in N/m²) e V é il volume del fluido introdotto o estratto dal sistema (espresso in m³).*

Come già detto in precedenza, si farà riferimento quasi sempre alle grandezze specifiche per cui avremo la seguente tabella riassuntiva:

ENERGIA SPECIFICA	RELAZIONE FISICA	UNITÀ DI MISURA
Energia Cinetica	$e_{cin} = w^2/2$	J/kg
Energia Potenziale	$e_{po} = gh$	J/kg
Energia Termica	$u = c_v dT$	J/kg
Energia Chimica	P.C.I.	J/kg
Lavoro di flusso	$e_{flusso} = pv$	J/kg

Tabella 12: Relazioni fra le unità di misura

Si definiranno nel prosieguo altre forme di energia di interesse termodinamico.

3.2.4 EQUAZIONE DI BILANCIO PER UN SISTEMA APERTO

Prima di passare allo sviluppo dell'equazione dell'energia per i sistemi aperti è opportuno soffermarci sulla metodologia che si utilizzerà nel prosieguo. Se consideriamo un sistema termodinamico aperto (vedi Figura 179) possiamo scrivere una serie di equazioni di bilancio per varie grandezze fisiche o chimiche o comunque di interesse ingegneristico.

Ad esempio ci potrà interessare il bilancio di massa o di energia o di quantità di moto o di specie molecolari, ...

Se il sistema è aperto e può scambiare massa e/o energia solo attraverso punti discreti di transito e siamo in condizioni di regime non stazionario allora l'equazione di bilancio discreta per qualunque grandezza si desidera esaminare è sempre scritta nella seguente forma:

$$\text{Grandezza}_{Entrante} - \text{Grandezza}_{Uscente} + \text{Grandezza}_{Sorgente_Interna} = \text{Grandezza}_{Accumulata}$$

Uno dei concetti fondamentali per potere scrivere equazioni di bilancio di qualsivoglia grandezza é quello di **accumulo** in un sistema termodinamico. Facciamo un esempio con quanto succede con un serbatoio di acqua che riceve da un rubinetto una certa quantità di acqua e ne cede mediante un secondo rubinetto un'altra quantità.

Avviene, si intuisce, che se la quantità di acqua immessa é uguale a quella prelevata il livello di acqua del serbatoio rimane costante altrimenti se si immette più acqua di quanta se ne prelevi si ha un innalzamento del livello e, viceversa, se si preleva più acqua di quanta se ne immetta si ha un abbassamento del livello.

In questo esempio il *livello* dell'acqua é proporzionale alla *massa* di acqua presente nel serbatoio e la grandezza presa come riferimento é la massa di acqua immessa, prelevata o

accumulata, la cui *indicazione visiva* esterna è data dall'*altezza* del liquido nel serbatoio stesso. In generale nel caso di un sistema termodinamico parleremo di scambi energetici (oltre che di massa) e l'accumulo va quindi riferito all'energia.

Avviene pertanto che l'accumulo di energia all'interno di un sistema termodinamico fa variare la sua energia interna⁹ termica, cioè il sistema si riscalda se l'energia interna aumenta (vedi in particolare la relazione $\Delta U = m c_v \Delta T$ che mette in relazione di proporzionalità, a parità di massa e calore specifico, l'energia U con la differenza di temperatura) o si raffredda se l'energia interna diminuisce. Ne segue che è la *temperatura l'indicatore macroscopico* esterno della variazione dell'energia interna del sistema e quindi dell'accumulo energetico che è avvenuto.

Nelle equazioni di bilancio energetico per i sistemi termodinamici scriveremo solamente i termini relativi alle energie in gioco.

Va però detto che unitamente all'equazione di bilancio dell'energia occorre scrivere anche (e non solo, come si vedrà nel capitolo della *Trasmissione del Calore*) l'equazione di bilancio della massa nei termini dati dalla relazione:

$$\text{Massa_Entrante} - \text{Massa_Uscente} + \text{Massa_Sorgenti_Interne} = \text{Massa_Accumulata}$$

Quasi sempre quest'equazione verrà sottintesa perché si assumerà la massa entrante (o più specificatamente la portata di massa entrante) eguale alla portata di massa uscente e per conseguenza, essendo nullo il termine relativo alla sorgente interna, si ha che anche l'accumulo di massa è nullo. Si supporrà, pertanto, che si verifichino condizioni di *stazionarietà*.

Nei casi in cui quest'ipotesi non risulta valida allora occorre verificare l'equazione di bilancio sopra indicata. Infine va osservato che non è necessario avere un solo flusso entrante ed uno uscente ma, più in generale, si possono avere più flussi entranti ed uscenti ed anche in numero fra loro diversi ma con la condizione che, a regime stazionario (cioè con accumulo di massa nullo) sia la massa totale entrante pari a quella uscente. Va osservato, inoltre, che non è necessario avere un solo punto di ingresso ed uno di uscita o che il numero dei punti di ingresso sia pari a quelli di uscita. È importante verificare globalmente la precedente equazione per tutti gli ingressi e per tutte le uscite del sistema:

$$\sum_{\text{Tutte le entrate}} (\text{Massa_Entrante}) - \sum_{\text{Tutte le uscite}} (\text{Massa_Uscente}) + \text{Massa_Sorgenti_Interne} = \text{Massa_Accumulata}$$

3.2.5 EQUAZIONE DELL'ENERGIA PER I SISTEMI APERTI

Passiamo adesso a scrivere l'equazione di bilancio energetico detta anche **equazione dell'energia** per i sistemi aperti. Con riferimento alla Figura 3 si consideri un sistema termodinamico aperto che scambia lavoro L nell'unità di tempo ed energia termica Q nell'unità di tempo con l'esterno e attraverso due sezioni di passaggio denominate 1 e 2 scambi anche massa. Più specificatamente indichiamo con \dot{m} la *portata di massa* definita come rapporto fra la quantità di massa entrante o uscente dal sistema per unità di tempo ed è espressa in kg/s nel S.I. e in kg_p/h nel S.T.

In parentesi per ciascuna delle portate, indicate con 1 quella entrante e con 2 quella uscente, si hanno energie specifiche (vedi tabella paragrafo 3.2.3) e in particolare:

- *energia specifica cinetica* : $w^2/2$ (J/kg);
- *energia specifica potenziale* : gz (J/kg);

1 ⁹ In generale l'*accumulo* fa variare l'energia globale del sistema, intesa come somma di tutte le forme di energia interne al sistema stesso. Così si avrà energia interna se la natura è solo termica, cinetica, potenziale, ... Per semplicità della trattazione e per mancanza di adeguati strumenti matematici faremo riferimento alla sola energia interna di tipo termico ma si sottolinea la semplificazione che si sta effettuando.

- *energia specifica interna* : u (J/kg);
- *energia specifica di flusso* : pv (J/kg);
- *energia specifica varia* : e (J/kg).

Poiché la portata ha dimensioni kg/s il prodotto di \dot{m} per i termini in parentesi ha dimensioni:

$$\left[\frac{kg}{s} \right] \left[\frac{J}{kg} \right] = \left[\frac{J}{s} \right] = [W]$$

Pertanto tutti i termini di scambio del sistema sono **potenze** e pertanto possiamo scrivere il seguente bilancio delle potenze (cioè di energia nell'unità di tempo):

$$\boxed{\text{Potenza_Entrante} - \text{Potenza_Uscente} + \text{Potenza_Sorgenti} = \text{Potenza_Accumulata}} \quad [1]$$

Nello scrivere materialmente il bilancio energetico é bene ricordare che in Termodinamica vale la seguente convenzione dei segni:

- il lavoro é **positivo** se é uscente dal sistema (cioè é il sistema a farlo) e **negativo** quando é entrante;
- il calore é **positivo** quando é entrante nel sistema (in modo che il sistema lo trasformi in lavoro positivo uscente) e **negativo** quando è uscente.

In Figura 3 si sono indicati con le frecce i versi positivi sia del lavoro che del calore scambiati con l'ambiente esterno. L'equazione di bilancio sopra indicata é del tutto generale può essere scritta per qualunque forma di scambio. Sostituendo nell'equazione [1] i termini di energia specifica associati alle portate di massa entrante ed uscente dal sistema, con i segni che loro competono per i versi indicati, e tenendo presente che non abbiamo *sorgenti interne* si ottiene la seguente equazione di bilancio:

$$\dot{m}_1 \left(\frac{w_1^2}{2} + gz_1 + p_1 v_1 + e_1 \right) + \dot{Q} - \dot{L} - \dot{m}_2 \left(\frac{w_2^2}{2} + gz_2 + p_2 v_2 + e_2 \right) = \frac{\partial E_\sigma}{\partial \tau} \quad [2]$$

ove E_{sistema} é l'energia totale all'interno del sistema termodinamico. L'accumulo può essere scritto in forma semplificata ponendo:

$$\frac{\partial E_s}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial \tau} \int_{M_\sigma} dm \left(\frac{w^2}{2} + gz + u + e \right)$$

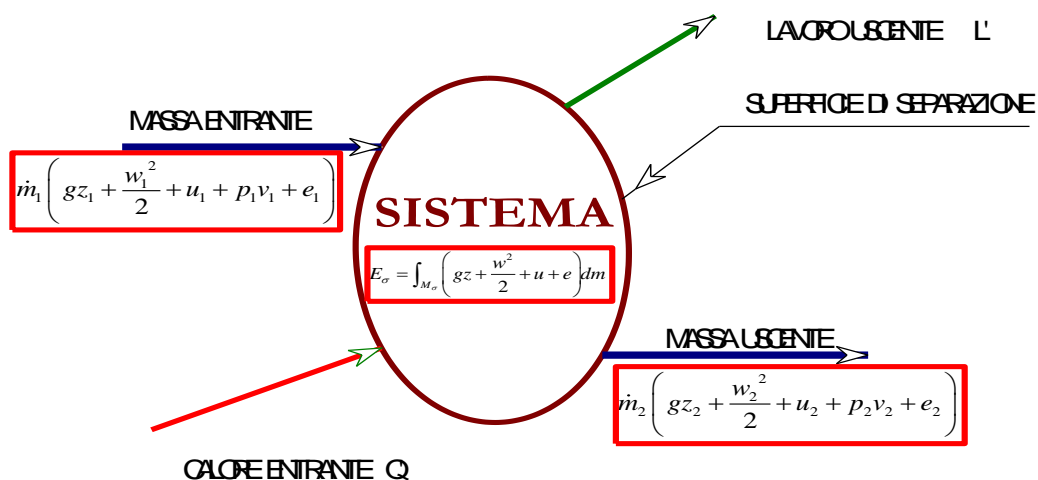


Figura 3: Sistema Aperto – Condizioni di scambio

L'equazione [2] é l'**equazione dell'energia per i sistemi aperti** in condizioni di regime non stazionario. Essa é la forma più generale (non relativistica) dell'equazione dell'energia ed ha validità molto vasta ed è la forma che utilizzeremo quando si parlerà di transitorio termico dell'edificio.

3.2.6 EQUAZIONE DELL'ENERGIA PER I SISTEMI CHIUSI

Come caso particolare della [2] si ricava ora l'equazione dell'energia per i sistemi chiusi. Come già detto in precedenza, un sistema é chiuso quando non scambia massa con l'esterno ma può scambiare solo energia. Pertanto le portate entranti e uscenti dovranno essere nulle e l'equazione si riduce alla seguente:

$$\dot{Q} - \dot{L} = \dot{E}_\sigma$$

ove E_σ è l'energia interna totale del sistema e tutti i termini sono omogenei a *potenze* e in particolare anche il secondo membro é una variazione di energia nell'unità di tempo e più specificatamente dell'energia interna totale del sistema U .

Se una relazione vale per le potenze vale anche per le energie e cioè possiamo scrivere, togliendo il segno di derivata temporale, Q ed L e indicando con U l'energia interna si ha la relazione¹⁰:

$$Q - L = U$$

che é nota come **Primo principio della Termodinamica** per i sistemi chiusi. Probabilmente è questa la forma più conosciuta del *Primo Principio* da parte degli Allievi. In *Fisica Generale* e in *Chimica Generale*, infatti, ci si interessa quasi esclusivamente di sistemi *chiusi*.

3.2.7 EQUAZIONE DELL'ENERGIA PER I SISTEMI ISOLATI

Anche se in forma semplificata la [2] può essere ridotta per i sistemi isolati che, pertanto, non scambiano né massa né energia con l'esterno. Tutto il primo membro diviene nullo e resta solo:

$$\frac{\partial}{\partial \tau} \int_{M_\sigma} dm \left(\frac{w^2}{2} + gz + u + e \right) = 0$$

ovvero che :

$$\int_{M_\sigma} dm \left(\frac{w^2}{2} + gz + u + e \right) = \text{Costante} \quad [3]$$

Questo risultato è generalizzato poiché oltre all'energia interna si ha che l'energia totale del sistema (che comprende, oltre all'energia interna U anche l'energia potenziale, cinetica, chimica, ...) deve essere costante. In pratica la [3] ci dice che per un sistema isolato le sole trasformazioni energetiche possibili sono di trasformazioni di forme di energie in altre ma sempre in modo tale che l'energia totale rimanga costante. Si pensi, ad esempio, alla Terra come un sistema isolato¹¹, consegue che tutte le trasformazioni avvengono a spese di forme di energia interna della Terra stessa. L'energia consumata nei motori delle auto, infatti, é ottenuta a spese dell'energia chimica contenuta nei prodotti fossili e negli oli combustibili estratti dalla Terra. La produzione di energia elettrica mediante bacini idroelettrici (trasformazione di energia potenziale del bacino di raccolta)

¹⁰ Si osservi che si indicano con i simboli le quantità in gioco nei bilanci e quindi è più corretto scrivere la relazione nella forma: $\Delta Q - \Delta L = \Delta U$.

¹¹ In realtà la terra scambia energia solare e radiativa con lo spazio circostante ma qui trascuriamo questi scambi perché non influenti per quello che si vuole qui dimostrare, nel senso che noi sfruttiamo poco direttamente tale forma di energia.

e mediante centrali termiche ad olio combustibile (trasformazione di energia chimica in energia termica e poi in energia meccanica ed elettrica) o mediante centrali nucleari (trasformazione dell'energia nucleare in energia termica, poi in energia meccanica e poi elettrica) é sempre dovuta a trasformazioni di risorse interne. L'uso dell'energia solare ed eolica (il vento nasce dallo spostamento di correnti di aria fra zone della superficie terrestre a diversa temperatura e quindi si può considerare una diretta conseguenza e trasformazione dell'energia solare) é invece un utilizzo diretto dell'energia che ci arriva dall'esterno e quindi al di fuori del bilancio sopra indicato.

Per un sistema solido l'energia totale interna, trascurando le altre forme energetiche (chimiche, elettromagnetiche, nucleari, ...) si riduce alla sola energia termica interna che può essere scritta nella forma:

$$E_{\sigma} = Mc_v T$$

In particolare il calore specifico a volume costante, c_v , è coincidente con quello a pressione costante, c_p , e quindi si può usare indifferentemente l'uno o l'altro dei due calori specifici.

3.2.8 EQUAZIONE DELL'ENERGIA PER SISTEMI APERTI IN REGIME STAZIONARIO

Un caso molto importante nelle applicazioni tecniche e applicative in genere si ha quando l'accumulo di energia e di massa é nullo: si suol dire che il sistema si trova *in regime stazionario*. Matematicamente si dice che si è in condizioni di *stazionarietà* quando non si ha accumulo per la grandezza considerata.

Ciò equivale a dire che a *regime stazionario* la portata di massa entrante é uguale a quella uscente (altrimenti si avrebbe accumulo di massa all'interno) e che il flusso di energia entrante é uguale a quello uscente. Pertanto la [2] si semplifica ulteriormente nella seguente relazione:

$$\dot{m} \left(\frac{w_1^2}{2} + gz_1 + p_1 v_1 + u_1 + e_1 \right) + \dot{Q} - \dot{L} - \dot{m} \left(\frac{w_2^2}{2} + gz_2 + p_2 v_2 + u_2 + e_2 \right) = 0$$

Poiché \dot{m} é costante possiamo dividere ambo i membri dell'equazione per questo valore e indicando con q e l l'energia termica e il lavoro per kg di massa, trascurando (perché non ci interessa in questa sede) l'energia chimica (quindi $p_1 v_1$) si ha:

$$\Delta \left(\frac{w^2}{2} + gz + u + pv + e \right) = q - l \quad [4]$$

ove con Δ si é indicato il simbolo di differenza fra l'uscita (condizione 2) e l'ingresso (condizione 1). In pratica la [6] é equivalente a scrivere:

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + [(p_2 v_2 + u_2) - (p_1 v_1 + u_1)] + (e_2 - e_1) = q - l$$

Quest'equazione può ulteriormente essere scritta in forma opportuna osservando che si definisce **entalpia** la grandezza:

$$h = u + pv \quad [5]$$

e quindi la precedente equazione diviene:

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + (h_2 - h_1) + (e_2 - e_1) = q - l \quad [6]$$

ovvero anche, per la [6],:

$$\Delta \left(\frac{w^2}{2} + gz + h + e \right) = q - l \quad [7]$$

che é la forma classica dell'equazione dell'energia in regime stazionario per i sistemi aperti. Se non ci interessa l'energia e la precedente si semplifica ulteriormente nella forma seguente:

$$\Delta \left(\frac{w^2}{2} + gz + h \right) = q - l \quad [8]$$

L'importanza tecnica di questa relazione é enorme; essa costituisce uno degli strumenti di analisi e di calcolo più potenti per la risoluzione di problemi termodinamici anche complessi. Si vuole qui richiamare l'attenzione sul fatto che per l'applicazione della [8] occorre verificare le seguenti ipotesi:

- *il sistema é in regime stazionario;*
- *la sezione di ingresso 1 é scelta sulla superficie di separazione del sistema;*
- *la sezione di uscita 2 é scelta sulla superficie di separazione del sistema.*

Null'altro occorre avere per potere applicare l'equazione dell'energia. L'arbitrarietà della scelta delle sezioni di ingresso e uscita (fra le quali si effettua il bilancio) rende l'equazione estremamente versatile. Possiamo, infatti, scegliere tali sezioni includendo o escludendo componenti del sistema (o in generale di impianto) in modo da semplificare il bilancio energetico.

Nel Volume 3° sulle Reti Tecnologiche si vedranno molte applicazioni della [8], anche in una forma analiticamente più conveniente in certe applicazioni detta *equazione di Bernoulli generalizzata*.

3.3 GRANDEZZE PER LA TRASMISSIONE DEL CALORE

Brevemente si richiamano alcuni concetti e grandezze fondamentali della Trasmissione del Calore, importantissima per gli Impianti Termotecnici.

3.3.1 CONDUCIBILITÀ TERMICA

É la capacità di trasmettere calore per *conduzione*. É definita dal postulato di Fourier a regime stazionario:

$$\dot{Q} = -\lambda \frac{dt}{ds} A$$

ove:

- λ è la *conducibilità termica* misurata nel S.I. in $W/(m.K)$;
- dt/ds è il *gradiente di temperatura* lungo la direzione di trasmissione del calore, $(^{\circ}C/m)$;
- A è la *superficie di trasmissione*, m^2 ;
- \dot{Q} Il *flusso termico*, in W .

La conducibilità termica é una *proprietà termofisica* del corpo e dipende dallo stato fisico del materiale (solido, liquido e gassoso) e dalle sue proprietà atomico - molecolari. Così, ad esempio, i solidi conducono in genere meglio dei liquidi e questi meglio dei gas. I metalli sono ottimi conduttori elettrici ed anche termici per cui l'alluminio, il rame e l'argento sono i migliori conduttori elettrici e termici. Il diamante, tuttavia, é un isolante elettrico perfetto per via della sua natura cristallina ma é anche il miglior conduttore di calore, cioè ha una conducibilità termica oltre $2000 W/(m.K)$ contro i $480 W/(m.K)$ dell'argento. Del resto che la natura del legame atomico sia importante é confermato

dal fatto che la grafite, che pure è carbonio puro come il diamante, conduce elettricamente ed anche termicamente, anche se non come il diamante cristallino.

3.3.2 CONVEZIONE TERMICA

Il calore può essere trasmesso anche attraverso i fluidi, come l'acqua o l'aria, attraverso un meccanismo complesso che prende il nome di *convezione termica*. Si tratta di una sommatoria di effetti di conduzione e di trasporto di materia che dipende sia dal campo di moto del fluido che dal campo di temperatura. La convezione termica può essere *naturale* se il moto del fluido è determinato dalla sola distribuzione di temperatura mentre è detta *convezione forzata* se il campo di velocità del fluido non dipende dalla distribuzione di temperatura ma è imposto esternamente attraverso, ad esempio, una pompa o una ventola.

Per descrivere la trasmissione di calore per convezione termica si utilizza la semplice ma efficace legge di *Newton*:

$$\dot{Q} = h A (T_p - T_f)$$

ove si ha:

- h coefficiente di convezione termica, in $W/(m^2.K)$ nel S.I.;
- A la superficie di scambio termico, in m^2 ;
- T_p la temperatura di parete, in K ;
- T_f la temperatura del fluido, in K ;
- \dot{Q} Il flusso termico, in W .

Nella precedente equazione si suppone che la temperatura della parete sia maggiore della temperatura del fluido. Il coefficiente di convezione termica non è una proprietà termofisica dei fluidi in quanto dipende, oltre dalle proprietà termofisiche del fluido quali la densità, la conducibilità termica e la viscosità) anche dalla topologia dello scambio termico. Ad esempio un piano orizzontale con temperatura di parete maggiore di quella del fluido innesci un moto convettivo se è posto orizzontale in basso rispetto al fluido mentre non dà luogo a convezione termica se è posto orizzontalmente ma in alto rispetto al fluido. Si intuisce pertanto che non basta dare la geometria del piano e le caratteristiche termofisiche del fluido per potere descrivere la convezione termica che di instaura ma occorre definire anche la topologia dello scambio.

Più in generale si dimostra che la convezione termica è pienamente descritta da un insieme di equazione differenziali alle derivate parziali dette di *Navier Stokes* e dell'energia. Si tratta della formulazione matematica probabilmente più complessa della Scienza e della Tecnica e la risoluzione manuale delle equazioni suddette può essere attuata solo per casi particolarmente semplice e in geometria 2D. Nei casi più generali oggi abbiamo a disposizione complessi codici di calcolo che tuttavia richiedono notevoli risorse computazionali.

3.3.3 CORRELAZIONI ADIMENSIONALI PER LA CONVEZIONE

Un approccio più semplice che può fornire risultati accettabili nelle applicazioni pratiche è quello dell'applicazione del teorema di Buckingham che porta alla definizione di numeri adimensionali opportunamente correlati.

Ad esempio si definisce *Numero di Prandtl* il rapporto:

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda}$$

fra grandezze già definite in precedenza. Così pure trova grande utilità il *Numero di Reynolds* dato da:

$$Re = \frac{\rho w L}{\mu}$$

con w la velocità del fluido e L un parametro geometriche riferito alla geometria (ad esempio la distanza dal bordo di attacco di una superficie piana, il diametro di un condotto circolare, o la lunghezza di una lastra piana, ...). Il numero di Reynolds è utilizzato per caratterizzare il regime di moto. Ad esempio nei condotti a sezione circolare (o equivalente) il moto è laminare se $Re < 2300$, mentre risulta turbolento per $Re > 2900$. Si definisce *Numero di Nusselt* il rapporto:

$$Nu = \frac{hL}{\lambda}$$

con L lunghezza caratteristica della geometria ed h e λ coefficienti di convezione e di conducibilità già visti. Questo numero importante perché contiene nella sua definizione il *coefficiente di convezione* e pertanto conoscendo *Nusselt* si può determinare h .

Si definisce *Numero di Grashoff* il rapporto:

$$Gr = \frac{\rho^2 g \beta \Delta T L^3}{\mu^2}$$

ove β è il coefficiente di dilatazione cubica ($\beta = \left(\frac{\partial \nu}{\partial T} \right)_p$) detto anche coefficiente di comprimibilità isobaro.

Si ricordi che riscaldando un corpo a pressione costante questo si dilata e vale la relazione:

$$V = V_0 (1 + \beta \Delta T)$$

ove ΔT è la differenza di temperatura finale meno iniziale.

Per la *convezione forzata* si determinano correlazioni del tipo:

$$Nu = C Re^m Pr^n$$

Ad esempio la relazione di *Dittus Boelter*:

$$Nu = 0,23 Re^{0,8} Pr^{0,4}$$

Valida per $Re < 10000$, $Pr < 10$.

Per la *convezione naturale* si hanno correlazioni del tipo:

$$Nu = C Gr^m Pr^n$$

Nei manuali specializzati si possono reperire migliaia di correlazioni valide per varie geometrie e situazioni di scambio. Si vedranno nel prosieguo, quando necessario, alcune correlazioni per gli scambi convettivi delle pareti verticali e orizzontali degli edifici.

3.3.4 RESISTENZA E TRASMITTANZA TERMICA

Nel caso di trasmissione del calore in regime stazionario è importante definire una grandezza fondamentale detta *trasmittanza termica*. Si consideri la situazione indicata in figura seguente ove si hanno due fluidi separati da una parete, ad esempio si può considerare un muro esterno che

separa l'ambiente interno (e quindi l'aria all'interno di esso) dall'ambiente esterno (cioè dall'aria esterna).

Supponendo di essere a **regime stazionario** si ha, essendo tutti gli elementi disposti in serie, che il flusso termico per unità di superficie è costante sia nel fluido 1, che negli strati di parete e poi nel fluido 2. Applicando quanto è stato detto per la trasmissione del calore in serie si può scrivere la seguente relazione:

$$\dot{q} = \frac{T_1 - T_{p1}}{\frac{1}{h_1}} = \frac{T_{p1} - T_{p2}}{\frac{s_1}{\lambda_1}} = \frac{T_{p2} - T_{p3}}{\frac{s_2}{\lambda_2}} = \frac{T_{p3} - T_2}{\frac{1}{h_2}} \quad (9)$$

Applicando la regola del *componendo* ai secondi membri si ottiene infine la seguente relazione:

$$q = \frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{h_1} + \frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \frac{1}{h_2}} \quad (10)$$

e il termine:

$$U = \frac{1}{\sum \frac{1}{h_i} + \sum \frac{s_j}{\lambda_j}} \quad (11)$$

è detto *trasmittanza termica*.

L'inverso della trasmittanza termica è la *resistenza termica* che si misura in m².K/W. A denominatore si hanno le sommatorie delle resistenze termiche per convezione interne alla parete, per conduzione e per convezione esterne alla parete.

Lo stesso risultato si sarebbe potuto trovare applicando la regola della somma delle resistenze termiche in base all'analogia elettro-termica di Figura 4. Si osservi che il simbolismo qui usato è quello utilizzato in ambito europeo che utilizza il simbolismo anglosassone: la trasmittanza termica viene indicata con il simbolo **U**¹². Nel discutere delle norme europee e di quelle italiane di nuova pubblicazione (vedi, ad esempio, le UNI TS 11300) si userà il nuovo simbolo **U**. In molte pubblicazioni può anche trovarsi il simbolo classico **K**. Dalla (10), tenuto conto della (11), si può scrivere:

$$q = U \cdot \Delta T \quad (12)$$

e per il flusso totale attraverso la parete:

$$q = \frac{\Delta T}{\sum \frac{1}{h_i} + \sum \frac{s_j}{\lambda_j}} \quad (13)$$

¹² Gli anglosassoni chiamano la trasmittanza *Overall heat loss coefficient*, **U**.

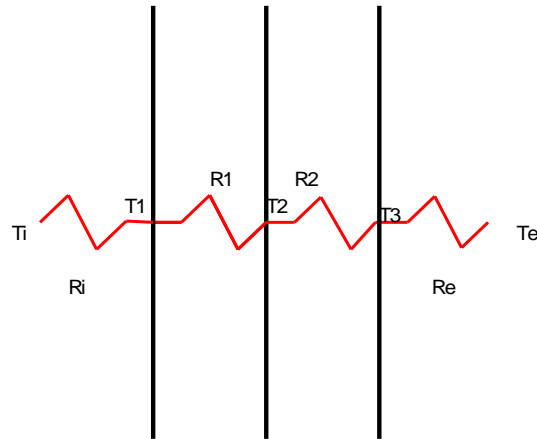


Figura 4: Analogia elettro-termica di una parete a due strati

Si fa qui osservare come la condizione di *stazionarietà* sia fondamentale per poter ricavare la (11). Infatti, se non si fosse in regime stazionario non si potrebbe scrivere la (9) perché non si avrebbe l'eguaglianza del flusso entrante e di quello uscente da ogni strato della parete.

Dovremmo tenere conto di quanto detto a proposito dei sistemi termodinamici aperti e scrivere, per ciascuno strato, un'equazione di bilancio che contenga anche *l'accumulo termico* nello stesso strato. Quest'osservazione risulterà di grande importanza per il calcolo della certificazione energetica degli edifici. Anche il calcolo della trasmittanza termica è effettuato secondo le norme UNI EN 6946, UNI EN 1745, UNI EN 13370, UNI EN 10007, UNI EN 673. Di esse si parlerà in un prossimo capitolo.

3.3.5 SCAMBI TERMICI RADIATIVI

Una modalità importante di scambio termico è l'irraggiamento termico, cioè mediante scambi di radiazioni elettromagnetiche che, in certe condizioni, interessano gli scambi di calore.

Le radiazioni elettromagnetiche sono caratterizzate dalla lunghezza d'onda e della frequenza legate dalla relazione:

$$\lambda \nu = \frac{c}{n}$$

ove si ha:

- λ lunghezza d'onda, espressa in μm ;
- ν frequenza espressa in s^{-1} ;
- c celerità della luce, circa $3 \cdot 10^7 \text{ m/s}$;
- n indice di rifrazione del mezzo. Per il vuoto o l'aria si assume $n=1$.

I corpi assorbono le radiazioni elettromagnetiche in funzione delle loro caratteristiche e delle lunghezza d'onda di queste. Non esistono regole precise e lo studio dell'assorbimento radiativo risulta complesso. Ad esempio la neve appare di colore bianco nell'intervallo delle radiazioni visibili ($0,38\text{-}0,78 \mu\text{m}$) mentre appare nera nel campo delle onde infrarosse. Per lo studio dell'irraggiamento occorre ricordare le seguenti leggi fondamentali (tutte derivabili dalla Legge di Planck che qui non si riporta per brevità):

Legge di Stefan Boltzmann

La legge fondamentale di scambio termico radiativo è la Legge di Stefan Boltzmann:

$$E = \sigma_0 A_1 (T_1^4 - T_2^4) F_{1-2}$$

ove si ha il seguente simbolismo:

- E emissione radiativa totale, W/m^2 ;
- σ_0 costante di Stefan Boltzmann pari a $5,67 \cdot 10^{-8} W/(m^2 K^4)$;
- F_{1-2} fattore di vista fra il corpo 1 ed il corpo 2;
- A_1 superficie di emissione del corpo 1, m^2 ;
- T_1 temperatura assoluta del corpo 1, K ;
- T_2 temperatura assoluta del corpo 2, K .

Nella precedente relazione si suppone che il corpo 1 abbia temperatura maggiore del corpo 2. Il fattore di vista ha una formulazione matematica complessa e rappresenta la frazione dell'energia che emessa dal corpo 1 raggiunge il corpo 2. Vale la legge di reciprocità:

$$F_{1-2} A_1 = F_{2-1} A_2$$

e pertanto basta conoscere solo uno dei fattori di vista (F_{1-2} o F_{2-1}) per conoscere l'altro. Per superfici piane parallele il fattore di vista è dato dalla relazione:

$$F_{1-2} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$$

con ε emissività di ciascuna superficie. L'emissività termica è il rapporto fra l'emissione radiativa reale di un corpo e quella del corpo nero (data da $E_n = \sigma_0 T^4 A$).

Legge di Wien

$$\lambda_{\max} T = 2898$$

che lega la lunghezza d'onda di massima emissione, λ_{\max} , con la temperatura assoluta di emissione di un corpo. Si dimostra che per un corpo a comportamento ideale, *corpo nero*, fra 0 e $5 \lambda_{\max}$ si ha il 95% dell'energia emessa in tutto lo spettro. Questa legge risulta utile per conoscere la lunghezza d'onda di massima emissione di un corpo.

Ad esempio una parete a $20^\circ C$, pari a $20+273,15 = 293,15 K$, la lunghezza d'onda di massima emissione è pari a $\lambda_{\max} = \frac{2898}{293,15} = 9,88 \mu m$ corrispondete ad una radiazione infrarossa. La

radiazione solare ha una lunghezza d'onda di massima emissione di $0,5 \mu m$ corrispondente ad una temperatura apparente del disco solare di $5890 K$. Si osserva come al crescere della temperatura di emissione diminuisca la lunghezza d'onda di massima emissione. Il corpo umano, gli edifici, i corpi che ci circondano hanno tutti temperature basse rispetto a quella apparente del disco solare e pertanto emettono radiazioni appartenente al campo dell'infrarosso (non visibile).

Per vedere l'emissione radiativa di un corpo umano occorre utilizzare lastre sensibili all'infrarosso (termografie). Quanto detto sulla legge di Wien è utile per comprendere l'effetto serra negli edifici. La radiazione solare attraversa i vetri delle finestre che sono trasparenti fra $0,3$ e $3 \mu m$.

La radiazione penetrata all'interno degli ambienti viene assorbita dalle pareti interne che si riscaldano ad una temperatura di qualche decina di gradi Celsius ed emettendo, di conseguenza, radiazioni termiche con lunghezza d'onda di massima emissione fra 8 e $12 \mu m$ che vengono bloccate dai vetri perché opachi a quelle lunghezze d'onda.

Si ha conseguentemente un accumulo di energia interna e quindi un innalzamento della temperatura intera (effetto serra che produce il surriscaldamento degli ambienti).

3.4 ENERGIA TRASPORTATA ED ENERGIA TRASMESSA

L'energia che trasporta un flusso di fluido (ad esempio acqua o aria) amente portata \dot{m} è determinata dalle caratteristiche termo fluide e dalla differenza di temperatura fra l'ingresso e l'uscita del sistema. Vale la relazione:

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p \Delta t$$

Ad esempio in un radiatore come in Figura 5 si ha che il flusso trasportato dall'acqua, supponendo $T_i > T_u$, è dato da:

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_i - T_u)$$

Se $\dot{m} = 0.01 \text{ kg/s}$, $T_i = 80 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_u = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ e ricordando che per l'acqua è $c_p = 4186 \text{ J/(kg.K)}$ allora è:

$$\dot{Q} = 0.01 \cdot 4186 \cdot (80 - 70) = 418.6 \text{ W}$$

L'energia trasmessa da un dispositivo **a regime stazionario**, ad esempio un radiatore¹³, è data dalla relazione già vista:

$$\dot{Q} = U \cdot S \cdot (T_p - T_a)$$

ove:

- U è la trasmittanza termica, $\text{W}/(\text{m}^2.\text{K})$;
- S è la superficie di trasmissione, m^2 ;
- T_p è la temperatura della parete, K ;
- T_a è la temperatura dell'aria, K .

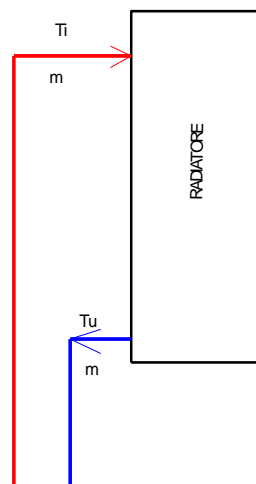


Figura 5: Alimentazione di un radiatore

¹³ La relazione qui indicata è semplificativa e presuppone che la superficie del radiatore sia a temperatura costante così come il flusso d'aria che lo attraversa. In realtà si vedrà nel Volume 1B che la relazione da utilizzare è $\dot{Q} = C(T_{m.\text{radiatore}} - T_{aria})^n$ con C ed n dati dai Costruttori.

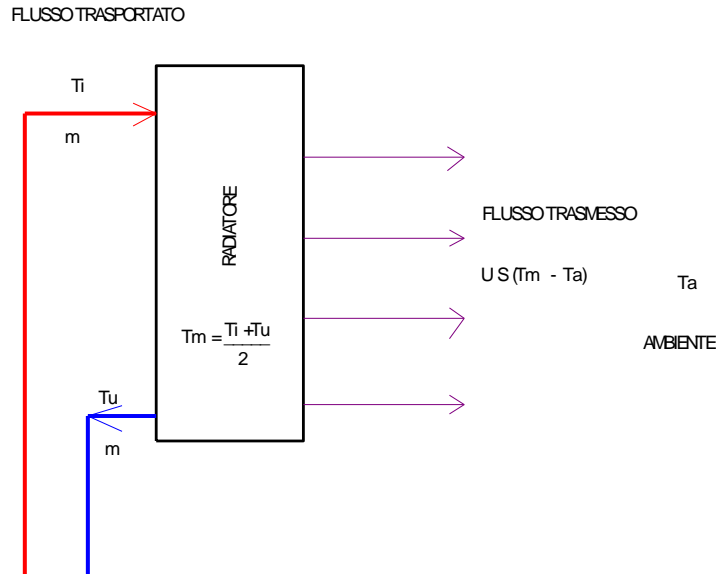


Figura 6: Flusso trasportato e flusso trasmesso a regime stazionario

Se ora consideriamo la situazione di Figura 6 nella quale abbiamo un radiatore alimentato con acqua calda, come sopra visto, e che trasmette il flusso termico all'ambiente allora, a regime stazionario, dovrà valere l'eguaglianza dei due flussi termici:

$$\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_i - T_u) = U \cdot S \cdot (T_m - T_a)$$

ove con T_m si è indicata la temperatura media del radiatore data dalla relazione:

$$T_m = \frac{T_i + T_u}{2}$$

Nel caso dell'esempio precedente il radiatore riceve un flusso trasportato di 418.6 W. Se l'aria ha una temperatura di 20 °C e la trasmittanza termica si suppone sia 18 W/(m².K) allora si può calcolare la superficie del radiatore:

$$S = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_i - T_u)}{U \cdot \left(\frac{T_i + T_u}{2} - T_a \right)}$$

Nel caso in esame è:

$$S = \frac{418.6}{18 \cdot \left(\frac{80 + 70}{2} - 20 \right)} = 0,423 \quad m^2$$

Se poi inseriamo il radiatore sopra visto in un ambiente, vedi Figura 7, allora abbiamo ancora, sempre a regime stazionario, l'eguaglianza dei flussi:

$$\dot{Q}_{trasportato} = \dot{Q}_{trasmesso} = \dot{Q}_{disperso}$$

Cioè la potenza trasportata dall'acqua nel radiatore bilancia la potenza trasmessa dal radiatore all'ambiente che a sua volta bilancia le perdite di calore fra ambiente interno ed esterno:

$$\dot{Q}_{disperso} = \sum_{pareti} U_i \cdot S_i \cdot (t_{pi} - t_e) + n \cdot V \cdot c_{pa} \cdot (t_a - t_e)$$

ove, come si vedrà più avanti sui carichi termici:

- n numero di ambienti/ora di aria di infiltrazione;
 - V volume dell'ambiente, m^3 ;
 - c_{pa} calore specifico dell'aria (1009 J/(kg.K));
 - t_a temperatura dell'aria ambiente interno, $^{\circ}\text{C}$;
 - t_e temperatura dell'aria ambiente esterno, $^{\circ}\text{C}$.
 - La forma sopra indicata è molto semplificativa e la si deve considerare solo esemplificativa. In pratica si è visto cosa fa un impianto di riscaldamento: trasporta al radiatore una potenza che viene trasmessa all'ambiente interno e che bilancia le perdite di calore verso l'esterno (di solito a temperatura t_e bassa).
 - Un altro caso interessante è quello del dimensionamento dei circuiti principali in centrale termica.
 - Si consideri lo schema di Figura 8 ove si ha un generatore termico che alimenta un collettore di mandata dal quale si dipartono alcuni circuiti per le utenze. Si ha anche un collettore di ritorni ed una pompa di circolazione.
 - Non si sono indicati altri elementi circuitali, che saranno illustrati nei prossimi volumi, per semplicità. Il bilancio che occorre fare, sempre a **regime stazionario** (si suol dire *on design*), è che la potenza richiesta dai circuiti delle utenze sia bilanciata dalla potenza generata, cioè si abbia:
- $$\dot{Q}_{\text{Generatore}} = \sum_{\text{Utenze}} \dot{Q}_i = \sum_{\text{Utenze}} \dot{m}_i c_p (t_{m_i} - t_{r_i})$$
- ove t_m e t_r sono le temperature di mandata e di ritorno dei circuiti.
 - I collettori di mandata e di ritorno sono tubi di dimensioni opportune e tali da potere considerare le perdite di pressione nel loro attraversamento molto piccole rispetto a quelle dei circuiti collegati.

Il generatore può essere una caldaia o una pompa di calore per le condizioni invernali oppure un refrigeratore d'acqua per le condizioni estive. In Figura 9 si ha un esempio di esecutivo completo.

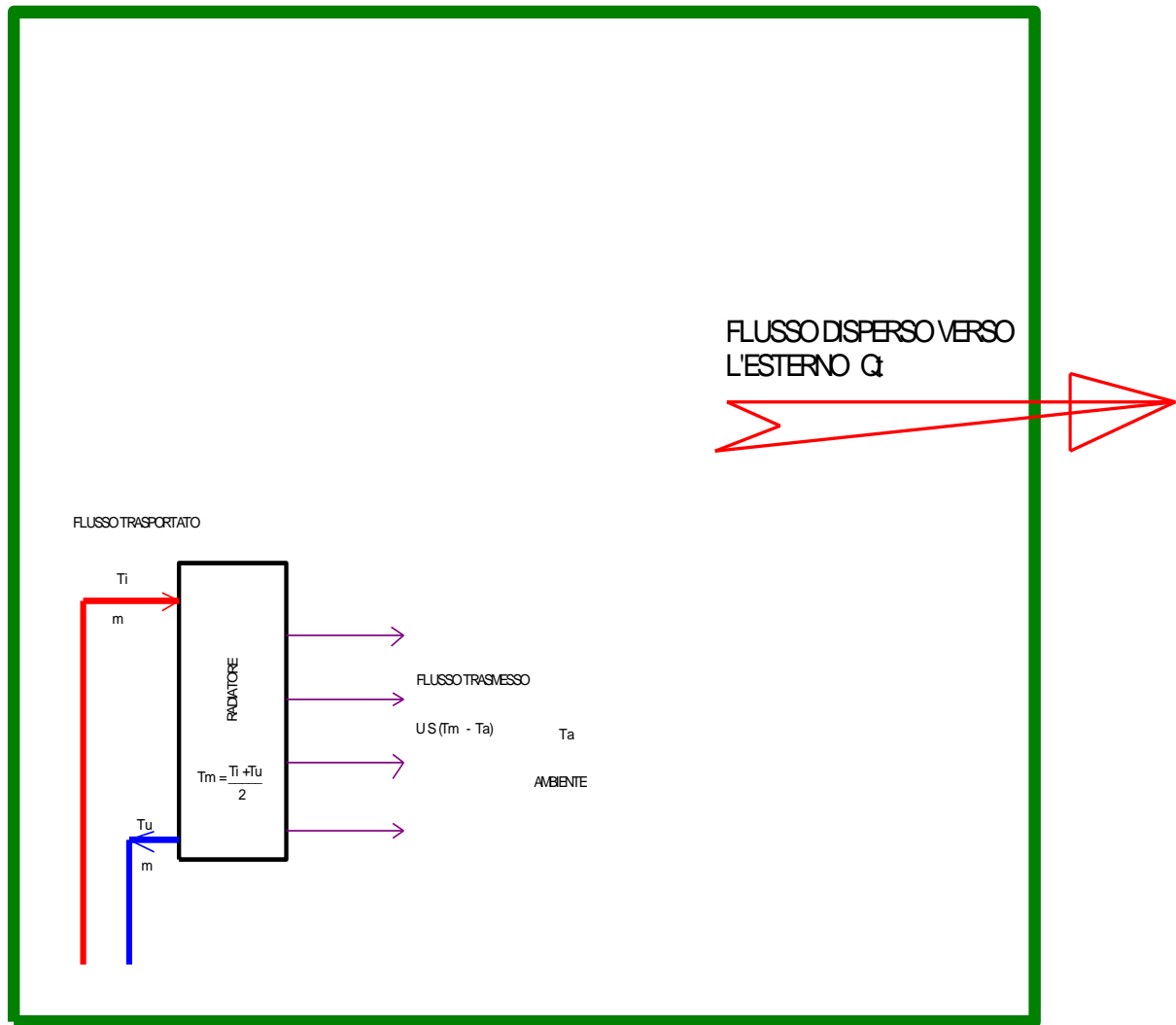


Figura 7: Radiatore inserito in un ambiente

Nel corso di i Impianti Termotecnici incontreremo spesso situazioni di scambio termico multiplo **in condizioni di regime stazionario**.

In questo caso valgono le considerazioni di eguaglianza dei flussi termici sopra visti.

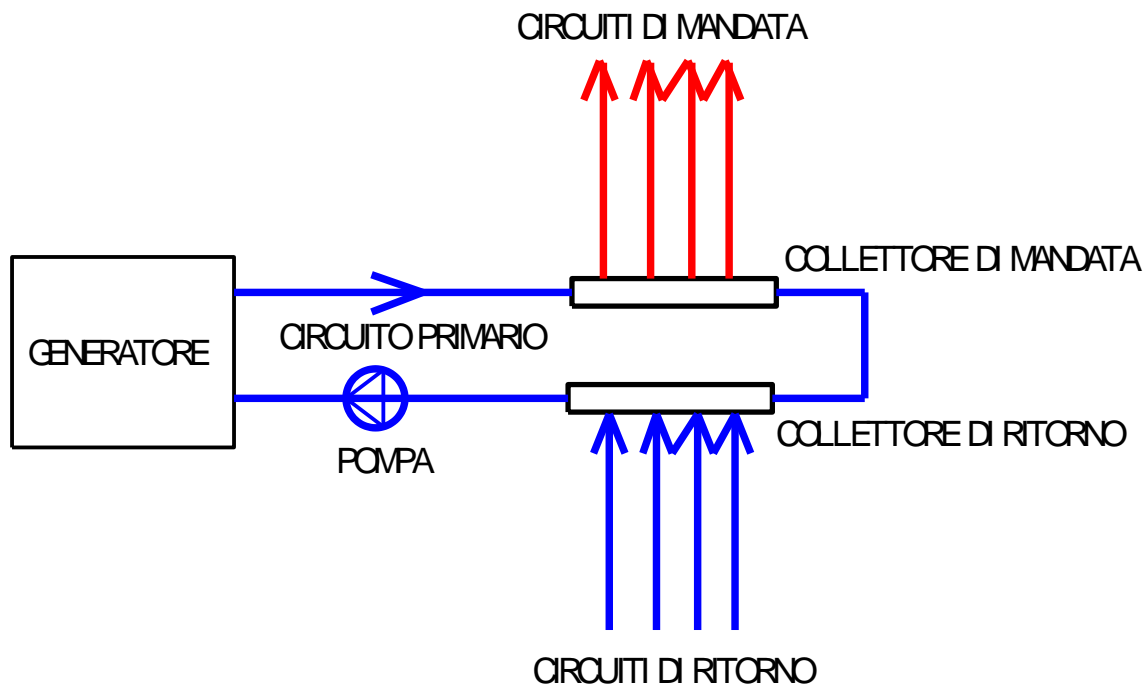


Figura 8: Schema di un circuito di centrale

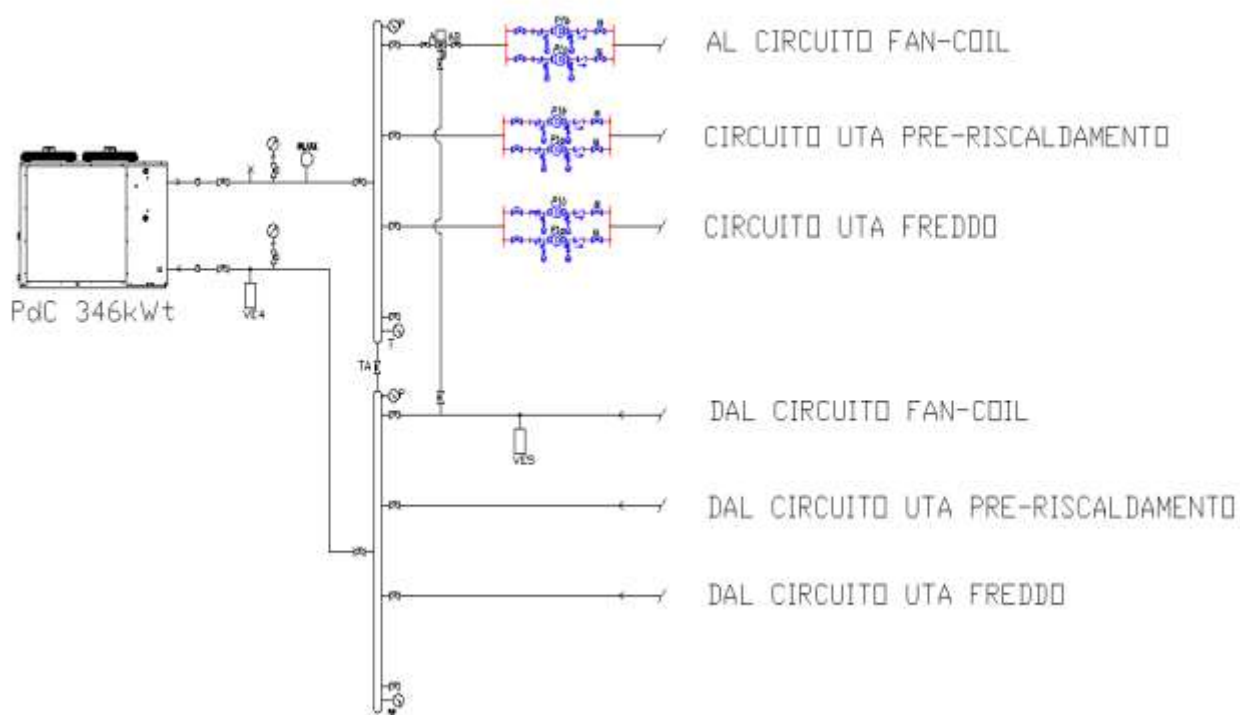


Figura 9: Esempio esecutivo di uno schema di centrale termica con Pompa di Calore

3.5 PSICROMETRIA

La *psicrometria* si occupa delle trasformazioni termodinamiche dell'*aria umida*, cioè della miscela ideale composta da *aria secca* e da *vapore d'acqua*.

L'aria secca è composta dalla miscela di gas naturali non condensabili¹⁴ presenti nell'aria (O₂, O₃, N₂, CO₂, He, Ne, Ar, ...) in percentuali varie: la composizione volumetrica assegna il 78% all'N₂, il 21% all'O₂, l'1% all'Argon e percentuali sensibilmente minori agli altri componenti.

Ai fini delle trasformazioni termodinamiche che ci interessano possiamo dire che l'aria secca si comporta come un gas omogeneo avente peso molecolare pari a 28.9 mentre il vapore acqueo ha peso molecolare pari a 18. Nelle trasformazioni dell'aria umida si avrà sempre una componente che resta immutata, l'aria secca, ed una che varia (il vapore d'acqua) in funzione delle condizioni di temperatura e pressione.

Inoltre si suppone che i gas incondensabili dell'aria secca non si disciolgano nell'acqua quando è condensata. Per l'aria umida, miscela ideale di due gas ideali, valgono le seguenti leggi della Termodinamica:

Legge di Gibbs-Dalton

La pressione parziale di ciascun componente è quella che si ottiene supponendo che il componente occupi da solo, a pari temperatura, l'intero volume. Inoltre la pressione totale della miscela è la somma delle pressioni parziali dei componenti:

$$p_t = p_a + p_v \quad [14]$$

ove p_a è la pressione parziale dell'aria secca e p_v è la pressione parziale del vapore acqueo.

Legge di Amagat - Leduc

Il volume parziale di un componente è quello che occupa supponendo che esso sia, alla stessa temperatura, alla pressione totale della miscela:

$$V_t = V_a + V_v$$

3.5.1 PARAMETRI FONDAMENTALI PER L'ARIA UMIDA

Umidità Specifica Associata

Si definisce *Umidità specifica associata*, e si indica con x (da non confondere con il *titolo di vapore*) il rapporto fra la massa di vapore d'acqua, m_v , presente nella miscela e la massa di aria secca, m_a , cioè si ha:

$$x = \frac{m_v}{m_a} \quad [15]$$

Umidità Relativa

Si definisce *Umidità relativa* il rapporto fra la massa di vapore acqueo, m_v , presente in un dato volume di miscela e la massa di vapore che si avrebbe nello stesso volume in condizioni di saturazione:

$$\phi = \frac{m_v}{m_{vs}} \quad [16]$$

Avendo supposto il comportamento ideale dei singoli componenti si ha anche:

¹⁴ Nel campo di applicazione della Climatizzazione i gas presenti nell'aria secca (O₂, O₃, N₂, CO₂, He, Ne, Ar,...) non sono condensabili e si comportano da gas ideali. Al contrario il *vapore acqueo* (H₂O) si comporta come vapore saturo secondo il noto diagramma di Andrews.

$$\varphi = \frac{m_v}{m_{vs}} = \frac{p_v}{p_{vs}} \quad [17]$$

per cui l'*umidità relativa* è anche data dal rapporto fra la pressione di vapore reale e quella di saturazione. Si usa indicare in % l'*umidità relativa* anziché con valori compresi fra 0 e 1. Si dimostra che esiste una precisa relazione fra *umidità assoluta* e *umidità relativa*; risulta, infatti:

$$x = 0.623 \frac{\varphi p_{vs}}{p_t - \varphi p_{vs}} \quad [18]$$

Grado Igrometrico

Si definisce *grado igrometrico* ψ il rapporto fra l'*umidità assoluta* nelle condizioni attuali e quella corrispondente alle condizioni di saturazione a pari pressione:

$$\psi = \frac{x}{x_s}$$

Dalla definizione [18] si può ancora scrivere:

$$\psi = \frac{x}{x_s} = \frac{0.622 \frac{\varphi p_{vs}}{p_t - \varphi p_{vs}}}{0.622 \frac{p_{vs}}{p_t - p_{vs}}} = \frac{p_t - p_{vs}}{p_t - \varphi p_{vs}} \frac{\varphi p_{vs}}{p_{vs}}$$

Ovvero anche, ricordando la definizione di *umidità relativa* φ :

$$\psi = \varphi \frac{p_t - p_{vs}}{p_t - \varphi p_{vs}}$$

In genere, almeno per i campi di applicazioni tipici per l'applicazione dell'aria umida agli impianti di climatizzazione, si ha che:

$$\frac{p_t - p_{vs}}{p_t - \varphi p_{vs}} \approx 1$$

e pertanto il *grado idrometrico* risulta pari all'*umidità relativa*:

$$\psi \cong \varphi$$

Per applicazioni dell'aria umida in campo industriale ($t > 50^\circ\text{C}$) allora la precedente approssimazione non risulta più valida e pertanto risulta:

$$\psi \neq \varphi$$

Entalpia dell'Aria Umida

Per le applicazioni termotecniche risulta di fondamentale importanza conoscere l'entalpia dell'aria umida. Avendo supposto il comportamento ideale dei componenti vale anche l'additività delle entalpie dei singoli componenti e pertanto l'entalpia di una miscela composta di 1 kg di aria secca e di x g/kg di vapore è data dalla relazione:

$$h_{1+x} = 1 \cdot h_a + x \cdot h_v \quad [19]$$

Si preferisce considerare una quantità $1+x$ di miscela per comodità di calcolo (come si vedrà nel prosieguo). Valgono le seguenti relazioni (assumendo entalpia nulla a 0°C):

$$\begin{aligned} h_a &= c_{pa} \cdot t \\ h_v &= (r + c_{pv} \cdot t) \end{aligned} \quad [20]$$

e pertanto risulta, dalla (121):

$$h_{1+x} = h_a + xh_v = c_{pa} \cdot t + x \cdot (r + c_{pv} \cdot t) \quad [21]$$

che è l'espressione dell'entalpia dell'aria umida cercata. Con riferimento al S.I. si ha, numericamente:

$$h_{1+x} = h = 1.003 \cdot t + x(2501 + 1.93t) \quad \text{kJ/kg}_{\text{as}} \quad [22]$$

e si esprime in kJ/kg_{as} cioè in kJ per kg di aria secca, intendendo che x , (g/kg), di vapore sono associati nelle condizioni di temperatura e pressione totale della miscela.

Nel S.T. la precedente relazione si scrive nella forma:

$$h = 0.24t + x(597.5 + 0.448t) \quad \text{in kcal/kg}_{\text{as}}$$

La conoscenza delle forme analitiche dell'entalpia dell'aria umida risulta utile nel calcolo delle grandezze di scambio mediante computer.

Volume totale dell'Aria Umida

Nell'ipotesi di comportamento ideale si può scrivere, per la Legge di Amagat-Leduc, che il volume della miscela di 1 kg di aria secca e x kg di vapore acqueo è:

$$V = (R_a + xR_v) \frac{T}{p} = \frac{R_a T}{p} (1 + 1.608x)$$

Se si vuole riportare il precedente volume totale a grandezza specifica, cioè riferita ad 1 kg di miscela) allora si ha:

$$v = \frac{V}{1+x} = \frac{R_a + xR_v}{1+x} \frac{T}{p}$$

3.5.2 DIAGRAMMA PSICROMETRICO

Risulta utile nelle applicazioni impiantistiche riportare la [22] in forma grafica. A questo scopo il primo diagramma per l'aria umida, detto anche *psicrometrico*, è stato quello di Mollier. Esso riporta su assi obliqui l'*umidità specifica*, x , e l'*entalpia*, h , secondo le equazioni sopra riportate.

Nel diagramma sono anche segnate le curve ad *umidità relativa*, ϕ , costanti, le curve a *volume costante*, v , e le *isoterme*, T . Il diagramma psicrometrico è costruito in modo tale da avere l'isoterma $t=0$ orizzontale. Si osserva, inoltre, che le isoterme generiche incontrano l'isoterma $t=0$ in un punto avente coordinate date dalla soluzione del sistema di equazioni:

$$\begin{cases} h = c_{pa}t + x(r + c_{pv}t) \\ t = 0 \end{cases}$$

ovvero nel punto avente coordinate:

$$x' = -\frac{c_{pa}}{c_{pv}} ; \quad h' = -r \frac{c_{pa}}{c_{pv}}$$

Questo punto non ha significato per l'aria umida poiché non ha senso una umidità specifica negativa. Esso rappresenta il centro di un fascio di rette (le isoterme).

L'essere il centro di proiezione molto lontano dall'origine degli assi porta ad avere le isoterme sensibilmente orizzontali nell'intervallo di temperature da -10 °C a 50 °C. Ciò porta a quotare l'asse delle ordinate (asse delle entalpie totali) come asse **fittizio** delle temperature.

Allo stesso modo si proietta l'asse delle x sulla retta che rappresenta l'isoterma $t=0$ ottenendo un asse **fittizio** dell'umidità specifica. Ne consegue che spesso il diagramma psicometrici di Mollier appare (ma non lo è) come un diagramma ad assi rettangolari (t, x) anziché ad assi obliqui (h, x). Nel piano qui considerato si tracciano anche le curve ad umidità relativa costante e quelle a volume costante, mediante la relazione che lega il volume specifico ad x :

$$pv = (R_a + xR_v)T$$

da cui si trae:

$$x = \frac{pv}{R_v T} - \frac{R_a}{R_v}$$

In definitiva il diagramma psicometrici rappresenta un vero e proprio diagramma di stato dell'aria umida in quanto, a data pressione totale, in esso si individuano, per un punto assegnato, le variabili x, h, t, v, ϕ . Negli ultimi decenni sta avendo grande successo anche in Europa il diagramma psicometrico ASHRAE.

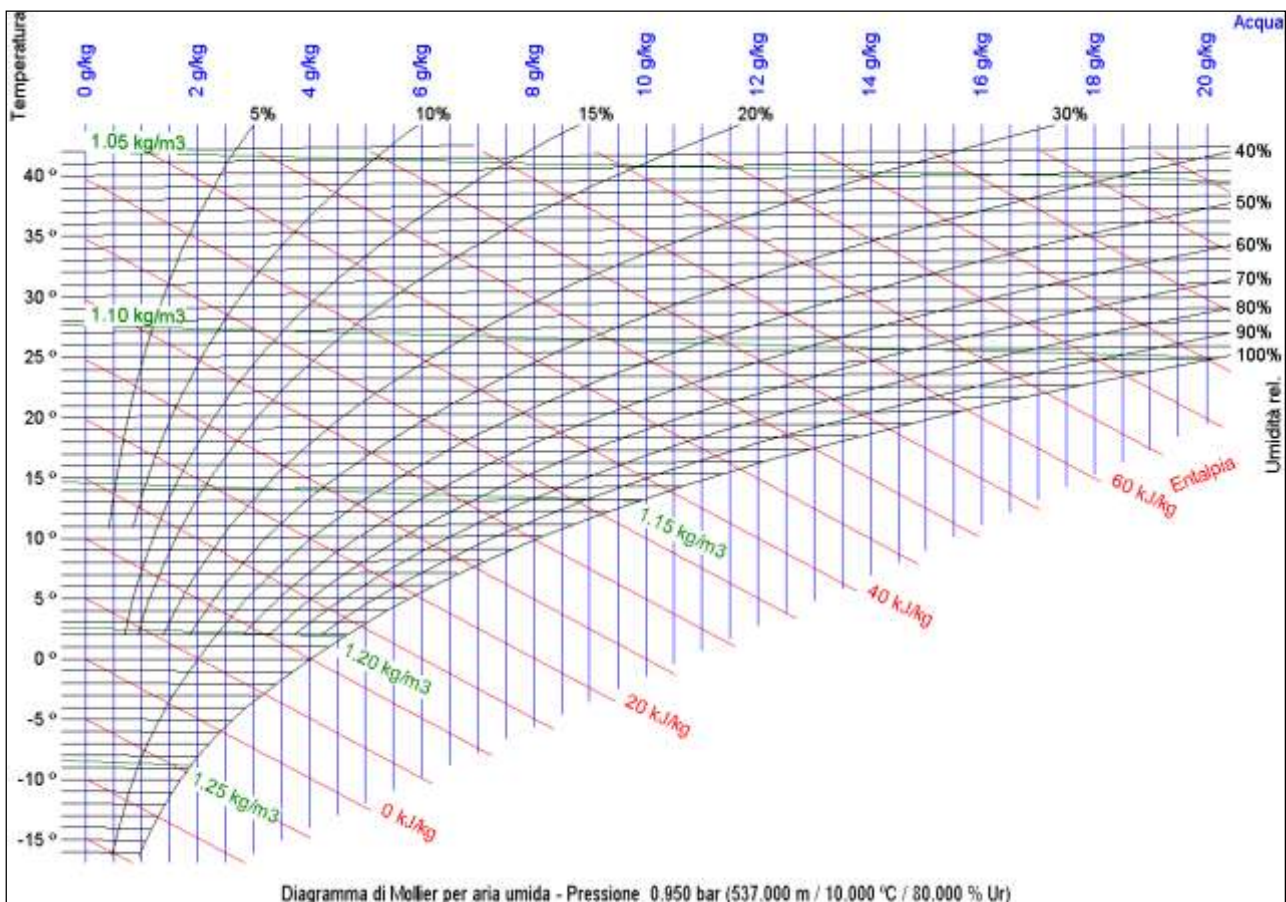


Figura 10: Diagramma psicometrico di Mollier

Si tratta sostanzialmente dello stesso diagramma di *Mollier* ruotato attorno alla retta a 45° e ribaltato. In questo diagramma (sempre ad assi obliqui) si hanno come assi delle ascisse e delle ordinate apparenti¹⁵ la *temperatura* e l'*umidità specifica*.

La curva $\phi = 100\%$ è la *curva di saturazione* che delimita la zona di esistenza dell'aria umida (all'interno del diagramma) da quella detta delle *nebbie*¹⁶ che non ha interesse impiantistico.

Il diagramma *psicrometrico* è un vero e proprio diagramma di stato dell'aria umida: bastano due qualsiasi valori delle variabili (T , x , v , ϕ) per individuare un punto di esistenza dell'aria umida e da questo si possono conoscere le altre variabili.

Ad esempio se si individua il punto avente $t=30^\circ\text{C}$ e $\phi=50\%$ si trovano in corrispondenza anche le altre variabili: $v=0.817\text{ m}^3/\text{kg}$, $h=15\text{ kcal/kg}=63\text{ kJ/kg}$ e $x=15\text{ g/kg}_{\text{as}}$.

Le trasformazioni che si possono eseguire sull'aria umida trovano facile rappresentazione nei due diagrammi psicrometrici e se ne danno qui una breve descrizione.

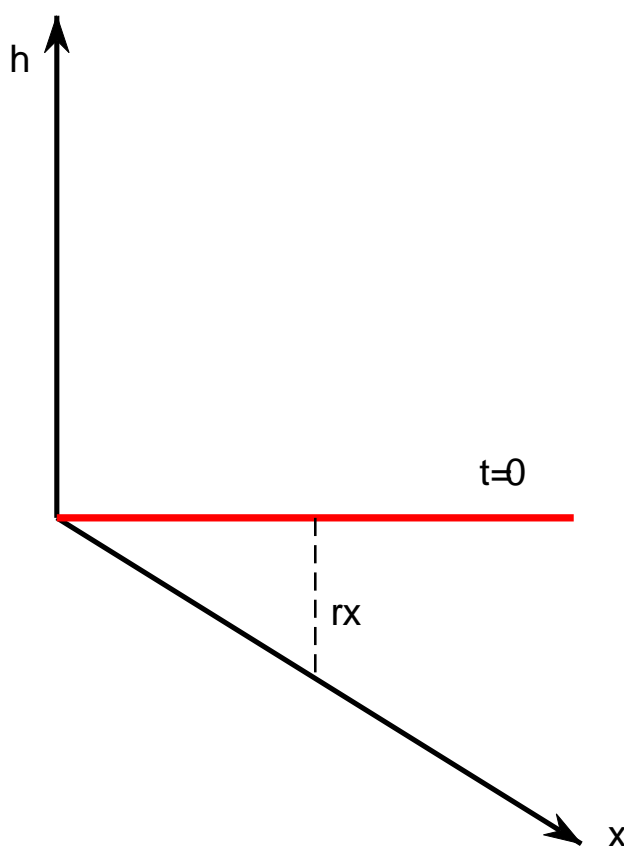


Figura 11: Tracciamento dell'isoterma $t=0$ nel piano di Mollier

¹⁵ La disposizione del diagramma e la scelta opportuna dell'angolo fra gli assi obliqui porta ad avere le isoterme apparentemente verticali e quindi ad immaginare l'asse delle ascisse come quello delle temperature. L'asse delle ordinate è quello dell'umidità specifica, x . Le isoentalpiche (asse delle ascisse vero) sono rette oblique riportate nel diagramma come dipartenti da un asse obliquo quotato con i valori dell'entalpia dell'aria umida.

¹⁶ La *nebbia* è uno stato metastabile nel quale dell'acqua in sospensione risulta miscelata ad aria umida satura. L'interesse pratico di questo stato (come pure l'*aria nevososa*) è tipico della *Meteorologia* più che dell'impiantistica.

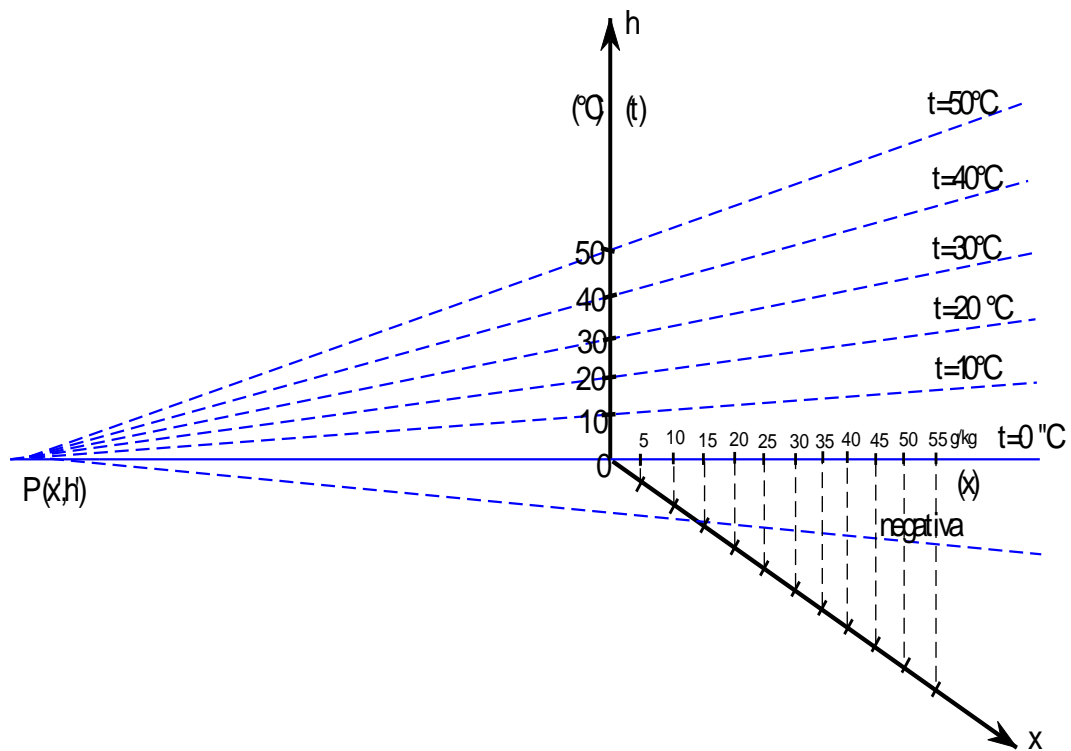


Figura 12: Costruzione delle isoterme nel piano di Mollier

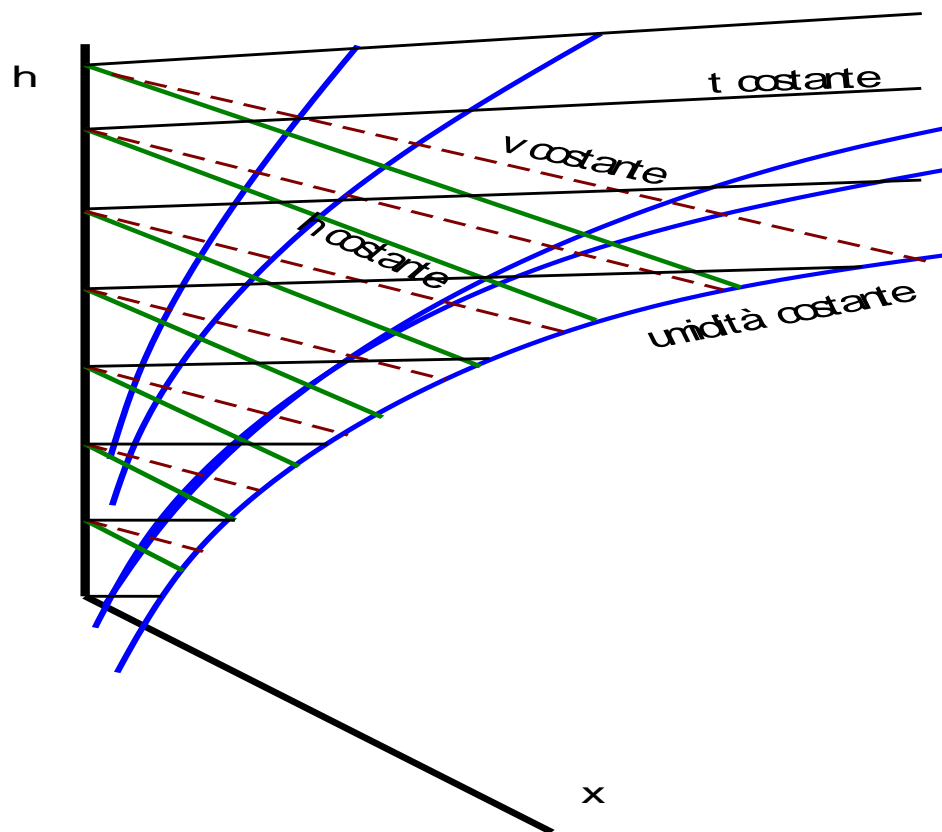


Figura 13: Diagramma psicrometrici di Mollier - Schematizzazione

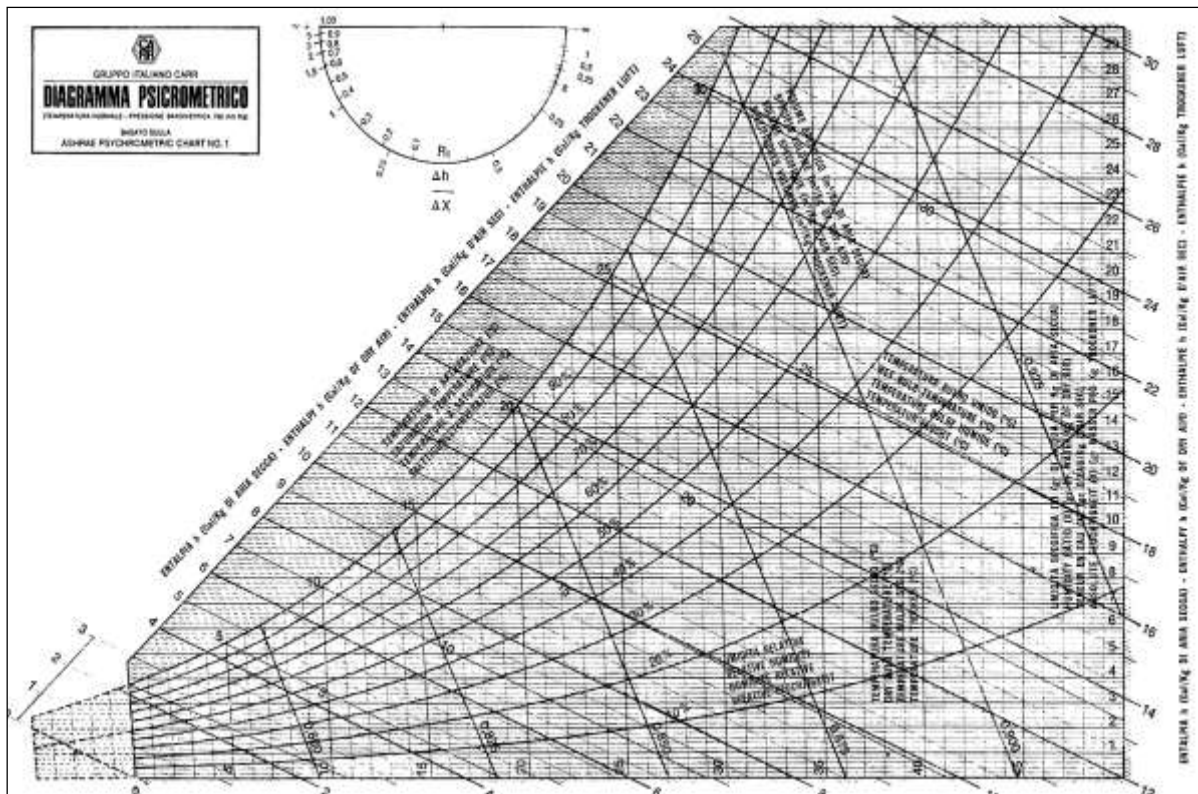


Figura 14: Diagramma ASHRAE

In Figura 15 si ha lo schema di utilizzo del diagramma di Mollier e in Figura 16 quello per il diagramma ASHRAE. Le trasformazioni dell'aria umida a partire dal punto base sono segnate in modo evidente.

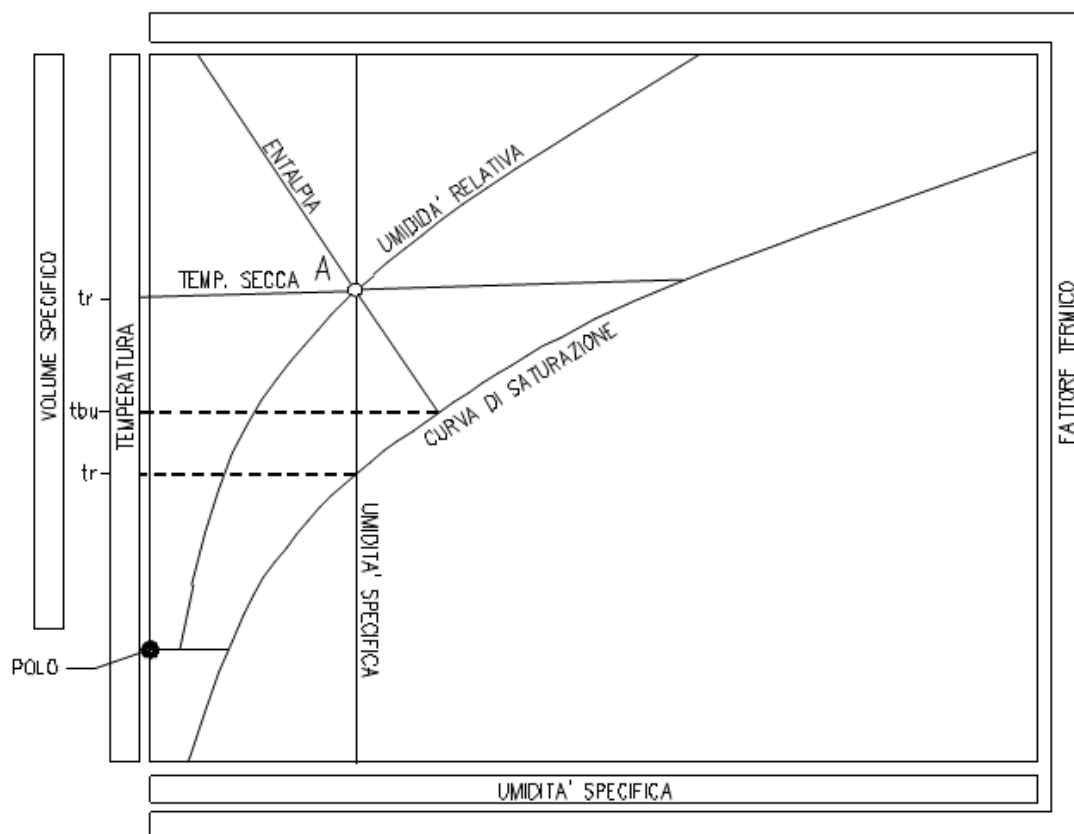


Figura 15: Schema di utilizzo del diagramma di Mollier

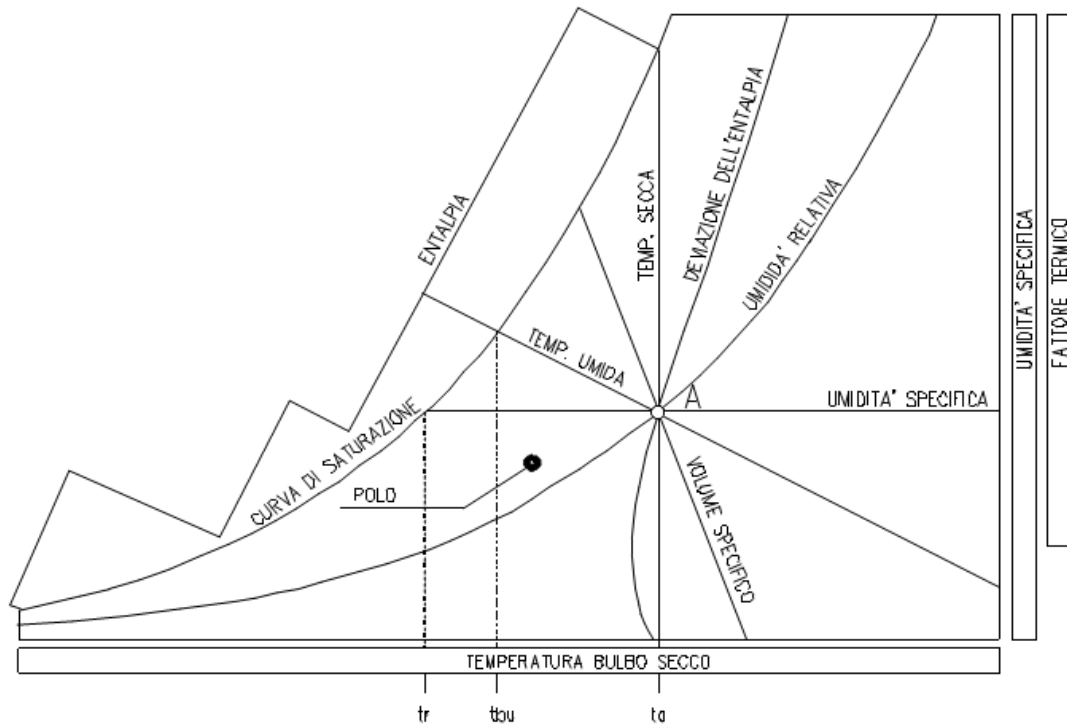


Figura 16: Schema di utilizzo del diagramma ASHRAE

3.5.3 MISCELA DI DUE CORRENTI D'ARIA

Se supponiamo di avere due canali coibentati che trasportano ciascuno due flussi d'aria avente condizioni termoigrometriche indicate dai punti 1 e 2, rispettivamente.

Corrente 1: $(m_1, \varphi_1, t_1, x_1)$

Corrente 2: $(m_2, \varphi_2, t_2, x_2)$

Allora la miscelazione (supposta per semplicità adiabatica, cioè in assenza di scambio di calore con l'esterno) porta a scrivere tre equazioni di bilancio: una per la massa di aria secca, una per l'entalpia e una per la massa specifica di vapore acqueo.

Si hanno, quindi, le equazioni:

$$m_1 + m_2 = m_0$$

$$m_1 x_1 + m_2 x_2 = m_0 x_0$$

$$m_1 h_1 + m_2 h_2 = m_0 h_0$$

Da queste è immediato ricavare:

$$x_0 = \frac{m_1 x_1 + m_2 x_2}{m_1 + m_2} \quad [23]$$

$$h_0 = \frac{m_1 h_1 + m_2 h_2}{m_1 + m_2} \quad [24]$$

E ancora, in analogia:

$$t_0 = \frac{m_1 t_1 + m_2 t_2}{m_1 + m_2} \quad [25]$$

Quindi le condizione di miscelazione si calcolano facendo la media baricentrica delle grandezze desiderate pesate secondo le portate di aria secca. La rappresentazione di questa trasformazione è data nei due tipi di diagrammi psicrometrici.

3.5.4 RISCALDAMENTO DI UN FLUSSO DI ARIA UMIDA

Se si riscalda una quantità di aria umida l'umidità associata x rimane costante e la trasformazione è una retta ad $x = \text{costante}$ a temperatura crescente passante per il punto rappresentativo delle condizioni iniziali. In termini di bilancio energetico si può scrivere:

$$m_1 h_1 + Q = m_2 h_2 \quad [26]$$

dalla quale si ricava, tenendo conto della [22]:

$$Q = m(h_2 - h_1) = m[c_{p_a}(t_2 - t_1) + c_{p_v}(t_2 - t_1)] = m(c_{p_a} + c_{p_v})(t_2 - t_1) \quad [27]$$

3.5.5 RAFFREDDAMENTO DI UN FLUSSO D'ARIA

L'operazione di raffreddamento di una corrente d'aria è un po' più complessa poiché inizialmente si ha una retta ad $x = \text{costante}$ e temperatura decrescente ma questa non può decrescere oltre la curva di saturazione $\phi=100\%$ e pertanto, raggiunto questo limite (detto *punto di rugiada*) si ha anche una diminuzione della temperatura e dell'umidità specifica. In pratica, al di là del punto di rugiada l'aria libera sotto forma di condensa parte dell'umidità presente inizialmente. E' quello che avviene, ad esempio, nella batterie delle UTA (*Unità di Trattamento Aria* che saranno discusse nei prossimi volumi) che richiedono sempre uno scarico della condensa prodotta dal vapore acqueo dell'aria. In figura si ha la rappresentazione schematica, per entrambi i due tipi di diagrammi psicrometrici, della trasformazione qui esaminata.

La quantità di condensa si può facilmente calcolare dalla relazione di bilancio:

$$m_{acqua} = m(x_2 - x_3) \quad [28]$$

Il bilancio energetico vale, supposto di essere in regime stazionario:

$$m_1 h_1 - Q_{13} - m_{acqua} h_{acqua} = m h_3$$

ovvero anche, per la [22]:

$$Q_{13} = m[(h_1 - h_3) - (x_3 - x_1)h_{acqua}] \quad [29]$$

Se nella precedente equazione trascuriamo l'entalpia dell'acqua di condensa, h_{acqua} , allora si può semplificare la relazione nella forma:

$$Q_{13} = m(h_1 - h_3) \quad [30]$$

Il raffreddamento dell'aria umida è importante sia per le applicazioni impiantistiche climatologiche sia per la piena comprensione del metodo di Glaser¹⁷ per la formazione della condensa nelle pareti.

¹⁷ Il diagramma di Glaser è molto utilizzato nell'impiantistica civile per rappresentare graficamente l'andamento delle pressioni di vapore nei vari strati di una parete e delle pressioni di vapore di saturazione alle temperature medie degli stessi strati. Quando le due curve si intersecano allora si ha formazione di condensa interna nella parete. In pratica per effetto delle distribuzioni di temperature negli strati e delle caratteristiche termofisiche degli stessi, all'interno delle pareti si può scendere al di sotto del *punto di rugiada* con conseguente formazione di *condensa* liquida interstiziale che, di solito, produce guasti strutturali (sbriciolamento dei materiali, formazione di muffe superficiali, ...).

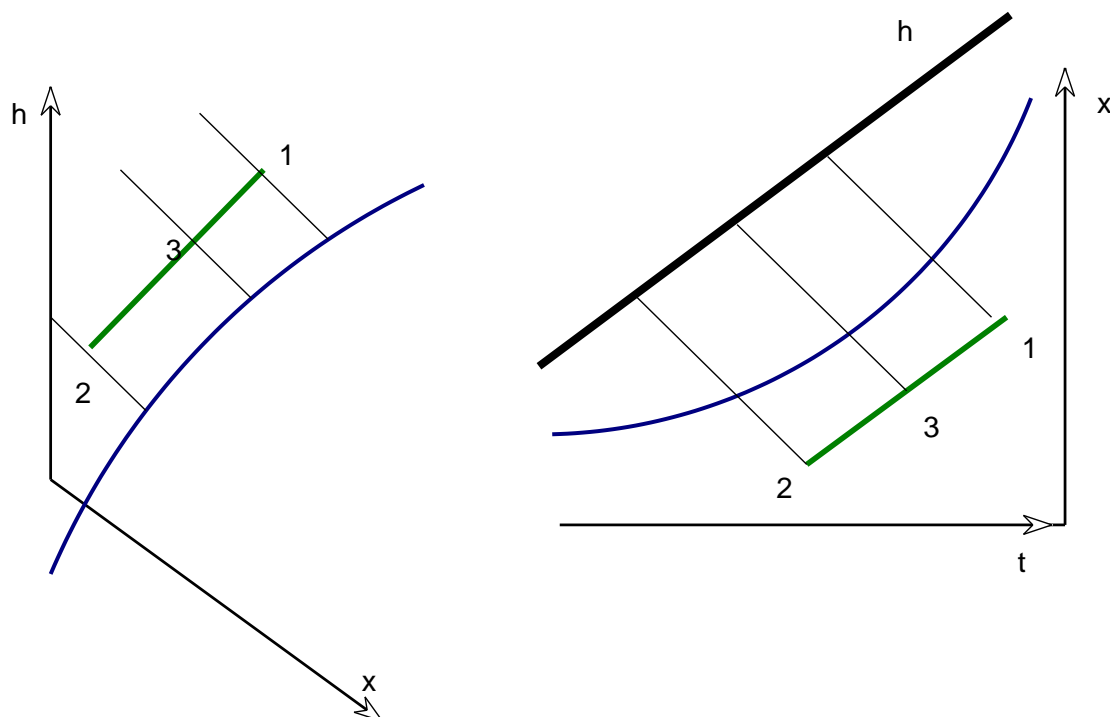


Figura 17: Rappresentazione della miscelazione adiabatica di due correnti d'aria umida

Infatti se raffreddiamo le pareti per effetto degli scambi termici fra interno ed esterno il vapore acqueo che si trova all'interno dei materiali (isolanti, materiali porosi, superfici a contatto con l'aria) si mantiene sotto forma di vapore fin quando si trova al di sopra del *punto di rugiada*.

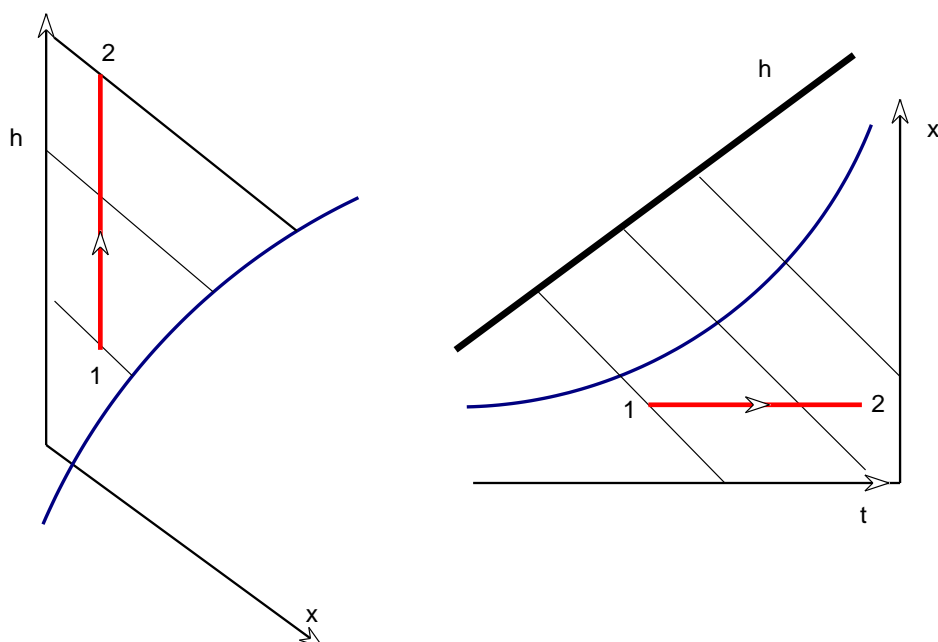


Figura 18: Rappresentazione del riscaldamento dell'aria umida.

Se la temperatura scende al di sotto si libera condensa che si deposita sulla superficie esterna della parete o all'interno dell'isolante o del materiale poroso.

La condensa rievapora non appena l'umidità relativa sale al di sopra della $\phi = 100\%$ ma i materiali che sono stati bagnati possono deteriorarsi facilmente.

1.1.1 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 del tipo ad alette 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 19: 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.

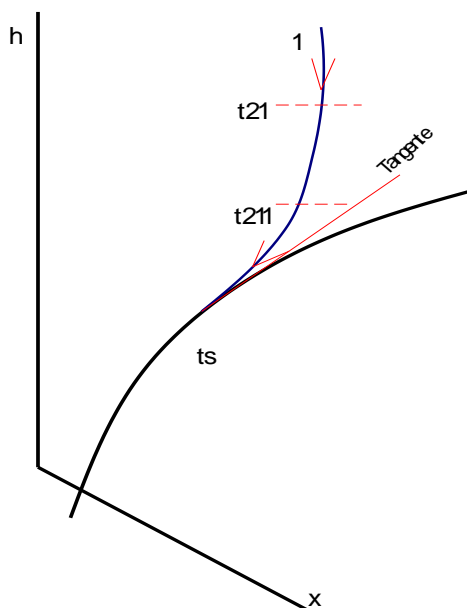


Figura 19: Andamento della fase di raffreddamento con deumidificazione

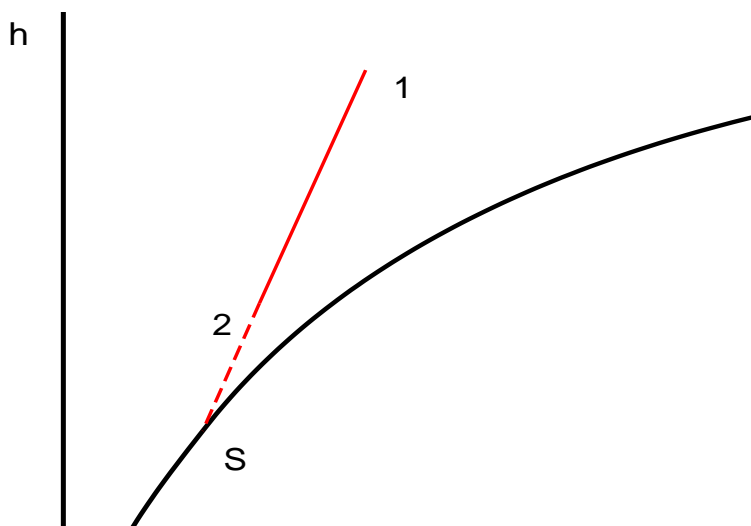


Figura 20: Deumidificazione nel piano di Mollier

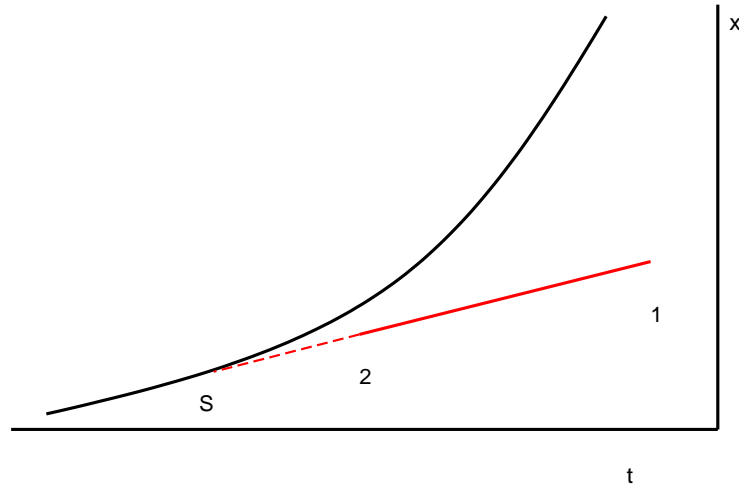


Figura 21. Deumidificazione nel piano ASHRAE

che fornisce:

$$\frac{h_2 - h_s}{h_1 - h_s} = \frac{x_2 - x_s}{x_1 - x_s} \quad [31]$$

Le osservazioni sperimentali confermano che i punti 1 e 2 stanno sulla stessa retta che contiene il punto S. Pertanto congiungendo il punto iniziale, 1, con il punto S si ha il *luogo geometrico* nel quale si deve trovare il punto finale 2. Dalla Figura 20 e dalla Figura 21 si può osservare che il punto 2 è più o meno lontano dal punto S a seconda dei valori dei coefficienti convettivi h (nonché dall'estensione della superficie di scambio termico).

Nelle applicazioni impiantistiche la trasformazione di raffreddamento con deumidificazione non porta mai l'aria nelle condizioni di totale saturazione. 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 $\overline{2S}$) rispetto alla frazione che invece lo subisce (segmento $\overline{1S}$) e pertanto vale:

$$BPF = \frac{\overline{2S}}{\overline{1S}}$$

La schematizzazione di funzionamento della batteria alettata è data in Figura 22 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. Il *fattore di by pass* è fornito dai vari costruttori per le batterie commerciali.

Esso dipende dal *numero dei ranghi*, cioè dal numero alette per pollice, 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.

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:

$$BPF = 0.67^n$$

con n numero dei ranghi. Valore usuali per batterie a 3 ranghi portano ad avere $BPF=0.2$ mentre per batterie a quattro o più ranghi (di solito non standard e quindi non facilmente reperibili a magazzino) hanno valori di $0.1 \div 0.05$.

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 più $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ e quindi dalla temperatura dell'acqua di alimentazione della batteria stessa. Di solito si hanno i seguenti valori: $t_i = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $t_u = 12\text{ }^{\circ}\text{C}$. Il valore medio è, quindi, $9.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e il punto S si troverà al di sopra dell'isoterma pari a $10.5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

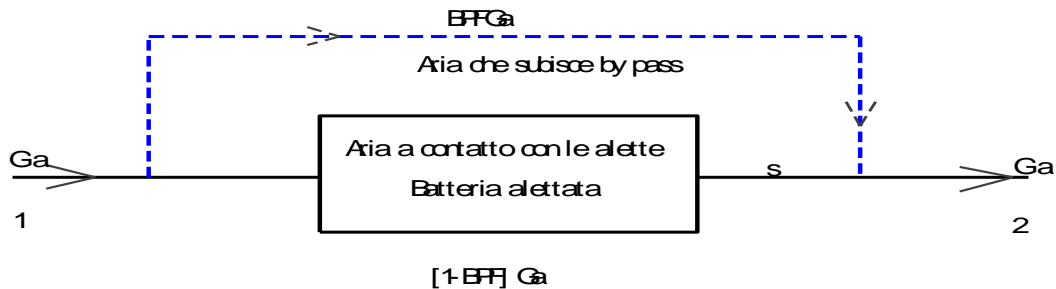


Figura 22: Schema ideale del raffreddamento con deumidificazione

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.

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:

$$q = G_a (h_2 - h_1)$$

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:

$$q = G_a (h_2 - h_1) = \dot{m}_w c_w (t_i - t_u)$$

ove il pedice w si riferisce all'acqua refrigerata di alimento della batteria e con \dot{m} si è indicata la portata di massa.

3.5.6 SATURAZIONE ADIABATICA CON ACQUA FREDDA

Una trasformazione di grande importanza nella climatizzazione (soprattutto estiva) degli ambienti è quella di saturazione adiabatica dell'aria umida. Essa consiste nello spruzzare sull'aria umida (in controcorrente per migliorare lo scambio) dell'acqua fredda finemente suddivisa (ad esempio con un diffusore a doccia) in modo da far raggiungere all'aria le condizioni di saturazione ($\phi = 100\%$).

Avviene, infatti, che l'acqua finemente suddivisa (e quindi con grande superficie di scambio termico) evapora passando nella fase di vapore acqueo.

L'aria umida di partenza può assorbire una quantità di vapore sufficiente a farle raggiungere le condizioni di saturazione oltre le quali non accetta più vapore. In queste condizioni (aria saturata) l'acqua spruzzata non ha più alcun effetto e viene totalmente rigettata. In figura si ha la rappresentazione schematica per i due tipi di diagrammi psicrometrici della saturazione adiabatica.

Analiticamente la *saturazione adiabatica* (si trascurano gli scambi con l'esterno) si studia impostando le equazioni di bilancio dell'entalpia e dell'umidità specifica della corrente d'aria umida prima e dopo l'operazione di lavaggio con acqua fredda ottenendo le seguenti relazioni:

$$m_1 = m_2$$

$$m_1 \frac{x_1}{1000} + m_w = m_2 \frac{x_2}{1000} \quad [32]$$

$$m_1 h_1 + m_w h_w = m_2 h_2$$

ove si è tenuto presente, come si può osservare dal diagramma psicrometrico, che le quantità di umidità specifica associate ad 1 kg di aria secca sono molto piccole (pochi g/kg_{as} o qualche decina di g/kg_{as}) e pertanto per riportiamo le x in kg occorre dividerle per 1000.

Si ha il simbolismo della figura e si è indicata con h_w l'entalpia dell'acqua introdotta con portata m_w (kg/s). Si osservi che la portata di aria secca non varia ma varia solo l'umidità specifica per effetto dell'acqua spruzzata.

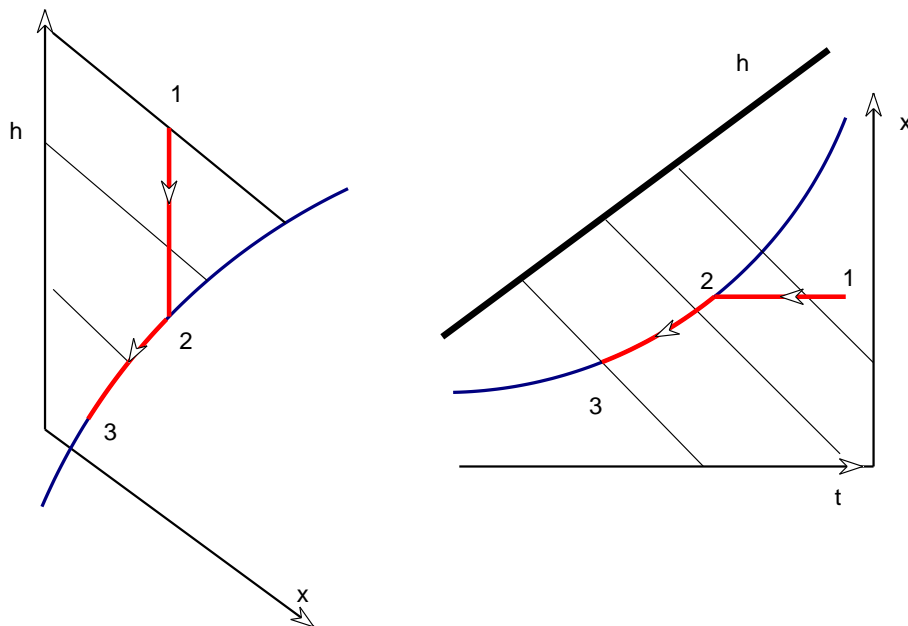


Figura 23: Rappresentazione del raffreddamento di un flusso di aria umida

E' questo il motivo fondamentale per cui le grandezze psicrometriche sono sempre riferite al kg di aria secca. Con semplici passaggi si ottiene:

$$\beta = \frac{\Delta h}{\Delta x} = \frac{h_w}{1000} = \frac{c_p t_w}{1000} \cong 0 \quad [33]$$

Questa relazione ci dice che il rapporto direttivo R (si ricordi che i diagrammi psicrometri sono in assi obliqui h, x) della retta luogo dei punti della trasformazione considerata è pari all'entalpia dell'acqua che spruzziamo.

Ora l'ultimo membro esprime un rapporto molto piccolo tanto che si considera praticamente pari a zero e pertanto il rapporto direttivo della retta è nullo.

Ciò significa che essa è parallela all'asse delle x ovvero che la trasformazione qui considerata è, con buona approssimazione (tanto più vera quanto minore è la temperatura dell'acqua spruzzata) una *isoentalpica*, come visibile in Figura 25.

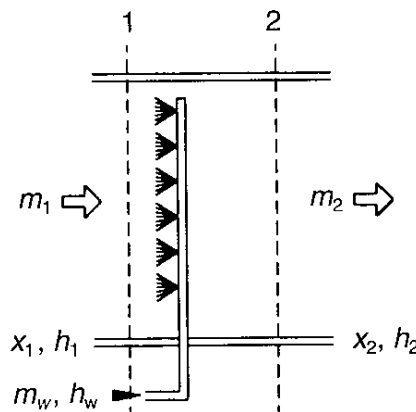


Figura 24: Schematizzazione del saturatore adiabatico ad acqua fredda

Se si osserva bene l'andamento delle linee di trasformazione che passano dal punto 1 (iniziale) al punto 2 (finale, saturo) si deduce che la saturazione adiabatica oltre a far aumentare l'umidità¹⁸ specifica (sino alla condizione di saturazione) fa anche scendere la temperatura dell'aria in entrata nel saturatore.

Pertanto si può anche pensare di utilizzare questo sistema (invero semplice ed economico) per far diminuire la temperatura dell'aria. E' proprio quello che gli arabi hanno fatto per secoli: *mediante un uso sapiente e raffinato dell'acqua delle fontane essi saturavano l'aria che veniva mandata all'interno degli edifici mediante canali in muratura e ciò contribuiva (e contribuisce tuttora) a mantenerli accettabilmente freschi.*

Un'antica usanza meridionale per difendersi dal vento caldo di scirocco è quella di porre nei battenti delle porte e delle finestre pezze di lana bagnate: l'aria di infiltrazione (originariamente calda) che attraversa i battenti si arricchisce di vapore proveniente dai panni bagnati e, inumidendosi, si porta a temperatura inferiore a quella esterna.

Allo stesso modo l'antico uso di serbatoi in argilla per custodire l'acqua si giustifica con una saturazione adiabatica dell'aria circostante ottenuta avvolgendo il serbatoio con un panno di lana (più poroso del normale panno di cotone) imbevuto con acqua: questa evaporando nell'aria circostante (se l'umidità relativa è inferiore al 100%) assorbe calore latente di vaporizzazione dal contenuto del serbatoio e quindi raffresca, seppur moderatamente, l'acqua contenuta all'interno.

¹⁸ Nella pratica non tutta l'aria riesce a saturarsi poiché le goccioline non hanno un contatto esteso con tutta la massa dell'aria che attraversa gli ugelli. Ne consegue che il punto finale, 2, è sempre leggermente al di sopra del punto rappresentato nella **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.** In ogni caso si ha sempre un incremento sensibile dell'umidità specifica e un incremento della temperatura dell'aria.

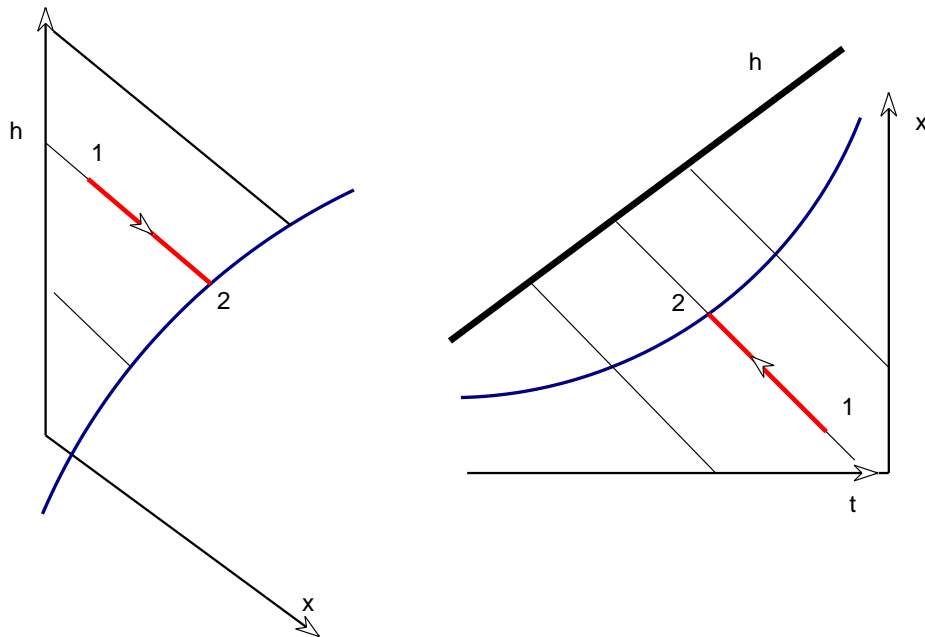


Figura 25: Rappresentazione della saturazione adiabatica dell'aria umida

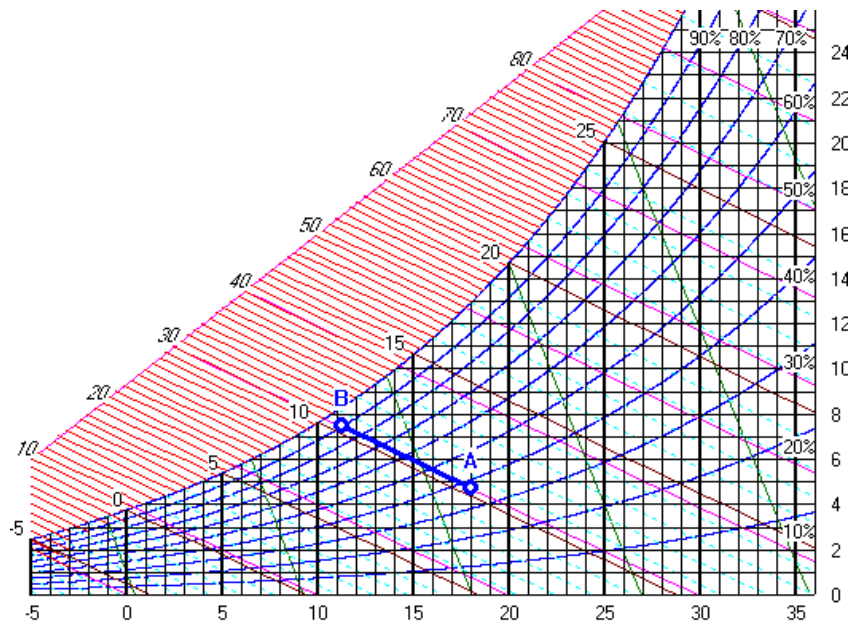


Figura 26: Saturazione adiabatica con acqua nel piano ASHRAE

Quanto detto spiega anche la sensazione di fresco che si ha in campagna o vicino ai giardini: la traspirazione di vapore dalle foglie assorbe calore latente dall'ambiente contribuendo a renderlo più fresco delle zone circostanti e lontane dagli alberi.

La **temperatura di saturazione adiabatica**, t_b , è, per quanto sopra detto, la temperatura raggiunta da una quantità di aria umida quando, con un processo adiabatico verso l'esterno, viene portata a saturazione mediante evaporazione di una certa quantità di acqua che si trovi alla temperatura t_b nell'ipotesi di processo adiabatico si può scrivere:

$$h_b = h + (x_b - x)h_{ls} \quad [34]$$

ove h e x sono l'entalpia e l'umidità specifica della miscela prima del trattamento e h_b e x_b sono le analoghe grandezze dopo la saturazione adiabatica, h_l è l'entalpia dell'acqua evaporata a temperatura t_b .

Poiché l'aria nelle condizioni finali si hanno le condizioni di saturazione allora queste sono solo funzioni della temperatura t_b e lo stesso si può dire per l'entalpia del liquido h_l .

Ne segue che t_b è solo funzione di h e x e quindi è una *funzione di stato*.

Tenendo presente le espressioni delle grandezze interessate, si ha:

$$x = \frac{1.006(t_b - t_a) + x_b(2501 - 2.364t_b)}{2501 + 1.83t_a - 4.194t_b} \quad [35]$$

3.5.7 SATURAZIONE ADIABATICA CON VAPORE

In questo caso si usa un getto di vapore d'acqua al posto degli ugelli spruzzatori visti in precedenza. Il bilancio energetico, procedendo alla stessa maniera, è il seguente:

$$m_1 = m_2$$

$$m_1 \frac{x_1}{1000} + m_{vap} = m_2 \frac{x_2}{1000}$$

$$m_1 h_1 + m_{vap} h_{vap} = m_2 h_2$$

Ove m_{vap} è la portata di vapore e h_{vap} è la sua entalpia. Ricavando il rapporto β si ha:

$$\beta = \frac{h_{vap}}{m_{vap} \cdot 1000}$$

In pratica il vapore è trasferito integralmente all'aria e la trasformazione è quasi *un'isoterma*. In realtà l'aria umida guadagna l'entalpia del vapore h_{vap} . E la trasformazione ha una pendenza verso destra che indica un incremento di temperatura dell'aria saturata.

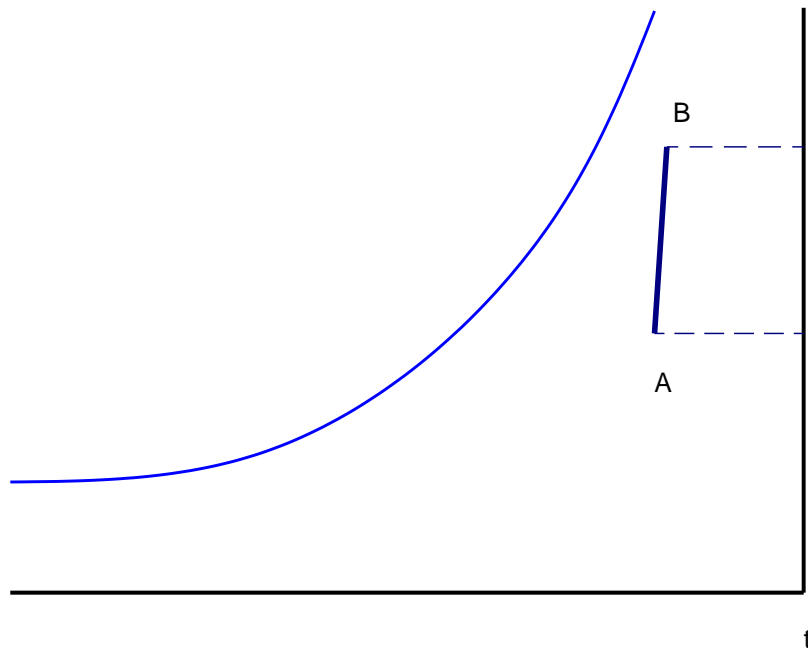


Figura 27: Saturazione adiabatica a vapore nel piano ASHRAE

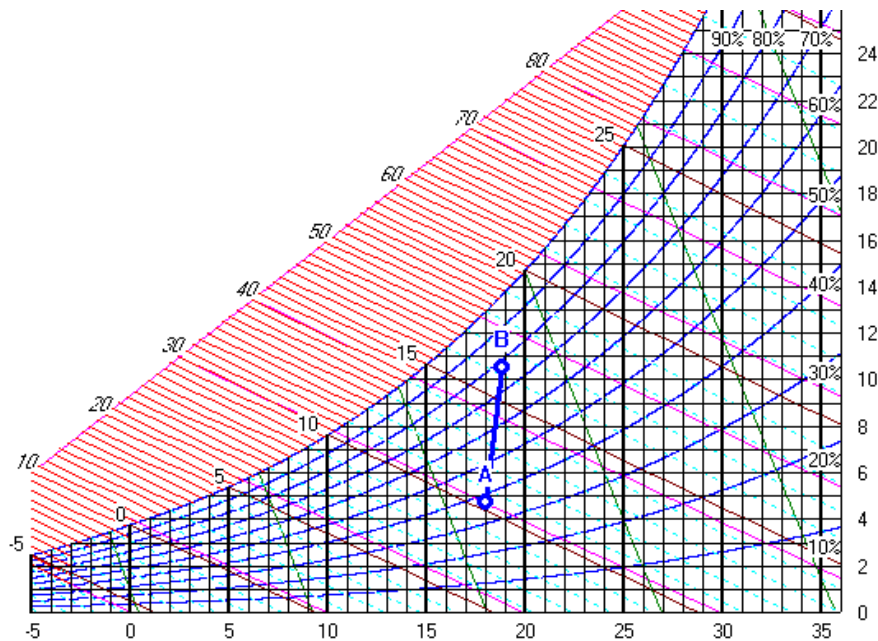


Figura 28: Saturazione adiabatica con vapore nel piano ASHRAE

3.5.8 MISURA DELL'UMIDITÀ RELATIVA

Si può dimostrare, utilizzando le equazioni della diffusione e la legge di *Fick*, che la temperatura di saturazione adiabatica coincide (con grande approssimazione) con la temperatura dell'aria in moto turbolento attorno ad un bulbo bagnato di un termometro sul quale si faccia evaporare l'acqua. Questa temperatura viene detta **a bulbo umido**.

Per contro la temperatura misurata mediante un termometro con bulbo senza garza bagnata viene detta **temperatura a bulbo secco**. Se si considera $(x_b - x)$ trascurabile rispetto ad h allora si può dire che $h_b \approx h$ e quindi t_b è la temperatura dell'aria satura alla stessa entalpia dello stato in esame.

Per la misura dell'umidità specifica si utilizza un particolare strumento detto *psicrometro* costituito da due termometri al mercurio posti all'interno di due canne cromate.

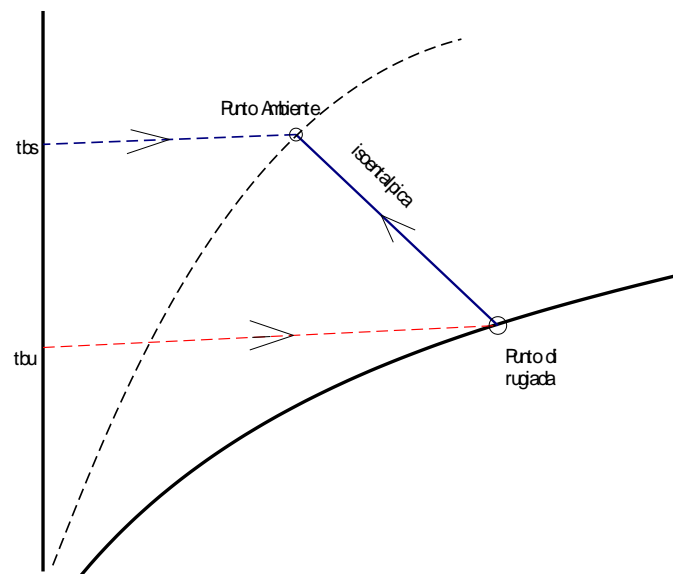


Figura 29: Determinazione del punto ambiente mediante uno psicrometro

Uno dei termometri viene ricoperto da una garza di cotone mentre l'altro resta con bulbo libero. Bagnata la garza di cotone con dell'acqua, si procede a farla evaporare mediante una ventolina che è posta in rotazione da una molla precaricata.

Dopo alcuni minuti di rotazione della ventola e quindi di evaporazione dell'acqua, il termometro con bulbo bagnato si porta in equilibrio con l'aria satura (adiabaticamente, poiché non vi sono scambi con l'esterno per via della protezione delle canne cromate) segnando la *temperatura a bulbo umido* mentre l'altro termometro segna la *temperatura a bulbo asciutto*.

Nelle ipotesi sopra dette di $(x_b - x)$ trascurabile si può allora pensare di utilizzare il diagramma psicrometrico e di individuare il punto ambiente dall'intersezione della retta di saturazione adiabatica (circa isoentalpica passante per il punto di rugiada) e la isoterma a bulbo secco.

La procedura di calcolo è schematizzata in figura precedente mentre lo schema dello psicrometro a ventolina è in figura seguente.

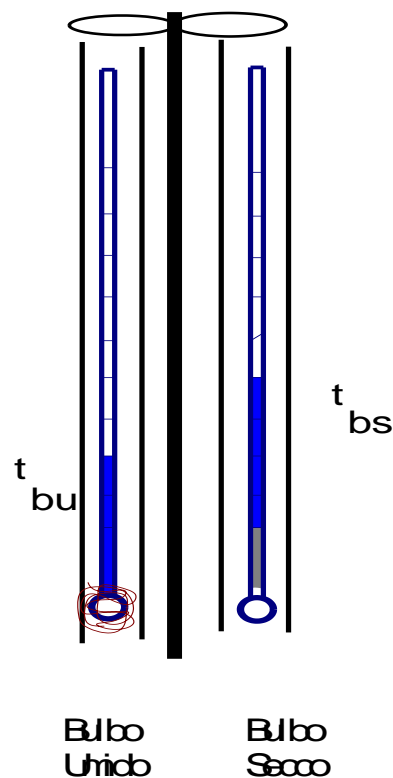


Figura 30: Psicrometro a ventolina

4. ENERGETICA DEGLI EDIFICI

4.1 L'INTERAZIONE EDIFICIO – AMBIENTE – UOMO

L'edificio è sempre stato, in primo luogo, una difesa dell'Uomo dalle condizioni climatiche esterne, un organismo capace di creare all'interno condizioni di vita migliori di quelle esterne.

L'edificio non è un'opera d'arte come può esserlo un monumento o una statua ma un sistema complesso che deve fronteggiare due interazioni fondamentali.



Figura 31: Esempio di statua e di un mausoleo (Taj Mahal)

- *Interazione con l'ambiente esterno;*
- *Interazione con l'Uomo.*

Nel primo caso l'edificio crea una separazione fra ambiente esterno ed interno in modo da tenere conto delle caratteristiche climatiche del luogo. La funzione principale dell'edificio è di creare una separazione (fisica e visiva) fra i due ambienti in modo da creare sia condizioni climatiche interne di comfort (si vedrà nel prosieguo questo argomento) che di privacy,

Nel secondo caso l'edificio deve soddisfare le esigenze di comfort dell'Uomo e quindi sottostare al giudizio di accettazione dell'Uomo. In particolare si hanno i seguenti intorni:

- *Intorno termo – igrometrico;*
- *Intorno di qualità dell'aria (IAQ);*
- *Introno acustico;*
- *Intorno Visivo.*

Tutti questi interni definiscono il **benessere psicofisico** dell'Uomo, fondamentale sia per la vita stessa che per l'accettazione dell'edificio.



Figura 32: Interazione edificio – ambiente (Cnosso – Creta)

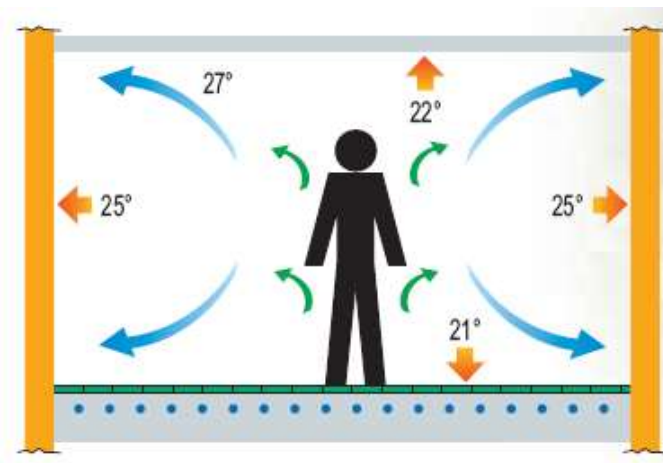


Figura 33: Interazione edificio – uomo

4.1.1 INTERAZIONE EDIFICIO – AMBIENTE

L'evoluzione dell'Architettura fornisce una lettura dell'interazione fra l'edificio e l'ambiente esterno. Le costruzioni primitive erano essenziali ed avevano lo scopo sia di creare un clima interno più favorevole che, forse principalmente, di creare un riparo sicuro per l'uomo. In genere le costruzioni erano multiple organizzate in forma di piccoli raggruppamenti ben difesi.

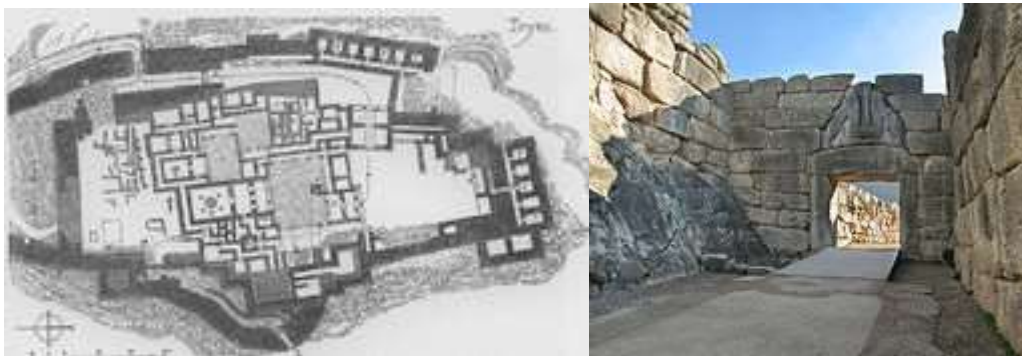


Figura 34: Esempio di architettura micenea

Successivamente si è avuta una forte evoluzione dell'Architettura sia per la disponibilità di materiali da costruzione più diversificati che per l'evoluzione stessa delle tipologie costruttive.

Le case greche e romane avevano una notevole evoluzione stilistica e funzionale tale da soddisfare una moltitudine di esigenze sia funzionali che estetiche.



Figura 35: Esempio di Casa Romana

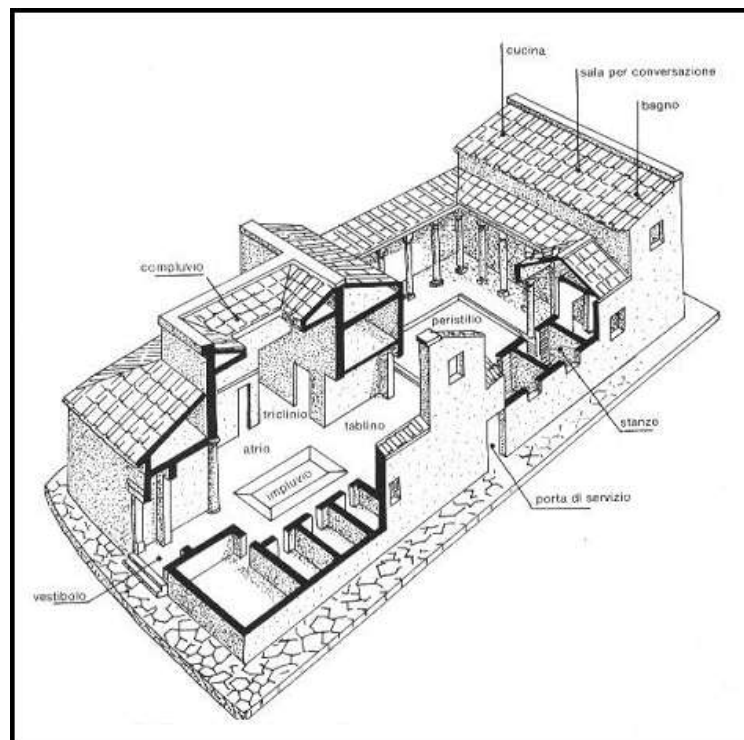


Figura 36: Esempio di distribuzione della Casa Romana



Figura 37: Ostia- Resti di abitazioni a più piani romane (*insulae*)

Sino all'inizio del 'novecento si è sempre avuta una differenziazione architettonica rispettosa delle diverse tipologie climatiche.

Così l'architettura mediterranea (vedasi quella greca e romana) è sempre stata caratterizzata da corti interne, pareti massicce, scarse aperture esterne.

L'architettura araba (almeno quella mediterranea e mediorientale) ha avuto notevoli espressioni sia formali che funzionali. Basti osservare i giochi d'acqua degli edifici dell'Alhambra per rendersi conto dell'elevata efficienza dei sistemi di umidificazione utilizzati dagli arabi sotto forma di fontane e zampilli.

Le torri iraniane sono un'ulteriore manifestazione di architettura funzionale che oggi potremmo definire col termine *bioclimatico*.

In ogni caso la lettura delle forme, dell'utilizzo dei materiali e del contesto climatico del luogo porta ad una classificazione ben precisa e tipizzata al variare della latitudine.

Le case svedesi classiche sono costruite in modo da avere bassi disperdimenti termici in modo da creare all'interno le migliori condizioni termiche per gli occupanti. Esse utilizzano molto il legno per le sue caratteristiche isolanti.

Se osserviamo l'Architettura dal novecento in poi possiamo subito osservare che la possibilità di utilizzare strutture in calcestruzzo armato e/o in acciaio ha fatto cadere molti vincoli costruttivi (tipico il filo a piombo dei muri) e reso estremamente più vario lo stile e la forma esterna.

Ora i muri possono essere sostituiti da vetrate o da *curtain wall* molto sottili e leggere. Possono anche scomparire ad avere ambienti aperti.

Tutto questo ha portato ad una sorta di omogeneizzazione dell'Architettura contemporanea. Si ha uno *stile indistinto*, detto *stile urbano*, che non differenzia più i siti e le tradizioni secolari.



Figura 38: Esempio di umificazione dell'aria nell'architettura araba



Figura 39: Esempio di architettura araba



Figura 40: Esempio di architettura africana antica - Timbuctu



Figura 41: Esempio di costruzione africana moderna

Lo stile moderno ha portato ad una sorta di scollamento fra funzioni e forma privilegiando, quasi sempre, quest'ultima in modo da fare apparire gli edifici come una sorta di opera d'arte, dimenticando spesso le finalità prima discusse.

Se si visita il centro storico di Roma, Milano, Madrid, Stoccolma, ..., si può riconoscere facilmente il luogo essendo tutti i centri storici il risultato della cultura e della storia di ciascuna città.



Figura 42: Esempio di architettura tipica svedese

Se visitiamo le periferie urbane di qualsivoglia città si stenta a capire dove ci si trova. Lo stile indistinto sopra accennato rende uguali le città. La periferia di Parigi non è molto diversa da quella di Roma. I grattacieli di New York e di Dubai non si differenziano di molto.

4.1.2 INFLUENZA DEL CLIMA SULL'ARCHITETTURA

Il clima ha sempre influenzato l'Architettura delle costruzioni prima della rivoluzione introdotta dal cemento armato.

In

Figura 43 si ha una panoramica della città di Ghardaia, in Algeria. La città è situata in pieno deserto con un clima fortemente soleggiato, caldo secco. Si può osservare come l'agglomerato urbano sia molto compatto, con strade interne strette e con percorso curvo, vedi Figura 45. Questa caratteristica si ritrova anche in molte città siciliane.

Le abitazioni sono costruite tipicamente con cortili interni che vengono ricoperti di tappeti durante il giorno ed aperti di notte. In questo modo si evita che il forte irraggiamento surriscaldi gli ambienti interni delle abitazioni. In Figura 47 si ha un esempio analogo per il mercato di Niscemi.

Di notte l'aria esterna di raffresca rapidamente (effetto del deserto) e quindi sollevando i tappeti si mettono in comunicazione gli ambienti interni con quelli esterni, producendo un leggero raffrescamento.

Le abitazioni sono costruite con il materiale disponibile (adobe) e sono caratterizzate da grandi masse (e quindi grande inerzia termica, come si vedrà nel prosieguo) e con limitatissime aperture per evitare l'infiltrazione delle radiazioni solari, vedi Figura 46.

L'esame delle tipologie costruttive di questa città algerina ci indica come tutto, dall'abitazione singola all'agglomerato urbano, sia stato concepito in funzione del clima caldo secco del deserto algerino.



Figura 43: La città di Ghardaia in Algeria



Figura 44: Particolare dell'abitato di Ghardaia



Figura 45: Esempio di strade interne a Ghardaia



Figura 46: L'interno delle abitazioni tipiche di Ghardaia



Figura 47: Mercato coperto a Niscemi, Sicilia

4.1.3 LA PROGETTAZIONE ARCHITETTONICA

L'Architettura è stata dicotomizzata in settori: composizione, tecnologia costruttiva, impiantistica, ...

In pratica chi progetta un edificio spesso dimentica che questo è un organismo unico che deve assolvere sempre e contemporaneamente le sue funzioni. La composizione architettonica fa stile e tendenza. Sono sorte numerose riviste che magnificano le "opere architettoniche" dei vari architetti, cioè le loro opere viste come biglietti da visita dei creatori di forma.

Un esame approfondito ed unitario di queste opere spesso rivela una forte trascuratezza degli aspetti tecnologici, energetici e funzionali vari (acustici, illuminotecnici, ...).

Sono sorte diverse figure professionali:

- *Il compositivo (cioè l'Architetto per antonomasia);*
- *Lo strutturista;*
- *L'impiantista termotecnico;*
- *L'impiantista elettrico;*
- *Il geotecnico;*
- *L'arredatore¹⁹;*
- *.....*

Tranne rari esempi, queste persone lavorano quasi sempre separatamente con scarse collaborazioni. Il risultato è che l'edificio non è più un organismo unico ma la sommatoria di tante tessere, una sorta di collage di varie prestazioni professionali.

¹⁹ Si osserva che nei paesi anglosassoni l'Arredatore coincide con l'Architetto. Questo evita di avere edifici di forma strana che non possono essere poi arredati per mancanza di mobili adatti. In Italia si ha una separazione delle due figure professionali e, spesso, l'arredamento interno è lasciato agli utenti degli edifici stessi.

4.1.4 LA PROGETTAZIONE ENERGETICAMENTE COSCIENTE

La progettazione architettonica a partire dall'introduzione del cemento armato ha subito una radicale trasformazione dovuta all'eliminazione dei vincoli del filo a piombo e dei materiali da utilizzare.

Il risultato è stato, purtroppo, un mero esercizio formale con gravissime conseguenze sia sulla stessa qualità architettonica che dal punto di vista energetico.

Un esempio può chiarire meglio questo concetto. In Figura 48 si ha una foto che ritrae il palazzo Lipparini di Scicli (RG) prima che un'infausta ristrutturazione producesse il risultato di Figura 49. Il nuovo palazzo è sede di una scuola media.



Figura 48: Foto storica del palazzo Lipparini in Scicli

E' ben visibile come il progettista non abbia tenuto in nessuna considerazione l'architettura barocca esistente ed abbia inferto una ferita profonda, un taglio netto e traumatico, all'estetica della piazza, vedi Figura 50.

Inoltre la struttura ampiamente vetrata. Visibile in figura, produce un surriscaldamento insopportabile già a partire dal mese di marzo, tanto che, a seguito di svenimenti di alcuni alunni, le scolaresche delle aule che si affacciano su tale vetrate vengono spostate in altri locali (palestra e locali accessori).

Questa pratica progettuale, comune fino alla fine degli anni 'sessanta, testimonia di un'ignoranza progettuale diffusa ed una separazione netta della fase ideativa architettonica da quella costruttiva.

Già agli inizi degli anni 'settanta l'allora Commissione Economica Europea pubblicò un pamphlet dal titolo *"Energy Building Conscious Design"*. Erano proprio gli anni in cui iniziarono le prime crisi energetiche conseguenti alle guerre arabo – israeliane.

A seguito di questo monito cominciarono ad essere pubblicate le prime leggi sul contenimento energetico degli edifici, quale la L. 373/76, poi la L. 10/91 fino ad arrivare a tutta la legislazione dei nostri giorni.



Figura 49: Il nuovo palazzo Lipparini di Scicli



Figura 50: Particolare del taglio lato chiesa

Ancora oggi si cerca di portare avanti un nuovo paradigma progettuale, vedi dopo, che tenga conto di quanto sopra brevemente esposto. Inoltre, come si discuterà nel corso di questo volume, si è fatta avanti l'idea di edifici a basso consumo energetico (detti *edifici a quasi zero energia*) che richiede ancora più sinergia fra l'architettura e l'impiantistica.

4.1.5 NUOVO PARADIGMA PROGETTUALE

L'idea di costruire un edificio energeticamente cosciente e congruente che richieda limitati apporti energetici esterni, ad eccezione di quelli solari ed interni, è da considerarsi un fine progettuale corretto e coerente con l'attuale legislazione.

La tendenza attuale è di progettare e costruire edifici capaci di ridurre al minimo i consumi energetici pur garantendo condizioni di comfort interno (sia relative alle condizioni di benessere termoigrometriche che di qualità dell'aria) ottimali.

Il nuovo paradigma progettuale non è più legato all'aspetto formale dell'Architettura dell'edificio, come sopra evidenziato, ma anche a quello funzionale, secondo la sequenza operativa:

Luogo ⇒ Clima ⇒ Funzione ⇒ Progetto

Il progetto deve partire dalla conoscenza e dalle peculiarità del *Luogo*, per cui un edificio A Catania deve avere caratteristiche diverse di un edificio costruito a Milano.

Oltre al luogo occorre tenere conto del clima, differenziando le esigenze dei climi freddi da quelli dei climi caldi. In pratica occorre limitare l'idea che un edificio nato in Finlandia vada bene in Sicilia. Purtroppo spesso, anche dal punto di vista normativo, l'architettura mittel europea prevale su quella sud europea senza tenere conto che si hanno notevoli variabilità delle esigenze energetiche. In sede europea si sta cercando di classificare le zone climatiche in tre tipologie:

- *Warm (Calde);*
- *Average (Medie);*
- *Cold (Fredde).*

In Figura 51 si ha la classificazione suddetta, ripresa dalla decisione della Commissione Europea del 01/03/2013, della quale si dirà nel prosieguo.

Il progetto deve tenere conto della funzione svolta dall'edificio. E' chiaro che un edificio residenziale ha caratteristiche diverse da uno destinato al terziario o per un ospedale o per un teatro. Tali caratteristiche debbono essere armonizzate in un'idea progettuale omogenea e sinergia con gli altri vincoli dianzi citati cercando di evitare manierismi formali poco produttivi.

La stesura progettuale finale, pertanto, deve essere un'opera di sintesi di tutte le esigenze dell'edificio e tenere presente che ogni edificio rappresenta un organismo complesso unico.

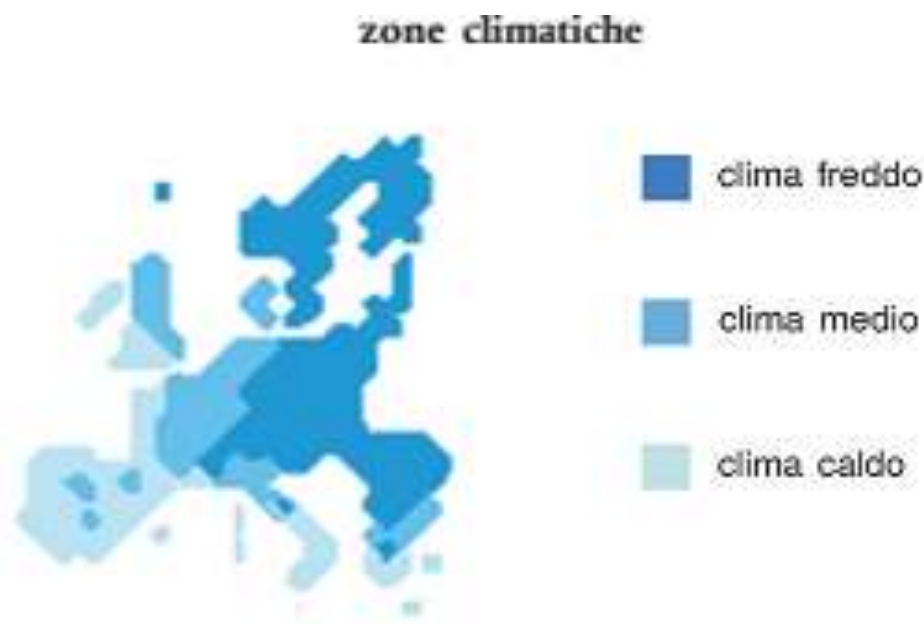


Figura 51: Zone climatiche europee

Se esaminiamo l'evoluzione dell'Architettura nei secoli scorsi ci accorgiamo che questa ha sempre svolto in modo eccellente il compito funzionale sopra indicato, nel senso che gli edifici vernacolari erano per loro stessa natura bioclimatici e quindi energeticamente più virtuosi degli attuali.

Essi, infatti, hanno consentito la vita delle persone senza richiedere apporti esterni oltre quelli che erano consentiti, bracieri, camini, sistemi di riscaldamento e/o di raffrescamento naturali come quelli attuati nelle terme romane o nell'architettura araba.

4.1.6 EFFETTI DELLA PROGETTAZIONE ARCHITETTONICA SUI COSTI ENERGETICI DEGLI EDIFICI

Nel Volume 1B si introdurrà un indice di prestazione energetica degli edifici, EP_i , definito come:

$$EP_i = \frac{Q_{stagionale}}{S \cdot anno} \left[kWh / (m^2 anno) \right]$$

L'unità di misura indicata, $kWh/(m^2 \cdot anno)$, risulta comoda sia per la conoscenza ad un pubblico più vasto dei soli tecnici addetti ai lavori sia perché, come indicato in precedenza, è facile riportare detto indice in litri di gasolio equivalente. Infatti 10 kWh di energia corrispondono al PCI di 1 L di gasolio. Pertanto dividendo l' EP_i per 10 si ottiene il consumo specifico di gasolio.

L' EP_i di un edificio esistente, progettato e costruito prima dell'applicazione della L. 373/86, ha un valore di EP_i compreso fra 200 – 300 $kWh/(m^2 \cdot anno)$ e quindi consuma 10-30 $L_{gasolio}/(m^2 \cdot anno)$.

Un edificio progettato e costruito secondo la normativa vigente (D.Lgs. 192/05 e suoi aggiornamenti) ha EP_i compreso fra 130- 15 $kWh/(m^2 \cdot anno)$, cioè ha un consumo specifico di 13 - 1.5 $L_{gasolio}/(m^2 \cdot anno)$.

Appare subito evidente la differenza dei costi di esercizio esistente fra un edificio non progettato e costruito secondo l'attuale normativa ed uno progettato e costruito secondo l'attuale normativa.

Supponendo un costo del gasolio di 1.7 €/L e con riferimento ad un appartamento di 100 m² di superficie utile si ha la situazione di Tabella 13.

EP_i	€/ (m ² · anno)	€/anno
250	42.5	4250
130	22.1	2210
20	3.4	340

Tabella 13: Confronto dei costi di esercizio energetico

Lo stesso appartamento non coibentato e con vetri normali passa da un costo totale di 4250 €/anno, con $EP_i=250 kWh/(m^2 \cdot anno)$, a 340 €/anno, con $EP_i=20 kWh/(m^2 \cdot anno)$.

E' indubbio che le differenze sono sensibili e lo saranno ancora di più nel momento in cui il costo del gasolio crescerà negli anni futuri. Questo significa che un raddoppio del costo del gasolio porterebbe ad oltre 8000 €/anno il costo di gestione di un appartamento vecchio stile contro i circa 700 €/anno di un appartamento ben coibentato.

Con un costo elevato di gestione è facile che si abbia una rinuncia parziale o totale del servizio del riscaldamento da parte dell'utenza e pertanto si avrà una riduzione del diritto di avere condizioni climatiche interne di comfort.

Se ci si riferisce ad un edificio di grande superficie utile appare chiaro l'enorme spreco attuale di energia per riscaldamento e quindi si giustifichi l'intervento dell'Unione Europea e degli stati membri allo scopo di ridurre i consumi energetici²⁰ degli edifici.

Tuttavia passare da 250 $kWh/(m^2 \cdot anno)$ a 20 $kWh/(m^2 \cdot anno)$ richiede tecniche di progettazione raffinate e l'utilizzo di componenti di involucro edilizio performanti. In particolare ci si riferisce all'utilizzo di materiali coibenti, a finestre con bassa trasmittanza termica, a fattori di forma S/V più conservativi. E' questo che il nuovo paradigma progettuale deve fare.

²⁰ A livello europeo l'incidenza dei consumi energetici per usi terziari (edifici civili e commerciali) è circa il 40% dei consumi totali. Ridurre questi consumi è pertanto prioritario sia per l'Europa che per i singoli stati.

4.2 LA PROBLEMATICHE DELL'ENERGETICA DEGLI EDIFICI

Gran parte del corso di *Impianti Termotecnici* ha come oggetto di studio e di applicazione l'edificio inteso come struttura che ospita gli impianti finalizzati al raggiungimento di condizioni termo-igrometriche opportune al suo interno.

L'Architettura si occupa del progetto degli edifici e non è nostra intenzione invadere questo importante settore professionale. Tuttavia un aspetto rilevante degli edifici viene spesso trascurato da quanti si sobbarcano il compito di progettarne l'architettura e cioè il suo comportamento termofisico.

L'edificio è un organismo complesso che ha il compito essenziale di creare un microclima interno che consenta all'Uomo lo svolgimento delle sue attività. Tale complessità interessa non solo gli aspetti più squisitamente architettonici e compositivi ma va oltre interessando la Geotecnica, le strutture in calcestruzzo armato, la Climatologia interna e l'impiantistica di ogni tipo (elettrica, idraulica, termica, telematica, ...). Per nostra comodità siamo soliti separare i diversi aspetti di questa complessità per cui l'edificio è considerato una sommatoria di tessere compositive a volte ritenute, a torto, fra loro separate ed indipendenti.

Così, come si è già detto in precedenza, gli aspetti puramente formali e compositivi spesso prescindono dagli aspetti costruttivi e tecnologici o da quelli climatologici e, in genere, dal comfort ambientale. Per decenni questa separazione degli aspetti e comportamenti dell'edificio è divenuto anche un metodo operativo e concettuale per cui i vari professionisti interessati ai diversi aspetti operavano quasi del tutto indipendentemente gli uni dagli altri con gravi conseguenze per tutta l'Edilizia. In alcuni casi ancora oggi il progettista architettonico passa i disegni agli impiantisti o agli strutturisti senza una precedente fase di coordinamento progettuale generale. Il risultato è una evidente *ignoranza progettuale* visibile²¹ anche esternamente a tutti.

Tubi e/o canali posti esternamente, impianti a vista, incongruenze strutturali ed altre stranezze costruttive indicano in modo incontrovertibile una mancanza di coordinamento e di progettazione coordinata.

Nel caso che interessa questo corso, spesso si assiste all'inserimento degli impianti di climatizzazione in modo del tutto svincolato alla progettazione architettonica. Il risultato è spesso evidente: si hanno impianti che costituiscono superfetazioni rispetto all'edificio esistente perché, ad esempio, non si sono previsti i locali tecnici o i cavedi o perché non si hanno spazi sufficienti per il passaggio dei canali d'aria.

La progettazione degli edifici deve oggi seguire sviluppi e tendenze diverse rispetto a quelle del passato. E' necessario che fin dalla fase iniziale dell'ideazione dell'edificio siano chiari i comportamenti termofisici ed energetici che determinano, poi, la corretta progettazione impiantistica. Per fare questo è necessario conoscere come si comporta l'edificio dal punto di vista termofisico e quindi occorre conoscere le sue esigenze energetiche.

Si ha un'interazione continua e reciproca fra le richieste energetiche dell'edificio (dettate in parte dal clima esterno ma anche dalle caratteristiche costruttive dell'involucro edilizio) e il funzionamento degli impianti che debbono istante per istante bilanciare la domanda energetica con l'offerta che essi possono fornire.

E' chiaro allora come sia illusorio pensare di poter progettare correttamente gli impianti di climatizzazione senza prima conoscere il comportamento termofisico dell'edificio. E questo risulta tanto più vincolante se si pensa alla variabilità delle condizioni climatiche esterne, in qualunque stagione, e alle conseguenti condizioni transitorie anche delle condizioni climatiche interne.

²¹ Basta guardare tutt'intorno le nuove costruzioni. Quando si vedono tubi e canali esterni, impianti a vista ed altro vuol dire che è mancata l'opera di amalgamazione dell'impiantistica con l'edificio. E' questo un segno caratteristico di *ignoranza progettuale*. In realtà il *Progetto* comprende uno studio sinergico di tutto ciò che interessa l'edificio.

Se è vero che gli impianti cercano di rendere stabili e confortevoli le condizioni interne a seconda delle stagioni (vedi il capitolo sulle condizioni ambientali di benessere) è anche vero che proprio le condizioni transitorie sono date da una componente propria dell'edificio e da una componente che dipende dalle forzanti esterne.

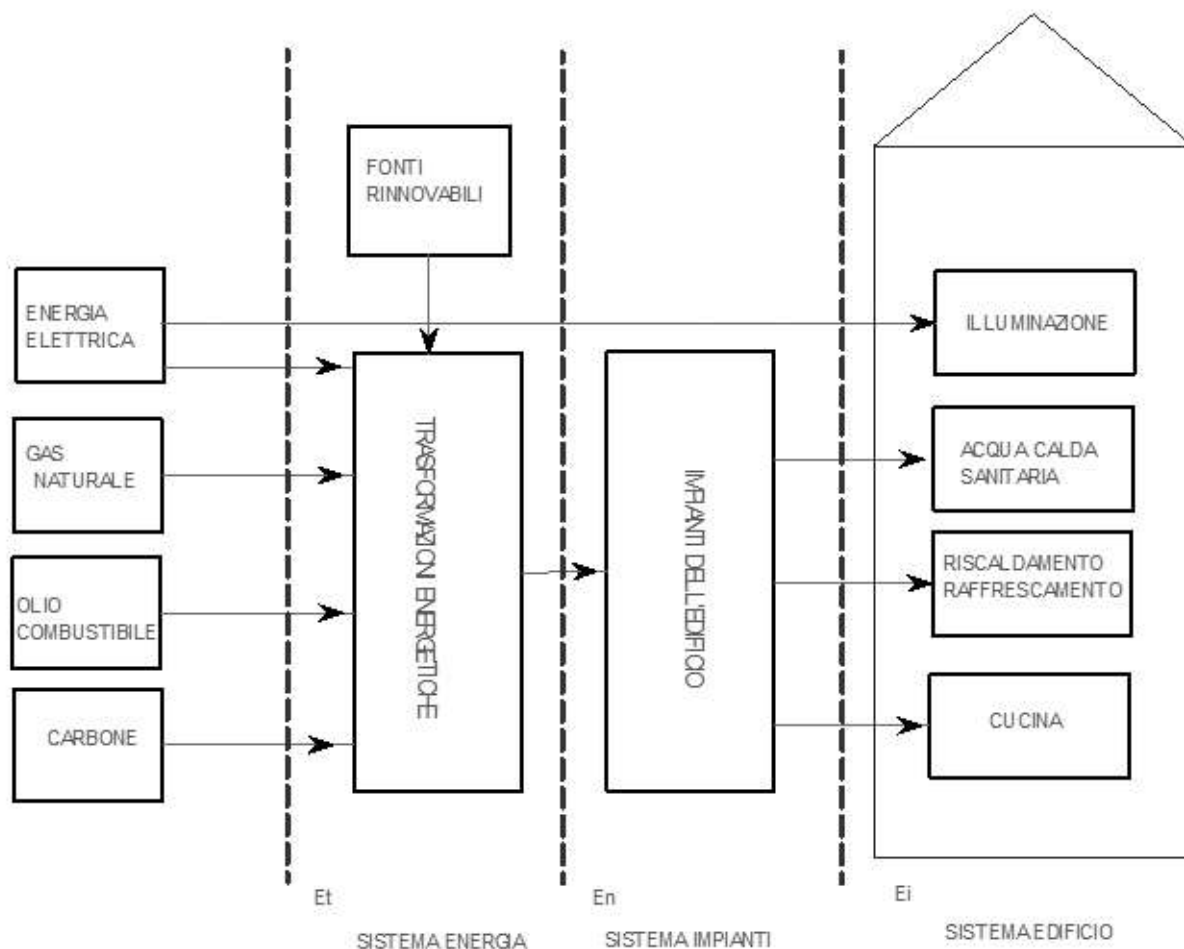


Figura 52: Sistema edificio-impianto

La *risposta propria* dell'edificio dipende da come l'edificio è costruito e in particolare dalla sua forma, dalla sua massa, dalla sua capacità termica e dalla sua resistenza termica. In definitiva la risposta propria dipende dalle *qualità termofisiche dell'edificio*.

Se è vero che la forma è determinata dalle scelte progettuali compositive tutti gli altri parametri dipendono dalle modalità costruttive e quindi dalla scelta dei materiali per l'involucro esterno. E' esperienza comune osservare come le condizioni climatiche interne degli edifici storici (quindi con grandi masse nelle murature) sia solitamente migliori di quelle degli edifici moderni con murature leggere e grandi superfici vetrate.

Lo scopo di questo volume è proprio quello di fornire una conoscenza sufficientemente approfondita del comportamento termofisico ed energetico degli edifici al fine di progettare correttamente gli impianti di climatizzazione.

Si osservi che si è usato il termine generico *edificio* senza specificare se questo è destinato a civile abitazione o a servizi (scuole, teatri, ospedali, centri commerciali, ...) o ad edifici di tipo industriale nei quali sono ospitati impianti produttivi di varia natura e che comunque devono essere climatizzati mediante impianti di climatizzazione spesso molto simili a quelli utilizzati nell'impiantistica civile.

4.3 L'AZIONE DI UN IMPIANTO

Gli impianti meccanici devono verificare in ogni istante, a regime stabilizzato, il bilancio di energia per l'edificio:

$$E_{scambiata_con_esterno} = E_{ceduta_dall'impianto}$$

Il primo membro di questa equazione richiede che venga valutata l'energia scambiata fra l'edificio e l'ambiente esterno. Il secondo membro richiede che venga prodotta-trasportata e ceduta all'edificio (o meglio nei singoli ambienti) l'energia richiesta al primo membro.

Per calcolare l'energia che l'impianto deve cedere nel tempo all'edificio occorre calcolare l'anergia netta scambiata dallo stesso edificio con l'esterno. In condizioni di regime stazionario chiameremo questa energia scambiata con il termine di *carico termico*.

4.4 CALCOLO DELL'ENERGIA SCAMBIATA CON L'ESTERNO

Questo calcolo, detto *carico termico*, varia a seconda della stagione e dal tipo di applicazione.

Si vedrà nel prosieguo come effettuare questo calcolo per il periodo invernale e per quello estivo. Si evidenzieranno le differenze formali e concettuali per queste due tipologie calcoli che sono alla base della progettazione impiantistica.

In genere sono sufficienti calcoli semplificati che possono essere condotti sia manualmente che con strumenti di calcolo elettronici.

Per applicazioni più sofisticate occorre procedere ad una vera e propria simulazione in regime transitorio degli edifici e questo può essere effettuato solamente con sofisticati codici di calcolo (vedi nel prosieguo) che tengono adeguatamente conto sia della tipologia costruttiva dell'edificio che dell'interazione edificio – impianto.

4.4.1 CALCOLO DEI CARICHI TERMICI

Ciò che gli impianti di climatizzazione fanno si può riassumere, come sopra evidenziato, in una fornitura (con il proprio segno, considerando l'edificio un sistema termodinamico) di energia agli ambienti. Ad esempio, nelle condizioni invernali si hanno basse temperature all'esterno e temperature elevate all'interno degli ambienti (solitamente fissata ai valori di progetto indicati nelle specifiche di progetto, ad esempio al valore tipico 20°C) e pertanto del calore passa, necessariamente, dall'interno dell'edificio verso l'esterno.

Per un sistema energetico aperto (quale si può schematizzare un edificio) questo flusso di calore uscente porta a un raffreddamento interno che tende a livellare la temperatura interna con quella esterna. L'impianto di riscaldamento fornisce all'edificio una quantità di calore tale da bilanciare quella uscente. In queste condizioni si raggiungono le condizioni di stazionarietà e la temperatura interna dell'edificio si stabilizza al valore desiderato (ad esempio 20 °C).

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

Se non s'interviene con un impianto di climatizzazione le condizioni termo igrometriche interne variano in modo tale da portare la temperatura interna a coincidere con la temperatura esterna. L'impianto in questo caso sottrae calore (e agisce anche sull'umidità) all'ambiente in quantità pari a quello trasmesso dall'esterno.

Questi due semplici esempi ci mostrano l'importanza di calcolare con precisione i flussi termici entranti o uscenti dal sistema edificio: questa fase viene detta *calcolo dei carichi termici*. ♣

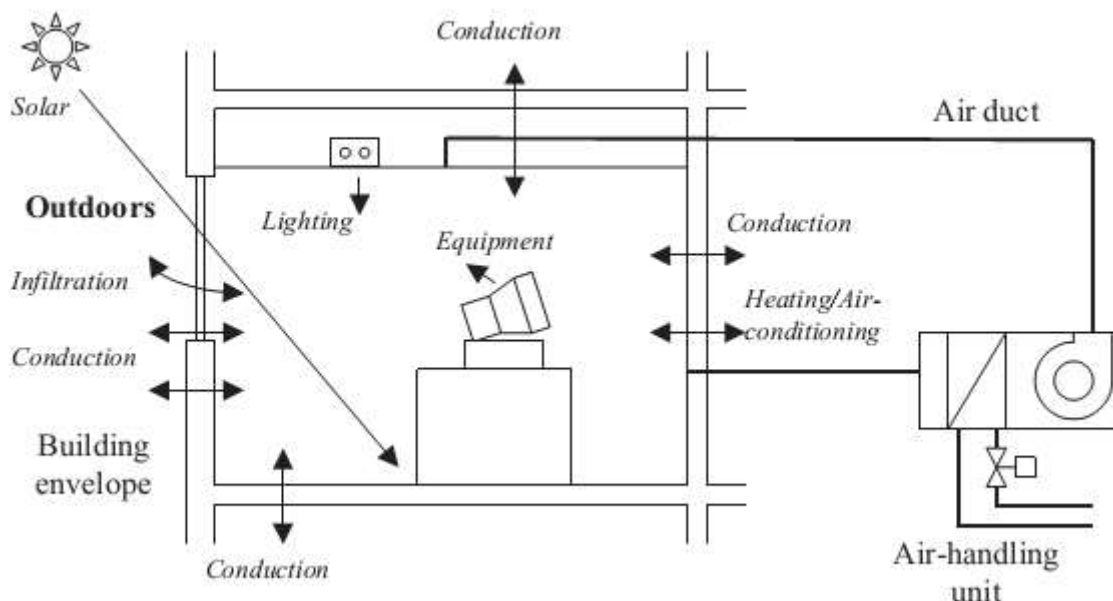


Figura 53: Esempio di possibili scambi energetici

Si tratta di una fase importante e fondamentale per la progettazione degli impianti tecnici, come si rimarcherà nei capitoli successivi di questo volume. Va comunque osservato che spesso il calcolo dei carichi termici, che pure dovrebbe essere univocamente matematicamente determinato, è effettuato in modo *fittizio*, come avviene, ad esempio, per il calcolo dei carichi termici invernali ai sensi dell'attuale legislazione o dei carichi estivi. Si vedrà nel seguito perché si segue (e spesso si *deve* obbligatoriamente seguire) un iter di calcolo schematico e fittizio.

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

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

Carico Termico invernale di picco

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

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

con U_i la trasmittanza termica delle pareti, ψ_i il coefficiente lineare per i ponti termici, n_i il numero di ricambi d'aria orari, l_i la lunghezza del ponte termico, Δt_i la differenza di temperatura, V_i il volume del generico ambiente ed S_i la superficie della generica parete. Questo carico termico può essere oggi facilmente calcolato con l'utilizzo di software termotecnici.

Carico Termico Estivo

Per il carico termico estivo si hanno problemi più complessi derivanti dall'avere condizioni operative dell'edificio sempre in **transitorio termico**. Ciò comporta, per quanto detto sui sistemi termodinamici aperti, che i bilanci energetici che debbono tenere conto degli effetti di **accumulo termico** nelle pareti e nelle strutture dell'edificio.

Si rimanda al Volume secondo per ulteriori approfondimenti sul Condizionamento ambientale.

4.5 ENERGIA CEDUTA DALL'IMPIANTO

L'energia ceduta dall'impianto è frutto di trasformazioni energetiche dell'energia primaria esterna (ad esempio olio combustibile, gas) in energie fornite a fluidi termovettori (acqua, aria) che le trasportano ai terminali (radiatori, fan coil, bocchette) posti nei vari ambienti.

In definitiva è questa la vera sezione impiantistica che si svilupperà nel corso di Impianti Termotecnici. Si vedrà come queste trasformazioni dipendono dai dispositivi utilizzati (caldaie, pompe di calore, refrigeratori, ...) e in particolare dalle loro caratteristiche costruttive e dalla loro efficienza energetica.

Dal 1995 con il D.Lgs 192 ad oggi molte leggi e decreti si occupano dell'efficienza energetica dell'edificio e degli impianti.

Il D.Lgs 28/2011 addirittura **impone** che un'aliquota (oggi il 20%, 35% dal 1/01/2014, ma si arriverà al 50% nel 2017) di energia richiesta dagli edifici sia proveniente da fonti di energia rinnovabili (FER). Di fatto gli impianti diventano parte integrante degli edifici.

Ancora di più lo sarà negli anni futuri se si pensa all'applicazione della nuova direttiva europea 2010/31/CE (vedi il Volume 1B) che introduce l'esigenza di **Edifici a Quasi Zero Energia**, cioè di edifici che consumano una quantità di energia specifica molto bassa, dell'ordine di 10-15 kWh/(m².anno).

Per cedere energia all'impianto occorre effettuare una serie di operazioni progettuali ed impiantistiche che brevemente si riassumono nel prosieguo e che saranno sviluppati nei successivi volume IB e secondo.

Scelta della tipologia impiantistica

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

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

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

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

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

- *a collettori complanari;*
- *con distribuzione monotubo.*

La scelta delle caldaie è quanto mai varia (come si vedrà nel seguito) e lo stesso si deve dire per i componenti di impianto.

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

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

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

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

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

Un impianto termotecnico è composto da **tre sezioni sinergiche**:

Sezione di produzione dell'energia \Rightarrow **Sezione di trasporto dell'energia** \Rightarrow **Sezione di scambio**

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

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

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

Dimensionamento dei componenti di impianto

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

La selezione dei componenti va effettuata conoscendo la produzione industriale disponibile per ciascuno di essi. Si fa presente che in questa fase occorre interagire con le produzioni industriali dei vari componenti, nel senso che i componenti devono essere selezionati da una serie di prodotti industriali commercialmente disponibili.

Tranne pochi casi particolari (ad esempio le *Unità di Trattamento Aria* (UTA)) i componenti sono già disponibili su cataloghi commerciali e, in genere, non possono essere modificati. La selezione commerciale dei componenti di impianto difficilmente porta ad avere caratteristiche reali di questi ultimi coincidenti con le caratteristiche teoriche calcolate in condizioni nominali. Di solito si hanno prestazioni diverse e in genere superiori a quelle richieste. Così, ad esempio, se un ambiente ha bisogno di 857 W di potenza per il riscaldamento invernale si troverà un radiatore che potrà fornire 920 W. Queste discrepanze progettuali comportano l'assoluta necessità di un sistema di controllo e regolazione dell'impianto in tutte le componenti.

Schematizzazione della soluzione impiantistica

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

Si osservi che in questa fase non si conoscono ancora i diametri delle tubazioni o le dimensioni dei canali d'aria. Per questi ultimi si hanno quasi sempre problemi geometrici dovuti allo scarso spazio disponibile. In genere è opportuno cercare in questa fase di eliminare conflittualità varie (ad esempio incroci di canali) che possono condizionare la fase successiva.

Dimensionamento delle reti di distribuzione

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

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

Le reti di distribuzione devono consentire ai componenti di impianto di funzionare correttamente e pertanto esse vanno progettate sulle reali esigenze dei terminali di impianto.

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

In definitiva per dimensionare la rete di distribuzione dobbiamo prima conoscere quali saranno i terminali utilizzati e le loro potenzialità richieste. Non è possibile dimensionare una rete su richieste teoriche che necessariamente non troveranno riscontro su campo.

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

Disegno esecutivo degli impianti

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

Occorre poi predisporre i disegni impiantistici di ciascun componente e della centrale termica, come illustrato nella figura seguente.

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

La normativa vigente prevede una scala di rappresentazione 1:50, adeguata a caratterizzare tutti gli elementi funzionali ed impiantistici.

Ovviamente i particolari esecutivi dei singoli componenti possono avere scala 1:20 o anche superiore.

E' fondamentale ricordare in questa sede quanto sia importante, per ottenere un buon risultato globale sia in termini impiantistici che architettonici, l'interazione ed il coordinamento delle diverse figure professionali coinvolte nel processo progettuale.

A differenza degli impianti elettrici, gli impianti di climatizzazione, come le strutture, condizionano fortemente il progetto architettonico. Un canale d'aria può raggiungere sezioni importanti, un'unità di trattamento aria ha spesso dimensioni e peso considerevoli e ed è quindi sempre necessario effettuare una verifica ed un aggiornamento continuo delle varie versioni del progetto per evitare che le previsioni impiantistiche non trovino corrispondenza e coerenza nei disegni architettonici.

5. CONDIZIONI AMBIENTALI DI BENESSERE*

5.1 L'INTERAZIONE EDIFICIO –UOMO

Si è detto che l'edificio interagisce con l'ambiente esterno e con l'Uomo. In quest'ultimo caso l'interazione è in parte fisica (effetto sull'Uomo degli scambi termici con le pareti e l'aria ambiente) e in parte psicofisica, cioè espressa sotto forma di **giudizio** di accettazione e/o di soddisfazione.

In questo capitolo e nel successivo si discuterà di condizioni di comfort dell'Uomo dal punto di vista termo igrometrico e di qualità dell'aria.

In parte si parlerà di comfort acustico successivamente nel Volume 3° a proposito del rumore negli impianti tecnologici.

Il comfort visivo²² esula dagli argomenti di questo corso.

Prima di affrontare la trattazione sul comfort termo igrometrico è bene osservare che l'Uomo ha la capacità di esprimere un giudizio e che questo non è determinabile mediante procedure fisico – matematiche o con semplici misure di grandezze fisiche essendo un'espressione di una volontà soggettiva, funzione sia dello stato d'animo in cui si trova il soggetto giudicante che delle condizioni fisiche esterne. Per risolvere il problema della valutazione del giudizio si ricorre abitualmente al concetto di **normotipo**, cioè di un uomo medio avente caratteristiche fisiche medie. Un tale uomo non esiste in natura essendo ogni essere umano un unicum nell'universo. Tuttavia il normotipo assomma in sé tutte le caratteristiche medie ottenute tramite valutazioni statistiche.

In pratica ogni qual volta si debba determinare una caratteristica dell'Uomo si fa riferimento ad una platea campione di soggetti apparentemente sani, di età compresa fra 18 e 33 anni, di ambo i sessi, indifferentemente dal colore della pelle. I giudizi statisticamente mediati di questa platea campione sono così riferiti al **normotipo**. Così, ad esempio, si determina l'intervallo di visibilità dell'occhio umano (fra 348 e 780 nm) o l'intervallo di udibilità dell'orecchio umano (fra 20 e 20000 Hz). Nel prosieguo si parlerà di scale di giudizio e di accettazione intendendo che queste sono derivate con l'utilizzo di platee campioni di normotipi.

5.2 LE CONDIZIONI DI COMFORT TERMICO

Le *condizioni di comfort* sono rappresentate da quell'insieme di parametri fisici e ambientali che portano al *benessere dell'uomo* inteso come ***l'insieme dei valori dei parametri fisici che mantengono i parametri biologici ai valori ottimali con il minimo sforzo da parte dell'individuo***. In particolare il *benessere termico* è riferito alle sole condizioni termoigrometriche e alla velocità dell'aria negli ambienti e pertanto le variabili che saranno prese in considerazione sono tali da influire, vedi nel prosieguo, su quest'intorno.

²² E' possibile esaminare il capitolo di Illuminotecnica del volume "Fisica Tecnica ambientale" Edizione Mc. Graw Hill (2007), di Giuliano Cammarata.

L'evoluzione dell'uomo è strettamente correlata all'acquisizione e al raggiungimento delle condizioni di maggior comfort e di benessere ambientale.

Tale raggiungimento è solo di recente stato considerato un diritto per l'uomo mentre era solo un lusso fino alla metà di questo secolo. D'altra parte il ritenere solamente un *lusso* il benessere ambientale può portare l'uomo a pericolosi ritorni indietro nel tempo, con il rischio di rinunciare a numerose conquiste sociali e a condizioni di vita talvolta irreversibili. Soprattutto gli abitanti nelle zone climaticamente più rigide potrebbero risentire negativamente di queste rinunce e in qualche caso ne avrebbero persino una minaccia all'esistenza.

La legislazione italiana si propone di limitare il consumo energetico per usi termici mediante l'applicazione di varie leggi, regolamenti e norme tecniche delle quali si parlerà diffusamente nel Volume 1B.

Fra le varie limitazioni imposte fa molto spicco quella relativa alla *temperatura massima* all'interno degli edifici, pari in generale a 20 °C, con al più un grado di tolleranza. Si cercherà, adesso di prendere in esame il problema del benessere ambientale e di pervenire ad alcune relazioni (analitiche e/o grafiche) che possano essere di ausilio per la scelta ottimale delle condizioni di lavoro.

Il benessere fisiologico è fondamentale non solo per l'edilizia residenziale ma anche, e direi soprattutto, per le applicazioni industriali e per l'**Ergonomia**, senza trascurare che le condizioni di benessere sono indispensabili in situazioni al limite della sopravvivenza (miniere, stazioni polari e sottomarine, cabine spaziali, cabine d'aereo, ...) cioè laddove senza un *clima artificiale* non sarebbe possibile la vita dell'Uomo. Anche gli impianti di climatizzazione degli autoveicoli cercano di creare all'interno degli abitacoli condizioni il più possibile vicine a quelle di benessere.

5.3 RICHIAMI STORICI

Già nel 1923 *Yaglou* e *Houghton* condussero alcune ricerche, per conto della *ASHRAE*, sul benessere ambientale pervenendo ad un "*diagramma del benessere*" divenuto ormai famoso e riportato in Figura 54. Essi pervennero alla definizione di una "*temperatura effettiva*" come la temperatura di un locale avente umidità relativa al 100% ed aria stagnante nel quale si risentano le stesse sensazioni di benessere di un locale a temperatura ed umidità relativa assegnati.

Durante gli esperimenti le pareti venivano mantenute alla stessa temperatura dell'aria (*camera termostatica*). In Figura 55 e in Figura 56 sono riportati gli abachi per la determinazione delle temperature effettive per persone nude e per persone vestite.

Più tardi il ricercatore inglese *Bedford*²³ ha dimostrato che qualora la temperatura delle pareti non coincida con quella dell'aria allora con l'uso del diagramma *ASHRAE* possono determinarsi condizioni di particolare disagio.

Egli consiglia di sostituire la temperatura effettiva definita da *Yaglou* e *Houghton* con quella misurata con un *globotermometro* e che dipende fortemente dalla distribuzione della temperatura nelle pareti del locale. A partire dal 1960 il problema del comfort ambientale ha avuto un notevole impulso e i ricercatori europei ed americani hanno sviluppato nuove metodologie di studio che tengono in conto di vari fattori, oltre a quelli già esaminati in precedenza.

²³ Durante il secondo conflitto mondiale i marinai delle navi da guerra inglesi presentarono numerosi *complaints* (lamentele) per le condizioni ambientali ritenute non confortevoli nelle sale macchine delle navi. Le misure di temperatura dell'aria sembravano escludere ogni possibile causa di lamentela poiché rientravano nei limiti indicati, in quel periodo, di benessere termico. *Bedford* intuì che il problema lamentato dovesse essere in qualche modo correlato con la forte radiazione termica proveniente dalle pareti delle caldaie delle navi. Costruì, pertanto, il *globotermometro*: si tratta di una sfera in rame cava e annerita internamente ed avente al suo interno il bulbo di un termometro, vedi Figura 57. La temperatura indicata dal globotermometro è quella di equilibrio fra l'aria interna e gli scambi radiativi fra pareti dell'ambiente in cui si effettua la misura e la superficie esterna della sfera. Essendo il rame un ottimo conduttore di calore si può ritenere che l'equilibrio raggiunto all'interno della sfera sia rapido ed uniforme, cioè indipendente dalla direzione di provenienza delle radiazioni termiche. Pertanto la temperatura segnata dal termometro è quella di equilibrio radiativo.

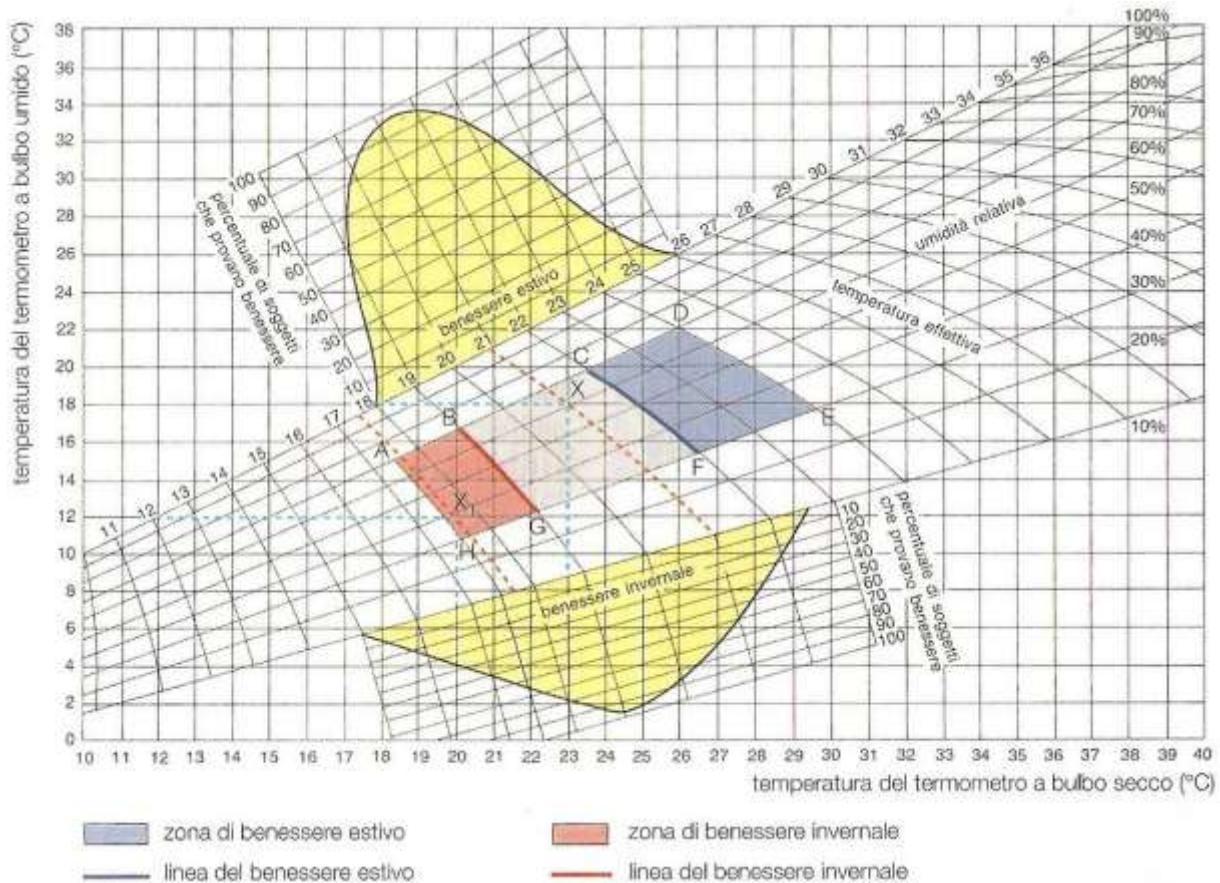


Figura 54: Diagramma del benessere ASHRAE del 1923

In particolare più che alla temperatura del *globotermometro* si fa riferimento ad una *temperatura media radiante* definita come la temperatura uniforme che bisogna assegnare all'ambiente, supposto con pareti tutte nere, tale da produrre lo stesso scambio radiativo fra individuo e pareti reali.

Nella sua definizione più generale, la temperatura media radiante è definita dalla relazione:

$$T_{mr} = \sqrt[4]{\frac{J_1 F_{p1} + J_2 F_{p2} + \dots + J_n F_{pn}}{\sigma_o}} \quad [36]$$

ove si ha:

- $\sigma_o = 5,67 \text{ W/(m}^2 \text{ K}^4)$, costante di Boltzmann,
- J = Radiosità della parete i , definita come:

$$J = \sigma_o \varepsilon T^4 + rG = \sigma_o \varepsilon T^4 + (1 - \varepsilon)G \quad [37]$$

- T = temperatura assoluta della parete, K;
- r = fattore di riflessione della parete;
- G = Irraggiamento ricadente sulla parete, W/m^2 ;
- F_{pi} = Fattore di forma fra la persona e la parete i -esima;
- T_{mr} = Temperatura media radiante, K.
- ε = emissività della parete.

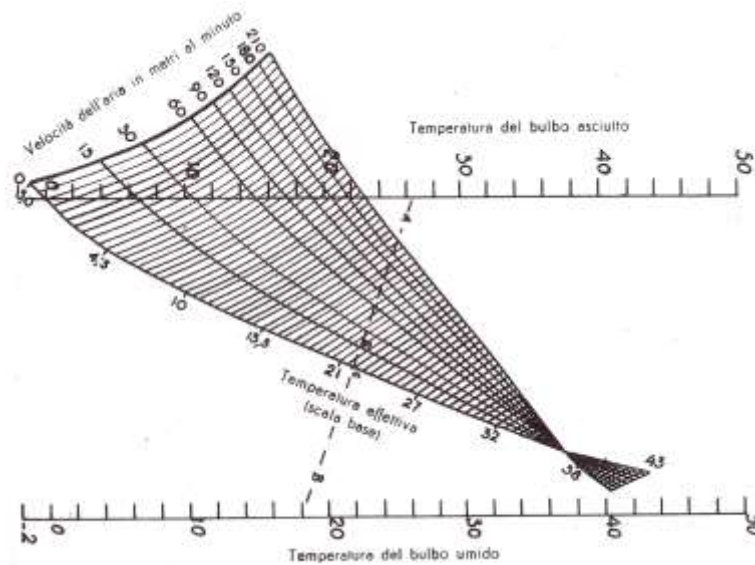


Figura 55: Temperatura effettiva per persone nude

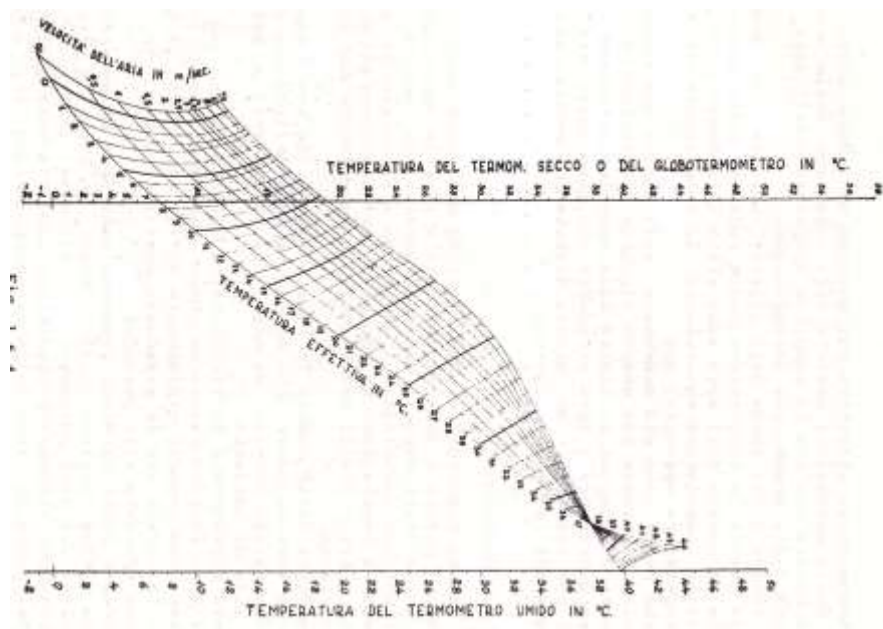


Figura 56: Temperatura effettiva per persone vestite

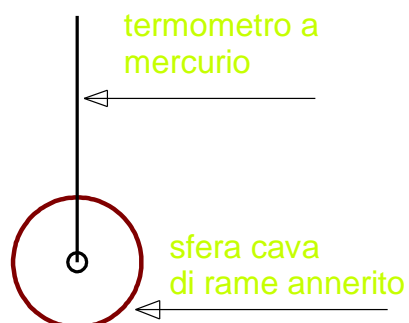


Figura 57: Schema del globotermometro di Bedford

La precedente relazione può avere diverse semplificazioni a seconda dell'approssimazione di calcolo desiderata. In particolare, rinunciando a calcolare i fattori di forma (di difficile valutazione e quindi si rinuncia a legare gli scambi radiativi con la posizione effettiva dell'individuo nell'ambiente si ha:

$$T_{mr} = \sqrt[4]{\frac{T_1^4 A_1 + T_2^4 A_2 + \dots + T_n^4 A_n}{A_1 + A_2 + \dots + A_n}} \quad [38]$$

che con le approssimazioni relative a differenze di temperatura modeste e radiosità quasi coincidente con la radianza, si semplifica ulteriormente nella:

$$T_{mr} = \frac{T_1 A_1 + T_2 A_2 + \dots + T_n A_n}{A_1 + A_2 + \dots + A_n} \quad [39]$$

Nelle precedenti relazioni A è la superficie della parete, m^2 . La [39] definisce, in realtà, una temperatura media pesata secondo le superfici ed è ben lontana dalla [36].

Va tenuto presente che la relazione precedente è approssimata e non tiene conto, come già evidenziato, della posizione dell'individuo nell'ambiente. In alcuni manuali è però possibile reperire i fattori di forma F_{pi} per le situazioni più usuali di scambio radiativo. La svolta più significativa allo studio delle condizioni di benessere ambientale è venuta dallo studioso danese *P.O. Fanger* che nel 1970 presentò i suoi lavori nel libro: "*Thermal comfort*" a conclusione degli studi iniziati in Danimarca e completati presso l'Università del Kansas, negli USA. La sua "*equazione del benessere*" è ormai divenuta uno strumento indispensabile per una moderna risoluzione del problema e per la progettazione degli impianti termotecnici.

5.4 BILANCIO ENERGETICO FRA UOMO ED AMBIENTE

Poiché lo scopo del sistema di termoregolazione del corpo umano è essenzialmente quello di mantenere costante la temperatura del corpo, si può assumere che per una lunga esposizione a moderate condizioni ambientali con attività metabolica costante si raggiungono le condizioni di regime stazionario nel senso che la produzione di calore interna eguaglia i disperdimenti nell'ambiente. In queste ipotesi il bilancio energetico, vedi Figura 58, si può così scrivere:

$$M - (\pm L) \pm E \pm R \pm C = 0 \quad [40]$$

ove, con riferimento al simbolismo suggerito dall'*Unione Internazionale per le Scienze Fisiologiche* (1969) si ha:

- M = potenza sviluppata per attività metabolica (W);
- L = potenza dissipata per attività lavorativa (positivo se compiuto dal corpo sul l'ambiente esterno) (W);
- E = potenza termica per evaporazione (W);
- R = potenza termica scambiata per radiazione, (W);
- C = potenza termica scambiata per convezione, (W).

Posto:

$$P_t = M - L \quad (W) \quad [41]$$

la potenza termica netta sviluppata dal corpo umano, e detta:

$$\eta = \frac{L}{M}$$

l'efficienza meccanica esterna, può ulteriormente scriversi nella forma:

$$P_t - E_p - E_s - E_r - P_r = R + C \quad [42]$$

ove si ha:

- E_p, E_s, E_r = potenza termica per perspirazione, sudorazione e respirazione, W;
- P_r = potenza termica (calore sensibile) per respirazione, W;

La [42], posta la potenza interna del corpo umano:

$$P_i = P_t - E_p - E_s - E_r - P_r \quad [43]$$

si scrive nella forma:

$$P_i = R + C \quad [44]$$

che mette in risalto come, all'*equilibrio stazionario*, la potenza termica P_i sviluppata dall'organismo deve essere dispersa per convezione ed irraggiamento nell'ambiente esterno.

I termini R e C dipendono, ovviamente, dalle condizioni superficiali del corpo e quindi dal vestiario, dalla velocità dell'aria, dall'umidità relativa e dalla temperatura media radiante.

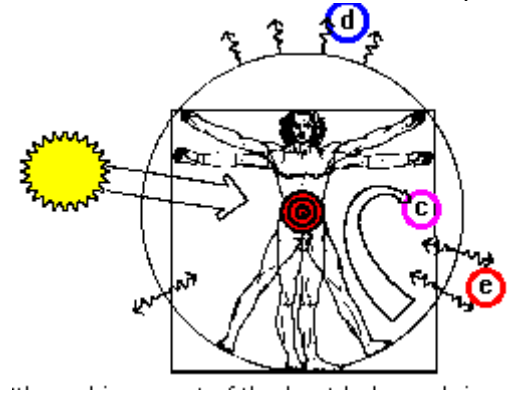


Figura 58: Bilancio del corpo umano

5.4.1 PERDITE DI CALORE SENSIBILE ATTRAVERSO LA PELLE

Le perdite di calore sensibile attraverso la pelle avvengono inizialmente mediante la trasmissione del calore fra la pelle e il vestiario e poi dal vestiario all'ambiente esterno. I meccanismi trasmissivi sono di conduzione, convezione e irraggiamento e pertanto si farà ricorso al simbolismo già indicato per queste modalità di scambio termico

$$C = f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) \quad [45]$$

$$R = f_{cl} h_r (t_{cl} - \ddot{t}_r) \quad [46]$$

ove si indicano con:

- h_c il coefficiente di convezione termica, $W/(m^2K)$;
- h_r il coefficiente radiativo linearizzato, $W/(m^2K)$;
- f_{cl} il fattore di ricoprimento corporeo dato da $f_{cl} = A_{cl}/A_D$ con A_{cl} e A_D le superfici del vestiario e della pelle (detta area di Du Bois, vedi nel prosieguo la [65]).

Combinando le [45] e [46] si può scrivere:

$$C + R = f_{cl} h (t_{cl} - t_o) \quad [47]$$

ove si sono posti:

$$t_o = \frac{h_r t_r + h_c t_a}{h_r + h_c} \quad [48]$$

$$h = h_r + h_c \quad [49]$$

La [48] definisce la *temperatura operativa* t_0 come la media pesata secondo i coefficienti di scambio termico delle temperature dell'ambiente e della temperatura media radiante.

Per calcolare il calore trasmesso dalla pelle al vestiario si ha l'equazione:

$$C + R = \frac{t_{sk} - t_{cl}}{R_{cl}} \quad [50]$$

ove R_{cl} è la resistenza del vestiario espressa in $(m^2K)/W$. Se si include la temperatura del vestiario, combinano le precedenti equazioni in modo da eliminare t_{cl} ottenendo si ha:

$$C + R = \frac{t_{sk} - t_0}{R_{cl} + 1/(f_{cl}h)} \quad [51]$$

ove t_0 è la temperatura operativa sopra definita in [48].

5.4.2 PERDITE EVAPORATIVE ATTRAVERSO LA PELLE

Le perdite evaporative attraverso la pelle dipendono dalla differenza di pressione del vapore d'acqua sulla pelle e quella dell'ambiente. La quantità di umidità sulla pelle è data dalla relazione:

$$E_{sk} = w \frac{p_{sk,s} - p_a}{R_{e,cl} + 1/(f_{cl}h_e)} \quad [52]$$

ove si è indicato con:

- p_a la pressione del vapore d'acqua nell'aria, in kPa
- $p_{sk,s}$ la pressione del vapore d'acqua in saturazione sulla pelle, kPa
- $R_{e,cl}$ Resistenza termica evaporativa del vestiario, in $(m^2kPa)/W$
- h_e coefficiente di scambio termico evaporativo, $W/(m^2kPa)$
- w bagnabilità della pelle data dal rapporto del valore reale delle perdite evaporative rispetto alle perdite massime, E_{max} , che si avrebbero nelle stesse condizioni ma con pelle totalmente bagnata e che si ottengono, almeno teoricamente, ponendo nella [52] $w=1$.

Le perdite totali per evaporazione sono la somma delle perdite dovute al processo di termoregolazione (vedi §5.9) e delle perdite per diffusione naturale dell'acqua attraverso la pelle. Cioè:

$$E_{sk} = E_{rsw} + E_{dif} \quad [53]$$

Le perdite evaporative per termoregolazione sono date, tenuto conto della portata di sudorazione data dalla [78], dalla relazione:

$$E_{rsw} = \dot{m}_{rsw} h_{fg} \quad [54]$$

con $h_{fg} = 2430 \text{ kJ/kg}$ a 30°C . La porzione del corpo bagnata per l'attività di termoregolazione è data da:

$$w_{rsw} = \frac{E_{rsw}}{E_{max}}$$

Senza termoregolazione la bagnabilità della pelle è circa $w = 0.06$ per condizioni normali. Per valori di umidità ambientale bassa si può arrivare anche a $w = 0.02$. Le perdite evaporative per normale diffusione dell'acqua attraverso i pori della pelle vale:

$$E_{dif} = (1 - w_{rsw}) \cdot 0.06 \cdot E_{max} \quad [55]$$

Risolviendo questa equazione e tenendo conto delle precedenti si ha:

$$w = w_{rsW} + 0.06(1 - w_{rsW}) = 0.06 + 0.94 \frac{E_{rsW}}{E_{max}} \quad [56]$$

che risolve il problema di calcolare w nota E_{max} . Si osservi che il corpo umano non regola direttamente w bensì la portata di sudorazione \dot{m}_{rsW} . La bagnabilità della pelle, w , è fortemente correlata alle condizioni di discomfort per il caldo e costituisce un buon indicatore dello stress termico. Teoricamente si può avere $w=1$ con termoregolazione attiva ma nella realtà non si riesce a superare $w=0.8$ e Azer (1982) raccomanda di utilizzare come limite superiore $w=0.5$ per attività sostenuta.

5.4.3 PERDITE DI CALORE PER RESPIRAZIONE

Per effetto della respirazione si hanno perdite di calore sensibile e latente associata all'aria di espirazione. Esplicitamente si hanno le relazioni:

$$C_{res} = \dot{m}_{res} c_{p,a} (t_{ex} - t_a) / A_D \quad [57]$$

$$E_{res} = \dot{m}_{res} h_{fg} (x_{ex} - x_a) / A_D \quad [58]$$

ove vale il simbolismo:

- \dot{m}_{res} portata di ventilazione polmonare, kg/s
- x_{ex} umidità specifica dell'aria espirata, kg/kg_{as}
- t_{ex} temperatura dell'aria di espirazione, °C
- x_a umidità specifica dell'aria ambiente, kg/kg_{as}
- $c_{p,a}$ calore specifico dell'aria, kJ/(kgK).

Per condizioni standard (cioè per $t_a=20^\circ\text{C}$ e $\phi=50\%$) Fanger (1970) propone le relazioni:

$$t_{ex} = 32.6 + 0.066t_a + 32x_a$$

$$x_{ex} - x_a = 0.0277 + 0.000065t_a - 0.80x_a$$

L'umidità specifica x_a è data, vedi la **Psicrometria**, dalla relazione:

$$x_a = 0.622 \frac{p_a}{p_t - p_a}$$

ove la pressione totale esterna, p_t , e la pressione parziale dell'aria secca, p_a , sono espresse in kPa. Sempre per le condizioni standard la [57] e la [58] si possono semplificare nella relazione seguente:

$$C_{res} + E_{res} = [0.0014M(34 - t_a) + 0.0173m(5.87 - p_a)] / A_D \quad [59]$$

5.4.4 PERDITE TOTALI DI CALORE ATTRAVERSO LA PELLE

Le perdite di calore sensibile e latente attraverso la pelle e da questa al vestiario e quindi all'ambiente esterno sono date dalla relazione:

$$Q_{sk} = \frac{t_{sk} - \frac{\bar{t}_r h_r + t_a h_c}{h_r + h_c}}{R_{cl} + \frac{1}{f_{cl}(h_r + h_c)}} + w \frac{p_{sk,s} - p_a}{R_{e.cl} + \frac{1}{16.5 h_c f_{cl}}} \quad [60]$$

ove si ha il simbolismo:

- $P_{sk,s}$ pressione di saturazione del vapore nelle condizioni della pelle, kPa
- R_{cl} resistenza del vestiario, $(m^2K)/W$
- $R_{e,cl}$ resistenza evaporativa del vestiario, $(m^2K)/W$.

Gagge nel 1980 ha proposto la relazione semplificata:

$$Q_{sk} = h' \left[(t_{sk} + 16.5w_i p_{sk,s}) - (t_0 + 16.5w_i p_a) \right] \quad [61]$$

ove si pongono:

$$R_t = R_c + \frac{1}{hf_{cl}}, \quad h' = \frac{1}{R_t}$$

$$i_m = \frac{\frac{R_{cl} + R_{a,cl}}{R_{cl} + \frac{R_{a,cl}}{i_a}}}{\frac{R_{cl}}{i_{cl}} + \frac{R_{a,cl}}{i_a}}, \quad i_a = \frac{h_c}{h_c + h_r}$$

La [61] può essere utilizzata per definire una temperatura *combinata*, t_{com} , che assomma gli effetti della temperatura operativa data dalla [48] e dell'umidità per date condizioni ambientali, cioè si ha:

$$t_{com} + 16.5w_i p(t_{com}) = t_0 + 16.5w_i p_a$$

da cui:

$$t_{com} = t_0 + 16.5w_i p_a - 16.5w_i p(t_{com}) \quad [62]$$

ove $p(t_{com})$ è la temperatura del vapore alla temperatura t_{com} .

Si definisce anche un nuovo indice ambientale detto **Temperatura efficace** ET^* ed è la temperatura con 50% di umidità relativa che produce le stesse perdite totali delle condizioni ambientali attuali, cioè:

$$ET^* = t_0 + 16.5w_i (p_a - 0.5p_{ET^*,s}) \quad [63]$$

ove $p_{ET^*,s}$ è la pressione di saturazione alla temperatura ET^* .

5.5 EQUAZIONE DEL BENESSERE DI FANGER

Fanger ha posto l'equazione di bilancio energetico [42] in una forma più utile correlando i singoli termini fisiologici ai parametri termofisici del corpo umano.

In particolare si ha:

$$M(1-\eta) - 0.3A_D(2.56t_{sk} - 33.7 - p_{cl}) - E_{sk} - 1.7 \cdot 10^{-3} M(58.5 - p_{cl}) - 1.6 \cdot 10^{-3} M(34 - t_a) =$$

$$= A_D \frac{t_{sk} - t_{cl}}{0.155I_{cl}} = 3.96 \cdot 10^{-8} A_D F_{cl} \left[(t_{cl} + 273)^4 - (t_{mr} + 273)^4 \right] + h_c A_D F_{cl} (t_{cl} - t_a) \quad [64]$$

ove vale il seguente simbolismo, oltre quello già indicato in precedenza:

- t_{sk} - temperatura media della pelle, °C;
- t_{cl} - temperatura media degli indumenti, °C;
- t_a - temperatura ambiente, °C;
- A_D - superficie del corpo umano secondo Du Bois, espressa in m^2 , data dall'espressione:

$$A_D = 0.203 \cdot P^{0.425} H^{0.725} \quad [65]$$

con:

- $P =$ massa del corpo, kg
- $H =$ altezza del corpo, m
- $V =$ velocità dell'aria, m/s;
- $E_{sk} =$ potenza termica per traspirazione, W
- $h_c =$ coefficiente di convezione fra gli indumenti e l'ambiente esterno, W/(m²K);
- $F_{cl} =$ rapporto fra superficie coperta e nuda del corpo;
- $I_{cl} =$ resistenza termica del vestiario, 1 Clo = 0,155 (m²K/W);
- $P_a =$ tensione parziale del vapore nell'aria ambiente, mbar.

La resistenza del vestiario è stata catalogata per i casi più comuni, come indicato nella tabella 1b seguente. Nella [64] si è considerata una emissività media degli abiti pari a $\varepsilon=0,97$.

Il coefficiente di convezione h_c può calcolarsi scegliendo il maggiore fra i due valori dati dalle seguenti relazioni suggerite da Winslow, Gagge e Herrington:

$$\begin{aligned}
 h_c &= 12.09 \sqrt{v} && \text{per } 2.38(t_{cl} - t_a)^{0.25} < 12.09 \sqrt{v} \\
 h_c &= 2.38(t_i - t_a)^{0.25} && \text{per } 2.38(t_{cl} - t_a)^{0.25} > 12.09 \sqrt{v}
 \end{aligned} \quad [66]$$

$$\begin{aligned}
 F_{cl} &= 1.00 + 1.290 I_{cl} && \text{per } I_{cl} < 0,078 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} \\
 F_{cl} &= 1.05 + 0.645 I_{cl} && \text{per } I_{cl} > 0,078 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}
 \end{aligned}$$

La condizione limite è data dalla velocità di transizione dalla convezione naturale a forzata che avviene a circa $v = 0,1$ m/s.

Attività	M	\dot{Q}
	(Met)	
Sonno	41	0,0
Riposo semi sdraiati	47	0,0
Seduti, tranquilli	58	0,0
In piedi, rilassati	70	0,0
Cammino in piano con velocità:		
3,2 km/h	116	0,0
4,0 km/h	139	0,0
4,8 km/h	151	0,0
5,6 km/h	186	0,0
6,4 km/h	220	0,0
Cammino in salita 5%		
1,6 km/h	139	0,07
3,2 km/h	232	0,1
6,4 km/h	354	0,1
Cammino in salita 25% con velocità:		
1,6 km/h	209	0,2
3,2 km/h	389	0,2
Lavoro di falegnameria:	104 - 128	0,0
sega elettrica		
sega a mano	232 - 278	0,1 - 0,2
pialla	325 - 371	0,1 - 0,2
Martello pneumatico	174 - 197	0,0 - 0,2
Lavoro in fonderia	290 - 406	0,1 - 0,2
Meccanico automobili	128 - 174	0,0 - 0,1
Pulizia della casa	116 - 197	0,0 - 0,1
Lavare e stirare	116 - 209	0,0
Lavare le stoviglie	93	0,0
Cucinare	93 - 116	0,0
Guidare:	58	0,0

auto (traffico leggero)		
auto (traffico pesante)	116	0,0
moto	116	0,0
camion	186	0,1
Lavoro in negozio	116	0,0 - 0,1
Insegnamento	93	0,0
Scrivere a macchina elettrica	58	0,0
Scrivere a macchina meccanica	70	0,0
Contabilità	70	0,0
Disegnare	64 - 75	0,0
Lavoro di ufficio generico	64 - 75	0,0
Attività di laboratorio	81 - 104	0,0
Spingere una carriola da 57 kg a 4,5 km/h	145	0,2
Spostamento di sacchi da 50 kg	232	0,2
Spalare e zappare	232 - 348	0,1 - 0,2
Lavoro in industria meccanica:		
leggero	116 - 139	0,0 - 0,1
pesante	203 - 261	0,0 - 0,1
Ballo	139 - 255	0,0
Ginnastica	174 - 232	0,0 - 0,1
Tennis singolo	209 - 267	0,0 - 0,1
Pallacanestro	290 - 441	0,0 - 0,1
Lotta	406 - 505	0,0 - 0,1

Tabella 14: Valori dell'attività metabolica

Tipo di abbigliamento	Resistenza I_{cl} (Clo)	Ricoprimento f_{cl}
Corpo Nudo	0,0	1,0
Pantaloni corti	0,1	1,0
Tipica tenuta tropicale (pantaloni corti, camicia a maniche corte, calzini e sandali)	0,3 - 0,4	1,05
Tenuta maschile estiva (pantaloni lunghi leggeri, camicia a maniche corte, calze e scarpe)	0,5	1,1
Tenuta da lavoro leggera (Pantaloni da lavoro, camicia di cotone, calze scarpe)	0,6	1,1
Tenuta militare da fatica (Biancheria leggera, pantaloni e camicia di cotone calze, scarponi)	0,7	1,1
Vestito maschile (Pantaloni e giacca, camicia e cravatta, biancheria, calze e scarpe)	1,0	1,15
Vestito maschile + impermeabile di cotone	1,5	1,15
Tenuta sportiva (Pantaloni e camicia di cotone, T-shirt, calze, scarpe e giubbotto)	0,9	1,15
Vestito maschile pesante (Pantaloni, gilet e giacca, camicia e cravatta, maglia a maniche lunghe, calze di lana, scarpe)	1,5	1,15 - 1,20
Vestito maschile pesante + cappotto	2,0	1,3
Tenuta polare	3,0 - 4,0	1,3 - 1,5
Tenuta femminile invernale (Gonna di lana, camicia di cotone, golf, calze, stivali, biancheria)	1,0	1,1
Tenuta femminile estiva (Gonna e camicia di cotone, biancheria, sandali)	0,8	1,05

Tabella 15: Resistenza del vestiario

5.6 CONDIZIONI PER IL BENESSERE TERMICO

La relazione [64] stabilisce un semplice bilancio energetico che deve essere rispettato in condizione di regime stazionario.

Essa può teoricamente essere soddisfatta per qualsivoglia valore della temperatura della pelle e del regime di sudorazione, cioè dalla coppia t_{sk} ed E_{sk} , ma ciò non significa affatto che questi corrispondano a condizioni di benessere fisiologico per l'uomo.

D'altra parte t_{sk} ed E_{sk} sono le sole variabili di *controllo fisiologico* che influenzano il bilancio termico; per una data persona con un assegnato livello di attività, con un dato tipo di vestiario e con date condizioni ambientali, occorre che la coppia suddetta soddisfi anche le condizioni di termoregolazione del corpo umano e che quindi varino entro limiti molto modesti e tali da mantenere ragionevolmente costante la temperatura corporea interna.

Gli studi sperimentali effettuati dal dott. Fanger, prevalentemente presso l'Università di Stato del Kansas (USA) su una vasta platea di individui di ambo i sessi e di varia età, hanno portato a scrivere i seguenti legami funzionali:

$$\begin{aligned} t_{sk} &= 35.7 - 0.0275 \frac{P_t}{A_D} \quad , \text{ (}^\circ\text{C)} \\ E_{sk} &= 0.42 A_D \left(\frac{P_t}{A_D} - 58.15 \right) \quad , \text{ (W)} \end{aligned} \quad [67]$$

In definitiva le equazioni [64]÷[67] costituiscono condizione necessaria e sufficiente per ottenere le condizioni di benessere in regime stazionario.

Sostituendo i suddetti valori delle variabili fisiologiche nell'equazione di bilancio [64] si ottiene una equazione doppia detta di "*comfort*" o di Fanger.

L'equazione complessiva è del tipo:

$$f \left(\frac{P_t}{A_D}, I_{cl}, t_a, t_{mr}, p_{cl}, v, t_{sk}, \frac{E_{sk}}{A_D} \right) = 0 \quad [68]$$

con la quale, assegnato il livello di attività (ovvero M e P_t), il tipo di indumento (ossia, t_{cl} ed I_{cl}) e le condizioni termoigrometriche ambientali (cioè due fra le variabili t_{cl} , t_{mr} , P_t , v), è possibile determinare i valori delle variabili ambientali restanti che assicurano il benessere termico.

Ci si può chiedere se i valori di comfort di t_{sk} ed E_{sk} per un dato livello di attività, P_t , dipenda da particolari combinazioni di vestiario e di variabili ambientali, ma recenti studi effettuati in Danimarca (*Andersen* e *Olesen*) hanno dimostrato che non si hanno differenze significative al variare delle possibili combinazioni. Sono stati effettuati studi sull'influenza della localizzazione geografica, dell'età, del sesso, del peso corporeo, dell'influenza etnica, del tipo di alimentazione, sulla validità dell'equazione del benessere e i risultati sono stati concordi nell'assegnare all'equazione del benessere una validità generale.

5.7 CONSIDERAZIONI SULLE CONDIZIONI DI BENESSERE AMBIENTALI

La risoluzione dell'equazione del comfort è certamente complessa se eseguita manualmente ma può essere agevolmente risolta con l'uso di un elaboratore elettronico. Lo stesso *Fanger* ha predisposto alcuni diagrammi che meglio permettono di individuare le condizioni di benessere per assegnate condizioni di lavoro, di vestiario ed ambientali e che possono essere trovati nei manuali specializzati. In questi diagrammi si suppone che la temperatura dell'aria sia eguale a quella media radiante. Le correzioni da apportare, nel caso in cui questa ipotesi non sia verificata, possono dedursi dalla [64] differenziando rispetto a t_{mr} e valutando i coefficienti di sensitività alle varie condizioni di lavoro. Fanger ha fornito alcuni diagrammi che facilitano questo calcolo prendendo in considerazione le variazioni anche di p_{sk} , v , P_t/A , I_{cl} .

L'andamento delle curve di benessere rivela la modesta importanza dell'umidità relativa (la variazione da 0 a 100% è compensata da una diminuzione della temperatura dell'aria di $1.5 \div 3$ °C) mentre pone in risalto la forte dipendenza della velocità dell'aria, soprattutto ai bassi valori.

Come può osservarsi, per essere in condizioni di comfort termico con attività sedentaria ($1 \text{ Met} = 50 \text{ Kcal/h m}^2 = 58 \text{ W/m}^2$) occorre avere un vestiario con resistenza pari a 1.5 Clo . Più sono leggeri gli abiti e più elevata deve essere l'attività metabolica, a parità di tutto il resto. È opportuno ricordare che la quasi indipendenza dall'umidità delle curve di benessere è vera solamente in condizioni di regime stazionario. Per alti valori della temperatura ambiente l'umidità relativa influenza molto la sensazione di discomfort. Anche l'esposizione in ambienti con basse umidità è consentita solo in condizioni di equilibrio stazionario, in caso contrario si possono avere pericolose disidratazioni delle mucose e fastidiosi disturbi.

Per velocità dell'aria inferiori a 0.1 m/s si hanno condizioni di convezione naturale fra vestiario ed ambiente: in tale ipotesi le condizioni di comfort sono indipendenti dalla velocità v .

Fra 0.2 e 0.3 m/s si ha la maggiore variazione delle condizioni di benessere per le quali si richiede un incremento della temperatura ambiente da 1.5 a 3 °C. L'influenza del vestiario è tanto più elevata quanto maggiore è l'attività metabolica; ad esempio per un individuo in attività sedentaria la differenza di temperatura fra le condizioni di benessere fra $I_1 = 0$ e $I_1 = 1.5 \text{ Clo}$ è di circa 8 °C, mentre se l'attività sale a $150 \text{ Kcal/h m}^2 = 175 \text{ W/m}^2$ la differenza sale a ben 19 °C.

5.8 EQUAZIONE DI BILANCIO ENERGETICO IN REGIME TRANSITORIO

La [40] in regime transitorio si scrive nella forma:

$$M - (\pm L) \pm E \pm R \pm C = S \quad [69]$$

ove, in aggiunta al simbolismo già evidenziato, si indica con S (dall'inglese *storage*) l'energia accumulata dal corpo. Nei casi fino ad ora esaminati (condizioni di comfort) si è posto $S=0$ e quindi si è supposto sempre valido l'equilibrio termodinamico fra il corpo e l'ambiente esterno (vedi anche la [44]).

Al fine di studiare le condizioni transitorie si sono fatte diverse ipotesi di calcolo. Gagge (1976) propose di considerare il corpo umano come la somma di corpi cilindrici sovrapposti e composti:

- *il cilindro interno rappresenta la massa corporea vera e propria (scheletro, muscoli, organi interni);*
- *il cilindro esterno rappresenta lo strato superficiale del corpo, ossia la pelle.*

Il modello di Gagge presuppone alcune ipotesi operative:

- *la temperatura di ciascun cilindro è costante e pari a t_{cr} e t_{sk} rispettivamente;*
- *la conduzione attraverso lo strato esterno, pelle, è trascurabile;*
- *il metabolismo, la produzione di lavoro esterno e le perdite per respirazione sono dovute al cilindro interno;*
- *i due cilindri scambiano calore in modo passivo attraverso il contatto diretto e attraverso il sistema di flusso sanguigno controllato dal sistema di termoregolazione.*

Il bilancio transitorio che si può scrivere esprime il fatto fisico che l'accumulo termico eguaglia la differenza fra il flusso di calore entrante e quello uscente.

Per il modello a due cilindri si ha, per lo strato interno (core):

$$S_{cr} = M - L - (C_{res} + E_{res}) - Q_{cr-sk} \quad [70]$$

e per lo strato esterno (skin):

$$S_{sk} = Q_{cr-sk} - (C + R + E_{sk}) \quad [71]$$

Nelle precedenti equazioni si indicano con S_{cr} e con S_{sk} gli accumuli termici nel *core* e nella pelle (*skin*) e Q_{cr-sk} rappresenta il calore trasportato dal core (interno) verso la pelle (esterna) sia per conduzione attraverso i tessuti corporei che attraverso la convezione attraverso il flusso sanguigno. Tutte le grandezze sono espresse in W/m^2 .

L'accumulo di calore nel corpo equivale ad un incremento della sua energia interna e pertanto possiamo scrivere, per ciascuno strato, che l'accumulo è pari al prodotto della capacità termica degli strati per la variazione nel tempo della temperatura:

$$S_{cr} = (1 - \alpha) \frac{mc_{p,b}}{A_D} \frac{dt_{cr}}{d\tau} \quad [72]$$

$$S_{sk} = \alpha m \frac{c_{p,b}}{A_D} \frac{dt_{sk}}{d\tau} \quad [73]$$

ove si ha il simbolismo:

- α frazione della massa corporea concentrata nello strato superficiale (cioè nella pelle). Questa frazione si assume variabile con la portata sanguigna per l'ipotesi fatta da Gagge di temperatura costante nei due strati;
- m massa corporea, kg;
- $c_{p,b}$ calore specifico del corpo ($=3.49 \text{ kJ/(kg.K)}$);
- τ il tempo, s.

La massa relativa della pelle, α , dipende dal flusso di sangue che fluisce verso la superficie (\dot{m}_{bl}) e può essere calcolata mediante la relazione:

$$\dot{m}_{bl} = \left[(6.3 + 200W_{sig}) / (1 + 0.5C_{sig}) \right] / 3600 \quad [74]$$

ove \dot{m}_{bl} è espresso in $kg/(m^2.s)$ ed è limitata nell'intervallo:

$$1.4 \cdot 10^{-4} < \dot{m}_{bl} < 2.5 \cdot 10^{-2}$$

ed inoltre, per il sistema di termoregolazione, si hanno:

- W_{sig} il segnale di caldo dal core pari a 0 se $t_{cr} \leq 33.7^\circ\text{C}$ e $t_{cr} - 33.7^\circ\text{C}$ se $t_{cr} > 33.7^\circ\text{C}$;
- C_{sig} il segnale di freddo dal core pari a 0 se $t_{cr} \geq 33.7^\circ\text{C}$ e $t_{cr} - 33.7^\circ\text{C}$ se $t_{cr} < 33.7^\circ\text{C}$.

Mediante opportuni codici di calcolo si possono simulare le condizioni operative (M, L, η) ed ambientali (t_{sk} , t_{cl} , v , I_{cl} , ...) ed ottenere l'andamento dell'accumulo nei due strati.

5.9 LA REGOLAZIONE DELLA TEMPERATURA CORPOREA

La temperatura ottimale, detta anche *neutra* cioè tali da non richiedere interventi da parte del sistema di termoregolazione, per i due strati (pelle e core) sono state studiate in laboratorio e poste pari ai valori:

$$t_{sk,n} = 33.7^\circ\text{C}$$

$$t_{cr,n} = 36.8^\circ\text{C}$$

Il sistema di termoregolazione entra in funzione non appena i *termoricettori* situati sulla pelle indicano variazioni della temperatura superficiale o interna di qualche decimo di grado centigrado rispetto ai valori neutri. In particolare i ricettori hanno funzioni specifiche per misurare le variazioni di temperatura in aumento e in diminuzione (*crioricettori*).

Al sistema centrale di termoregolazione arrivano cinque segnali che innescano poi i processi di regolazione veri e propri. Questi segnali sono:

- $W_{sig.cr}$ Segnale di caldo proveniente dal core,
- $C_{sig.cr}$ Segnale di freddo proveniente dal core,
- $W_{sig.sk}$ Segnale di caldo proveniente dalla pelle,
- $C_{sig.sk}$ Segnale di freddo proveniente dalla pelle,
- $W_{sig,b}$ Segnale di caldo proveniente dall'intero corpo (body)

Questi segnali vengono attivati a seconda che la temperatura dello strato interessato salga (reazione al caldo) o scenda (reazione al freddo) rispetto ai valori neutri sopra indicati.

La temperatura del corpo intero (detta di *body*) è data dalla combinazione delle due temperature degli strati esterno ed interno secondo la relazione:

$$t_b = \alpha t_{sk} + (1 - \alpha) t_{cr} \quad [75]$$

La frazione α varia con il valore del flusso sanguigno secondo la relazione:

$$\alpha = 0.0418 + 0.745 / (3600 \dot{m}_{bl} + 0.585) \quad [76]$$

I valori di α variano durante le fasi di termoregolazione: all'equilibrio termico si ha $\alpha=0.2$, se si ha surriscaldamento corporeo allora la portata cresce e si ha $\alpha=0.1$ (lo strato esterno è più accoppiato a quello interno) mentre nel caso di raffreddamento corporeo si ha una diminuzione della portata di sangue e si ha $\alpha=0.33$ (lo strato superficiale è meno legato a quello interno).

I meccanismi di termoregolazione per reazione al freddo e al caldo sono essenzialmente i seguenti, a seconda dei segnali di termoregolazione:

- *Regolazione vasomotoria: se arrivano i segnali C_{sig-cr} e C_{sig-sk} allora in una prima fase si ha una diminuzione di portata di sangue allo strato superficiale in modo da accrescere la resistenza termica della pelle e quindi facendo diminuire le perdite di calore verso l'esterno. I due strati scambiano calore passivamente e tramite circolazione sanguigna secondo la relazione:*

$$Q_{cr \rightarrow sk} = (K + c_{p,bl} \dot{m}_{bl}) (t_{cr} - t_{sk}) \quad [77]$$

ove K è la conduttanza fra il core e la pelle ($5.28 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$) e $c_{p,bl}$ è il calore specifico del sangue pari a $4.187 \text{ kJ}/(\text{kgK})$. La regolazione vasomotoria funziona anche nel caso di segnali W_{sig-cr} e W_{sig-sk} ma con segno opposto al caso di reazione al freddo.

- *Regolazione evaporativa: con i segnali W_{sig-cr} e W_{sig-sk} si attiva, qualora la regolazione vasomotoria non sia più sufficiente a garantire l'equilibrio termico del corpo, un sistema complesso evaporazione superficiale della sudorazione aggiuntiva. L'attività delle ghiandole sudorifere può essere valutata mediante la relazione:*

$$\dot{m}_{rsw} = 4.7 \cdot 10^{-5} W_{sig-b} \cdot e^{W_{sig-sk} / 10.7} \quad [78]$$

Le perdite di calore per evaporazione, E_{rsw} sono date da: $E_{rsw} = \dot{m}_{rsw} \cdot h_{fg}$ ove l'entalpia di vaporizzazione risulta pari a $h_{fg}=2430 \text{ kJ/kg}$ a 30°C .

- *Regolazione mediante brividi: Quando la regolazione vasomotoria per i segnali C_{sig-cr} e C_{sig-sk} non è capace di mantenere la temperatura degli strati entro certi limiti ($t_{cr} < 35^\circ\text{C}$) allora interviene un altro meccanismo di regolazione: vengono attivati movimenti muscolari rapidi*

(brividi) che hanno lo scopo di aumentare il lavoro esterno e quindi di produrre un riscaldamento corporeo con l'incremento del metabolismo. Il meccanismo dei brividi può incrementare il metabolismo fino altre volte il valore normale per attività sedentaria. Si osserva che questo meccanismo richiede la contemporanea presenza dei due segnali (dalla pelle e dal core) e il metabolismo è legato ad essi dalla relazione:

$$M_{briv} = 19.4 \cdot C_{sig-sk} \cdot C_{sig-cr} \quad [79]$$

Il metabolismo totale è dato dalla somma di due valori, quello dovuto all'attività esercitata, M_{att} , e quello dei brividi, M_{briv} :

$$M = M_{att} + M_{briv} \quad [80]$$

Il valore del metabolismo per data attività dipende dal consumo di ossigeno, dal rapporto respiratorio²⁴ RR e dalla superficie di Du Bois secondo la relazione:

$$M_{att} = 352(0.23RR + 0.77)V_{O_2} / A_D \quad [81]$$

in W/m². La portata di ossigeno, V_{O_2} , deve essere valutata a 0°C e 101 kPa ed espressa in L/min. I valori di portata di ossigeno variano con l'attività svolta secondo la seguente tabella sperimentale:

Attività svolta	Ossigeno Consumato (L/min)	Battiti cardiaci (battiti/min)
Lavoro leggero	< 0.5	< 90
Lavoro moderato	0.5 ÷ 1.0	90 ÷ 110
Lavoro pesante	1.0 ÷ 1.5	110 ÷ 130
Lavoro molto pesante	1.5 ÷ 2.0	130 ÷ 150
Lavoro estremamente pesante	> 2.0	150 ÷ 170

Tabella 16: Ossigeno consumato in funzione dell'attività

I meccanismi di termoregolazione funzionano fino a quando la temperatura interna resta inferiore a 42 °C (reazione al caldo) e superiore ai 33 °C (reazione al freddo).

Al di là di questi valori la termoregolazione corporea non può più agire e l'organismo si avvia alla morte.

²⁴ Esso è il rapporto fra la portata molare di CO₂ esalata rispetto alla portata molare di O₂ inspirata.

5.10 ABACHI E CURVE DEL BENESSERE DI FANGER

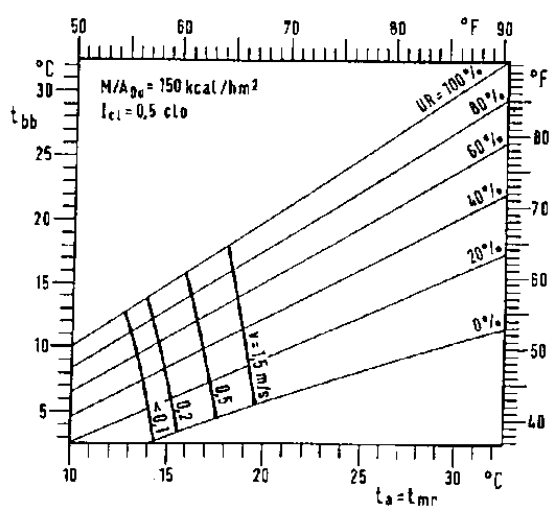
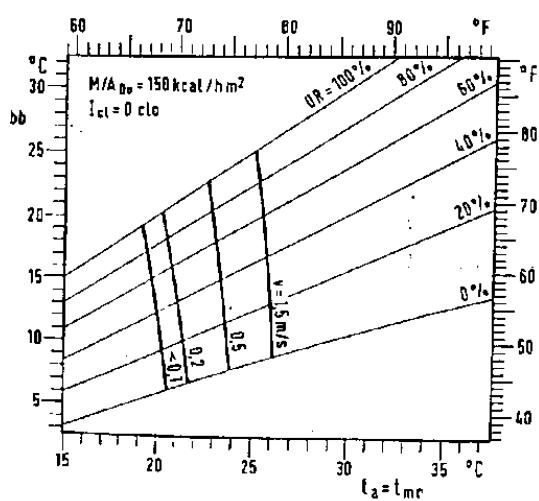
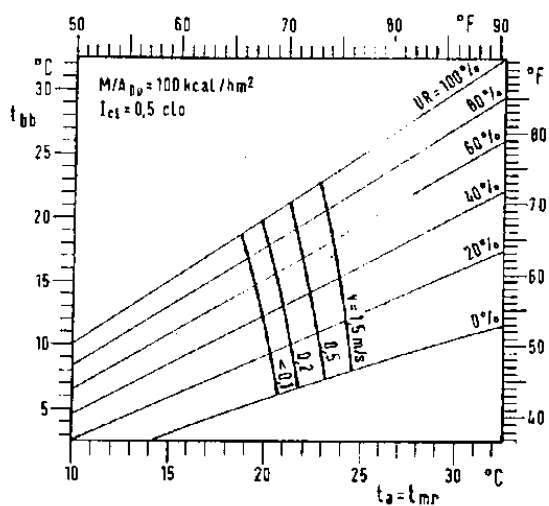
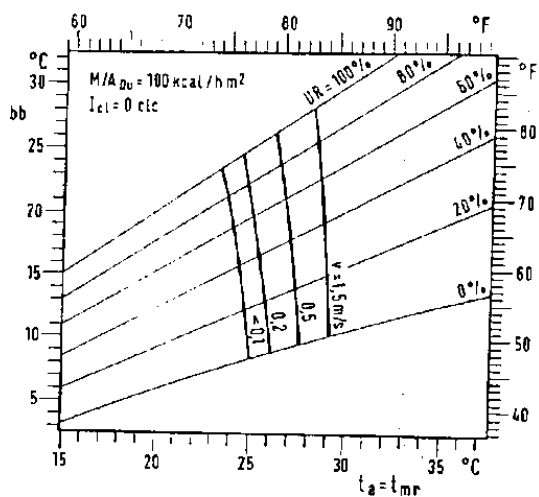
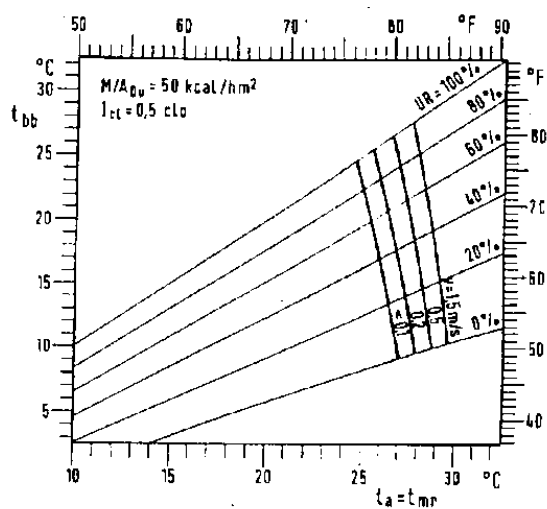
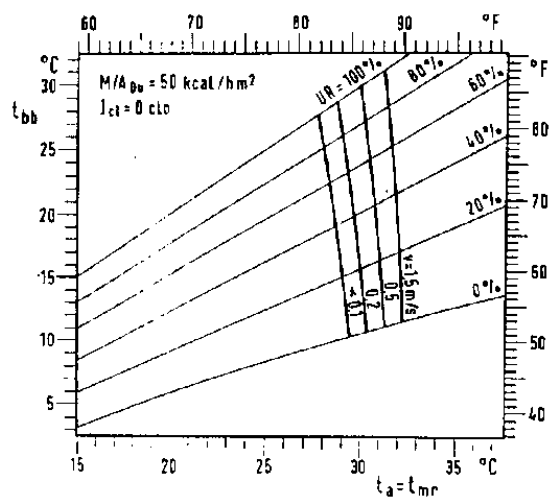
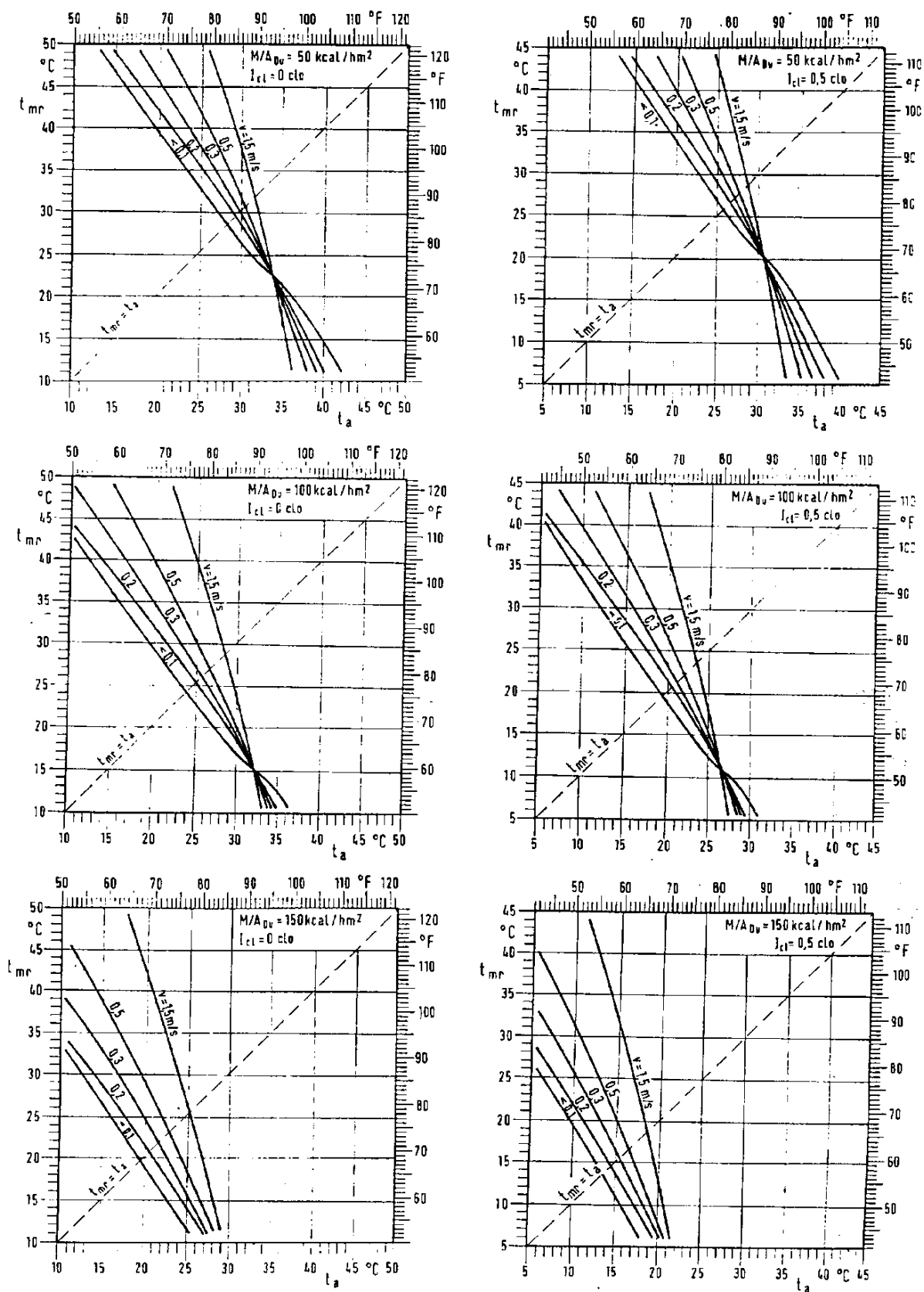
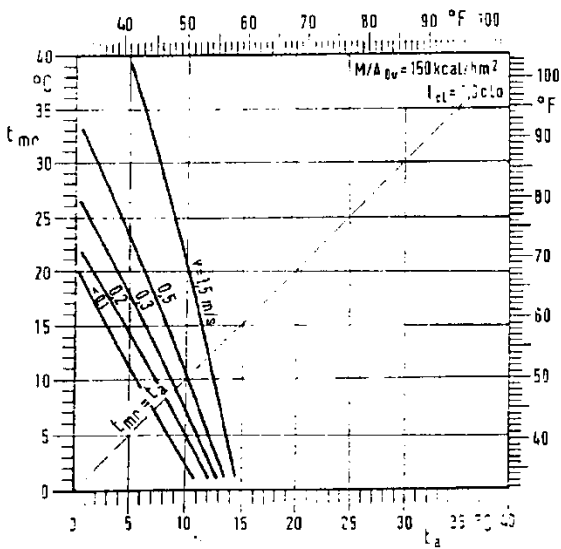
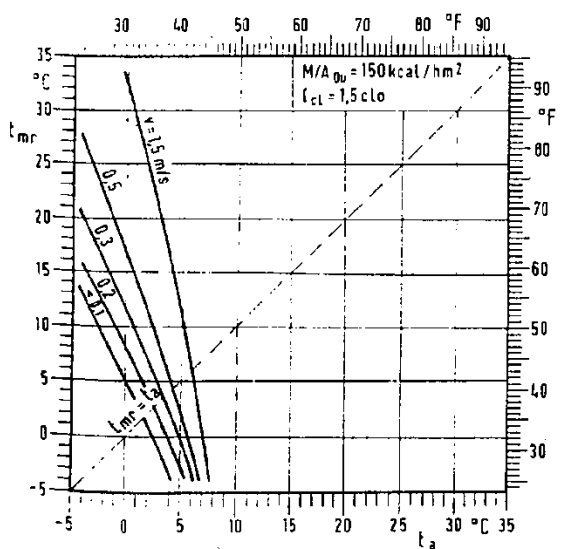
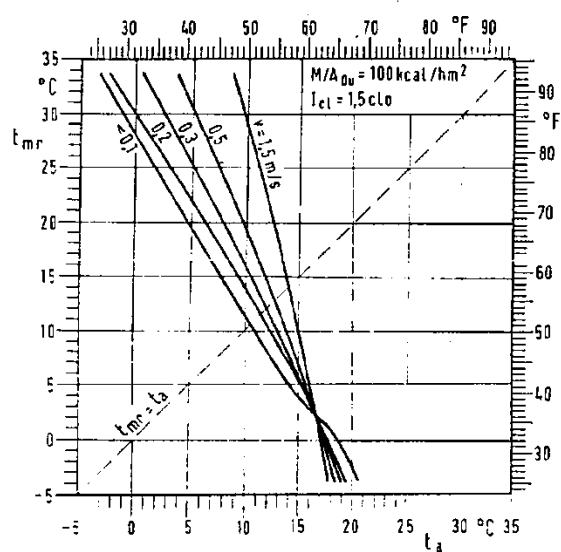
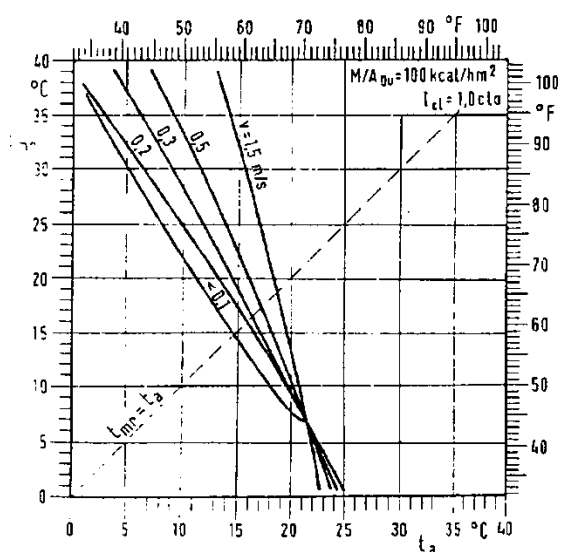
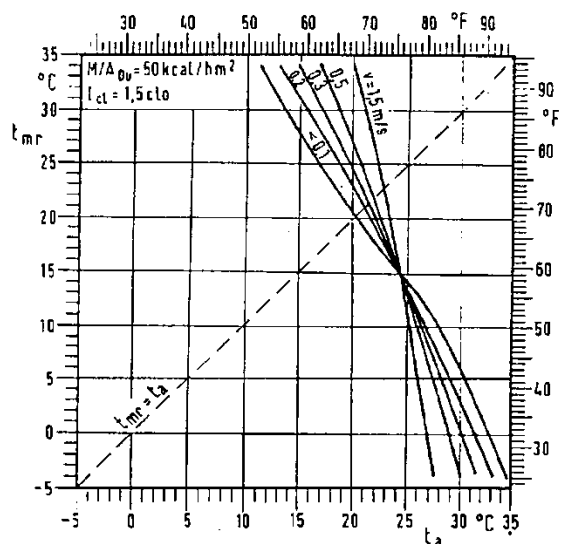
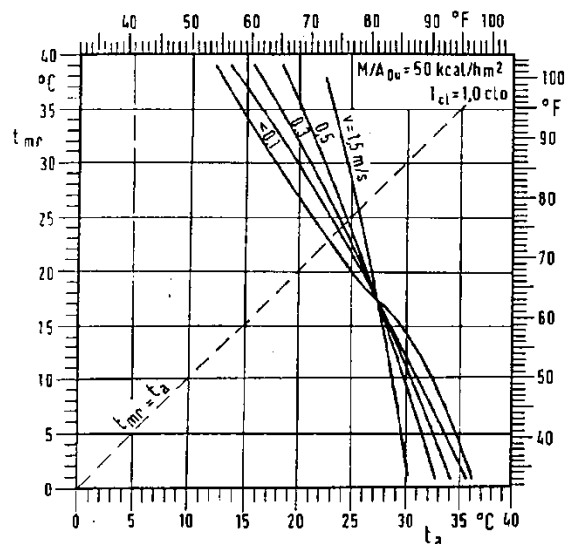


Tabella 17: Curve del benessere di Fanger per varie attività e vestiario 0 e 0,5 Clo

Tabella 18: Correzioni per t_a diversa dalla t_{mr} – 1° Parte

Tabella 19: Correzioni per t_a diversa dalla t_{mr} - 2° Parte

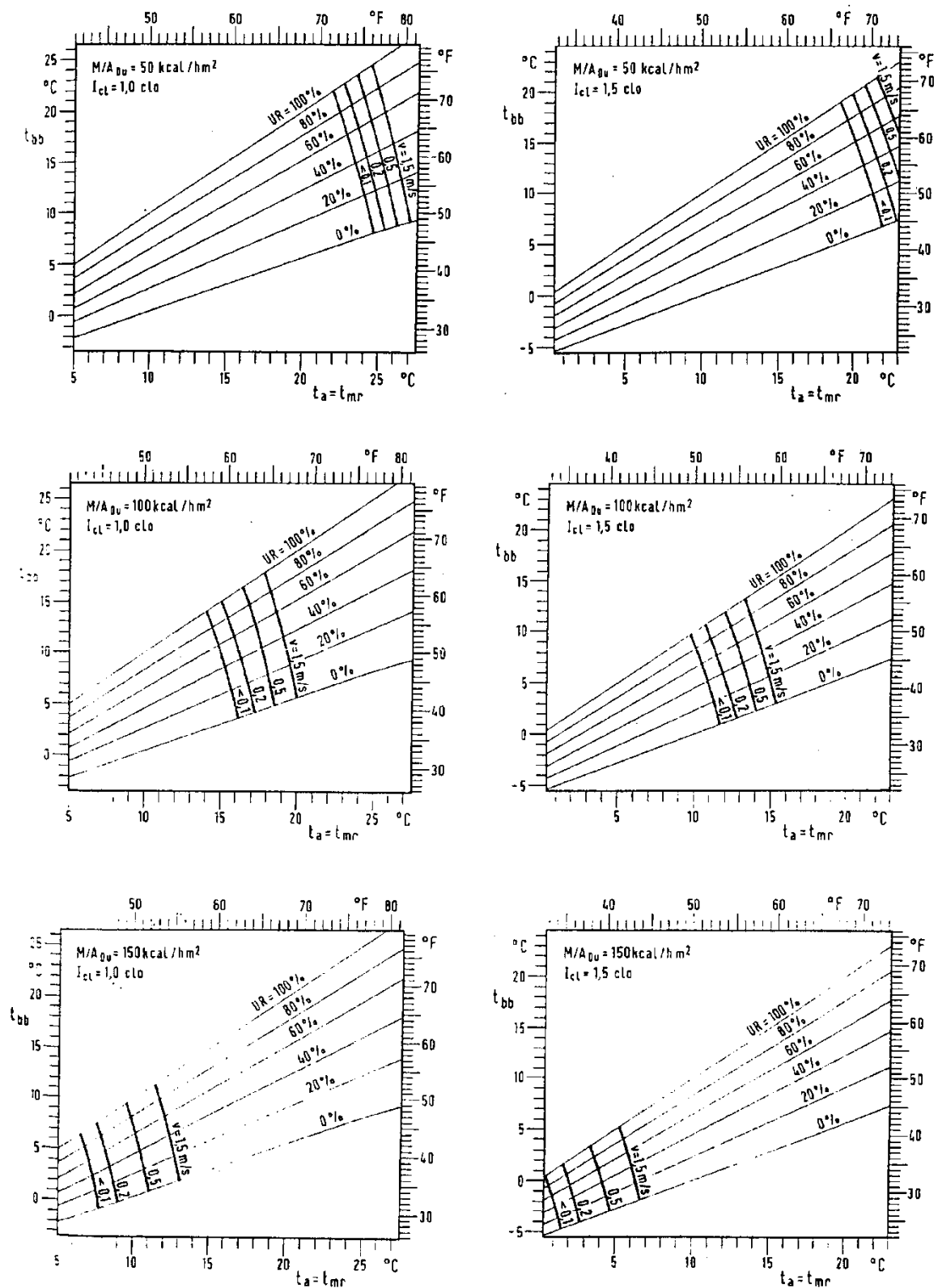
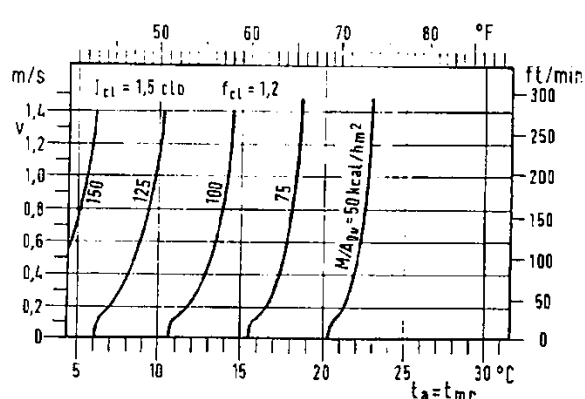
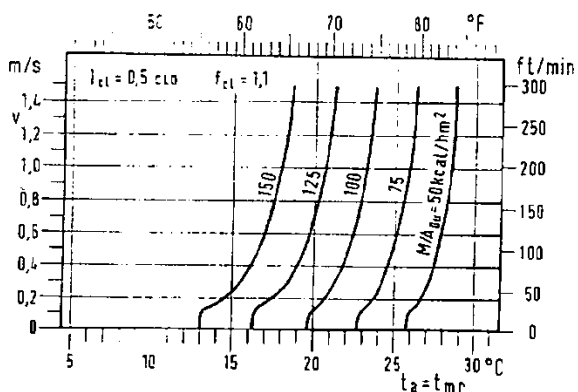
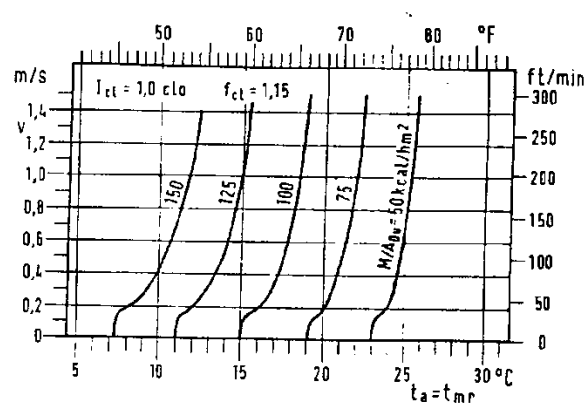
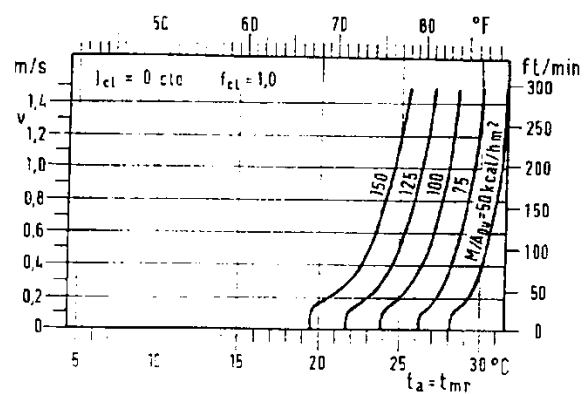


Tabella 20: Curve del benessere di Fanger per varie attività e vestiario 1 e 15 Clo



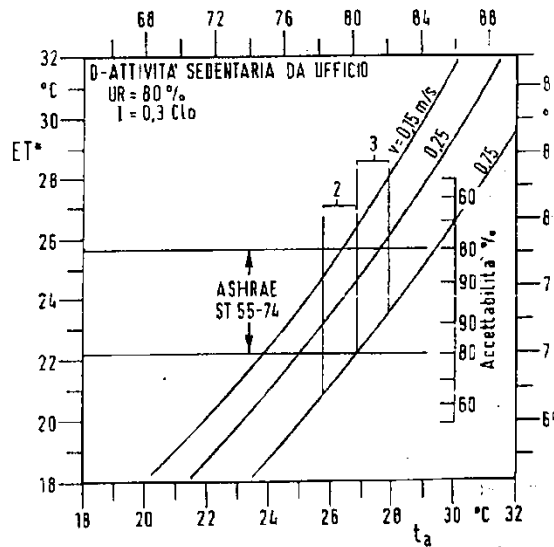
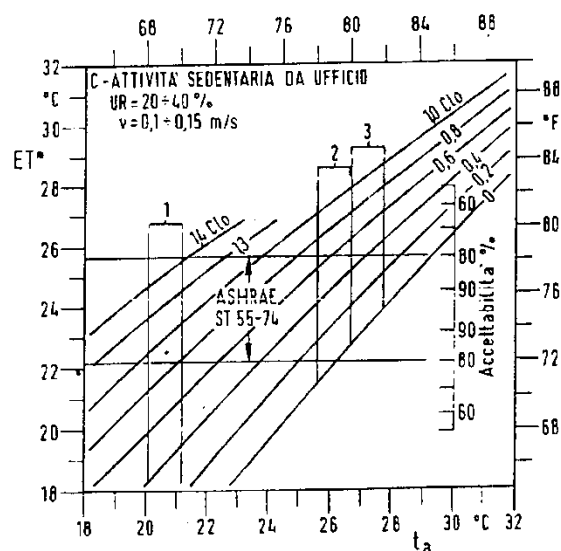
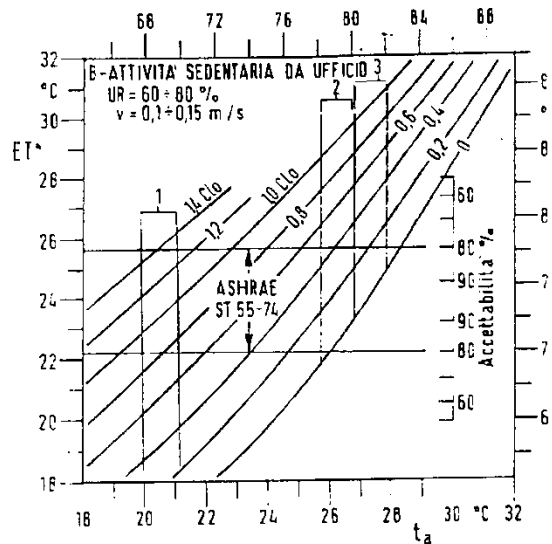
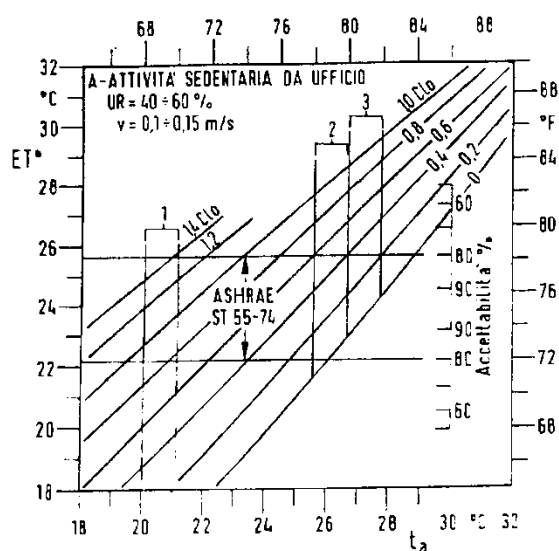
Legenda

($M/A_{oa} = 50 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$): attività sedentaria
 ($M/A_{oa} = 100 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$): attività media
 ($M/A_{oa} = 150 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$): attività intensa
 ($I_{cl} = 0 \text{ clo}$, $f_{cl} = 1,0$): corpo nudo
 ($I_{cl} = 0,5 \text{ clo}$, $f_{cl} = 1,1$): vestito leggero
 ($I_{cl} = 1 \text{ clo}$, $f_{cl} = 1,15$): vestito medio

($I_{cl} = 1,5 \text{ clo}$, $f_{cl} = 1,2$): vestito pesante
 t_a = temperatura dell'aria a bulbo secco
 t_{wb} = temperatura dell'aria a bulbo umido
 t_{mr} = temperatura media radiante
 UR = umidità relativa
 v = velocità relativa dell'aria

I diagrammi delle parti B e C si riferiscono a UR = 50%

Tabella 21: Influenza della velocità dell'aria e del vestiario



Influenza dell'abbigliamento e della velocità dell'aria sulle condizioni di benessere

1: raccomandazioni F.E.A. (Federal Energy Agency) per l'inverno

2: raccomandazioni F.E.A. per l'estate

3: raccomandazioni F.E.A. allargate per l'estate

Tabella 22: Influenza dell'abbigliamento e della velocità dell'aria su ET^*

5.10.1 IL NUOVO DIAGRAMMA ASHRAE DEL BENESSERE.

Il primo diagramma del benessere presentato nel 1923 da *Yaglou* e *Houghton* è stato modificato dalla *ASHRAE* nel corso degli ultimi cinquant'anni. Lo stesso *Yaglou* nel 1947 ne ha mostrato alcuni difetti. Nel 1950 *Koch*, *Jennings* e nel 1960 *Hunfreys* hanno mostrato la scarsa influenza dell'umidità (almeno fino a valori inferiori al 60% e temperatura a bulbo secco di 18 °C; i loro studi furono proseguiti nel 1966 da *Nevins* e i suoi collaboratori presentando una nuova carta del benessere. I risultati dei lavori precedenti sono illustrati nel nuovo diagramma *ASHRAE* di figura seguente. Nella lettura ed utilizzo di questo abaco è da tenere presente che lo standard 45% ÷ 55% di umidità relativa si applica generalmente per media attività e vestiario con resistenza compresa fra 0,8 ÷ 1,0 *Clo*, mentre l'inviluppo di *Nevins* (della *Kansas State University*) si riferisce a persone in attività sedentaria e vestiario con 0,6 ÷ 0,8. Ciò pertanto è più indicato per valutare le condizioni di comfort ambientale per soggetti vestiti leggeri e con bassa attività metabolica (lavoro di ufficio).

L'area di sovrapposizione delle due zone è caratterizzata dai seguenti valori:

- - temperatura bulbo umido: 24.5 °C;
- - umidità relativa 40 % (range 20 ÷ 60%);
- - velocità dell'aria 0,23 m/s

L'uso del diagramma *ASHRAE* non è consigliabile per condizioni diverse da quelle sopra indicate. Un confronto dei risultati ottenuti da *Fanger* con quelli di *Nevins* e *Mc Nall* è data in figura seguente (nuovo diagramma del benessere) per alcuni livelli di attività (da sedentaria (58 W/m²) ad elevata (155 W/m²) e per una resistenza del vestiario pari a 0,6 *Clo*.

Per attività sedentaria l'accordo è ottimo, mentre per valori elevati si hanno disaccordi al di fuori della zona intermedia dell'umidità relativa (40%÷50%) in quanto le curve di *Mc Nall* (della KSU) sono meno sensibili all'umidità relativa. Ciò è anche dovuto al fatto che *Nevins* e *Mc Nall* hanno trovato sperimentalmente una scarsa influenza all'umidità relativa mentre l'equazione dei comfort di *Fanger* ne considera gli effetti (anche se limitati). Va osservato che sebbene gli studi di *Nevins* siano sperimentali, con una osservazione su ben 720 soggetti, i risultati si applicano solamente a valori e alle variabili sperimentali. Il diagramma del benessere *ASHRAE* (Standard 55-92) vale per attività sedentaria (1÷1.2 *Met*), a velocità dell'aria inferiore a 0.17 m/s ed un abbigliamento avente resistenza del vestiario di 0.5÷0.7 *Clo*. Nel diagramma del benessere di Figura 59 è indicata la scala della nuova temperatura effettiva, *ET**, definita come la temperatura a bulbo secco di una cavità nera col 50% di umidità relativa in cui un individuo scambia una quantità di energia pari a quella nell'ambiente considerato. Il campo di accettabilità è definito da temperature *ET** comprese fra 22 e 25.5 °C e da valori di pressione parziale del vapore d'acqua compresi tra 4 e 14 mmHg (corrispondenti, per le temperature considerate, a valori di umidità relativa nell'intervallo 20÷65%.

Nella stessa figura si hanno anche le curve di benessere secondo *Fanger*, linee punteggiate, per $v=0.1\div0.15$ m/s e tre tipi di abbigliamento (leggero, medio, pesante). Infine è riportata, a tratto e punto, anche la zona di comfort proposta da *Givoni* nella sua carta bioclimatica.

5.11 PREVISIONE DELLE CONDIZIONI DI BENESSERE

L'uso dei diagrammi mostrati in precedenza presuppone che le condizioni di comfort possano valere per tutte le persone che occupano un determinato ambiente, ma nella realtà il giudizio di benessere non può affatto considerarsi uniforme. Una misura della sensazione termica può essere ottenuta mediante la scala di valutazione *ASHRAE* a sette valori, vedi Tabella 23. Si assume, inoltre, che la sensazione termica, per un dato livello di attività metabolica, sia funzione del carico termico *L* (o accumulo) del corpo, definito come differenza fra la produzione di calore interna e le perdite verso l'ambiente esterno.

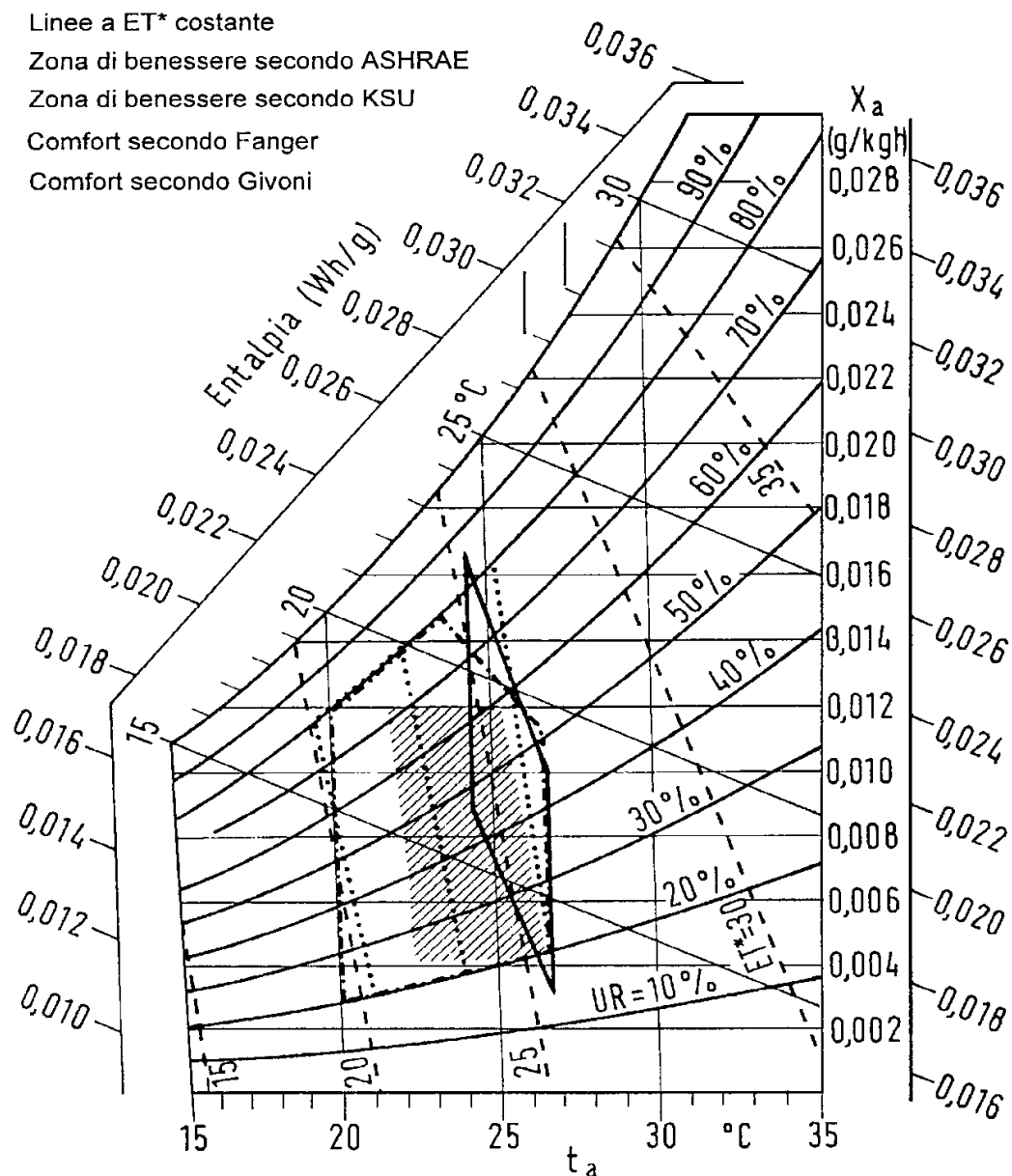


Figura 59: Nuovo diagramma del benessere di Fanger, KSU e Givoni

-3	freddo
-2	fresco
-1	leggermente fresco
0	neutro
+1	leggermente caldo 1
+2	caldo
+3	molto caldo

Tabella 23: Scala dei giudizi del comfort termico

Utilizzando le relazioni precedentemente indicate [44] e [47] si ha che il carico termico per unità di area è:

$$L = \frac{M(1-\eta)}{A_D} - 0.3 \left(57.7 - 0.07 \frac{M}{A_D} (1-\eta) - p_{cl} \right) - 0.42 \left[\frac{M}{A_D} (1-n) - 58 \right] - 0.0017 \frac{M}{A_D} (58.5 - p_{cl})$$

$$- 0.0016(34 - t_a) - 3.96 \cdot 10^{-8} F_{cl} (T_{cl}^4 - T_{mr}^4) - h_c F_{cl} (t_{cl} - t_a)$$

ove t_{cl} è data dalla risoluzione dell'equazione ricorsiva:

$$t_{cl} = 35.7 - 0.0275 \frac{M}{A_d} (1 - \eta) - 0.155 I_{cl} \left[3.96 \cdot 10^{-8} F_{cl} (T_{cl}^4 - T_{mr}^4) + h_c F_{cl} (t_{cl} - t_a) \right]$$

con h_c dato dalla [66] e con T_{cl} e T_{mr} temperature assolute rispettivamente di t_{cl} e t_{mr} .

Il carico termico è proporzionale alla fatica fisiologica del meccanismo di termoregolazione, per cui sembra ragionevole assumere che la sensazione termica, per una data attività, sia correlata a tale fatica. Si può quindi determinare una relazione analitica che lega il voto medio previsto, VMP, al carico termico L e all'attività metabolica per unità di area:

$$VMP = f \left(L, \frac{M}{A_d} \right) \quad [82]$$

Dall'osservazione di numerosi risultati sperimentali si è potuto stabilire che vale la relazione:

$$VMP = (0.0303^{-0.036M} + 0.0275) \cdot L \quad [83]$$

- con: M = Metabolismo, W/m^2 ed L = Carico termico dato dalla relazione precedentemente scritta, W/m^2 . Il valore di VMP è indicato come "voto medio prevedibile". La può [83] ancora completarsi sostituendo in essa la relazione del carico termico L sopra scritta.

Ai fini di una corretta previsione delle condizioni di benessere occorre tenere conto del legame fra il VPM e la percentuale di insoddisfatti, ossia di coloro che esprimono sempre un voto pari a - 2 o - 3 per le sensazioni di freddo e + 2 e + 3 per quelle di caldo.



Figura 60: Andamento della percentuale di insoddisfatti al variare del voto medio prevedibile

La curva di Figura 60 seguente permette di prevedere la percentuale di insoddisfatti (PPD) in funzione del voto medio prevedibile (VMP). È opportuno osservare che anche per le condizioni di neutralità (voto 0) si ha sempre almeno il 5% di insoddisfatti.

Le condizioni di benessere, quindi, per quanto ottimizzate non potranno mai essere valide per tutti gli occupanti ma dovranno tendere ad avere il minimo di insoddisfatti.

Nei casi pratici è tollerabile una percentuale di insoddisfatti del 5, 7% corrispondente ad un voto medio prevedibile compreso fra - 0, 35 e 0, 35.

Nella precedente Figura 61 si hanno, in alto, le curve di benessere al variare dell'attività metabolica (Met) e della resistenza del vestiario, mentre in basso si hanno le curve relative alle PPD al variare della velocità media dell'aria e della temperatura ambiente. Nella tabella seguente si ha il legame fra gli indici di VMP e PPD .

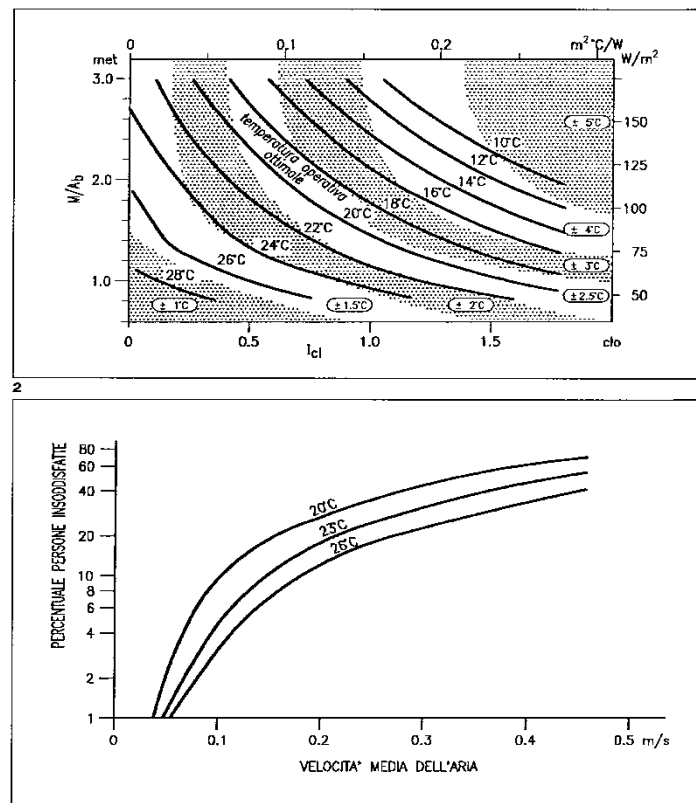


Figura 61: Condizioni di benessere (M/A_b , I_{cl}) e della PPD al variare della velocità media dell'aria.

Variazioni individuali

Le condizioni ambientali non sono mai giudicate soddisfacenti da tutti gli intervistati, pur nelle stesse condizioni di attività metabolica e vestiario. L'ASHRAE definisce il suo nuovo diagramma del comfort sul 90% di accettazione e quindi sul 10% di insoddisfatti al VMP. In particolare (Fanger, 1982) si definisce la nuova relazione:

$$PPD = 100 - 95e^{\left[-\left(0.03353VMP^4 + 0.2179VMP^2\right)\right]} \quad [84]$$

ove per insoddisfatto si definisce chiunque esprima un voto compreso fra -1 e $+1$, compreso lo zero. Questa relazione è rappresentata nella curva di Figura 60. Si osservi che imponendo $VMP=0$ si ha sempre una PPD pari a $\pm 5\%$.

5.11.1 INFLUENZA DELLA DISTRIBUZIONE DELL'ARIA

La velocità dell'aria influenza la percentuale di insoddisfatti e si presenta come una delle maggiori cause di disturbo che portano a richiedere o l'innalzamento della temperatura ambiente o addirittura lo spegnimento dell'impianto di climatizzazione.

Fanger e Christiansen (1985) hanno cercato di studiare in modo approfondito il problema pervenendo all'abaco di Figura 62 nella quale si ha la percentuale di insoddisfatti in funzione della velocità dell'aria al variare della temperatura dell'aria ambiente.

La temperatura dell'aria ha notevole influenza sulla percentuale di insoddisfatti ed è stata notata anche una sostanziale differenza nella sensibilità degli uomini e delle donne rispetto alla velocità dell'aria.

Le curve di Figura 62 valgono solamente per persone normalmente vestite in attività leggera o sedentaria. Per livelli di attività superiori si manifesta una minore sensibilità alla velocità dell'aria.

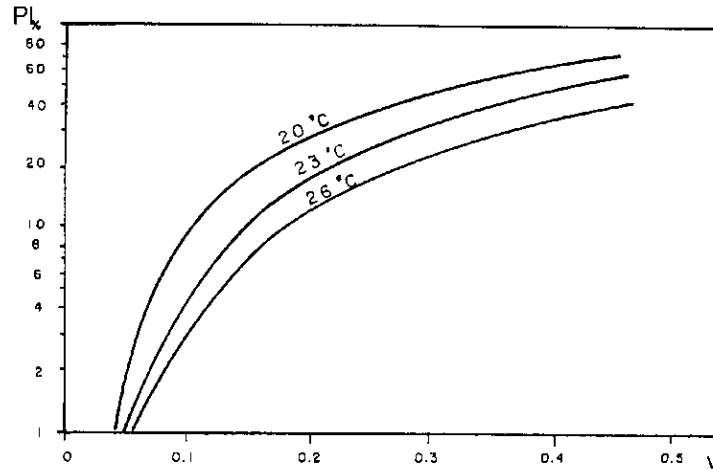


Figura 62: Percentuale di insoddisfatti in funzione della velocità dell'aria

Nel 1987 *Fanger* ha proposto la seguente relazione per predire la percentuale di insoddisfatti al variare della turbolenza dell'aria:

$$PI = 3.143(34 - t_a)(v - 0.05)^{0.622} + 0.3696(34 - t_a)(v - 0.05)^{0.622} v T_u \quad [85]$$

ove v è la velocità dell'aria in m/s e T_u è l'intensità di turbolenza definita da:

$$T_u = 100 \frac{v_{sd}}{v} \quad [86]$$

con v_{sd} deviazione standard della velocità misurata con un anemometro omnidirezionale avente costante di tempo di 0.2 s.

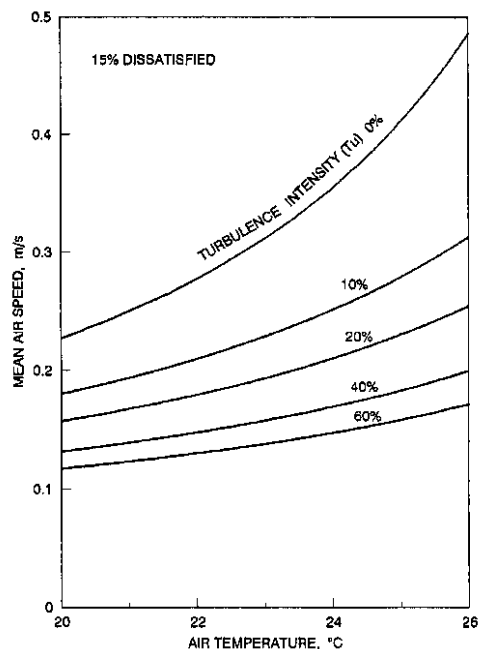


Figura 63: Variazione della temperatura e della velocità dell'aria con $PI=15\%$

Nella [85] per $v < 0.05 \text{ m/s}$ si deve porre $v = 0.05 \text{ m/s}$ e se risulta $PI > 100\%$ porre $PI = 100\%$. L'intensità di turbolenza decresce se la velocità v aumenta. La [85] vale per $20 < t_a < 26 \text{ °C}$ e per $0.05 < v < 0.5 \text{ m/s}$ e per $0 < T_u < 70 \%$.

In Figura 63 si ha una rappresentazione della [85] con $PI=15\%$.

I	Top			Va					
[Clo]	[°C]			[m/s]					
		< 0.10	0.10	0.15	0.20	0.30	0.40	0.50	1.00
0	26	-1.62	-1.62	-1.96	-2.34				
	27	-1.00	-1.00	-1.36	-1.69				
	28	-0.39	-0.42	-0.76	-1.05				
	29	0.21	0.13	-0.15	-0.39				
	30	0.80	0.68	0.45	0.26				
	31	1.39	1.25	1.08	0.94				
	32	1.96	1.83	1.71	1.61				
0.25	33	2.50	2.41	2.34	2.29				
	24	-1.52	-1.52	-1.80	-2.06	-2.47			
	25	-1.05	-1.05	-1.33	-1.57	-1.94	-2.24	-2.48	
	26	-0.58	-0.61	-0.87	-1.08	-1.41	-1.67	-1.89	-2.66
	27	-0.12	-0.17	-0.40	-0.58	-0.87	-1.10	-1.29	-1.97
	28	0.34	0.27	0.07	-0.09	-0.34	-0.53	-0.70	-1.28
	29	0.80	0.71	0.54	0.41	0.20	0.04	-0.10	-0.58
0.50	30	1.25	1.15	1.02	0.91	0.74	0.61	0.50	0.11
	31	1.71	1.61	1.51	1.43	1.30	1.20	1.12	0.83
	23	-1.10	-1.10	-1.33	-1.51	-1.78	-1.99	-2.16	
	24	-0.72	-0.74	-0.95	-1.11	-1.36	-1.55	-1.70	-2.22
	25	-0.34	-0.38	-0.56	-0.71	-0.94	-1.11	-1.25	-1.71
	26	0.04	-0.01	-0.18	-0.31	-0.51	-0.66	-0.79	-1.19
	27	0.42	0.35	0.20	0.09	-0.08	-0.22	-0.33	-0.68
0.75	28	0.80	0.72	0.59	0.49	0.34	0.23	0.14	-0.17
	29	1.17	1.08	0.98	0.90	0.77	0.68	0.60	0.34
	30	1.54	1.45	1.37	1.30	1.20	1.13	1.06	0.86
	21	-1.11	-1.11	-1.30	-1.44	-1.66	-1.82	-1.95	-2.36
	22	-0.79	-0.81	-0.98	-1.11	-1.31	-1.46	-1.58	-1.95
	23	-0.47	-0.50	-0.66	-0.78	-0.96	-1.09	-1.20	-1.55
	24	-0.15	-0.19	-0.33	-0.44	-0.61	-0.73	-0.83	-1.14
1.00	25	0.17	0.12	-0.01	-0.11	-0.26	-0.37	-0.46	-0.74
	26	0.49	0.43	0.31	0.23	0.09	0.00	-0.08	-0.33
	27	0.81	0.74	0.64	0.56	0.45	0.36	0.29	0.08
	28	1.12	1.05	0.96	0.90	0.80	0.73	0.67	0.48
	20	-0.85	-0.87	-1.02	-1.13	-1.29	-1.41	-1.51	-1.81
	21	-0.57	-0.60	-0.74	-0.84	-0.99	-1.11	-1.19	-1.47
	22	-0.30	-0.33	-0.46	-0.55	-0.69	-0.80	-0.88	-1.13
1.25	23	-0.02	-0.07	-0.18	-0.27	-0.39	-0.49	-0.56	-0.79
	24	0.26	0.20	0.10	0.02	-0.09	-0.18	-0.25	-0.46
	25	0.53	0.48	0.38	0.31	0.21	0.13	0.07	-0.12
	26	0.81	0.75	0.66	0.60	0.51	0.44	0.39	0.22
	27	1.08	1.02	0.95	0.89	0.81	0.75	0.71	0.56
	16	-1.37	-1.37	-1.51	-1.62	-1.78	-1.89	-1.98	-2.26
	18	-0.89	-0.91	-1.04	-1.14	-1.28	-1.38	-1.46	-1.70
1.50	20	-0.42	-0.46	-0.57	-0.65	-0.77	-0.86	-0.93	-1.14
	22	0.07	0.02	-0.07	-0.14	-0.25	-0.32	-0.38	-0.56
	24	0.56	0.50	0.43	0.37	0.28	0.22	0.17	0.02
	26	1.04	0.99	0.93	0.88	0.81	0.76	0.72	0.61
	28	1.53	1.48	1.43	1.40	1.34	1.31	1.28	1.19
	30	2.01	1.97	1.93	1.91	1.88	1.85	1.83	1.77
	14	-1.36	-1.36	-1.49	-1.58	-1.72	-1.82	-1.89	-2.12
	16	-0.94	-0.95	-1.07	-1.15	-1.27	-1.36	-1.43	-1.63
	18	-0.52	-0.54	-0.64	-0.72	-0.82	-0.90	-0.96	-1.14
	20	-0.09	-0.13	-0.22	-0.28	-0.37	-0.44	-0.49	-0.65

	22	0.35	0.30	0.23	0.18	0.10	0.04	0.00	-0.14
	24	0.79	0.74	0.68	0.63	0.57	0.52	0.49	0.37
	26	1.23	1.18	1.13	1.09	1.04	1.01	0.98	0.89
	28	1.67	1.62	1.58	1.56	1.52	1.49	1.47	1.40

Tabella 24: VMP - livello di attività: 58 W/m² (1 Met) - umidità relativa: 50%

lcl	Top			Va					
[Clo]	[°C]			[m/s]					
		< 0.10	0.10	0.15	0.20	0.30	0.40	0.50	1.00
0	24	-1.14	-1.14	-1.35	-1.65				
	25	-0.72	-0.72	-0.95	-1.21				
	26	-0.30	-0.30	-0.54	-0.78				
	27	0.11	0.11	-0.14	-0.34				
	28	0.52	0.48	0.27	0.10				
	29	0.92	0.85	0.69	0.54				
	30	1.31	1.23	1.10	0.99				
	31	1.71	1.62	1.52	1.45				
0.25	22	-0.95	-0.95	-1.12	-1.33	-1.64	-1.90	-2.11	
	23	-0.63	-0.63	-0.81	-0.99	-1.28	-1.51	-1.71	-2.38
	24	-0.31	-0.31	-0.50	-0.66	-0.92	-1.13	-1.31	-1.91
	25	0.01	0.00	-0.18	-0.33	-0.56	-0.75	-0.90	-1.45
	26	0.33	0.30	0.14	0.01	-0.20	-0.36	-0.50	-0.98
	27	0.64	0.59	0.45	0.34	0.16	0.02	-0.10	-0.51
	28	0.95	0.89	0.77	0.68	0.53	0.41	0.31	-0.04
	29	1.26	1.19	1.09	1.02	0.89	0.80	0.72	0.43
0.50	18	-1.36	-1.36	-1.49	-1.66	-1.93	-2.12	-2.29	
	20	-0.85	-0.85	-1.00	-1.14	-1.37	-1.54	-1.68	-2.15
	22	-0.33	-0.33	-0.48	-0.61	-0.80	-0.95	-1.06	-1.46
	24	0.19	0.17	0.04	-0.07	-0.22	-0.34	-0.44	-0.76
	26	0.71	0.66	0.56	0.48	0.35	0.26	0.18	-0.07
	28	1.22	1.16	1.09	1.03	0.94	0.87	0.81	0.63
	30	1.72	1.66	1.62	1.58	1.52	1.48	1.44	1.33
	32	2.23	2.19	2.17	2.16	2.13	2.11	2.10	2.05
0.75	16	-1.17	-1.17	-1.29	-1.42	-1.62	-1.77	-1.88	-2.26
	18	-0.75	-0.75	-0.87	-0.99	-1.16	-1.29	-1.39	-1.72
	20	-0.33	-0.33	-0.45	-0.55	-0.70	-0.82	-0.91	-1.19
	22	0.11	0.09	-0.02	-0.10	-0.23	-0.32	-0.40	-0.64
	24	0.55	0.51	0.42	0.35	0.25	0.17	0.11	-0.09
	26	0.98	0.94	0.87	0.81	0.73	0.67	0.62	0.47
	28	1.41	1.36	1.31	1.27	1.21	1.17	1.13	1.02
	30	1.84	1.79	1.76	1.73	1.70	1.67	1.65	1.58
1.00	14	-1.05	-1.05	-1.16	-1.26	-1.42	-1.53	-1.62	-1.91
	16	-0.69	-0.69	-0.80	-0.89	-1.03	-1.13	-1.21	-1.46
	18	-0.32	-0.32	-0.43	-0.52	-0.64	-0.73	-0.80	-1.02
	20	0.04	0.03	-0.07	-0.14	-0.25	-0.32	-0.38	-0.58
	22	0.42	0.39	0.31	0.25	0.16	0.10	0.05	-0.12
	24	0.80	0.76	0.70	0.65	0.57	0.52	0.48	0.35
	26	1.18	1.13	1.08	1.04	0.99	0.95	0.91	0.81
	28	1.55	1.51	1.47	1.44	1.40	1.37	1.35	1.27
1.25	12	-0.97	-0.97	-1.06	-1.15	-1.28	-1.37	-1.45	-1.67
	14	-0.65	-0.65	-0.75	-0.82	-0.94	-1.02	-1.09	-1.29
	16	-0.33	-0.33	-0.43	-0.50	-0.60	-0.67	-0.73	-0.91
	18	-0.01	-0.02	-0.10	-0.17	-0.26	-0.32	-0.37	-0.53
	20	0.32	0.29	0.22	0.17	0.09	0.03	-0.01	-0.15
	22	0.65	0.62	0.56	0.52	0.45	0.40	0.36	0.25

	24	0.99	0.95	0.90	0.87	0.81	0.77	0.74	0.65
	26	1.32	1.28	1.25	1.22	1.18	1.14	1.12	1.05
1.50	10	-0.91	-0.91	-1.00	-1.08	-1.18	-1.26	-1.32	-1.51
	12	-0.63	-0.63	-0.71	-0.78	-0.88	-0.95	-1.01	-1.17
	14	-0.34	-0.34	-0.43	-0.49	-0.58	-0.64	-0.69	-0.84
	16	-0.05	-0.06	-0.14	-0.19	-0.27	-0.33	-0.37	-0.50
	18	0.24	0.22	0.15	0.11	0.04	-0.01	-0.05	-0.17
	20	0.53	0.50	0.45	0.40	0.34	0.30	0.27	0.17
	22	0.83	0.80	0.75	0.72	0.67	0.63	0.60	0.52
	24	1.13	1.10	1.06	1.03	0.99	0.96	0.94	0.87

Tabella 25: VMP - Livello di attività: 81,2 W/m² (1,4 Met) – U.R.: 50% (Fonte: ISO 7730-1984)

lcl	Top			Va					
[Clo]	[°C]			[m/s]					
		< 0.10	0.10	0.15	0.20	0.30	0.40	0.50	1.00
0	18		-2.00	-2.02	-2.35				
	20		-1.35	-1.43	-1.72				
	22		-0.69	-0.82	-1.06				
	24		-0.04	-0.21	-0.41				
	26		0.59	0.41	0.26				
	28		1.16	1.03	0.93				
	30		1.73	1.66	1.60				
	32		2.33	2.32	2.31				
0.25	16		-1.41	-1.48	-1.69	-2.02	-2.29	-2.51	
	18		-0.93	-1.03	-1.21	-1.50	-1.74	-1.93	-2.61
	20		-0.45	-0.57	-0.73	-0.98	-1.18	-1.35	-1.93
	22		0.04	-0.09	-0.23	-0.44	-0.61	-0.75	-1.24
	24		0.52	0.38	0.28	0.10	-0.03	-0.14	-0.54
	26		0.97	0.86	0.78	0.65	0.55	0.46	0.16
	28		1.42	1.35	1.29	1.20	1.13	1.07	0.86
	30		1.88	1.84	1.81	1.76	1.72	1.68	1.57
0.50	14		-1.08	-1.16	-1.31	-1.53	-1.71	-1.85	-2.32
	16		-0.69	-0.79	-0.92	-1.12	-1.27	-1.40	-1.82
	18		-0.31	-0.41	-0.53	-0.70	-0.84	-0.95	-1.31
	20		0.07	-0.04	-0.14	-0.29	-0.40	-0.50	-0.81
	22		0.46	0.35	0.27	0.15	0.05	-0.03	-0.29
	24		0.83	0.75	0.68	0.58	0.50	0.44	0.23
	26		1.21	1.15	1.10	1.02	0.96	0.91	0.75
	28		1.59	1.55	1.51	1.46	1.42	1.38	1.27
0.75	10		-1.16	-1.23	-1.35	-1.54	-1.67	-1.78	-2.14
	12		-0.84	-0.92	-1.03	-1.20	-1.32	-1.42	-1.74
	14		-0.52	-0.60	-0.70	-0.85	-0.97	-1.06	-1.34
	16		-0.20	-0.29	-0.38	-0.51	-0.61	-0.69	-0.95
	18		0.12	0.03	-0.05	-0.17	-0.26	-0.32	-0.55
	20		0.43	0.34	0.28	0.18	0.10	0.04	-0.15
	22		0.75	0.68	0.62	0.54	0.48	0.43	0.27
	24		1.07	1.01	0.97	0.90	0.85	0.81	0.68
1.00	10		-0.68	-0.75	-0.84	-0.97	-1.07	-1.15	-1.38
	12		-0.41	-0.48	-0.56	-0.68	-0.77	-0.84	-1.05
	14		-0.13	-0.21	-0.28	-0.39	-0.47	-0.53	-0.72
	16		0.14	0.06	0.00	-0.10	-0.16	-0.22	-0.39
	18		0.41	0.34	0.28	0.20	0.14	0.09	-0.06
	20		0.68	0.61	0.57	0.50	0.44	0.40	0.28
	22		0.96	0.91	0.87	0.81	0.76	0.73	0.62
1.25	10		-0.33	-0.40	-0.47	-0.56	-0.64	-0.69	-0.86

	14		0.15	0.08	0.03	-0.05	-0.11	-0.15	-0.29
	18		0.63	0.57	0.53	0.47	0.42	0.39	0.28
	22		1.11	1.08	1.05	1.00	0.97	0.95	0.87
	26		1.62	1.60	1.58	1.55	1.53	1.52	1.47
1.50	12		0.15	0.09	0.05	-0.02	-0.07	-0.11	-0.22
	16		0.58	0.53	0.49	0.44	0.40	0.37	0.28
	20		1.01	0.97	0.94	0.91	0.88	0.85	0.79
	24		1.47	1.44	1.43	1.40	1.38	1.36	1.32

Tabella 26- VMP - Livello di attività: 116 W/m² (2 Met) - Umidità relativa: 50%

lcl	Top			Va					
[Clo]	[°C]			[m/s]					
		< 0.10	0.10	0.15	0.20	0.30	0.40	0.50	1.00
0	14				-1.92	-2.49			
	16				-1.36	-1.87			
	18				-0.80	-1.24			
	20				-0.24	-0.61			
	22				0.34	0.04			
	24				0.93	0.70			
	26				1.52	1.36			
	28				2.12	2.02			
0.25	12				-1.19	-1.53	-1.80	-2.02	
	14				-0.77	-1.07	-1.31	-1.51	-2.21
	16				-0.35	-0.61	-0.82	-1.00	-1.61
	18				0.08	-0.15	-0.33	-0.48	-1.01
	20				0.51	0.32	0.17	0.04	-0.41
	22				0.96	0.80	0.68	0.57	0.21
	24				1.41	1.29	1.19	1.11	0.83
	26				1.87	1.78	1.71	1.65	1.45
0.50	10				-0.78	-1.00	-1.18	-1.32	-1.79
	12				-0.43	-0.64	-0.79	-0.92	-1.34
	14				-0.09	-0.27	-0.41	-0.52	-0.90
	16				0.26	0.10	-0.02	-0.12	-0.45
	18				0.61	0.47	0.37	0.28	0.00
	20				0.96	0.85	0.76	0.68	0.45
	22				1.33	1.24	1.16	1.10	0.91
	24				1.70	1.63	1.57	1.53	1.38
0.75	10				-0.19	-0.34	-0.45	-0.54	-0.83
	12				0.10	-0.03	-0.14	-0.22	-0.48
	14				0.39	0.27	0.18	0.11	-0.12
	16				0.69	0.58	0.50	0.44	0.24
	18				0.98	0.89	0.82	0.77	0.59
	20				1.28	1.20	1.14	1.10	0.95
1.00	10				0.22	0.12	0.04	-0.02	-0.22
	14				0.73	0.64	0.58	0.53	0.38
	18				1.24	1.18	1.13	1.09	0.97
	22				1.77	1.73	1.69	1.67	1.59
1.25	12				0.75	0.68	0.63	0.59	0.47
	16				1.20	1.15	1.11	1.08	0.98
	20				1.66	1.62	1.59	1.57	1.50
1.50	10				0.76	0.70	0.66	0.62	0.52
	14				1.17	1.12	1.09	1.06	0.98
	18				1.58	1.54	1.52	1.50	1.44

Tabella 27- VMP - Livello di attività: 174 W/m² (3 Met) - Umidità relativa: 50%

PMV	Percentuali di insoddisfatti		
	freddo	caldo	totale
-2,0	76,4	—	76,4
-1,5	52,0	—	52,0
-1,0	26,8	—	26,8
-0,9	22,5	—	22,5
-0,8	18,7	0,1	18,8
-0,7	15,3	0,2	15,5
-0,6	12,4	0,3	12,7
-0,5	9,9	0,4	10,3
-0,4	7,7	0,6	8,3
-0,3	6,0	0,9	6,9
-0,2	4,5	1,3	5,8
-0,1	3,4	1,8	5,2
0	2,5	2,5	5,0
+0,1	1,8	3,4	5,2
+0,2	1,3	4,5	5,8
+0,3	0,9	5,9	6,8
+0,4	0,6	7,7	8,3
+0,5	0,4	9,8	10,2
+0,6	0,3	12,2	12,5
+0,7	0,2	15,2	15,4
+0,8	0,1	18,5	18,6
+0,9	—	22,2	22,2
+1,0	—	26,4	26,4
+1,5	—	51,4	51,4
+2,0	—	75,7	75,7

Tabella 28: VMP in funzione della percentuale di insoddisfatti

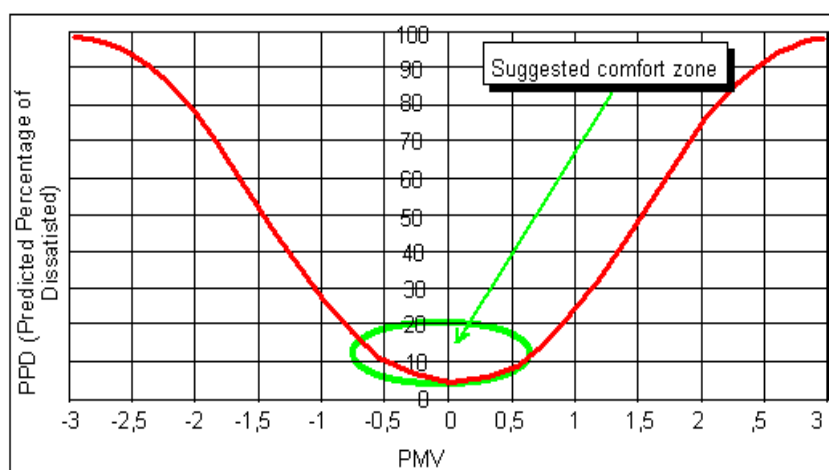


Figura 64: Zona di confort suggerita al variare di PPD

5.12 BILANCIO DI ENERGIA IN TRANSITORIO A DUE ZONE

Le equazioni di bilancio [69] e quelle relative alle due zone (core e pelle) possono essere risolte in funzione del tempo una volta note le espressioni di t_{sk} e t_{cr} . Il modello a due zone usa anche espressioni empiriche per predire la sensazione termica ($TSENS$) e il discomfort termico ($DISC$).

Questi indici usano scale a 11 valori con valori positivi per rappresentare sensazioni di caldo e valori negativi per le sensazioni di freddo.

In pratica $TSENS$ usa una scala derivata da quella del VMP con l'aggiunta di ± 4 (molto caldo/freddo) e ± 5 (intollerabilmente caldo/freddo). $DISC$ è definito dalla scala:

5	Intollerabile
4	Tolleranza limita
3	Non Molto Confortevole

2	Non confortevole e non piacevole
1	Leggermente non confortevole ma accettabile
0	Confortevole

Tabella 29: Scala di giudizio del comfort

Si definiscono i valori di riferimento della temperatura del corpo, t_b , per le zone limiti inferiori e superiore della regolazione evaporativa mediante le relazioni:

$$t_{b,c} = (0.194/58.15)(M - L) + 36.301 \quad [87]$$

$$t_{b,h} = (0.347/58.15)(M - L) + 36.669 \quad [88]$$

$TSENS$ è allora definito dalle relazioni:

$$TSENS = \begin{cases} 0.4685(t_b - t_{b,c}) & t < t_{b,c} \\ 4.7\eta_{ev}(t_b - t_{b,c})/(t_{b,h} - t_{b,c}) & t_{b,c} \leq t_b \leq t_{b,h} \\ 4.7\eta_{ev} + 0.4685(t_b - t_{b,h}) & t_{b,c} \leq t_b \end{cases} \quad [89]$$

ove $\eta=0.85$ è l'efficienza evaporativa.

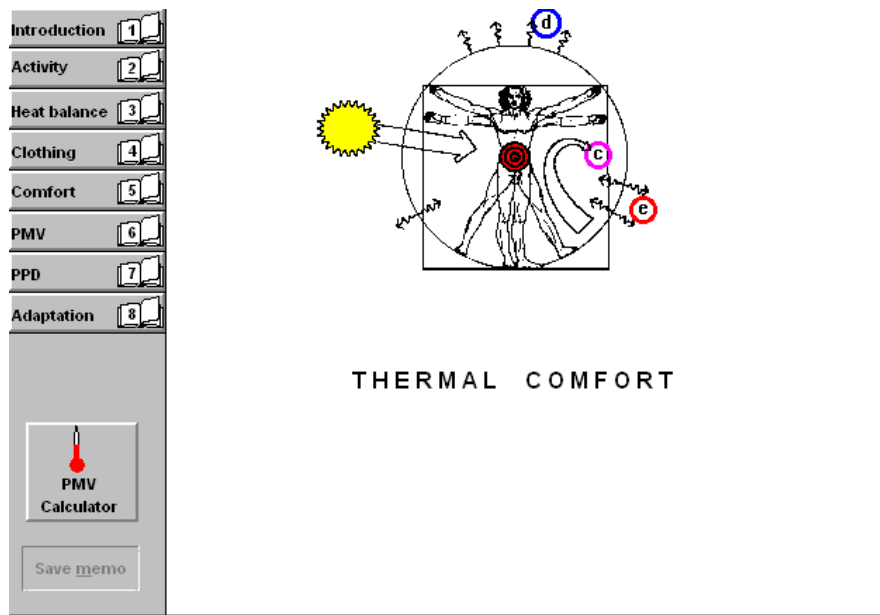


Figura 65: Calcolatore PMV

Il discomfort termico è praticamente coincidente con $TSENS$ quando t_b è al di sotto del suo punto $t_{b,c}$ ed è correlato alla bagnabilità della pelle quando la temperatura corporea è regolata dalla sudorazione:

$$DISC = \begin{cases} 0.4685(t_b - t_{b,c}) & t_b < t_{b,c} \\ \frac{4.7(E_{rsw} - E_{rsw,req})}{E_{max} - E_{rsw,req} - E_{diff}} & t_{b,c} \leq t_b \end{cases} \quad [90]$$

ove $E_{rsw,req}$ è data dalla relazione di Fanger:

$$E_{rsw,req} = 0.42(M - L - 58.15) \quad [91]$$

in W/m^2 .

Figura 66: Esempio d'uso del calcolatore delle condizioni di confort

5.13 CONDIZIONI DI BENESSERE IN AMBIENTI SPECIALI

L'utilizzo di impianti speciali per il riscaldamento e il raffrescamento pongono nuove esigenze per la valutazione del comfort termico che qui brevemente si vogliono presentare.

Riscaldamento con raggi infrarossi

Il riscaldamento ambientale a raggi infrarossi pone problemi sul controllo della temperatura della pelle e del flusso sanguigno alla pelle che possono portare a sensazioni particolari con riferimento al comfort termico. Nelle equazioni di scambio termico occorre considerare le interazioni della pelle (che è praticamente simile all'acqua nel comportamento radiativo) ai raggi visibili ed infrarossi. Si dimostra sperimentalmente che la pelle più pigmentata è riscaldata di più rispetto alle pelli chiare dalle radiazioni che provengono da corpi caldi a 2500 K. Se il corpo riscaldante ha temperature inferiori a 2500 K allora le differenze di comportamento sono meno evidenti. Inoltre il vestiario minimizza ulteriormente queste differenze, qualora presenti.

La variazione di temperatura della pelle per effetto di radiazione infrarossa di alta intensità dipendono dalla conducibilità termica, dalla densità e dal calore specifico della pelle stessa. La temperatura della pelle è un buon indicatore della sensazione di comfort.

Le variazioni maggiori si hanno nei primi 60 s di esposizione alle radiazioni infrarosse e la sensazione di variazione della temperatura dipende dal colore della radiazione (espressa in forma di temperatura correlata, K). Oltre i primi 60 s si ha una stabilizzazione della temperatura della pelle e si ha un bilancio fra calore ricevuto e calore disperso. La risposta fisiologica al riscaldamento radiativo può essere studiata mediante le due temperature:

- Temperatura media radiante;
- Temperatura dell'aria.

Assumendo che l'umidità sia inferiore al 50% e che la velocità dell'aria sia bassa e costante con coefficiente di convezione termica pari a $2.9 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ si ha il bilancio:

$$M' - E_{sk} - F_{cle} \left[h_r (t_{sk} - \bar{t}_r) + h_c (t_{sk} - t_a) \right] \quad [92]$$

ove M' è la produzione netta di calore (M-L) meno le perdite respiratorie. Il fattore che descrive lo scambio termico è la temperatura ambiente. I fattori presenti in questa equazione sono valutate con le relazioni già viste in precedenza. Si definisce *campo radiativo efficace* (CRE) il flusso radiativo netto assorbito dal corpo avente temperatura superficiale uniforme pari a t_a . Il CFR può anche essere espresso in termini conformi alla legge di *Stefan Boltzmann* nella forma:

$$CRE = \sigma \frac{A_r}{A_D} \left[(\ddot{t}_r + 273)^4 - (t_a + 273)^4 \right] F_{cle} \quad [93]$$

Ricordando la definizione di *temperatura media radiante* data dalla [36] allora si può ancora scrivere:

$$CRE = \sigma \frac{A_r}{A_D} \left[\sum \varepsilon_i F_{m-i} (T_i^4 - T_a^4) \right] F_{cle} \quad [94]$$

con F_{m-i} fattore di forma fra la parete *i-ma* e il soggetto *m*.

Per le condizioni di comfort in condizioni di riscaldamento radiativo *Gagge* (1967) propone che sia valida la seguente condizione:

$$t_{o \text{ (di comfort)}} = t_a + CRE_{(per comfort)} / h \quad [95]$$

Pertanto la temperatura operativa per il comfort in condizioni radiative è la temperatura dell'ambiente più un incremento pari a CRE/h che rappresenta anche una misura dell'efficacia della radiazione incidente sugli occupanti.

5.14 CONSEGUENZE DELLA LEGISLAZIONE VIGENTE SULLE CONDIZIONI DI BENESSERE

L'osservazione dei diagrammi delle figure indicate nei precedenti paragrafi dimostra come, per assegnate condizioni di attività metabolica specifica, resistenza del vestiario e velocità dell'aria, al diminuire della temperatura media radiante occorre aumentare la temperatura dell'aria.

Ciò significa che l'impianto di riscaldamento dovrà fornire un maggior carico termico o, se è fissata la temperatura massima ($20^\circ\text{C} \pm 1^\circ\text{C}$, per la normativa vigente), occorre rinunciare almeno in parte alle condizioni di benessere ambientale. La coibentazione delle pareti permette di avere, per date condizioni esterne, una temperatura più elevata della faccia interna delle murature, ovvero una più elevata temperatura media radiante alla quale corrisponde una temperatura dell'aria inferiore per le ottenere condizioni di benessere.

Ad esempio, con abiti leggeri ($I_{cl} = 0,5 \text{ Clo}$), una $T_{mr} = 20^\circ\text{C}$ richiede $t_a = 30^\circ\text{C}$, mentre con abiti pesanti ($I_{cl} = 1,5 \text{ Clo}$), alla stessa T_{mr} corrisponde una $t_a = 20^\circ\text{C}$. Ciò significa che occorre permanere in casa in abiti pesanti per avere, con $t_a = 20^\circ\text{C}$, le condizioni di benessere; restare in maniche di camicia porta ad avere sensazioni di freddo e quindi una maggiore *PPD*.

Se la t_{mr} scende a 15°C la temperatura dell'aria, per due casi, sia le a 35°C e 25°C , quindi avere le pareti esterne ben isolate è importante e necessario, nel rispetto della L. 10/91, per raggiungere condizioni di benessere migliori. Dal punto di vista del benessere ambientale il riscaldamento a pannelli radianti, elevando la t_{mr} consente temperature dell'aria più basse che non con i normali impianti. Soprattutto nei climi più rigidi l'innalzamento di temperatura media radiante evita i pericoli di condensazioni del vapore sulle pareti (o anche all'interno) e quindi di danneggiamento delle pareti. Il limite di $20^\circ\text{C} \pm 1^\circ\text{C}$ imposto dalla normativa può ancora consentire condizioni di benessere ambientale per attività sedentaria con vestiti non leggeri ($I > 1,0 \text{ Clo}$) e velocità dell'aria $< 0,2 \text{ m/s}$. È compito del progettista dimensionare gli impianti e calcolare gli spessori di coibente in modo da avere un *VMP* compreso fra $-0,35$ e $0,35$ e al tempo stesso soddisfare i requisiti della legislazione vigente.

Si fa ancora osservare come imporre una temperatura interna maggiore di 20 °C non sia solamente un problema relativo al benessere termico ma si ha anche un forte legame con le problematiche della protezione delle murature dalle infiltrazioni umide e quindi dalla formazione della condensa che, oltre a deturpare e degradare le pareti, costituiscono anche un problema igienico. Si può dimostrare, infatti, che una maggior temperatura interna evita il raggiungimento del punto di rugiada superficiale o la formazione di flussi di condensa interni alle pareti (verifica di *Glaser*).

5.15 GRANDEZZE FISICHE E LORO MISURE

Abbiamo visto nei paragrafi precedenti quali sono le grandezze fisiche che interessano il benessere termico, vediamo adesso come misurarle, calcolarle o stimarle.

5.15.1 SUPERFICIE DEL CORPO UMANO

I termini nelle equazioni di bilancio energetico sono tutti riferiti all'unità di superficie del corpo umano. Quest'ultima è calcolabile mediante la relazione di **Du Bois** (1816) data dalla [65] che qui si ripete per completezza.

$$A_D = 0.203 \cdot P^{0.425} H^{0.725} \quad [65]$$

con:

- $P =$ massa del corpo, kg
- $H =$ altezza del corpo, m

Un individuo normale da una superficie di circa 1.8 m².

5.15.2 FATTORE DI RICOPRIMENTO

Il fattore di ricoprimento f_{cl} è dato dal rapporto:

$$f_{cl} = \frac{A_{cl}}{A_D} \quad [96]$$

fra la superficie del vestiario e quella del corpo umano. Questo fattore si applica agli scambi di calore attraverso la pelle (C, R, E_{sk}) per tenere conto della reale superficie di scambio del vestiario. Valori tipici sono riportati in Tabella 15.

5.15.3 METABOLISMO ED EFFICIENZA MECCANICA

L'attività metabolica è una grandezza fondamentale per la determinazione delle condizioni di comfort termico. Nella Tabella 14 sono indicati i valori in *Met* del metabolismo per un buon numero di attività e con riferimento ad un individuo normale con $A_D = 1.8 \text{ m}^2$. Si osservi che l'attività di maggior livello energetico che una persona può mantenere in modo continuo corrisponde a circa il 50% della massima capacità di utilizzo dell'ossigeno inspirato. Si ricordi che l'unità usuale per il metabolismo è il *Met*²⁵ dato da:

$$1 \text{ Met} = 58.2 \text{ W} = 50 \text{ kcal/h}$$

L'attività massima per una persona adulta corrisponde a circa 12 *Met* a 20 anni e a circa 7 *Met* a 70 anni.

²⁵ Si può facilmente intuire il significato di questa unità di misura. Un uomo adulto consuma mediamente una dieta da 2400 kcal/giorno. Se trasformiamo questo valore in Joule (moltiplicando per 4186) e lo dividiamo per il numero di secondi in un giorno (86400) si ha una potenza media giornaliera di 116,4 W che rapportata ad una superficie di riferimento dell'uomo di circa 2 m² porta ad una produzione di potenza specifica di 58,2 W/m² che è proprio 1 *Met*.

Per le donne si hanno valori mediamente inferiori del 30%. Individui allenati alla fatica ed atleti possono raggiungere valori del 20% più elevati. All'età di 35 anni il limite di metabolismo si raggiunge con 10 Met e già con attività con più di 5 Met si ha affaticamento.

Attività saltuaria e discontinua

Nel caso di attività discontinue occorre effettuare il calcolo del metabolismo mediante una media pesata con la percentuale del tempo delle singole attività. La Tabella 14 fornisce valori accurati dell'attività metabolica per valori di M 1 1.5 Met.

Per valori più elevati di 3 Met si hanno incertezze ed errori di valutazione che dipendono sia dalla definizione del tipo di attività che dalle caratteristiche del soggetto. Si possono avere errori fino al 50% del valore nominale.

Misura dell'attività metabolica

La misura corretta dell'attività metabolica di un individuo si ha dalla misura della quantità di ossigeno consumata e dalla quantità di CO₂ espirata. La relazione empirica che lega queste grandezze è:

$$M = 352(0.23RQ + 0.77)V_{O_2} / A_D \quad \text{in } W / m^2 \quad [97]$$

ove:

- *RQ* quoziente respiratorio dato dal rapporto fra la portata molare di CO₂ espirata e la portata molare di O₂ inspirata.
- *V_{O2}* portata molare di O₂ inspirata, in L/m a 101 kPa.

Il quoziente respiratorio, determinato dal rapporto delle portate sopra indicato, può essere determinato con sufficiente precisione. Si ha una buona approssimazione ponendo RQ=0.83 per attività leggere (< 1.5 Met), RQ =1.0 per attività pesanti (M=5 Met). E' possibile interpolare fra 1.5 e 5 Met fra i valori 0.83 ed 1 di RQ. Un metodo meno accurato per stimare l'attività metabolica è quello derivato dal numero dei battiti cardiaci secondo la seguente Tabella 30.

Attività esercitata	Consumo di Ossigeno (L/m)	Attività Cardiaca (battiti/m)
Lavoro leggero	<0.5	<90
Lavoro moderato	0.5 ÷ 1.0	90 ÷ 110
Lavoro pesante	1.0 ÷ 1.5	110 ÷ 130
Lavoro molto pesante	1.5 ÷ 2.0	130 ÷ 150
Lavoro estremamente pesante	> 2.0	150 ÷ 170

Tabella 30: Attività metabolica - consumo di ossigeno e attività cardiaca

Si tenga presente che i battiti cardiaci sono anche influenzati da numerosi altri fattori oltre all'attività metabolica quali ad, esempio, le condizioni fisiche, lo stato emotivo, la muscolatura utilizzata, e pertanto questo metodo deve essere considerato solo approssimato.

Efficienza Meccanica

Il lavoro meccanico, L, è espresso nelle stesse unità, W/m², del metabolismo M e rappresenta il lavoro effettuato dai muscoli. E' uso corrente utilizzare l'efficienza meccanica $\eta = L/M$ che varia, per valori normali, dal 5 al 10%.

I valori massimi sono dell'ordine di 20÷24%. Per attività sedentarie è lecito assumere, visto lo scarso peso del lavoro meccanico, $\eta=0$. Questa posizione consente di compensare le indeterminazioni nel calcolo del metabolismo e produce risultati più conservativi nei calcoli per il comfort ambientale e sue applicazioni impiantistiche. Qualche volta è possibile calcolare numericamente il lavoro muscolare. Ad esempio una persona di 90 kg che sale un pendio con 5% di inclinazione alla velocità di 0.05 m/s compie un lavoro pari a : $90 \times 9.81 \times 0.05 = 44 \text{ W}$.

5.15.4 COEFFICIENTI DI SCAMBIO TERMICI

In tutte le relazioni di bilancio presentate in precedenza si hanno i coefficienti di scambio termico. La loro determinazione riveste grande importanza.

Coefficiente di scambio radiativo lineare

Gli scambi radiativi sono calcolati con la relazione linearizzata del coefficiente radiativo:

$$h_r = 4\sigma\varepsilon \left(\frac{A_r}{A_D} \right) \left[273.15 + \frac{t_{cl} + \ddot{t}_r}{2} \right]^3 \quad [98]$$

ove, come al solito, valgono i simboli:

- ε *emissività superficiale del vestiario;*
- σ *costante di Stefan – Boltzmann, $5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,*
- A_r *area di scambio reale del vestiario, m^2 .*

Il rapporto A_r/A_D vale 0.7 per una persona seduta e 0.73 per una persona in piedi (Fanger, 1967). Il valore dell'emissività per il vestiario è molto elevato e prossimo ad 1.

Di solito si assume $\varepsilon=0.95$. Si osservi che l'equazione [98] è implicita in h_r poiché t_{cl} (temperatura del vestiario) è incognita e dipendente da h_r .

Occorre risolvere questa equazione iterativamente. Fortunatamente h_r varia poco per condizioni interne ambientale tipiche (20 °C e 50% u.r.) e si assume pari a $h_r=4.7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.

Qualora per alcune tipologie di vestiario (abiti lucidi o fatti con materiali non convenzionali) si ha un'emissività non vicino ad 1 allora occorre apportare la correzione:

$$h_r = \varepsilon \cdot 4.7 \quad \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad [99]$$

con ε emissività media della superficie del vestiario.

Coefficiente di scambio termico convettivo

Lo scambio termico convettivo dipende molto dalla velocità dell'aria nell'ambiente. Le relazioni [66] consentono di calcolare h_c in varie condizioni.

I valori di h_c sono importanti anche per calcolare la *temperatura operativa* t_o mediante la [48] e i parametri del vestiario e la *temperatura efficace* ET^* mediante la [63]. Tutte le relazione sopra indicate valgono per pressione atmosferica di 101 kPa altrimenti occorre apportare la correzione data dalla relazione:

$$h_{cc} = h_c \left(\frac{P_t}{101.33} \right)^{0.55} \quad [100]$$

Coefficiente di scambio termico totale

Il coefficiente di scambio termico totale è dato dalla somma dei due coefficienti sopra indicati:

$$h = h_c + h_r \quad [101]$$

Esso tiene conto di entrambe le perdite radiative e convettive fra corpo ed ambiente.

Coefficiente di scambio termico evaporativo

Le perdite per evaporazione sono calcolate mediante la [52] ove h_e è il coefficiente di scambio termico evaporativo. Applicando la formula di Lewis si può ritenere che sia:

$$h_e = 16.5 \cdot h_c \quad [102]$$

Qualora la pressione esterna vari rispetto al valore nominale si applica la relazione correttiva:

$$h_{ec} = h_e \left(\frac{101.33}{p_t} \right)^{0.45} \quad [103]$$

ove la pressione è espressa in kPa .

5.15.5 PARAMETRI DEL VESTIARIO

La misura dell'isolamento termico dovuta al vestiario è effettuata utilizzando manichini in appositi laboratori. Per le applicazioni ingegneristiche ci si può basare sulla Tabella 15 e sulle relazioni sin qui incontrate. Mediante i manichini si determinano per perdite convettive e radiative $C + R$ in date condizioni ambientali mediante l'equazione [51]. Il calcolo dell'isolamento termico in un individuo richiede le misure di t_{sk} , t_{cl} e della temperatura operativa t_o . L'efficienza termica del vestiario è data dalla relazione:

$$F_{cl} = \frac{t_{cl} - t_o}{t_{sk} - t_o} \quad [104]$$

La resistenza del vestiario è calcolata mediante la relazione:

$$R_{cl} = \frac{t_{sk} - t_o}{q - \frac{1}{hf_{cl}}} \quad [105]$$

ove q , in W/m^2 , sono le perdite di calore dal manichino ed f_{cl} è ben definito al fine di determinare correttamente il coefficiente di scambio termico totale h . L'isolamento termico viene di solito espresso in termini di unità Clo e si indica la grandezza così espressa con il simbolo I e pertanto vale la relazione:

$$R = 0.155 I \quad [106]$$

Pertanto vale l'equivalenza:

$$1 Clo = 0.155 W / (m^2 K)$$

Si osservi che la precisione nella stima di R è di $\pm 20\%$ rispetto ai valori nominali in Tabella 15. Nel caso di vestiario fuori tabella si può usare la relazione (Mc Cullough e Jones, 1984):

$$I_{cl} = 0.853 \sum_i I_{cl,i} + 0.161 \quad [107]$$

Questa relazione funziona per condizioni ambientali tipiche con una precisione di $\pm 25\%$.

Permeabilità al vapore

La permeabilità al vapore è data per alcuni vestiti nella tabella seguente:

Tipo di vestiario	i_{cl}	i_m
Pantaloncini corti	0.34	0.42
Pantaloni e giacca	0.32	0.37
Pantaloni sudati	0.41	0.45
Gonna al ginocchio e giacca sudate	0.35	0.40
Gonna al piede e giacca sudate	0.35	0.40
Impermeabile	0.35	0.39

Tabella 31: Permeabilità al vapore di alcuni capi di vestiario

In condizioni normali i_m varia fra 0.3 e 0.5 per cui si può assumere un valore medio pari a $i_m=0.4$. Per vestiario non usuale (ad esempio impermeabili con vernici metallizzate) è necessario procedere alla misura sperimentale della permeabilità al vapore. Le metodologie utilizzate vanno dall'uso di manichini alla misura diretta su persone sudate.

Superficie del vestiario

Molti calcoli relativi allo scambio termico richiedono il fattore f_{cl} relativo al vestiario (vedi la [96]). Olesen (1982) ha utilizzato metodi fotografici per determinare questo fattore. In Tabella 15 sono riportati, oltre al valore della resistenza termica I_{cl} , anche il fattore di superficie del vestiario f_{cl} . Una relazione approssimata, in mancanza di dati sperimentali, per calcolare f_{cl} è quella di Mc Cullough e Jones (1984):

$$f_{cl} = 1.0 + 0.3I_{cl} \quad [108]$$

5.15.6 PERDITE EVAPORATIVE TOTALI

Le perdite evaporative dal corpo umano, sia dovute alla respirazione che alla traspirazione attraverso la pelle, $E_{sk} + E_{res}$, possono essere calcolate direttamente dalla perdita di massa del corpo:

$$E_{sk} + E_{res} = h_{fg} \frac{dm}{d\tau} \frac{1}{A_D} \quad [109]$$

ove si ha:

- h_{fg} calore latente di vaporizzazione dell'acqua, kJ/kg;
- m massa corporea, kg;
- τ tempo, s.

Naturalmente nell'utilizzare la [109] occorre tenere conto di tutti i materiali consumati (ad esempio cibo, bibite, ..) ed effluenti corporei. Il combustibile utilizzato dal corpo contribuisce anch'esso leggermente alla riduzione di massa e se ne può tenere conto mediante la relazione (Astrand e Rodahl, 1977):

$$\frac{dm_{ge}}{d\tau} = V_{O_2} (1.977 \cdot RQ - 1.429) \quad [110]$$

ove si ha:

- $dm_{ge}/d\tau$ perdita di massa dovuta alla respirazione, kg/s;
- V_{O_2} portata volumetrica di ossigeno inspirata, in condizione standard di temperatura e pressione, m³/s;
- RQ Quoziente respiratorio, dato dal rapporto fra la portata molare di CO₂ espirata e la portata molare di O₂ inspirata;
- 1.977 densità della CO₂, in CSTP, kg/m³
- 1.429 densità dell'O₂, in CSTP, kg/m³
- CSTP condizioni standard di temperatura e pressione, 0°C, 101.325 kPa.

5.15.7 PARAMETRI AMBIENTALI

Anche i parametri ambientali debbono essere misurati con accuratezza per l'uso corretto delle relazioni di scambio termico indicate in precedenza.

In genere le grandezze interessate possono essere misurate direttamente o indirettamente.

Misure dirette

I parametri che descrivono l'ambiente termico e psicrometrico sono:

- La temperatura dell'aria, t_a ;
- La temperatura a bulbo umido, t_{wb} ;
- La temperatura di rugiada, t_{dp} ;
- La pressione del vapore d'acqua, p_a ;
- La pressione atmosferica totale, kPa ;
- L'umidità relativa, φ ;
- L'umidità specifica associata, x .

La psicrometria descrive molti di queste grandezze e le loro modalità di misura.

Oltre a quelle sopra indicate si possono misurare direttamente:

- La velocità dell'aria, v
- La temperatura media radiante, \ddot{t}_r , (vedi la [36]).

La temperatura operativa, t_o , data dalla [48], può essere spesso approssimata con la temperatura del globotermometro, t_g , che può essere misurata direttamente.

Misure derivate

La temperatura media radiante, \ddot{t}_r , (vedi la [36]), è un parametro fondamentale nei calcoli relativi al benessere.

Essa è la temperatura uniforme di un ambiente immaginario nel quale il calore radiativo dal corpo umano eguaglia il calore trasmesso nelle reali condizioni ambientali.

Essa può essere calcolata, fra tanti metodi, mediante misure della temperatura in diversi punti delle pareti che circondano il corpo con riferimento alla posizione e forma di quest'ultimo (per via dei *fattori di vista*, vedi la [36]).

In genere i *fattori di vista* sono difficili da determinare e si possono utilizzare gli abachi di Figura 67. Per geometrie semplici si possono utilizzare le relazioni di

In base a quanto indicato nel §5.3 si possono avere relazioni semplificate per la temperatura media radiante a seconda che si considerino piccole differenze di temperatura (linearizzazione delle relazioni) o si semplifichino i fattori di vista ponendoli pari ad 1 (vedi relazioni [38] e [39]).

Si definisce *temperatura radiante piana*, t_{pr} , la temperatura uniforme di un ambiente nel quale il flusso incidente da un lato di un piccolo elemento piano è pari a quello reale dell'ambiente stesso.

Essa può essere calcolata mediante le stesse relazioni viste per la temperatura media radiante utilizzando i fattori di vista dati dalla Figura 68.

Con riferimento alla *temperatura radiante piana* si può definire la temperatura media radiante con le seguenti relazioni che utilizzano sei valori in sei direzioni (su, giù, destra, sinistra, avanti, retro), per persona in piedi:

$$\ddot{t}_r = \left\{ 0.08 [t_{pr}(su) + t_{pr}(giù)] + 0.23 [t_{pr}(destra) + t_{pr}(sinistra)] + 0.35 [t_{pr}(fronte) + t_{pr}(retro)] \right\} / [2(0.08 + 0.23 + 0.35)]$$

e per persona seduta:

$$\ddot{t}_r = \left\{ 0.18 [t_{pr}(su) + t_{pr}(giù)] + 0.22 [t_{pr}(destra) + t_{pr}(sinistra)] + 0.3 [t_{pr}(fronte) + t_{pr}(retro)] \right\} / [2(0.18 + 0.2 + 0.3)]$$

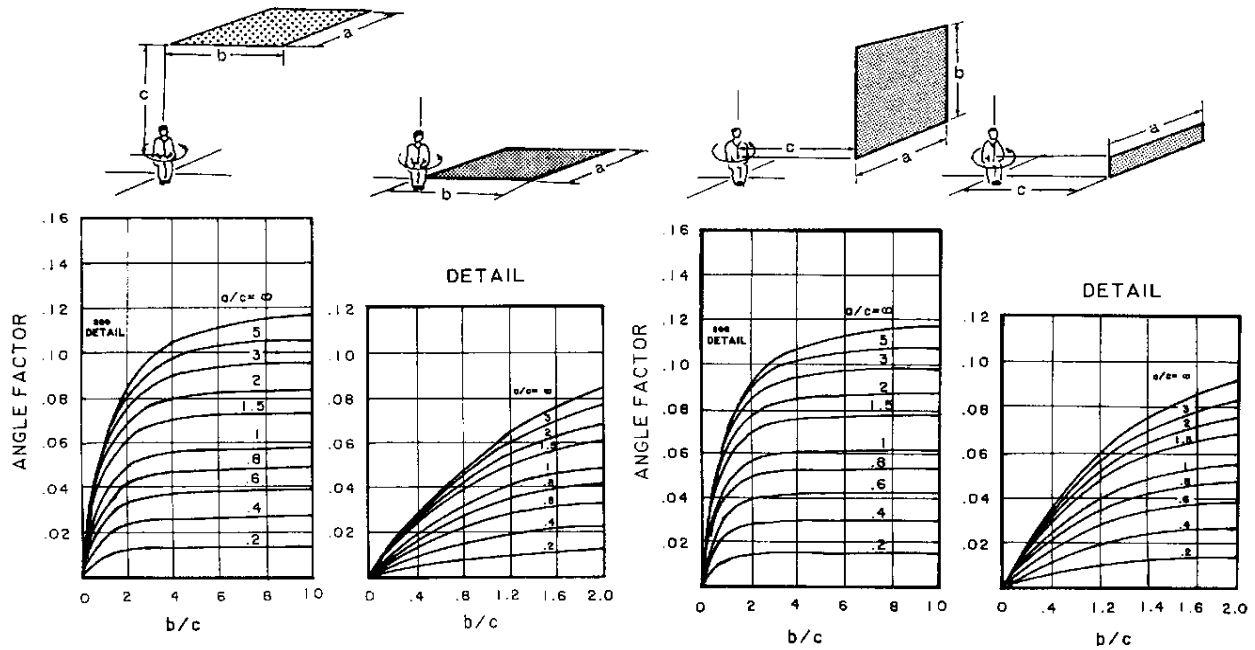


Figura 67: Fattori di vista fra corpo umano e pareti verticali e orizzontali (Fanger 1982)

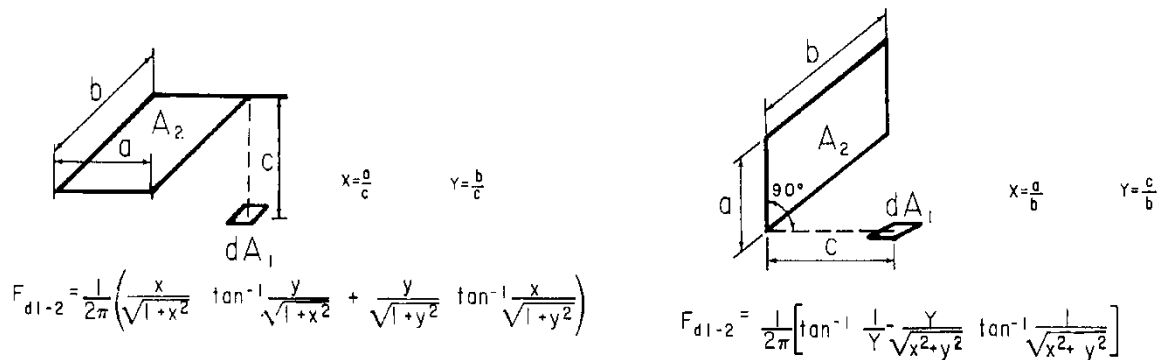


Figura 68: Formule analitiche del fattore di vista per piccoli piani

Misura del CRE

Per la misura diretta del *Campo Radiativo Efficace (CRE)* si può utilizzare un termometro globo termometro del diametro di 150 mm e vale la relazione:

$$CRE = \frac{A_r}{A_D} \left[6.1 + 13.6\sqrt{v} \right] (t_g - t_a) \quad [111]$$

con t_g temperatura del globotermometro, v velocità dell'aria. Il rapporto A_r/A_D vale, come al solito, 0.7. Un altro metodo fa uso di una radiometro mediante la relazione:

$$CRE = \varepsilon \frac{A_i}{A_D} J \quad [112]$$

ove J è la radiosità misurata dal radiometro, ε l'emissività della superficie della sorgente utilizzata ed A_i è la proiezione della superficie del corpo umano normale alla direzione della radiazione. La [112] vale in casi di geometria semplice. Per persone coricate supine il rapporto A_i/A_D vale 0.3.

5.16 LEGISLAZIONE SUL BENESSERE AMBIENTALE

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 (in *Acustica, Illuminotecnica, Termotecnica, IAQ*) provengono dall'*Unione Europea* per effetto dell'emanazione delle norme *EN* che hanno valore di cogenza in tutti gli stati membri. 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* 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 vi è una sintesi di tutto quanto sin qui detto con tabelle e formule (invero riportate nei precedenti paragrafi) che forniscono una visione completa del problema del comfort termico e sulle grandezze (definizione e metodi di misura) che lo influenzano.

Altre norme che interessano gli argomenti qui trattati sono le seguenti.

1. ASHRAE Standard 129P/92 : "*Measuring Air Change Effectiveness*"
2. ASHRAE Standard 62/89: "*Ventilation for Acceptable Air Quality*"
3. ASHRAE Standard 55/92: "*Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*"
4. ASHRAE Handbook, Cap. 8, 1993 "*Physiological Principles for Comfort and health*"
5. CEN ENV, WG6N139, 1752: "*Ventilation for Buildings, Design Criteria for the Indoor Environment*", European Prestandard (Final Draft), 1996
6. CEN/TC156WG6N49, "*Ventilation for Buildings, Design Criteria for the Indoor Environment*", 1993
7. ISO, "*Determination of Metabolic rate*", ISO-DIS 8996, 1987
8. ISO, "*Hot Environments: Instruments and Methods for measuring physical quantities*", Standard 7726, 1985
9. ISO, "*Evaluation of thermal strain by physiological measurement*", Standard 9886, 1992
10. ISO, "*Moderate thermal Environment, Determination of the PPV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort*", Standard 7730, 2° ed., 1994
11. ISO, "*Ergonomics of the thermal Environment. Estimation of the thermal insulation and evaporative resistance of a clothing ensemble*", Standard 9920, 1995
12. UNI, "*Impianti aeraulici a fine di benessere. Generalità, classificazione e requisiti. Regole per la richiesta d'offerta, l'ordine, la fornitura*", Norma UNI-CTI 10339, 1994
13. UNI, "*Ambienti termici moderati. Determinazione degli indici PMV, PPD e specifica delle condizioni di benessere termico*", Norma UNI-EN 27730 (recepisce la ISO 7730), 1996
14. UNI, "*Ambienti termici. Strumenti e metodi per la misura delle grandezze fisiche*", Norma UNI-EN27726 (recepisce la ISO 7726), 1996

6. QUALITÀ DELL'ARIA IN AMBIENTI CONFINATI (IAQ)*

6.1 IL BENESSERE OLFATTIVO

Lo studio del benessere termico non può essere disgiunto da quello della qualità dell'aria all'interno degli ambienti confinati. L'osservazione di malesseri apparentemente (*sindrome dell'edificio malato*) strani in determinate condizioni ha fatto nascere una nuova corrente di studio rivolta alla qualità chimico – fisica dell'aria, oggi nota con l'acronimo *IAQ (Indoor Air Quality)*.

I materiali adottati per le costruzioni, gli arredi, i combustibili utilizzati negli impianti, ..., producono tutti sostanze volatili organiche (*Volatile Organic Compound, VOC*) che in concentrazione non controllata possono portare a malesseri di varia natura e pericolosità. Poiché si è visto come l'organismo umano stabilisca un equilibrio chimico – fisico e biologico con l'ambiente in cui vive si intuisce come il controllo della qualità dell'aria sia parte integrante del concetto stesso di *benessere ambientale*.

La norma *UNI-CTI 10339 "Impianti aeraulici a fine di benessere. Generalità, classificazione e requisiti. Regole per la richiesta d'offerta, l'ordine, la fornitura"* stabilisce che per *qualità dell'aria* si deve intendere *"la caratteristica dell'aria trattata che risponde ai requisiti di purezza"*.

Ed inoltre *"essa non contiene contaminanti noti in concentrazioni tali da arrecare danno alla salute e causare condizioni di malessere per gli abitanti. I contaminanti, contenuti sia nell'aria di rinnovo sia in quella ricircolata²⁶ sono gas, vapori, microrganismi, fumo ed altre sostanze particolate"*.

Quali sono le sostanze contaminanti e in che quantità limite possono essere accettate è oggi lo scopo fondamentale dell'IAQ. Per gli ambienti industriali lo Standard ASHRAE 62/89 dice *"la qualità dell'aria interna è considerata accettabile quando in essa non sono presenti inquinanti in concentrazioni dannose, secondo quanto stabilito dalle autorità competenti e quando una notevole percentuale di persone (80% o più) non esprime insoddisfazione verso di essa"*.

In questa definizione si hanno due concetti importanti: il primo è che le Autorità competenti debbono controllare le definizioni di pericolosità e il secondo è che il criterio di applicazione della definizione di accettabilità è dato dalla percentuale minima di soddisfatti che debbono aversi per ogni concentrazione di contaminante.

Molte procedure sono state introdotte per il controllo della qualità dell'aria. Il filtraggio, ad esempio, è una di queste che, però, non può rivestire carattere di assolutezza nei riguardi del controllo di tutti gli inquinanti.

²⁶ Il riferimento è, ovviamente, agli impianti di condizionamento a tutt'aria con ricircolo parziale o totale.

6.2 LE SOSTANZE INQUINANTI

I criteri di classificazione delle sostanze inquinanti sono diversi e in particolare:

- **Secondo la provenienza:** le sostanze sono generate internamente agli ambienti dalle persone, da processi chimico-fisici (ad esempio di combustione) da materiali di costruzione e dagli arredi. Le sostanze provenienti dal metabolismo umano sono CO₂, odori corporali, sostanze organiche tossiche di varia natura espulse attraverso la respirazione e la traspirazione dalla pelle. A queste si aggiungono i fumi da tabacco, dalla cottura di cibi, da prodotti chimici utilizzati per la pulizia o per le fotocopiatrici, le stampanti, ... Inoltre i materiali edili sono essi stessi sorgenti di emissione di sostanze inquinanti (gas, radon, particolati, ...). Sostanze inquinanti possono anche provenire dall'esterno attraverso la ventilazione (naturale o forzata) e con l'apertura di porte e finestre. Fra questi inquinanti si hanno CO, SO_x, CO_x e composti volatili organici (VOC) di varia natura nonché particolato sospeso nelle polveri, l'ozono, ...
- **Secondo la tipologia:** possono essere gas o vapori (CO, CO₂, SO_x, NO_x, VOC, O₃, Radon), inquinanti biologici quali microrganismi (muffe, funghi, batteri, virus, protozoi, ...), inquinanti organici di origine animale o vegetale (polline, spore, ...), fumo da tabacco o particolato fibroso, polvere. Le quantità di inquinanti sono di solito espresse in ppm (parti per milione), mg/m³, µg/m³, Bq/m³. I valori tollerati variano molto da paese a paese e molto spesso i dati di riferimento sono mancanti.
- **Secondo gli effetti provocati:** si hanno vari tipi di effetti sull'organismo umano. Più comunemente si hanno effetti sensoriali come odori, effetti fisiologici come il mal di testa o l'affaticamento o la nausea, effetti biologici come irritazioni alle mucose o agli occhi o anche reazioni allergiche, effetti mutanti e quindi carcinogeni.

6.3 INDICATORI DELLA QUALITÀ DELL'ARIA

Per alcuni inquinanti si possono definire opportuni indicatori (indici) di qualità dell'aria negli ambienti confinati.

6.3.1 CO₂ E BIOEFFLUENTI

I bioeffluenti sono emessi dal corpo, attraverso la respirazione e i pori della pelle, degli occupanti sia sotto forma di gas che di piccolissime particelle. La loro presenza crea un senso di sgradevolezza e fastidio e in concentrazioni elevate possono avere conseguenze gravi sulle persone. Poiché la presenza dell'uomo è associata alla respirazione e quindi all'emissione della CO₂ ecco che si assumere questa come indice di presenza umana. La portata di CO₂ conseguente all'attività metabolica, in condizioni normali ambientali e a bassa attività metabolica, è data dalla semplice relazione:

$$V_{CO_2} = 17 \cdot M \quad [113]$$

con M metabolismo (in Met) e V_{CO_2} in litri all'ora (L/h). Nel caso di lavoro leggero (ufficio, abitazione) allora il fattore di proporzionalità diviene $18 \div 19$. Oggi si tende a considerare insufficiente la CO₂ come indicatore di presenza. Il limite massimo tollerato è pari a 1000 ppm.

6.3.2 PRODOTTI DI COMBUSTIONE: SO_x, NO_x, CO

Sono gas tossici ed irritanti e sono originati dalla combustione in impianti a gas, cucine, stufe a gas, sigarette. Gli SO_x hanno azione irritante per l'apparato respiratorio e diventa tossico per concentrazioni superiori a 5 ppm.

L' NO_2 provoca disturbi respiratori, specialmente nei bambini, per concentrazioni superiori a $350 \mu\text{g}/\text{m}^3$. Negli adulti si hanno problemi oltre i $1000 \mu\text{g}/\text{m}^3$. Il CO è estremamente tossico poiché interagisce con la capacità di trasporto dell'ossigeno dell'emoglobina. La sua pericolosità si manifesta già a concentrazioni di $10\div 20$ ppm.

Il fumo da tabacco contiene, oltre a gas organici di varia natura (*catrame, formaldeide, fenoli, catecoli, ammine, benzopirene, NO_x , CO_2 , CO*), anche particolato con dimensioni comprese fra $0.1\div 0.3 \mu\text{m}$. Gli effetti del fumo sono di irritazione agli occhi e alle vie respiratorie fino ad indurre difficoltà di respirazione in soggetti sensibili. E' stata inoltre provata una correlazione forte fra il fumo di tabacco e il cancro ai polmoni per lunghe esposizioni.

6.3.3 COMPOSTI ORGANICI VOLATILI, VOC

Sotto l'acronimo *VOC (Volatile Organic Compound)* si raccolgono numerosi gas di origine organica quali idrocarburi aromatici, clorurati, alcani, terpeni, aldeidi. Negli edifici residenziali sono particolarmente diffusi il *toluene* e la *formaldeide* sotto forma di particolato aerodisperso (*aerosol*).

Questi componenti vengono generati da composti chimici utilizzati nelle costruzioni (colle, vernici, deodoranti, termicidi, solventi per vernici, E pertanto sono presenti in edifici chiusi e poco ventilati. Alcuni VOC sono generati anche nei processi di combustione, dal fumo di sigarette e dalle emissioni biologiche organiche. La formaldeide ha effetti irritanti già a concentrazioni oltre e $2 \text{ mg}/\text{m}^3$ e può produrre neoplasie per concentrazioni superiori. Si pensa che i VOC possano essere un indicatore della qualità dell'aria così come la CO_2 e l' NH_3 lo sono per i bioeffluenti. Attualmente esistono delle tecniche di misura complessiva dei VOC e si suole indicare questa misura con TVOC (*Total VOC*). Si hanno discordanze nei risultati e nei dati raccolti in questi ultimi anni.

6.3.4 IL RADON

Il Radon è un gas radioattivo che emette particelle alfa molto energetiche e che deriva dalla catena di decadimento dell'*Uranio 235* e *Uranio 238*. E' presente nelle rocce (specialmente di origine vulcanica) e in genere nei materiali da costruzione, è pesante e pertanto si mantiene basso negli ambienti. La sua pericolosità nasce dallo stazionamento nelle vie respiratorie e quindi al bombardamento localizzato che può portare al cancro ai polmoni e alla gola.

Il trasporto del radon avviene per diffusione molecolare (legge di *Fick*) e per convezione (legge di *Darcy*). La concentrazione media di radon nelle abitazioni italiane (secondo una ricerca *CNR-ENEA* del 1994) è di $77 \text{ Bq}/\text{m}^3$. Si possono avere concentrazioni più elevate, anche oltre i $400 \text{ Bq}/\text{m}^3$ che è considerato il valore di soglia oltre il quale si ha una effettiva pericolosità ed occorre procedere ad interventi cautelativi. Studi recenti tendono ad abbassare tale limite a $200 \text{ Bq}/\text{m}^3$.

6.3.5 CONTAMINATI BIOLOGICI

Si tratta di microrganismi viventi quali batteri, spore, funghi, virus,... e che trovano la loro sede in zone umide quali quelle che si possono trovare negli impianti di condizionamento, nelle pareti con condensa superficiale, umidità affiorante dal terreno,Il rischio di una germinazione biologica su una parete è tanto maggiore quanto minore è la sua temperatura superficiale (vedi verifica di Glaser per la condensazione superficiale e interstiziale) e quindi tale rischio è maggiore nei climi freddi in presenza di pareti non isolate o in corrispondenza dei *ponti termici*.

Anche l'aumento della pressione di vapore è causa della formazione di condensa e pertanto se si è in presenza di sorgenti di vapore si ha un maggior rischio di formazione di muffe.

Negli impianti di condizionamento le zone di maggior pericolo sono le batterie di umidificazione e di raffreddamento, le torri evaporative, le bacinelle di acqua di condensa o di umidificazione, sistemi di filtrazione non ben mantenuti, ...: in queste zone si possono avere spore di *Aspergillus* o di *Penicillium*, di micotossine aerodisperse, polveri e VOC.

Gli effetti dei contaminanti biologici sono allergie, cefalee, irritazione delle mucose faringee e bronchiali, astenie, ... Questi sintomi generano la *Sindrome da Edificio Malato* (nota anche come *Sick Building Syndrome, SBS*) che, da mali informati, viene attribuita alla presenza di impianti di condizionamento mal tenuti e mal condotti. In realtà i contaminanti biologici trovano origine in una serie di concause fra le quali, certamente, la cattiva manutenzione e una non corretta gestione degli impianti tecnologici è determinante.

6.4 IL CONTROLLO DELL'INQUINAMENTO INDOOR

Quanto sopra detto pone il problema di effettuare un controllo sistematico dell'IAQ per evitare conseguenze dannose alla salute dell'uomo. In genere occorre prima individuare le cause dell'inquinamento interno e rimuovere le cause ad esempio rinnovando l'arredamento, cambiando tipologia della vernice, disinfettando gli ambienti, riducendo l'emanazione e la concentrazione di VOC mediante una corretta ventilazione. E' però opportuno comprendere che la diluizione degli inquinanti è solo una falsa soluzione del problema: occorre, invece, ridurre la produzione degli inquinanti, cioè andare alla sorgente del problema.

La soluzione del problema è anche funzione della qualità dell'aria esterna e pertanto si hanno esigenze diverse a seconda che si sia in montagna, al mare o in città con forte inquinamento dell'aria esterna. La filtrazione dell'aria è spesso necessaria e deve essere opportunamente controllata per evitare la formazioni di inquinanti biologici.

La tendenza a diluire gli inquinanti mediante una maggiore portata di aria di ventilazione va contro alle esigenze di risparmio energetico date dalla L. 10/91 e dal DPR 412/93. Infatti una maggiore ventilazione comporta elevati valori di C_v e quindi della potenza termica di riscaldamento e quindi spesso non si è in condizioni di verificare i disperdimenti totali degli edifici.

Oggi si cerca di portare i valori delle portate di ventilazione oltre i valori di $2 \div 3 \text{ L/s/m}^2$ e in alcune nazioni ci si chiede se ciò sia, alla fine, un bene per la qualità dell'aria interna. La ventilazione degli ambienti pone poi problemi non semplici nell'uniformità della distribuzione dell'aria negli ambienti e della variabilità delle condizioni interne con il tempo, come, ad esempio, in una scuola che ha la maggiore esigenza nelle ore della mattinata e non nel pomeriggio.

Purtroppo in Italia non abbiamo un quadro di riferimento normativo che suggerisca le soluzioni migliori da adottare e/o gli standard da assicurare. La Legge 10/91 e il suo regolamento di esecuzione DPR 412/93 vedono la ventilazione solo dal punto di vista energetico e di riduzione dei consumi. Lo stesso dicasi per la L. 626/94 e per la norma UNI-CIG 7129 che vedono la ventilazione degli ambienti dal punto di vista della sicurezza per le installazioni alimentate a gas. La raccolta più aggiornata è in Italia data dalla UNI-CTI 10339 "Impianti aeraulici a fini di benessere. Generalità, classificazione e requisiti. Regole per la richiesta dell'offerta, l'ordine, la fornitura".

Le metodologie risolutive del problema del controllo della qualità dell'aria sono essenzialmente 3:

1. **Approccio prescrittivo:** si prescrivono le portate d'aria minima o massima per persona (o per m^2 di superficie) in base alla categoria e alla destinazione d'uso dell'edificio. Un esempio è dato dalla norma UNI-CTI 10339.
2. **Approccio prestazionale:** si fissano i limiti di concentrazione degli inquinanti e pertanto le portate di aria esterna debbono garantire tali limiti. Questa metodologia richiede la conoscenza degli inquinanti e delle sorgenti.
3. **Approccio olfattivo:** si tratta di limitare le concentrazioni di inquinanti in modo da ridurre la percezione olfattiva degli stessi. Questo metodo, basato su studi effettuati inizialmente da O. Fanger, è indicato nella norma CEN 1752 ed è in discussione in Italia. L'applicazione del metodo richiede la stima del *carico inquinante sensoriale totale* (dovuto alle persone,

ai materiali dell'edificio e degli impianti di climatizzazione) e la determinazione della portata d'aria sufficiente a contenere la percentuale di persone insoddisfatte dalla percezione dell'aria al di sotto di una certa soglia.

6.5 IL METODO DECIPOL

Ala 4° Conferenza Internazionale sulla *Indoor Air Quality and Climate*, Berlino 1987, Ole Fanger ha presentato una relazione su “*The solution to the Sick Building Mistery*”

La soluzione che Fanger ha presentato è divenuta un metodo oggettivo per valutare l'IAQ mediante la percezione sensoriale.

L'unità di misura introdotta per la percezione sensoriale fu il *decipol* in analogia al *decibel* utilizzato in Acustica e al *lumen* per l'illuminotecnica. Prima del metodo proposto da Fanger e da P. Bluyssen le misure chimiche e fisiche non erano state capaci di spiegare le lamentele che si avevano per la scarsa qualità dell'aria. I sensi dell'uomo sembrano essere superiori agli strumenti, anche i più evoluti, soprattutto per la percezione degli odori di effluenti presenti nell'aria. Il naso dell'uomo presenta una sensibilità enormemente grande nella discriminazione di alcune sostanze chimiche. Da ciò nasce l'esigenza di valutare l'inquinamento dell'aria interna mediante valutazione sensoriale.

6.5.1 CALCOLO DELLA PORTATA DI VENTILAZIONE

Per calcolare la portata di ventilazione facciamo riferimento alla Figura 69 (*sistema aperto*) e al seguente simbolismo:

S:	(m^3x/h)	Produzione di inquinanti
G:	(m^3/h)	Portata di ventilazione
μ_o :	($m^3x/m^3a.St.$)	Concentrazione dell'inquinante all'ingresso
μ_i :	($m^3x/m^3a.St.$)	Concentrazione dell'inquinante all'uscita

Possiamo scrivere il seguente bilancio delle masse²⁷:

$$G \mu_o + S = G \mu_i$$

da cui si ha il valore della portata necessaria per avere la concentrazione interna:

$$G = \frac{S}{\mu_i - \mu_o} \left(\frac{m^3}{h} \right) \quad [114]$$

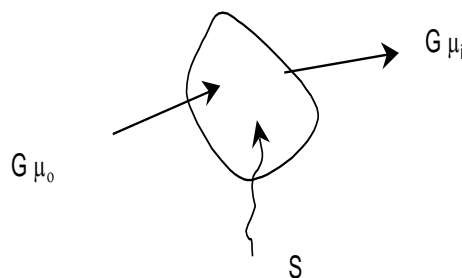


Figura 69: Bilancio delle portate di massa

Ad esempio, per la produzione di CO₂ all'interno degli ambienti per ciascun individuo si ha, vedi la [113];

$$S_{CO_2} \left[\frac{L}{h} \right] = 17 M [met]$$

²⁷ Non ci si lasci fuorviare dal simbolismo di figura. Si ha la seguente corrispondenza: o sta *outer* (esterno) i sta per *inner* (interno), S sta per *source*.

Per attività sedentaria $M = 1 \text{ Met}$, quindi $S=17 \text{ (L/h)}$.

6.5.2 CALCOLO DELLA PORTATA IN CONDIZIONI TIPICHE

Per la valutazione di μ_o si può utilizzare la seguente tabella che riporta la composizione dell'aria standard:

Elemento	% in Volume	% in Peso
Azoto	78.084	75.52
Ossigeno	20.948	23.15
Ar+Ne+H ₂ +CH ₄	0.936	1.28
CO ₂	0.032	0.05
	100 %	100 %

Tabella 32: Composizione dell'Aria Standard (a. St.)

Si può assumere²⁸ in condizioni normali per edifici civili:

$$\mu_o = 0.035\% \text{ in Vol.} = 350 \cdot 10^{-6} \frac{m_{CO_2}^3}{m_{a.St.}^3} = 350 \text{ ppm}$$

Per la valutazione di μ_i occorre tenere conto delle seguenti grandezze:

- *Maximum Allowable Concentration (MAC)*
- *Acceptable Indoor Concentration (AIC)*
- $MAC = 5000 \text{ ppm}$ (brevi esposizioni)
- $AIC = 1000 \div 2500 \text{ ppm}$
- $AIC_{odor} = 800 \div 1500 \text{ ppm}$ (ai fini olfattivi)

Si assume ai fini pratici che la concentrazione uscente sia pari a:

$$\mu_i = 0.1\% \text{ in Vol.} = 1000 \text{ ppm} = 1000 \cdot 10^{-6} \frac{m_{CO_2}^3}{m_{a.St.}^3}$$

Allora, per la [114], si ha, supponendo un'attività di 1 Met :

$$G = \frac{S}{\mu_i - \mu_o} = \frac{17 \cdot 10^{-3}}{(1000 - 350) \cdot 10^{-6}} = 26 \frac{m_{a.St.}^3 / h}{pers.} = 7.2 \frac{L / s}{pers.}$$

6.5.3 PORTATA DI ARIA ESTERNA PER LA DILUIZIONE DELLA CO₂

Al variare della % di CO₂ ammissibile in ambiente la portata di aria esterna varia con l'attività fisica svolta secondo quanto rappresentato dalla Figura 70.

Come si può ben osservare al crescere dell'attività fisica cresce molto il valore della portata di ventilazione, a parità della concentrazione di CO₂ nell'aria.

6.5.4 IMPLICAZIONI ENERGETICHE DELLA VENTILAZIONE

Non si può pensare di far crescere la portata di ventilazione senza avere ripercussioni sul costo di esercizio e sul dimensionamento degli impianti.

Si ricordi, infatti, che il carico termico associato all'aria di ventilazione è dato da:

$$Q = G \rho C_p (T_i - T_e) \quad [115]$$

²⁸ Il dato 0.032% in Vol. di CO₂ si riferisce alla composizione dell'aria standard (siti non inquinati). Per tener conto della reale situazione delle aree urbane, si assume un valore leggermente superiore e pari a 0.035% in Vol.

Il calore per unità di volume ambiente V per una portata di $26 \text{ m}^3/\text{h}/\text{persona}$, con aria esterna a 0°C ed aria interna a 20°C , indicando con X il numero di persone per unità di area di pavimento (indice di affollamento) è allora:

$$q \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^3} \right) = 26 \left(\frac{\text{m}^3/\text{h}}{\text{pers.}} \right) X \left(\frac{\text{pers.}}{\text{m}^2} \right) \frac{1}{3} \left(\frac{\text{m}^2}{\text{m}^3} \right) 1.29 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) 10^3 \left(\frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \right) (20-0) (^\circ\text{C}) \frac{1}{3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}}$$

ovvero semplificando:

$$q \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^3} \right) = 62 X \left(\frac{\text{pers.}}{\text{m}^2} \right) \quad [116]$$

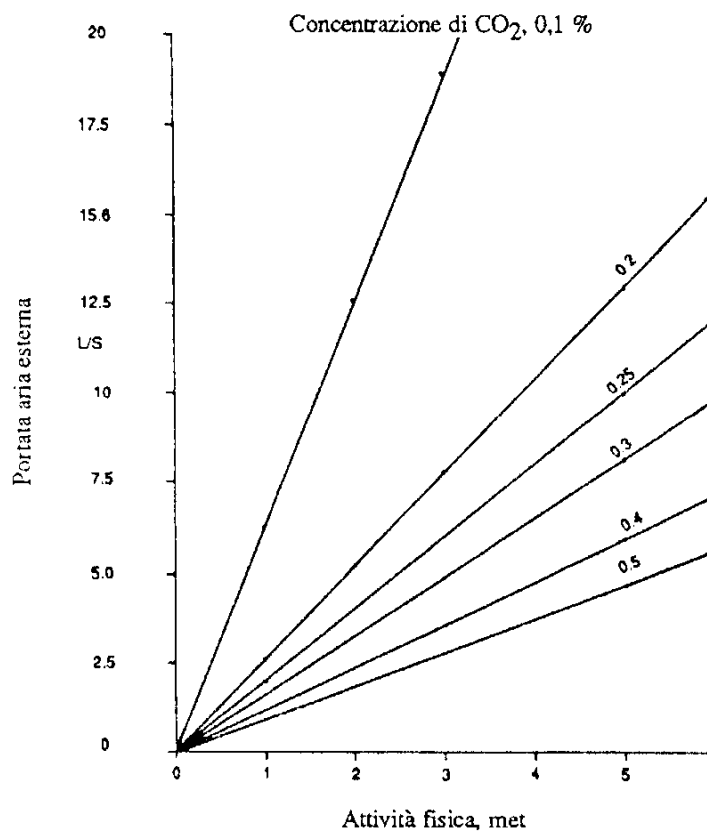


Figura 70: Portata di aria esterna al variare dell'attività fisica e della % di CO_2

Gli indici di affollamento più usati sono:

$$X = \begin{cases} 0.06 & \text{Abitazioni} \\ 0.2 & \text{Uffici} \\ 0.8 & \text{Scuole} \end{cases}$$

Per cui la [116] fornisce:

$$q \cong \begin{cases} 4 & \text{W/m}^3 \text{ Abitazioni} \\ 12 & \text{W/m}^3 \text{ Uffici} \\ 50 & \text{W/m}^3 \text{ Scuole} \end{cases} \quad [117]$$

Assumendo un carico termico di riferimento : $q^* = 20 \text{ W/m}^3$ si ha il seguente rapporto:

$$f = \frac{q}{q_*} \cong \begin{cases} 20 \% & \text{Abitazioni} \\ 60 \% & \text{Uffici} \\ 250 \% & \text{Scuole} \end{cases}$$

Il carico termico di ventilazione è particolarmente gravoso nel settore terziario.

6.5.5 STANDARD ASHRAE 62/89

Le portate d'aria indicate dallo *Standard ASHRAE 62/89* sono riportate nella seguente tabella:

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

Portate raccomandate di aria esterna

- 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 33: Portate standard ASHARE 62/89

6.5.6 NORMA UNI 10399

Secondo la norma UNI-CTI 10339 si hanno i seguenti valori consigliati.

Categoria edificio	m ³ /h/persona	m ³ /h/m ² pavimento
Abitazioni Civili		
Soggiorni, camere da letto	40	
Cucina, bagni, servizi	estrazioni	
Collegi, Caserme, Conventi		
Sale riunioni	32	
Dormitori/camere	40	
Cucina		60
Bagni/servizi	Estrazioni	
Alberghi, pensioni		
Ingressi, soggiorni	40	

Sale conferenze	20	
Sale da pranzo	35	
Camere da letto	40	
Bagni, servizi		Estrazioni
Edifici per uffici e assimilabili		
Uffici (singoli e open space)	40	
Locali riunione	35	
Centri elaborazione dati	25	
Servizi		Estrazioni
Ospedali, cliniche, case di cura		
Degenze, corsie, camere sterili	40	
Camere infettivi	Tutta aria esterna	
Sale mediche/soggiorni	30	
Terapie fisiche	40	
Sale operatorie/sale parto		Tutta aria esterna
Servizi	Estrazioni	
Edifici adibiti ad attività ricreative, associative e di culto		
Cinema, Teatri, Sale congressi	Estrazioni	
Atri, foyer, bar	Estrazioni	
Palcoscenici, studi TV	45	
Sale riunioni con fumatori	35	
Servizi	Estrazioni	
Borse titoli	35	
Sale attesa stazioni e metropolitane	Estrazioni	
Musei, biblioteche, chiese	22	
		Segue con altri dati

Tabella 34: valori raccomandati dalla UNI-CTI 10399

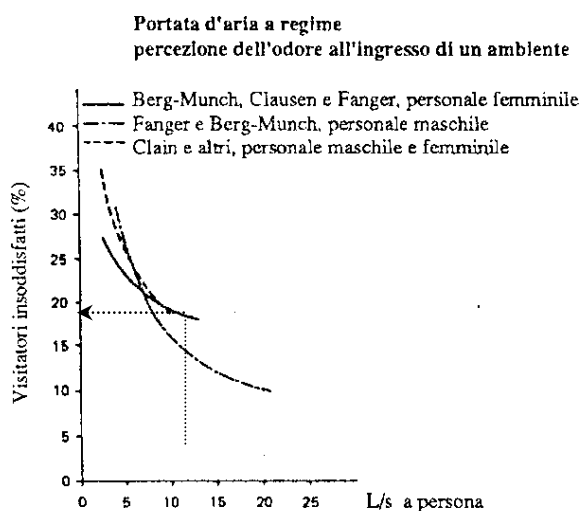


Figura 71: Relazione fra PPD e portata di aria di ventilazione

6.5.7 VENTILAZIONE E PERCENTUALE DI INSODDISFATTI

Fanger ha riportato il seguente diagramma nel quale si ha la *PPD* in funzione della portata di aria di ventilazione. Come si vede è possibile associare la qualità dell'aria alla *PPD*. Se si pone la portata pari a 7.2 L/s a persona (cioè 26 mc/h/persona) si ha una *PPD*=20%. Una qualità migliore (cioè minore *PPD*) comporta una portata di ventilazione maggiore e quindi una maggiore spesa impiantistica.

6.6 SICK BUILDING SYNDROME

Nonostante gli alti standard igienici e tecnologici degli edifici, nelle indagini effettuati in questi ultimi anni si è visto che oltre il 20% degli occupanti si dichiara insoddisfatta delle condizioni micro ambientali.

6.6.1 BUILDING RELATED ILLNESS

Le cause possibili possono essere diverse, fra le quali si ricordano:

- *Genericità dei sintomi (nasali, respiratori e cutanei)*
- *Manca di eziologia specifica*
- *Diffuso malessere*
- *Cefalee e sonnolenza*
- *Indebolimento dell'attenzione*
- *Perdita di rendimento sul lavoro*

La sintomaticità non è facilmente correlata alle cause. Spesso l'insieme di questi sintomi viene definito come *Sindrome da edificio malato*.

6.7 NUOVO STANDARD ASHRAE 62/89 R

Anche l'ASHRAE sta abbandonando l'impostazione "prescrittiva" a favore di una impostazione "prestazionale" per tener conto del carico inquinante d'ambiente (materiali, impianti etc.).

Nella revisione (in corso) dello St. 62/87, la portata di ventilazione di valuta dalla formula:

$$DVR = \underbrace{R_p P_p D}_{person} + \underbrace{R_B A_B}_{building} \quad [118]$$

ove vale il simbolismo:

- DVR = Design outdoor Ventilation Rate, L/s/person
- D = Fattore di attenuazione ($D = 0.5 \div 0.75$ per le abitazioni)
- A_B = Superficie del pavimento, m^2
- P_p = Numero di occupanti
- R_p = Portata di ventilazione riferita alle persone (vedi Tabella 35)
- R_B = Portata di ventilazione riferita ai materiali (vedi Tabella 35).

Ambiente	R_p (L/s/persona)	R_B (L/s/m ²)
Ufficio	3,0	0,35
Sala riunioni	2,5	0,35
Area fotocopiatrici	2,5	2,35
Centro di calcolo	2,5	0,35
Ristorante-	3,0	0,85
Albergo (camera)	2,5	0,75
Negozio	3,5	0,85
Palestra area da gioco	10,0	0,20

Tabella 35: Valori di portata d'aria nel nuovo ASHARE 62/89

6.8 PRESCRIZIONI NORMATIVE VIGENTI IN ITALIA

Nella seguente tabella si riportano le norme vigenti in Italia per le tipologie impiantistiche più usuali. Nella Tabella 37 sono riportati i valori di portata di ventilazione secondo varie norme internazionali ed europee.

Si può osservare come i valori consigliati non siano molto discosti, tranne qualche eccezione, e che i valori consigliati dalla *UNI-CTI 10399* siano allineati agli standard internazionali.

6.9 LA STORIA DEL DECIPOL

Nella

Figura 75 seguente si ha la fotocopia della prima pagina del primo articolo pubblicato da O. Fanger sul *Decipol* e quindi sul metodo della misura sensoriale olfattiva dell'inquinamento dell'aria dagli odori.

Come già detto, Fanger intuì che poteva essere l'uomo a determinare la misura dell'inquinamento a causa del suo olfatto estremamente più sensibile alle basse concentrazioni di quanto non lo fossero le apparecchiature più sensibili. Si poneva il problema, però, di predisporre una procedura operativa standard e quindi ripetibile che potesse fornire in modo semplice, preciso ed affidabile una misura di sensazione olfattiva.

Il metodo di valutazione mediante risposte di visitatori si basa sulla percentuale di insoddisfazione di un certo numero di persone che analizzano la *IAQ* di un ambiente ed esprimono giudizi assolutamente soggettivi.

Settore	Applicazione	Affollamento [pers/100 m ²]	Aria Esterna [m ³ /h pers]
E.1 Residenze DPR 28-6-77 n.1052 Circ. Min. LLPP 13011	abitazioni civili	4	40
	collegi, caserme	10	40
	alberghi, pensioni	5	40
	WC		estraz. 4-8 Vol/h
E.2 Uffici Circ. Min. LLPP 13011	singoli	7	40
	open space	12	40
	riunioni	60	32
	ced	8	28
	WC		estraz. 4-8 Vol/h
E.3 Ospedali L.11-11-75 n.584 DM 18-5-76 DM 5-8-77	degenze	8	40
	corsie	12	40
	camere sterili	8	40
	visite	5	30
	soggiorni, terapie	20	40
E.4 - Attiv.recreative Circ. Min. LLPP 13011	cinema	150	20
	musei, biblioteche	80	20
	bar, ristor., sale ballo	60	35
	WC		estraz. 4-8 Vol/h
E.5 - Commercio	grandi magazzini	25	30
	negozi	20	40
E.6 - Sport DM 18-12-75 DL 25-8-89	piscine	30	-
	palestre	20	60
	zone spettatori	150	25
	WC		estraz. 4-8 Vol/h
E.7 - Scuole DM 18-12-75	aule	50	25
	laboratori	30	25
	sale insegnanti	30	20
	WC		estraz. 4-8 Vol/h

Tabella 36: Quadro della normativa italiana per la ventilazione

E' ragionevole pensare che persone appositamente addestrate al riconoscimento degli odori forniscano valutazioni più oggettive e riproducibili, più simili cioè ad una misura effettiva che ad una sensazione generica. E' stato allo scopo definito un metodo basato sull'analisi condotta da operatori qualificati che tramite un apparecchio detto *decipolmetro* misurano in *Decipol* la *IAQ* di un ambiente, riuscendo ad avvertire la presenza di particolari inquinanti.

Il decipolmetro, schematizzato in Figura 72, si basa praticamente sulla equivalenza fra le sensazioni olfattive provocate da una concentrazione nota di 2-propanone e dall'aria dell'ambiente in esame. L'operatore, variando il numero di boccette contenenti 2-propanone che evapora passivamente all'interno dello strumento riproduce il livello di odore avvertito nello ambiente.

Il numero di boccette è ovviamente proporzionale alla concentrazione di gas allo interno dello strumento e questa, espressa in ppm, è legata al livello di inquinamento dell'aria espresso in decipol secondo la relazione seguente:

$$C = 0,84 + 0,22 X$$

con X = concentrazione del 2 propanone.

Fanger definisce **olf** "la quantità di bioeffluenti prodotta da una persona standard in condizioni di comfort termico". Egli definisce **decipol** "l'inquinamento prodotto da una persona standard (olf) ventilato con una portata di 10 L/s di aria non inquinata".

Tipo di edificio o locale	Portate di ventilazione calcolate in accordo con ECA Guidelines 1992 ⁽¹⁾		UNI 10339 1995	DIN 1946 1994 ⁽²⁾	CIBSE Guide 1978	Normative Francesi ⁽³⁾	SCANVAC Guidelines 1994 Quality	NKB 81E Indoor Climate and Air D2-1987 1991	Regolam. Nazionale Costruttori Finlandese	ASHRAE 62/89
	in edifici con impiego di materiali poco inquinanti ⁽⁴⁾	in edifici con impiego di materiali con media emissione inquinanti ⁽⁵⁾								
	Portata di ventilazione (L/s m²)	Portata di ventilazione (L/s m²)	Portata di ventilazione (L/s m²)	Portata di ventilazione (L/s m²)	Portata di ventilazione (L/s m²)	Portata di ventilazione (L/s m²)	Portata di ventilazione (L/s m²)	Portata di ventilazione (L/s m²)	Portata di ventilazione (L/s m²)	Portata di ventilazione (L/s m²)
Ufficio singolo	3,3 1,4 0,8	7,2 4,6 2,3	0,7	1,1	—	0,7	3,2 1,4 —	1,1	1,0	1,0
Ufficio open space	2,8 1,2 0,7	6,7 4,2 2,3	1,3	1,6	1,3	0,5	2,7 1,2 —	1,0	1,5	0,7
Sala conferenze	10,0 4,3 2,4	14,3 9,1 4,6	8,2	2,8-5,6	6,0	2,5	9,6 4,2 —	3,5	4,0	5,0
Aula scolastica	12,5 5,4 3,0	17,0 10,8 5,4	2,7	4,2	—	2,1	9,6 4,2 —	4,9	2,0	—
Aula asilo	11,7 5,0 2,0	17,9 11,4 5,7	1,6	—	—	2,1	9,6 4,2 —	4,9	2,0	—
Grande magazzino	5,8 2,5	13,4 8,5	1,6	0,8-3,3	3,0	1,2	5,6 2,5	1,2	2,0	1,0

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

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

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

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

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

Tabella 37: Valori delle portate secondo vari standard

6.10 LE CORRELAZIONI SPERIMENTALI PPD - DECIPOL

Fanger ha trovato la correlazione sperimentale che lega la percentuale di insoddisfatti al valore della portata dell'aria di ventilazione, come raffigurato nella Figura 73, data dalla seguente equazione:

$$PD = 395 \exp(-1.83 q^{0.25}) \quad [119]$$

valida per $q \geq 0.332$ L/s e

$$PD = 100 \quad \text{per } q < 0.332 \text{ L/s} \quad [120]$$

I valori dati dalla curva possono essere utilizzati per studiare la qualità dell'aria in edifici non industriali. La platea campione per esprimere i giudizi (PPD) è composta da almeno 50 giudici che confrontano olfattivamente (*decipolmetro*) le situazioni che si ottengono al variare della portata di ventilazione. Le sperimentazioni si svolgono in tre fasi:

- I giudici visitano i locali senza occupanti e senza ventilazione;
- I giudici visitano i locali senza gli occupanti ma con la ventilazione;
- I giudici visitano i locali con gli occupanti e con la ventilazione.

Le misure legano la sensazione olfattiva alle sorgenti inquinanti provenienti dai materiali, dal sistema di ventilazione e dall'attività degli occupanti. Per l'espressione di un giudizio Fanger ha predisposto un apposito questionario composto da una domanda con cinque possibilità di risposta:

Senti un qualsiasi odore? Si No
 Se Sì quale delle seguenti voci esprime la tua sensazione:
 Piacevole
 Neutrale
 Non piacevole
 Molto spiacevole
 Non sopportabile

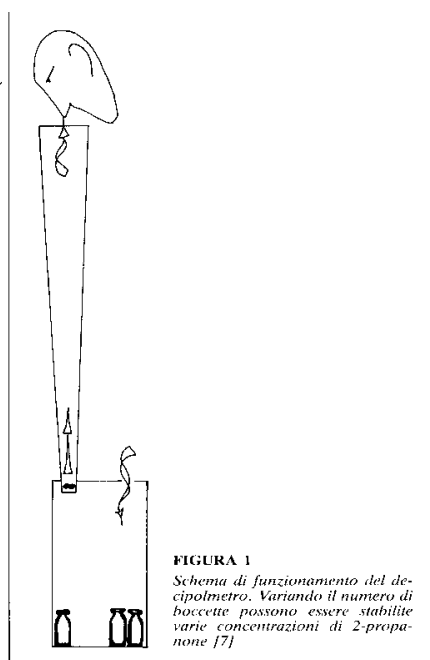


Figura 72: Il decipolmetro

Elaborando i risultati del questionario si sono trovate le correlazioni sperimentali fra la percentuale di insoddisfatti, *PPD*, e la qualità dell'aria espressa in decipol, come raffigurato in Figura 74.

La correlazione fra la qualità dell'aria e i decipol è la seguente:

$$C_i = 112 [\ln(PD - 5.98)]^{-4} \quad [121]$$

Quality Level	Perceived Air Quality	
	PD %	Decipol
A	10	0.6
B	20	1.4
C	30	2.5

Tabella 38: Qualità dell'aria in funzione della PPD e dei decipol

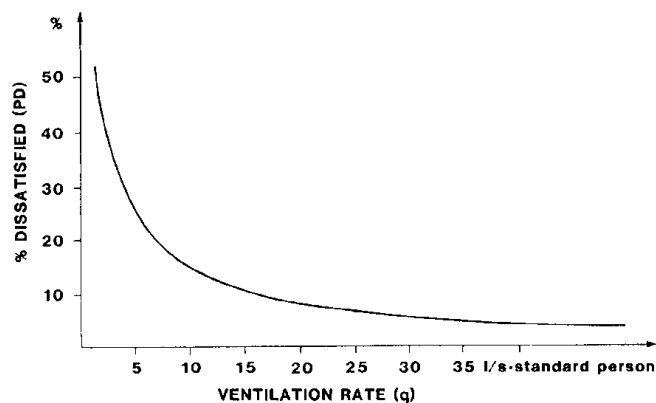


Figura 73: Correlazione sperimentale fra PPD e Portata d'aria di ventilazione

Fanger ha anche classificata la qualità dell'aria in funzione della PPD secondo la Tabella 38:

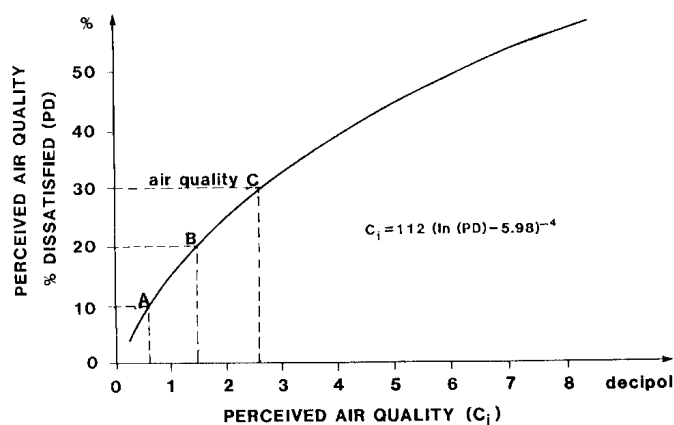


Figura 74: PPD in funzione della qualità dell'aria in decipol

6.10.1 INQUINAMENTO CAUSATO DALLE PERSONE E DAI MATERIALI

L'inquinamento prodotto dalla persone può essere dedotto dalla seguente Tabella 39. Gli indici di affollamento sono dati in Tabella 40 e le emissioni di alcuni materiali in edifici pubblici sono date in Tabella 41.

	Carico inquinante Olf	CO ₂ L/h/persona	CO L/h/persona
Attività sedentarie (1,2 Met)			
Fumatori 0%	1	19	
Fumatori 20%	2	19	11x10 ⁻³
Fumatori 40%	3	19	21x10 ⁻³
Fumatori 100%	6	19	53x10 ⁻³
Attività non sedentarie			
Livello basso (3 Met)	4	50	
Livello medio (6 Met)	10	100	
Livello alto (10 Met)	20	170	
Bambini			
3-6 anni (2.7 Met)	1.2	18	
14-16 anni (1.2 Met)	1.3	19	

Tabella 39: Carico inquinante prodotto dalle persone

Indici di affollamento

Edificio	Persone/m ²
Uffici	0.07-0.1
Sale Conferenze	0.5
Teatri e auditorium	1.5
Scuole e Asili	0.5
Abitazioni	0.04-0.07

Tabella 40: Indici di affollamento

Introduction of the olf and the decipol Units to Quantify Air Pollution Perceived by Humans Indoors and Outdoors

P. O. FANGER

Laboratory of Heating and Air Conditioning, Technical University of Denmark, DK-2800 Lyngby (Denmark)

(Received August 17, 1987; accepted October 23, 1987)

SUMMARY

Two new units, the olf and the decipol, are introduced to quantify air pollution sources and air pollution perceived by humans indoors and outdoors. The olf is introduced to quantify pollution sources. One olf is the emission rate of air pollutants (bioeffluents) from a standard person. Any other pollution source is quantified by the number of standard persons (olfs) required to cause the same dissatisfaction as the actual pollution source. The olf unit is analogous to lumen and watt for light and noise sources. The decipol is introduced to quantify the concentration of air pollution as perceived by humans. The perceived air pollution is that concentration of human bioeffluents that would cause the same dissatisfaction as the actual air pollution. One decipol is the pollution caused by one standard person (one olf), ventilated by 10 l/s of unpolluted air. The decipol unit is analogous to lux and decibel(A) for light and noise. The percentage of dissatisfaction as a function of the perceived air pollution in decipols is presented here, based on bioeffluents from more than one thousand occupants, judged by 168 subjects. A method for measurement of pollution sources and perceived air pollution is described. The new units provide a rational basis for the identification of pollution sources, for the calculation of ventilation requirements and for the prediction and measurement of air quality indoors and outdoors.

INTRODUCTION

In this paper two new units will be introduced, which make it possible to quantify air pollution sources and air pollution as perceived

ed by humans in the indoor and the outdoor environment. This quantification provides a rational basis for identification and removal of pollution sources, for calculation of ventilation requirements and for establishing future ventilation standards in buildings. This has important, potential implications for the consumption of energy in buildings and for the prediction and measurement of air quality both indoors and outdoors.

For more than a century the quality of air has been judged by its chemical composition. In industrial environments, hygienists have established threshold limit values for single chemical compounds, where the chemicals in question are usually a result of the production process. The basis for the threshold limit values has been the relation between a dose of the chemical and the response of the workers. A limit has then been established below which the health risk was acceptable. These limits have generally been placed at relatively high levels, where it was quite easy to measure the chemical with standard instrumentation.

In non-industrial buildings (e.g., offices, schools or dwellings), the same hygienic/chemical principle has not been very successful. In such buildings there are often complaints about the indoor air quality, sometimes described as the 'sick building syndrome'. The syndrome comprises the sensation of stuffy, stale and unacceptable air, irritation of mucous membranes, headache, malaise, etc. The syndrome occurs in many buildings but with large variations in intensity. In some buildings only a few sensitive persons may complain; while in other buildings 20%, 40% or 60% of persons may suffer. Often there is no single chemical in the indoor air that can explain the complaints, but thousands of compounds may be present in concentrations several orders of magnitude lower than in

Figura 75: Frontespizio del 1° articolo di Fanger su olf e decipol

Inquinamento causato dai Materiali in edifici pubblici

Edificio	Olf/m ² (media)	Intervallo
Uffici	0.3	0.02-0.95
Scuole	0.3	0.12-0.54
Asili	0.4	0.2-0.74
Teatri	0.5	0.13-1.32

Tabella 41: Inquinamento prodotto da alcuni materiali in edifici pubblici

I dati sono stati desunti dalla seconda pubblicazione di Fanger e suoi collaboratori il cui frontespizio è riportato in Figura 77.

6.10.2 TECNICHE DI DIFFUSIONE DELL'ARIA ED EFFICIENZA DELLA VENTILAZIONE

La distribuzione dell'aria negli ambienti assume importanza fondamentale poiché determina le maggiori o minori sensazioni di qualità dell'aria. Le tecniche utilizzate, delle quali si parlerà estesamente nel Volume 2°, sono essenzialmente due:

Perfect mixing distribution:

Essa è finalizzata a ottenere una uniforme diluizione (e quindi *concentrazione*) degli inquinanti in ambiente, tipica della maggior parte degli impianti di climatizzazione. L'aria fuoriesce da bocchette con velocità (da 2 m/s a 12 m/s) notevolmente superiori a quelle ammesse nella zona occupata dalle persone. Gli svantaggi di tale sistema sono: possibilità di correnti d'aria, probabile corto circuitazione dell'aria tra immissione ed estrazione, stagnazioni dell'aria in talune zone dell'ambiente.

Perfect displacement distribution:

Finalizzata alla rimozione totale dei contaminanti dal locale. Un fronte d'aria avanza da un lato all'altro dell'ambiente con moto a stantuffo (*plugflow*). La concentrazione dei contaminanti varia pertanto da un minimo nella zona di immissione ad un massimo nella zona di estrazione. Tipico l'uso di tale sistema nelle sale operatorie. Sono richieste notevoli portate d'aria (dell'ordine del centinaio di ricambi orari) con una distribuzione uniforme su sezioni estese che possono essere sia orizzontali che verticali. L'adozione di grandi portate di aria implica da un lato piccole differenze di temperatura tra aria immessa e aria ambiente, e dall'altro una velocità dell'aria (circa 0,5 m/s) nella zona occupata dalle persone sicuramente superiore a quelle tradizionali. I due effetti si compensano, per quanto riguarda il livello di comfort interno. I distributori che realizzano questo tipo di distribuzione sono detti *a dislocamento* e consentono di mantenere una zona sotto perfetto controllo della concentrazione. Si richiede che dalla parte opposta all'immissione mediante *dislocatore* vi siano le bocchette di ripresa dell'aria in modo da garantire un effetto *a pistone*.

6.10.3 PORTATA DI VENTILAZIONE COL METODO DI FANGER

Gli studi di Fanger e dei suoi collaboratori hanno portato a definire una metodologia analitica per il calcolo della portata dell'aria necessaria ad ottenere una desiderata qualità dell'aria. Si riprenda, a questo scopo, l'espressione della portata di ventilazione stabilita in precedenza, [114], per la condizione igienica ($h = health$) si ha:

$$G_h [L/s] = \frac{S}{\mu_i - \mu_o} \cdot \frac{1}{\varepsilon_v} \cdot \frac{[g/s]}{[g/L]} \quad [122]$$

Il calcolo della portata secondo il Metodo di Fanger si fa sulla base di una relazione analoga, ma riscritta in termini di comfort ($C = \text{comfort}$) ossia in funzione di OLF e $DECIPOL$:

$$G_c [\text{L/s}] = 10 \frac{Q}{C_i - C_o} \frac{1}{\varepsilon_v} \frac{[\text{olf}]}{[\text{decipol}]} \quad [123]$$

ove vale il simbolismo:

- G_c portata di ventilazione (L/s) richiesta per una corretta IAQ;
- Q carico di inquinamento percepito, olf;
- C_i qualità dell'aria percepita all'interno, decipol;
- C_o qualità dell'aria percepita all'esterno, decipol;
- ε_v efficienza di ventilazione.

Si definisce *Efficienza di ventilazione* il rapporto tra la concentrazione di inquinanti all'estrazione C_e e quella misurata nella zona di respirazione C_i :

$$\varepsilon_v = \frac{C_e}{C_i} \quad [124]$$

Per la qualità dell'aria esterna si può utilizzare la seguente tabella:

Zona	Qualità dell'aria (decipol)
Aria non inquinata (mare, campagna, montagna)	0
Città con aria pulita	<0.1
Città con aria inquinata	>0.5

Tabella 42: Valori della qualità dell'aria esterna

Ventilation effectiveness in the breathing zone of spaces ventilated in different ways

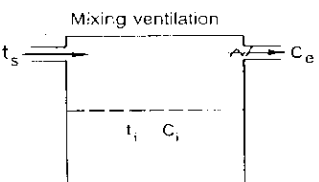
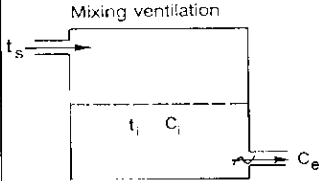
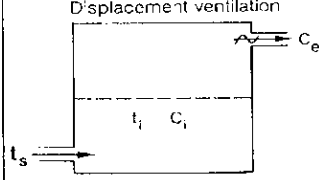
Ventilation Principle	Temperature difference between supply air and air in breathing zone, $t_s - t_i$ °C	Ventilation effectiveness
	< 0	0.9 - 1.0
	0 - 2	0.9
	2 - 5	0.8
	> 5	0.4 - 0.7
	< -5	0.9
	0 - 5	0.9 - 1.0
	> 0	1.0
	> 2	0.2 - 0.7
	0 - 2	0.7 - 0.9
	< 0	1.2 - 1.4

Figura 76: Tipologie impiantistiche per la distribuzione dell'aria

Fanger ha determinato un legame, ricavato per via statistica, tra la percezione olfattiva, ζ , e la percentuale di insoddisfatti, PPD :

$$\zeta = \frac{112}{\ln(PPD - 5.98)^4} \quad [125]$$

Con riferimento alla Tabella 38 si può riscrivere la qualità dell'aria in funzione della massima percezione olfattiva ammessa, ζ_{limite} :

$$Q_c = 10 \frac{G}{\varepsilon_v (\zeta_{\text{lim}} - \zeta_0)} \quad [126]$$

ove con ζ_0 si indica la percezione olfattiva dell'aria esterna come indicato nella Tabella 42.

Air Pollution Sources in Offices and Assembly Halls, Quantified by the olf Unit

P. O. FANGER, J. LAURIDSEN, P. BLUYSSSEN and G. CLAUSEN

Laboratory of Heating and Air Conditioning, Technical University of Denmark, DK-2800 Lyngby (Denmark)

(Received August 17, 1987; accepted October 23, 1987)

SUMMARY

Pollution sources were quantified by the new olf unit in 20 randomly selected offices and assembly halls in Copenhagen. The spaces were visited three times by 54 judges, who assessed the acceptability of the air: (1) while unoccupied and unventilated to quantify pollution sources in the space; (2) while unoccupied and ventilated to quantify pollution sources in the ventilation system; and (3) while occupied and ventilated to determine pollution caused by occupants and smoking. Ventilation rates, carbon dioxide, carbon monoxide, particulates, and total volatile organic compounds were measured, but did not explain the large variations in perceived air quality. For each occupant in the 15 offices there were on average 6-7 olfs from other pollution sources; 1-2 olfs were situated in the materials in the space, 3 olfs in the ventilation system, and 2 olfs were caused by tobacco smoking. The ventilation rate was 25 l/s per occupant, but due to the extensive other pollution sources only 4 l/s per olf. This explains why an average of more than 30% of the subjects found the air quality in the offices unacceptable. The obvious way to improve indoor air quality is to remove pollution sources in the spaces and in the ventilation systems. This will at the same time improve air quality, decrease required ventilation and energy consumption, and diminish the risk of draughts.

INTRODUCTION

Since Pettenkofer [1] and Yagiou [2], it has been common to express ventilation requirements per human occupant present in a space. In offices and similar spaces it was assumed that the occupants were the exclusive

polluters. It was implicitly assumed in ventilation standards that the spaces and ventilation systems were ideally clean and that they did not contribute to the pollution.

We had a suspicion that this was an oversimplification. Many field studies have reported high rates of complaints about indoor air quality ('sick-building syndrome'). Such complaints would be difficult to explain exclusively by the pollution caused by human beings. There had to be other sources of pollution causing the complaints. We therefore decided to investigate a random sample of offices and assembly halls to quantify possible air pollution sources in the spaces and in the corresponding ventilation systems.

The new olf unit [3] was used to quantify the pollution sources. One olf is the emission rate of air pollutants (bioeffluents) from a standard person. Any other pollution source is quantified by the number of standard persons (olfs) required to cause the same dissatisfaction as the actual pollution source.

METHOD

The traditional way of investigating how air quality is perceived in existing buildings has been to ask people to judge the air at their own workplace. Such enquiries may be influenced by psycho-social factors, e.g., the relationship to colleagues, management, building owners, etc. These confounding factors make it difficult to compare different buildings. The unique method used here was to hire independent judges to visit all the buildings under study. We have used this method once previously during an investigation of background odour in smoking spaces [4].

The other unique feature of this study was that our judges also visited the buildings when

Esempio di calcolo secondo il metodo di Fanger

Si esegua una applicazione numerica di quanto sopra esposto per fissare i concetti fondamentali.

Dati:

Ambiente esterno non inquinato	($C_o = 0$ decipol)
Ambiente interno di Classe C	($PD = 30\%$)
Occupanti:	Fumatori 40%
Indice di affollamento	$X = 0.07$ persone/ m^2
Materiali di qualità olfattiva standard	$Q_M = 0.3$ olf/ m^2
Efficienza di ventilazione	$\varepsilon_v = 0.9$

Calcolare la portata di ventilazione G in (L/s) e (m^3/h).

Calcolare il Numero di ricambi orari del locale

Soluzione: Dalla relazione:

$$G[L/s] = 10 \frac{Q [olf]}{(C_i - C_o) [decipol]} \frac{1}{\varepsilon_v}$$

si ottiene:

Carico olfattivo Q :

Persone	$Q_p = 3 \frac{olf}{pers.} 0.07 \frac{pers.}{m^2} =$	$0.2 \frac{olf}{m^2}$
Materiali	$Q_M =$	$0.3 \frac{olf}{m^2}$
Totale	$Q =$	$0.5 \frac{olf}{m^2}$

Percezione olfattiva: C_i, C_o

Ambiente interno: $C_i = 112 [\ln(PD - 5.98)]^{-4} = 2.5$ decipol

Ambiente esterno: $C_o = 0$ decipol

Infine:

$$G = 10 \frac{0.5}{2.5 - 0} \frac{1}{0.9} = 2.2 \frac{L/s}{m^2} = 8 \frac{m^3/h}{m^2} = \frac{8}{3[m_v^3/m^2]} = 2.6 \frac{ric.}{h}$$

6.11 NOTE CRITICHE AL METODO DI FANGER

Il metodo di Fanger è stato incluso nel Pre-standard CEN ENV 1752 oggi approvato dalla Comunità Europea. Alcune notazioni critiche che si muovono al metodo sono:

- I dati su cui si fondano le curve dei decipol $C_i = f(PD)$ di Figura 74 sono limitati. Ulteriori indagini condotte dall'European IAQ Audit Project sembrano non presentare apparente correlazione tra PD e decipol.
- L'additività degli OLF appare discutibile a molti ricercatori.
- Le risposte raccolte da Fanger riguardano la percezione olfattiva immediata (all'ingresso nel locale) e non quella a regime. Del resto molti inquinanti danno reazioni allergiche dopo qualche tempo dall'inalazione.
- Alcuni inquinanti non hanno rilevanza olfattiva ma sono pericolosi (Radon).
- Le portate di ventilazione calcolate con il Metodo di Fanger sono spesso sensibilmente superiori a quelle di qualsiasi altro Standard o Norma tecnica finora emessa in USA e in

Europa. In compenso tra le Norme tecniche esistenti c'è molta discordanza nei valori delle portate di ventilazione prescritte o raccomandate.

6.12 DETERMINAZIONE DEL TASSO DI VENTILAZIONE NECESSARIO PER IL COMFORT

La relazione da usare è:

$$Q_c = 10 \frac{G}{C_i - C_o} \frac{1}{\varepsilon_v}$$

I relativi passaggi da seguire prevedono:

- 1. *selezione del livello di qualità dell'aria interna desiderata;*
- 2. *valutazione della qualità percepita dell'aria esterna;*
- 3. *determinazione del carico di inquinamento prodotto da ogni occupante;*
- 4. *stima del tasso di occupazione dell'ambiente;*
- 5. *determinazione del carico di inquinamento totale prodotto dagli occupanti;*
- 6. *determinazione del carico di inquinamento prodotto dall'edificio;*
- 7. *valutazione dell'efficacia di ventilazione;*
- 8. *determinazione del tasso di ventilazione.*

6.12.1 DETERMINAZIONE DEL TASSO DI VENTILAZIONE DI COMFORT

La relazione da utilizzare è invece la

$$Q_b = \frac{G}{C_i - C_o} \frac{1}{\varepsilon_v}$$

ed i relativi passaggi si riassumono in:

- 1. *individuazione della sostanza chimica più critica;*
- 2. *valutazione del suo carico di inquinamento chimico nell'ambiente;*
- 3. *determinazione della sua concentrazione massima ammissibile;*
- 4. *individuazione del livello di sensibilità degli occupanti in base al tipo di effetti sulla salute da considerare;*
- 5. *determinazione della sua concentrazione all'esterno della presa d'aria;*
- 6. *valutazione dell'efficacia di ventilazione;*
- 7. *determinazione del tasso di ventilazione necessario.*

Una volta determinato il valore del tasso di ventilazione in base ad entrambe le procedure si assume come valore di progetto il maggiore fra quelli ottenuti.

Esempio 1: Stabile per uffici nuovo:

Procedura per la determinazione del tasso di ventilazione necessario per il comfort:

La qualità richiesta per l'aria interna viene ipotizzata appartenere alla categoria B (corrispondente ad una presenza del 20% di insoddisfatti), per la quale si valuta $C_i = 1.4$ decipol.

Si effettua inoltre l'ipotesi che l'edificio sia ubicato in una zona in cui la qualità dell'aria esterna è buona ($C_o = 0.07$ decipol). Si suppone che solo il 20% degli occupanti fumi, nel qual caso si produce un carico inquinante di 2 olf/occupante).

Assumendo infine un tasso di occupazione pari a 0.07 occupanti/m²pavimento, il carico totale riferito agli occupanti risulta pari a (2 olf/occupante) (0.07 occupanti/m²pavimento) = 0.14 olf/m²pavimento. Essendo l'edificio nuovo, i materiali utilizzati risultano poco inquinanti, tali per cui il relativo carico inquinante risulta pari a 0.1 olf/m² pavimento.

Pertanto il carico di inquinamento totale G, dato dalla somma dei carichi relativi agli occupanti di quelli relativi all'edificio risulta pari a $(0.14 + 0.1) = 0.24 \text{ olf/m}^2\text{pavimento}$.

L'efficacia di ventilazione e viene stimata attorno ad 1.2. Sostituendo tali valori nell'espressione di Q_c si trova il valore di:

$$Q_c = 10 \frac{(2 \cdot \text{olf} / \text{occupante})(0.07 \text{ occupanti} / \text{m}^2 \text{ pav}) + (0.1 \cdot \text{olf} / \text{m}^2 \text{ pav})}{(1.4 \text{ decipol}) - (0.07 \text{ decipol})} \frac{1}{1.2} = 1.5 \text{ l} / \text{s} \cdot \text{m}^2 \text{ pav}$$

Procedura per la determinazione del tasso di ventilazione necessario per evitare danni alla salute

Per quanto riguarda l'aspetto sanitario, si suppone che la presenza di fumatori sia l'unico fattore di rischio dovuto all'ambiente e che, nelle condizioni descritte, potrebbe, al più, essere causa di irritazioni. Pertanto, in relazione al fumo di tabacco la sostanza chimica più critica risulta il monossido di carbonio. In corrispondenza di una percentuale di fumatori del 20% si verifica un'emissione di monossido di carbonio pari a $11 \cdot 10^{-3} \text{ l/h occupante}$, per cui il carico di inquinamento chimico totale G risulta pari a $(0.07 \text{ occupanti/m}^2\text{pavimento})(11 \cdot 10^{-3} \text{ l/h} \cdot \text{occupante}) = 0.77 \cdot 10^{-3} \text{ h} \cdot \text{m}^2\text{pavimento}$. Il limite nella concentrazione di CO per prevenire gli effetti irritanti del fumo di tabacco, con riferimento ad un periodo medio di 8 ore, è pari a 10 mg/m^3 .

La concentrazione di tale sostanza all'esterno della presa d'aria si suppone sia 1.7 mg/m^3 . In queste condizioni il tasso di ventilazione necessario risulta pari a:

$$Q_h = \frac{(0.07 \text{ occupanti} / \text{m}^2 \text{ pav})(11 \cdot 10^{-3} \text{ l} / \text{h occupanti})}{(10 \cdot \text{mg} / \text{m}^3) - (1.7 \cdot \text{mg} / \text{m}^3)} \frac{1}{1.2} =$$

$$= \frac{(0.77 \cdot 10^{-3} \text{ l} / \text{h m}^2 \text{ pav})}{(8.3 \cdot \text{mg} / \text{m}^3 \cdot 1.149 \cdot \text{ppm} \cdot \text{m}^3 / \text{mg}) 10^{-6} (3600 \text{ s} / \text{h})} \frac{1}{1.2} = 0.019 \text{ l} / \text{s} \cdot \text{m}^2 \text{ pav}$$

A livello progettuale viene quindi scelto il valore del tasso necessario per il benessere che risulta il maggiore fra i due.

Esempio 2: Abitazione già esistente

Procedura per la determinazione del tasso di ventilazione necessario per il comfort. Per tale abitazione si ipotizza una richiesta di qualità dell'aria di categoria C (in corrispondenza alla quale si constata una percentuale d'insoddisfazione del 30%), per la quale risulta $C_i = 2.5 \text{ decipol}$.

Si effettua inoltre l'ipotesi che l'abitazione si trovi in una zona in cui la qualità dell'aria esterna sia relativamente buona ($C_o = 0.2 \text{ decipol}$). Si suppone che gli occupanti generalmente non fumino, per cui il carico di inquinamento da essi prodotto risulta pari ad 1 olf/occupante . Se il tasso di occupazione è pari a $0.05 \text{ occupanti/m}^2\text{pavimento}$, il carico totale riferito agli occupanti risulta pari a $(1 \text{ olf} / \text{occupante})(0.05 \text{ occupanti/m}^2\text{pavimento}) = 0.05 \text{ olf/m}^2\text{pavimento}$.

Non essendo l'edificio nuovo, i materiali utilizzati sono di livello standard, con relativo carico di inquinamento pari a $0.3 \text{ olf/m}^2\text{pavimento}$. In base a questi valori il carico totale G risulta pari a $(0.05 + 0.3) = 0.35 \text{ olf/m}^2\text{pavimento}$. Si suppone infine che venga applicata una ventilazione per miscelazione, con un'efficacia pari a 1. In tali condizioni il valore ottenuto per Q_c risulta pari a:

$$Q_c = 10 \frac{(1 \cdot \text{olf} / \text{occupante})(0.05 \text{ occupanti} / \text{m}^2 \text{ pav}) + (0.3 \cdot \text{olf} / \text{m}^2 \text{ pav})}{(2.5 \cdot \text{decipol}) - (0.2 \cdot \text{decipol})} \frac{1}{1} = 1.59 \text{ l} / \text{s} \cdot \text{m}^2 \text{ pav}$$

Procedura per la determinazione del tasso di ventilazione necessario per evitare danni alla salute

In relazione all'aspetto sanitario, si suppone che i problemi principali siano attribuibili alle emissioni di formaldeide (che costituisce pertanto la sostanza chimica più critica) da parte del truciolato utilizzato in alcuni pannelli di separazione, aventi una superficie di $3 \text{ m}^2 / \text{m}^2 \text{pavimento}$.

Il truciolato provoca un'emissione relativamente elevata, pari a $75 \text{ mg/h} \cdot \text{m}^2$. Il carico di inquinamento chimico G corrispondente risulta pari a $(3 \text{ m}^2 / \text{m}^2 \text{pavimento}) (75 \text{ mg/h} \cdot \text{m}^2) / 3600 \text{ s} = 0.06 \text{ mg/s} \cdot \text{m}^2 \text{pavimento}$. Per la formaldeide i limiti di esposizione ci risultano, per la popolazione in generale ed in relazione ad un periodo medio di 30 minuti, pari a 100 mg/m^3 .

Si suppone che la concentrazione esterna della sostanza sia trascurabile. Sulla base di tali elementi il relativo tasso di ventilazione risulta pari a:

$$Q_h = \frac{(0.06 \mu\text{g} / \text{s} \cdot \text{m}^2 \text{pav}) (1000 \text{ l} / \text{m}^3)}{100 \mu\text{g} / \text{m}^3} \frac{1}{1} = 0.6 \text{ l} / \text{s} \cdot \text{m}^2 \text{pav}$$

Essendo tale valore inferiore a quello determinato per il tasso di comfort, sarà quest'ultimo ad essere adottato per la progettazione.

6.13 LA NORMA CEN ENV 1752

Si è detto che nell'ambito del Comitato Tecnico TC 156 del CEN, il WG6 nel dicembre 1994 ha predisposto la Bozza di normativa CEN ENV 1752 dal titolo "*Ventilation of buidings - Design criteria for the indoor environment*". Tale bozza riprende i contenuti delle linee-guida emanate dalla Commissione delle Comunità Europee per quanto riguarda la qualità dell'aria (EEC, 1992), ma contiene, nel contempo, alcune proposte metodologiche riguardanti la progettazione complessiva del comfort ambientale.

Essa si riferisce, in particolare, agli spazi confinati di destinazione non residenziale contenenti cause di disturbo "*moderate*" e riguarda pertanto gli ambienti destinati al terziario, al commercio, al tempo libero. Sono esclusi gli ambienti industriali e i locali con alta intensità delle sorgenti di calore, di inquinamento o di rumore.

Nell'ottica di giudicare la qualità complessiva degli ambienti, vengono presi in considerazione e differenti aspetti:

- a) *il comfort termoigrometrico;*
- b) *la qualità dell'aria;*
- c) *il comfort acustico.*

La caratteristica della norma è di predisporre tre diversi livelli di qualità ambientale, identificati per mezzo delle categorie A, B e C, a cui corrispondono requisiti di controllo via via meno restrittivi e quindi percentuali crescenti di persone insoddisfatte. In base ad essi vengono quindi esplicitati i criteri di progetto, cioè i limiti per le variabili che intervengono nella definizione dei tre aspetti termico, acustico ed olfattivo) del comfort.

Tali criteri sono relativi ad edifici e locali aventi diversa destinazione d'uso e sono riferiti a valori standard dei dati di riferimento (resistenza termica dell'abbigliamento, attività, densità di occupazione). Il progettista può comunque, in caso di esigenze particolari, selezionare un livello di qualità diverso da quelli proposti, seguendo una procedura più dettagliata che viene riportata in appendice A al progetto di norma.

Le variabili che vengono considerate nella definizione del comfort complessivo dell'ambiente sono:

- la temperatura operativa in condizioni estive ed invernali;
- la velocità media dell'aria;
- il livello di pressione sonora ponderato A;
- la portata d'aria di ricambio, con l'indicazione dell'eventuale ventilazione supplementare qualora sia consentito fumare.

I valori da assumere per tali variabili, nelle condizioni più comuni, sono riportati nella Tabella 43, i cui dati sono stati determinati effettuando le seguenti ipotesi:

Tipologia di edificio/spazio	Abbigliamento (clo)		Attività (met)	Occupanti (persona/m ²)	Categoria	Temperatura operativa (°C)		Velocità media dell'aria (m/s)		Pressione sonora dB(A)	Ventilazione richiesta l/s (m ²)	Ventilazione aggiuntiva ² l/s (m ²)
	Estate	Inverno				Estate	Inverno	Estate	Inverno			
Ufficio Singolo	0.5	1.0	1.2	0.1	A	24.5±0.5	22.0±1.0	0.18	0.15	30	2.0	-
					B	24.5±1.5	22.0±2.0	0.22	0.18	35	1.4	-
					C	24.5±2.5	22.0±3.0	0.25	0.21	40	0.8	-
Ufficio con vetrate	0.5	1.0	1.2	0.07	A	24.5±0.5	22.0±1.0	0.18	0.15	35	1.7	0.7
					B	24.5±1.5	22.0±2.0	0.22	0.18	40	1.2	0.5
					C	24.5±2.5	22.0±3.0	0.25	0.21	45	0.7	0.3
Sala conferenze	0.5	1.0	1.2	0.5	A	24.5±0.5	22.0±1.0	0.18	0.15	30	6.0	5.0
					B	24.5±1.5	22.0±2.0	0.22	0.18	35	4.3	3.6
					C	24.5±2.5	22.0±3.0	0.25	0.21	40	2.4	2.0
Auditorium	0.5	1.0	1.2	1.5	A	24.5±0.5	22.0±1.0	0.18	0.15	30	16 ¹	-
					B	24.5±1.5	22.0±2.0	0.22	0.18	33	11	-
					C	24.5±2.5	22.0±3.0	0.25	0.21	35	6.4	-
Bar/Ristorante	0.5	1.0	1.4	0.7	A	23.5±1.0	20.0±1.0	0.16	0.13	35	8	-
					B	23.5±2.0	20.0±2.5	0.20	0.16	45	5.7	-
					C	23.5±2.5	20.0±3.5	0.24	0.19	50	3.2	5.0
Aula	0.5	1.0	1.2	0.5	A	24.5±0.5	22.0±1.0	0.18	0.15	30	6.0	2.8
					B	24.5±1.5	22.0±2.0	0.22	0.18	35	4.3	-
					C	24.5±2.5	22.0±3.0	0.25	0.21	40	2.4	-
Asilo	0.5	1.0	1.4	0.5	A	23.5±1.0	20.0±1.0	0.16	0.13	30	7.0	-
					B	23.5±2.0	20.0±2.5	0.20	0.16	40	5.0	-
					C	23.5±2.5	20.0±3.5	0.24	0.19	45	2.8	-
Magazzino	0.5	1.0	1.6	0.15	A	23.0±1.0	19.0±1.5	0.16	0.13	40	3.5	-
					B	23.0±2.0	19.0±3.0	0.20	0.15	45	2.5	-
					C	23.0±3.0	19.0±4.0	0.23	0.18	50	1.4	-

¹ Può essere difficile rispettare i criteri di progetto della categoria A.

² Ventilazione aggiuntiva richiesta per il comfort quando il 20% degli occupanti è costituito da fumatori - I rischi derivanti dal fumo passivo vengono considerati separatamente

Tabella 43: Criteri di progetto per ambienti interni

- per quanto riguarda l'aspetto termoigrometrico, intensità massima della turbolenza inferiore al 40%, umidità relativa pari al 50% ed assenza di discomfort locale;
- per quanto riguarda l'aspetto di qualità dell'aria, impiego di materiali da costruzione e da arredamento a ridotto tasso di emissioni di sostanze inquinanti, impianto con efficienza di ventilazione unitaria, qualità dell'aria esterna eccellente, assenza di fumatori e tasso di occupazione pari a quello riportato. Se vi è presenza di fumatori, è richiesto un tasso di ventilazione maggiore. In tal caso si può fare riferimento all'ultima colonna della stessa tabella, che prescrive il supplemento di ventilazione necessario nell'ipotesi che il 20% degli occupanti fumi. Non viene considerato il rischio dovuto a fumo passivo.

Una seconda tabella (Tabella 44) fornisce i tassi di ventilazione, con riferimento alle tre categorie ed alla percentuale di fumatori, nell'ipotesi che gli occupanti siano la sola sorgente di inquinamento. La norma prevede inoltre, per tutti quei casi in cui le situazioni previste dalle tabelle non rispecchino le situazioni reali, il ricorso a metodologie più dettagliate per la verifica degli standard di qualità dell'ambiente per ognuna delle tre categorie di qualità ambientale. In tal caso andranno definite separatamente le prestazioni dell'edificio per quanto riguarda gli aspetti termico, acustico e di qualità dell'aria seguendo le indicazioni riportate in appendice alla norma.

Relativamente all'aspetto termico (Appendice A1) l'analisi va condotta con riferimento alle norme ISO 7730, 9920 e 8996 ed al progetto EN 27730, mentre per quanto riguarda l'aspetto acustico (Appendice A3) la norma indica, per ogni categoria di qualità ambientale e per varie

destinazioni d'uso dell'edificio, valori di pressione sonora da non superare, espressi in dB(A), e fa riferimento alle norme ISO 11201 e 3744 ed ai relativi progetti EN 31201 e EN 23744.

Infine per le analisi di qualità dell'aria (appendice A2) la norma ripropone la metodologia contenuta nelle Linee Guida della Comunità Europea ECC COST Project 613 Report n. 11.

Categoria	Percentuale di fumatori			
	0%	20%	40%	100%
A	10	20	30	60
B	7	14	21	42
C	4	8	12	24

Tabella 44: Portata d'aria di ricambio (l/s per persona) in funzione della percentuale di fumatori

6.13.1 CONSIDERAZIONI SULL'APPLICABILITÀ DELLA PROCEDURA

I contenuti della proposta di norma CEN sono stati sottoposti ad attento esame da parte dei paesi aderenti al CEN, in seguito al quale sono divenuti oggetto, in numerose sedi, di momenti di confronto e dibattito.

Riportiamo, in particolare, la posizione italiana rispetto a tale progetto: il gruppo di lavoro preposto, pur sottolineando l'importanza della proposta, ha avanzato alcune riserve in merito, riguardanti in particolare:

1. *l'inapplicabilità del principio di sovrapposizione degli effetti olfattivi che scaturisce dalla proposta di additività delle sorgenti inquinanti e porta alla conseguenza di sovrastimare le portate d'aria;*
2. *l'eccessiva complessità della procedura indicata per la determinazione dell'efficienza di ventilazione, che andrebbe sostituita con metodi semplificati;*
3. *l'inadeguatezza attuale dei dati sui carichi di inquinamento (attualmente limitati a pochi materiali), incompleti sia dal punto di vista chimico che sensoriale;*
4. *la necessità di sviluppare metodi di misura basati su strumenti affidabili ed oggettivi, quali i sensori per il rilevamento degli odori e delle sostanze nocive all'uomo, da utilizzare in sostituzione del pannello addestrato di persone.*

Oltre a quanto esposto, un ulteriore punto debole che emerge dall'analisi della metodologia è l'ipotesi di proporzionalità diretta esistente fra percezione olfattiva e carico di inquinamento, a parità di portata, che implicitamente assume una diretta proporzionalità anche fra percezione olfattiva e concentrazione, anch'essa tutt'altro che provata.

Inoltre ricordiamo che le equazioni utilizzate nell'ambito delle procedure sono valide solo in condizioni di regime stazionario, il che non consente, fra l'altro, di prendere in considerazione la presenza di eventuali reazioni chimiche, assorbimento o desorbimento nell'ambiente. Fra tutti quelli emersi, in particolare gli aspetti più discutibili risiedono nelle ipotesi di proporzionalità fra livello di inquinamento e percezione olfattiva e di sovrapposizione degli effetti delle varie sorgenti inquinanti. Per quanto riguarda la prima ipotesi, va osservato come gli studi sulla percezione olfattiva siano concordi nell'affermare che la sensazione olfattiva (una grandezza concettualmente analoga a quella utilizzata nelle linee-guida EEC, ma espressa per mezzo di una differente unità di misura) non segue una legge lineare con la concentrazione, bensì la seguente legge di Stevens (Stevens, 1957), analoga a quelle valide, in generale, per tutti i fenomeni psicologici:

$$S = kC^n$$

in cui S è la percezione olfattiva, C la concentrazione di inquinante, k ed n due costanti. Per tutte le sostanze risulta $n < 1$, per cui incrementando la concentrazione di inquinanti l'incremento di sensazione olfattiva diviene sempre più contenuto.

L'unità di misura utilizzata per la sensazione olfattiva è detta Unità di Intensità (UI) ed è definita dalla relazione:

$$S = 0.26 \times C^{0.66}$$

in cui S è la percezione olfattiva percepita per una concentrazione C (ppm) di 1-Butanolo (Moskowitz et al., 1974). (Il decipol è invece basato sul 2-propanone). Dalla relazione precedente deriva che 1 UI è pari alla sensazione prodotta da una concentrazione di 7.7 ppm di 1-Butanolo (Figura 78).

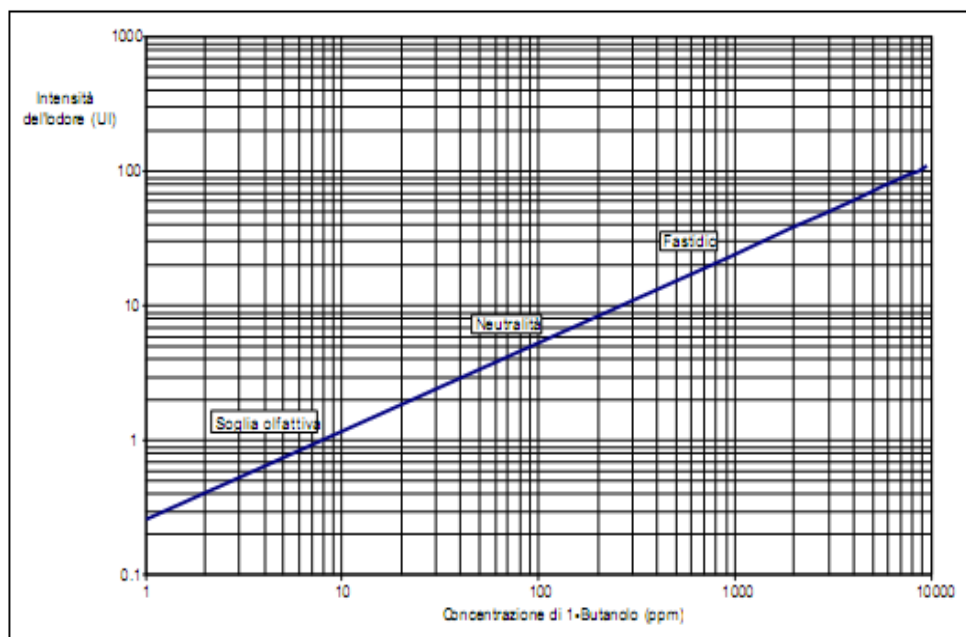


Figura 78: Scala di riferimento del Butanolo

La legge di Stevens comporta l'assenza di proporzionalità diretta fra tasso di emissione e percezione (in assenza di inquinamento nell'aria esterna, $C_o = 0$, e con efficacia di ventilazione pari

$$Q_e = 10 \frac{G}{C_i - C_o} \frac{1}{\epsilon_v}$$

ad 1), contrariamente a quanto risulta dall'espressione per il calcolo della portata d'aria necessaria per il comfort contenuta nelle linee-guida EEC. In Figura 79 è riportato un diagramma esemplificativo che consente di visualizzare le differenze che si generano utilizzando un'espressione lineare in luogo della legge di Stevens.

Va tuttavia osservato come la metodologia proposta da Fanger, introducendo la percentuale di insoddisfatti, consente comunque di reintrodurre la non linearità nella relazione fra stimolo e grado di soddisfazione degli occupanti. Per quanto riguarda invece l'ipotesi di sovrapposizione degli effetti delle varie sorgenti inquinanti, osserviamo come un approccio corretto necessiti di un'appropriata metodologia di valutazione dell'effetto combinato di sorgenti differenti.

L'effetto prodotto da due sorgenti inquinanti è ben lontano dal risultare la somma degli effetti prodotti singolarmente dalle sorgenti; inoltre, poiché i meccanismi di percezione sono differenti, andrebbero distinti differenti tipi di odori.

Esistono, in particolare, il senso olfattivo vero e proprio, che ha sede nella mucosa nasale ed è responsabile dell'identificazione degli odori, ed il senso chimico comune, che non ha recettori preposti e consente di percepire le sensazioni dette "pungenti".

La sensazione complessiva è detta intensità nasale totale percepita. In merito a tale effetto complessivo, numerosi studi (Cometto Muñoz e Hernandez, 1990) hanno evidenziato che l'interazione fra odori diversi e quindi la sensazione nasale totale percepita è in genere ipoadditiva,

per cui per contributi olfattivi provenienti da sorgenti diverse non è applicabile il principio di sovrapposizione degli effetti (talora tale conclusione è valida anche per contributi di stessa fonte).

Tali effetti pertanto andrebbero sommati, utilizzando le ben note leggi psicofisiche, solo entro categorie ben definite di inquinanti e solo in un secondo momento fra loro, utilizzando espressioni ipoaddivitive che consentono di determinare la sensazione olfattiva risultante.

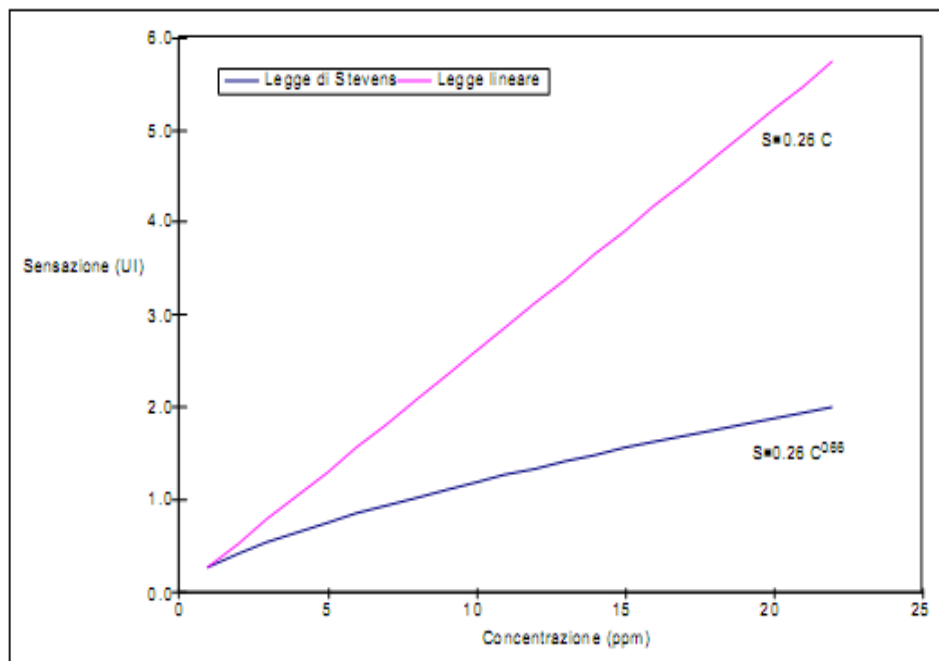


Figura 79: Sensazione olfattiva in funzione della concentrazione

6.14 LEGIONELLOSI

Un argomento che si può far rientrare fra le problematiche dell'IAQ vi è la problematica della *legionellosi*. Il giorno 04/04/2000 la Conferenza Stato Regioni e le Province Autonome di Trento e Trieste hanno approvato le *Linee Guida per la prevenzione e il controllo della Legionellosi*.

La *Legionellosi* è la definizione generale di tutte le infezioni da batteri *Gram* negativi aerobi del genere della *Legionella*. Queste infezioni sono gravi e spesso letali ed attaccano le vie respiratorie in soggetti deboli (ammalati, fumatori, persone in età avanzata). La *legionella* si annida nell'acqua stagnante e si diffonde per via aerobica negli ambienti. Una delle vie di diffusione sono i canali d'aria, specialmente quando l'umidità produce zone con acqua stagnante.

Le linee Guida indicano le metodologie di indagine e di prevenzione da seguire nella progettazione dei moderni impianti di climatizzazione, soprattutto ospedaliera.

Così, ad esempio, si dovranno evitare gli umidificatori d'aria che possono provocare la formazione di pozze d'acqua stagnante. Le bacinelle di raccolta dei saturatori adiabatici debbono essere periodicamente ispezionate, ripulite e disinfettate in modo da garantire che la presenza batterica sia al di sotto dei limiti consentiti di 10^6 CFU/L a 20 °C.

Le torri di raffreddamento²⁹ non debbono mai trovarsi nelle immediate vicinanze delle prese d'aria degli impianti di condizionamento.

²⁹ In una torre di raffreddamento il fluido caldo proveniente dal condensatore di un refrigeratore d'acqua viene raffreddato con aria ambiente in controcorrente. Il fluido caldo (di solito acqua) viene spruzzato dall'alto e viene raffreddato per evaporazione parziale dell'acqua nell'aria ambiente. Pertanto si ha sempre una vasca di raccolta dell'acqua fredda in basso e tale vasca può essere ricettacolo dei batteri della *Legionella*.

I filtri dell'aria debbono essere mantenuti asciutti. Essi, in presenza di poche gocce d'acqua, sono il ricettacolo ideale per i batteri della *legionella*. I canali per la distribuzione dell'aria debbono essere facilmente ispezionabili per poterne effettuare la pulizia e la bonifica periodica. Ciò si ottiene mediante porte di ispezione poste in punti opportuni lungo i canali di distribuzione.

Nel prosieguo si riportano alcuni paragrafi tratti dalla Linea Guida in oggetto.

6.14.1 LA PROBLEMATICHE DELLA LEGIONELLOSI

La legionellosi è una malattia infettiva grave e a letalità elevata. L'osservazione di recenti casi di legionellosi in nosocomi italiani e la notifica di polmoniti da *Legionella* in turisti che hanno soggiornato in alberghi e villaggi del nostro Paese pone la Sanità Pubblica di fronte al problema della prevenzione comunitaria e nosocomiale delle infezioni da batteri del genere *Legionella*.

Con le "Linee guida per la prevenzione ed il controllo della legionellosi" si intende fornire uno strumento operativo per facilitare l'accertamento dei casi e per individuare le scelte strategiche sulle misure preventive e di controllo.

Nelle linee guida viene anche ricompresa la revisione della Circolare 400.2/9/5708 del 29/12/93 "Sorveglianza delle Legionellosi" per l'aggiornamento della scheda di sorveglianza.

6.14.2 EPIDEMIOLOGIA

"*Legionellosi*" è la definizione di tutte le forme morbose causate da batteri gram-negativi aerobi del genere *Legionella*. Essa si può manifestare sia in forma di polmonite, sia in forma febbrile extrapolmonare o in forma subclinica. La specie più frequentemente coinvolta in casi umani è *Legionella pneumophila* anche se altre specie sono state isolate da pazienti con polmonite.

6.14.3 SITI EPIDEMICI E CONDIZIONI NATURALI FAVORENTI

L'unico serbatoio naturale di *Legionella* è l'ambiente. Dal serbatoio naturale (ambienti lacustri, corsi d'acqua, acque termali, ecc.) il germe passa nei siti che costituiscono il serbatoio artificiale (acqua condottata cittadina, impianti idrici dei singoli edifici, piscine ecc.).

Il microrganismo è ubiquitario e la malattia può manifestarsi con epidemie dovute ad un'unica fonte con limitata esposizione nel tempo e nello spazio all'agente eziologico, oppure con una serie di casi indipendenti in un'area ad alta endemia o con casi sporadici senza un evidente raggruppamento temporale o geografico. Focolai epidemici si sono ripetutamente verificati in ambienti collettivi a residenza temporanea, come ospedali o alberghi. I casi di polmonite da *Legionella* si manifestano prevalentemente nei mesi estivo-autunnali per quelli di origine comunitaria, mentre quelli di origine nosocomiale non presentano una particolare stagionalità.

6.14.4 RISCHIO DI INFEZIONE

Fattori predisponenti la malattia sono l'età avanzata, il fumo di sigaretta, la presenza di malattie croniche, l'immunodeficienza. Il rischio di acquisizione della malattia è principalmente correlato alla suscettibilità individuale del soggetto esposto e al grado di intensità dell'esposizione, rappresentato dalla quantità di legionelle presenti e dal tempo di esposizione. Sono importanti inoltre la virulenza e la carica infettante dei singoli ceppi di legionelle, che, interagendo con la suscettibilità dell'ospite, determinano l'espressione clinica dell'infezione.

La virulenza delle legionelle potrebbe essere aumentata dalla replicazione del microrganismo nelle amebe presenti nell'ambiente acquoso. Per quanto siano state descritte 42 diverse specie di *Legionella*, non tutte sono state associate alla malattia nell'uomo. *L. pneumophila* è la specie più frequentemente rilevata nei casi diagnosticati.

Anche se è difficile stabilire quale sia la dose infettante per l'uomo, si ritiene comunemente che concentrazioni di legionelle comprese tra 10^2 e 10^4 /L siano idonee a provocare un caso di infezione l'anno, mentre cariche comprese tra 10^4 e 10^6 /L possono provocare casi sporadici.

6.14.5 MODALITÀ DI TRASMISSIONE

La legionellosi viene normalmente acquisita per via respiratoria mediante inalazione di aerosol contenente legionelle, oppure di particelle derivate per essiccamento. Le goccioline si possono formare sia spruzzando l'acqua che facendo gorgogliare aria in essa, o per impatto su superfici solide. Più piccole sono le dimensioni delle gocce più queste sono pericolose.

Gocce di diametro inferiore a 5 μ arrivano più facilmente alle basse vie respiratorie. Mentre la maggior parte dei primi casi di legionellosi sono stati attribuiti a sostanze aerodisperse contenenti batteri provenienti da torri di raffreddamento o condensatori evaporativi o sezioni di umidificazione delle unità di trattamento dell'aria, le infezioni più recenti sono risultate causate anche dalla contaminazione di impianti di acqua potabile, apparecchi sanitari, fontane e umidificatori ultrasonici. I principali sistemi generanti aerosol che sono stati associati alla trasmissione della malattia comprendono gli impianti idrici, gli impianti di climatizzazione dell'aria (torri di raffreddamento, sistemi di ventilazione e condizionamento dell'aria, ecc.), le apparecchiature per la terapia respiratoria assistita e gli idromassaggi.

Eventi epidemici recentemente verificatisi in Belgio ed in Olanda, che hanno riguardato frequentatori di fiere ed esposizioni nelle quali si sono create condizioni di rischio di infezione da sistemi generanti aerosol (piscine e vasche da idromassaggi, esposte a fini dimostrativi, e fontane decorative), suggeriscono l'opportunità di considerare anche queste manifestazioni nell'anamnesi dei casi e nell'indagine epidemiologica.

Sono stati inoltre segnalati in letteratura casi di legionellosi acquisiti mediante aspirazione o microaspirazione di acqua contaminata e casi di legionellosi acquisita attraverso ferita. Non è mai stata dimostrata la trasmissione interumana.

6.14.6 MISURE DI PREVENZIONE E CONTROLLO NEI SISTEMI IMPIANTISTICI

I sistemi di riscaldamento, ventilazione e condizionamento dell'aria e i loro componenti, così come pure l'acqua potabile e le attrezzature sanitarie, possono favorire e amplificare la diffusione di sostanze aerodisperse; tra queste di particolare pericolosità risulta essere *Legionella sp.*

I più comuni impianti generatori di aerosol associati ad edifici comprendono torri di raffreddamento, condensatori evaporativi, diffusori di docce, aeratori di rubinetti, vasche per idromassaggio, nebulizzatori ed umidificatori.

I primi casi di legionellosi sono stati in prevalenza attribuiti a sostanze aerodisperse contenenti batteri provenienti da torri di raffreddamento o condensatori evaporativi o sezioni di umidificazione delle unità di trattamento dell'aria.

Diversamente le infezioni sono risultate causate anche dalla contaminazione delle reti di distribuzione dell'acqua, apparecchi sanitari, attrezzature per l'ossigenoterapia, fontane e umidificatori ultrasonici.

L'aumento moderato della temperatura dell'acqua, rispetto a quella naturale, rappresenta uno dei principali fattori che favoriscono la crescita del batterio e la contaminazione ambientale. Altri fattori sono: il pH, la presenza di fonti di nutrimento, la presenza di altre forme di microrganismi.

La sopravvivenza della legionella è legata anche a fattori ambientali: l'aria sufficientemente umida (*umidità relativa superiore al 65%*), la temperatura non eccessivamente alta, e la radiazione solare non molto elevata.

Le procedure che contrastano la moltiplicazione e la diffusione di *Legionella* devono essere attentamente considerate e messe in atto durante le fasi di progettazione, di installazione, di funzionamento e di manutenzione. Per quanto tali misure non garantiscano che un sistema o un componente siano privi di legionelle, esse contribuiscono a diminuire la possibilità di inquinamento batterico grave.

6.14.7 STRATEGIE DI PREVENZIONE NEI SISTEMI IMPIANTISTICI

Strategie per prevenire la colonizzazione degli impianti

- evitare di installare tubazioni con tratti terminali ciechi e senza circolazione dell'acqua;
- evitare la formazione di ristagni d'acqua;
- provvedere ad effettuare la pulizia periodica degli impianti.
- limitare la possibilità di nicchie biologiche per i microrganismi attraverso la pulizia degli impianti, la prevenzione e la rimozione dei sedimenti dai serbatoi d'acqua calda, bacini di raffreddamento e altre misure igieniche;
- mantenere efficienti i separatori di gocce montati a valle delle sezioni di umidificazione;
- controllare lo stato di efficienza dei filtri ed eliminare l'eventuale presenza di gocce d'acqua sulle loro superfici;

Strategie per prevenire la moltiplicazione batterica

- controllare, ove possibile, la temperatura dell'acqua in modo da evitare l'intervallo critico per la proliferazione dei batteri (25-55°C);
- utilizzare trattamenti biocidi al fine di ostacolare la crescita di alghe, protozoi e altri batteri che possono costituire nutrimento per la legionella;
- provvedere ad un efficace programma di trattamento dell'acqua, capace di prevenire la corrosione e la formazione di film biologico, che potrebbe contenere anche legionelle.

6.14.8 MISURE DI PREVENZIONE A LUNGO TERMINE

- 1. Ottenimento di informazioni preliminari circa il progetto, il funzionamento e la manutenzione dell'impianto idrico.
- 2. Progettare l'impianto in modo da avere ben separate le tubature dell'acqua calda da quelle dell'acqua fredda.
- 3. Programmazione di visite ispettive sull'impianto idrico al fine di: verificare possibili stagnazioni d'acqua, intersezioni tra sistemi di acqua potabile e industriale, effettuare misurazioni delle temperature di accumulo e di mandata dell'acqua calda ad uso sanitario.
- 4. Programmazione di visite ispettive sull'impianto di climatizzazione al fine di esaminare lo stato degli umidificatori, delle torri evaporative, l'ubicazione delle prese di aria esterna e lo stato delle canalizzazioni.
- 5. Controllo del programma di manutenzione.

Ai fini di una buona manutenzione delle condotte dell'aria occorre progettare, costruire ed installare i sistemi aeraulici tenendo anche presente le seguenti esigenze manutentive:

- prendere in esame la possibilità di drenare efficacemente i fluidi usati per la pulizia;
- evitare di collocare l'isolamento termico all'interno delle condotte, considerata la difficoltà di pulire in modo efficace l'isolamento stesso;
- dotare (a monte e a valle) gli accessori posti sui condotti (serrande, scambiatori, ecc.) di apposite aperture, di dimensioni idonee a consentire la loro pulizia, e di raccordi tali da consentirne un rapido ed agevole smontaggio e rimontaggio, assicurandosi che siano fornite accurate istruzioni per il montaggio e lo smontaggio dei componenti;
- utilizzare materiali sufficientemente solidi per i condotti flessibili, tali da permetterne la pulizia meccanica;
- utilizzare terminali (bocchette, anemostati) smontabili.

Durante l'esercizio dell'impianto è importante eseguire controlli periodici per rilevare la presenza o meno di sporcizia. Nel caso, poi, di un intervento di pulizia, occorre assicurarsi successivamente che le sostanze usate siano rimosse completamente dal sistema.

Silenziatori

I materiali fonoassorbenti impiegati di solito sono del tipo poroso e fibroso, e quindi particolarmente adatti a trattenere lo sporco e di difficile pulizia. Si raccomanda quindi l'impiego di finiture superficiali che limitino tali inconvenienti, anche se questo porta ad una maggiore estensione delle superfici e quindi a costi più elevati.

Inoltre si raccomanda di osservare le distanze consigliate dai costruttori tra tali dispositivi e gli umidificatori.

Prese d'aria esterna

Le prese d'aria esterna, se poste su pareti verticali non protette, devono essere dimensionate per velocità non superiori a 2 m/s e devono essere dotate di efficaci sistemi per evitare che l'acqua penetri al loro interno.

Occorre inoltre verificare la distanza tra dette prese e possibili sorgenti di inquinanti (compresa l'espulsione dell'aria).

Filtri

Il costo di una filtrazione più efficace è molto inferiore a quello della pulizia dei componenti delle reti di distribuzione. Si consiglia pertanto di installare filtri di classe *Eurovent*³⁰ EU7 a monte delle unità di trattamento dell'aria e ulteriori filtri di classe EU8/9 a valle di dette unità e comunque a valle degli eventuali silenziatori. Sui sistemi di ripresa dell'aria dovrebbero essere installati filtri almeno di classe EU7. Si raccomanda, ovviamente, una regolare pulizia e ricambio dei filtri.

Batterie di scambio termico

Le batterie possono dar luogo a emissione di odori a causa delle incrostazioni che si formano sulle superfici interne, soprattutto nel caso di batterie calde. Per minimizzare tali inconvenienti, soprattutto nel caso di temperature elevate, occorre effettuare una pulizia frequente mediante spazzolatura o aspirazione. Nel caso di batterie di raffreddamento, le superfici alettate ed in particolare le bacinelle di raccolta della condensa costituiscono i luoghi dove maggiormente proliferano microrganismi e muffe. Risulta pertanto necessario installare bacinelle inclinate in modo da evitare ristagni, e realizzarle con materiali anticorrosivi per agevolarne la pulizia.

Umidificatori dell'aria ambiente

Deve essere assicurato che non si verifichi formazione di acqua di condensa durante il funzionamento; tutte le parti a contatto con acqua in modo permanente devono essere pulite e se necessario periodicamente disinfettate.

Umidificatori adiabatici

La qualità dell'acqua spruzzata nelle sezioni di umidificazione adiabatica deve essere periodicamente controllata; l'incremento della carica batterica deve essere prevenuta mediante sistemi di sterilizzazione oppure mediante periodica pulizia dei sistemi.

³⁰ Si vedranno nel prosieguo le classificazioni dei filtri. 1 La classificazione Eurovent EU prevede 14 classi di filtrazione con efficienze via via crescenti fino a EU14 (filtri per sale operatorie e camere bianche).

La carica batterica totale dell'acqua circolante non deve eccedere il valore standard di 10^6 CFU/L con una temperatura di incubazione di $20^\circ\text{C} \pm 1^\circ\text{C}$ e $36^\circ\text{C} \pm 1^\circ\text{C}$. La presenza di legionella negli umidificatori è sicuramente evitata se la carica batterica non eccede 10^3 CFU/L.

Torri evaporative

La qualità dell'acqua spruzzata nelle torri evaporative deve essere periodicamente controllata; occorre inoltre pulire e drenare il sistema:

- *prima del collaudo*
- *alla fine della stagione di raffreddamento o prima di un lungo periodo di inattività*
- *all'inizio della stagione di raffreddamento o dopo un lungo periodo di inattività*
- *almeno due volte l'anno.*

Sono raccomandate analisi microbiologiche periodiche. La carica batterica totale massima ammissibile è di 10^7 CFU/L; l'uso di biocidi non deve essere comunque continuativo.

Impianti di Condizionamento

Per quanto riguarda gli impianti di condizionamento dell'aria si indicano, di seguito, le misure più importanti ai fini della prevenzione.

- *1. Progettare le torri di raffreddamento e posizionare le prese d'aria degli impianti di condizionamento in modo tale da evitare che l'aria di scarico proveniente dalle torri e dai condensatori evaporativi entri negli edifici.*
- *2. Mantenere efficienti i separatori di gocce sulle torri di raffreddamento e sui condensatori evaporativi.*
- *3. Assicurarci che i filtri per l'aria esterna siano asciutti. Gocce d'acqua e condensa sui filtri forniscono un ambiente ideale per la diffusione dei batteri negli ambienti condizionati. I filtri dovrebbero essere puliti o sostituiti secondo le indicazioni fornite dai costruttori.*

Canalizzazioni

Per consentire una efficace pulizia delle superfici interne delle canalizzazioni, evitandone il danneggiamento dei rivestimenti, si può impiegare una tecnica particolare che fa uso di una testa ad ugello con fori asimmetrici, posta all'estremità di una tubazione flessibile che viene introdotta nelle aperture, appositamente predisposte.

Da questa tubazione fuoriesce aria compressa in grossi quantitativi (fino a $300 \text{ m}^3/\text{h}$). L'elevata portata d'aria crea una sorta di lama d'aria che provoca il distacco della sporcizia dalle superfici interne della canalizzazione; l'asimmetria dei fori ne provoca poi una rotazione e quindi l'avanzamento della tubazione per tutta la sua lunghezza (fino a 30 m).

Istituzione del registro degli interventi di manutenzione

E' opportuno istituire il Registro per la documentazione degli interventi di manutenzione, ordinari e straordinari, sugli impianti idrici e di climatizzazione.

7. L'INVOLUCRO EDILIZIO

7.1 L'EDIFICIO E IL SUO INVOLUCRO ESTERNO

Un edificio è caratterizzato dal suo *involucro*³¹, cioè da tutto ciò che costituisce la "superficie di separazione" fra ambienti interni e l'ambiente esterno. Si vedrà come quest'involucro caratterizzi il comportamento termofisico dell'edificio (vedi capitolo su Termofisica degli edifici) e in particolare esso crea un microclima interno capace di assicurare le condizioni di benessere ambientale all'Uomo. In questo capitolo si descrivono i componenti di involucro principali, illustrandone le caratteristiche costruttive.

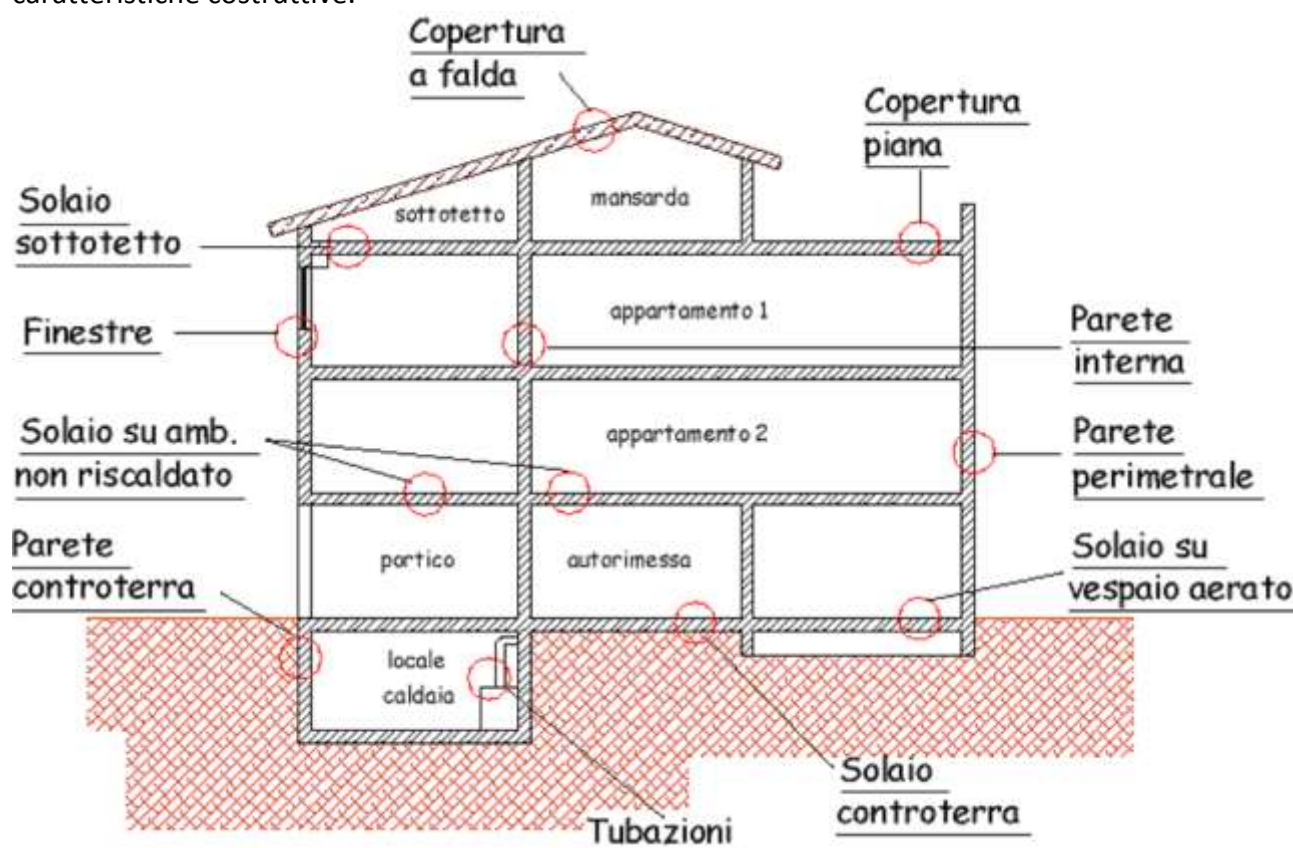


Figura 80: Schematizzazione di un edificio

³¹ La definizione di *involucro* edilizio è piuttosto recente e si riferisce alla chiusura del volume abitato. L'involucro è oggi visto come un componente attivo con funzioni di termoregolazione delle condizioni climatiche interne. In genere gli involucri edilizi sono passivi ma possono esistere anche involucri attivi cioè capaci di cambiare le loro caratteristiche termofisiche a seconda delle stagioni o delle condizioni climatiche in genere. Ad esempio le pareti con materiali fusi (PCM) appartengono a questa tipologia.

Un edificio è costituito è composto di più elementi opportunamente assemblati per ottenere forma architettonica e prestazioni desiderate. Tali elementi sono essenzialmente costituiti da:

- *pareti esterne;*
- *pareti esterne di confine;*
- *pareti interne;*
- *solai e soffitti;*
- *pavimenti;*
- *serramenti vetrati.*

Le tecnologie costruttive si sono evolute moltissimo nei secoli, passando da costruzioni primitive ricavate dalla roccia (ad esempio caverne o costruzioni parzialmente scavate nella roccia come nei Sassi di Matera o nell'isola di Santorini) o costruite con legno e paglia sino ad arrivare alle moderne costruzioni in calcestruzzo armato, acciaio e vetrate esterne.

I materiali utilizzati sono stati nel passato selezionati fra quelli in genere disponibili nel sito (pietre, fango, legno, ghiaccio, ...) mentre oggi si tende sempre più ad una edilizia industrializzata diffusa su tutto il territorio. Così si utilizzano materiali provenienti da tutto il mondo, indipendentemente dalle scelte vernacolari del luogo.

Nasce in questo modo una forma di architettura urbana indistinta e quasi eguale in tutte le nazioni: non si distingue la periferia di Roma da quella di Milano o di Londra o di Città del Capo. Un grattacielo è sufficientemente uguale a New York a Londra o a Shangai.

Molto è cambiato, nel *'novecento*, con l'introduzione dell'impiantistica per la climatizzazione interna degli edifici al fine di creare le migliori di condizioni di comfort interno. Ciò ha prodotto, in realtà l'azione è reciproca, uno scollamento fra la tipologia costruttiva e le prestazioni termofisiche degli edifici. Il contesto climatico è divenuto sempre più labile, l'edificio è divenuto sempre più un invariante indipendentemente dalla latitudine e dal contesto storico culturale del luogo. I consumi energetici sono cresciuti, conseguentemente, a dismisura.

Al di là delle considerazioni di tipo architettonico è qui utile caratterizzare i componenti di involucro sopra descritti. Va aggiunto ancora che i materiali edili dovrebbero essere tutti certificati, ai sensi del D.M. 02/04/1998 e della L. 10/91.

Tuttavia questa certificazione, che dovrebbe garantire qualità ed efficienza, in Italia spesso non è applicata per ridurre i costi dei materiali da costruzione. In altri paesi europei (vedi norme CSTB francesi o le norme UNI tedesche) la certificazione dei materiali è applicata rigorosamente garantendo qualità e prestazioni.

7.2 LE PARETI ESTERNE

Le pareti esterne opache possono assolvere funzioni di muratura portante o di solo tamponamento. Sono solitamente costruite a strati, comprendenti anche l'isolante termico. In alcuni casi si hanno pareti in calcestruzzo armato monoblocco.

La stratigrafia delle pareti esterne a doppio strato comprende in genere:

- *intonaco interno;*
- *laterizi forati;*
- *isolamento termico o camera d'aria;*
- *laterizi forati;*
- *intonaco esterno*

Le pareti a singolo strato non hanno la camera d'aria o l'isolamento termico interno e quindi manca una fila di mattoni forati.

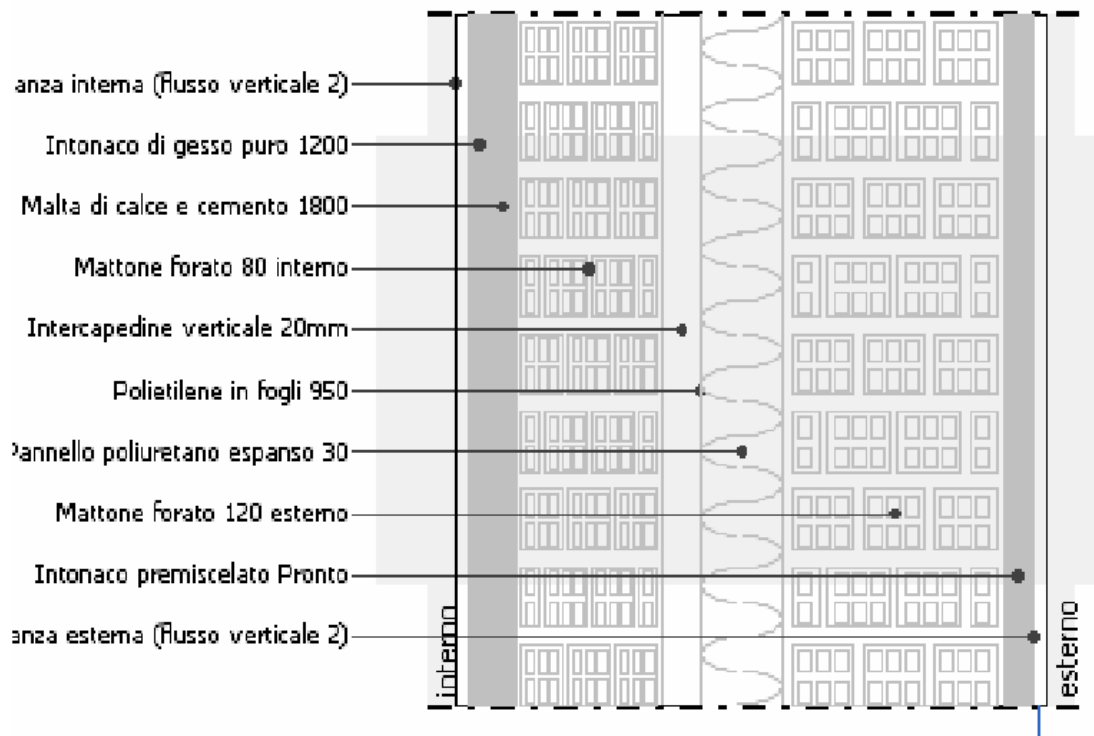


Figura 81: Esempio di stratigrafia di una parete esterna a doppio strato

I mattoni forati possono anche essere pieni ma in questo caso si ha una struttura molto pesante. L'isolante termico può essere di varia natura, ad esempio a lastre di polistirolo o polistirene estruso espanso.

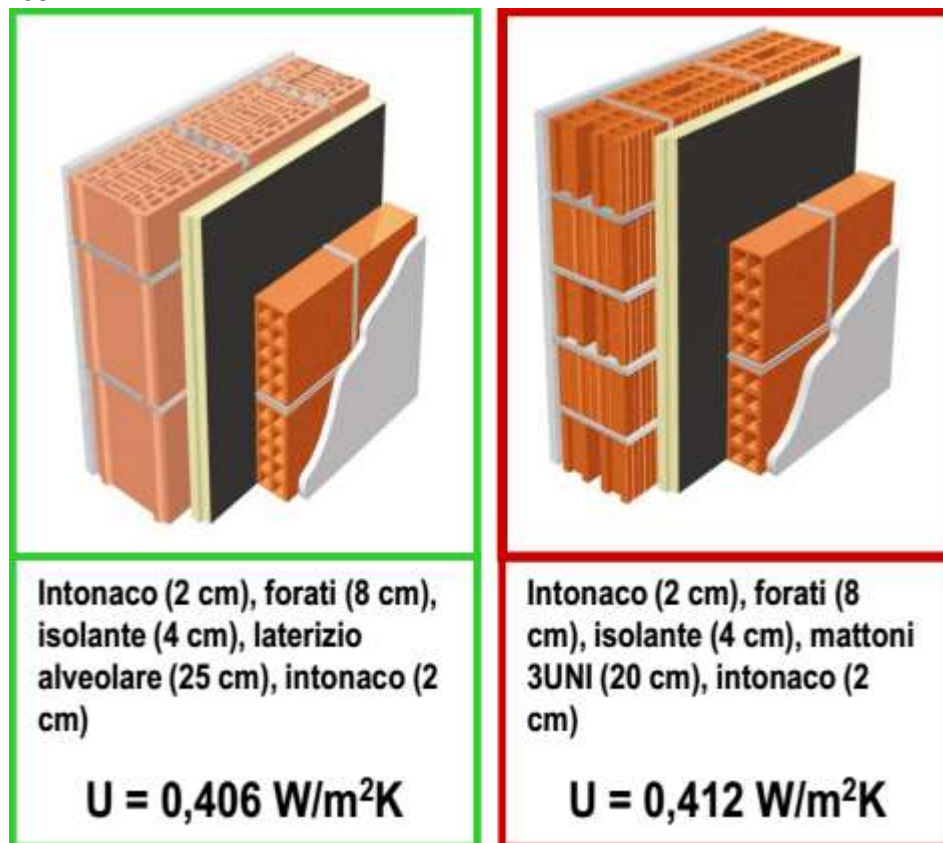


Figura 82: alcune tipologie di pareti

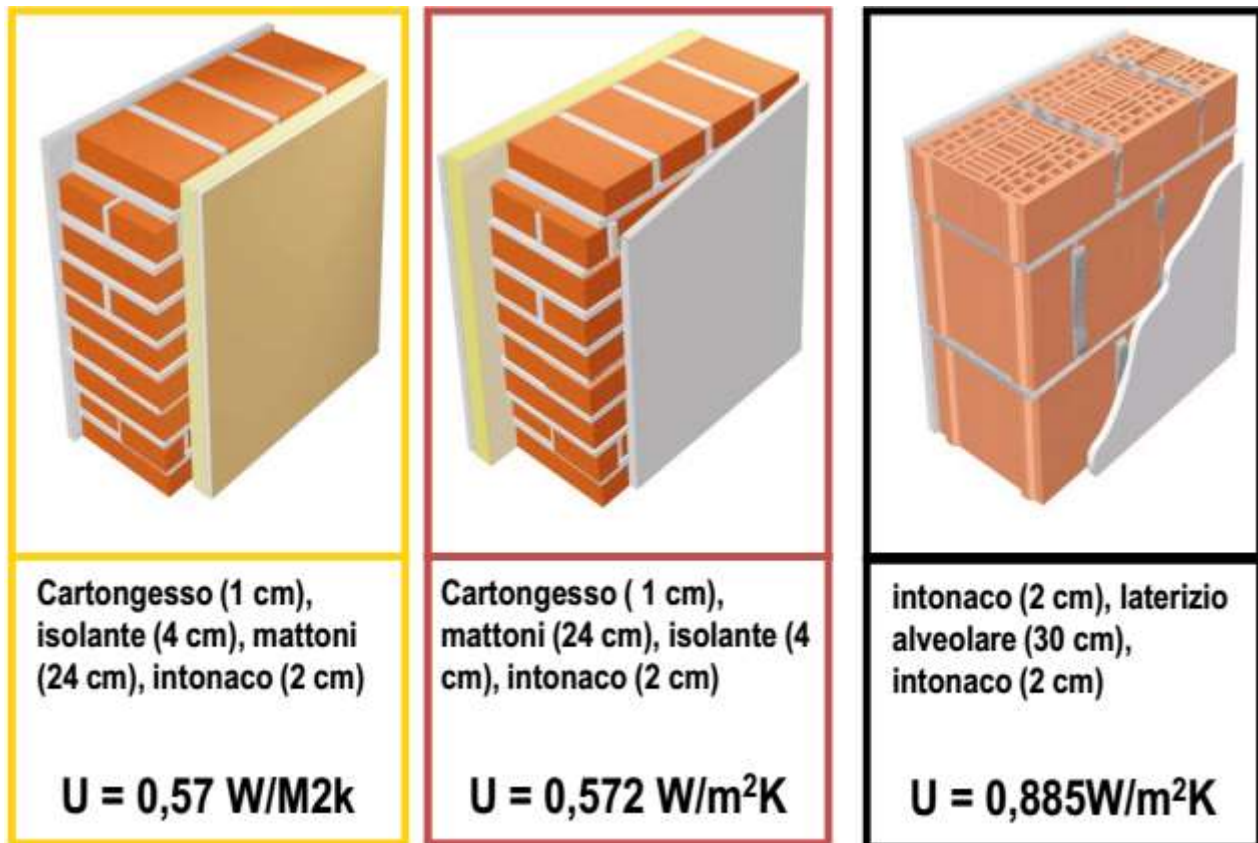


Figura 83: Alcune tipologie di pareti esterne

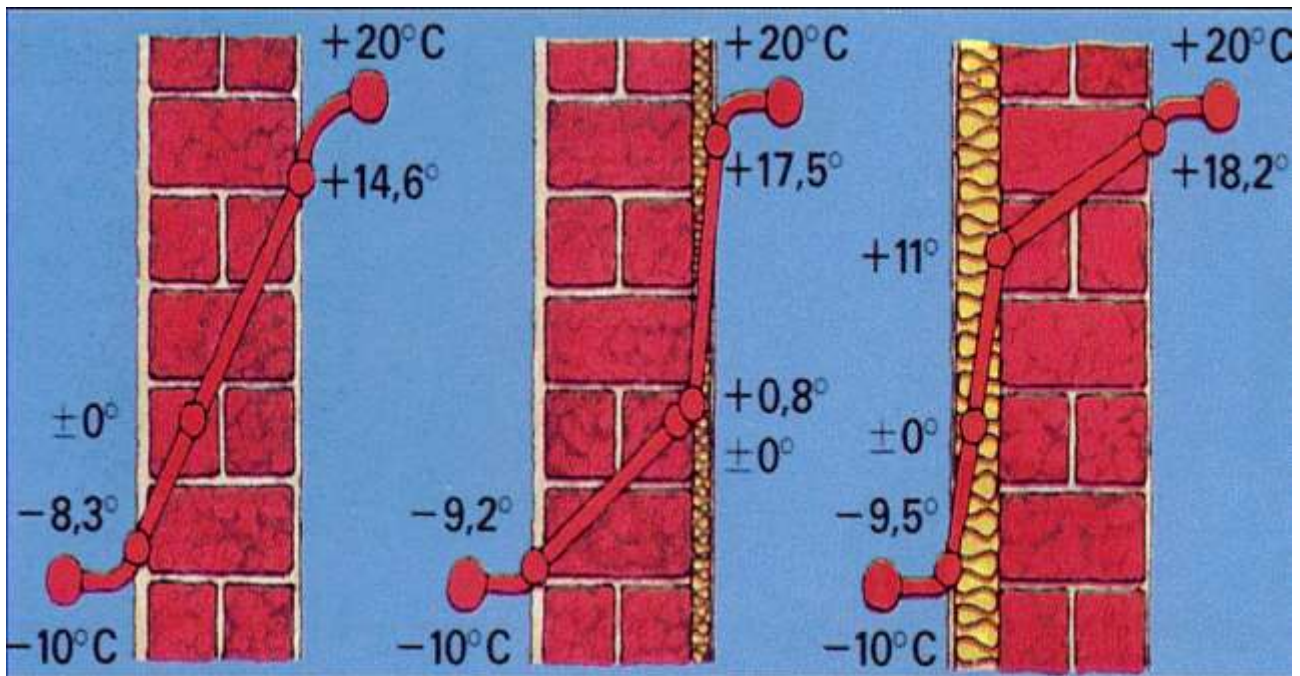


Figura 84: Andamento della temperatura superficiale interna con la posizione dell'isolante

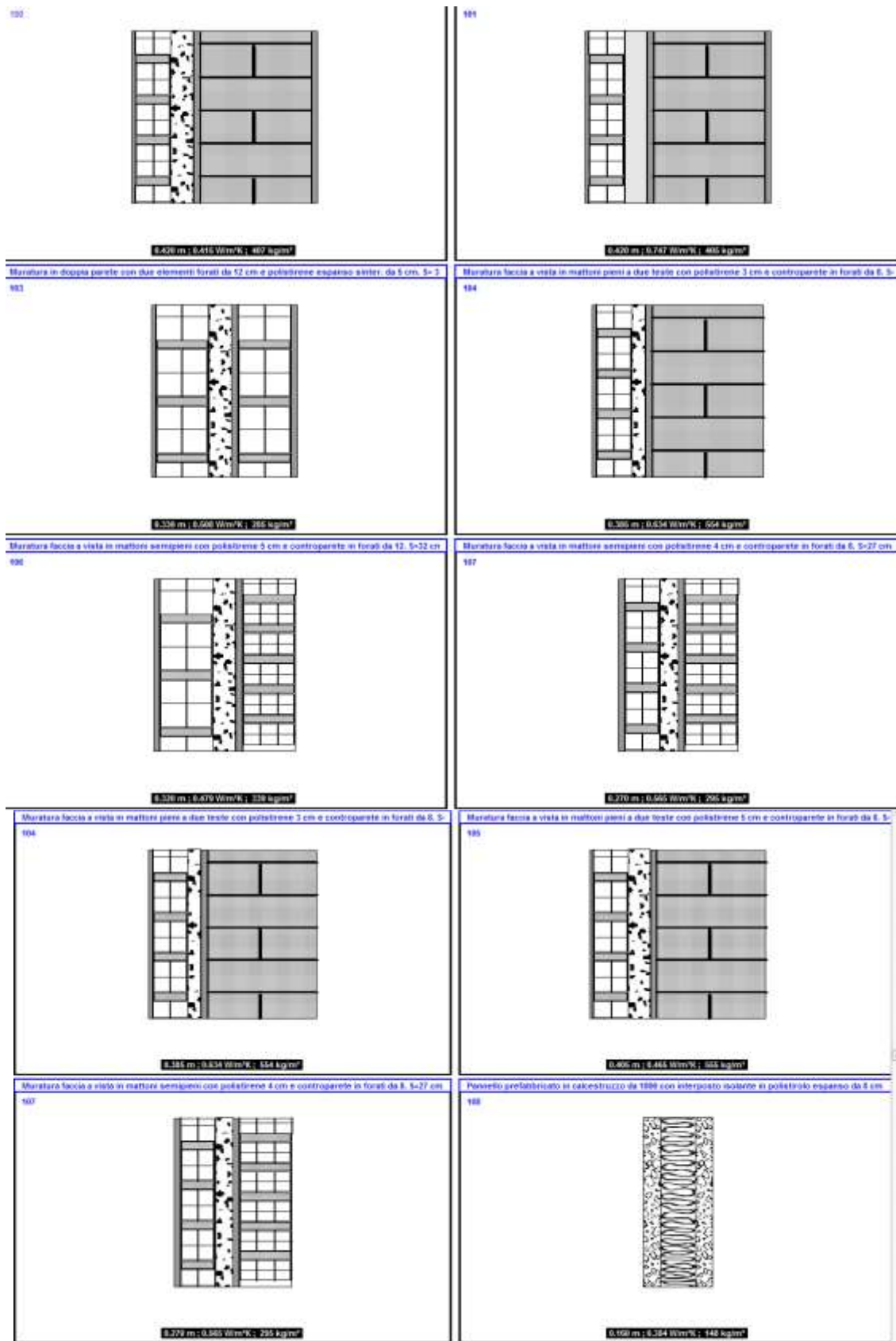


Figura 85: Esempi di pareti per esterni

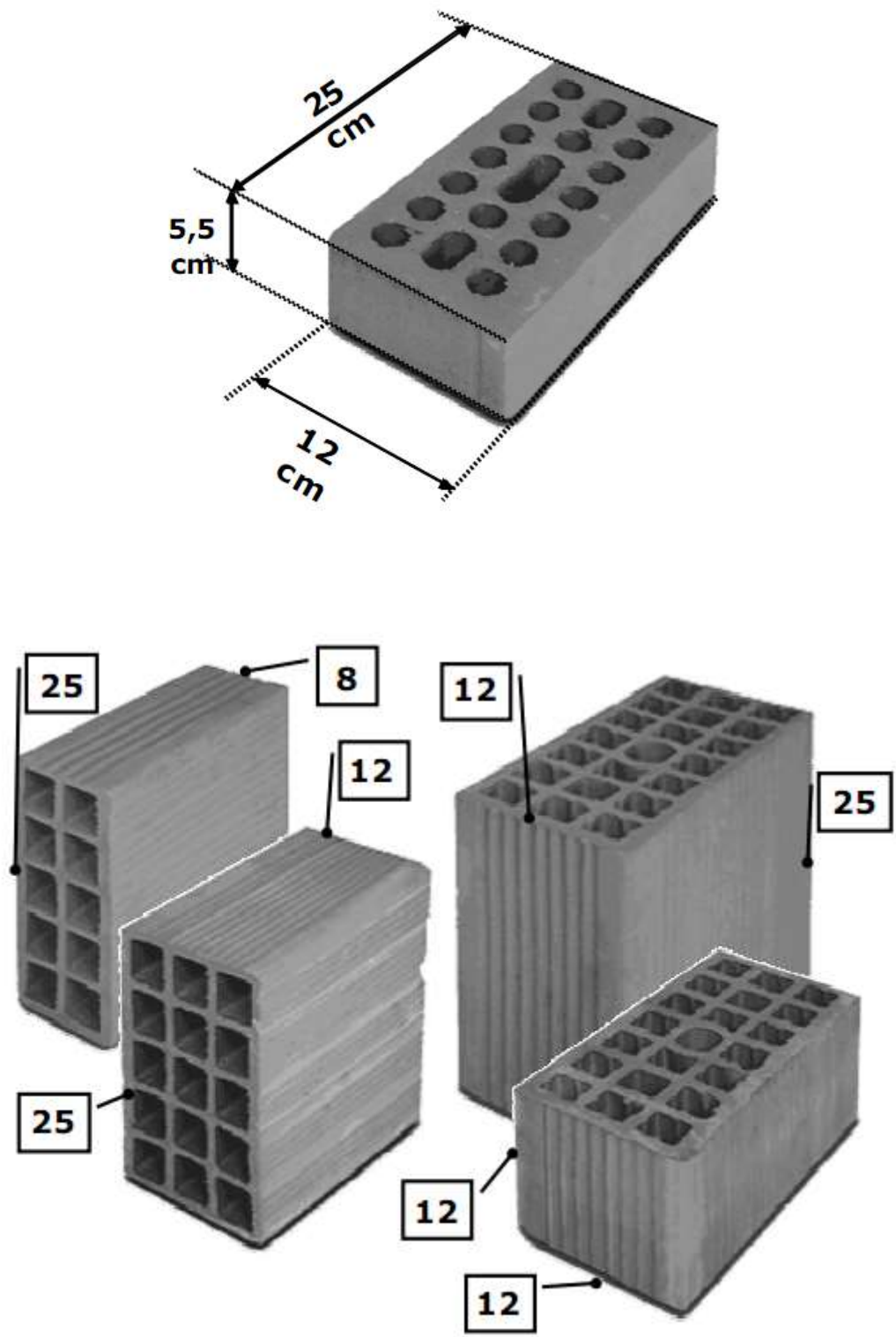
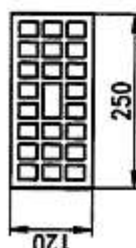
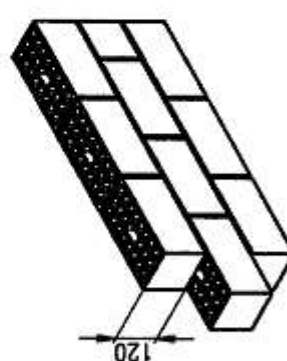
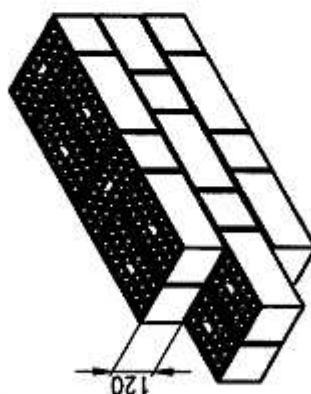


Figura 86: Esempio di mattoni forati

(seguito del prospetto)

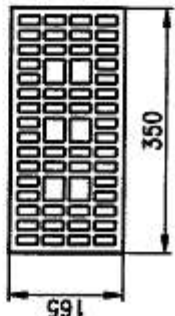
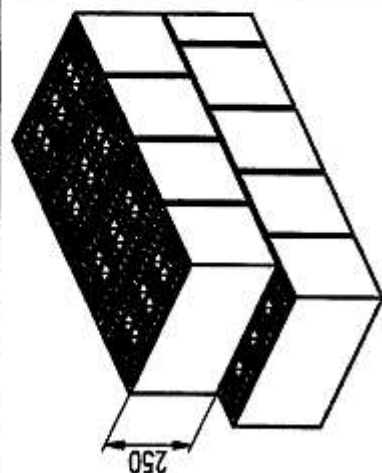
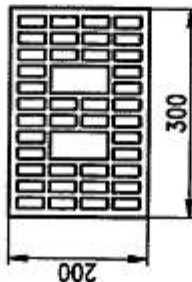
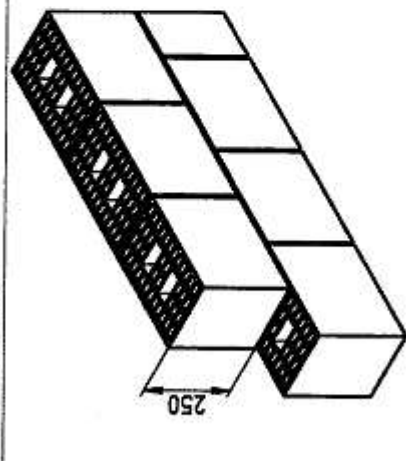
Rappresentazione dell'elemento	Rappresentazione della struttura	Caratteristiche elemento			Caratteristiche struttura						Fattore di correzione %	
		Codice	Foratura %	tipo	Spessore mm	Tipo di giunto	Massa volumica** kg/m ³	Massa superficiale kg/m ²	Resistenza termica m ² K/W			
 Fig. 4 Mattone semipieno	 a)  b)	1.1.04	41	V	120	CM	1800	140	0,24		9	
		1.1.04	41	V	250	CM	1800	297	0,47		9	

** Valore riferito al materiale costituente l'elemento

(segue prospetto)

Figura 87: Tipologia di forati dalla UNI 10355

(segue dal prospetto)

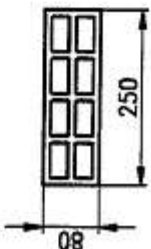
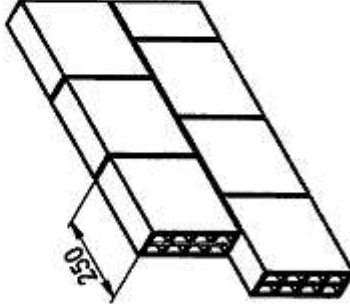
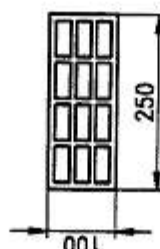
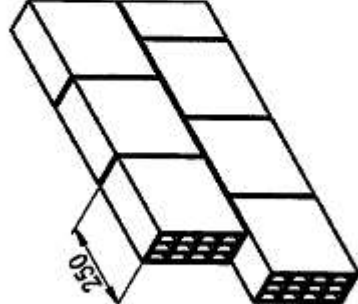
Rappresentazione dell'elemento		Rappresentazione della struttura	Caratteristiche elemento		Caratteristiche struttura							
			Codice	Foratura %	tipo	Spessore mm	Tipo di giunto		Massa volumica** kg/m ³	Massa superficiale kg/m ²	Resistenza termica m ² K/W	Fattore di correzione %
			1.1.06	41	V	350	CM		1400	306	1,05	10
			1.1.07	44	V	200	CM		1400	164	0,47	5

** Valore riferito al materiale costituente l'elemento

(segue prospetto)

Figura 88: Tipologia di forati dalla norma UNI 10355

(seguito dal prospetto)

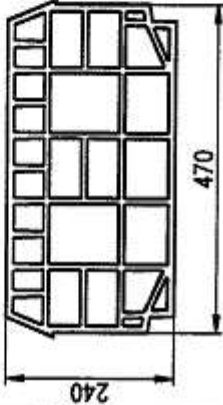
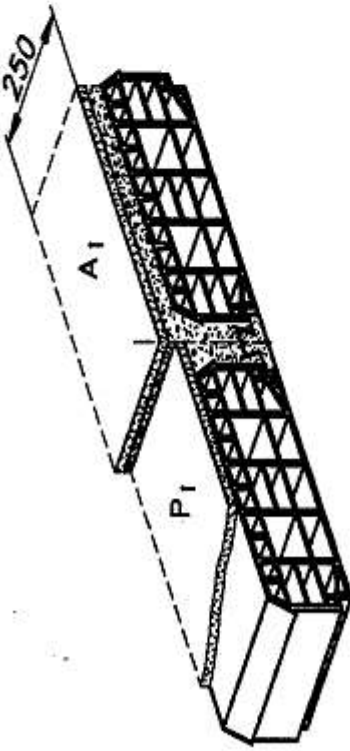
Rappresentazione dell'elemento	Rappresentazione della struttura	Caratteristiche elemento		Caratteristiche struttura						
		Codice	Foratura %	Foratura tipo	Spessore mm	Tipo di giunto	Massa volumica** kg/m ³	Massa superficiale kg/m ²	Resistenza termica m ² K/W	Fattore di correzione %
	 Fig. 19 Mattone forato	1.1.19	63	O	80	QM	1800	62	0,20	10
	 Fig. 20 Mattone forato	1.1.20	62	O	100	QM	1800	78	0,27	12
** Valore riferito al materiale costituente l'elemento										

(segue prospetto)

Figura 89: Tipologia di forati dalla norma UNI 10355

(seguito del prospetto)

Tipo di elemento

Rappresentazione dell'elemento	Rappresentazione della struttura	Codice elemento	Caratteristiche elemento			Caratteristiche struttura			
			Tipo di blocco	Foratura %	Foratura tipo	Massa volumica ** kg/m ³	Spessore in mm	Massa superficiale kg/m ²	Resistenza termica m ² K/W
	 <p>Fig. 62 Blocco da solaio</p> <p>Per P₁ e A₁ vedere 4.8</p>	2.1.05]	P ₁	76	O	1800	260	219	0,39
			A ₁	76	O	1800	300	315	

** Valore riferito al materiale costituente l'elemento

(segue prospetto)

Figura 90: Tipologia di forati dalla norma UNI 10355

7.2.1 ISOLANTI TERMICI

Si hanno diverse tipologie di isolanti termici, ad esempio si hanno isolanti a pannelli (di polistirene estruso espanso o di polistirolo o di lana di roccia), in feltri (*lana di roccia*, *lana di vetro*, ...) o granulare (*perlite*) o polimerizzati all'interno di intercapedini (*urea espansa*),

Molto interessante è il *polistirene espanso* che deriva dall'espansione del polistirolo e stirene, cioè di una resina termoplastica polimerizzante. La sua conducibilità termica è molto bassa ($0,034 \div 0,056 \text{ W/(m.K)}$) e può andare bene fino ad una temperatura di 75°C . E' autoestinguente alla fiamma. Ha densità elevata. E' anche a celle chiuse e quindi non assorbe l'umidità.

Si utilizzano anche pannelli di legno mineralizzato che utilizza, per la sua preparazione, diversi residui della lavorazione del legno trattati al vapore ed impastati con acqua.

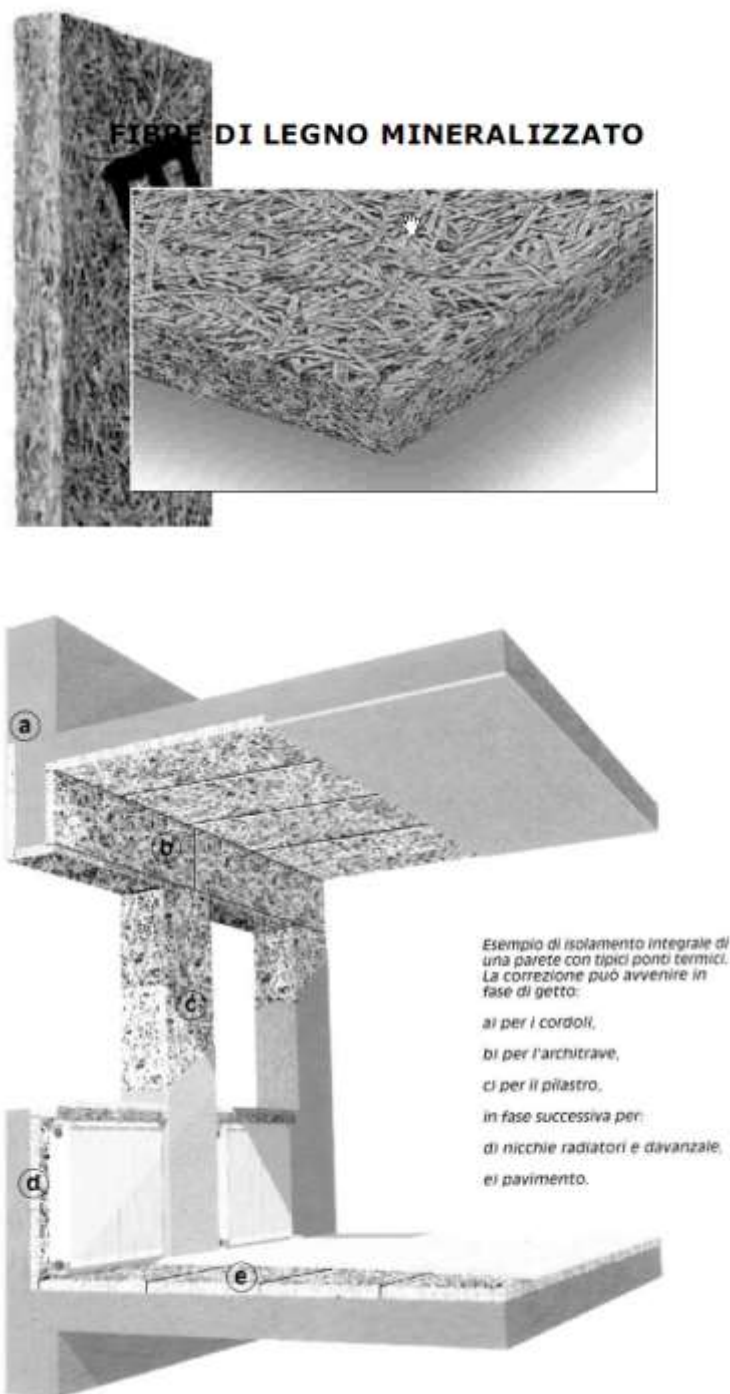


Figura 91: Pannello di legno mineralizzato

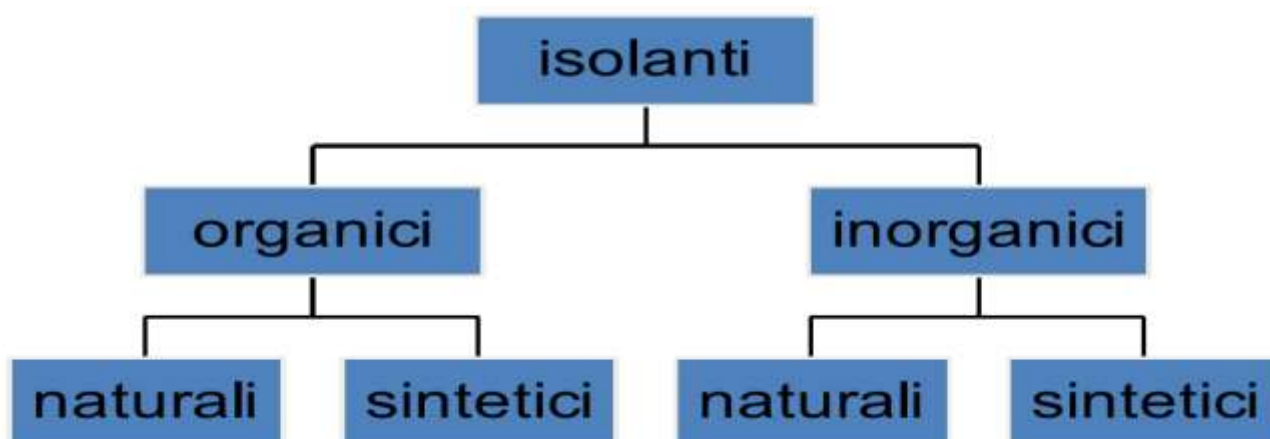


Figura 92: Tipologie di isolanti

Le caratteristiche delle fibre di legno sono interessanti. E' un materiale riciclabile, ha coefficiente di conducibilità variabile da 0,05 a 0,067 W/(m.K). I pannelli di legno assorbono acqua ed hanno un coefficiente di resistenza al vapore pari a 0,9. Resistono bene chimicamente ma sono anche trattati con anticrittogamici perché resistono pochi agli attacchi biologici.

I pannelli di legno sono spesso usati in intercapedini ma anche per rivestimento di pareti e soffitti grazie alle interessanti proprietà acustiche del legno. Può anche essere usato con il cemento per formare strutture portanti resistenti, tipo casseri.

La lana di roccia è usata sia in pannelli rigidi sia in feltri. E' formata da materiali isolanti ottenuti dalla fusione e dalla filatura di scorie di altoforno e di miscele vetrificabili. Ha una conducibilità termica di $0,032 \div 0,061$ W/(m.K). E' chimicamente inerte, non assorbe umidità, è imputrescibile e non è attaccato da microrganismi. Resiste fino a 700 °C.

Un materiale oggi di grande interesse per le sue caratteristiche di eco-compatibilità, è il sughero. Esso ha una conducibilità termica variabile fra 0,04 e 0,06 W/(m.K). E' elastico, impermeabile all'acqua e al vapore, è debolmente infiammabile e non sprigiona gas tossici. Resiste poco agli agenti chimici e a quelli biologici.

Esiste poi una famiglia di isolanti granulosi fra cui si ricorda la pomice che è derivata da rocce vulcaniche. Ha bassa densità, porosa e di colore grigio-bianco. Ha un coefficiente di conducibilità di 0,08 W/(m.K). Assorbe acqua ed è incombustibile fino a 1000 °C.

Anche la perlite è in granuli ed è utilizzata come materiale sfuso da riempimento o per confezionare malte e calcestruzzi leggeri. La perlite ha conducibilità termica pari a 0,065 W/(m.K). E' chimicamente inerte, non assorbe umidità, è imputrescibile e non attaccabile da organismi viventi. Inoltre è del tutto ignifuga.

L'argilla espansa in forma granulare è leggera, con conducibilità termica di $0,09 \div 0,11$ W/(m.K). Non assorbe umidità, non è attaccabile biologicamente e resiste bene agli agenti chimici. E' del tutto incombustibile ed ha elevata resistenza al calore.

La resina ureica espansa ha conducibilità termica pari a $0,057 \div 0,048$ W/(m.K), con elevata permeabilità al vapore d'acqua.

Le prestazioni dei granulati sono riepilogate nella seguente Tabella 45.

MATERIALE	PRESTAZIONI DEI GRANULATI					
	Conduttività Termica (W/m K)	Dilatazione Termica (mm/m °C)	Densità (kg/m ³)	Permeabilità al vapore acqueo (g/m h Pa)	Temperatura max d'impiego (°C)	Classe di reazione al fuoco
Pomice	0,08		400-800		1000	0
Vermiculite Espansa	0,05		65-100	$6,4 \times 10^{-4}$	1000	0
Perlite Espansa	0,05		50-100	$6,4 \times 10^{-5}$	1000	0
Argilla Espansa	0,08 - 0,10	5×10^{-4}	350-500	$6,4 \times 10^{-4}$	1000	0

Tabella 45: Requisiti termofisici degli isolanti granulati



Lana di legno $\lambda = 0.065/0.070$

Figura 93: Isolante lana di legno



Figura 94: Isolante lana di canapa



Polietilene espanso $\lambda = 0.060$

Figura 95: isolante polietilene espanso

MATERIALI ISOLANTI	densità (kg/mc)	λ (W/mK)	spessore mm	Cal.sp (kJ/kg K)	U W/m ² K
PUR/PIR espanso con N-pentano con rivestimenti permeabili agli espandenti	30-35	0.03	75	1.6	0.4
Polistirene estruso espanso miscele gas*	30-35	0.034	87.5	1.22	0.4
Polistirene estruso espanso miscele gas*	30-35	0.038	95	1.22	0.4
Polistirene estruso espanso CO2	30-35	0.04	100	1.22	0.4
Polistirene espanso	20-30	0.036	90	1.22	0.4
Lana di vetro	75	0.037	92.5	0.97	0.4
Lana di roccia	100-150	0.037	92.5	0.67	0.4
Sughero	150-180	0.043	107.5	1.6	0.4
Perlite	150	0.05	125	1.34	0.4
Lana di legno	400	0.07	175	2.1	0.4

Figura 96: Spessori di isolante necessari per $U = 0.4 \text{ W/(m}^2\text{K)}$

7.2.2 LATERIZI IN POROTON®

Il **POROTON®** è un laterizio il cui impasto cotto risulta alleggerito con alveoli sferici ottenuti additivando all'argilla cruda, prima della fase di formatura, una ben determinata quantità di alleggerenti (per esempio: polistirolo, appositamente espanso in forma di piccole sfere di diametro compreso tra 1 e 2 mm); la porizzazione è ottenibile anche impiegando farine fossili, farine di cellulosa, farine di legno ed altri dimagranti e/o alleggerenti di natura organica e non.

Durante la successiva fase di cottura il polistirolo brucia scindendosi in anidride carbonica e acqua. L'impasto rimane in questo modo disseminato di alveoli di forma sferica tra loro non comunicanti, privi di qualsiasi deposito carbonioso e contenenti solo aria.

Normalmente l'argilla cotta presenta un peso variabile (secondo il tipo) tra 1800 e 2000 kg/m³. Grazie alla porizzazione questo peso può essere notevolmente diminuito fino ad arrivare a valori pari a 1400-1500 kg/m³. L'alleggerimento dell'impasto comporta ovviamente il cambiamento delle caratteristiche termofisiche dell'impasto; è noto infatti che, a parità di altre condizioni, un materiale leggero è termicamente più resistente di un materiale pesante e, viceversa, meno resistente dal punto di vista meccanico.

Lo standard di produzione del **POROTON®** prevede un peso dell'impasto cotto alleggerito variabile in relazione alle caratteristiche della materia prima di partenza da circa 1450 a 1600 kg/m³. Tale range di valori rappresenta, infatti, "il migliore compromesso" raggiungibile tra le caratteristiche di resistenza meccanica e termica. Una diminuzione in peso di circa il 25% comporta infatti una diminuzione della conducibilità del materiale di circa il 40%; ciò consente, unitamente all'impiego di forature opportunamente studiate, di conferire ai blocchi e, conseguentemente, alle murature **POROTON®**, quella capacità di isolamento termico e inerzia termica che il normale laterizio non è in grado di fornire.

L'alleggerimento dell'impasto, oltre a determinare un miglioramento delle caratteristiche di isolamento acustico (in quanto la minore "rigidezza" del blocco comporta una maggiore capacità di smorzamento dell'onda sonora incidente), consente di ottenere un elemento estremamente lavorabile.

Il **POROTON®** si taglia, si fresa, si chioda con grande facilità. L'esecuzione di tracce può essere eseguita senza difficoltà e soprattutto senza "distruggere" la parete. In definitiva la porizzazione rende più moderno e attuale un materiale, il laterizio, da sempre apprezzato e utilizzato per la costruzione di edifici.

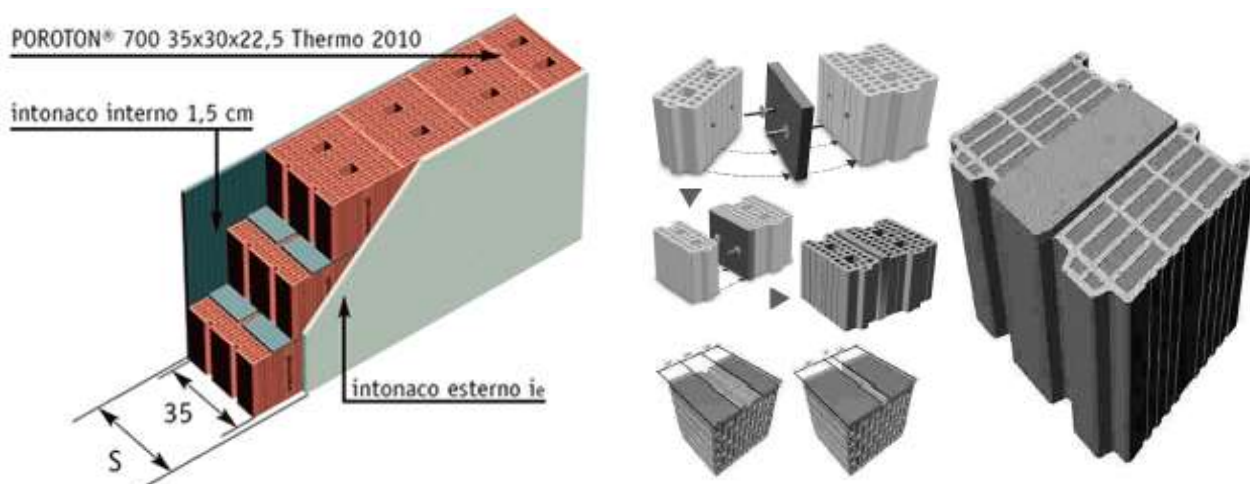


Figura 97: Laterizio in Poroton

7.3 SOLAI

I solai hanno una struttura portante, travetti, che sostengono file di laterizi. Al di sopra e al di sotto si hanno isolanti termici e intonaci.

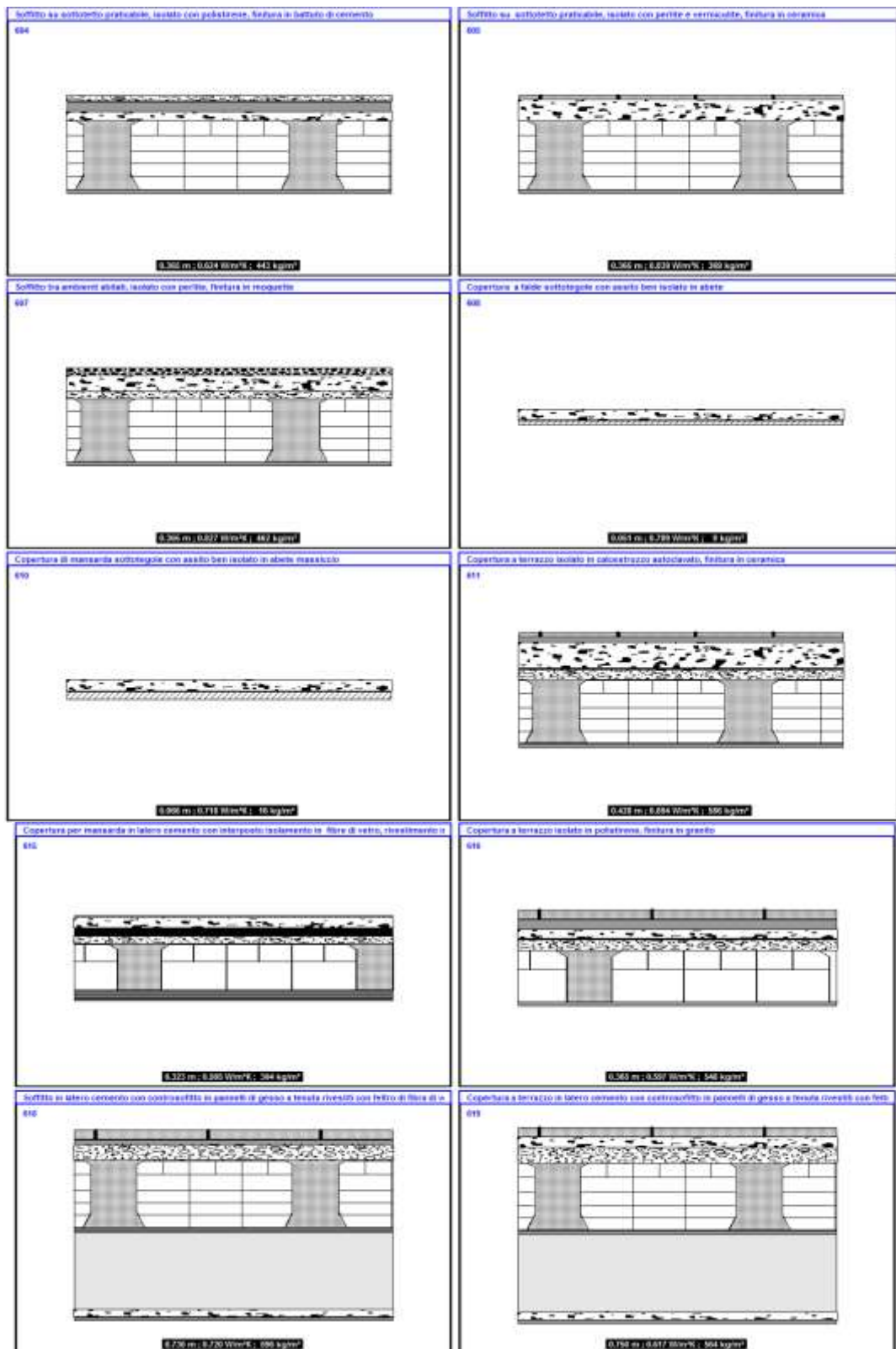
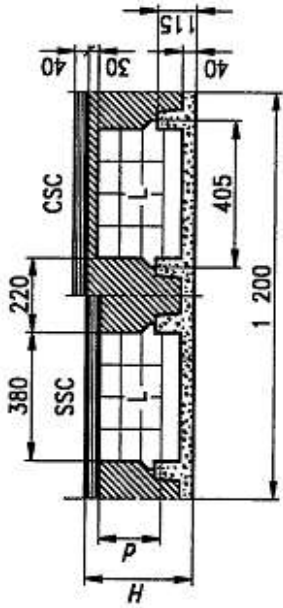


Figura 98: Esempi di tipologie di solai

(seguito del prospetto)

Tipo di elemento

Rappresentazione della struttura	Codice elemento	Caratteristiche elemento				Caratteristiche struttura					
		Spessore mm	Foratura %	tipo	Tipo di blocco	Massa volumica ** kg/m ³	Spessore mm	SSC	CSC	Massa superficiale kg/m ²	Resistenza termica m ² K/W
 <p> H = spessore totale del solaio d = spessore elemento da solaio L = blocco di laterizio </p> <p> SSC = senza soletta di calcestruzzo CSC = con soletta di calcestruzzo </p> <p> ↑ = Flusso ascendente ↓ = Flusso discendente </p> <p>Fig. 66 Solaio tipo predalles</p>	2.1.09.1	120 200 250	67 67 67	O O O	A ₁ A ₁ A ₁	1800 1800 1800	240 320 400	x x -	- - x	355 446 577	0,28 0,36 0,42
											0,30
											0,38
											0,45

** Valore riferito al materiale costituente l'elemento

(segue prospetto)

Figura 99: Solai - Norma UNI 10355

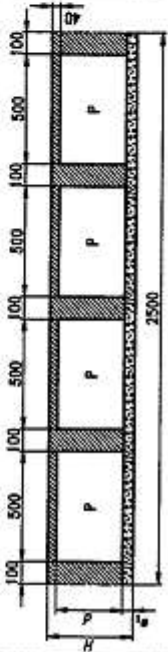
Tipo di elemento									
Rappresentazione della struttura	Codice elemento	Caratteristiche elemento				Caratteristiche struttura			
		Spessore mm	Foratura %	Tipo di blocco	Massa volumica ** kg/m ³	Spessore mm	e_1	Massa superficiale kg/m ²	Resistenza termica m ² K/W
 <p>P = polistirene espanso sinterizzato</p> <p>H = spessore totale del solaio d' = spessore elemento da solaio e_1 = spessore parte collaborante di calcestruzzo</p> <p>Fig. 69 Solaio con blocco di polistirene</p>	2.4.031	80	-	P	10	160	40	231	0,41
		120	-	P	10	200	40	251	0,51
		160	-	P	10	240	40	270	0,61
		190	-	P	10	280	50	309	0,69
** Valore riferito al materiale costituente l'elemento									(segue prospetto)

Figura 100: Solai - Norma UNI 10355

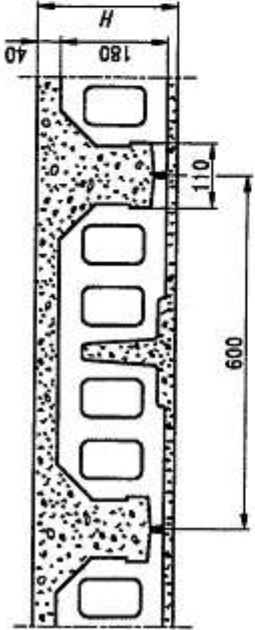
Tipo di elemento									
Rappresentazione della struttura	Codice elemento	Caratteristiche elemento				Caratteristiche struttura			
		Spessore mm	Foratura %	Tipo di blocco	Massa volumica ** kg/m ³	Spessore mm	ρ_l	Massa superficiale kg/m ²	Resistenza termica m ² ·K/W
 <p>H = spessore totale del solaio</p>	2.4.05i	180	O	P	20	230	-	223	0,84
Fig. 71 Solaio con blocchi di polistirene									
** Valore riferito al materiale costituente l'elemento									

Figura 101: : Solai - Norma UNI 10355

7.3.1 SOLAI A FALDE INCLINATE

I solai dei tetti a falde hanno un'opportuna inclinazione. La loro struttura dipende dall'elemento portante (legno o calcestruzzo). La falda può anche essere ventilata.



Figura 102: Copertura a falda ventilata

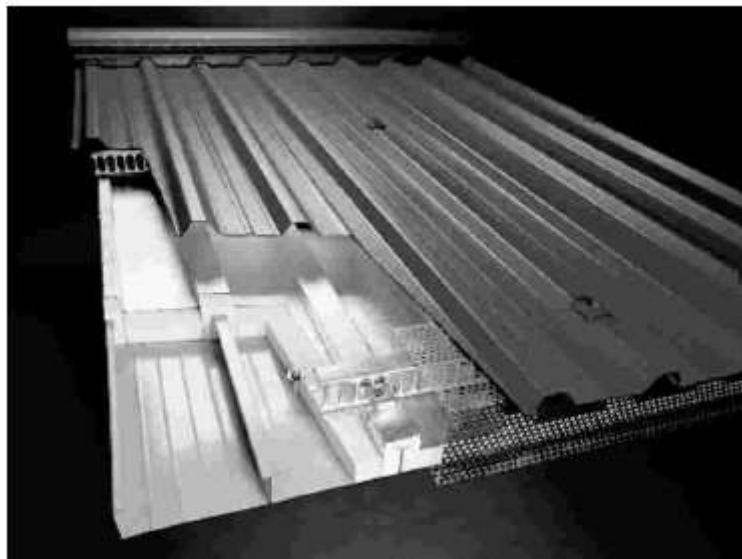


Figura 103: Particolare costruttivo del tetto a falda

7.4 PAVIMENTI

La struttura dei pavimenti di interpiano è simile a quella dei solai piani. Per i pavimenti su terreno si possono avere tre casistiche:

- a) *pavimento interrato, con o senza bocca di lupo;*
- b) *pavimento appoggiato su terreno;*
- c) *pavimento sospeso.*

La stratigrafia di questi pavimenti cambia avendo nei casi a) e b) la necessità di uno strato di sottofondo capace di drenare ed isolare dal terreno la stratigrafia della struttura portante.

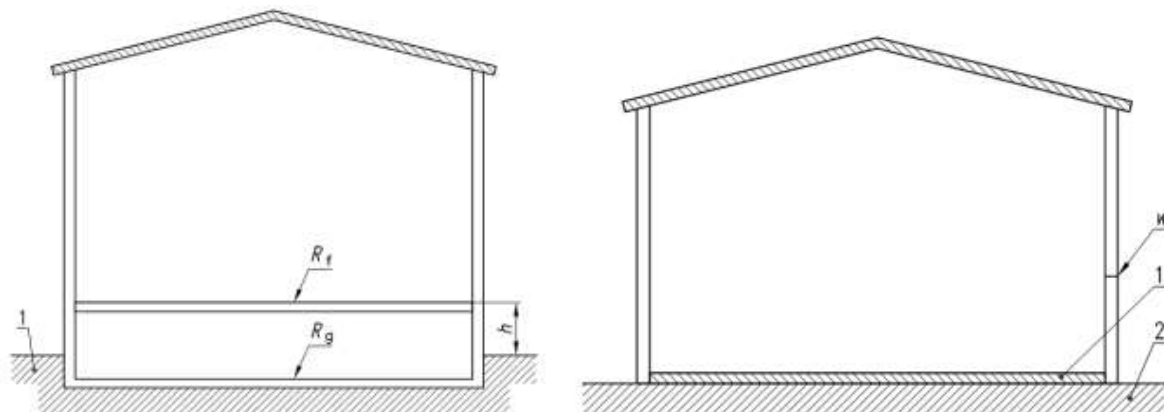


Figura 104: Pavimento interrato ed appoggiato su terreno

Si vedrà in seguito come i pavimenti abbiano una trattazione particolare per il calcolo della trasmittanza termica.

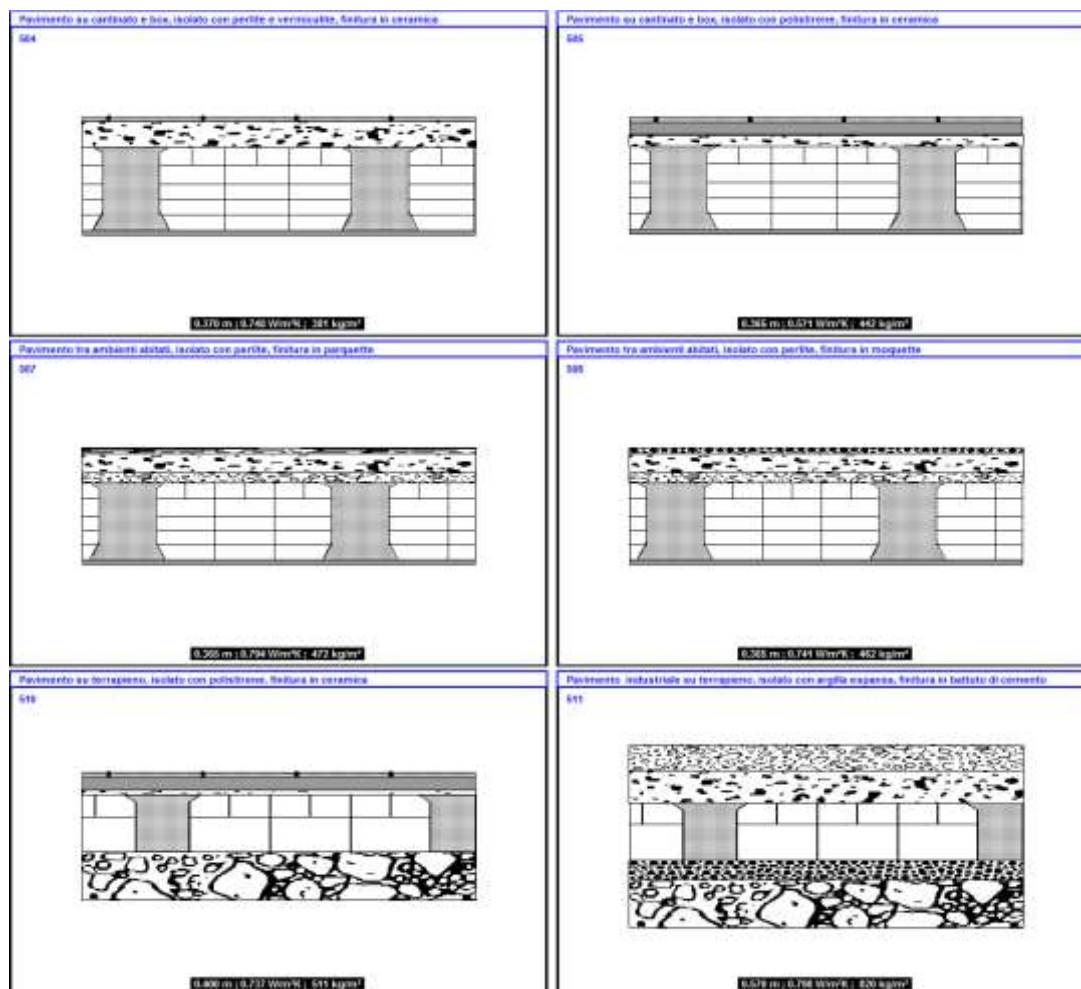


Figura 105: Esempi di pavimenti

7.5 SERRAMENTI VETRATI

I serramenti vetrati sono componenti fondamentali per l'edificio perché consentono di relazionare il mondo interno con quello esterno. Tale necessità è assoluta poiché è dimostrato che l'Uomo non può vivere senza la possibilità di comunicare con l'esterno. Gli antichi romani usavano dipingere finestre finte quando non potevano averle vere (si veda la *Villa dei Misteri* a Pompei).

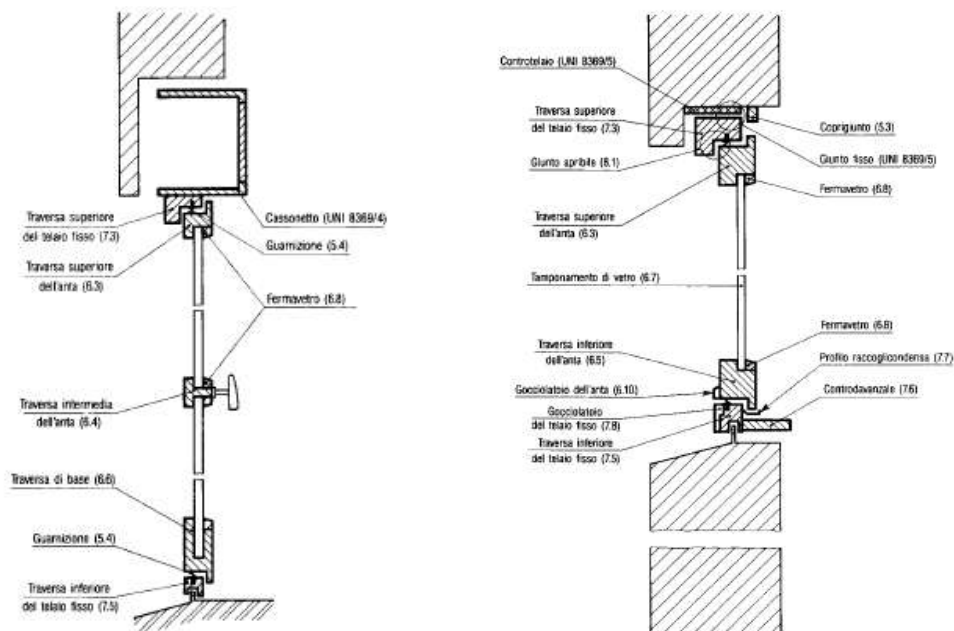


Figura 106: Inserimento di un serramento: sezione verticale

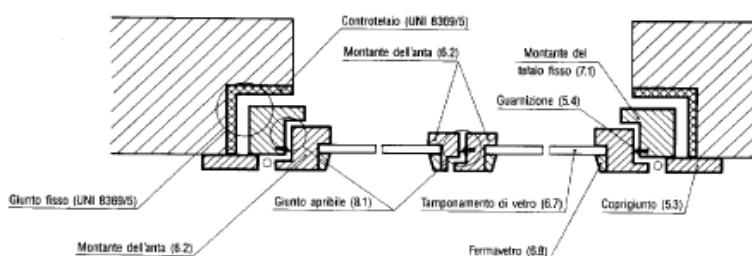


Figura 107: Inserimento di un serramento: sezione orizzontale

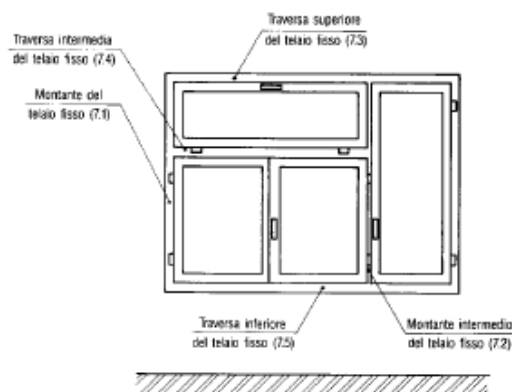


Figura 108: Vista frontale di un serramento vetrato

I serramenti vetrati sono costituiti da un telaio (in legno o in alluminio o misti in legno-alluminio e di recente anche in plastica pesante) collegato ad un contro-telaio inserito nella muratura. Il telaio contiene una o più ante vetrate. I serramenti hanno il compito di controllare il flusso luminoso (illuminazione naturale degli interni) che di consentire, se desiderato, il ricambio d'aria. In realtà il ricambio d'aria attraverso gli infissi non è di tipo controllato e negli infissi a tenuta questa possibilità è del tutto inibita.

7.5.1 COMPORTAMENTO IGROMETRICO DEGLI INFISSI

In questa sede ci interessa solamente studiare il comportamento termico, acustico ed illuminotecnico lasciando lo studio delle proprietà meccaniche ad altri insegnamenti.

La norma *UNI 7979/79* indica la procedura di calcolo della trasmittanza termica degli infissi e le recenti norme *UNI-10344* e *10345* fissano i criteri di calcolo della trasmittanza ai sensi del *DPR 412/93* e della capacità termica. I nuovi infissi (finestre e/o porte vetrate) hanno certamente migliore tenuta rispetto ai vecchi modelli³² e ciò può provocare, in alcuni casi, problemi interni agli ambienti. In particolare si possono avere fenomeni di condensazione del vapore d'acqua presente nell'aria (umidità) per mancanza della necessaria ventilazione.

Si ricordi, infatti, che il numero di ricambi orari d'aria per controllare la formazione della condensa è funzione della produzione di vapore all'interno degli ambienti (persone, macchinari, ...) e, per un bilancio di massa dell'ambiente considerato, può essere calcolato tramite la relazione:

$$(p_{vi} - p_{ve})nV = G_i R_v (t_i + 273.15)$$

ove si ha:

- R_v costante del gas per il vapore acqueo, ($R=462 \text{ J/kgK}$);
- n numero di ricambi orari, ($1/h$);
- V Volume ambiente, (m^3);
- G_i produzione media di vapore all'interno dell'ambiente, (kg/h);
- p_{ve} pressione di vapore media mensile dell'aria esterna (vedi *UNI-10349* relativa ai dati climatici), (Pa). Da questa relazione si ricava il numero di ricambi orari minimo per evitare la formazione di condensa:

$$n = \frac{G_i R_v (t_i + 273.15)}{V (p_{vi} - p_{ve})}$$

Un moderno infisso a tenuta limita il ricambio d'aria dovuto alle infiltrazioni e pertanto è possibile avere condizioni termo-igrometriche che possono provocare la condensazione del vapore acqueo. I nuovi infissi stagni possono provocare inconvenienti anche nel caso di presenza di stufe a gas o di impianti a combustione perché, mancando l'aria di rinnovo per la combustione chimica del combustibile, si ha una mancanza di ossigeno stechiometrico e quindi si hanno pericoli di formazione di monossido di carbonio (*CO*) estremamente pericoloso e mortale per l'uomo.

Entrambe le sopra citate problematiche (formazione di condensa e pericolo di formazione di *CO*) sono state prese in considerazione dal *DPR 412/93* che, mediante la *UNI 10350*, impone la metodologia di verifica di formazione della condensa e con il *DPR 551/99* e la *UNI 7129* impone la presenza di aperture di ventilazione non vetrate (minimo $0.6 \times 0.6 \text{ m}^2$) se si hanno impianti a combustione.

³² Già gli infissi di vent'anni fa non avevano i requisiti imposti dalle nuove norme e pertanto avevano una minore tenuta sia alle infiltrazioni che ai disperdimenti termici.

7.5.2 ISOLAMENTO TERMICO DEGLI INFISSI

Sappiamo già valutare questa capacità mediante la trasmittanza termica dell'infisso. I valori oggi ottenibili per i moderni infissi (a vetro camera, con vetri isolanti, ...) sono decisamente migliori rispetto a quelli dei vecchi infissi: basta considerare che si è passati da $K = 7.5 \text{ W/m}^2\text{K}$ a circa $3 \text{ W/m}^2\text{K}$ per vetro camera normale e circa $2 \text{ W/m}^2\text{K}$ per vetro camera con proprietà selettive.

Vale la pena di osservare che questi valori di trasmittanza, pur ridotti rispetto al vetro singolo normale, sono ancora elevati rispetto a quelli ottenuti per pareti isolate ($0,3 \div 0,6 \text{ W/m}^2\text{K}$) e pertanto 1 m^2 di superficie vetrata disperde quanto $5 \div 15 \text{ m}^2$ di parete opaca. Ciò consiglia di limitare al massimo la superficie delle finestre vetrate anche in considerazione dei problemi di sovra illuminazione diurna che le pareti vetrate possono provocare.

La norma *UNI 10345* e *UNI 10344* riportano la metodologia da seguire per calcolare la trasmittanza di un componente vetrato: occorre tenere conto, infatti, non solo della superficie vetrata ma anche della superficie del telaio e della sua trasmissione termica.

Per questo motivo i nuovi infissi di produzione industriale recano un certificato di conformità al modello depositato e sperimentato in laboratorio e nel quale è indicato il valore della trasmittanza certificata.

7.5.3 ISOLAMENTO ACUSTICO DEGLI INFISSI

Un infisso deve presentare anche una buona capacità di isolamento acustico fra l'ambiente interno e quello esterno. Questa è oggi importantissima al fine del raggiungimento del benessere acustico negli ambienti costruiti anche a causa di un elevato inquinamento acustico ambientale. Il parametro di riferimento per l'isolamento acustico è il potere fonoisolante R definito dalla relazione:

$$R = 10 \log \frac{1}{t} = 10 \log \frac{W_i}{W_t}$$

essendo:

- t il fattore di trasmissione;
- W_i la potenza incidente, W/m^2 ;
- W_t la potenza trasmessa, W/m^2 .

Si ricorda qui che il territorio è suddiviso in zone acustiche per le quali si hanno i seguenti valori dei limiti massimi del livello sonoro equivalente (Leq.A) relativi alle destinazione d'uso del territorio di riferimento:

Classi di destinazione d'uso del territori	Tempi di riferimento	
	Diurno	Notturmo
I) Aree particolarmente protette	50	40
II) Aree prevalentemente residenziali	55	45
III) Aree di tipo misto	60	50
IV) Aree di intensa attività umana	65	55
V) Aree prevalentemente industriali	70	60
VI) Aree esclusivamente industriali	70	70

Tabella 46: Zone Acustiche

In Figura 109 si ha la recente zonizzazione acustica di Catania con l'indicazione delle aree diversamente colorate. Gli infissi vengono classificati secondo le curve di Figura 110 e la classe prestazionale è data dalla seguente Tabella 47.

ZONA DI RUMORE				
	Leq < 65 dBA	Leq < 70 dBA	Leq < 75 dBA	Leq > 75 dBA
TIPO DI LOCALE	CLASSE DI PRESTAZIONE			

Stanze con $Leq < 30$ dBA	R1-R2	R2	R2-R3	R3
Stanze con $30 < Leq < 35$ dBA	R1	R1-R2	R2	R3
Stanze con $35 < Leq < 45$ dBA	R1	R1	R1-R2	R3

Tabella 47: Classe di prestazione acustica degli infissi

La scelta del tipo di infisso deve essere congruente con la zona acustica nella quale si trova l'edificio.



COMUNE DI CATANIA
Direzione Ecologia e Ambiente



Piano Comunale di Classificazione Acustica

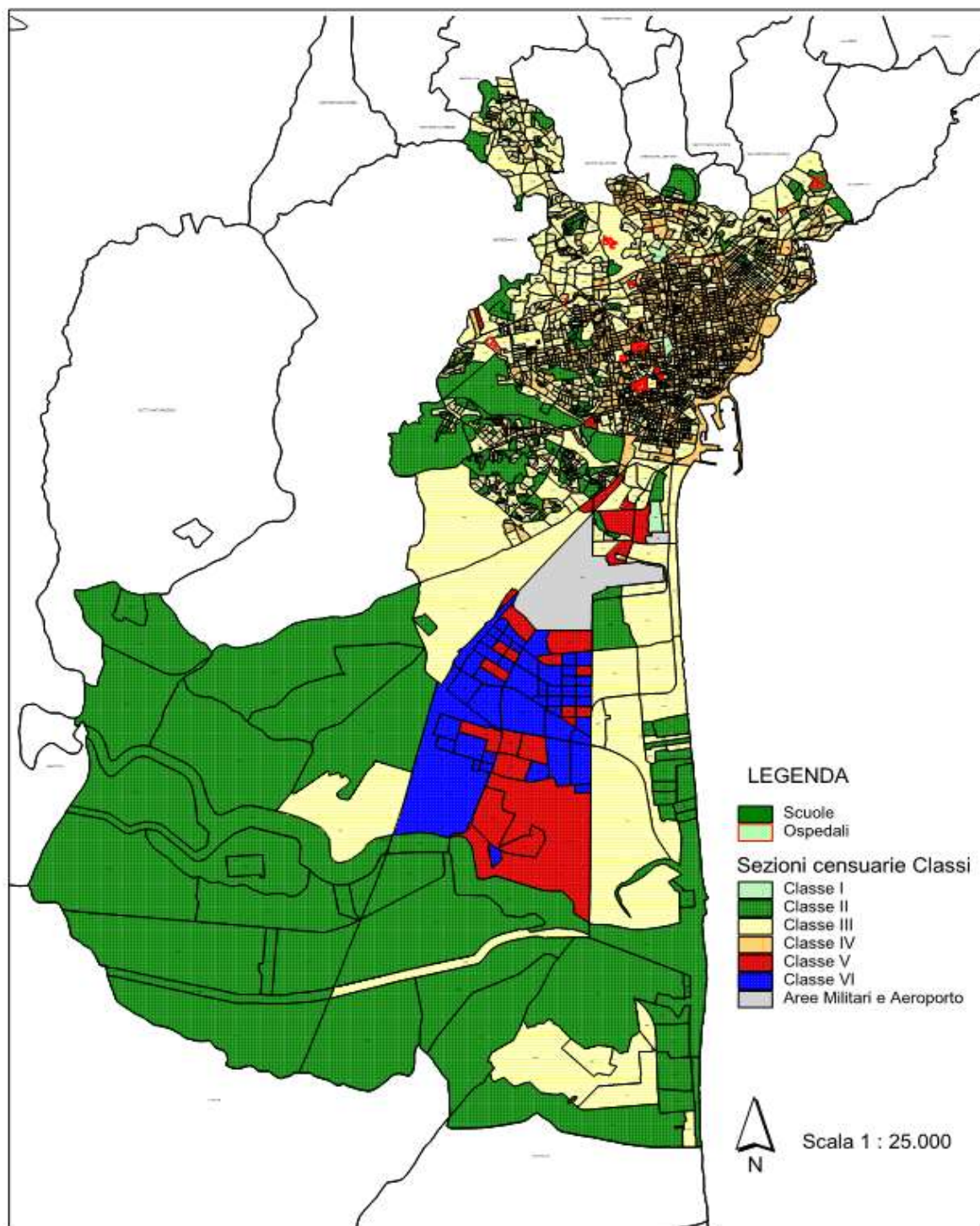


Figura 109: Zonizzazione acustica di Catania

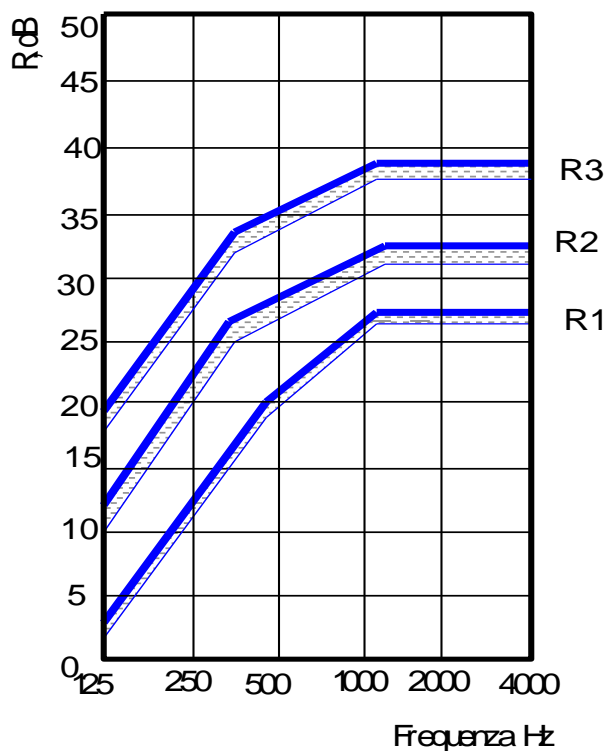


Figura 110: Classificazione acustica degli infissi

7.5.4 PERMEABILITÀ ALL'ARIA DEGLI INFISSI

Una importante proprietà degli infissi è la permeabilità all'aria, cioè la quantità di aria (in m^3/h) che attraversa una finestra per effetto della differenza di pressione fra interno ed esterno.

La permeabilità all'aria è riferita alla superficie apribile (m^3/m^2h) o al perimetro del giunto apribile (m^3/mh). Le prove sono effettuate con una pressione di 100 Pa (equivalenti a 10.2 mm c.a.) pari alla pressione di un vento alla velocità di 46 km/h.

La permeabilità all'aria viene classificata secondo la seguente Tabella 48.

Classe	Perdita massima a 100 Pa
A1	50 m^3/m^2h
A2	20 m^3/m^2h
A3	7 m^3/m^2h

Tabella 48: Classi di permeabilità all'aria degli infissi

La scelta della classe degli infissi deve essere effettuata in base alla zona di vento³³ del sito secondo la seguente Tabella 49.

Zona di vento	Campagna aperta	Periferia città	Centro urbano
A	A1	A1	A1
B	A1	A1-A2	A1-A2
C	A2	A2-A3	A2-A3
D	A1-A2	A2-A3	A2-A3
E	A2-A3	A2-A3	A2-A3
F	A2	A2-A3	A2-A3

Tabella 49: Scelta del tipo di infisso in funzione della zona di vento

³³ Si veda quanto indicato per la Legge 10/91.

In ogni caso, in mancanza di indicazioni certe sulla zona di vento, è sempre bene richiedere almeno la classe A2.

7.5.5 TENUTA ALL'ACQUA DEGLI INFISSI

Questa proprietà è data dalla capacità di bloccare il passaggio dell'acqua dall'esterno verso l'interno. Essa è data dal valore della pressione esterna che provoca la penetrazione dell'acqua. Si ha la seguente classificazione:

Classe	Pressione esterna, PE (Pascal)
E1	50÷150
E2	150÷300
E3	300÷500
E4	>500

Tabella 50: Classificazione della tenuta all'acqua degli infissi

7.5.6 TIPOLOGIA DEI VETRI

Il vetro è una sostanza vetrificante (liquido elevata viscosità) composta di bi-ossido di silicio o silice (SiO_2) o anidride borica (B_2O_3). Il punto di fusione è di 2.000°C .

Le sostanze fondenti abbassano il punto di fusione a circa 1000°C e sono: carbonato di sodio o soda solubile (Na_2CO_3), carbonato di potassio (K_2CO_3), ossido di litio (Li_2O), ossido di sodio (Na_2O), ossido di zinco (ZnO),

Le sostanze stabilizzanti aumentano la resistenza chimica e sono: carbonato di calcio o calce per ripristinare l'insolubilità in acqua (CaO), ossido di magnesio (MgO), CaCO_3 sostanze accessorie: coloranti vari (ossidi metallici), caratteristiche di brillantezza (PbO), etc.

La pasta di vetro fusa può essere sagomata: è tirata meccanicamente da due forze di uguale direzione ma verso opposto, producendo il **vetro tirato**.

Le superfici non hanno le facce otticamente parallele, dando origine alle aberrazioni visive. Il parallelismo tra le lastre poteva essere ottenuto con la lucidatura meccanica, ma con costi elevati.

Oggi questa tecnica è usata per produrre vetri stampati (su una superficie del vetro è stampato un disegno in rilievo), retinati (prodotti incorporando una rete metallica al suo interno) oppure ornamentali.

Il **vetro float** o **vetro chiaro** è costituito da lastre con facce piane e parallele esenti da imperfezioni legate al passaggio su rulli. Nel processo "Float" (dall'inglese galleggiare), il vetro fuso è versato a un'estremità di un bagno di stagno fuso. Il vetro galleggia sullo stagno e si spande lungo la superficie del bagno, formando una superficie liscia su entrambi i lati.

Il vetro si raffredda e solidifica mentre scorre lungo il bagno formando un nastro continuo. Il prodotto è poi "lucidato a fuoco", riscaldandolo nuovamente su entrambi i lati, e presenta così due superfici perfettamente parallele. Oggi l'operazione è effettuata in atmosfera controllata.

I **vetri colorati** in pasta derivano dal vetro float con l'impiego di coloranti nella pasta vetrosa. Hanno una composizione fosfatica (70% ossido di fosforo P_2O_5) con l'aggiunta di ossidi metallici (ferro, cobalto, cromo, vanadio e rame) che assorbono le radiazioni infrarosse, senza ostacolare le radiazioni visibili. Gli ossidi di ferro comportano un assorbimento selettivo e riducono la trasparenza del vetro. La colorazione dipende dalla natura dell'ossido metallico, dalla composizione del vetro e dallo stato di ossidazione del metallo presente nell'ossido.

I **vetri riflettenti** sono vetri float rivestiti con depositi (*coating*) di metalli nobili o di ossidi metallici che respingono parte della radiazione incidente, riflettendola verso gli ambienti circostanti. Il coating permette la riflessione selettiva dell'irraggiamento solare e la schermatura delle radiazioni UV (spettro compreso tra $300\text{-}380\text{ }\mu\text{m}$). In questo modo forniscono un buon isolamento termico, ma anche una riduzione della luminosità. I cristalli riflettenti hanno una colorazione argento, oro, blu, bronzo o verde ed esternamente hanno un aspetto a specchio.

Per aumentare ulteriormente le prestazioni termiche, i **vetri a controllo solare** sono costituiti da vetri float rivestiti con sottili multistrati dielettrici o metallici che, attraverso fenomeni di interferenza ottica, selezionano la radiazione visibile e schermano quella ultravioletta.

I vetri a controllo solare hanno una colorazione argento, oro, blu, bronzo o verde. Esternamente hanno un aspetto a specchio. L'eliminazione dell'effetto specchio si ha grazie a micro-incisioni superficiali che portano a una micro-porosità diffusa.

Il deposito di ossidi metallici avviene tramite polverizzazione a caldo (processo di pirolisi o rivestimento pirolitico) o per polverizzazione catodica di ossidi metallici in campo elettromagnetico o sotto vuoto spinto (Metodo *Magnetron Sputtering* o rivestimento *magnetronico*). I vetri pirolitici sono più selettivi e più delicati, tanto da dover essere riparati all'interno del vetro-camera. La posizione ideale in faccia 2 permette di riflettere la radiazione infrarossa verso l'esterno già al primo strato di vetro. I vetri magnetronici sono meno delicati e possono essere inseriti in faccia 1 anche a diretto contatto con l'esterno.

I vetri, detti anche vetri a **isolamento termico rinforzato**, hanno una produzione analoga a quella dei vetri riflettenti a cui si aggiunge un trattamento specifico per riflettere il calore irraggiato dall'interno degli ambienti, così da ridurre le dispersioni e da mantenere un'alta trasmissione luminosa dall'esterno verso l'interno.

Sono prodotti tramite il deposito di più strati di ossidi metallici (Bi_2O_3 , In_2O_3 , SnO_2 , TiO_2 , ZnO e ZnS) e metalli ottenuti per polverizzazione catodica sotto vuoto spinto in campo elettromagnetico di elevata densità. Le proprietà migliori sono ottenute con depositi di rame e argento, che hanno un elevato costo. Buone prestazioni si hanno anche con il nitrato di titanio e l'alluminio. I **vetri selettivi** sono ottenuti mediante deposizione catodica sotto vuoto di più strati di metalli nobili su un vetro float o colorato in pasta. I depositi così applicati sono molto riflettenti nel campo dell'infrarosso. Questo tipo di vetro si caratterizza per l'elevata trasmissione luminosa, il limitato apporto energetico e bassi valori di emissività. Le prestazioni, pertanto, sono intermedie rispetto ai vetri a controllo solare e ai vetri basso emissivi (o vetrate a isolamento termico rinforzato).

7.6 CALCOLO DELLA TRASMITTANZA TERMICA

Una grandezza fondamentale è la **Trasmittanza termica** la cui formulazione analitica è stata indicata in precedenza. In questo capitolo si vedranno alcune norme UNI EN per il calcolo della trasmittanza termica degli elementi opachi e finestrati, la trasmittanza termica dei pavimenti e delle vetrate.

Si osservi che l'applicazione di queste norme è spesso complessa e che l'utilizzo di programmi elettronici specializzati oltre ad essere sempre più esteso sia anche auspicabile. Nessuno più pensa di eseguire "a mano" questi calcoli. Pur tuttavia occorre conoscere egualmente le norme per poterle applicare correttamente facendo le scelte giuste, quando richieste.

Si è in precedenza definita la trasmittanza termica di uno strato (verticale o orizzontale) in condizioni di regime stazionario.

Le norme UNI EN forniscono una procedura rigorosa e codificata per il calcolo della trasmittanza e, considerata l'importanza di quest'argomento per le verifiche energetiche, si vuole qui dare un compendio operativo delle stesse.

7.6.1 NORMA UNI EN ISO 6946 - TRASMITTANZA TERMICA DELLE PARETI

Il principio del metodo di calcolo consiste in:

- a) *determinazione della resistenza termica per ognuno degli strati termicamente omogenei che costituiscono il componente;*

- *b) somma di queste resistenze termiche singole, per determinare la resistenza termica totale del componente, includendo (quando appropriato) l'effetto delle resistenze termiche superficiali.*

Le resistenze termiche dei singoli strati si ottengono come indicato in seguito.

I valori delle resistenze termiche superficiali sono validi nella maggior parte dei casi.

Ai fini della presente norma, le intercapedini d'aria possono essere considerate come termicamente omogenee. I valori della resistenza termica di intercapedini d'aria di forte spessore con superfici ad alta emissività sono indicati.

Le resistenze degli strati sono combinate come segue:

- *a) per i componenti costituiti da strati termicamente omogenei, determinare la resistenza termica totale e la trasmittanza termica come indicato in seguito;*
- *b) per i componenti aventi uno o più strati termicamente non omogenei, determinare la resistenza termica totale e la trasmittanza termica come in seguito;*
- *c) per i componenti aventi uno strato di spessore variabile, determinare la trasmittanza termica e/o la resistenza termica totale.*

Infine, sono applicate delle correzioni, se necessarie, alla trasmittanza termica per tenere conto dell'effetto di spazi vuoti dovuti a discontinuità degli strati isolanti, di fissaggi meccanici che attraversano gli strati isolanti e delle precipitazioni nel caso di tetto rovescio.

La trasmittanza termica così calcolata si applica tra i due ambienti separati dal componente considerato, per esempio ambiente esterno e interno, due ambienti interni nel caso di parete interna, un ambiente interno e uno non riscaldato. Sono poi descritti metodi semplificati per trattare il caso di un ambiente non riscaldato considerato come una resistenza termica.

Resistenza termica di strati omogenei

I dati termici utili possono essere espressi sia sotto forma di conduttività termica utile che di resistenza termica utile. Se è nota la conduttività termica, determinare la resistenza termica dello strato con la formula:

$$R = \frac{d}{\lambda}$$

dove:

- *d* è lo spessore dello strato di materiale nel componente;
- *λ* è la conduttività termica utile calcolata secondo ISO/DIS 10456.2 oppure ricavata da valori tabulati.

Lo spessore *d* può essere diverso dallo spessore nominale (per esempio quando un prodotto comprimibile è installato compresso, *d* è minore dello spessore nominale).

Si raccomanda di tenere conto nel valore di *d* delle tolleranze di spessore (per esempio quando sono negative). I valori della resistenza termica utilizzati nei calcoli intermedi, devono essere calcolati con almeno tre decimali.

I valori dei parametri termofisici degli strati dei materiali costituenti le pareti sono reperibili dalla norma UNI 10351 e UNI 10355 alle quali si rimanda.

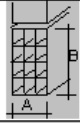
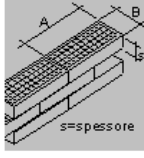
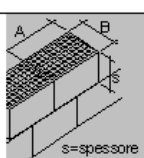
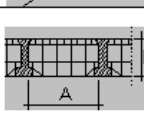

TIPO DI STRUTTURA	Dim. A (cm)	Dim. B (cm)	Conduttanza unitaria C (W/m² K)	Schema della struttura
TAVOLATO DI MATTONI FORATI DI LATERIZIO	4 6 8 10 12 15	25 25 25 25 25 25	9,09 7,69 5,00 3,70 3,22 2,22	
MURO IN MATTONI SEMPIENI spessore (cm) 5 6 12 12	25 28 25 25	12 14 12 24	5,26 4,16 4,16 2,70	
MURO IN BLOCCHI FORATI spessore (cm) 25 25 25	25 25 25	25 30 37	1,25 1,06 0,94	
SOLAIO IN BLOCCHI FORATI DI LATERIZIO	49,5 49,5 49,5	16 20 24	3,33 3,03 2,56	
SOLAIO TIPO PEDALLES	120 120 120	12 20 25	asc. 3,57, disc. 3,33 asc. 2,77, disc. 2,63 asc. 2,38, disc. 2,22	

Figura 111: Esempio di dati per muratura in mattoni

Resistenza termica superficiale

Utilizzare i valori riportati in Tabella 51 per superfici piane in assenza di specifiche informazioni sulle condizioni limite. I valori riportati sotto "orizzontale" si applicano a flussi termici inclinati fino a $\pm 30^\circ$ sul piano orizzontale.

	Direzione del flusso termico		
	Ascendente	Orizzontale	Discendente
R_s	0,10	0,13	0,17
R_{se}	0,04	0,04	0,04

Tabella 51: Resistenze termiche superficiali

Per superfici che non sono piane o per casi particolari la resistenza superficiale è data da:

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

dove:

- h_c è il coefficiente di convezione;
- h_r è il coefficiente di irraggiamento;

ed è:

$$h_r = \varepsilon h_{r0}$$

dove:

- ε è l'emissività della superficie;

- h_{r0} è il coefficiente di irraggiamento di un corpo nero: $h_{r0} = 4\sigma T_m^3$;
- σ è la costante di Stefan-Boltzmann [$5,67 \cdot 10^{-8}$] W/(m²K⁴);
- T_m è la temperatura termodinamica media della superficie e delle superfici limitrofe.

Temperatura °C	h_{r0} W/(m ² · K)
-10	4,1
0	4,6
10	5,1
20	5,7
30	6,3

Tabella 52: Valori del coefficiente h_{r0} per il corpo nero

Sulle superfici interne $h_c = h_{ci}$, dove

- - per flusso di calore ascendente: $h_{ci} = 5,0$ W/(m² K)
- - per flusso di calore orizzontale: $h_{ci} = 2,5$ W/(m² K)
- - per flusso di calore discendente: $h_{ci} = 0,7$ W/(m² K)

Sulle superfici esterne $h_c = h_{ce}$, dove

$$h_{ce} = 4 + 4v$$

dove v è la velocità del vento in prossimità della superficie, in metri al secondo.

I valori della resistenza superficiale esterna, R_{se} , per diverse velocità del vento, sono dati nella Tabella 53. Nel caso di elementi con superfici non piane le parti sporgenti rispetto al piano delle pareti, come per esempio i pilastri, non devono essere considerate nel calcolo della resistenza termica totale, se sono costituite da materiali aventi conduttività termica non maggiore di 2 W/(m·K).

Velocità del vento m/s	R_{se} m ² · K/W
1	0,08
2	0,06
3	0,05
4	0,04
5	0,04
7	0,03
10	0,02

Tabella 53: Valori di R_s al variare della velocità del vento

Se la parte sporgente è costituita da materiale avente conduttività termica maggiore di 2 W/(m·K) e non è coibentata, la resistenza superficiale deve essere modificata secondo il rapporto tra l'area della proiezione sulla parete della sporgenza e l'area reale della parte:

$$R_{sp} = R_s \frac{A_p}{A}$$

dove:

- R_s è la resistenza di superficie del componente piano;
- A_p è l'area della proiezione della parte sporgente, vedi Figura 112;
- A è l'area effettiva della parte sporgente.

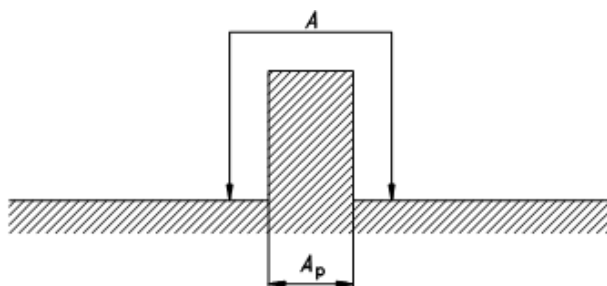


Figura 112: Area reale e area proiettata

La precedente relazione si applica alla resistenza superficiale interna come a quella esterna.

7.6.2 RESISTENZA TERMICA DI INTERCAPEDINI D'ARIA

I valori forniti in questo punto si applicano a un'intercapedine d'aria quando:

- - *essa è limitata da due facce effettivamente parallele e perpendicolari alla direzione del flusso termico e con un'emissività non minore di 0,8;*
- - *il suo spessore (nella direzione del flusso termico) sia minore del 10% delle altre due dimensioni e comunque minore di 0,3 m;*
- - *non scambi aria con l'ambiente interno.*

Se non sono rispettate le condizioni sopramenzionate, la norma consiglia di utilizzare altri procedimenti.

Intercapedini d'aria non ventilata

Un'intercapedine d'aria non ventilata è quella in cui non vi è una specifica configurazione affinché l'aria possa attraversarla. Le resistenze termiche da utilizzare nei calcoli sono fornite in Tabella 54. I valori della colonna "orizzontale" si applicano a flussi termici inclinati fino a $\pm 30^\circ$ in rapporto al piano orizzontale.

Un'intercapedine d'aria non separata dall'ambiente esterno da uno strato isolante ma con delle piccole aperture verso l'ambiente esterno, deve essere considerata come intercapedine non ventilata, se queste aperture non sono disposte in modo da permettere un flusso d'aria attraverso l'intercapedine e se non sono maggiori di:

- - *500 mm² per metro di lunghezza per le intercapedini d'aria verticali;*
- - *500 mm² per metro quadrato di superficie per intercapedini d'aria orizzontali*

Spessore intercapedine d'aria mm	Senso del flusso termico		
	Ascendente	Orizzontale	Discendente
0	0,00	0,00	0,00
5	0,11	0,11	0,11
7	0,13	0,13	0,13
10	0,15	0,15	0,15
15	0,16	0,17	0,17
25	0,16	0,18	0,19
50	0,16	0,18	0,21
100	0,16	0,18	0,22
300	0,16	0,18	0,23

Tabella 54: Resistenza termica di intercapedine d'aria non ventilate

Intercapedini d'aria debolmente ventilate

Un'intercapedine d'aria debolmente ventilata è quella nella quale vi è un passaggio d'aria limitato, proveniente dall'ambiente esterno attraverso aperture aventi le caratteristiche seguenti:

- - $> 500 \text{ mm}^2 \text{ ma } \leq 1\,500 \text{ mm}^2$ per metro di lunghezza per intercapedini d'aria verticali;
- - $> 500 \text{ mm}^2 \text{ ma } \leq 1\,500 \text{ mm}^2$ per metro quadrato di superficie per intercapedini d'aria orizzontali

La resistenza termica utile di un'intercapedine d'aria debolmente ventilata è uguale alla metà del valore corrispondente della Tabella 54. Tuttavia, se la resistenza termica tra l'intercapedine d'aria e l'ambiente esterno è maggiore di $0,15 \text{ m}^2 \text{ K/W}$, essa deve essere riportata al valore $0,15 \text{ m}^2 \text{ K/W}$.

Intercapedini d'aria fortemente ventilate

Un'intercapedine d'aria è molto ventilata se le aperture tra l'intercapedine d'aria e l'ambiente esterno sono maggiori di:

- - 1500 mm^2 per metro di lunghezza per le intercapedini d'aria verticali;
- - 1500 mm^2 per metro quadrato di superficie per le intercapedini orizzontali.

La resistenza termica totale di un componente per edilizia, contenente un'intercapedine d'aria molto ventilata, si ottiene trascurando la resistenza termica dell'intercapedine d'aria e di tutti gli altri strati che separano detta intercapedine d'aria dall'ambiente esterno e includendo una resistenza termica superficiale esterna corrispondente all'aria immobile (vale a dire uguale alla resistenza termica superficiale interna del medesimo componente).

Resistenza termica di ambienti non riscaldati

Quando il perimetro esterno di un ambiente non riscaldato non è isolato, si possono applicare i seguenti metodi semplificati, considerando l'ambiente non riscaldato come una resistenza termica.

7.6.3 SOTTOTETTO

Nel caso di una struttura composta di un soffitto piatto e isolato, sormontato da una tettoia inclinata, il sottotetto può essere considerato come uno strato termicamente omogeneo di cui la resistenza termica è data in tabella seguente.

Caratteristiche del tetto		R_{s2} $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$
1	Tetto a tegole senza feltro, pannelli o equivalenti	0,06
2	Tetto a lastre o tetto a tegole con feltro o pannelli o equivalenti sotto le tegole	0,2
3	Come in 2 ma con rivestimento di alluminio o altro rivestimento a bassa emissività all'intradosso della copertura	0,3
4	Tetto rivestito con pannelli e feltri	0,3
Nota - I valori del prospetto 3 comprendono la resistenza termica dell'intercapedine d'aria e la resistenza del tetto (pendente). Essi non comprendono la resistenza termica superficiale esterna (R_{se}).		

Tabella 55: Resistenza termica dei sottotetti

7.6.4 ALTRI SPAZI

Quando all'edificio è addossato un piccolo ambiente non riscaldato la trasmittanza termica tra l'ambiente interno ed esterno può essere ottenuto considerando l'insieme costituito dall'ambiente non riscaldato e i componenti esterni dell'edificio, come uno strato addizionale omogeneo avente una resistenza termica R_u pari a:

$$R_u = 0,09 + 0,4 \frac{A_i}{A_u}$$

con la condizione $R_u \leq 0,5 \text{ m}^2\text{K/W}$, dove:

- A_i è la superficie totale di tutti i componenti tra l'ambiente interno e l'ambiente non riscaldato;
- A_e è la superficie totale di tutti i componenti tra l'ambiente non riscaldato e l'ambiente esterno.

7.6.5 RESISTENZA TERMICA TOTALE

Se la resistenza termica totale è presentata come un risultato finale, essa deve essere arrotondata a due cifre decimali.

Resistenza termica totale di un componente per edilizia costituito da strati omogenei

La resistenza termica totale R_T di un componente piano per edilizia, costituito da strati termicamente omogenei perpendicolari al flusso termico, è dato da:

$$R_T = R_{si} + R_1 + R_2 + \dots + R_{se} \quad [127]$$

dove:

- R_{si} è la resistenza superficiale interna;
- R_1, R_2, \dots, R_n sono le resistenze termiche utili di ciascuno strato;
- R_{se} è la resistenza superficiale esterna.

Nel caso di calcolo della resistenza di componenti interni per edilizia (divisori, ecc.), o di componenti situati tra l'ambiente interno e un ambiente non riscaldato, R_{si} si applica su entrambi i lati. Le resistenze termiche superficiali dovrebbero essere trascurate nella formula precedente, quando si deve determinare la resistenza di un componente da superficie a superficie.

Resistenza termica totale di un componente dell'edificio, costituito da strati omogenei ed eterogenei

Questo punto fornisce un metodo semplificato per calcolare la resistenza termica di componenti per edilizia comprendenti strati termicamente omogenei ed eterogenei, eccetto il caso in cui lo strato isolante è attraversato da un elemento metallico.

Resistenza termica totale di un componente

La resistenza termica totale R_T , di un componente costituito da strati termicamente omogenei ed eterogenei, paralleli alla superficie, è calcolata come la media aritmetica dei limiti superiore ed inferiore della resistenza:

$$R_T = \frac{R'_T + R''_T}{2}$$

dove:

- R'_T è il limite superiore della resistenza termica totale;
- R''_T è il limite inferiore della resistenza termica totale.

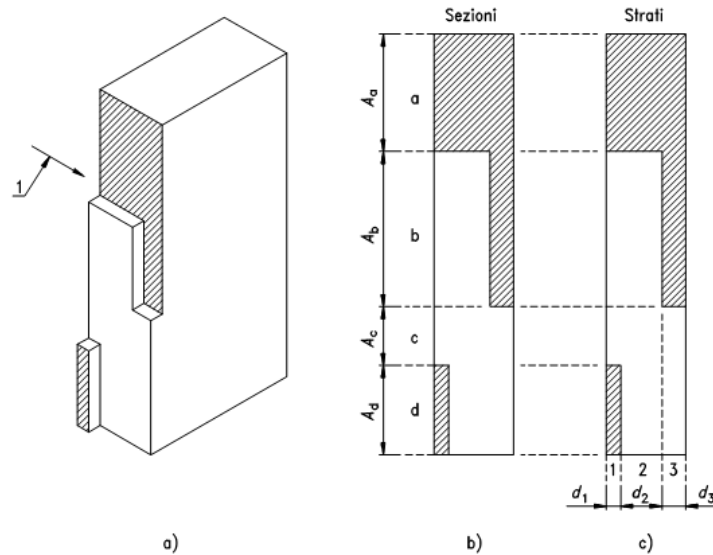


Figura 113: Sezione e strati di un componente termicamente omogeneo

Il calcolo dei limiti superiore e inferiore deve essere effettuato considerando il componente sezionato e in strati, come descritto nella Figura 113, in modo che il componente stesso sia suddiviso in parti m_j , termicamente omogenee. Il componente [Figura 113 a)] è considerato sezionato [Figura 113 b)] e scomposto in strati [Figura 113 c)]. La sezione m ($m = a, b, c, q$) perpendicolare alle facce del componente, ha un'area relativa f_m . Lo strato j ($j = 1, 2, \dots, n$) parallelo alle superfici, ha uno spessore d_j . La parte m_j ha una conduttività termica λ_{mj} , uno spessore d_j , un'area relativa f_m ed una resistenza termica R_{mj} . L'area relativa di una sezione è il suo rapporto con l'area totale. Perciò

$$f_a + f_b + \dots + f_q = 1.$$

Limite superiore della resistenza termica totale (R_T)

Il limite superiore della resistenza termica totale è determinato supponendo il flusso termico come unidirezionale e perpendicolare alle superfici. Esso è dato da:

$$\frac{1}{R_T} = \frac{f_a}{R_{Ta}} + \frac{f_b}{R_{Tb}} + \dots + \frac{f_q}{R_{Tq}}$$

dove:

- $R_{Ta}, R_{Tb}, \dots, R_{Tq}$ sono le resistenze termiche totali da ambiente ad ambiente per ciascuna sezione, calcolate utilizzando la [127];
- f_a, f_b, \dots, f_q sono le aree relative di ciascuna sezione.

Limite inferiore della resistenza termica totale (R_T)

Il limite inferiore è determinato supponendo che tutti i piani paralleli alle superfici del componente siano piani isoterma

Calcolare una resistenza termica equivalente R_j per ogni strato termicamente eterogeneo, con la formula:

$$\frac{1}{R_j} = \frac{f_a}{R_{aj}} + \frac{f_b}{R_{bj}} + \dots + \frac{f_q}{R_{qj}}$$

Il limite inferiore è allora determinato utilizzando la [127], vale a dire

$$R_T = R_{si} + R_1 + R_2 + \dots + R_n + R_{se}$$

Stima dell'errore

Questo metodo di stima dell'errore relativo massimo, può essere utilizzato quando la trasmittanza termica calcolata deve rispondere a criteri specifici di accuratezza.

L'errore relativo massimo, e , in per cento, dovuto a queste approssimazioni, è uguale a:

$$e = \frac{R'_T - R''_T}{2R_T}$$

7.6.6 TRASMITTANZA TERMICA

La trasmittanza termica è data da:

$$U = \frac{1}{R_T}$$

Alla trasmittanza termica devono, se necessario, essere applicate correzioni, in accordo con l'appendice D. Tuttavia, se la correzione è minore del 3% di U , non è necessario applicare tale correzione. Quando la trasmittanza termica è presentata come un risultato finale, deve essere arrotondata a due cifre significative e devono essere fornite informazioni sui dati di calcolo utilizzati.

7.6.7 TRASMITTANZA TERMICA DI COMPONENTI CON STRATI DI SPESSORE VARIABILE

Quando un componente ha uno strato di spessore variabile (per esempio in un tetto isolato dall'esterno, lo strato delle pendenze) la resistenza termica totale è variabile sulla superficie del componente. La trasmittanza termica è definita da un integrale esteso all'area del componente considerato. Il calcolo deve essere effettuato separatamente per ciascuna parte (per esempio di un tetto) con differente pendenza e/o forma, come illustrato nella Figura 115.

La trasmittanza termica di elementi di forma comune deve essere calcolata attraverso le equazioni seguenti, per pendenze non maggiori del 5%.

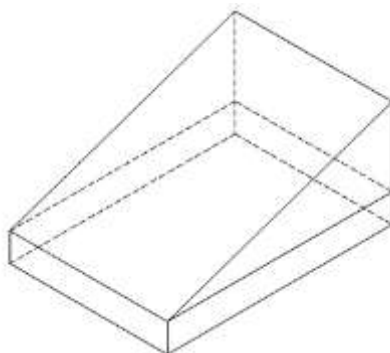


Figura 114: Componente con strati di spessore variabili

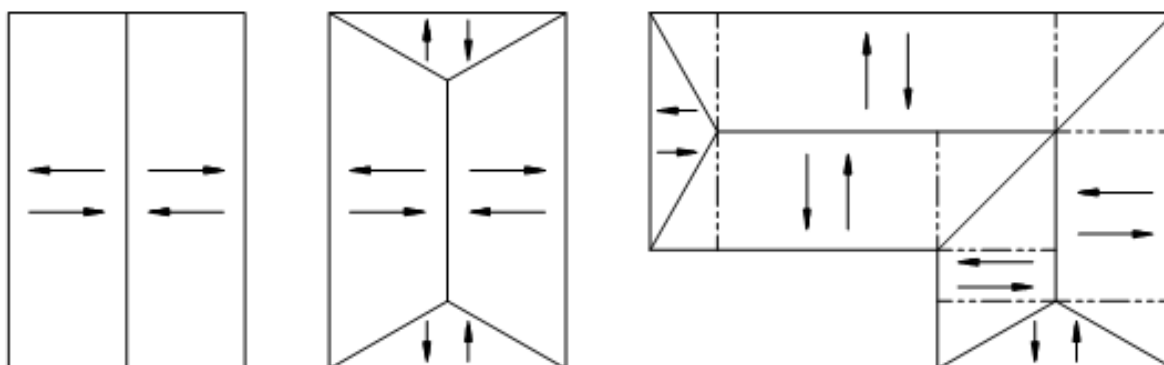


Figura 115: Possibili suddivisioni dei tetti in parti elementari

Superfici rettangolari

$$U = \frac{1}{R_1} \ln \left(1 + \frac{R_1}{R_0} \right)$$

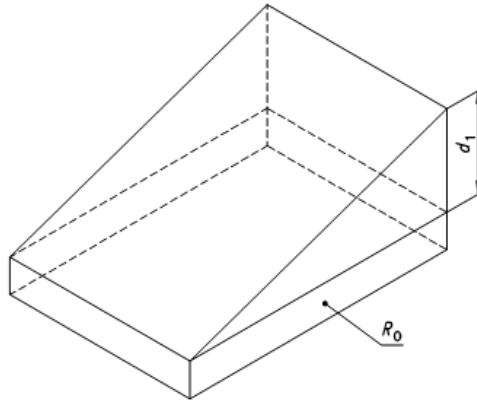


Figura 116: Componente con strati di spessore variabili - Superfici rettangolari

Superfici triangolari aventi spessore massimo al vertice

$$U = \frac{2}{R_1} \left[\left(1 + \frac{R_0}{R_1} \right) \ln \left(1 + \frac{R_1}{R_0} \right) - 1 \right]$$

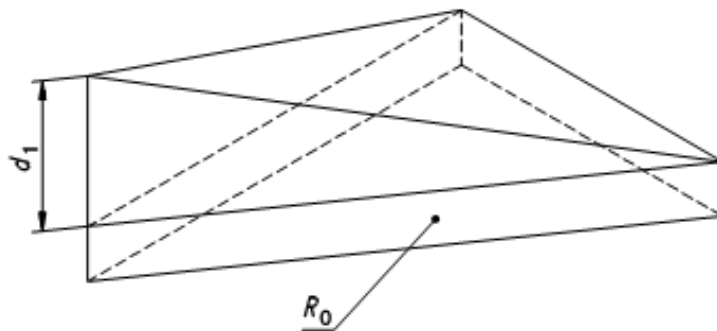


Figura 117: Componente con strati di spessore variabili - Superfici triangolari con spessore massimo al vertice

Superfici triangolari aventi spessore minimo al vertice

$$U = \frac{2}{R_1} \left[1 - \frac{R_0}{R_1} \ln \left(1 + \frac{R_1}{R_0} \right) \right]$$

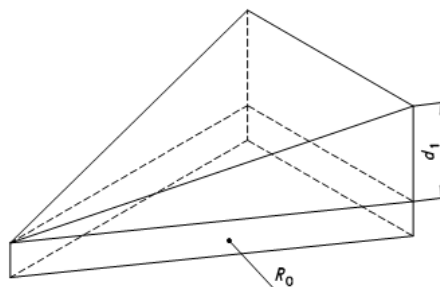


Figura 118: Componente con strati di spessore variabili - Superfici triangolari con spessore minimo al vertice

Procedimento di calcolo

Il calcolo deve essere effettuato come segue:

- 1) Calcolare R_0 come resistenza termica totale del componente, escludendo la parte a spessore variabile, utilizzando la [127] se tutti gli strati sono termicamente omogenei, oppure il procedimento relativo a strati eterogenei.
- 2) Suddividere l'area con parti a spessore variabile in parti elementari, ove necessario (vedere Figura 115).
- 3) Calcolare R_1 per ciascuna parte a spessore variabile utilizzando:

$$R_1 = \frac{d_1}{\lambda_1}$$

- 4) Calcolare la trasmittanza termica di ciascuna parte elementare (U_i) con l'equazione corrispondente indicata in precedenza.
- 5) Calcolare la trasmittanza termica globale per l'intera area A come segue:

$$U = \frac{\sum U_i A_i}{\sum A_i}$$

Se è necessaria la resistenza termica totale di un componente avente strati a spessore variabile:

$$R_T = \frac{1}{U}$$

7.7 UNI EN ISO 13370 - TRASFERIMENTI DI CALORE ATTRAVERSO IL TERRENO

La norma illustra una procedura per il calcolo di tali dispersioni. I processi di scambio termico che intervengono tra il pavimento di un ambiente e lo spazio circostante sono normalmente considerati in misura minore rispetto a quelli cui sono soggetti i componenti dell'involucro edilizio in pratica si è sempre data poca importanza all'influenza che tali scambi hanno sulle prestazioni complessive.

Questo può essere inteso come conseguenza del fatto che l'entità dei flussi in gioco è generalmente meno rilevante di altri, che il calcolo del loro valore presenta una certa difficoltà legata sia alle caratteristiche del campo termico che si stabilisce nella regione soggetta agli scambi termici, sia alla scarsa disponibilità di dati relativi alle proprietà termofisiche dei terreni.

La norma stabilisce il metodo di calcolo per gli scambi di energia termica tra terreno e edificio.

Al suo interno è descritto il procedimento per la determinazione dell'energia trasmessa, su base mensile attraverso i componenti di un involucro edilizio a contatto termico con il terreno, da utilizzarsi nel calcolo dell'energia complessivamente scambiata per trasmissione attraverso l'involucro di un edificio con l'ambiente circostante durante il periodo di riscaldamento.

Le tipologie costruttive considerate sono le seguenti:

- edifici con pavimento al livello del terreno esterno.
- edifici con pavimento su spazio aerato;
- edifici con pavimento interrato.

È fatto obbligo di utilizzare tale metodo nel calcolo dell'energia termica stagionale dispersa dall'edificio ai fini del calcolo del fabbisogno energetico normalizzato (FEN).

Il calcolo della potenza di punta necessaria per la valutazione del C_d (coefficiente di dispersione volumico di progetto) va fatto in modo dissimile da quello del fabbisogno energetico; la norma di riferimento è in questo caso l'UNI-7357/74.

In particolare il metodo proposto dalla norma *UNI-10346* per la valutazione del coefficiente di dispersione termica tra ambiente e terreno (H_g) non deve essere utilizzato per la valutazione della potenza di progetto (fa eccezione il caso di pavimento su spazio aerato non previsto dall'*UNI-7357/74*).

È necessario rilevare che la norma *UNI 7357/74* prevede modi di calcolo delle dispersioni per:

- *muri addossati al terreno;*
- *pavimenti posati sul terreno;*

Come si può immediatamente osservare, se si esclude il caso di pavimento a livello del terreno, per le altre casistiche progettuali le due normative prevedono soluzioni diverse, almeno per quanto riguarda il metodo. L'*UNI-13370* rimane comunque la norma più completa e, in ogni caso, obbligatoria per il calcolo del fabbisogno energetico.

Volendo allineare il metodo per il calcolo della potenza di punta con quello per il calcolo delle dispersioni energetiche mensili nasce il problema di eliminare la dualità della metodologia di calcolo. Una medesima modalità operativa, oltre a semplificare il lavoro del progettista, consente di ridurre eventuali errori di valutazione dovuti a un approccio con metodologie operative diverse.

Cerchiamo di ricavare algoritmi validi per il calcolo delle dispersioni di punta nei tre casi previsti (*pavimento su terreno, su spazio aerato, piano interrato*). Il simbolo U adottato per rappresentare il coefficiente di trasmissione termica globale è equivalente al simbolo K adottato nella *UNI-7357/74*.

7.7.1 PAVIMENTI APPOGGIATI SUL TERRENO

Sono considerati tali i pavimenti appoggiati direttamente sul terreno e situati allo stesso livello o in prossimità del livello della superficie del terreno esterno. Il flusso termico (dispersioni) scambiato si compone di due termini: attraverso il sottosuolo e verso l'ambiente esterno.

La somma dei due termini dà origine alle dispersioni totali:

$$Q_t = Q_p + Q_b$$

Le dispersioni di calore del pavimento verso il sottosuolo sono proporzionali alla differenza fra la temperatura interna del locale, t_i , e la temperatura dell'acqua delle falde superficiali, t_f (10÷15 °C).

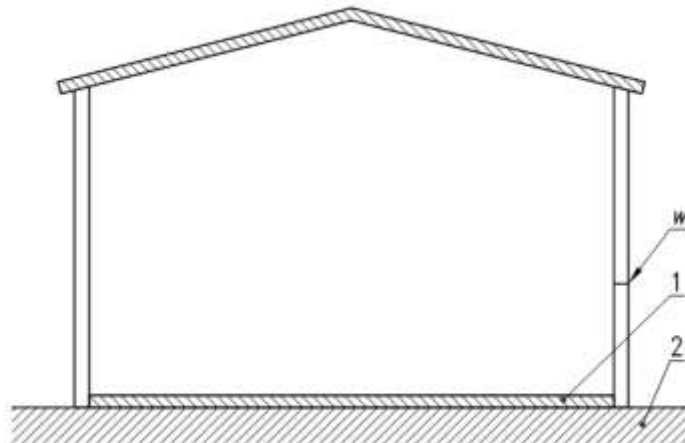


Figura 119: Pavimento appoggiato sul terreno

La superficie interessata è l'intera superficie del pavimento. Tali dispersioni, Q_p , si calcolano mediante la relazione:

$$Q_p = U_p \cdot A \cdot (t_i - t_f)$$

ove:

- U_p è la trasmittanza termica equivalente del terreno;

- A è l'area del pavimento.

Per il calcolo del coefficiente U_p , si utilizza la seguente formula:

$$U_p = \frac{1}{\frac{1}{U} + \frac{1}{C}}$$

dove:

- U è la trasmittanza unitaria normale del pavimento;
- C è la conduttanza del terreno: in regime stazionario un valore accettabile di tale variabile è di circa $1.744 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Le dispersioni di calore dei pavimenti verso l'ambiente esterno restano proporzionali alla differenza di temperatura ($t_i - t_e$) ma la superficie interessata è una striscia di pavimento (per una larghezza di 2 metri) adiacente ai muri esterni.

Le dispersioni basilari, Q_b , si calcolano mediante l'espressione:

$$Q_b = U_b \cdot (P \cdot 2) \cdot (t_i - t_e)$$

dove:

- U_b è la trasmittanza equivalente;
- P è il perimetro interno del pavimento relativamente alle pareti esterne.

La trasmittanza equivalente U_b è data dalla relazione:

$$U_b = \frac{1}{\frac{1}{U} + \frac{2}{\lambda'}}$$

essendo:

- U la trasmittanza unitaria normale del pavimento;
- λ' la conduttività del terreno umido che vale $2.5 \text{ kcal}/(\text{hm}^\circ\text{C})$ o $2.90 \text{ W}/(\text{mK})$.

Categoria	Descrizione	Conduttività termica λ [W/(m · K)]	Capacità termica per unità di volume ρc [J/(m ³ · K)]
1	argilla o limo	1,5	$3,0 \times 10^6$
2	sabbia o ghiaia	2,0	$2,0 \times 10^6$
3	roccia omogenea	3,5	$2,0 \times 10^6$

Tabella 56: Proprietà termiche del terreno

7.7.2 PAVIMENTI SU SPAZIO AERATO

Sono considerati tali i pavimenti costruiti sollevati dal suolo in modo da formare una camera d'aria col terreno. Tale camera d'aria, chiamata anche spazio sottopavimento, può essere ventilata oppure no, comunque non fa parte dello spazio abitabile.

La procedura consente il calcolo dei coefficienti di dispersione per pavimenti in cui lo spazio è ventilato in modo naturale. Nella norma UNI 7357/74 non è previsto accenno a tale situazione.

Si ricorre quindi all'equivalente procedura di calcolo delle dispersioni energetiche indicata nell'UNI-10346 alla quale si rimanda per eventuali approfondimenti.

Il flusso termico (dispersioni) scambiato si compone di tre termini:

- - attraverso il sottosuolo;
- - attraverso le pareti dello spazio sotto il pavimento;
- - per ventilazione dello spazio sotto il pavimento.

In Figura 120 si ha una schematizzazione dello scambio con spazio aerato.

La potenza termica totale dispersa è data da un'equazione del tipo:

$$Q_p = U \cdot A \cdot (t_i - t_f)$$

dove:

- U è la trasmittanza termica globale tra l'ambiente interno e l'ambiente esterno;
- A è l'area del pavimento.

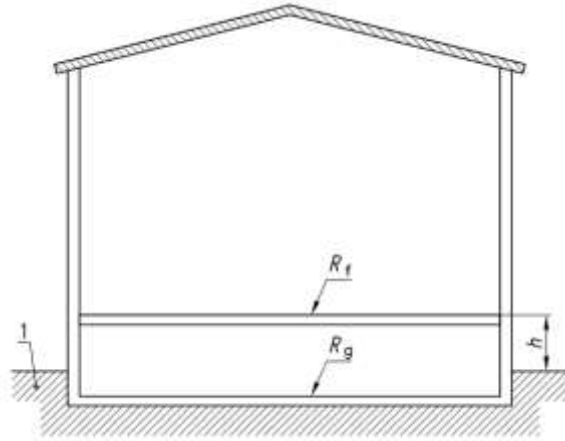


Figura 120: Trasmissione del calore con spazio aerato nel terreno

La trasmittanza termica globale è data da:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{U_p} + \frac{1}{U_x}}$$

dove:

- U_p è la trasmittanza termica del pavimento al di sopra dello spazio aerato;
- U_x è la trasmittanza termica equivalente tra lo spazio aerato e l'ambiente esterno e comprende i tre meccanismi di trasmissione menzionati sopra. Il coefficiente U_x è dato da:

$$U_x = U_g + 2 \cdot Z \cdot \frac{U_w}{B'} + 1450 \cdot \varepsilon \cdot v \cdot \frac{f_v}{B'}$$

dove:

- U_g è e sul livello del terreno esterno (se varia lungo il perimetro del pavimento si deve assumere un valore medio);
- U_w è la trasmittanza termica delle pareti dello spazio aerato;
- B' è la dimensione caratteristica del pavimento;
- ε è l'area delle aperture di ventilazione per unità di perimetro dello spazio aerato;
- v è la velocità del vento;
- f_v è il coefficiente di protezione dal vento.

Il valore di U_g è dato da:

$$U_g = \frac{2 \cdot \lambda}{\pi \cdot B' + d_t} \ln \left(\frac{\pi}{d_t} B' + 1 \right)$$

dove:

- d_t è lo spessore equivalente totale, di seguito definito.

La dimensione caratteristica del pavimento, B' , è definita da:

$$B' = \frac{A}{\frac{P}{2}}$$

dove:

- P è il perimetro disperdente del pavimento.

Lo spessore equivalente totale d_t è dato da:

$$d_t = W + \lambda \cdot (R_{si} + R_p + R_{se})$$

dove:

- w è lo spessore delle pareti perimetrali esterne dell'edificio;
- R_{si} è la resistenza termica superficiale interna;
- R_p è la resistenza termica del pavimento;
- R_{se} è la resistenza termica superficiale esterna.

Il coefficiente f_v mette in relazione la velocità del vento a 10 m di altezza (assunto in moto indisturbato) con quella a livello del terreno, tenendo conto della protezione offerta dagli edifici adiacenti ecc. Valori rappresentativi di f_v sono i seguenti:

Posizione	f_v
Protetta (centro città)	0.02
Media (periferie)	0.05
Esposta (zone rurali)	0.10

Tabella 57: Fattori correttivi f_i

7.7.3 PIANO INTERRATO

E' considerato tale un vano accessibile costruito in parte o interamente di sotto al livello della superficie del terreno esterno. Questo spazio può essere riscaldato o non riscaldato.

Le procedure per il calcolo dei flussi termici verso il terreno nei piani interrati si applicano agli edifici in cui parte dello spazio abitabile si trova a livello inferiore a quello del terreno esterno. Il flusso termico (dispersioni) scambiato si compone di tre termini:

- - attraverso il sottosuolo;
- - verso l'ambiente esterno;
- - attraverso il muro addossato al terreno.

In figura si ha una schematizzazione dello scambio nell'ipotesi considerata. La somma dei tre termini da origine alle dispersioni totali:

$$Q_t = Q_p + Q_b + Q_w$$

Le dispersioni di calore del pavimento verso il sottosuolo sono proporzionali alla differenza fra la temperatura interna del locale, t_i , e la temperatura dell'acqua delle falde superficiali, t_f , ($10 \div 15$ °C). La superficie interessata è quella intera del pavimento. Tali dispersioni, Q_p , si calcolano con:

$$Q_p = U_p \cdot A \cdot (t_i - t_f)$$

dove:

- U_p è la trasmittanza termica equivalente del terreno;
- A è l'area del pavimento.

Per il calcolo del coefficiente U_p si utilizza la seguente formula:

$$U_p = \frac{1}{\frac{1}{U} + \frac{1}{C}}$$

dove:

- U è la trasmittanza unitaria normale del pavimento;
- C è la conduttanza del terreno; in regime stazionario. Un valore accettabile di tale variabile è di $1.5 \text{ kcal}/(\text{h.m.}^\circ\text{C})$ o $1.740 \text{ W}/(\text{mK})$.

Le dispersioni di calore dei pavimenti verso l'ambiente esterno restano proporzionali alla differenza di temperatura ($t_i - t_e$), ma la superficie interessata è una striscia di pavimento adiacente ai muri interrati (se trattasi del pavimento di un locale parzialmente o totalmente interrato).

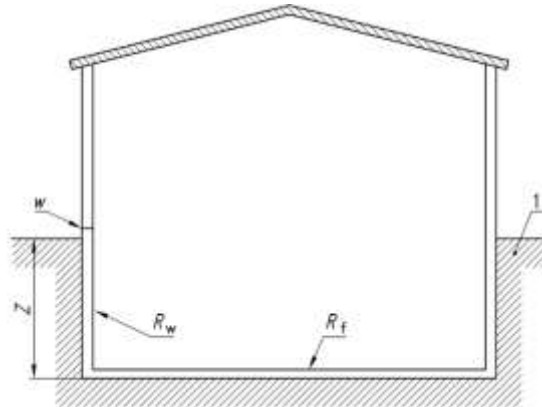


Figura 121: Scambi termici con piano interrato.

Le dispersioni basilari, Q_b , si calcolano mediante l'espressione:

$$Q_b = U_b \cdot [P \cdot (2 - z)] (t_i - t_e)$$

dove:

- U_b è la trasmittanza equivalente;
- P il perimetro interno del pavimento relativamente alle pareti esterne;
- z è la profondità, in metri, della parete interrata (se varia lungo il perimetro del pavimento si deve assumere un valore medio).

La trasmittanza equivalente U_b è data da:

$$U_b = \frac{1}{\frac{1}{U} + \frac{z}{\lambda'}}$$

essendo:

- U la trasmittanza unitaria normale del pavimento;
- λ' la conduttività del terreno umido che vale $2.5 \text{ kcal}/(\text{h} \cdot \text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ o $2.90 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$.

Le dispersioni di calore attraverso i muri addossati al terreno restano proporzionali alla differenza di temperatura ($t_i - t_e$) e si calcolano con l'equazione:

$$Q_w = U_w \cdot (P \cdot z) (t_i - t_e)$$

ove:

- U_w è la trasmittanza equivalente, data da :

$$U_w = \frac{1}{\frac{1}{U} + \frac{z}{\lambda'}}$$

Quanto sopra detto rappresenta un'elaborazione unitaria dei disperdimenti attraverso il terreno ed evidenziano una discreta complessità di calcolo superabile con l'utilizzo di programmi elettronici che rendono automatico il calcolo.

7.7.4 PONTI TERMICI IN CORRISPONDENZA DEL PERIMETRO DEL PAVIMENTO

Le formule in questa norma sono valide per un pavimento isolato, considerato indipendentemente da ogni interazione tra pavimento e parete. Esse inoltre assumono come uniformi le proprietà termiche del suolo (eccetto che per i soli effetti dovuti all'isolamento perimetrale). Nella pratica, i giunti parete/pavimento per pavimenti contro terra non corrispondono a questa situazione ideale, dando atto alla formazione di ponti termici.

Questi devono essere presi in considerazione nei calcoli delle dispersioni termiche totali di un edificio utilizzando la trasmittanza termica lineica (Ψ). Valori tipici di Ψ per pavimenti contro terra sono riportati in tabella.

Questo prospetto può essere esteso su base nazionale per includere specifici dettagli costruttivi parete/pavimento, e per un particolare sistema di definizione delle dimensioni, purché questi valori siano stati ottenuti in accordo con l'appendice A. La trasmittanza termica lineica associata ai piani interrati è piccola e può essere trascurata.

Soluzione di isolamento	Trasmittanza termica lineica Ψ $W/(m \cdot K)$
Pavimenti non isolati, o pavimenti il cui isolamento si collega direttamente all'isolamento delle pareti	0,0
Isolamento delle pareti non direttamente collegato all'isolamento del pavimento, ma sovrapposto a questo per almeno 200 mm	0,1
Isolamento delle pareti completamente disgiunto dall'isolamento del pavimento	0,2

Tabella 58: Valori della trasmittanza lineica per giunto pavimento/parete

7.8 UNI EN ISO 10077/1 - PRESTAZIONE TERMICA DI FINESTRE PORTE E CHIUSURE

Ai fini della presente norma si applicano le definizioni riportate dall'EN 673 e dall'EN ISO 7345. Sono riportate le descrizioni delle caratteristiche geometriche di diversi tipi di vetrate e telai.

La norma si riferisce a una situazione come rappresentata in Figura 122.

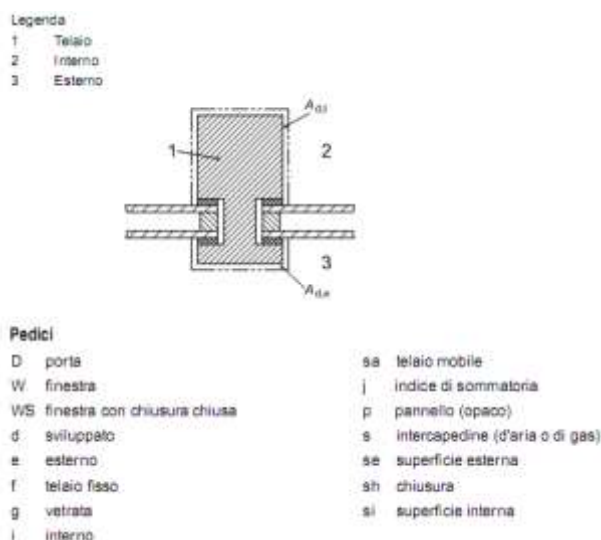


Figura 122: Sviluppo dell'area interna ed esterna

Le caratteristiche geometriche sono:

Area della vetrata, area del pannello opaco

L'area della vetrata, A_g o l'area del pannello opaco, A_p , di una finestra o porta è la più piccola delle aree visibili, viste da entrambi i lati, vedere la Figura 123. Qualsiasi sovrapposizione delle guarnizioni è ignorata.

Perimetro totale visibile della vetrata

Il perimetro totale della vetrata, l_g , (o del pannello opaco l_p) è la somma del perimetro visibile delle lastre di vetro (o dei pannelli opachi) della finestra o della porta. Se i perimetri su entrambi i

lati della lastra o del pannello sono diversi, allora deve essere utilizzato il maggiore dei due (vedere la Figura 123).

Aree del telaio

Per la definizione delle aree vedere anche la Figura 124.

- $A_{f,i}$ Area interna proiettata del telaio. L'area interna proiettata del telaio è l'area della proiezione del telaio interno su un piano parallelo alla vetrata.
- $A_{f,e}$ Area esterna proiettata del telaio. L'area esterna proiettata del telaio è l'area della proiezione del telaio esterno su un piano parallelo alla vetrata.
- A_f Area del telaio. L'area del telaio è la maggiore tra le due aree proiettate viste da entrambi i lati.
- $A_{d,i}$ Area interna sviluppata del telaio. L'area interna sviluppata del telaio è l'area del telaio a contatto con l'aria interna (vedere la Figura 122).
- $A_{d,e}$ Area esterna sviluppata del telaio. L'area esterna sviluppata del telaio è l'area del telaio a contatto con l'aria esterna (vedere la Figura 122).

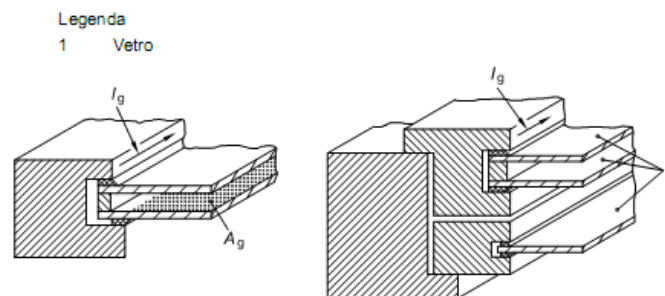
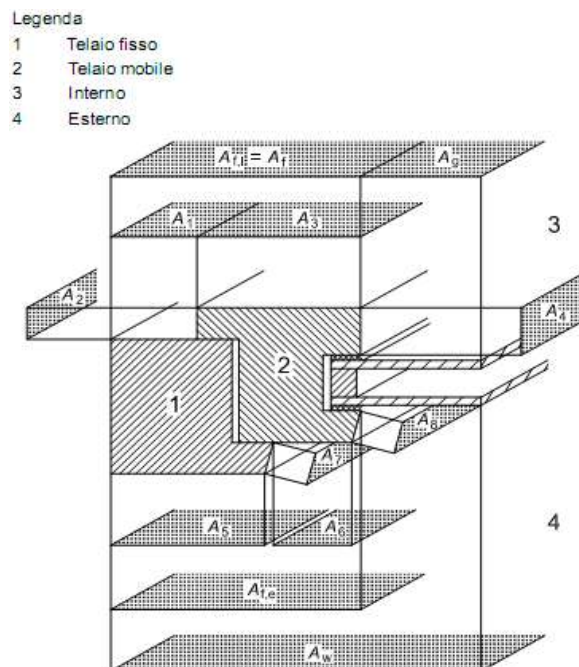


Figura 123: Area e perimetro della vetrata



Nota $A_f = \max. (A_{f,i} ; A_{f,e})$
 $A_{d,i} = A_{f,i} + A_{g,i}$
 $A_{d,e} = A_{f,e} + A_{g,e}$

Figura 124: Schematizzazione delle varie aree

Area della finestra

L'area della finestra, A_w , è la somma dell'area del telaio A_f e dell'area della vetrata A_g (o l'area del pannello A_p).

7.8.1 CALCOLO DELLA TRASMITTANZA TERMICA

Finestre singole

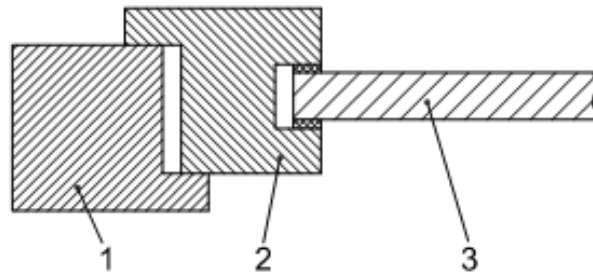


Figura 125: Schematizzazione di una finestra singola

Legenda

- 1 Telaio fisso
- 2 Telaio mobile
- 3 Vetrata (singola o multipla)

La trasmittanza termica di una finestra singola U_w deve essere calcolata utilizzando l'equazione:

$$U_w = \frac{A_g U_g + A_f U_f + l_g \psi_g}{A_g + A_f} \quad [128]$$

dove:

- U_g è la trasmittanza termica della vetrata;
- U_f è la trasmittanza termica del telaio;
- ψ_g è la trasmittanza termica lineare dovuta agli effetti termici combinati della vetrata, del distanziatore e del telaio.

Nel caso di vetrata singola l'ultimo termine del numeratore nell'equazione [128] deve essere posto pari a zero (nessun effetto del distanziatore) poiché ogni correzione è trascurabile. Quando sono utilizzati dei pannelli opachi al posto di alcune delle vetrate U_w è calcolato come segue:

$$U_w = \frac{A_g U_g + A_p U_p + A_f U_f + l_g \psi_g + l_p \psi_p}{A_g + A_p + A_f} \quad [129]$$

dove:

- U_p è la trasmittanza termica del/dei pannello/i opaco/opachi;
- ψ_p è la trasmittanza termica lineare del/dei pannello/i opaco/opachi.

Se il pannello opaco presenta dei ponti termici di bordo a causa di un distanziatore meno isolante, tale effetto di interruzione deve essere tenuto in considerazione nello stesso modo utilizzato per le vetrate; altrimenti $\psi_p = 0$.

La EN ISO 10077-2 fornisce un metodo di calcolo della trasmittanza termica lineare.

Doppie finestre

Legenda

- 1 Telaio fisso
- 2 Telaio mobile
- 3 Vetrata (singola o multipla)
- 4 Interno
- 5 Esterno, Dimensioni in mm

Dimensioni in mm

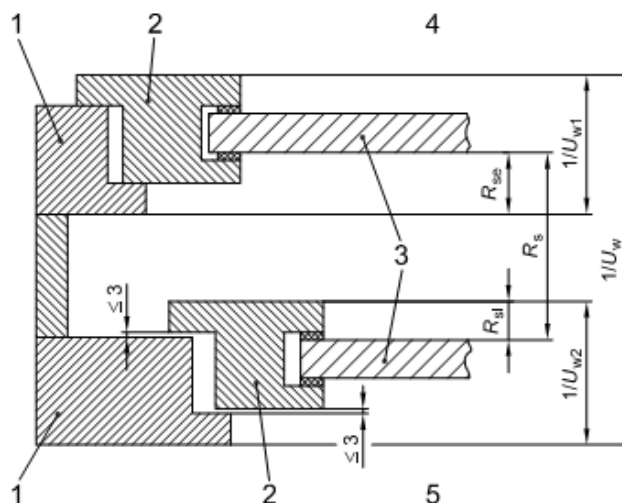


Figura 126: Schematizzazione di una doppia finestra

La trasmittanza termica U_w di un sistema composto da due distinte finestre deve essere calcolata con la seguente equazione:

$$U_w = \frac{1}{1/U_{w1} - R_{si} + R_s + 1/U_{w2}} \quad [130]$$

dove:

- U_{w1} , U_{w2} sono le trasmittanze termiche della finestra interna ed esterna; rispettivamente calcolate secondo l'equazione [128];
- R_{si} è la resistenza termica superficiale interna della finestra esterna quando applicata da sola;
- R_{se} è la resistenza termica superficiale esterna della finestra interna quando applicata da sola;
- R_s è la resistenza termica dell'intercapedine racchiusa tra le vetrate delle due finestre.

I valori caratteristici di R_{si} e R_{se} sono riportati nell'appendice normativa A e quelli di R_s nell'appendice informativa C. Se lo spazio è maggiore di 3 mm e se non sono state prese misure per prevenire l'eccessivo ricambio d'aria con l'aria esterna, il metodo non è applicabile.

Posizione della finestra	Interno R_{si} $m^2 \cdot K/W$	Esterno R_{se} $m^2 \cdot K/W$
Verticali o con un angolo di inclinazione rispetto all'orizzontale α della vetrata compresa tra $90^\circ \geq \alpha > 60^\circ$	0,13	0,04

Tabella 59: Resistenze termiche superficiali

Spessore dell'intercapedine d'aria mm	Una sola superficie trattata con emissività normale di				Entrambe le superfici non trattate
	0,1	0,2	0,4	0,8	
6	0,211	0,190	0,163	0,132	0,127
9	0,298	0,259	0,211	0,162	0,154
12	0,376	0,316	0,247	0,182	0,173
15	0,446	0,363	0,276	0,197	0,186
50	0,406	0,335	0,260	0,189	0,179
100	0,376	0,315	0,247	0,182	0,173
300	0,333	0,284	0,228	0,171	0,163

Tabella 60: Resistenza termica R_s di intercapedini d'aria non ventilate

Finestre accoppiate

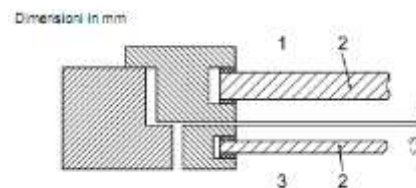


Figura 127: Schematizzazione di finestre accoppiate

Legenda

- 1 Interno
- 2 Vetrata (singola o multipla)
- 3 Esterno

Vetrata				Tipo di gas nell'intercapedine (concentrazione del gas $\geq 90\%$)			
Tipo	Vetro	Emissività normale	Dimensioni in mm	Aria	Argon	Krypton	SF6
Doppie vetrate	Vetri senza trattamento superficiale (vetro normale)	0,89	4-6-4	3,3	3,0	2,8	3,0
			4-9-4	3,0	2,8	2,6	3,1
			4-12-4	2,9	2,7	2,6	3,1
			4-15-4	2,7	2,6	2,6	3,1
			4-20-4	2,7	2,6	2,6	3,1
	Una lastra con trattamento superficiale	$\leq 0,4$	4-6-4	2,9	2,6	2,2	2,6
			4-9-4	2,6	2,3	2,0	2,7
			4-12-4	2,4	2,1	2,0	2,7
			4-15-4	2,2	2,0	2,0	2,7
			4-20-4	2,2	2,0	2,0	2,7
	Una lastra con trattamento superficiale	$\leq 0,2$	4-6-4	2,7	2,3	1,9	2,3
			4-9-4	2,3	2,0	1,6	2,4
			4-12-4	1,9	1,7	1,5	2,4
			4-15-4	1,8	1,6	1,6	2,5
			4-20-4	1,8	1,7	1,6	2,5
	Una lastra con trattamento superficiale	$\leq 0,1$	4-6-4	2,6	2,2	1,7	2,1
			4-9-4	2,1	1,7	1,3	2,2
			4-12-4	1,8	1,5	1,3	2,3
			4-15-4	1,6	1,4	1,3	2,3
			4-20-4	1,6	1,4	1,3	2,3
	Una lastra con trattamento superficiale	$\leq 0,05$	4-6-4	2,5	2,1	1,5	2,0
			4-9-4	2,0	1,6	1,3	2,1
			4-12-4	1,7	1,3	1,1	2,2
			4-15-4	1,5	1,2	1,1	2,2
			4-20-4	1,5	1,2	1,2	2,2

Tabella 61: Trasmittanza termica U_g di vetrate doppie e triple riempite con differenti gas

Vetrata				Tipo di gas nell'intercapedine (concentrazione del gas $\geq 90\%$)				
Tipo	Vetro	Emissività normale	Dimensioni mm	Aria	Argon	Krypton	SF ₆	Xenon
Vetrata doppia	Vetro normale	0,89	4-6-4	3,3	3,0	2,8	3,0	2,6
			4-8-4	3,1	2,9	2,7	3,1	2,6
			4-12-4	2,8	2,7	2,6	3,1	2,6
			4-16-4	2,7	2,6	2,6	3,1	2,6
			4-20-4	2,7	2,6	2,6	3,1	2,6
	Una lastra con trattamento superficiale	$\leq 0,20$	4-6-4	2,7	2,3	1,9	2,3	1,6
			4-8-4	2,4	2,1	1,7	2,4	1,6
			4-12-4	2,0	1,8	1,6	2,4	1,6
			4-16-4	1,8	1,6	1,6	2,5	1,6
			4-20-4	1,8	1,7	1,6	2,5	1,7
	Una lastra con trattamento superficiale	$\leq 0,15$	4-6-4	2,6	2,3	1,8	2,2	1,5
			4-8-4	2,3	2,0	1,6	2,3	1,4
			4-12-4	1,9	1,6	1,5	2,3	1,5
			4-16-4	1,7	1,5	1,5	2,4	1,5
			4-20-4	1,7	1,5	1,5	2,4	1,5
	Una lastra con trattamento superficiale	$\leq 0,10$	4-6-4	2,6	2,2	1,7	2,1	1,4
			4-8-4	2,2	1,9	1,4	2,2	1,3
			4-12-4	1,8	1,5	1,3	2,3	1,3
			4-16-4	1,6	1,4	1,3	2,3	1,4
			4-20-4	1,6	1,4	1,4	2,3	1,4
	Una lastra con trattamento superficiale	$\leq 0,05$	4-6-4	2,5	2,1	1,5	2,0	1,2
			4-8-4	2,1	1,7	1,3	2,1	1,1
			4-12-4	1,7	1,3	1,1	2,1	1,2
			4-16-4	1,4	1,2	1,2	2,2	1,2
			4-20-4	1,5	1,2	1,2	2,2	1,2
Vetrata tripla	Vetro normale	0,89	4-6-4-6-4	2,3	2,1	1,8	1,9	1,7
			4-8-4-8-4	2,1	1,9	1,7	1,9	1,6
			4-12-4-12-4	1,9	1,8	1,6	2,0	1,6
	Due lastre con trattamento superficiale	$\leq 0,20$	4-6-4-6-4	1,8	1,5	1,1	1,3	0,9
			4-8-4-8-4	1,5	1,3	1,0	1,3	0,8
			4-12-4-12-4	1,2	1,0	0,8	1,3	0,8
	Due lastre con trattamento superficiale	$\leq 0,15$	4-6-4-6-4	1,7	1,4	1,1	1,2	0,9
			4-8-4-8-4	1,5	1,2	0,9	1,2	0,8
			4-12-4-12-4	1,2	1,0	0,7	1,3	0,7
	Due lastre con trattamento superficiale	$\leq 0,10$	4-6-4-6-4	1,7	1,3	1,0	1,1	0,8
			4-8-4-8-4	1,4	1,1	0,8	1,1	0,7
			4-12-4-12-4	1,1	0,9	0,6	1,2	0,6
	Due lastre con trattamento superficiale	$\leq 0,05$	4-6-4-6-4	1,6	1,2	0,9	1,1	0,7
			4-8-4-8-4	1,3	1,0	0,7	1,1	0,5
			4-12-4-12-4	1,0	0,8	0,5	1,1	0,5

Figura 128: Nuova tabella proposta dalla UNI TS 11300/1 del 2014

La trasmittanza termica U_w di un sistema composto da un telaio fisso e due distinti telai mobili deve essere calcolata con l'equazione precedente.

Per determinare la trasmittanza termica U_g della vetrata combinata deve essere utilizzata l'equazione:

$$U_g = \frac{1}{1/U_{g1} - R_{si} + R_s - R_{se} + 1/U_{g2}} \quad [131]$$

dove:

- U_{g1}, U_{g2} sono le trasmittanze termiche della vetrata esterna ed interna;
- R_{si} è la resistenza termica superficiale interna della vetrata esterna quando utilizzata da sola;
- R_{se} è la resistenza termica superficiale esterna della vetrata interna quando utilizzata da sola;

- R_s è la resistenza termica dell'intercapedine tra la vetrata interna e quella esterna.

Se lo spazio è maggiore di 3 mm e se non sono state prese misure per prevenire l'eccessivo ricambio d'aria con l'aria esterna, il metodo non è applicabile.

Vetrata singola

La trasmittanza termica della vetrata singola e stratificata, U_g , deve essere calcolata con la seguente equazione:

$$U_g = \frac{1}{R_{se} + \sum_j \frac{d_j}{\lambda_j} + R_{si}} \quad [132]$$

dove:

- R_{se} è la resistenza termica superficiale esterna;
- λ_j è la conduttività termica del vetro o del materiale dello strato j ;
- d_j è lo spessore della lastra di vetro o del materiale dello strato j ;
- R_{si} è la resistenza termica superficiale interna.

Vetrata multiple

La trasmittanza termica di vetrate multiple U_g può essere calcolata in conformità con l'EN 673 oppure tramite la seguente equazione:

$$U_g = \frac{1}{R_{se} + \sum_j \frac{d_j}{\lambda_j} + \sum_j R_{sj} + R_{si}} \quad [133]$$

dove:

- R_{se} è la resistenza termica superficiale esterna;
- λ_j è la conduttività termica del vetro o del materiale dello strato j ;
- d_j è lo spessore della lastra di vetro o del materiale dello strato j ;
- R_{si} è la resistenza termica superficiale interna;
- $R_{s,j}$ è la resistenza termica dell'intercapedine j .

Vetrata				Tipo di gas nell'intercapedine (concentrazione del gas ≥90%)			
Tipo	Vetro	Emissività normale	Dimensioni in mm	Aria	Argon	Krypton	SF6
Triple vetrate	Vetri senza trattamento superficiale (vetro normale)	0,89	4-6-4-6-4	2,3	2,1	1,8	2,0
			4-9-4-9-4	2,0	1,9	1,7	2,0
			4-12-4-12-4	1,9	1,8	1,6	2,0
	Due lastre con trattamento superficiale	≤0,4	4-6-4-6-4	2,0	1,7	1,4	1,6
			4-9-4-9-4	1,7	1,5	1,2	1,6
			4-12-4-12-4	1,5	1,3	1,1	1,6
	Due lastre con trattamento superficiale	≤0,2	4-6-4-6-4	1,8	1,5	1,1	1,3
			4-9-4-9-4	1,4	1,2	0,9	1,3
			4-12-4-12-4	1,2	1,0	0,8	1,4
	Due lastre con trattamento superficiale	≤0,1	4-6-4-6-4	1,7	1,3	1,0	1,2
			4-9-4-9-4	1,3	1,0	0,8	1,2
			4-12-4-12-4	1,1	0,9	0,6	1,2
	Due lastre con trattamento superficiale	≤0,05	4-6-4-6-4	1,6	1,3	0,9	1,1
			4-9-4-9-4	1,2	0,9	0,7	1,1
			4-12-4-12-4	1,0	0,8	0,5	1,1

Tabella 62: Trasmittanza termica U di vetrate doppie e triple riempite con differenti gas

Finestre con chiusure chiuse

Una chiusura sulla parte esterna della finestra introduce una resistenza termica addizionale, dovuta sia allo strato d'aria racchiusa tra la chiusura e la finestra, sia alla chiusura stessa (vedere la Figura 129). La trasmittanza termica di una finestra con chiusura chiusa, U_{ws} , è data da:

$$U_{ws} = \frac{1}{\frac{1}{U_w} + \Delta R} \quad [134]$$

dove:

- U_w è la trasmittanza termica della finestra;
- ΔR è la resistenza termica addizionale, dovuta sia all'intercapedine d'aria tra la chiusura e la finestra, sia alla chiusura chiusa stessa (vedere la Figura 129).

La trasmittanza termica addizionale per cinque categorie di chiusure di differente permeabilità all'aria è data dalle seguenti espressioni:

- - chiusure con permeabilità molto elevata:

$$\Delta R = 0,08 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

- - chiusure con elevata permeabilità:

$$\Delta R = 0,25 R_{sh} + 0,09 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

- - chiusure con permeabilità media (per esempio chiusure ad ante piene, chiusure a veneziana di legno con stecche piene sovrapposte, avvolgibili in legno, plastica o metallo con stecche di connessione):

$$\Delta R = 0,55 R_{sh} + 0,11 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

- - chiusure con bassa permeabilità:

$$\Delta R = 0,80 R_{sh} + 0,14 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

- *chiusure a tenuta:*

$$\Delta R = 0,95 R_{sh} + 0,17 \text{ m}^2\text{K/W}$$

dove:

- R_{sh} è la resistenza termica della chiusura stessa.

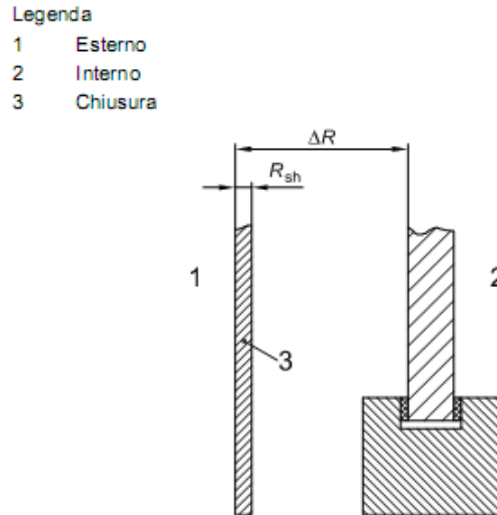


Figura 129: Finestra con chiusura esterna

Le equazioni di cui sopra sono valide per $R_{sh} < 0,3 \text{ m}^2\text{K/W}$.

Per tende esterne o interne utilizzare le equazioni precedenti ponendo $R_{sh} = 0$.

L'espressione di ΔR per le chiusure a tenuta è quella attualmente ritenuta migliore, ma non si esclude che in futuro possano essere definiti altri valori.

La trasmittanza termica di una porta U_D , che ha progettazione simile a una finestra, si ottiene utilizzando l'equazione:

$$U_D = \frac{A_g U_g + A_f U_f + l_g \psi_g}{A_g + A_f} \quad [135]$$

dove:

- A_f , A_g e l_g sono definiti in precedenza;
- U_g è la trasmittanza termica della vetrata;
- U_f è la trasmittanza termica del telaio;
- ψ_g è la trasmittanza termica lineare dovuta agli effetti termici combinati della vetrata, del distanziatore e del telaio.

Porte

In caso di vetrata singola l'ultimo termine al numeratore nell'equazione [135] deve essere posto pari a zero (nessun effetto del distanziatore) perché qualsiasi correzione è trascurabile.

Se la porta è costituita da telaio, vetrate e pannelli opachi, deve essere utilizzata l'equazione seguente:

$$U_D = \frac{A_g U_g + A_p U_p + A_f U_f + l_g \psi_g + l_p \psi_p}{A_g + A_p + A_f} \quad [136]$$

dove:

- A_p e l_p sono definiti in precedenza;

- U_p è la trasmittanza termica del/dei pannello/i opaco/opachi;
- ψ_p è la trasmittanza termica lineare per i pannelli opachi.

Legenda

- 1 Telaio fisso
2 Telaio mobile
3 Vetrata (singola o multipla)

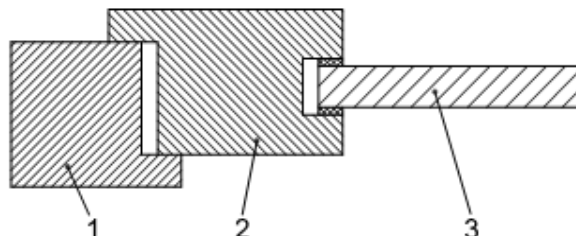


Figura 130: Schematizzazione di una porta con vetrata

Se il pannello opaco presenta dei ponti termici di bordo a causa di un distanziatore meno isolante, tale effetto di interruzione deve essere tenuto in considerazione nello stesso modo utilizzato per le vetrate.

Il prEN ISO 10077-2 fornisce un metodo di calcolo della trasmittanza termica lineare.

La trasmittanza termica delle ante di porte senza un telaio o senza disomogeneità (aventi i differenti strati unicamente ortogonali alla direzione del flusso termico) può essere misurata in un apparato di prova con piastra calda e anello di guardia in conformità alla ISO 8302.

Legenda

- 1 Telaio fisso
2 Telaio mobile
3 Pannello opaco

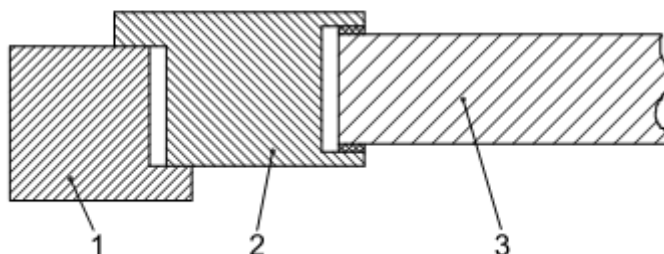


Figura 131: Schematizzazione di una porta con pannello opaco

Se la porta non ha progettazione simile a quella di una finestra, allora la trasmittanza termica delle ante della porta può essere calcolata in conformità con la EN ISO 6946 assicurandosi che il rapporto della conduttività termica tra qualsiasi coppia dei materiali presenti nella porta non ecceda 1:5 (viti, chiodi ed elementi simili sono esclusi); questo metodo include il calcolo del massimo errore relativo che dovrebbe risultare minore del 10%.

Se il massimo errore relativo è maggiore del 10% o il rapporto delle conduttività termiche dei differenti materiali è maggiore di 1:5, il calcolo numerico dovrebbe essere eseguito in conformità con il prEN ISO 10077-2 e/o con la EN ISO 10211-2.

Valori numerici di ingresso

Nella misurazione attraverso la camera calda o nel calcolo numerico in conformità con il prEN ISO 10077-2 la trasmittanza termica del telaio U_f deve essere determinata sostituendo la vetrata con un materiale con una conduttività termica che non ecceda $0,04 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$.

La trasmittanza termica della vetrata, U_g , deve essere determinata in conformità con l'EN 673, l'EN 674 o l'EN 675.

Sia U_f sia U_g escludono l'interazione termica tra il telaio e la vetrata (o pannello opaco), che è preso in considerazione dalla trasmittanza termica lineare, Ψ , i cui valori sono sia tabellati nella presente norma sia ottenibili tramite i calcoli numerici in conformità con il prEN ISO 10077-2 o tramite la misurazione in conformità con il prEN 12412-2.

Altri valori da utilizzare nelle formule di base possono essere ricavati dall'EN 12524 o tramite il prEN 1098, l'EN ISO 6946 e l'ISO 8302.

Se i risultati devono essere utilizzati per il confronto delle prestazioni di finestre diverse, le fonti dei valori numerici di ogni parametro devono essere le stesse per ogni finestra o porta inclusa nel confronto.

7.9 UNI EN ISO 10077/2 - PRESTAZIONE TERMICA DI FINESTRE PORTE E CHIUSURE- METODO NUMERICO PER I TELAI

Questa norma, tuttora in inglese, fornisce i metodi di calcolo per i telai delle finestre. Ad esempio con riferimento alla Figura 132 si ha il seguente simbolismo:

- *A* *contorno adiabatico;*
- *B* *resistenza superficiale esterna;*
- *C* *resistenza superficiale interna;*
- *D* *resistenza superficiale incrementata;*
- *E* *vetratura;*
- *F* *cavità non ventilata;*
- *G* *cavità leggermente ventilata;*
- *H* *cavità ben ventilata.*

La conducibilità equivalente della cavità è data da:

$$\lambda_{eq} = \frac{d}{R_s}$$

con:

- *d* *è la dimensione della cavità;*
- *R_s* *è la resistenza termica della cavità data dalla relazione:*

$$R_s = \frac{1}{h_a + h_r}$$

Il coefficiente di convezione termica, h_s , è dato da, nel caso sia $b > 5$ mm:

$$h_s = \frac{c_1}{d}$$

con $c_1 = 0,025$ W/(m.K). Per gli altri casi si ha:

$$h_s = \max \left[\frac{c_1}{d}, c_2 \Delta T^{1/3} \right]$$

con $c_2 = 0,73$ W/(m²K). La norma prende in considerazione numerosi altri casi per cavità debolmente ventilate e fortemente ventilate.

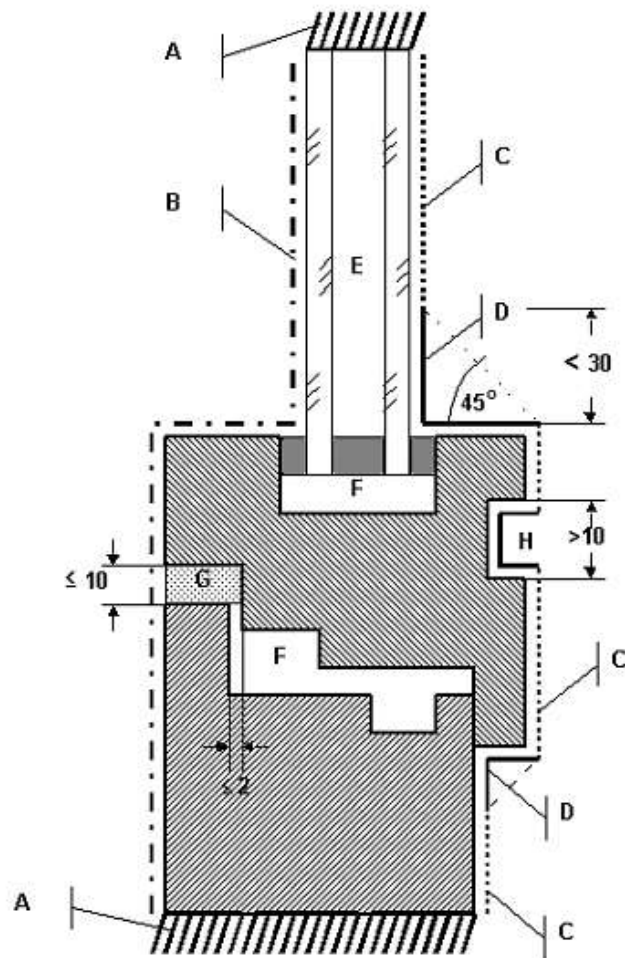


Figura 132: Schematizzazione di un telaio

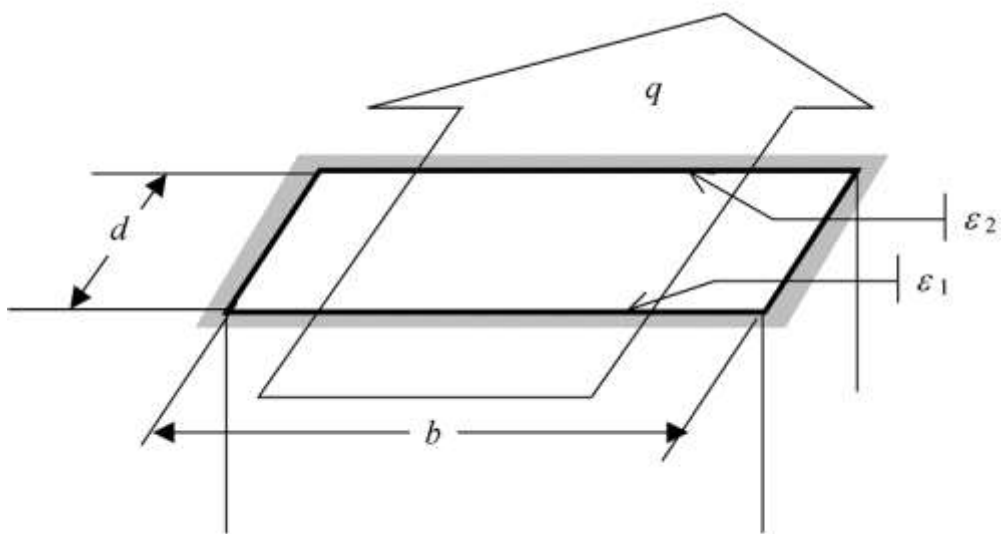


Figura 133: Cavità rettangolare e direzione del flusso

Infissi a taglio termico e a giunto aperto

Sono esaminati anche i casi di infissi a **taglio termico** e infissi di legno e in ferro.

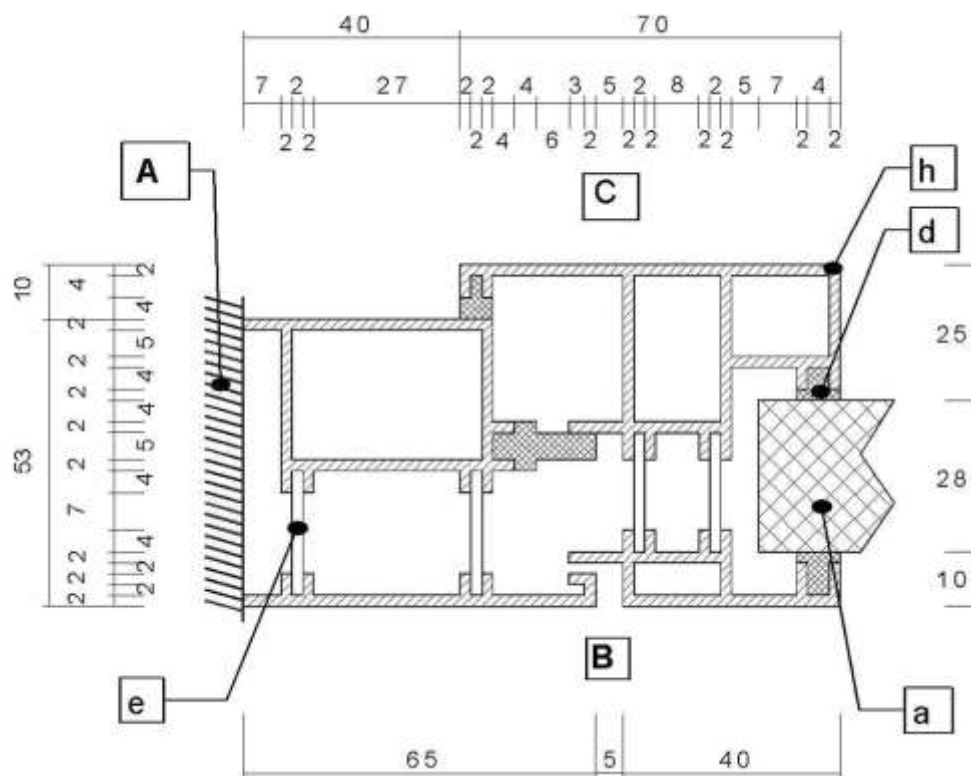


Figura 134: Infisso in alluminio a taglio termico

Gli infissi "**a taglio termico**" e a "**giunto aperto**" sono particolari infissi, generalmente in alluminio, atti a garantire una migliore tenuta nei confronti delle dispersioni termiche e a risolvere il problema del ponte termico in corrispondenza dei serramenti.

Infatti la guarnizione esterna utilizzata nei serramenti normali non è sufficiente a evitare infiltrazioni di aria ed acqua all'interno del serramento quando, ad esempio, in presenza di elevata pressione esterna il profilo dell'anta tende ad inflettersi determinando il distacco della guarnizione dal controtelaio. Nel caso di infissi a "**giunto aperto**" l'acqua eventualmente penetrata all'interno è drenata attraverso fori di scarico grazie ad un fenomeno di equilibrio della pressione interna al profilato con quella esterna, che rende noto questo tipo di infisso anche con il nome di "giunto a compensazione di pressione". I profilati a "**taglio termico**" si basano sul principio dell'interruzione della continuità del metallo attraverso l'inserimento di un opportuno materiale a bassa conducibilità termica in corrispondenza di una camera interna al profilato.

Il sistema più diffuso consiste nell'iniettare una schiuma poliuretanica all'interno del profilato estruso e provvedere alla successiva asportazione meccanica di strisce dell'estruso.

Ai fini termici può avere importanza anche la finitura superficiale dei profilati, infatti lo scambio di calore per irraggiamento è diverso in relazione alle caratteristiche dello strato superficiale (lucidato, satinato) e del colore (naturale, bronzo).

Considerati i limiti per le trasmittanze delle superfici vetrate e degli infissi³⁴ che il D.lgs. 192/05 e s.m.i. fissa, si ritiene opportuno prestare molta attenzione a questo tipo di infissi al fine di avere anche un minor consumo energetico. In particolare può essere utile sostituire vecchi infissi molto disperdenti con nuovi infissi molto più conservativi.

³⁴ Si parlerà di quest'argomento nei prossimi capitoli.

7.10 NUOVE NORME PER LE FACCIATE STRUTTURALI

L'UNI ha di recente pubblicato due norme che riguardano le facciate strutturali e in particolare le vetrate strutturali sigillate. Si tratta delle norme UNI EN 13022-1:2010 e UNI EN 13022-2:2010, quindi rispettivamente Parte 1 e 2 della norma europea EN 13022 che sono importanti, assieme alla EN 1279, norma sulle vetrate isolanti, perché definiscono il quadro normativo per le vetrate strutturali. Il quadro normativo per le detrazioni permette al costruttore di facciate di poter procedere alla marcatura CE sulle facciate continue secondo l'EN 13830, norma obbligatoria fin dal dicembre 2005.

L'UNI EN 13022-1:2010 ha per titolo *“Vetro per edilizia - Vetrate strutturali sigillate - Parte 1: Prodotti vetrari per sistemi di vetrate strutturali sigillate per vetrate monolitiche supportate e non, e vetrate multiple”*. E' la versione in lingua inglese della norma europea EN 13022-1:2006+A1 (edizione aprile 2010) e specifica i requisiti per la posa in opera di lastre di vetro supportate e non in facciate strutturali.

L'UNI EN 13022-2:2010 porta il titolo *“Vetro per edilizia - Vetrate strutturali sigillate - Parte 2: Regole di posa”*. E' la versione ufficiale in lingua inglese della norma europea EN 13022-2:2006+A1 (edizione aprile 2010) che specifica i requisiti per la posa in opera di lastre di vetro supportate e non in facciate strutturali.

Sempre per le sigillature strutturali l'UNI ha pubblicato la norma UNI EN 15434:2010 *“Vetro per edilizia - Norma di prodotto per sigillante strutturale e/o resistente ai raggi UV (per impiego in vetrate strutturali sigillate e/o in vetrate isolanti con sigillante esposto)”*. La nuova norma, che costituisce la versione del 2006, tratta della valutazione di conformità e del controllo di produzione in fabbrica di sigillature quando il bordo sigillato della vetrata è esposto ai raggi UV.

E' la versione ufficiale in lingua inglese della norma europea EN 15434:2006+A1 (edizione marzo 2010). La trasmittanza termica per le facciate continue trasparenti si calcola con riferimento alla norma UNI EN 13947.

7.11 UNI EN 673³⁵ - DETERMINAZIONE DELLA TRASMITTANZA TERMICA PER I VETRI

La norma riguarda il vetro non trattato (compreso il vetro con superfici impresse, per esempio il vetro stampato), il vetro con depositi superficiali e materiali non trasparenti all'infrarosso estremo, come nel caso dei prodotti di vetro di silicato sodio-calcico (chiamati nel seguito vetro sodio-calcico), vetro borosilicato e vetroceramica. Essa riguarda inoltre vetrate multiple comprendenti tali vetri e/o materiali. Non riguarda invece vetrate multiple che comprendono nelle intercapedini lastre o film trasparenti all'infrarosso estremo. La procedura specificata nella presente norma europea determina il valore U (trasmittanza termica) dell'area centrale della vetrata. Gli effetti bordo dovuti al ponte termico attraverso l'intercapedine di una vetrata isolante sigillata, o attraverso il telaio della finestra, non sono considerati. Inoltre non viene preso in considerazione il trasferimento di energia dovuto all'irraggiamento solare.

7.11.1 FORMULE BASE

Il metodo di cui alla presente norma è basato su un calcolo conforme ai seguenti principi.

Valore U

Il valore di U è dato da:

³⁵ Per la comprensione di questa norma si invita il lettore a leggere il capitolo sull'irraggiamento termico.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_t} + \frac{1}{h_i} \quad [137]$$

dove:

- h_e e h_i sono i coefficienti di scambio termico interno ed esterno;
- h_t è la conduttanza termica totale della vetrata.

$$\frac{1}{h_t} = \sum_j \frac{1}{h_s} + \sum_j d_j r_j$$

dove:

- h_s è la conduttanza termica di ciascuna intercapedine;
- N è il numero delle intercapedini;
- d_j è lo spessore di ogni strato di materiale;
- r_j è la resistività termica di ogni materiale (resistività termica del vetro sodo-calcico = $1,0 \text{ m} \cdot \text{K/W}$);
- M è il numero di strati di materiale.

$$h_s = h_r + h_g$$

dove:

- h_r è la conduttanza radiativa;
- h_g è la conduttanza del gas.

Per vetrate con più di un'intercapedine, il valore U deve essere ricavato mediante iterazione.

Conduttanza radiativa

La conduttanza radiativa è data da:

$$h_r = 4\sigma \left(\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)^{-1} T_m^3 \quad [138]$$

dove:

- σ è la costante di Stefan-Boltzmann;
- T_m è la temperatura media assoluta dell'intercapedine;
- ε_1 e ε_2 sono il fattore di emissione corretto a T_m .

Conduttanza del gas h_g

La conduttanza nel gas è data da:

$$h_g = Nu \frac{\lambda}{s} \quad [139]$$

dove:

- s è lo spessore dell'intercapedine;
- λ è la conduttività termica del gas;
- Nu è il numero di Nusselt.

$$Nu = A (Gr \cdot Pr)^n \quad [140]$$

dove:

- A è una costante;
- Gr è il numero di Grashoff;
- Pr è il numero di Prandtl;
- n è un esponente.

$$Gr = \frac{9,81s^3 \Delta T \cdot \rho^2}{T_m \mu^2} \quad [141]$$

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} \quad [142]$$

dove:

- ΔT è la differenza di temperatura tra le superfici che delimitano l'intercapedine;
- ρ è la massa volumica;
- μ è la viscosità dinamica;
- c_p è la capacità termica specifica;
- T_m è la temperatura media.

Il numero di Nusselt viene calcolato con l'equazione [140].

Se $Nu < 1$, allora il valore unitario viene usato al posto di Nu nell'equazione [139].

Vetrate verticali

Per vetrate verticali:

- A è 0,035
- n è 0,38

Vetrate orizzontali e angolate

Nel caso di vetrate orizzontali o angolate e con flussi di calore ascendenti, la trasmissione di calore per convezione aumenta.

Questo effetto deve essere preso in considerazione, inserendo i seguenti valori di A ed n nell'equazione [140].

Intercapedini orizzontali $A = 0,16$, $n = 0,28$

Intercapedini a 45° $A = 0,10$, $n = 0,31$

Per inclinazioni intermedie, un'interpolazione lineare è soddisfacente.

Quando la direzione del flusso di calore è discendente, la convezione deve essere considerata soppressa nei casi pratici e $Nu = 1$ viene sostituito nell'equazione [139].

7.11.2 PROPRIETÀ DI BASE DEL MATERIALE

Emissività

Le emissività corrette ϵ delle superfici che delimitano le intercapedini sono necessarie per calcolare la conduttanza radiativa h_r nell'equazione [138].

L'emissività corretta da utilizzare per superfici di vetro sodo-calcico senza depositi superficiali o per superfici di vetro sodo-calcico con depositi superficiali che non abbiano effetto sull'emissività, è 0,837. Lo stesso valore può essere utilizzato con ragionevole affidabilità per il vetro borosilicato e il vetro ceramica senza depositi superficiali. Per superfici con altri tipi di depositi superficiali, l'emissività normale ϵ_n deve essere determinata per mezzo di uno spettrometro infrarosso e l'emissività corretta determinata a partire dall'emissività normale.

Teoricamente si dovrebbero usare due differenti definizioni di emissività per descrivere gli scambi radiativi tra:

- a) *superfici di vetro opposte una all'altra in una vetrata;*
- b) *una superficie di vetro e la stanza da essa delimitata.*

In ogni caso, in pratica, le differenze numeriche riscontrate si sono dimostrate assolutamente trascurabili. Per questo motivo, l'emissività corretta descrive entrambi i tipi di scambio di calore con un'approssimazione sufficiente.

Proprietà del gas

Sono richieste le proprietà del gas contenuto nell'intercapedine.

Gas	Temperatura θ °C	Massa volumica ρ kg/m ³	Viscosità dinamica μ kg/(m · s)	Conduttività λ W/(m · K)	Capacità termica specifica c J/(kg · K)
Aria	-10	1,326	$1,661 \times 10^{-5}$	$2,336 \times 10^{-2}$	$1,008 \times 10^3$
	0	1,277	$1,711 \times 10^{-5}$	$2,416 \times 10^{-2}$	
	10 [°]	1,232	$1,761 \times 10^{-5}$	$2,496 \times 10^{-2}$	
	20	1,189	$1,811 \times 10^{-5}$	$2,576 \times 10^{-2}$	
Argon	-10	1,829	$2,038 \times 10^{-5}$	$1,584 \times 10^{-2}$	$0,519 \times 10^3$
	0	1,762	$2,101 \times 10^{-5}$	$1,634 \times 10^{-2}$	
	10 [°]	1,699	$2,164 \times 10^{-5}$	$1,684 \times 10^{-2}$	
	20	1,640	$2,226 \times 10^{-5}$	$1,734 \times 10^{-2}$	
SF ₆ ^(*)	-10	6,644	$1,383 \times 10^{-5}$	$1,119 \times 10^{-2}$	$0,614 \times 10^3$
	0	6,602	$1,421 \times 10^{-5}$	$1,197 \times 10^{-2}$	
	10 [°]	6,360	$1,459 \times 10^{-5}$	$1,275 \times 10^{-2}$	
	20	6,118	$1,497 \times 10^{-5}$	$1,354 \times 10^{-2}$	
Cripto	-10	3,832	$2,260 \times 10^{-5}$	$0,842 \times 10^{-2}$	$0,245 \times 10^3$
	0	3,690	$2,330 \times 10^{-5}$	$0,870 \times 10^{-2}$	
	10 [°]	3,560	$2,400 \times 10^{-5}$	$0,900 \times 10^{-2}$	
	20	3,430	$2,470 \times 10^{-5}$	$0,926 \times 10^{-2}$	

Tabella 63: Proprietà dei gas

Esse sono:

- *conduttività termica λ*
- *massa volumica ρ*
- *viscosità dinamica μ*
- *capacità termica specifica c*
- *I valori relativi vengono sostituiti nelle equazioni sopra riportate per ottenere i numeri di Grashoff e di Prandtl, mentre il numero di Nusselt viene determinato per mezzo dell'equazione [140] di cui sopra.*

Se il numero di Nusselt è maggiore di 1, questo indica che si verifica convezione, maggiorando l'intensità del flusso di calore. Se il valore del numero di Nusselt calcolato è minore di 1, questo indica che il flusso di calore nel gas è causato solo dalla conducibilità termica di quest'ultimo e al numero di Nusselt viene assegnato il valore limitato di 1.

La sostituzione nell'equazione [139] fornisce la conduttanza termica del gas h_g .

Valori delle proprietà dei gas, per una serie di gas impiegati nelle vetrate isolanti, sono forniti nella Tabella 63. Per tutte le miscele di gas usate in pratica, le proprietà si calcolano con sufficiente approssimazione in base alla frazione in volume di ciascun gas, F1, F2 ...:

Gas 1: F1; Gas 2: F2 etc.

Così

$$P = P_1 F_1 + P_2 F_2$$

dove:

- *P rappresenta la proprietà in esame: conduttività termica, massa volumica, viscosità o capacità termica specifica.*

Assorbimento infrarosso del gas

Alcuni gas assorbono le radiazioni infrarosse nell'intervallo spettrale da 5 µm a 50 µm. Nei casi in cui il gas in esame è utilizzato in combinazione con un deposito superficiale con un'emissività corretta minore di 0,2, questo effetto è ignorato a causa della bassa intensità del flusso di calore per irraggiamento nel lontano infrarosso.

Negli altri casi, il valore U deve essere misurato in conformità con l'EN 674, EN 675 o prEN 1098, se si desidera prendere in considerazione un possibile miglioramento.

7.11.3 COEFFICIENTI DI SCAMBIO TERMICO INTERNO ED ESTERNO

Coefficiente di scambio termico esterno h_e

Il coefficiente di scambio termico esterno h_e , è una funzione della velocità delle correnti d'aria nelle vicinanze della vetrata, della sua emissività e di altri fattori climatici.

Per comuni superfici di vetro verticali, il valore di h_e è normalizzato a 23 W/(m² K), allo scopo di confrontare i valori U delle vetrate. (Il reciproco di $1/h_e$ espresso con due cifre decimali, è 0,04 m² K/W).

Questo procedimento non prende in considerazione il miglioramento del valore U dovuto alla presenza di depositi superficiali rivolti verso l'esterno con un'emissività minore di 0,837.

Coefficiente di scambio termico interno h_i

Il coefficiente di scambio termico interno h_i è dato dalla formula seguente:

$$h_i = h_r + h_c$$

dove:

- h_r è la conduttanza radiativa;
- h_c è la conduttanza convettiva.

La conduttanza radiativa per superfici di vetro sodo-calcico senza depositi superficiali è uguale a 4,4 W/(m² K). Se la superficie interna della vetrata ha un'emissività minore, la conduttanza radiativa è data da:

$$h_r = \frac{4,4\varepsilon}{0,837}$$

dove:

- ε è l'emissività corretta della superficie con deposito superficiale;
- 0,837 è l'emissività corretta del vetro sodo-calcico senza depositi superficiali data dal prodotto dell'emissività normale per il rapporto indicato nella seguente Tabella 64.

Emissività normale ε_n	Rapporto $\varepsilon/\varepsilon_n$
0,03	1,22
0,05	1,18
0,1	1,14
0,2	1,10
0,3	1,06
0,4	1,03
0,5	1,00
0,6	0,98
0,7	0,96
0,8	0,95
0,89	0,94

Tabella 64: Fattori per emissività corretta

Valori di progetto

Applicando il valore U di vetrate nel progetto di un edificio, l'utilizzo del valore dichiarato può non sempre risultare sufficientemente accurato. In circostanze particolari si deve determinare il valore di progetto in base alla presente norma. I valori U di progetto, che tengono conto della posizione della vetrata e delle condizioni ambientali, devono essere determinati utilizzando come condizioni al contorno i valori corretti di h_s , h_e , e h_i , che devono essere dichiarati.

L'applicazione di un valore dichiarato di un elemento costruttivo esterno per il calcolo della dispersione termica, non corrisponde rigorosamente alla temperatura secca risultante in ambienti interni riscaldati. Nella maggior parte dei casi pratici, detto valore si dimostra adeguato, ma per elementi vetrati con superfici relativamente ampie e, particolarmente, con superficie interna a bassa emissività, si può incorrere in errori.

7.12 CALCOLO DELLA TRAMITTANZA DELLE VETRATE ISOLANTI

Possiamo fare un confronto delle trasmittanza per varie tipologie di pareti vetrate isolanti con gas interposto. Nel seguito viene proposto il calcolo della trasmittanza al variare dello spessore dell'intercapedine e per i seguenti tipi di gas interposto:

- Aria;
- Argon;
- SF₆;
- Krypton.

Si abbiano i seguenti dati:

$\varepsilon_2 = 0,9$, $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^4)$, $T_m = 283 \text{ K}$, $h_i = 8 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, $\lambda_v = 1 \text{ W}/(\text{mK})$,

$\varepsilon_3 = 0,2$, $\Delta T = 10 \text{ °C}$, $g = 9.81 \text{ m/s}^2$, $h_e = 20 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.

Si hanno i seguenti passaggi:

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}; \quad Gr = \frac{\rho^2 s^3 \Delta T}{T_m \mu^2}; \quad Ra = Gr \cdot Pr; \quad Nu = 0.035 \cdot Ra^{0.38}$$

$$\alpha_c = Nh \frac{\lambda}{s}; \quad \alpha_r = \frac{4\sigma T_m^3}{\frac{1}{\varepsilon_2} + \frac{1}{\varepsilon_3} - 1}; \quad R_g = \frac{1}{\alpha_c + \alpha_r + \frac{\lambda}{s}}; \quad K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + 2 \cdot \frac{0.006}{\lambda_v} + R_g + \frac{1}{h_e}}$$

Si hanno i seguenti risultati in forma grafica.

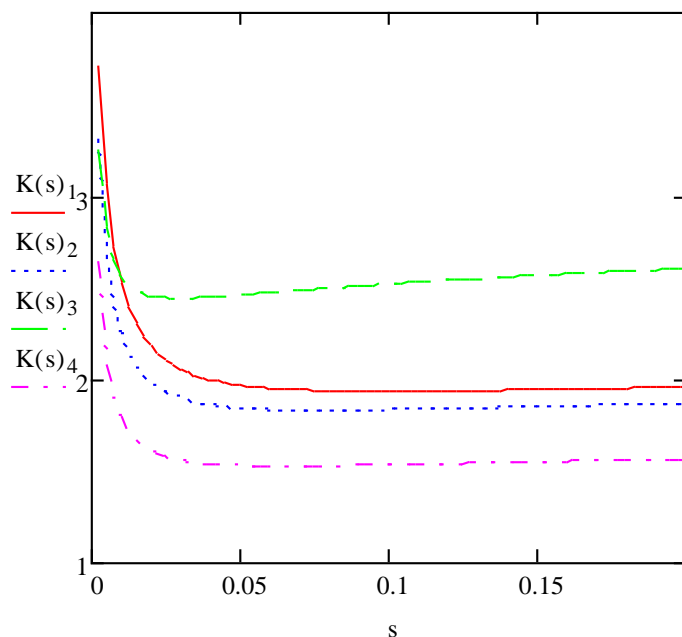


Figura 135: Trasmittanza termica dei vetrate isolanti

7.13 UNI EN 410- DETERMINAZIONE DELLE CARATTERISTICHE LUMINOSE E SOLARI DELLE VETRATE

Si tratta di una norma molto specifica per la determinazione delle caratteristiche luminose (fattore di trasmissione luminosa, fattore di riflessione luminosa, fattore solare, fattore di trasmissione UV, resa del colore, ...). E' fatto ampio uso delle notazioni viste per l'irraggiamento termico per la definizione di ciascun fattore. Ad essa si rinvia per una trattazione completa.

Fra i fattori qui presentati assume particolare importanza, anche alla luce di quanto previsto dal DPR 59/09 sulle finestre con filtri solari, il **fattore solare**. Il fattore di trasmissione dell'energia solare totale g è calcolato come la somma del fattore di trasmissione solare diretta τ_e e del fattore di scambio termico secondario della vetrata verso l'interno q_i , quest'ultimo risultante dalla trasmissione di calore per convezione e per irraggiamento nel lontano IR della frazione della radiazione solare incidente che è stata assorbita dalla vetrata:

$$g = \tau_e + q_i \quad [143]$$

Ripartizione del flusso solare incidente

Il flusso solare radiante incidente ϕ_e è diviso nelle seguenti tre parti (vedere la Figura 136):

- a) la parte trasmessa, $\tau_e \phi_e$;
- b) la parte riflessa, $\rho_e \phi_e$;
- c) la parte assorbita, $\alpha_e \phi_e$.

dove:

- τ_e è il fattore di trasmissione solare diretta (definito dalla norma);
- ρ_e è il fattore di riflessione solare diretta (definito dalla norma);
- α_e è il fattore di assorbimento solare diretto (definito dalla norma).

La relazione fra le tre caratteristiche è:

$$\tau_e + \rho_e + \alpha_e = 1 \quad [144]$$

La parte assorbita $\alpha_e \phi_e$ è poi separata in due parti $q_i \phi_e$ e $q_e \phi_e$ che esprimono rispettivamente l'energia trasferita all'interno e all'esterno:

$$\alpha_e = q_i + q_e \quad [145]$$

dove:

- q_i è il fattore di scambio termico secondario della vetrata verso l'interno;
- q_e è il fattore di scambio termico secondario della vetrata verso l'esterno.

Nelle figure seguenti si ha l'andamento dei vari fattori per alcuni tipi di vetro di uso comune.

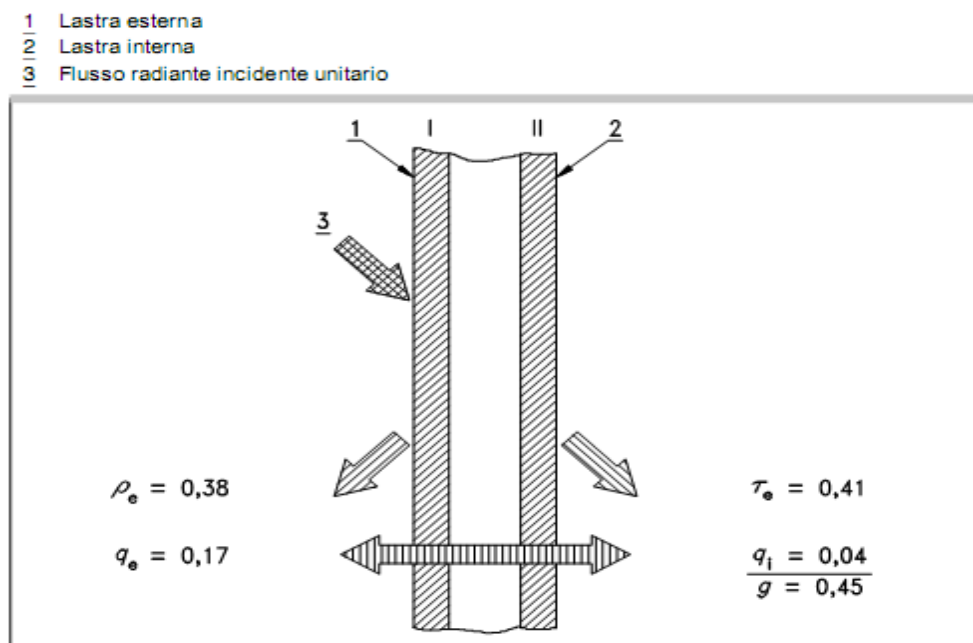


Figura 136: Ripartizione del flusso solare incidente

Nelle figure seguenti, oltre alla trasmittanza spettrale compaiono altre curve, le riflettanze spettrali ($\rho_\lambda, \rho'_\lambda$) delle due facce del vetro, necessarie per determinare con il calcolo, condotto in base alla norma **EN 410**, la trasmissione e, come vedremo, il fattore solare, di vetri composti (doppi vetri e tripli vetri).

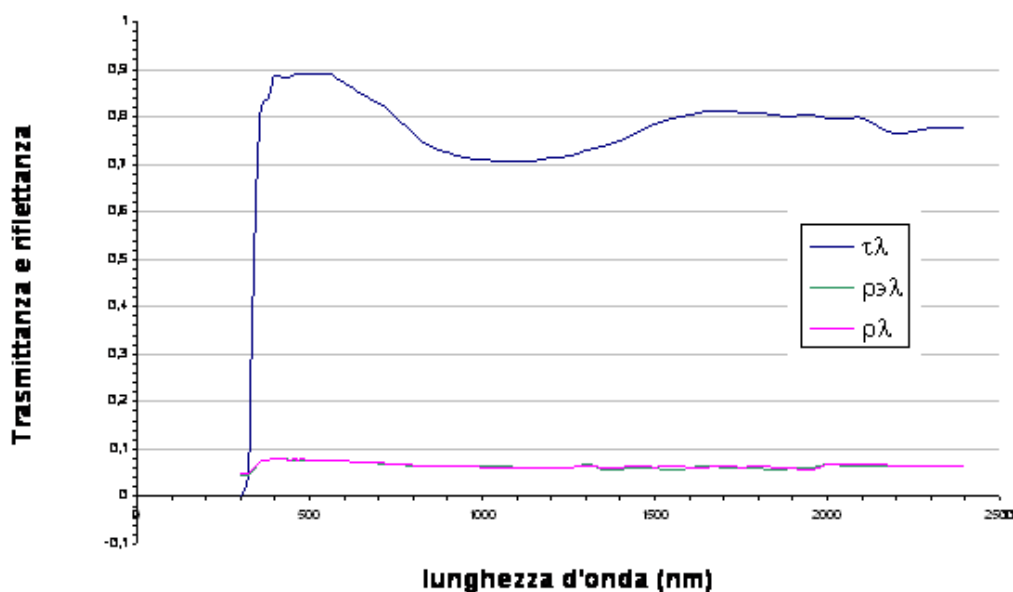


Figura 137: Vetro tipo Float chiaro da 6 mm

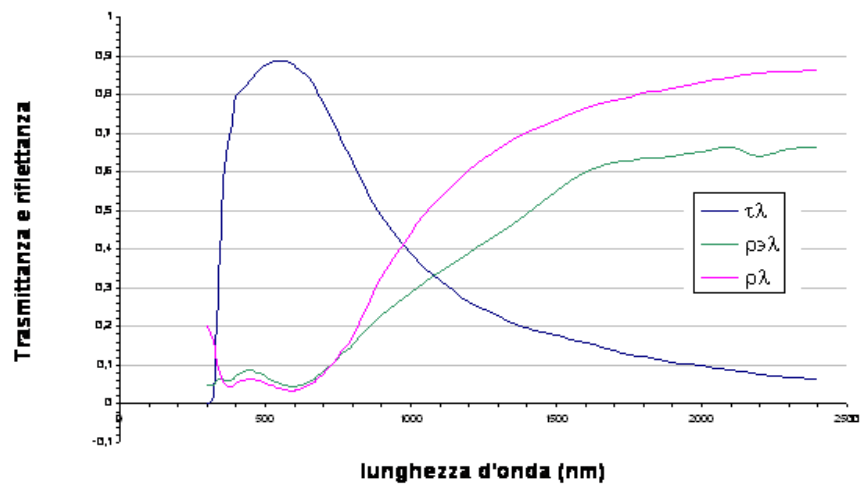


Figura 138: Vetro basso emissivo magnetronico da 4 mm

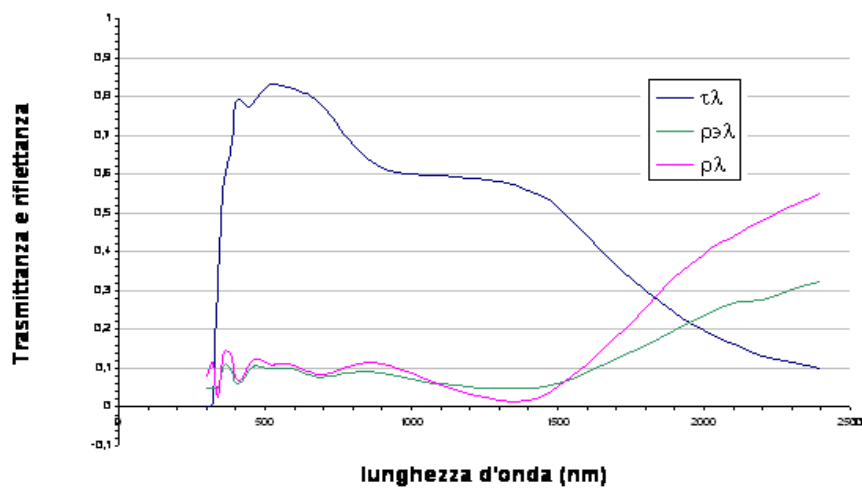


Figura 139: Vetro basso emissivo pirolitico da 6 mm

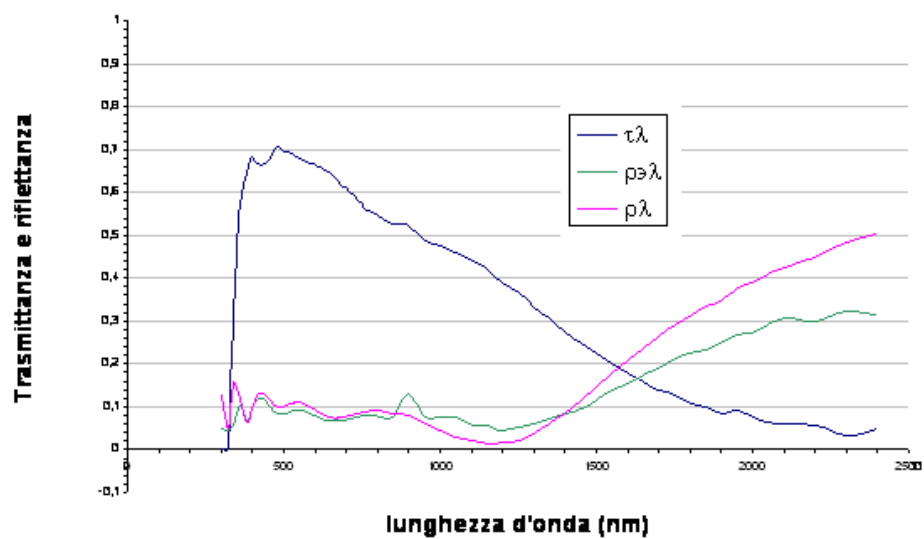


Figura 140: Vetro a controllo solare da 6 mm

Per le diverse composizioni vetrarie bisogna dunque disporre dei dati spettrali dei vetri componenti. Essi sono:

Per un vetro chiaro

- *Trasmittanza spettrale (τ_λ)*
- *Riflettanza spettrale (ρ_λ)*

Per un vetro basso emissivo

- *Trasmittanza spettrale (τ_λ)*
- *Riflettanza spettrale (ρ_λ) lato trattato*
- *Riflettanza spettrale (ρ_λ) lato non trattato*
- *Emissività normale lato trattato*

Quando si realizza un doppio vetro infatti, per il calcolo dell'energia trasmessa occorre considerare il gioco delle riflessioni interne all'intercapedine. La trasmittanza spettrale risultante non è infatti semplicemente il prodotto delle due trasmittanze, come si potrebbe pensare (senza riflettere è proprio il caso di dire) ma da questa espressione:

$$\tau = \tau_1 \frac{\tau_2}{1 - \rho_{1b} \rho_2}$$

dove τ_1 e τ_2 sono le trasmittanze spettrali dei due vetri componenti, e ρ_{1b} e ρ_2 le riflettanze spettrali sul lato opposto a quello incidente del vetro esterno e della parte incidente del vetro interno. Il fattore solare è il rapporto tra l'energia termica proveniente dal sole ed entrante nell'ambiente, e l'energia che arriva sulla superficie esterna della lastra.

Per il calcolo del fattore solare si considerano le lunghezze d'onda comprese tra i 0,3 ed i 2,5 μm , quindi, oltre alle radiazioni visibili, una parte dell'ultravioletto ($\lambda < 0,380 \mu\text{m}$) ed una parte di infrarosso ($\lambda > 0,780 \mu\text{m}$).

La Figura 141 mostra come si ripartisce il flusso radiante incidente Φ_e :

Una parte è riflessa: $\varepsilon_e \Phi_e$:

- ρ_e *coefficiente o fattore di riflessione;*

una parte direttamente trasmessa: $\tau_e \Phi_e$

- τ_e *fattore di trasmissione;*

una parte assorbita: $\alpha_e \Phi_e$

- α_e *fattore di assorbimento.*

Questa parte di energia assorbita è poi riemessa verso l'interno e verso l'esterno

- $q_e \Phi_e$ *è la parte riemessa all'esterno*
- q_e *è il fattore di scambio termico secondario verso l'esterno*
- $q_i \Phi_i$ *è la parte riemessa all'interno*
- q_i *è il fattore di scambio termico secondario verso l'interno.*

Valgono le relazioni di figura per i vari coefficienti.

Per la definizione del fattore solare vale la [143].

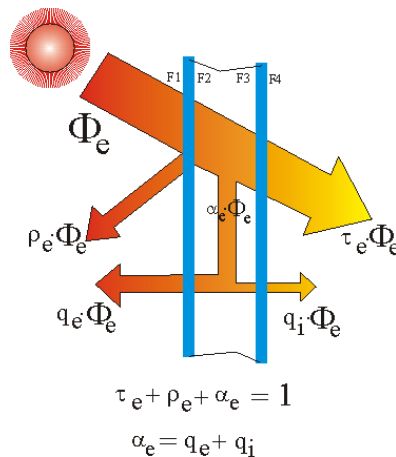


Figura 141: Distribuzione del flusso radiante incidente

Calcolo di τ_e

Il procedimento di calcolo è, per quanto riguarda τ_e simile a quello della trasmissione luminosa. La sorgente luminosa è in questo caso la radiazione solare globalizzata.

Calcolo di q_i

Il fattore di trasmissione secondaria verso l'interno che, sommato alla trasmissione solare diretta, fornisce il fattore solare, si calcola con la relazione:

$$q_i = \alpha_e \frac{h_i}{h_i + h_e} \quad [146]$$

dove:

- h_i ed h_e sono i coefficienti di scambio termico verso l'interno e verso l'esterno, che dipendono dalle condizioni al contorno della vetrata;
- α_e è il coefficiente di assorbimento solare.

Assumendo condizioni convenzionali (vetrata verticale; vento: velocità=4 m/s; convezione naturale all'interno) si ha:

$$h_e = 23 \frac{W}{m^2 K}$$

$$h_i = 3,6 + 4,4 \frac{\varepsilon}{0,837} \frac{W}{m^2 K}$$

con

- ε emissività corretta della superficie interna;

Sono disponibili fogli di calcolo e programmi specifici (ad esempio *WINDOW*® dei LBNL) per il calcolo delle grandezze caratteristiche delle vetrate. Si ha anche un data base internazionale (**IGD International Glazing Database**). Il DPR 59/09 all'art. 19 così recita: "Qualora se ne dimostri la non convenienza in termini tecnico-economici, detti sistemi³⁶ possono essere omessi in presenza di superfici vetrate con **fattore solare** (UNI EN 410) minore o uguale a 0,5"

³⁶ Si riferisce ai sistemi schermanti esterni.

7.14 ESEMPI APPLICATIVI

Seguono alcuni esercizi applicativi di quanti visto nel presente capitolo. Si osserva che il calcolo delle trasmittanze dei componenti di involucro edilizio sono effettuati quasi sempre mediante programmi elettronici che, oltre a seguire pedissequamente la normativa sopra indicata, dispongono di un opportuno data base dei materiali più utilizzati. Si osservi che è conveniente utilizzare vetri a basso fattore solare quando si è in fase di costruzione di un nuovo edificio. Per edifici esistenti occorre valutare la possibilità di cambiare i vetri con nuovi tipi a norma o aggiungere ai vetri esistenti una pellicola (interna o esterna, vedi Figura 142) che funge da filtro per la radiazione solare.



Figura 142: Finestre con filtri solari applicati all'esterno delle vetrate

In Tabella 65 si ha un esempio delle caratteristiche di questo tipo di film.

Caratteristiche ottiche - solari

Spessore vetro - 6mm	Totale Energia Solare %						Luce visibile %		Raggi IR Resposti %	2011	Raggi UV filtrati %	Emissivi *	Valore "U"	Calore respinto %	Acbaglio ridotto %
	Coef. Scherm	Valore "G"	Riflessa %	Absorbibile %	Trasmessa %	Totale respinta %	Riflessa int. / est %	Trasmessa %							
Vetrata Singola trasparente	0.69	0.59	9.50	44.10	46.40	40.00	9.3/7.7	43.20	53.20	0.63	>99	0.84	5.84	37.00	51.90
Vetrata singola colorata	0.61	0.52	5.60	60.30	34.10	46.90	5.8/6.5	29.80	63.90	0.49	>99	0.85	5.84	22.80	50.50
Vetrata doppia trasparente / trasparente	0.74	0.64	14.20	46.90	39.00	35.60	15.9/9.2	39.10	60.60	0.53	>99	0.84	2.83	16.50	51.80
Vetrata doppia colorata / trasparente	0.57	0.49	8.40	64.80	26.80	50.40	9.2/8.7	26.10	72.10	0.46	>99	0.84	2.83	13.60	52.00

Tabella 65: Caratteristi di un film protettivo a base di poliestere tereftalato

Osservazioni sui filtri solari

L'utilizzo dei film solari alle vetrate esistenti è una buona tecnica anche per ridurre il carico termico (invernale ed estivo) di edifici esistenti. I film per applicazione interna consentono di ridurre le radiazioni solari fino al 70% mentre i film per applicazioni esterne arrivano fino al 50% o poco più. I film per esterno hanno una vita media di 4-6 anni mentre i film per interno possono arrivare a 20 anni. Una valutazione tecnico economica può far luce sull'opportunità di ridurre i fabbisogni energetici (e conseguentemente migliorare l'indice di performance nell'attestato di certificazione energetica) di un edificio con questa tecnologia.

8. TERMOFISICA DEGLI EDIFICI*

8.1 COMPORTAMENTO TERMICO DEGLI EDIFICI

Un argomento fra i più importanti del corso di *Impianti Termotecnici* è la climatizzazione degli edifici³⁷, cioè l'inserimento di impianti (*attivi*, in contrapposizione all'edilizia *passiva*) capaci di mantenere all'interno condizioni ambientali di benessere per gli occupanti.

Per potere correttamente dimensionare gli impianti occorre prima conoscere il comportamento termico degli edifici, ossia come variano le condizioni interne di temperatura e umidità (*la velocità dell'aria è di solito controllata dagli stessi impianti di distribuzione*) al variare delle condizioni climatologiche esterne. Queste dipendono dal sito e cioè dalla latitudine, dall'orografia, dalla presenza di masse d'acqua come il mare o i laghi o anche i fiumi, dalla presenza di masse edificate (*isola di calore*), ... In generale si può dire che le condizioni climatiche esterne non sono mai stabili durante il giorno ma *continuamente variabili* anche e soprattutto per la periodicità dell'alternarsi del dì e della notte e quindi per la presenza della radiazione solare nel periodo diurno dall'alba al tramonto.

Lo studio del comportamento termico degli edifici (oggetto della *Termofisica dell'edificio*) parte proprio da queste considerazioni e pertanto valuta le condizioni transitorie determinate in risposta alle variazioni climatologiche esterne. Si accennerà brevemente nel prosieguo alle condizioni transitorie degli edifici, anche a scopo euristico, e si passerà poi allo studio dell'impiantistica distinguendo, com'è prassi ormai, il comportamento estivo da quello invernale.

Si fa osservare agli allievi ingegneri meccanici che l'argomento, pur con riferimenti agli edifici e quindi apparentemente di interesse per gli ingegneri edili e/o per gli architetti, è di fondamentale interesse per tutti gli ingegneri poiché con il termine *edificio* intendiamo riferirci sia a quelli ad uso civile (*abitazioni, uffici, scuole, ...*) che industriali. Questi ultimi sono oggi divenuti edifici complessi poiché rivolti spesso a lavorazioni ad alto impatto tecnologico. Si pensi, ad esempio, agli edifici per la costruzione di componenti elettronici nei quali troviamo le camere *bianche* con il minimo inquinamento microbiologico ed ambientale.

Oggi gli edifici industriali sono del tutto equivalenti agli *edifici intelligenti* di applicazione civile (ad esempio gli alberghi, gli ospedali, i grattacieli, ...) avendosi nel loro interno un alto contenuto tecnologico (*fabbriche automatizzate e robotizzate, camere bianche, controllo di fumi, ...*). Pertanto l'Allievo immagini di associare alla parola *edificio* un generico contenitore caratterizzato da un involucro esterno di tipo murario e/o metallico all'interno del quale si desiderano installare impianti termotecnici di varia natura (di ventilazione, riscaldamento, condizionamento, ...)

Non si può pensare di progettare un impianto di climatizzazione senza prima conoscere la problematica dell'interazione *edificio-impianto*.

³⁷ Sarebbe più opportuno, come più volte indicato, parlare di climatizzazione in generale non solamente riferita agli edifici. Si pensi alla climatizzazione degli aerei, delle capsule spaziali, delle stazioni orbitanti, delle capsule sottomarine, ...

8.2 COMPORTAMENTO IN REGIME STAZIONARIO DEGLI EDIFICI

Molto spesso ci si riferisce ad un comportamento termico degli edifici molto semplificato e facile da studiare, supponiamo cioè che l'edificio sia in regime stazionario. Si tratta di un'ipotesi molto semplificativa, come meglio si chiarirà nel prosieguo, ma che tuttavia risulta molto utile e indispensabile nelle normali applicazioni impiantistiche.

Va subito detto che le condizioni di stazionarietà sono rare e limitate a pochi casi pratici, nella realtà l'evoluzione termica degli edifici è sempre non stazionaria e ciò comporta notevoli difficoltà di calcolo. Per edifici termostattizzati³⁸ la temperatura interna viene artificialmente mantenuta al valore desiderato, ad esempio 20 °C in inverno e 26 °C in estate, secondo quanto già visto per le condizioni di comfort termico. Le condizioni esterne, però, non sono mai costanti poiché sia la temperatura esterna (e l'umidità relativa nel caso di climatizzazione completa) che l'intensità di radiazione solare variano continuamente durante la giornata.

Pertanto immaginare che i carichi termici (disperdimenti o rientrate termiche, a seconda della stagione) siano costanti è una pura illusione. Vedremo, tuttavia, come spesso, anche secondo indicazioni di decreti e leggi varie, spesso ci si riferisca all'ipotesi che i carichi termici si mantengano costanti e che l'edificio sia in condizioni stazionarie. Vedremo più avanti come affidarsi pedissequamente all'ipotesi di regime stazionario possa portare ad errori notevoli nella valutazione della reale evoluzione termica degli edifici con conseguenze gravi per i progettisti.

Ad esempio, il carico termico invernale indicato dalla L. 10/91 come **carico di picco** è un carico fittizio che dovrebbe fornire il carico termico massimo nelle peggiori condizioni. E quali possono essere le peggiori condizioni? L'assenza di contributi gratuiti (cioè di energia solare e di sorgenti interne) e la stazionarietà della temperatura esterna al valore minimo di progetto.

In definitiva nel calcolo del carico di picco non si tiene conto della radiazione solare (si suppone che nelle brutte giornate invernali ci sia cielo coperto e quindi assenza di radiazioni solari dirette) degli apporti gratuiti interni (lampade, sorgenti interne, persone, ...) e che all'esterno la temperatura sia poco variabile (anche per l'assenza della radiazione solare) e pari al valore minimo di progetto. Tutte queste ipotesi sono certamente irrealistiche poiché abbiamo sempre la radiazione solare diffusa, una variazione (seppur minima) della temperatura esterna e la presenza di sorgenti interne (affollamento, lampade, ...). Trascurare gli apporti gratuiti significa però porsi nelle condizioni peggiori ed ecco perché questo calcolo fittizio viene definito come **carico di picco**.

Un'osservazione importante va fatta sulle modalità di calcolo dei carichi termici in regime stazionario.

Si ricorda, infatti, dalla Trasmissione del Calore che il flusso termico trasmesso fra due fluidi separati da una parete composita **in regime stazionario** è data dalla nota relazione:

$$Q = U \cdot S \cdot \Delta T \quad [147]$$

ove U è la *trasmissione termica* definita dalla relazione:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \frac{s_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_e}}$$

con h_i ed h_e coefficienti di convezione interna ed esterna e con $\sum \frac{s_i}{\lambda_i}$ resistenza termica degli strati di materiale compresi fra i due fluidi.

³⁸ Cioè in edifici nei quali un impianto contribuisce a mantenere la temperatura interna degli ambienti costante mediante opportuni scambi di calore con i terminali (ad esempio radiatori o fan coil).

Questa relazione ([147]) fondamentale per la l'impiantistica termotecnica vale, si ricordi, ***solo in regime stazionario***. In regimi tempo variabili occorre tenere conto degli accumuli termici nei vari strati (vedi nel prosieguo) e il flusso termico trasmesso fra i due fluidi sarebbe ben più complesso da calcolare.

Tuttavia la comodità di utilizzare la [147] è importante ai fini dell'economia dei calcoli da effettuare per il calcolo dei carichi termici tanto che molto spesso si preferisce commettere errori (sia pur sotto controllo) che utilizzare equazioni differenziali complesse e codici di calcolo altrettanto complessi ed ostici. E' questo uno dei motivi pratici per cui si ipotizza il regime stazionario.

Nei prossimi paragrafi si analizzeranno i transitori termici in regime non stazionario e si potrà immediatamente osservare come i calcoli da effettuare per analizzarli siano effettivamente lunghi, complessi e, in molte occasioni, privi di informazioni se non opportunamente interpretati da professionisti esperti e preparati.

Per decenni le nostre leggi hanno sempre fatto riferimento a calcoli fittizi in regime stazionario ma con l'introduzione del D.Lgs 192/05 qualcosa sta cambiando. Per la prima volta, infatti, si parla di surriscaldamento estivo e di valutazione della sua entità con opportuni codici di calcolo. Pertanto, alla luce di quanto si vedrà nella presentazione del D.Lgs 192/05 e del DPR 59/09, è opportuno che l'Allievo legga (e studi) con attenzione i prossimi paragrafi che approfondiscono l'analisi delle condizioni in transitorio termico degli edifici.

Naturalmente l'ingegnere (o più in generale l'impiantista meccanico) non è un farmacista e pertanto le precisioni a sei cifre decimali non interessano. Sono, però, importanti le conclusioni che si possono e si debbono dedurre dall'analisi in transitorio termico degli edifici, anche per evitare grossolani errori nel dimensionamento impiantistico.

Ad esempio, un edificio molto vetrato (una vera mania dei progettisti moderni) non va solo riscaldato in previsione delle ipotesi di grande freddo (cioè con riferimento al solo carico di picco) ma anche raffrescato per evitare il surriscaldamento delle zone esposte ad est e ad ovest.

In pratica può facilmente accadere che un edificio molto vetrato debba contemporaneamente essere riscaldato e raffrescato anche a gennaio. In questi casi occorre prevedere una tipologia di impianto certamente più complessa del solito, ad esempio con aria primaria e fan coil a quattro tubi (vedasi nel proseguo). Molto si dirà del carico in condizioni stazionario sugli impianti di riscaldamento e ad esso si rimanda l'approfondimento di questo studio.

8.3 TRANSITORIO TERMICO DEGLI EDIFICI

In questo capitolo si farà un breve cenno sul transitorio termico cercando di evidenziare i parametri più significativi del comportamento termico degli edifici. L'applicazione della L. 10/91 e successivi aggiornamenti (*che sarà descritta in dettaglio nei prossimi capitoli*) è ormai *routine* progettuale mentre lo studio più approfondito dell'evoluzione temporale delle condizioni microclimatiche di un edificio richiede nozioni più avanzate e conoscenza di modellistica raffinate, essendo l'edificio un sistema certamente *complesso*.

Il Progettista che intende controllare le conseguenze di una scelta progettuale dal punto di vista energetico dispone oggi di innumerevoli strumenti, dai più sofisticati che richiedono l'uso di grandi computer, capaci anche di un grande rigore e dettaglio, ai più semplici che consentono previsioni veloci e più approssimate. Da qui il primo problema che si deve affrontare. Ciascuno di tali strumenti, infatti, sebbene versatile, risente comunque della impostazione originaria nel senso che, in genere, è stato sviluppato per valutare le prestazioni di specifiche tipologie edilizie o di particolari soluzioni progettuali; si tratta allora di individuare quale tra gli strumenti disponibili è il più adatto e a che livello di dettaglio è opportuno giungere nella raccolta delle informazioni sulla "*performance*" del sistema.

Esiste tuttavia un secondo problema e forse più oneroso del primo in quanto presenta spesso aspetti paradossali: riguarda la fase della progettazione nella quale eseguire il controllo. Accade infatti che il controllo risulta tanto più efficace quanto più ci si sposta verso la fase iniziale del progetto, quando cioè le decisioni non sono state consolidate e molte possibilità sono ancora aperte. La progettazione bioclimatica postula, ad esempio, uno spostamento dei controlli dalle fasi finali del progetto alle fasi intermedie, nelle quali è ancora possibile modificare e correggere l'impostazione edilizia: orientazione, volume, involucro, finestratura etc.

In ogni caso, una volta assegnati alcuni parametri (che spesso sono vincolanti quali l'area climatica, la posizione rispetto al sole, la destinazione dell'edificio), ***ciò che qualifica la prestazione termica dell'edificio è in massima parte il comportamento dell'involucro murario.***

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

8.4 PROPAGAZIONE DEL CALORE IN REGIME PERIODICO STABILIZZATO

Un caso molto importante per le applicazioni pratiche (sia in campo industriale che civile) si ha quando si applica una forzante (cioè una temperatura) variabile in modo periodico ad uno strato piano seminfinito. E' questo il caso, ad esempio, della variazione della temperatura ambientale esterna negli edifici, della variazione periodica di temperatura all'interno di un cilindro di un motore a combustione interna.

Per studiare questo caso supporremo inizialmente che la variazione di temperatura sia di tipo sinusoidale e quindi ci si riferisca alla più semplice variazione periodica. L'importanza di questo caso si deduce immediatamente se si pensa che una qualunque forzante periodica può essere scomposta in una serie di Fourier in termini di seni e/o coseni e quindi in termini di funzioni periodiche elementari e pertanto la soluzione generale è data dalla somma (se rimangono valide le ipotesi di linearità del problema) delle soluzioni parziali.

Con riferimento alla Figura 143 si supponga di applicare alla superficie esterna dello strato seminfinito una variazione di temperatura periodica sinusoidale della forma:

$$T(0, \tau) = T_m + \Delta T_0 \sin \omega \tau$$

con:

- $\omega = 2\pi f$ pulsazione ed f la frequenza;
- T_m la temperatura media, [°C];
- ΔT_0 la variazione di temperatura massima; [°C]

Per comodità di calcolo poniamo $\theta = T - T_m$ e pertanto la precedente si può scrivere:

$$\theta(0, \tau) = \Delta T_0 \sin \omega \tau$$

Risulta comodo definire la nuova variabile $\theta = T - T_m$ per cui la forzante può essere scritta nella forma:

$$\theta(0, \tau) = \Delta T_0 \sin \omega \tau$$

L'equazione della conduzione diviene, in regime variabile monodimensionale:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial \theta}{\partial \tau}$$

Se ora definiamo la temperatura coniugata:

$$\bar{\theta}(0, \tau) = \Delta T_0 \cos \omega \tau$$

possiamo riferirci all'equazione della conduzione per la soluzione coniugata:

$$\frac{\partial^2 \bar{\theta}}{\partial x^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial \bar{\theta}}{\partial \tau}$$

Deviamo ora la temperatura complessa data dalla combinazione lineare:

$$\theta_c(x, \tau) = \bar{\theta}(x, \tau) + j\theta(x, \tau)$$

soluzione dell'equazione complessa:

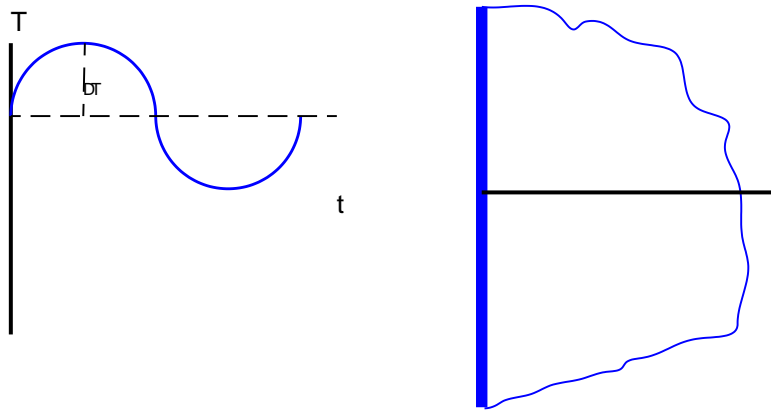


Figura 143: Variazione periodica di temperatura in uno strato seminfinito

$$\frac{\partial^2 \theta_c}{\partial x^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial \theta_c}{\partial \tau}$$

con la condizione al contorno:

$$\theta_c(0, \tau) = \Delta T_0 e^{j\omega \tau}$$

In forma euleriana la temperatura complessa si scrive nella forma:

$$\theta_c(x, \tau) = X(x) e^{j\omega \tau}$$

Sostituendo questa espressione nell'equazione differenziale complessa e tenendo conto della proprietà dell'esponenziale si ottiene:

$$\frac{d^2 X}{dx^2} - j \frac{\omega}{a} X(x) = 0$$

con l'ovvia condizione al contorno:

$$X(0) = \Delta T_0$$

Poiché al tendere ad infinito del tempo la temperatura reale e quella complessa debbono sempre essere finite allora si deve avere $X(\infty) \neq \infty$.

La precedente equazione differenziale è notevolmente più semplice di quella originaria perché è una equazione differenziale ordinaria nella sola $X(x)$ le cui soluzioni dell'equazione caratteristica sono date, per il teorema di *De Moivre* sulle potenze dei numeri complessi, da:

$$\sqrt{j\frac{\omega}{a}} = \pm(1+j)\sqrt{\frac{\pi f}{a}}$$

Pertanto l'integrale generale dell'equazione differenziale diviene:

$$X(x) = A_1 e^{-(1+j)\sqrt{\frac{\pi f}{a}}x} + A_2 e^{(1+j)\sqrt{\frac{\pi f}{a}}x}$$

La condizione della non divergenza della temperatura porta ad avere $A_2 = 0$ e quindi la soluzione finale diviene:

$$X(x) = A_1 e^{-(1+j)\sqrt{\frac{\pi f}{a}}x}$$

La soluzione complessa completa diviene quindi:

$$\theta_c(x, \tau) = A_1 e^{-j\sqrt{\frac{\pi f}{a}}x} e^{[j(\omega\tau) - \sqrt{\frac{\pi f}{a}}x]}$$

Ritornando alla forma trigonometrica si ha:

$$\theta_c(x, \tau) = A_1 e^{-x\sqrt{\frac{\pi f}{a}}} \left[\cos\left(\omega\tau - \sqrt{\frac{\pi f}{a}}x\right) + j \sin\left(\omega\tau - \sqrt{\frac{\pi f}{a}}x\right) \right]$$

Se vogliamo la soluzione alla forzante reale (coefficiente dell'immaginaria nella forma complessa) allora dobbiamo interessarci al coefficiente dell'immaginario anche della soluzione e pertanto si ha:

$$\theta(x, \tau) = A_1 e^{-x\sqrt{\frac{\pi f}{a}}} \sin\left(\omega\tau - \sqrt{\frac{\pi f}{a}}x\right)$$

che, per la condizione limite ad ascissa $x=0$, fornisce:

$$\theta(x, \tau) = \Delta T_0 e^{-x\sqrt{\frac{\pi f}{a}}} \sin\left(\omega\tau - \sqrt{\frac{\pi f}{a}}x\right)$$

Si osservi che si ha anche $\sqrt{\frac{\pi f}{a}} = \sqrt{\frac{\omega}{2a}}$ e quindi la soluzione cercata si può anche scrivere nella forma seguente:

$$\theta(x, \tau) = \Delta T_0 e^{-\sqrt{\frac{\omega}{2a}}x} \sin\left(\omega\tau - \sqrt{\frac{\omega}{2a}}x\right)$$

L'andamento della funzione $\theta(x, \tau)$ è riportato nella Figura 144.

La precedente ci dice che la variazione della temperatura ad una distanza x dalla superficie ha sempre lo stesso periodo della variazione di temperatura imposta alla superficie ma di ampiezza decrescente esponenzialmente con la distanza, essendo tale ampiezza data dalla:

$$\Delta T_x = \Delta T_0 e^{-\sqrt{\frac{\omega}{2a}}x}$$

Lo sfasamento dell'onda di temperatura cambia con x secondo la relazione:

$$\Delta\tau = \frac{x}{2} \sqrt{\frac{2}{\omega a}}$$

L'onda termica viaggia ad una velocità che è possibile calcolare imponendo che sia:

$$\omega\tau_0 - \sqrt{\frac{\omega}{2a}}\lambda = 0$$

dalla quale si ricava:

$$v = \frac{\lambda}{\tau_0} = \sqrt{2\omega a}$$

Pertanto la velocità di propagazione dell'onda termica nello strato dipende sia dalla frequenza (tramite ω) che dalla diffusività termica del mezzo stesso (a).

Il flusso termico specifico che attraversa la superficie esterna vale:

$$q = -\lambda \left(\frac{\partial \theta}{\partial x} \right)_{x=0}$$

E tenendo conto della soluzione sopra trovata si ottiene:

$$q(\tau) = \lambda \Delta T_0 \sqrt{\frac{\omega}{a}} \sin \left(\omega\tau + \frac{\pi}{4} \right)$$

Pertanto anche il flusso termico è periodico ed è sfasato di $\pi/4$ rispetto alla temperatura.

Se integriamo la precedente su un semiperiodo nel quale il flusso termico è positivo (da $\tau = -\pi/4\omega$ a $\tau = 3\pi/4\omega$) si ottiene l'energia immagazzinata dal corpo:

$$Q = \lambda \Delta T_0 \sqrt{\frac{\omega}{a}} \int_{-\pi/4\omega}^{3\pi/4\omega} \sin \left(\omega\tau + \frac{\pi}{4} \right) d\tau = \frac{2\lambda}{\sqrt{\omega a}} \Delta T_0$$

Ne segue che sebbene l'ampiezza del flusso termico sia maggiore per elevate pulsazioni l'energia termica immagazzinata nel semiperiodo è tanto maggiore quanto più piccola è la frequenza dell'oscillazione di temperatura della forzante esterna.

Le applicazioni delle relazioni qui esposte sono numerose nella *Termofisica degli edifici*. Le pareti esterne, infatti, si possono considerare strati di spessore tale da considerare valide le ipotesi di spessore seminfinito.

Un'onda termica che possiamo assimilare alla variazione periodica sinusoidale (che si ha tutti i giorni fra il dì e la notte) porta alla trasmissione all'interno degli edifici con velocità data dalla

$$v = \frac{\lambda}{\tau_0} = \sqrt{2\omega a} \quad \text{e con sfasamento dato dalla } \Delta\tau = \frac{x}{2} \sqrt{\frac{2}{\omega a}}.$$

Anche l'ampiezza dell'onda subisce l'attenuazione e pertanto si conclude che pareti di grande spessore e con materiali non conduttori attenuano e sfasano molto (come avviene nelle antiche abitazioni con mura spesse o nelle chiese con mura spesso oltre gli 80 cm).

Viceversa una parete avente poca massa e buon conduttrice (come sono le pareti in calcestruzzo o le pareti di materiale leggero oggi molto utilizzate nell'edilizia corrente) porta ad attenuazioni e sfasamenti modesti: le variazioni termiche esterne si trasmettono in breve tempo (entro 0,5÷2 ore) all'interno degli ambienti, diversamente dalle pareti spesse e pesanti che ritardano di alcune ore la trasmissione dell'onda termica.

Le difficoltà analitiche sopraggiungono quando si considera il caso reale di un mezzo non omogeneo e di spessore finito quale può essere una parete reale multistrato.

La risposta del mezzo alla sollecitazione esterna dipende infatti, oltre che dai comuni parametri termofisici e geometrici (conducibilità, spessori, coefficienti liminari di convezione sulle facce estreme) anche dalla particolare stratigrafia della parete, cioè dall'ordine con cui i vari strati di materiale si susseguono rispetto alla direzione del flusso termico.

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

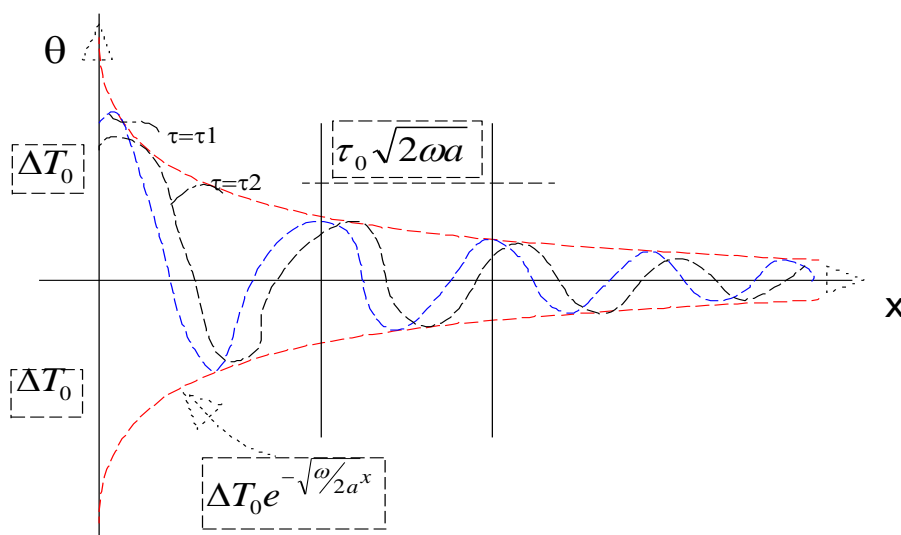


Figura 144: Andamento delle oscillazioni all'interno dello strato

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

Qui la diversa collocazione di quest'ultimo, se cioè punto all'interno o all'esterno o al centro tra i due rispetto alla direzione del flusso termico, influenza sensibilmente la propagazione dell'onda termica all'interno dell'ambiente. Ciò ha in particolare un riflesso immediato ai fini del benessere termico, nel senso che sebbene nell'arco di un ciclo giornaliero completo (per esempio 24 ore) il valor medio della temperatura interna si mantenga ad un livello di comfort (per es. 20 °C in inverno e 25÷26 °C in estate) le oscillazioni attorno a tale valore producono tanto più acuto disagio termico quanto maggiore è la loro ampiezza. Risulta quindi di grande interesse per il progettista la previsione teorica del comportamento in transitorio non solo degli elementi murari ma anche, più in generale, dell'intero ambiente. Per meglio concretizzare quanto sopra indicato si consideri un'onda di temperatura avente $T_m=5\text{ °C}$ e $\Delta T=10\text{ °C}$, come indicato in Figura 145.

Supponiamo di avere i seguenti dati per la parete (tutti nel S.I.):

$$\omega := \frac{2 \cdot \pi}{86400}$$

$$\lambda := 1.2$$

$$\rho := 1800$$

$$c_0 := 900$$

$$a := \frac{\lambda}{\rho \cdot c_0}$$

$$\gamma_0 := \sqrt{\frac{\omega}{2 \cdot a}}$$

$$\theta_0 := 5$$

$$T_0 := 10$$

$$a =$$

$$\gamma_0 =$$

Tabella 66: Dati di calcolo per il regime periodico

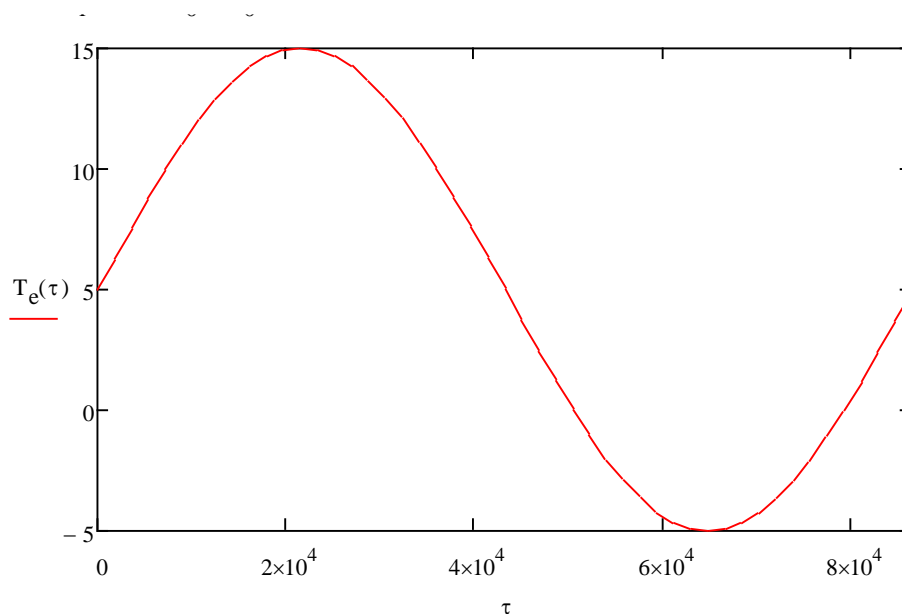


Figura 145: Onda di temperatura con $T_m=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $\Delta T=10\text{ }^{\circ}\text{C}$

Inoltre immaginiamo di avere una seconda parete con densità bassa pari a 900 kg/m^3 . I risultati del calcolo dell'onda di temperatura all'interno della parete per ascisse di 0,1 e 0,3 m sono dati nella Figura 146 ove, per comodità, in ascissa si è riportato il tempo in giorni. Il calcolo è effettuato per due giorni consecutivi.

Le curve partono tutte dall'ascissa 0 s e non risultano spostate in corrispondenza delle ascisse corrispondenti. Sono comunque ben osservabili gli sfasamenti delle onde di temperatura al variare dell'ascissa x . Inoltre anche l'ampiezza delle onde di temperatura diminuisce secondo la curva di Figura 147. Si osservi come più è pesante la parete maggiore è lo sfasamento rispetto all'onda termica esterna e questo lo si può osservare sia variando la densità che lo spessore.

Quest'ultimo comportamento ci consente di fare un'importante osservazione. Infatti, se la temperatura esterna si abbassa l'onda di temperatura viene trasmessa all'interno con lo sfasamento di alcune ore (da 3 a 6 e anche più nei casi precedenti). Di conseguenza se la temperatura esterna torna a salire entro le 3-4 ore successive all'interno degli ambienti non ci accorge di nulla.

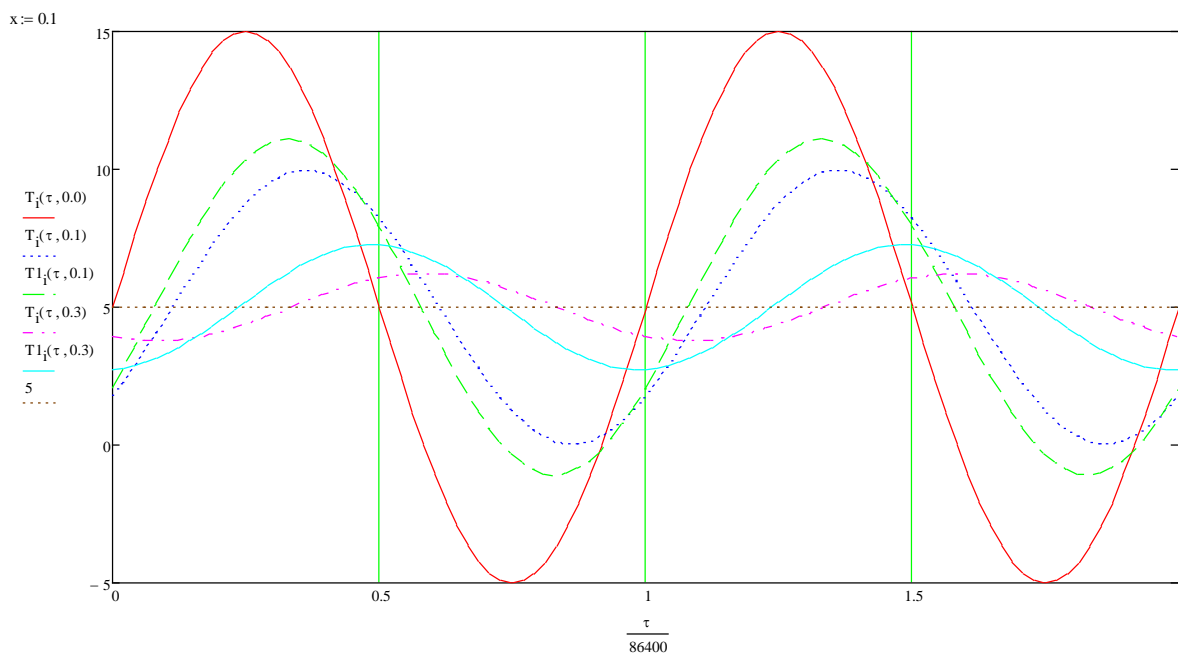


Figura 146: Onde di temperatura all'interno della parete per i due casi

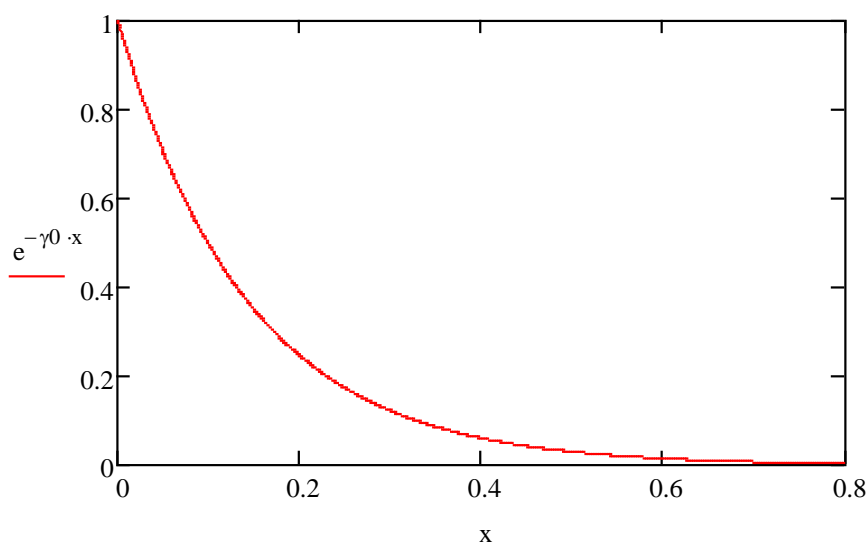


Figura 147: Attenuazione dell'ampiezza dell'onda di temperatura in funzione dell'ascissa

E' ciò che avviene d'inverno quando di notte la temperatura esterna raggiunge i -5°C a Catania senza che le abitazioni se ne accorgano. Proprio per questo la temperatura minima di progetto non è la minima assoluta rilevata in un sito ma quella che si è mantenuta per almeno cinque giorni consecutivi in modo da interessare anche gli ambienti interni degli edifici.

La muratura esterna, quindi, ci aiuta anche a ripararci dai transitori nei quali si hanno forti abbassamenti o forti innalzamenti delle temperature esterne. L'argomento trattato è attualmente oggetto di una letteratura vastissima, anche se pochi sono gli approcci realmente fondamentali e innovativi. Nel prossimo capitolo si cercherà di enunciarli e di discuterli brevemente mostrandone i vantaggi, i limiti e i loro successivi superamenti.

Nel caso di una parete di spessore finito, vedi Figura 148, l'azione della parete è più complessa da terminare. In ogni caso si ha ancora un'attenuazione ed uno sfasamento dell'onda termica.

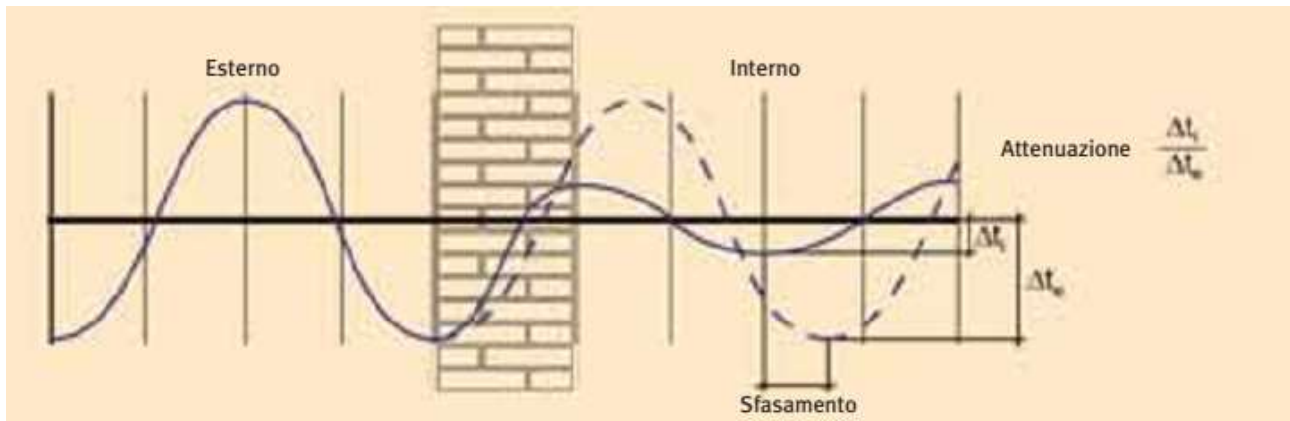


Figura 148: Azione di una parete sull'onda termica

E' proprio quest'azione che determina il clima interno dell'edificio. Nel prosieguo si vedrà come effettuare il calcolo mediante l'applicazione della norma UNI EN ISO 13786 "Thermal performance of building components. Dynamic thermal characteristics. Calculation methods".

8.5 TRANSITORIO DI RISCALDAMENTO E RAFFREDDAMENTO DI UN CORPO

Supponiamo per il momento di avere il corpo a *resistenza termica interna trascurabile*³⁹ a temperatura iniziale T_i e che questo sia immerso in un fluido avente temperatura costante (ambiente di grande capacità termica) T_a . Se un corpo ha resistenza termica interna trascurabile (quindi è un ottimo conduttore di calore, ossia ha λ elevato, come, ad esempio nei metalli) allora la temperatura interna del corpo varia molto poco e si può assumere che essa si mantenga uniforme (la medesima T in qualunque punto) in tutto il corpo stesso.

Quest'ipotesi facilita molto i calcoli perché nell'equazione di bilancio energetico non vi è più il contributo della variazione spaziale ma resta solo quello temporale che può essere determinato facilmente con il seguente ragionamento. Il corpo si raffredda se $T_0 > T_a$ e possiamo scrivere la semplice equazione di bilancio energetico:

$$Q_i - Q_u = \text{Accumulo}$$

che in forma analitica diviene:

$$0 - hA(T - T_a) = mc \frac{dT}{d\tau}$$

Indicando con $\theta = T - T_a$ la precedente equazione diviene:

$$-hA\theta = mc \frac{d\theta}{d\tau} \quad [148]$$

che è una semplice equazione differenziale a variabili separabili e a coefficienti che possiamo ritenere costanti. Integrando si ha:

$$\int_{\theta_i}^{\theta} \frac{d\theta}{\theta} = -\frac{hA}{mc} \int_0^{\tau} d\tau$$

³⁹ Se la resistenza interna di un corpo fosse nulla allora la temperatura sarebbe uniforme. L'ipotesi di resistenza trascurabile è necessaria per potere assegnare un solo valore di temperatura, con poco errore, a tutto il corpo. Ciò è vero se la conducibilità termica è elevata e se lo spessore è piccolo ($R = s/\lambda$).

da cui si ottiene:

$$\theta = \theta_i \cdot e^{-\left(\frac{hA}{mc}\right)\tau}$$

Ricordando la posizione per la differenza di temperatura si ha:

$$T = T_a + (T_i - T_a) \cdot e^{-\left(\frac{hA}{mc}\right)\tau} \quad [149]$$

In Figura 149 si ha l'andamento del transitorio di raffreddamento ($T_i > T_a$) e di riscaldamento ($T_i < T_a$). La velocità di variazione della temperatura T del corpo nel tempo è data da:

$$\frac{dT}{d\tau} = \frac{d(T - T_a)}{d\tau} = -(T_i - T_a) \cdot \frac{hA}{mc} e^{-\left(\frac{hA}{mc}\right)\tau} \quad [150]$$

e all'istante $\tau = 0$ si ha:

$$\frac{dT}{d\tau} = \frac{d(T - T_a)}{d\tau} = -(T_i - T_a) \cdot \frac{hA}{mc} \quad [151]$$

La tangente all'origine delle curva di raffreddamento, avente pendenza $\frac{dT}{d\tau}$, interseca l'ordinata $(T - T_a) = 0$ in corrispondenza al tempo $\tau_c = \frac{mc}{hA}$ detto **costante di tempo**.

Ricordando che mc è una *capacità termica* e $1/hA$ è una *resistenza termica* si può dire che la *costante di tempo* è $\tau_c = RC$, prodotto della resistenza termica per la capacità termica. In pratica si può studiare il raffreddamento di un corpo in analogia alla carica/scarica di un condensatore in un circuito RC. Osservando il diagramma di Figura 149 si può ancora dire che dopo un tempo pari a τ_c si ha una diminuzione del 63.2% del salto iniziale e che dopo 4÷5 costanti di tempo il transitorio si è esaurito. Pertanto il tempo di raffreddamento e/o di riscaldamento del corpo dipende dal prodotto RC : una maggiore massa e quindi una maggiore capacità termica comporta un maggior tempo di raffreddamento o di riscaldamento, a parità di resistenza termica.

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

$$T = T_a + (T_i - T_a) e^{-\frac{hA}{mc}\tau} \quad [152]$$

In Figura 150 si ha l'andamento del transitorio di raffreddamento ($T_i > T_a$) e di riscaldamento ($T_i < T_a$).

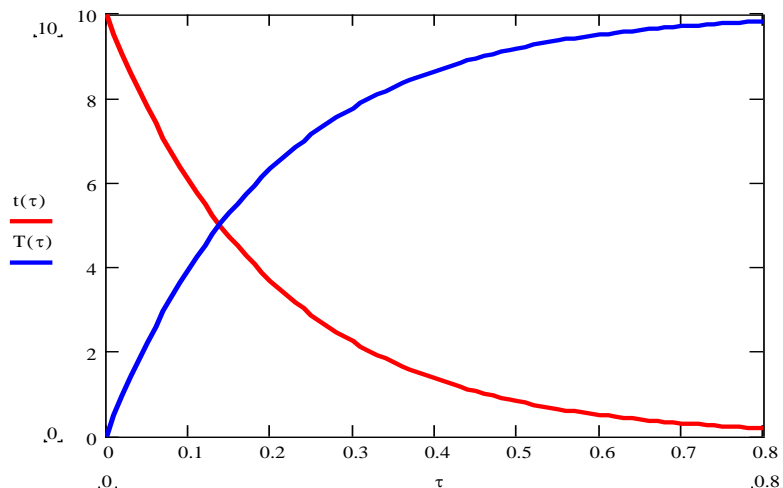


Figura 149: Andamento del transitorio di riscaldamento e/o di raffreddamento

Il tempo di raffreddamento e/o di riscaldamento del corpo dipende dalla *costante di tempo*:

$$\tau_0 = \frac{mc}{hA} = \frac{\rho c V}{hA} \quad [153]$$

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

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

$$\tau_0 = \frac{mc}{hA} = \left(\frac{1}{hA} \right) (mc) = RC \quad [154]$$

ove R è la *resistenza termica* e C è la *capacità termica* del corpo. Per fare un esempio, se la costante di tempo è pari a $RC=5 \text{ h}$ dopo $5 \times 5^{40}=25$ ore (*poco più di un giorno*) l'edificio si raffredderà del tutto o si riscalderà del tutto.

Se la sua costante di tempo è $RC=24 \text{ h}$ allora il transitorio ha bisogno di $5 \times 24=120$ ore, cioè 5 giorni, e pertanto se andiamo a vedere le oscillazioni di temperatura nell'arco di una giornata (di giorno si ha riscaldamento e al tramonto si ha raffreddamento) si vede bene come in quest'ultimo caso le oscillazioni di temperatura siano di gran lunga inferiori rispetto al caso precedente. Può scriversi τ anche sotto altra forma più interessante:

$$\tau_c = \frac{mc}{hA} = \frac{\rho V c}{hA} = \left(\frac{V}{A} \right) \left(\frac{\rho c}{h} \right) \quad [155]$$

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

Analoga osservazione si può fare per la forma *dei forni di cottura a legna*: anch'essi hanno forma emisferica che consente loro di immagazzinare meglio il calore nella massa muraria e di disperderla il più lentamente possibile, a parità di condizioni esterne, rispetto ad altre forme geometriche. Quest'osservazione giustifica l'attenzione che le leggi vigenti sui consumi energetici negli edifici danno sul rapporto A/V ai fini della verifica dei disperdimenti massimi (*vedi nel prosieguo il capitolo verifica energetica degli edifici*). Un edificio che, a pari volume V , ha grande superficie A è certamente più disperdente di un edificio con superficie esterna minore.

⁴⁰ Si ricorda che dopo 5 costanti di tempo il valore finale del transitorio $\theta/\theta_0 = e^{-\tau/\tau_0}$ è pari allo 0,763% di quello iniziale.

Ciò significa che il transitorio si è praticamente esaurito.

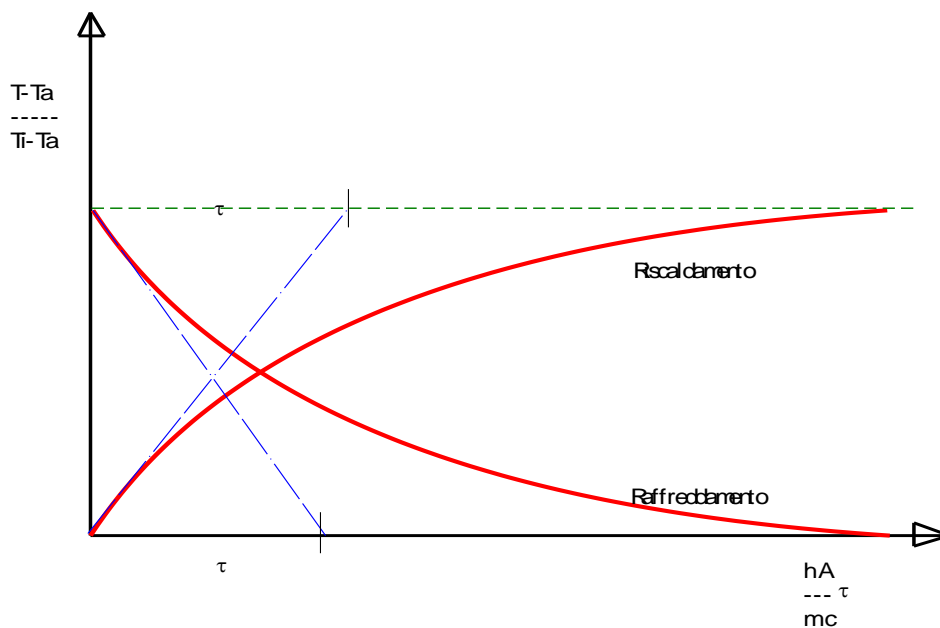


Figura 150: Andamento del transitorio di riscaldamento e/o di raffreddamento

Architettonicamente sono quindi da preferire forme più chiuse, compatte (edifici di tipo condominiale) rispetto a quelle aperte, movimentate (edifici a villette separate) che comportano maggiori superficie esterna e quindi maggiori disperdimenti termici. Vedremo che proprio sul rapporto di forma, V/S , l'attuale legislazione basa il suo controllo sulla corretta progettazione energetica.

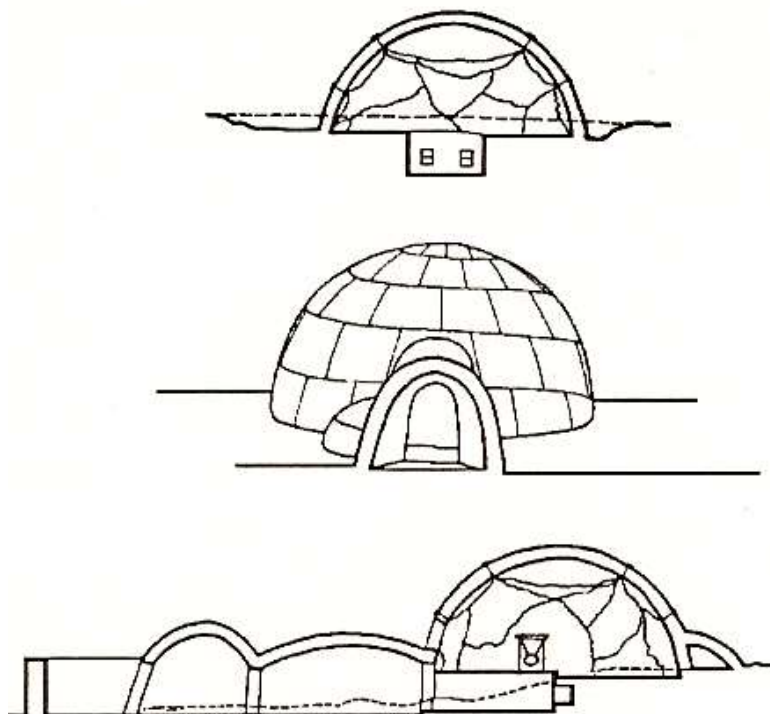


Figura 151: Schema di un iglù esquimese





<i>Edificio a blocco</i>	<i>Edificio a torre</i>	<i>Edificio a schiera</i>	<i>Edifici isolati</i>
			
Volume: 500 m^3 Sup. disperdente: 400 m^2 Rapporto S/V: 0,8	Volume: 500 m^3 Sup. disperdente: 450 m^2 Rapporto S/V: 0,9	Volume: 500 m^3 Sup. disperdente: 450 m^2 Rapporto S/V: 0,9	Volume: 500 m^3 Sup. disperdente: 600 m^2 Rapporto S/V: 1,2

Figura 152: Influenza della forma architettonica (A/V) sui disperdimenti

8.6 COSTANTE DI TEMPO DELL'EDIFICIO

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

In Figura 153 si ha un esempio di risposta ad una sollecitazione a gradino per tre diverse costanti di tempo. Si osservi come la risposta caratterizzata da una bassa costante di tempo si esaurisce prima che l'onda di temperatura discenda a zero. La sequenza di tre onde quadre mostra che la risposta si porta a regime (cioè raggiunge il valore finale) in ogni periodo. Nel caso di costante di tempo intermedia prima che l'onda quadra discenda si ha circa l'80% del valore finale e pertanto l'onda di discesa parte da questo valore.

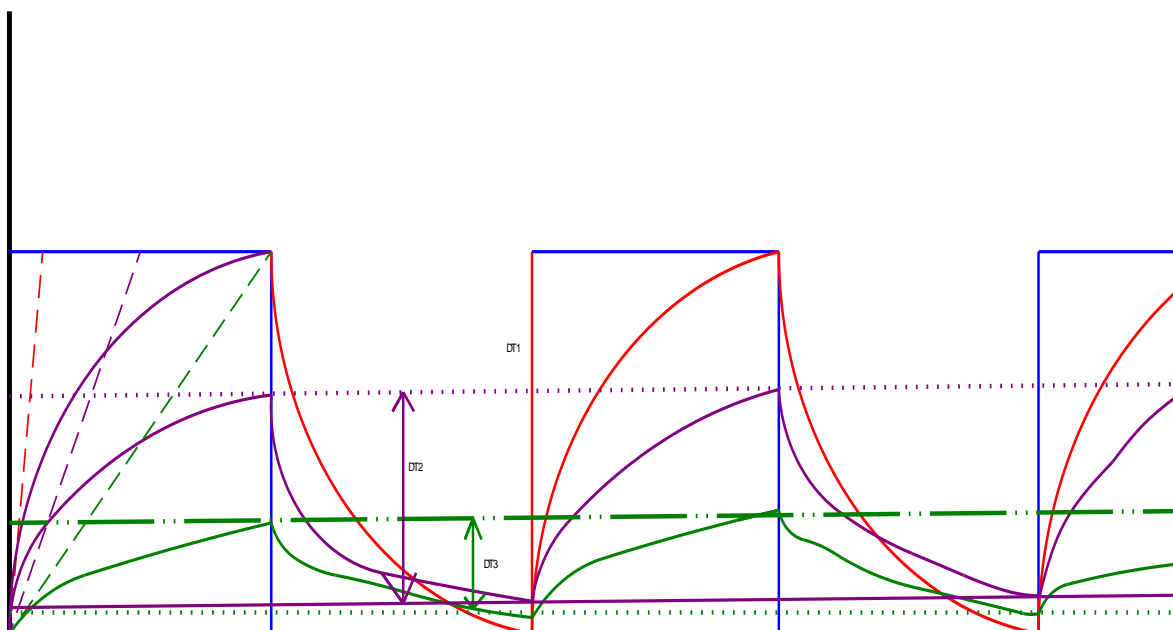


Figura 153: Transitorio termico con diverse costanti di tempo

Analoga osservazione per costante di tempo ancora maggiore. Questo semplice diagramma dimostra anche che **le oscillazioni in risposta all'onda quadra sono di ampiezza sempre più decrescente quanto maggiore è la costante RC.**

Quindi se l'onda quadra rappresenta l'alternanza della temperatura esterna allora **la temperatura interna (risposta al transitorio) riduce le oscillazioni quanto più elevata è la costante di tempo RC.**

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

Un modo per correlare il carico termico dell'edificio con le sue caratteristiche di isolamento e di accumulo termico è quello di calcolare la *costante di tempo* equivalente dell'edificio definita dalla relazione (per alcuni simboli si veda la L. 10/91):

$$\tau_{\text{edificio}} RC = \frac{\overbrace{(mc)\Delta T}^{\text{Energia interna}}}{\underbrace{(KA)\Delta T + nVc\Delta T}_{\text{Disperdimenti + Ventilazione}}} = \frac{E_i}{C_g \cdot V \cdot \Delta T_i} = \frac{\sum m_i c_i (\bar{t}_i - t_e)}{C_g \cdot V \cdot (t_i - t_e)} \quad [156]$$

ove si è posto:

$$C_g = C_d + C_v = \frac{\text{Disperdimenti totali}}{V \cdot \Delta T}$$

ove si ha il seguente simbolismo (per il quale si rimanda anche all'applicazione della L. 10/91):

- E_i Energia interna dell'i.mo componente, valutata rispetto alla temperatura esterna t_e ,
- m_i massa dell'i.mo componente,
- c_i calore specifico dell'i.mo componente,
- C_g Coefficiente volumico globale ($C_d + C_v$) dell'edificio (vedi L. 10/91),
- V Volume dell'edificio,
- \bar{t}_i temperatura media dell'i.mo componente.

Le masse interne concorrono interamente alla formazione di R, quelle perimetrali esterne vi concorrono solo nella misura in cui partecipano alla dinamica dell'ambiente⁴¹, cioè in proporzione dell'energia interna accumulata, sempre valutata rispetto alla temperatura esterna t_e .

La *costante di tempo dell'edificio* dipende, quindi, dalla costituzione delle masse di accumulo termico, $m_i c_i$, e dalle caratteristiche dispersive date dal denominatore, $G_g V \Delta T$, funzioni anche del sito attraverso la differenza di temperatura ΔT di progetto.

⁴¹ Le pareti esterne sono di solito di tipo multistrato e quasi sempre con isolamento termico. Ora gli studi sui transitori termici delle pareti hanno mostrato che la posizione dell'isolante termico è fondamentale per il comportamento della parete sia nei confronti del transitorio che dell'energia accumulata. Se l'isolante è posto all'esterno la massa della parete esterna partecipa all'accumulo termico, in base a quanto osservato in precedenza, ed anzi si trova nelle condizioni ideali di inibizione del flusso termico verso l'esterno con flusso solo verso l'interno. Se la posizione dell'isolante è intermedia allora partecipa all'accumulo termico solo la parte di parete fra l'aria interna e l'isolante. Infine se la posizione dell'isolante è all'interno della parete allora la massa capacitiva è quasi nulla e la parete non partecipa all'accumulo termico. Si osservi ancora che la posizione esterna dell'isolante porta a minori oscillazioni termiche rispetto alla posizione intermedia e, più ancora, rispetto alla posizione interna. Per le attenuazioni le cose vanno in modo inverso.

8.7 PARAMETRI CHE INFLUENZANO IL CARICO TERMICO DEGLI EDIFICI

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

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

Nel corso di *Impianti Termotecnici* si assumerà, come già detto in precedenza, che le condizioni esterne *varino* durante il giorno e nelle varie stagioni ma le condizioni interne siano *costanti* (edificio *termostattizzato*) e quindi, anche per effetto dell'equazione di bilancio energetico dell'edificio, non sono considerati gli accumuli termici. Naturalmente si tratta di una *semplificazione calcolistica* che, si vedrà, costringe ad introdurre una serie di fattori correttivi, di non agevole formulazione analitica, che rendono coerente e corretto (*per quanto possibile!*) il bilancio termico semplificato.

L'energia totale che gli impianti debbono fornire o sottrarre all'edificio prende il nome di *carico termico*. Esso è sempre riferito a condizioni progettuali ben precise (ad esempio invernali o estive) e a condizioni climatiche esterne convenzionali date da *Norme Tecniche* pubblicate dal CTI-UNI o dal CNR. Suddividiamo, per semplicità operativa e per meglio potere applicare le disposizioni legislative vigenti quasi esclusivamente per il riscaldamento invernale, lo studio dei carichi termici in due momenti distinti il *carico termico invernale* e il *carico termico estivo*.

8.7.1 LA TEMPERATURA ARIA-SOLE

Uno dei concetti più importanti per lo studio della *Termofisica* dell'edificio è quella della *Temperatura Aria-sole* cioè di una *temperatura fittizia* che tiene conto contemporaneamente sia degli scambi termici (conduttivi e convettivi) con l'aria esterna che dell'irraggiamento solare ricevuto. E' sensazione comune che la temperatura esterna sia più elevata nelle zone soleggiate rispetto a quelle in ombra. La valutazione della *temperatura aria-sole* fornisce indicazioni utili alla comprensione di questo fenomeno. Si supponga di avere la parete esterna di Figura 154 soggetta ai flussi termici indicati e all'irraggiamento solare I . Il bilancio energetico complessivo sulla parete, tenendo conto dei flussi di calore per convezione e per radiazione, è dato dalla relazione:

$$\begin{aligned} q &= aI - \alpha_{re}(T_s - T_c) - \alpha_{ce}(T_s - T_e) + \alpha_{re}T_e - \alpha_{re}T_e = \\ &= aI - \underbrace{(\alpha_{ce} + \alpha_{re})}_{h_{oe}}(T_e - T_s) + \alpha_{re}(T_c - T_e) \end{aligned} \quad [157]$$

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

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

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

ossia :

$$aI - h_{oe}(T_e - T_s) + \alpha_r(T_c - T_e) = h_{oe}(T_{as} - T_e)$$

da cui :

$$T_{as} = T_e + \frac{aI}{h_{oe}} + \frac{\alpha_r}{h_{oe}} (T_c - T_e) \quad [158]$$

Nei calcoli tecnici, considerato il valore trascurabile di α_r , è lecito adottare l'espressione approssimata:

$$T_{as} = T_e + \frac{aI}{h_{oe}} \quad [159]$$

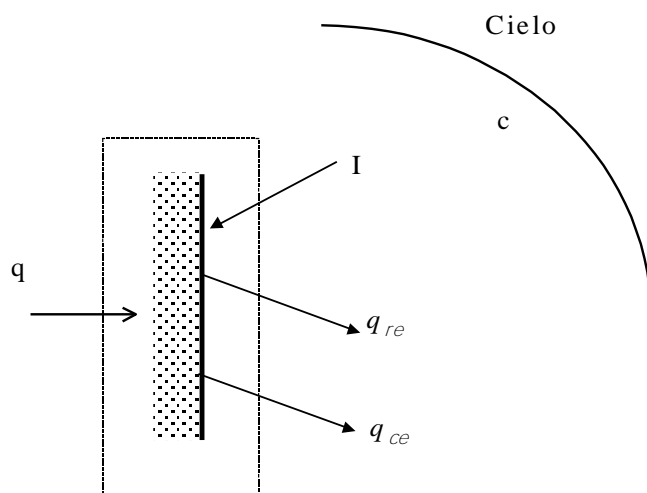


Figura 154: Scambi termici di una parete esterna soleggiata.

Pertanto la *temperatura aria-sole* dipende dal *fattore di assorbimento* dei materiali, dalle *capacità di scambio convettivo* e dall'irraggiamento solare. Nella Figura 155 e Figura 156 seguenti si ha modo di osservare come T_{as} vari al variare di questi parametri.

Si osservi, in Figura 155, come la temperatura aria-sole sia legata all'esposizione della parete e quindi al suo irraggiamento solare.

COEFFICIENTI DI ASSORBIMENTO DI ALCUNI MATERIALI

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

Figura 155: Andamento della temperatura aria-sole per $a=0.2$ e $a=0.9$ per un dato irraggiamento.

In particolare, osservando i fattori di assorbimento per lunghezze d'onda corte⁴² (α_c) nella tabella di Figura 155, si intuisce il perché, nell'*Architettura Mediterranea* le pareti esterne degli edifici siano bianche e che questa sia caratterizzata dal *bianco*, cioè che sia un'*Architettura solare*.

⁴² Si ricordi che radiazioni solari di lunghezza d'onda corta sono quelle con $\lambda < 3 \mu\text{m}$ mentre al di là di questo limite si hanno le lunghezze d'onda lunghe. La radiazione solare è per il 98% compresa entro i $3 \mu\text{m}$ e quindi è considerata come lunghezza d'onda

Se si assume $h = 25 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ e si prendono in considerazione due valori di irraggiamento tipici per le condizioni invernali ed estive e due fattori di assorbimento $\alpha = 0.1$ (latte di calce) e $\alpha = 0.5$ (parete marrone) si ha la seguente tabella per la differenza di temperatura $T_{as} - T_a$:

α	400 W/m ²	800 W/m ²
0.1	1.6 °C	3.2 °C
0.5	8 °C	16 °C

Tabella 67: Calcolo della differenza di temperatura aria sole meno ambiente

Si osserva che la parete chiara surriscalda meno in estate (3.2 °C contro 16 °C della parete scura) come avviene nelle zone mediterranee. D'altra parte se prevalgono le condizioni climatiche invernali la parete scura presenta un surriscaldamento maggiore (8 °C contro 1.6 °C).

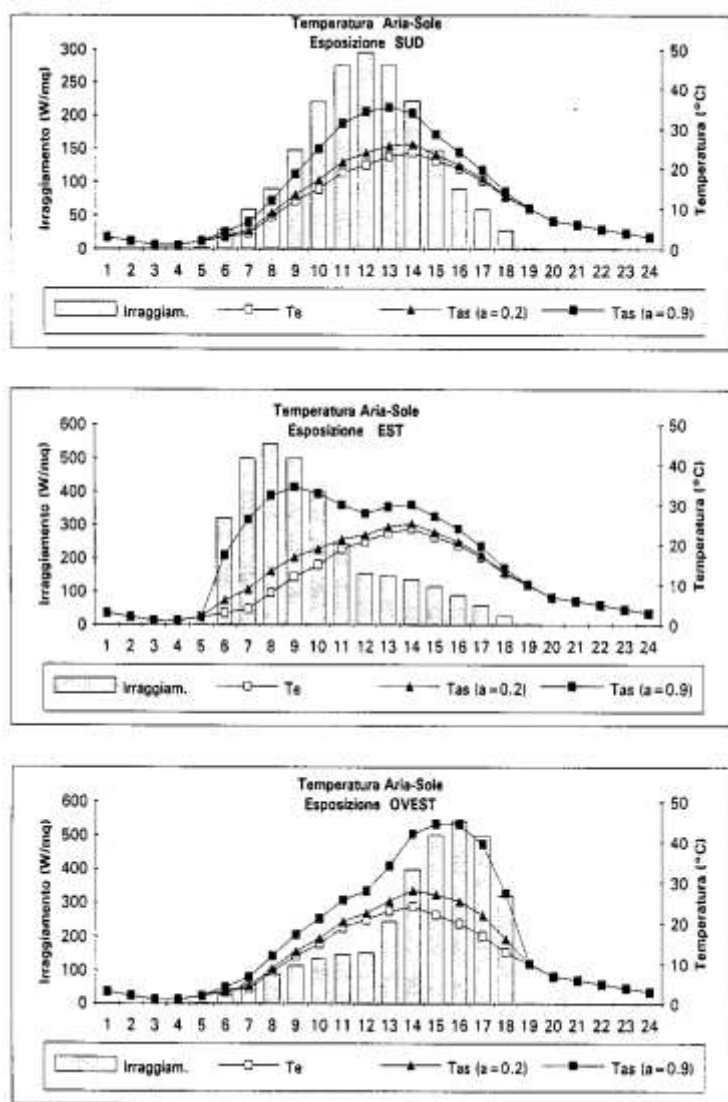


Figura 156: Temperatura aria-sole per $\alpha = 0.2$ e $\alpha = 0.9$ ed esposizione Sud, Est ed Ovest.

corta. Non così avviene per le radiazioni emesse dai corpi all'interno di un ambiente. Infatti per la legge di Wien ad una temperatura di 30° si hanno λ dell'ordine di 10 μm .

8.7.2 QUALITÀ TERMOFISICHE DELLE FINITURE SUPERFICIALI

Sia la scelta del materiale che il colore dello stesso giocano ruoli fondamentali sul comportamento termofisico della parete. In genere si può considerare che il fattore di assorbimento nel campo solare sia $\alpha_s = 0.15 \div 0.7$. Vediamo meglio gli effetti per i vari colori.

Colori chiari

Il fattore di assorbimento solare α_s è piccolo ($0.15 \div 0.3$), parete è opaca e la radiazione solare assorbita, in regime stazionario, viene riemessa per radiazione (radiosità $J = \sigma_0 T^4 + (1-\varepsilon)G$), soprattutto nell'infrarosso con emissività pari a circa $\varepsilon = 0.9$ e quindi la temperatura superficiale esterna sale di poco.

Parete ricoperta di materiale riflettente: alluminio o vernice di alluminio

In questo caso il fattore di assorbimento è molto basso per l'energia solare, $\alpha_s = 0.1 \div 0.25$, e per l'infrarosso, $\alpha_{ir} = 0.4 \div 0.6$. Ne consegue che la superficie assorbe poca energia solare e ne riemette altrettanto poca con conseguente leggero aumento di temperatura superficiale.

Occorre, pertanto, evitare il contatto diretto con la parete per non avere la conduzione termica che porterebbe al leggero aumento di temperatura.

Parete ricoperta da metalli generici

I metalli hanno un fattore di assorbimento solare maggiore di quello dell'alluminio ma nel campo dell'infrarosso hanno emissività bassa, pertanto la radiazione solare porta ad un incremento di temperatura della parete maggiore che con l'alluminio. Ne segue che occorre evitare il contatto diretto per inibire la conduzione termica.

8.7.3 PARETI CON INTERCAPEDINE D'ARIA

Sono spesso utilizzate pareti esterne aventi una o più intercapedini d'aria interna all'interno, cioè la successione degli strati componenti viene interrotta dai spazi lasciati con aria interna. Il comportamento delle intercapedini d'aria è termodinamicamente importante ed è opportuno che sia ben conosciuto dagli Allievi. Elemento fondamentale dell'intercapedine è lo spessore poiché da esso dipende la possibilità di avere convezione dell'aria interna o non. Vediamo questi due casi con maggior dettaglio.

Intercapedine d'aria con convezione interna

Quando l'intercapedine supera i 2 cm di spessore si può avere convezione termica dell'aria interna. Il calore viene quindi trasmesso sia per convezione dell'aria all'interno dell'intercapedine che per irraggiamento fra le facce contrapposte degli strati che la determinano ed essendo un collegamento in parallelo (sono eguali le temperature delle facce esterne dell'intercapedine, T_{11} e T_{12}) si ha:

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

ove si hanno i seguenti simboli:

- R_I resistenza termica dell'intercapedine, (m^2K/W),
- h_r coefficiente di irraggiamento fra le facce esterne dell'intercapedine, (W/m^2K),
- h_c coefficiente di convezione dell'aria fra le facce esterne dell'intercapedine, (W/m^2K).

La difficoltà di conoscere h_c a causa della complessità del fenomeno convettivo (verso l'alto, verso il basso, pareti verticali, pareti orizzontali, parete inclinate, ...) consigliano di calcolare R_I sperimentalmente per le varie situazioni possibili. I manuali specializzati riportano i valori ricorrenti nelle applicazioni.

Intercapedine d'aria senza convezione termica

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

$$\frac{1}{R_I} = \frac{1}{h_r} + \frac{s_I}{\lambda_{al}}$$

ove si ha il simbolismo:

- R_I resistenza termica dell'intercapedine, (m^2K/W),
- h_r coefficiente di irraggiamento fra le facce esterne dell'intercapedine, ($W/(m^2K)$),
- s_I spessore dell'intercapedine d'aria, (m),
- λ_{al} conducibilità termica dell'aria nell'intercapedine, ($W/(mK)$).

Si osserva che il coefficiente di conducibilità dell'aria è molto basso essendo $\lambda = 0.024$ (W/mK) e pertanto il termine conduttivo è molto piccolo.

L'uso delle intercapedini d'aria non convettive (cioè con spessori piccoli) deriva proprio dal fatto che esse introducono una elevata resistenza termica e quindi rendono più isolante la parete esterna. Nella seguente Tabella 68 si hanno alcuni valori di R_I calcolati per varie situazioni pratiche di intercapedini d'aria. In essa si considera valida la formula di Christiansen per il fattore di forma fra le due facce esterne dell'intercapedine: ε_1 ed ε_2 sono le *emissività termiche* dei materiali esterni e il *fattore di forma* è dato dalla relazione:

$$F_{12} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$$

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

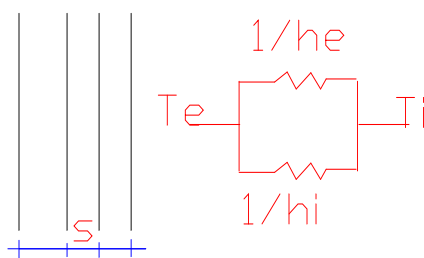


Figura 157: Schematizzazione di una parete con intercapedine

Direzione del Flusso termico	PARAMETRI DELL'INTERCAPEDINE				Resistenza termica Totale R_{TI} (m^2K/W)			
	Orientamento	Spessore (cm)	Temperatura Media ($^{\circ}C$)	Diff. Temp. ($^{\circ}C$)	$1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1 = 1/F_{12}$			
					0.05	0.2	0.5	0.82
Verso l'alto	Orizzontale	2÷10	10	5	0.429	0.322	0.215	0.158
			10	15	0.326	0.275	0.185	0.142
			30	5	0.429	0.303	0.191	0.136
Verso l'alto	Inclinata a 45°	2÷10	10	5	0.503	0.358	0.232	0.167
			10	15	0.365	0.282	0.197	0.149

			30	5	0.501	0.339	0.204	0.142
Verso destra	Verticale	2÷10	10	5	0.627	0.417	0.253	0.178
			10	15	0.464	0.339	0.223	0.162
			30	5	0.604	0.382	0.219	0.152
Verso sinistra	Inclinata a 45°	2÷10	10	5	0.733	0.464	0.271	0.186
			10	15	0.597	0.408	0.249	0.176
			30	5	0.705	0.417	0.239	0.157
Verso il basso	Orizzontale	2	10	10	0.627	0.417	0.253	0.179
		4	10		0.963	0.567	0.303	0.202
		10	10		1.616	0.705	0.339	0.217
		2	30		0.567	0.365	0.215	0.149
		4	30		0.877	0.475	0.249	0.164
		10	30		1.341	0.589	0.275	0.173

Tabella 68: Valori della resistenza termica per vari valori di intercapedine

8.7.4 PARETI OPACHE INTERNE

Per le pareti opache interne possiamo qui definire i seguenti parametri, oltre a quanto già visto nei capitoli precedenti.

L'adduzione termica è la somma di due fenomeni di trasmissione termica: la convezione e l'irraggiamento. Possiamo, pertanto, definire *coefficiente di adduzione* quel coefficiente (omogeneo alla convezione termica) tale che si possa scrivere la relazione:

$$q_i = h_{oi}(T_{si} - T_a) \quad [160]$$

Il coefficiente h_{oi} è dato dalla relazione:

$$h_{oi} = T_{si} + \frac{\sigma \varepsilon (T_{si}^4 - T_{mr}^4)}{T_{si} - T_a} \cong T_{si} + \sigma \varepsilon T_a^4 \cong \begin{cases} 8 \text{ W/m}^2\text{K} & \text{Pareti vertic.} \\ 8 \text{ W/m}^2\text{K} & \text{Pavimenti} \\ 6 \text{ W/m}^2\text{K} & \text{Soffitti.} \end{cases} \quad [161]$$

8.7.5 EFFETTI DI MASSA DELLE PARETI INTERNE

Le pareti interne in edifici riscaldati hanno poca influenza sui disperdimenti energetici poiché spesso separano ambienti riscaldati alla stessa temperatura.

Esse, però, hanno effetti notevoli sull'inerzia termica degli edifici poiché, sottoposte ad irraggiamento solare, accumulano calore che viene poi restituito all'aria quando questa tende a raffreddarsi.

Nei calcoli di simulazione dei transitori termici questo effetto viene automaticamente tenuto in conto dalle equazioni di bilancio termico relative a tutti gli elementi costruttivi dell'edificio. Tuttavia, anche ai fini dell'applicazione della L. 10/91, è necessario conoscere la massa totale delle pareti interne e quindi la capacità termica dell'edificio data dalla somma dei prodotti fra la massa di ogni parete (interna ed esterna) ed il loro calore specifico.

I flussi che entrano in gioco nel sistema sono flussi termici radiativi a bassa lunghezza d'onda dovuti alla radiazione solare penetrante attraverso le superfici trasparenti e flussi radiativi ad alta lunghezza d'onda dovuti alla radiazione mutua fra le pareti.

8.7.6 PARETI TRASPARENTI

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

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

Inoltre l'inserimento di grandi superfici finestate può avere conseguenze negative anche sulla verifica dei disperdimenti termici dell'edificio ai sensi del D.Lgs 192/05 e successive variazioni ed integrazioni. Le superfici vetrate, infine, modificano sensibilmente la *temperatura media radiante* dell'ambiente e pertanto hanno influenza negativa sulle condizioni di benessere ambientale interna agli edifici.



Figura 158: Esempio di pareti vetrate

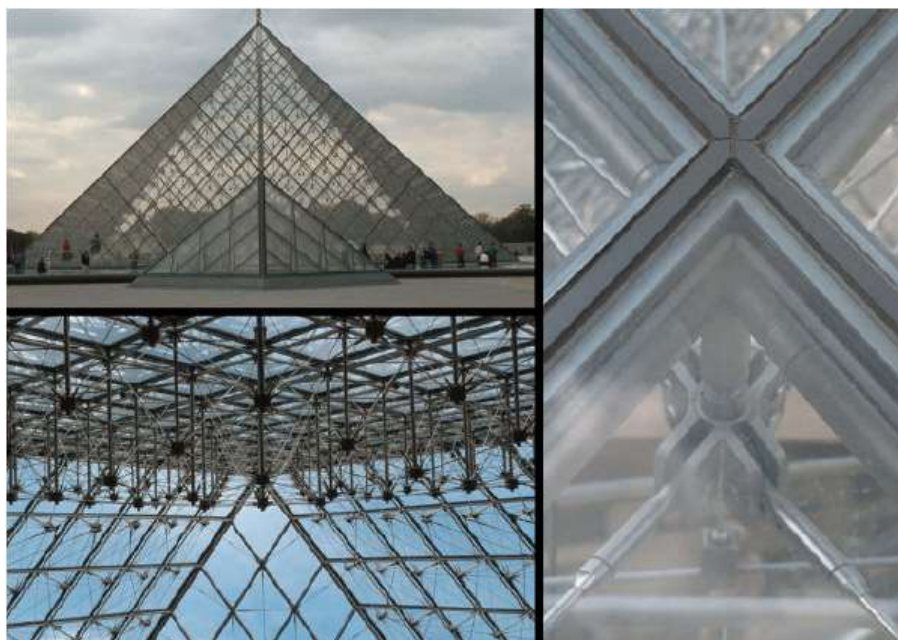


Figura 159: La piramide del Louvre a Parigi

8.7.7 CARATTERISTICHE OTTICHE DEI VETRI

Le superfici vetrate costituiscono elementi fondamentali per tutta l'edilizia. Esse, infatti, consentono di vedere l'ambiente esterno e sono quindi un elemento di raccordo fra l'interno degli edifici e l'esterno.

Fin dall'antichità questo legame è stato ritenuto importante: i latini usano disegnare finestre finte con scene di vita esterna quando non potevano avere finestre vere negli ambienti. L'Uomo ha il bisogno fisiologico e psicologico di avere un rapporto diretto (visivo e acustico) con l'ambiente esterno altrimenti si sente isolato, privo di possibilità di vita. Le norme edilizie dei singoli stati prevedono tutte l'apertura di finestre verso l'esterno e considerano gli ambienti totalmente chiusi come con regolarmente *vivibili*. L'uso dei vetri è, dunque, necessario per la stessa vita dell'uomo ed allora occorre conoscerne bene il comportamento termofisico anche perché, come si illustrerà nelle pagine seguenti, attraverso i vetri non passa solo la luce ma anche l'energia scambiata fra ambienti interno ed esterno, nei due sensi a seconda delle temperature.

Gli scambi energetici sono, per unità di superficie e di temperatura, proporzionali alla *trasmissione termica* e quindi questa rappresenta un parametro fondamentale di riferimento nei calcoli che vedremo.

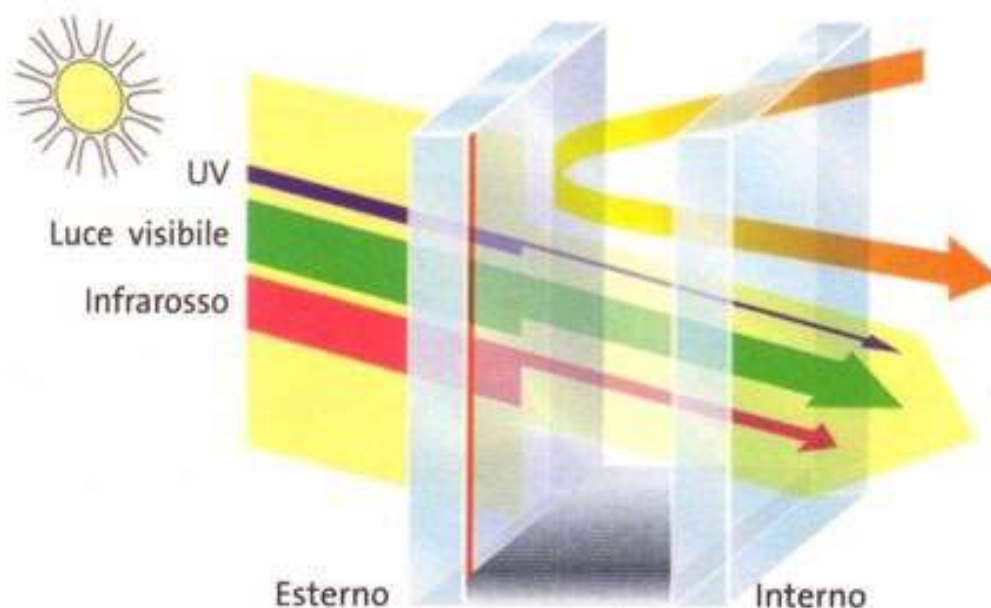


Figura 160: Trasmissione delle radiazioni in un vetro camera

Occorre ancora considerare che i vetri hanno un comportamento peculiare: essi sono materiali solidi *trasparenti* alla luce solare ma non alle radiazioni infrarosse. Pertanto il loro comportamento termofisico è tutto caratterizzato da questa doppia valenza: trasparenza alle lunghezze d'onda basse (luce solare) e opacità alle lunghezze d'onda elevate (onde termiche infrarosse), come già si è avuto modo di osservare in precedenza.

8.8 EFFETTO SERRA NEGLI EDIFICI

L'effetto serra negli edifici è generato dalla trasparenza non simmetrica dei vetri delle finestre. In Figura 161 si hanno le curve di trasparenza per alcuni tipi di vetri. Il vetro comune presenta una finestra fra 0,3 e 3 μm e pertanto lascia passare quasi la totalità della radiazione solare che ha il suo massimo a 0,55 μm . La radiazione solare che penetra all'interno degli ambienti viene da questi assorbita e contribuisce ad innalzare la temperatura di equilibrio.

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

$$\lambda_{\max} = \frac{2898}{300} \cong 10 \mu m$$

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

$$Potenza_Entrante - Potenza_Uscente + Potenza_Sorgenti = Potenza_Accumulata$$

Ne segue che se l'ambiente non disperde la potenza entrante aumenta l'accumulo e quindi cresce la temperatura interna. E' proprio quello che succede in estate: la radiazione solare surriscalda gli ambienti, specialmente quelli eccessivamente vetrati, e quindi si ha la necessità di avere un impianto che fa l'esatto opposto: estrae il calore accumulato dagli ambienti per raffrescarli.

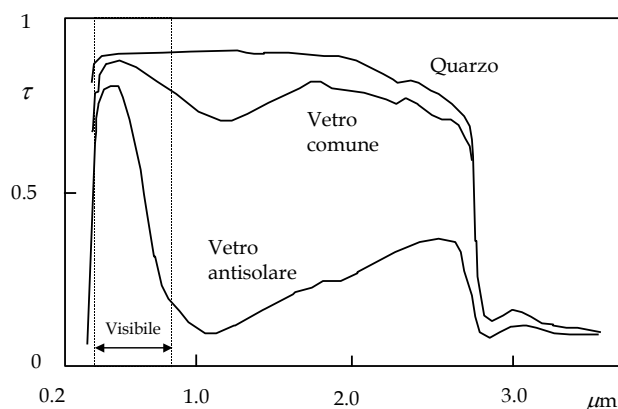


Figura 161: Fattore di trasparenza dei vetri

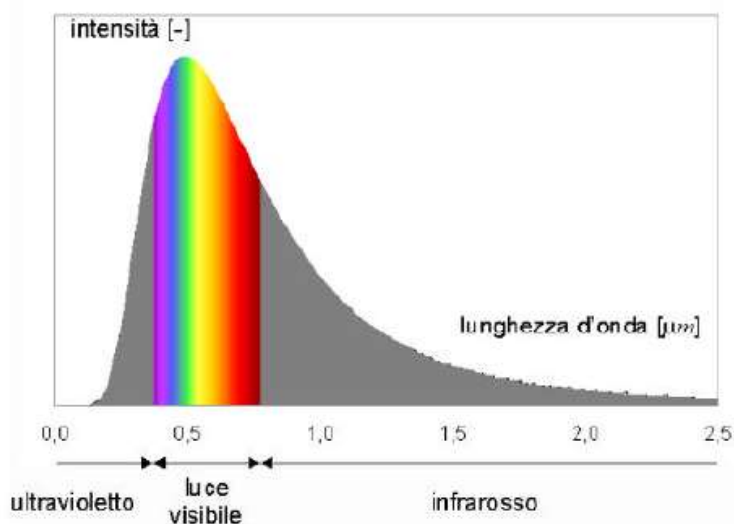


Figura 162: Spettro solare ideale

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

Inoltre l'inserimento di grandi superfici finestrate può avere conseguenze negative anche sulla verifica dei disperdimenti termici dell'edificio ai sensi della Legge 10/91. Le superfici vetrate, inoltre, modificano sensibilmente la *temperatura media radiante* dell'ambiente e pertanto hanno influenza negativa sulle condizioni di benessere ambientale interna agli edifici.

8.9 I SERRAMENTI ED INFISSI

Questi componenti sono parte importante ed essenziale degli edifici e la conoscenza del loro comportamento termico è fondamentale per la corretta progettazione impiantistica. Le prestazioni che gli infissi debbono assolvere sono, di norma, le seguenti:

- *Isolamento termico;*
- *Isolamento acustico;*
- *Riflessione, per quanto possibile, delle radiazioni solari dirette;*
- *Trasmissione della luce per l'illuminazione diurna;*
- *Tenuta all'acqua e all'aria;*
- *Resistenza alle effrazioni.*

8.10 EFFETTO SERRA NELL'ATMOSFERA TERRESTRE

Un comportamento analogo a quanto avviene negli edifici si ha nell'atmosfera terrestre per effetto dell'assorbimento della CO₂ presente nell'aria. In Figura 163 si ha lo spettro della radiazione solare a livello del mare e si può osservare come oltre i 2,7 μm si abbia un assorbimento totale dovuto al vapore acqueo e alla CO₂.

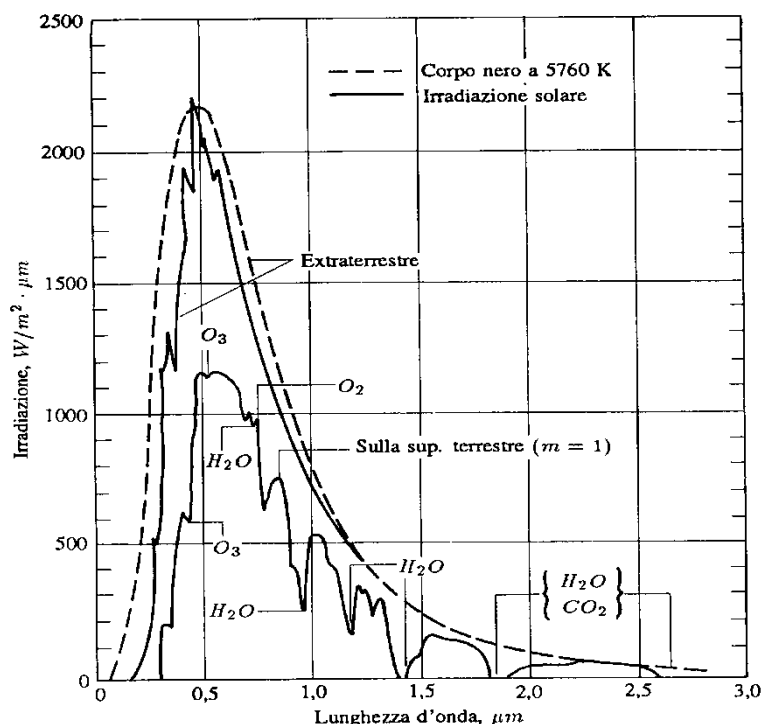


Figura 163: Radiazione solare fuori dell'atmosfera e al suolo

La radiazione terrestre verso lo spazio ha una lunghezza d'onda data da:

$$\lambda_{\max} = \frac{2898}{290} \cong 9.6 \mu m$$

e quindi si ha un blocco, del tutto simile a quello operato dal vetro.

Poiché la quantità di CO₂ presente nell'atmosfera cresce con il consumo di combustibili, per effetto delle trasformazioni chimiche di ossidazione del carbonio, allora si ha un effetto serra crescente che porta ad un incremento della temperatura di equilibrio della terra.

Negli ultimi decenni si è avuto un incremento di circa 1 °C della temperatura media terrestre con conseguenze visibili sul clima.

8.11 EFFETTI DELLA MASSA SUPERFICIALE

Il D.Lgs. 192/05 e il D.Lgs 311/06 pongono attenzione sugli effetti della *massa superficiale* sull'andamento della temperatura interna degli ambienti durante il periodo estivo.

La massa superficiale è data dal prodotto della densità (o della densità apparente per mezzi non omogenei) per lo spessore dell'elemento (parete esterna, soffitto, pavimento, ...).

Il valore limite indicato dalle norme vigenti è di 230 kg/m². Per valori inferiori occorre dimostrare che non si hanno surriscaldamenti ulteriori rispetto al caso con massa superficiale di 230 kg/m². Questo parametro risulta anche molto importante, oltre che per i requisiti termici delle pareti, anche per i requisiti acustici degli edifici potendosi dimostrare che da esso dipende anche il potere fono isolante delle pareti. In genere i costruttori di componenti edilizi forniscono dati relativi sia alle caratteristiche termiche che a quelle acustiche.

Ad esempio nella Tabella 69, Tabella 70 e Tabella 71 si hanno alcuni dati forniti da costruttori di laterizi per pareti semplici e per solai. Si osservi come la massa superficiale (qui indicata, in alternativa, come densità superficiale) vari moltissimo assumendo valori spesso inferiori al valore limite di 230 kg/m². L'importanza della massa superficiale è facilmente intuibile da quanto precedentemente esposto sul transitorio termico degli edifici e in particolare sulla costante di tempo $\tau = RC$ che dipende fortemente dalla massa totale dell'edificio.

In effetti molto della risposta termica degli edifici è caratterizzato dalla tipologie delle pareti esterne (ed in parte anche di quelle interne). Si vuole qui fare un esempio per pareti tipiche della Sicilia orientale del tipo ad intercapedine con isolamento interno.

Si abbia una parete del tipo indicato in Figura 164: doppio strato di forati (spessore 12 e 8 cm) con strati di intonaco di 2 cm esterno ed interno ed isolante di 6 cm interno agli strati.

	Cat.	Descrizione Materiale	Spessore [m]	Resisten... [m ² K/W]	Condutti... [W/(mK)]	Densità [kg/m ³]	Cal. spec. [J/kgK]
		Superficie esterna		0,0741			
	INT	Intonaco di calce e gesso	0,02	0,0286	0,70	1400,00	836,80
	MUR	Blocchi arg.esp.forati 12 cm.rif.1....	0,12	0,43	0,2791	700,00	869,4627
	CEL	CELENIT CG/F 62,5 - Pannelli di ...	0,0625	0,80	0,0781	453,00	2099,9497
	MUR	Blocchi arg.esp.pieni sp.8 cm.rif....	0,08	0,28	0,2857	650,00	817,0115
	INT	Intonaco di calce e gesso	0,02	0,0286	0,70	1400,00	836,80
		Superficie interna		0,125			

Figura 164: Parete a doppio strato con isolante intercapedine

Vediamo quali risultati si ottengono dall'analisi del transitorio estivo (sui metodi di calcolo si veda nel prosieguo quanto detto per il condizionamento estivo). I dati in forma tabellare sono riportati in Tabella 72 ed in forma grafica in Figura 166.ove sono rappresentate sia l'andamento della temperatura esterna per esposizione ad est che gli andamenti delle temperature delle superfici interna ed esterna della parete.

Il calcolo qui effettuato non tiene conto delle altre pareti che costituiscono l'ambiente e si limita solo a considerare il transitorio termico sulla parete considerata.

Ciò, ovviamente, fornisce egualmente, per estrapolazione, un'idea sull'influenza esercitata sulla temperatura interna degli ambienti. Possiamo senza dubbio affermare che esiste una

correlazione stretta fra la temperatura superficiale interna di una parete e la temperatura interna dell'ambiente confinato.

Parete tipo	Certif. N°	Descrizione materiali impiegati	Spessore (cm)	Densità superficiale (kg/m²)	Indice di valutaz. Rw (dB)
1	4	Tramezza 8x25x25, 10 fori, F/A=60%, fori orizzontali, con intonaco, ultimata da 12 giorni	11 1.5+8+1.5	136 (nom.105)	42.5
2	8	Blocco semipieno alveolato, 25x30x19, F/A=45%, fori verticali, appena intonacata	28 1.5+25+1.5	285	51.5
3	10	Mattone pieno UNI, 12x25x5.5, F/A=15%, montato di punta (2 teste)	28 1.5+25+1.5	477	51
4	11	Mattone pieno UNI, 12x25x5.5, F/A=15%, montato a 3 teste+intonaco	41 1.5+38+1.5	682	52.5
5	12	Mattone semipieno UNI, 12x25x5.5, F/A=32%, fori verticali, montato di punta (a 2 teste), con intonaco	28 1.5+25+1.5	440	51
6	13	Blocco semipieno alveolato, 25x30x19, F/A=45%, fori verticali, montato di testa, con intonaco	33 1.5+30+1.5	330	46.5
7	15	Laterizio normale forato, 12x25x25, 15 fori, F/A=60%, fori orizzontali, intonaco	15 1.5+12+1.5	149	42.5
8	18	Mattone semipieno doppio UNI, fori verticali, 12x25x12, F/A=40%, intonaco	15 1.5+12+1.5	176 (nom=203)	40
9	22	Blocco semipieno alveolato, 45x30x19, F/A=45%, montato di testa, fori verticali, con intonaco	48 1.5+45+1.5	428	49
10	23	Blocco forato alveolato, 30x25x19, F/A=55%, montato di testa, fori verticali, con intonaco	33 1.5+30+1.5	285	44.5

Figura 165: Dati caratteristici per pareti semplici

Parete tipo	Certif. N°	Descrizione materiali impiegati	Spessore (cm)	Densità superficiale (kg/m²)	Indice di valutaz. Rw (dB)
11	24	Blocco forato in laterizio normale, 30x25x16, F/A=50%, fori verticali, con intonaco	33 1.5+30+1.5	301	45
12	26	Foratino in laterizio normale, 8x12x24, 4 fori, F/A=60%, fori orizzontali, con intonaco	11 1.5+8+1.5	96	37
13	27	Tramezze alveolate, 8x45x22.5, F/A=45%, fori verticali, con intonaco	11 1.5+8+1.5	112	38.5
14	28	Tramezze alveolate, 12x45x22.5, F/A=45%, fori verticali, con intonaco	15 1.5+12+1.5	164	41.5
15	29	Forato alveolato, fori orizzontali, 30x19x25, F/A=60%, fori orizzontali, con intonaco	33 1.5+30+1.5	268	43
16	42	Forato in laterizio normale, 8x24x12, 6 fori, F/A=60%, fori orizzontali, intonaco	11 1.5+8+1.5	118	42.5
17	43	Forato laterizio normale, 12x25x25, 10 fori, F/A=60%, fori orizzontali, intonaco	15 1.5+12+1.5	125	42
18	44	Forato in laterizio normale, 12x25x25, 10 fori, F/A=60%, fori orizzontali, con intonaco + lisciatura con scagliola	15 1.5+12+1.5	129	42.5
19	15/92	Forato in laterizio normale, 8x30x15, 6 fori, F/A=60%, fori orizzontali, intonaco	11 1.5+8+1.5	124	42

Tabella 69: Dati caratteristici per pareti semplici

Parete tipo	Certif. N°	Descrizione materiali impiegati	Spessore (cm)	Densità superficiale (kg/m²)	Indice di valutaz. Rw (dB)
1	14	Forato 12x25x25, 15 fori orizz., F/A=60%, intonaco su due lati. Intercapedine aria 4 cm. Tramezza 8x25x25, 10 fori orizz., F/A=60%, intonaco esterno	28.5 1.5+12+1.5 +4+8+1.5	267 (nom.205)	47.5
2	17	Forato 12x25x25, 15 fori orizz., F/A=60%, intonaco su due lati. Intercapedine aria di 2 cm. Forato 12x25x25, 15 fori orizz., F/A=60%, intonaco esterno	30.5 1.5+12+1.5 +2+12+1.5	268 (nom.225)	47.5
3	19	Doppio UNI 12x25x12, F/A=40%, fori vertic., intonaco su due lati. Interc. 4 cm con lana vetro 100 kg/mc. Tramezza 8x25x25, 10 fori orizz., F/A=60%, intonaco all'esterno	27 1.5+12+1.5 +4+8+1.5	241 (nom.285)	48.5
4	20	Doppio UNI 12x25x12, F/A=40%, fori vertic., intonaco su due lati. Intercapedine aria di 4 cm. Tramezza 8x25x25, 10 fori orizz., F/A=60%, intonaco all'esterno	27 1.5+12+1.5 +4+8+1.5	257 (nom.281)	48
5	21	Semipieno alveolato 25x30x19, F/A=45%, fori vertic., intonaco su due lati. Interc. 4 cm lana vetro 100 kg/mc. Tramezza 8x25x25, 10 fori orizz., F/A=60%, intonaco all'esterno	41.5 1.5+25+1.5 +4+8+1.5	302	49
6	25	Blocco Svizzero 25x18x13, F/A=55%, fori vertic., intonaco su due lati. Interc. 4 cm lana vetro 100 kg/mc. Tramezza 8x25x25, 10 fori orizz., F/A=60%, intonaco all'esterno	41.5 1.5+25+1.5 +4+8+1.5	360	52
7	10/92	Tramezza 8x25x25, 10 fori orizz., F/A=60%, intonaco su due lati. Intercapedine aria 5 cm. Tramezza 8x25x25, 10 fori orizz., F/A=60%, intonaco all'esterno	25.5 1.5+8+1.5 +5+8+1.5	198	47
8	11/92	Tramezza 8x25x25, 10 fori orizz., F/A=60%, intonaco su due lati. Interc. 5 cm con argilla espansa sfusa. Tramezza 8x25x25, 10 fori orizz., F/A=60%, intonaco all'esterno	25.5 1.5+8+1.5 +5+8+1.5	222	49.5
9	12/92	Tramezza 12x25x25, 15 fori orizz., F/A=60%, intonaco su due lati. Intercapedine aria 4 cm. Tramezza 8x25x25, 10 fori orizz., F/A=60%, intonaco all'esterno	28.5 1.5+12+1.5 +4+8+1.5	241	47.5
10	13/92	Tramezza 12x25x25, 15 fori orizz., F/A=60% intonaco su due lati. Interc. 4 cm con argilla espansa sfusa. Tramezza 8x25x25, 10 fori orizz., F/A=60%, intonaco all'esterno	28.5 1.5+12+1.5 +4+8+1.5	260	50
12	14/92	Tramezza 12x25x25, 15 fori orizz., F/A=60% intonaco su due lati. Interc. aria 4 cm Tramezza 8x25x25, 10 fori orizz., F/A=60%, svincolata con SYLOMER, intonaco esterno	28.5 1.5+12+1.5 +4+8+1.5	241	51.5
11	16/92	Tramezza 12x25x25, 15 fori orizz., F/A=60% intonaco su due lati. Interc. 4 cm Vermiculite tipo M. Tramezza 8x25x25, 10 fori orizz.,	28.5 1.5+12+1.5 +4+8+1.5	244	48

Tabella 70: Dati caratteristici per pareti doppie

Solaio tipo	Certif. N°	Tipologia solaio	Spessore (cm)	Densità superficiale (kg/m²)	Indice di valutaz. Rw (dB)
1	30	Travetti a traliccio, interasse 50, laterizio tipo A 16+4, con intonaco all'intradosso	21.5 1.5+16+4	270	49
2	31	Travetti a traliccio, interasse 50, laterizio tipo A 20+4, con intonaco all'intradosso	25.5 1.5+20+4	340	50
3	32	Travetti in cls precompresso, interasse 50, laterizio tipo A 16+4, con intonaco all'intradosso	21.5 1.5+16+4	269	48.5
4	33	Travetti in cls precompresso, interasse 50, laterizio tipo A, 20+4, con intonaco all'intradosso	25.5 1.5+20+4	284	47.5
5	34	Travetti in cls precompresso, interasse 50, laterizio tipo B, 16.5+4, con intonaco all'intradosso	22 1.5+16.5+4	273	47.5
6	35	Travetti in cls precompresso, interasse 50, laterizio tipo B, 20+4, con intonaco all'intradosso	25.5 1.5+20+4	362	50
7	36	Solaio a pannelli ad armatura lenta, laterizio tipo B, 16.5+4, con intonaco all'intradosso	22 1.5+16.5+4	321	48.5
8	37	Solaio a pannelli ad armatura lenta, laterizio tipo B, 20+4, con intonaco all'intradosso	25.5 1.5+20+4	369	52.5
11	38	Lastre in cls precompresso, interasse 120, e polistirolo	24 4+16+4	261	50.5
12	39	Lastre in cls precompresso, interasse 120, e polistirolo	28.5 4+20.5+4	296	53.5
9	40	Lastre in cls precompresso, interasse 120, laterizio tipo B	24 4+4+12+4	419	51.5
10	41	Lastre in cls precompresso, interasse 120, laterizio tipo B	28.5 4+4+16.5+4	458	53.5

Tabella 71: Dati caratteristici per solai

Non si approfondisce qui lo studio sui ritardi fra onda di temperatura esterna e di temperatura superficiale interna della parete in esame. La stessa parete esposta a sud darebbe i risultati indicati in Figura 167: si osservi come la temperatura interna è leggermente inferiore al caso precedente mentre la temperatura esterna di parete è sensibilmente costante.

Distribuzione temperatura				
Ora	Temp. esterna massima estiva [°C]	Irraggiamento incidente	Temp. superficiale esterna [°C]	Temp. superficiale interna [°C]
0	25,40	0,00	25,40	32,80
1	24,90	0,00	24,90	33,01
2	24,40	0,00	24,40	33,16
3	24,00	0,00	24,00	33,15
4	23,70	0,00	23,70	32,97
5	23,60	4,00	23,69	32,66
6	23,80	491,00	34,71	32,20
7	24,30	736,00	40,66	31,66
8	25,20	787,00	42,69	31,35
9	26,50	722,00	42,54	31,08
10	28,00	578,00	40,84	30,84
11	29,70	382,00	38,19	30,64
12	31,30	162,00	34,90	30,50
13	32,50	147,00	35,77	30,37
14	33,30	138,00	36,37	30,25
15	33,60	123,00	36,33	30,16
16	33,30	103,00	35,59	30,08
17	32,60	77,00	34,31	30,08
18	31,50	42,00	32,43	32,76
19	30,20	0,00	30,20	34,20
20	28,90	0,00	28,90	34,69
21	27,80	0,00	27,80	34,66
22	26,80	0,00	26,80	34,25
23	26,00	0,00	26,00	33,60

Tabella 72: Risultati del transitorio estivo della parete di Figura 164

Si supponga ora di eliminare l'isolante termico di 6 cm posto all'interno dell'intercapedine: si ha ora la situazione di Figura 168.

Adesso i risultati per parete esposta a sud sono riportati in Figura 169. La temperatura superficiale esterna ed interna è aumentata sensibilmente, come si può osservare dal confronto della Figura 169 con la Figura 167. Si supponga ora di sostituire, nella parete con intercapedine di Figura 168, il primo strato in laterizi da 12 cm con uno strato di blocchi di calcare da 12 cm. I risultati per parete esposta a sud sono riportati in Figura 171 dove, per confronto con i risultati precedenti, si può osservare un beneficio nella riduzione delle temperature superficiali rispetto a quanto riportato in Figura 169. In definitiva una buona scelta della stratigrafia delle pareti esterne può apportare notevoli benefici sul surriscaldamento degli edifici.

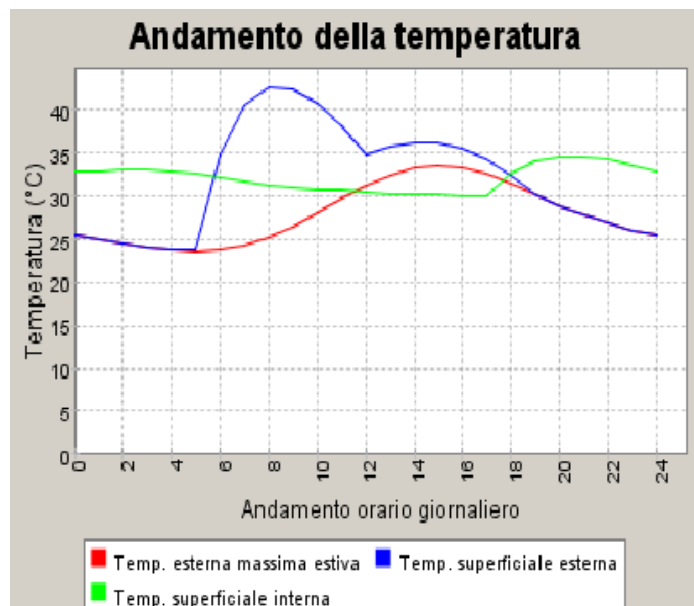


Figura 166: Andamento delle temperature superficiali per la parete di Figura 164 esposta ad est

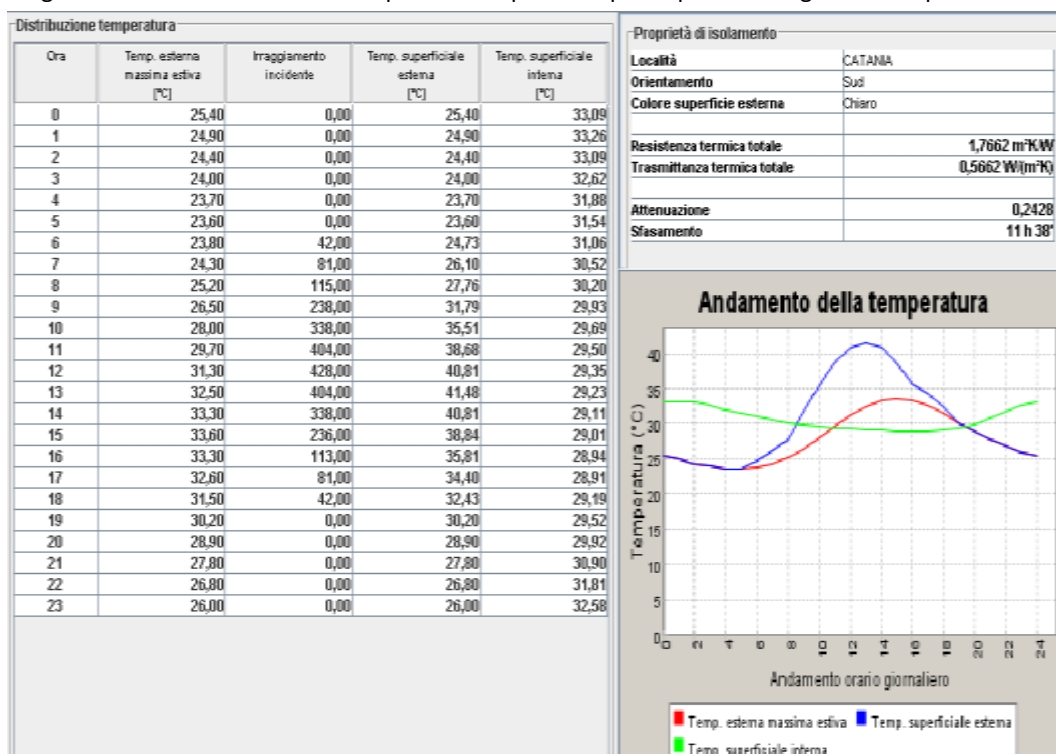


Figura 167: Parete di Figura 164 ma esposta a sud

	Cat.	Descrizione Materiale	Spessore [m]	Resisten... [m²K/W]	Condutti... [W/(mK)]	Densità [kg/m³]	Cal. spec. [J/kgK]
		Superficie esterna		0,0741			
	INT	Intonaco di calce e gesso	0,02	0,0286	0,70	1400,00	836,80
	MUR	Blocchi arg.esp.forati 12 cm.rif.1....	0,12	0,43	0,2791	700,00	869,4627
	INA	Camera debolmente ventilata sp....	0,30	0,08	3,75	1,00	1004,16
	INA	Camera debolmente ventilata sp....	0,30	0,08	3,75	1,00	1004,16
	MUR	Blocchi arg.esp.pieni sp.8 cm.rif....	0,08	0,28	0,2857	650,00	817,0115
	INT	Intonaco di calce e gesso	0,02	0,0286	0,70	1400,00	836,80
		Superficie interna		0,125			

Figura 168: Parete a doppio strato con intercapedine ma senza isolante

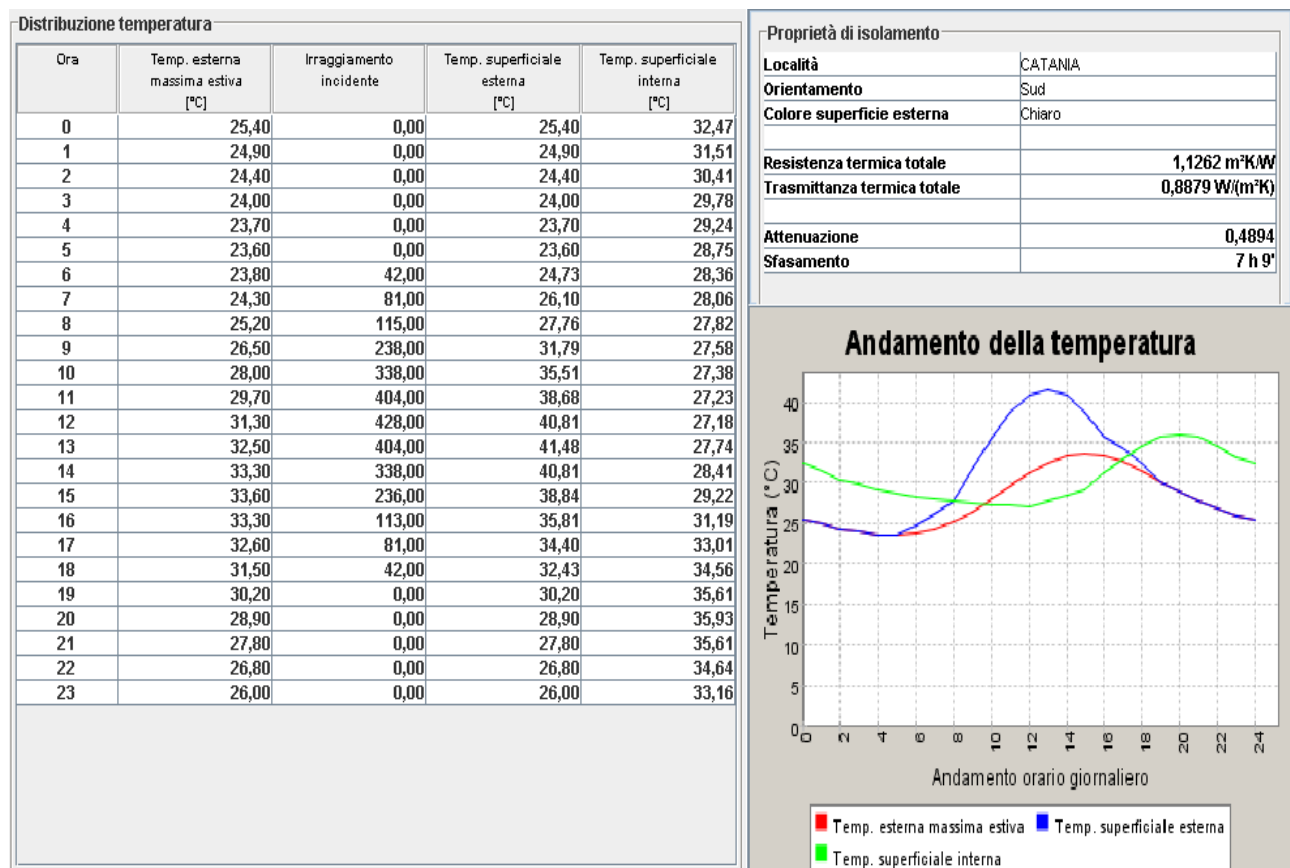


Figura 169: Risultati per parete di Figura 168 esposta a sud

	Cat.	Descrizione Materiale	Spessore [m]	Resisten... [m²K/W]	Condutti... [W/(mK)]	Densità [kg/m³]	Cal. spec. [J/kgK]
		Superficie esterna		0,0741			
	INT	Intonaco di calce e gesso	0,02	0,0286	0,70	1400,00	836,80
	ROC	Calcare	0,12	0,08	1,50	1900,00	836,80
	INA	Camera debolmente ventilata sp....	0,30	0,08	3,75	1,00	1004,16
	INA	Camera debolmente ventilata sp....	0,30	0,08	3,75	1,00	1004,16
	MUR	Blocchi arg.esp.pieni sp.8 cm.rif....	0,08	0,28	0,2857	650,00	817,0115
	INT	Intonaco di calce e gesso	0,02	0,0286	0,70	1400,00	836,80
		Superficie interna		0,125			

Figura 170: Parete con intercapedine ed uno strato in calcare

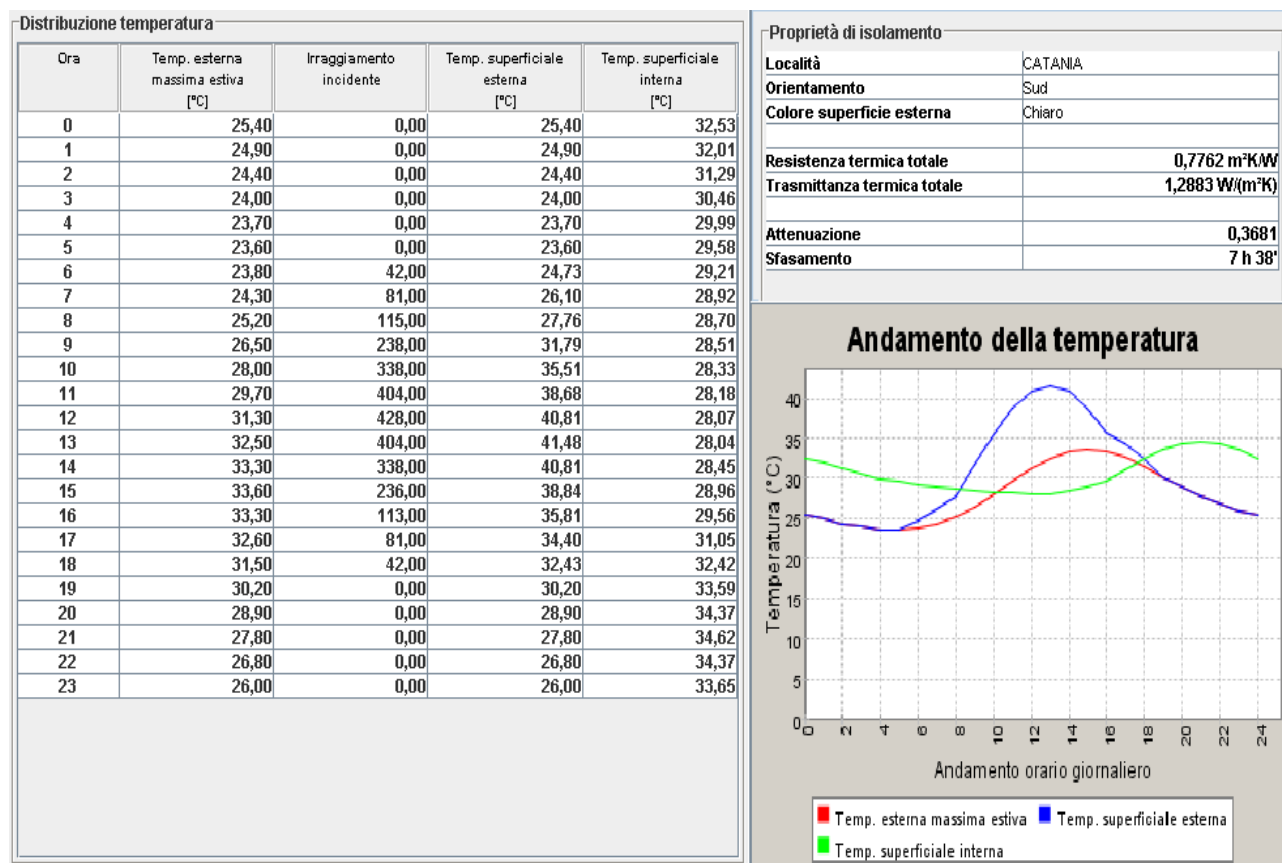


Figura 171: Risultati della simulazione stiva con parete di Figura 170 esposta a sud.

Si abbia adesso una parete a singolo strato formata da un laterizio da 25 cm con due strati di intonaco da 2,5 cm per lato, come indicato in Figura 172.

	Cat.	Descrizione Materiale	Spessore [m]	Resisten... [m²K/W]	Condutti... [W/(mK)]	Densità [kg/m³]	Cal. spec. [J/kgK]
		Superficie esterna		0,0741			
	INT	Intonaco di calce e gesso	0,025	0,0357	0,70	1400,00	836,80
	MUR	Blocchi arg.esp.forati 25 cm.rif.1....	0,25	0,90	0,2778	1000,00	874,507
	INT	Intonaco di calce e gesso	0,025	0,0357	0,70	1400,00	836,80
		Superficie interna		0,125			

Figura 172: Parete con singolo strato di laterizio da 25 cm e intonaco d 2,5 cm ai due lati

I risultati del transitorio estivo sono riportati in Figura 173 e dimostrano in incremento delle temperature superficiali rispetto ai casi precedenti. I risultati della simulazione estiva sono riportati in Figura 175. Sono ben visibili i benefici dovuta alla massa superficiale della parete in calcare rispetto ai casi precedenti. Possiamo concludere le analisi qui svolte osservando come le pareti pesanti (e quindi di maggiore massa superficiale a pari spessore) comportano una riduzione del surriscaldamento degli edifici rispetto alle pareti più leggere e quindi di minore massa superficiale. Si aggiunga ancora che una parete leggera produce uno sfasamento ridotto mentre una parete più pesante produce uno sfasamento maggiore fra l'onda termica esterna e quella superficiale interna, come può osservarsi dalle precedenti figure. Questa semplice ma importante osservazione deve essere tenuta in grande considerazione dai progettisti architettonici nella scelta delle pareti esterne.

Inoltre tale delicata ed importante funzione non è delegabile ad altre figure professionali nè può essere l'impiantista a dare corpo alle semplici doppie linee che spesso caratterizzano le murature esterne degli edifici.

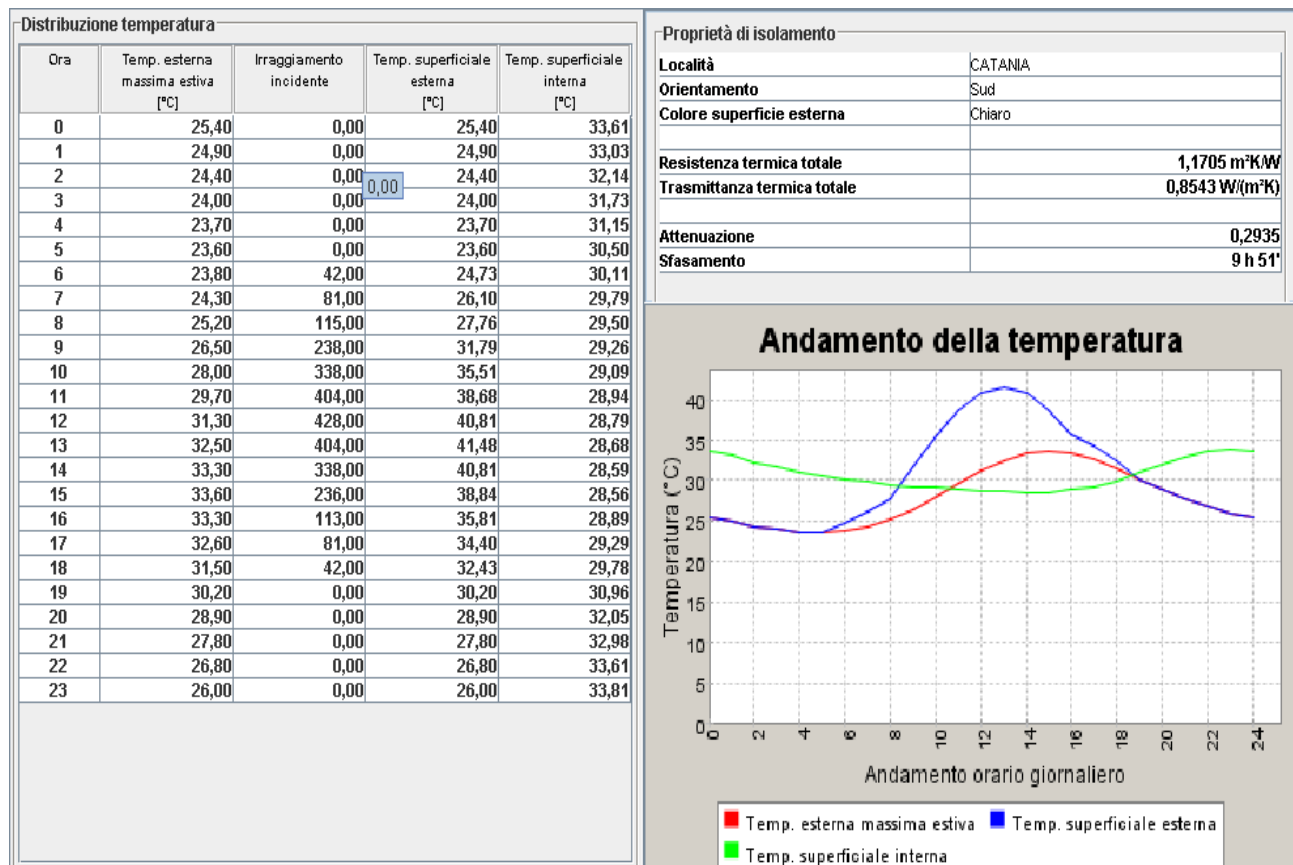


Figura 173: Risultati del transitorio della parete di Figura 172 esposta a sud

Se ora sostituiamo il laterizio da 25 cm con roccia calcarea da 25 cm si ha la stratigrafia riportata in Figura 174:

	Cat.	Descrizione Materiale	Spessore [m]	Resisten... [m²K/W]	Condutti... [W/(mK)]	Densità [kg/m³]	Cal. spec. [J/kgK]
		Superficie esterna		0,0741			
	INT	Intonaco di calce e gesso	0,025	0,0357	0,70	1400,00	836,80
	ROC	Calcare	0,25	0,1562	1,60	2100,00	836,80
	INT	Intonaco di calce e gesso	0,025	0,0357	0,70	1400,00	836,80
		Superficie interna		0,125			

Figura 174: Parete con calcare da 25 cm ed intonaci ai lati da 2,5 cm

E' comunque possibile una collaborazione stretta fra progettista architettonico e progettista degli impianti per ottimizzare le scelte in modo consapevole.

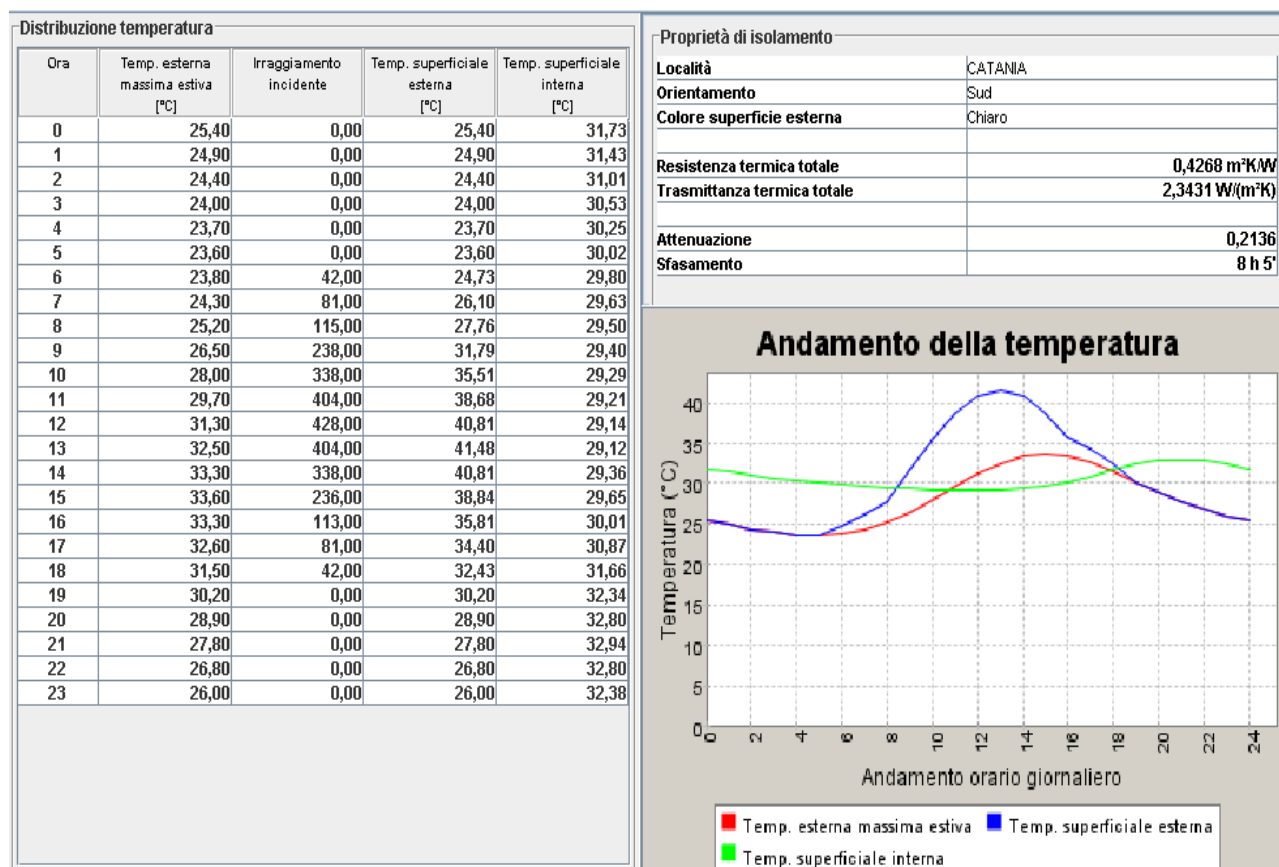


Figura 175: Risultati della simulazione per parete di Figura 174 esposta a sud

8.12 CARATTERISTICHE TERMICHE DINAMICHE DELLE STRUTTURE – UNI EN ISO 13786

Ai fini dello studio del transitorio termico e per la valutazione delle caratteristiche termiche dinamiche si utilizzano i metodi indicati dalla norme UNI-EN 832 *“Calcolo del fabbisogno di energia per il riscaldamento”* e UNI-EN 13786 *“Caratteristiche termiche dinamiche – Metodi di calcolo”*. Si seguirà il simbolismo indicato in queste norme.

In condizioni transitorie i concetti usuali di resistenza termica stazionaria, di ammettenza termica stazionaria e di capacità termica stazionaria debbono essere rivisti poiché, come più volte si è detto e come si vedrà ancora nel prosieguo, non sono più validi essendo riferiti alle condizioni stazionarie.

E' intuibile, anche alla luce di quanto indicato in precedenza sul comportamento in regime periodico stabilizzato, che una parete e gli strati che la compongono introducono uno smorzamento dell'onda termica incidente alle varie profondità di penetrazione ed uno sfasamento. In definitiva si ha un comportamento capacitivo, derivante dalla capacità termica degli strati, che di fatto produce un ritardo dell'onda termica all'interno degli strati.

Per questo motivo si utilizza la notazione complessa delle variabili in gioco (vedi lo stesso argomento trattato nel corso di *Fisica Tecnica*) per avere un formalismo più semplice e compatto. La distribuzione della temperatura all'interno di uno strato di materiale omogeneo soggetto ad flusso termico monodimensionale è data dalla soluzione dell'equazione della conduzione che possiamo scrivere nella forma:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} = \frac{\rho c}{\lambda} \frac{\partial \theta}{\partial t}$$

ove θ è la temperatura, x la direzione di propagazione del flusso e t il tempo.

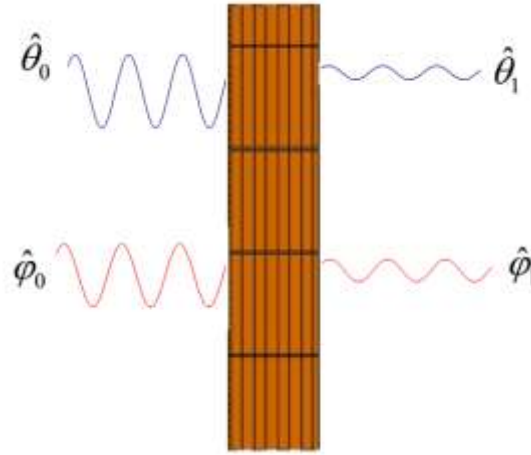


Figura 176: Rappresentazione del quadripolo equivalente della parete

Supponendo per semplicità di avere una forzante di temperatura esterna di tipo sinusoidale si può indicare in forma complessa nella forma, per il generico strato n :

$$\theta_n(t) = \bar{\theta}_n + |\hat{\theta}_n| \cos(\omega t + \psi) = \bar{\theta}_n + \frac{1}{2} [\hat{\theta}_{+n} e^{j\omega t} + \hat{\theta}_{-n} e^{-j\omega t}]$$

Analogamente per il flusso termico si ha:

$$\phi_n(t) = \bar{\phi}_n + |\hat{\phi}_n| \cos(\omega t + \varphi) = \bar{\phi}_n + \frac{1}{2} [\hat{\phi}_{+n} e^{j\omega t} + \hat{\phi}_{-n} e^{-j\omega t}]$$

Ove $\bar{\theta}_n$ e $\bar{\phi}_n$ sono i valori medi della temperatura e del flusso termico, $|\hat{\theta}_n|$ e $|\hat{\phi}_n|$ rappresentano l'ampiezza delle variazioni di temperatura e flusso termico, ω è la frequenza angolare delle variazioni ed infine si è posto:

$$\begin{aligned} \hat{\theta}_{+n} &= |\hat{\theta}_n| e^{+j\psi} \\ \hat{\phi}_{+n} &= |\hat{\phi}_n| e^{+j\phi} \end{aligned}$$

Viene definita *profondità di penetrazione periodica* la profondità alla quale l'ampiezza delle variazioni di temperatura è ridotta di un fattore e (numero di Nepero) in un materiale omogeneo di spessore infinito soggetto a variazioni sinusoidali di temperatura sulla sua superficie, cioè si ha:

$$\delta = \sqrt{\frac{\lambda T}{\rho \pi c}} \quad [162]$$

con ρ e c densità e calore specifico del mezzo. Nell'ambito della notazione complessa sin qui utilizzata si definisce *matrice di trasferimento termico* una matrice che mette in relazione le ampiezze complesse della temperatura e del flusso termico su un lato di uno strato con le ampiezze complesse della temperatura e del flusso termico sull'altro lato, cioè:

$$\begin{pmatrix} \hat{\theta}_2 \\ \hat{q}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Z_{11} & Z_{12} \\ Z_{21} & Z_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \hat{\theta}_1 \\ \hat{q}_1 \end{pmatrix} \quad [163]$$

Gli elementi della matrice sono numeri complessi. Posto:

$$\xi = \frac{d}{\delta}$$

con δ dato dalla [162] e d lo spessore dello strato si hanno le seguenti espressioni:

$$\begin{aligned} Z_{11} &= Z_{22} = \cosh(\xi) \cos(\xi) + j \sinh(\xi) \sin(\xi) \\ Z_{12} &= -\frac{d \cdot}{\lambda \cdot 2} \left\{ \sinh(\xi) \cos(\xi) + \cosh(\xi) \sin(\xi) + j [\cosh(\xi) \sin(\xi) - \sinh(\xi) \cos(\xi)] \right\} \\ Z_{21} &= -\frac{\lambda}{d} \left\{ \sinh(\xi) \cos(\xi) - \cosh(\xi) \sin(\xi) + j [\sinh(\xi) \cos(\xi) + \cosh(\xi) \sin(\xi)] \right\} \end{aligned} \quad [164]$$

Applicando le regole matriciali è possibile calcolare qualunque grandezza della [163].

Se la parete è costruita da più strati allora la *matrice di trasferimento* complessiva è data dal prodotto delle matrici di trasferimento dei singoli strati. Se lo strato j -mo è uno strato liminare o uno strato d'aria la sua matrice di trasferimento è data da:

$$\begin{pmatrix} 1 & R_j \\ 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Si definiscono *ammettenze termiche* le seguenti espressioni, per lo strato interno:

$$Y_{11} = \frac{Z_{11} - 1}{Z_{12}}$$

e per lo strato esterno:

$$Y_{22} = \frac{Z_{22} - 1}{Z_{12}}$$

Il *fattore di decremento* è dato dalla relazione:

$$f = \frac{1}{|Z_{12}| \cdot U}$$

essendo U la trasmittanza a regime stazionario della parete. Il *ritardo* del fattore di decremento è dato dalla relazione:

$$\Delta t_f = \frac{T}{2\pi} \arg(Z_{12})$$

Le capacità termiche areiche dello strato interno e dello strato esterno sono date da:

$$\begin{aligned} \chi_1 &= \frac{C_1}{A} = \frac{T}{2\pi \cdot \operatorname{Im}\left(\frac{1}{Y_{11}}\right)} \\ \chi_2 &= \frac{C_2}{A} = \frac{T}{2\pi \cdot \operatorname{Im}\left(\frac{1}{Y_{22}}\right)} \end{aligned}$$

Si riporta un esempio di caratteristiche termiche dinamiche per una parete multistrato ove occorre tenere conto del collegamento in serie degli strati e pertanto si ha:

$$[Z] = [Z]_1 \cdot [Z]_2 \cdot \dots \cdot [Z]_N$$

CARATTERISTICHE DINAMICHE DI UNA PARETE COMPOSTA

Strato	λ (W/mk)	ρ kg/m ³	c j/(kg.K)	a mm ² /s	d m	R m ² .K/W	δ m	ξ
Superficie interna						0,13		
Calcestruzzo	1,800	2400	1000	0,750	0,200	0,111	0,144	1,392
Isolamento termico	0,040	30	1400	0,950	0,100	2,500	0,162	0,618
Rivestimento	1,000	1200	1500	0,560	0,005	0,005	0,124	0,040
Superficie esterna						0,040		

$$U = 0,359 \text{ W/m}^2\text{K}$$

a11	a12	a21	a22
1,000	-0,130	0,000	1,000
0,379444350751614+1,85760285096785i	-0,0972657648677946-0,070505989611623i	22,1388807380496-30,5414501684875i	0,379444350751614+1,85760285096785i
0,975739007263791+0,380979884362314i	-2,48786763390455-0,31777198111766i	0,0388041267472034-0,303796281073455i	0,975739007263791+0,380979884362314i
0,999999554235391+0,00163541661806594i	-0,00499999955423539-2,72569440973263E-06i	0,000356611685273352-0,654166608345797i	0,999999554235391+0,00163541661806594i
1,000	-0,040	0,000	1,000

Matrici di Trasferimento	Modulo	Variazione Tempo (ore)
Z11	13,97	11,87
Z12	16,50	3,89
Z21	96,47	8,85
Z22	98,06	8,96
Fattore di decremento	Ritardo del fattore di decremento (ore)	
0,169	3,89	

Figura 177: Caratteristiche termiche dinamiche per una parete multistrato

Analogamente segue un esempio per una parete monostrato.

CARATTERISTICHE DINAMICHE DI UNA PARETE MONOSTRATO

Strato	λ (W/mk)	ρ kg/m ³	c j/(kg.K)	a mm ² /s	d m	R m ² .K/W	δ m	ξ
Superficie interna						0,13		
Calcestruzzo	1,800	2400	1000	0,750	0,200	0,111	0,144	1,392
Superficie esterna						0,040		

$$U = 3,557 \text{ W/m}^2\text{K}$$

a11	a12	a21	a22
1,000	-0,130	0,000	1,000
0,379444350751614+1,85760285096785i	9,72657648677946E-002-7,0505989611623E-002	22,1388807380496-30,5414501684875i	0,379444350751614+1,85760285096785i
1,000	-0,040	0,000	1,000

Matrici di Trasferimento	Modulo	Variazione Tempo (ore)
Z11	6,34	7,55
Z12	0,55	6,33
Z21	1,90	5,23
Z22	3,12	6,63
Fattore di decremento	Ritardo del fattore di decremento (ore)	
0,514	6,33	

Figura 178: Caratteristiche termiche dinamiche per una parete monostrato

Le analisi riportate nel precedente paragrafo sono anch'esse relative a caratteristiche dinamiche di pareti multistrato. In esse è possibile vedere il fattore di smorzamento e lo sfasamento fra l'onda esterna e quella sulla superficie interna per ciascun caso.

9. FLUSSI TERMICI NEGLI EDIFICI

9.1 IL SISTEMA EDIFICIO E I BILANCI ENERGETICI

Se consideriamo un edificio come un sistema termodinamico composto da più ambienti fra di loro termicamente e fluidodinamicamente interagenti, possiamo scrivere in generale la seguente equazione di bilancio energetico fra il *sistema-edificio* e l'ambiente esterno, per il periodo di riscaldamento:

$$q_{entrante} + q_{sorgenti} - q_{uscente} = Accumulo_Termico \quad [165]$$

ove l'espressione dei singoli flussi termici dipende dalla costituzione dell'edificio: possiamo scrivere, in forma semplificata, le seguenti equazioni:

- $q_{entrante} = \sum_{i=1}^N K_i S_i \Delta T_i + \sum_{j=1}^M I_j S_j f_j$ *per pareti e finestre confinanti con temperatura diversa da quella dell'ambiente considerato;*
- $q_{uscente} = \sum_{i=1}^N K_i S_i \Delta T_i + n \cdot V \cdot \Delta T_p$ *per tutte le pareti disperdenti;*
- $q_{sorgenti} = q_{Impianto} + q_{interno}$
- $q_{interno} = q_{persone} + q_{lampade} + q_{macchinari} + \dots\dots$

ove vale il simbolismo:

- K_i *trasmittanza termica della parete, $W/(m^2K)$;*
- S_i *superficie della parete, m^2 ;*
- ΔT_i *differenza di temperatura per la generica parete, K ;*
- I_i *irraggiamento solare sulla generica superficie vetrata, W/m^2 ;*
- f_i *fattore d'ombra per la generica superficie vetrata;*
- n *numero di ricambi orari,*
- V *volume ambiente, (m^3) ;*
- ΔT_p *differenza di temperatura di progetto fra interno ed esterno, (K) .*

Il flusso entrante, con riferimento al riscaldamento invernale⁴³, è relativo agli scambi con zone termiche a temperatura maggiore di quella dell'ambiente (o dell'edificio) da riscaldare e quindi sono da considerare, come meglio si dirà nel prosieguo, apporti gratuiti esterni e contribuiscono a ridurre il calore da fornire con l'impianto di riscaldamento.

⁴³ Analogo discorso può essere fatto per le condizioni estive. Si osservi che si è trascurato il bilancio igrometrico per semplicità espositiva.

Ai fini del calcolo del carico termico convenzionale di un edificio questi apporti energetici vengono trascurati per semplicità.

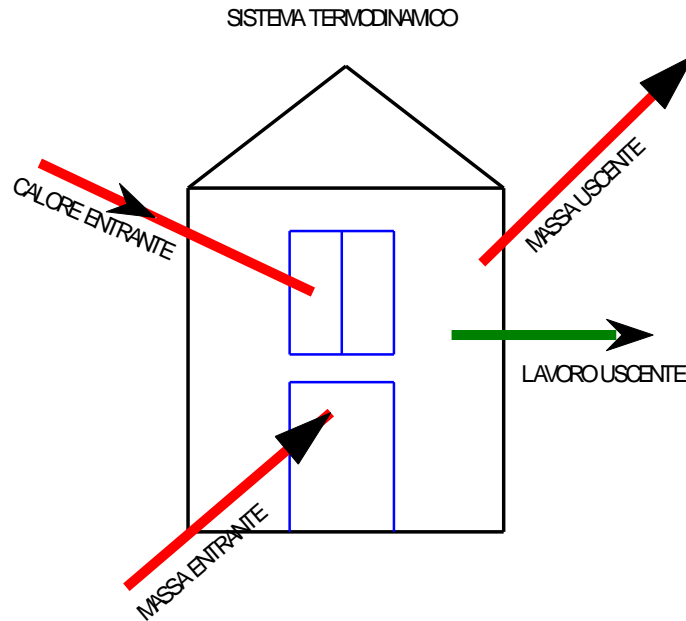


Figura 179: Rappresentazione di un edificio come sistema termodinamico

Se nella [165] poniamo pari a zero l'accumulo termico (condizioni stazionarie) ed organizzando opportunamente i flussi termici dati dalla [165] si ottiene l'equazione (regime invernale):

$$q_{uscente} - q_{interno} - q_{entrante} = q_{Impianto} \quad [166]$$

Pertanto il flusso termico da fornire all'edificio mediante un impianto opportuno e in condizioni stazionarie è dato dall'equazione [166]. Esso è pari al flusso uscente (detto anche *dispersione*) meno i guadagni per trasmissione e/o irraggiamento e il flusso generato dalle sorgenti interne (escluso l'impianto di riscaldamento).

I metodi di calcolo previsti dalla normativa vigente si basano, essenzialmente, sull'applicazione della [166] esplicitando ogni singolo termine con il necessario dettaglio di calcolo.

9.2 ACCUMULO TERMICO ED EFFETTI SUL TRANSITORIO TERMICO

Qualora si desideri considerare l'effetto dell'*Accumulo Termico* nella [165] occorre esprimerlo in funzione dei parametri termofisici dell'edificio, ad esempio mediante l'espressione seguente:

$$Accumulo_Termico = \sum_i m_i c_i \frac{\partial T_i}{\partial \tau} \quad [167]$$

ove $m_i c_i$ è la capacità termica di tutti gli elementi presenti⁴⁴ nell'edificio.

Si intuisce come non sia facile calcolare l'accumulo termico poiché esso dipende sia dalle proprietà termofisiche dei corpi presenti ($m_i c_i$) che dalla loro temperatura. La funzione dell'accumulo termico risulta fondamentale nel livellare le variazioni termiche che si hanno nell'edificio per effetto delle reali variazioni delle condizioni climatologiche esterne.

⁴⁴ Pareti esterne, interne, oggetti, persone, ... Qualunque massa capace di accumulare energia interna.

In pratica l'accumulo termico funge da *volano* consentendo variazioni meno evidenti della temperatura interna dell'edificio. Infatti, se il bilancio [165] è positivo al primo membro l'eccesso di energia termica viene accumulata riscaldando pareti, aria, oggetti e tutto ciò che è all'interno dell'edificio mentre se il bilancio è negativo si ha un raffreddamento delle strutture accumulanti.

Tutto ciò influenza la temperatura dell'aria ambiente tramite l'equazione di bilancio⁴⁵:

$$m_n c_n \frac{dT_n}{d\tau} = \sum_n \frac{T_{i,n} - T_n}{R_{n,i}} + \Gamma \sum_v I_v S_v \tau_v f_v \quad [168]$$

ove è $\Gamma = \frac{\alpha_i}{\sum_k (A\alpha_i)_k}$ fattore distributivo della radiazione interna (ipotesi di sfera di *Ulbricht*)
pareti

e la sommatoria è estesa a tutte le pareti (interne ed esterne) confinanti con l'ambiente considerato. Si osserva immediatamente come la temperatura delle superfici interne delle pareti (le altre masse non sono qui prese in considerazione) influenzino, come già osservato, l'evolversi della temperatura dell'aria T_a e quindi delle condizioni di benessere interne. Il volano termico dovuto all'accumulo rallenta la crescita della temperatura dell'aria se le condizioni di bilancio [168] sono positive e rallenta la diminuzione della temperatura se le condizioni di bilancio [168] sono negative. Un esempio dell'efficacia dell'accumulo termico si ha osservando l'evolversi della temperatura interna nelle cattedrali laddove le variazioni della temperatura esterna sono fortemente attenuate dalle grandi masse murarie⁴⁶.

Pertanto senza accumulo termico si avrebbero in estate innalzamenti di temperatura e in inverno abbassamenti di temperatura molto grandi, cioè le escursioni termiche all'interno dell'edificio tenderebbero ad eguagliare quelle esterne. E' allora necessario dotare gli edifici di masse di accumulo, ad esempio con murature (soprattutto interne) spesse, ma questo va in contrasto con la tendenza odierna di utilizzare materiali leggeri e manufatti industriali capaci di un elevato isolamento termico ma di bassa capacità termica. E' questo un grande problema che affligge tutta l'edilizia moderna e che può essere risolto mediante un'attenta scelta dei materiali e delle condizioni transitorie degli edifici. A chiusura di questo paragrafo si vuole evidenziare un altro aspetto importante per il buon funzionamento dell'accumulo termico: non basta avere una buona capacità termica $\sum_i m_i c_i$ ma occorre anche una buona capacità di restituzione o di immagazzinamento dell'energia. Quest'ultimo aspetto è legato alle proprietà trasmissive del calore dei vari materiali che immagazzinano energia e il parametro termofisico che meglio descrive è il *fattore di attenuazione* $\gamma = \sqrt{\frac{\omega}{2a}}$ già incontrato in precedenza e che è il responsabile dell'attenuazione dell'onda termica entrante attraverso una parete.

⁴⁵ Più correttamente occorrerebbe considerare separatamente le radiazioni di lunghezza d'onda corta (cioè $< 3 \mu\text{m}$) e quelle di lunghezza d'onda lunga (cioè $> 3 \mu\text{m}$). Le prime sono essenzialmente le radiazioni solari mentre le seconde sono quelle emesse dai corpi caldi interni all'ambiente considerato. Queste ultime, fra l'altro, sono poi le radiazioni che sono assorbite anche dall'aria e quindi contribuiscono, unitamente alla convezione termica, al riscaldamento dell'aria ambiente e quindi al carico termico.

⁴⁶. Si osserva che la *diffusività termica* $a = \lambda / \rho c$ dipende anche dalla capacità termica dell'elemento di trasmissione tramite il prodotto ρc .

Questo parametro può ancora essere scritto come $\gamma = \sqrt{\frac{\omega}{2a}} = \sqrt{\frac{\pi}{T_o a}}$ ove T_o è il periodo dell'onda termica ed $a = \frac{\lambda}{\rho c}$ è la diffusività termica del materiale (supposto omogeneo) costituente la parete⁴⁷.

Se la parete ha spessore finito quanto detto non è sufficiente a caratterizzare il fenomeno della trasmissione dell'onda termica anche se spesso per semplificare si continua ad utilizzare la stessa trattazione nell'ipotesi di superfici isoterme parallele alle facce della parete.

Per pareti di spessore finito e multistrato, molto utilizzate nell'edilizia, oltre al *fattore di attenuazione* di ciascuno strato ha grande importanza l'*effusività* termica data dal prodotto $B = \lambda \rho c$. Pertanto questo nuovo parametro caratterizza le proprietà dei materiali di trasmettere calore in regime stabilizzato. Ciò porta a considerare non solo la capacità termica ρc ma anche il prodotto con la conducibilità termica λ .

I materiali che hanno elevata capacità termica e contemporaneamente sono buoni conduttori di calore hanno più elevata effusività termica e rispondono meglio all'esigenza di attenuare le oscillazioni termiche interne poiché sono in grado di immagazzinare e di cedere energia con maggiore velocità e quindi più prontamente rispetto alle sollecitazioni esterne.

Tutte le masse dell'edificio contribuiscono all'accumulo termico mentre le masse delle pareti interne, come già visto in precedenza, sono di particolare importanza ai fini sia dell'accumulo termico che dell'andamento della temperatura interna.

Sono queste ultime che accumulano l'energia solare che penetra all'interno degli ambienti attraverso le superfici trasparenti (porte vetrate, finestre, lucernari, ...) e la restituiscono all'aria ambiente (vedi relazione [168] relativa al bilancio termico dell'aria) contribuendo al crescere e/o al decrescere della sua temperatura.

L'accumulo termico delle pareti interne contribuisce all'evoluzione termica dell'edificio in modo notevole. Questo concetto va sottolineato poiché si ritiene spesso, erroneamente, che le pareti interne non apportano alcun contributo all'evoluzione termica dell'edificio essendo, di norma, elementi di separazione fra ambienti alla stessa temperatura e quindi non attraversati da flusso di calore. Ciò è vero solo in regime stazionario che è solo un riferimento fittizio nei calcoli termici usuali.

Si ricordi che il carico termico utilizzato per la progettazione degli impianti termici di riscaldamento (ma considerazione analoga, con opportune variazioni, può essere fatta per il raffrescamento estivo) è riferito *fittiziamente* alle condizioni stazionarie.

In realtà l'evoluzione termica di un edificio è sempre in regime variabile e pertanto le condizioni transitorie riportano in gioco anche le strutture apparentemente non attraversate da flusso termico, come le pareti interne fra ambienti ad eguale temperatura, tramite la loro capacità termica (vedi equazione [167] valida sempre, contrariamente alle ipotesi di calcolo in regime stazionario). Proprio nei transitori termici, specialmente nelle fasi di avviamento dell'impianto o di spegnimento dello stesso, gli effetti delle masse interne si fanno sentire. Così pure non si può trascurare l'effetto delle masse interne (per effetto della ([167]) sull'irraggiamento solare e quindi sugli apporti gratuiti solari che condizionano anche la regolazione termica degli impianti di climatizzazione.

⁴⁷ Si osservi che il *fattore di attenuazione* γ decresce al crescere del periodo T_o e questo rende possibile caratterizzare il comportamento di una parete anche per onde termiche non sinusoidali. Infatti, scomponendo in serie di Fourier l'onda di temperatura si hanno armoniche superiori aventi periodi multipli interi di T_o e quindi con attenuazione minore di quella relativa all'onda di periodo fondamentale T_o e, in genere, trascurabile rispetto a quest'ultimo. In pratica si possono spesso trascurare gli apporti delle armoniche superiori alla prima.

La L. 10/91 attribuisce particolare attenzione alle pareti interne anche se ne sovrastima, in alcuni casi, gli effetti. Il controllo dell'accumulo termico è reso difficoltoso dalla natura stessa del fenomeno poiché esso avviene in tutti gli elementi costitutivi dell'edificio.

Si possono fare, anche in conseguenza di quanto fin qui osservato, le seguenti considerazioni progettuali:

- *Poiché tutti i materiali di costruzione hanno calore specifico confrontabile (circa 1 kJ/kgK) per accrescere l'accumulo termico occorre ricorrere a materiali aventi massa elevata oppure aumentare la temperatura media dei materiali o entrambe le cose.*
- *In generale le funzioni di accumulo termico e di resistenza termica debbono essere svolte da materiali diversi (ad esempio accumulo termico in calcestruzzo e isolamento termico con materassini di lana di roccia). I calcestruzzi alleggeriti si collocano in una posizione intermedia.*
- *Si è detto che oltre alla capacità di accumulo termico occorre prendere in considerazione anche il tempo di resa all'ambiente dell'energia termica. Inoltre è spesso opportuno, ai fini della regolazione della temperatura interna degli ambienti, avere una sincronia fra il momento di accumulo termico e quello di cessione all'ambiente (ad esempio accumulo di giorno e restituzione di notte).*
- *Ciò richiederebbe un isolamento termico variabile della struttura di accumulo in modo che la sua superficie venga a contatto con l'aria ambiente nel momento desiderato⁴⁸. Inoltre, poiché l'aria esterna è solitamente a temperatura inferiore di quella interna e della temperatura delle stesse strutture di accumulo termico, è opportuno e necessario coibentare termicamente verso l'esterno tutte le masse destinate a volano termico.*

In sintesi il meccanismo dell'accumulo termico è il seguente: ad impianto termico funzionante l'aria interna si porta ad una temperatura più elevata delle masse murarie e pertanto parte del flusso termico ceduto dall'impianto viene trasmesso alle masse che fungono da accumulo termico. Successivamente, quando si spegne l'impianto, l'aria interna si raffredda per effetto dei disperdimenti di calore verso l'esterno e delle infiltrazioni di aria esterna fredda.

Quando la sua temperatura diviene inferiore a quella delle masse di accumulo termico allora il flusso di energia si inverte e passa dalla massa all'aria interna (supposto che sia presente l'isolamento verso l'esterno), svolgendo così la sua funzione di volano termico. Anche nella stagione estiva la funzione di volano termico delle masse è importante. Durante il giorno le *rientrate termiche*⁴⁹ tendono a riscaldare l'aria ma in parte riscaldano, accumulando energia, anche le masse dell'edificio.

Quando al tramonto del sole la temperatura esterna comincia a diminuire il fenomeno tende ad invertirsi. Durante le prime ore serali la temperatura esterna è sufficientemente bassa e quindi la si può utilizzare per ventilare le strutture di accumulo termico facendo in modo che l'energia accumulata non venga ceduta all'ambiente.

Pertanto di giorno le strutture di accumulo termico limitano l'accrescimento di temperatura all'interno degli ambienti e di notte, con l'accorto uso del raffrescamento serale, vengono raffreddate nuovamente per riprendere il ciclo l'indomani.

⁴⁸ Si tenga presente che un isolamento interno fisso vanificherebbe la funzione di volano termico con una drastica riduzione dell'energia ceduta all'ambiente stesso. L'isolamento termico interno non può, quindi, essere fisso e nel caso che non sia possibile avere questa flessibilità d'uso è opportuno non avere affatto isolamento termico interno.

⁴⁹ Si chiama *rientrate termiche* i flussi di calore che dall'esterno (a temperatura più elevata, circa 34°C) vanno verso l'interno (a temperatura di circa 26 °C) e quindi tendendo a riscaldarlo. Se si vuole mantenere la temperatura interna al valore desiderato di 26 °C occorre togliere, trascurando per il momento gli effetti dell'umidità dell'aria, dall'ambiente una quantità di calore pari alle rientrate termiche.

L'abitudine del raffrescamento serale è tipico delle zone del Sud d'Italia: le persone sono solite stare fuori fino a tarda sera lasciando che l'aria esterna raffreschi le abitazioni. C'è un fondamento scientifico ben preciso in quest'usanza. Esempi di razionale utilizzo dell'accumulo termico si hanno in quasi tutte le architetture vernacolari nelle quali l'uso delle masse e dei materiali ha raggiunto il massimo prestazionale. Si considerino, ad esempio, le *masserie* siciliane, i *dammusi* di Pantelleria, i *trulli* di Alberobello e, con maggiore lontananza, l'*iglù* esquimese, la casa indiana (con un uso sapiente di *adobe* per la costruzione di pareti spesse) e le abitazioni arabe. Le abitazioni moderne hanno perso questa capacità di controllo termico a causa di murature esterne ed interne (*a fortiori*) sempre più leggere e quindi con scarse capacità di accumulo termico.

In esse si hanno forti escursioni di temperatura, sia invernali che estive, carichi termici normalmente elevati a meno di ricorrere ad un uso intensivo di isolanti termici. Non per nulla si parla oggi di riprogettare gli edifici in modo *energeticamente consapevole* cercando di riparare i guasti termodinamici introdotti con una scelta più razionale di materiali, orientamenti, soluzioni impiantistiche, isolamenti e masse di accumulo termico.

Le varie leggi che nel corso degli ultimi venticinque anni hanno visto la luce in Italia e nel resto del mondo riflettono in parte quest'esigenza e lo fanno più in modo coercitivo per il progettista che per libera scelta.

Considerata, inoltre, la variabilità delle condizioni ambientali (esterne ed interne) si intuisce l'importanza, oltre alla necessità, di avere un buon sistema di controllo e gestione degli impianti.

9.2.1 CONDIZIONI DI TRANSITORIO TERMICO PER GLI AMBIENTI

Per mostrare la complessità del problema del transitorio termico di un edificio facciamo riferimento ad un ambiente di forma regolare e prismatica, avente quindi sei pareti; il bilancio energetico per ciascuna parete⁵⁰, nell'ipotesi regime periodico stabilizzato (non necessariamente di tipo sinusoidale) è del tipo⁵¹:

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

ove si sono posti:

$$g_{1,i} = \begin{cases} 0 & \text{per pareti interne,} \\ 1 & \text{per pareti esterne} \end{cases}$$

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

Nell'equazione di bilancio sopra scritta si ha anche, per le temperature esterne, la *temperatura aria-sole* nella forma semplificata data dalla [159]. 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 seminfinito. La temperatura della faccia interna delle pareti è data dall'equazione di bilancio delle stesse pareti e quindi dalla relazione:

$$T_i' = \frac{h_i T_a + K_i T_i}{h_i + K_i} \quad [169]$$

⁵⁰ 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.

⁵¹ Vale ancora quanto detto in precedenza sul bilancio delle radiazioni termiche di bassa ed alta lunghezza d'onda.

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:

$$m_a c_a \frac{dT_a}{d\tau} = \sum_{i=1}^6 \frac{h_i K_i S_i}{h_i + K_i} (T_i - T_a) + nV \rho_a c_a (T_e - T_a) + S^* + Q_{aux} + \sum g_{li} K_{vi} S_{vi} f_{si} f_{ti} (T_a - T_e) \quad [170]$$

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

- V volume dell'ambiente,
- n numero di ricambi orari,
- S_{vi} superficie vetrata i.ma, m^2 ;
- 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).

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). 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 pareti⁵², 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:

$$Q_i = Q^* + Q_{aux} + Q_{latente} \quad [171]$$

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 Tabella 73, (sei per le pareti ed una per l'aria interna) che formano un sistema di equazioni differenziali che, sotto ipotesi⁵³ certamente non molto limitative, possiamo ritenere a coefficienti costanti, lineari, del primo ordine, non omogeneo. La risoluzione di questo sistema non è assolutamente facile con i metodi cosiddetti *esatti* e pertanto occorre utilizzare metodi numerici semplificati che possono oggi facilmente essere implementati su computer anche da tavolo. Con opportuni passaggi aritmetici è possibile arrangiare le equazioni soprascritte e porle nella forma *canonica*:

$$[\dot{X}] = [A][X] + [B][U] \quad [172]$$

La soluzione dell'equazione canonica è comunque del tipo:

⁵² 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.

⁵³ 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.

$$[X]_{\tau} = e^{[A]\tau} [X]_0 + e^{[A]\tau} \int_0^{\tau} e^{-[A]t} [B][U] dt \quad [173]$$

Supponendo che [B] e [U] siano indipendenti dal tempo nell'intervallo (0- τ) considerato, si può scrivere:

$$[X]_{\tau} = e^{[A]\tau} [X]_0 + e^{[A]\tau} \left(\int_0^{\tau} e^{-[A]t} dt \right) [B][U] \quad [174]$$

Ora lo sviluppo in serie dell'esponenziale, rispettivamente positivo e negativo, com'è noto dall'Analisi numerica, è dato da:

$$\begin{aligned} e^{[A]\tau} &= [I] + [A]\tau + [A]^2 \frac{\tau^2}{2!} + [A]^3 \frac{\tau^3}{3!} + \dots \\ e^{-[A]\tau} &= [I] - [A]\tau + [A]^2 \frac{\tau^2}{2!} - [A]^3 \frac{\tau^3}{3!} + \dots \end{aligned} \quad [175]$$

dove si è indicato con [I] la matrice identità.

$$\left\{ \begin{aligned} m_1 c_1 \frac{dT_1}{d\tau} &= g_{1,1} h_{e1} S_1 \left(T_e + a_{e1} \frac{c_1 I_1}{h_{e1}} - T_1 \right) + \frac{a_1 S_1}{\sum_{i=1}^6 a_i S_i} \sum g_{1,i} I_1 f_i S_{v1} - g_{2,1} K_1 S_1 (T_1 - T_i) - \frac{h_{i1} K_1 S_1}{h_{i1} + K_1} (T_1 - T_a) \\ m_2 c_2 \frac{dT_2}{d\tau} &= g_{1,2} h_{e2} S_2 \left(T_e + a_{e2} \frac{c_2 I_2}{h_{e2}} - T_2 \right) + \frac{a_2 S_2}{\sum_{i=1}^6 a_i S_i} \sum g_{1,2} I_2 f_2 S_{v2} - g_{2,2} K_2 S_2 (T_2 - T_i) - \frac{h_{i2} K_2 S_2}{h_{i2} + K_2} (T_2 - T_a) \\ m_3 c_3 \frac{dT_3}{d\tau} &= g_{1,3} h_{e3} S_3 \left(T_e + a_{e3} \frac{c_3 I_3}{h_{e3}} - T_3 \right) + \frac{a_3 S_3}{\sum_{i=1}^6 a_i S_i} \sum g_{1,3} I_3 f_3 S_{v3} - g_{2,3} K_3 S_3 (T_3 - T_i) - \frac{h_{i3} K_3 S_3}{h_{i3} + K_3} (T_3 - T_a) \\ m_4 c_4 \frac{dT_4}{d\tau} &= g_{1,4} h_{e4} S_4 \left(T_e + a_{e4} \frac{c_4 I_4}{h_{e4}} - T_4 \right) + \frac{a_4 S_4}{\sum_{i=1}^6 a_i S_i} \sum g_{1,4} I_4 f_4 S_{v4} - g_{2,4} K_4 S_4 (T_4 - T_i) - \frac{h_{i4} K_4 S_4}{h_{i4} + K_4} (T_4 - T_a) \\ m_5 c_5 \frac{dT_5}{d\tau} &= g_{1,5} h_{e5} S_5 \left(T_e + a_{e5} \frac{c_5 I_5}{h_{e5}} - T_5 \right) + \frac{a_5 S_5}{\sum_{i=1}^6 a_i S_i} \sum g_{1,5} I_5 f_5 S_{v5} - g_{2,5} K_5 S_5 (T_5 - T_i) - \frac{h_{i5} K_5 S_5}{h_{i5} + K_5} (T_5 - T_a) \\ m_6 c_6 \frac{dT_6}{d\tau} &= g_{1,6} h_{e6} S_6 \left(T_e + a_{e6} \frac{c_6 I_6}{h_{e6}} - T_6 \right) + \frac{a_6 S_6}{\sum_{i=1}^6 a_i S_i} \sum g_{1,6} I_6 f_6 S_{v6} - g_{2,6} K_6 S_6 (T_6 - T_i) - \frac{h_{i6} K_6 S_6}{h_{i6} + K_6} (T_6 - T_a) \\ m_a c_a \frac{dT_a}{d\tau} &= \sum_{i=1}^6 \frac{h_{ii} K_i S_i}{h_{ii} + K_i} (K_i T_i - K_i T_a) + nV \rho_a c_a (T_e - T_a) + S^* + Q_{aux} + \sum g_{1,i} K_{vi} (T_a - T_e) \end{aligned} \right.$$

Tabella 73: Equazioni differenziali per un ambiente tipo

Avremo allora:

$$\int_0^{\tau} e^{-[A]t} dt = [I]\tau - [A] \frac{\tau^2}{2!} + [A]^2 \frac{\tau^3}{3!} - [A]^3 \frac{\tau^4}{4!} + \dots \quad [176]$$

e infine :

$$e^{[A]\tau} \int_0^\tau e^{-[A]t} dt [B] = \left[[I]\tau + [A] \frac{\tau^2}{2!} + [A]^2 \frac{\tau^3}{3!} + [A]^3 \frac{\tau^4}{4!} + \dots \right] [B] \quad [177]$$

Definite ora le matrici:

$$[F] = e^{[A]\tau} = [I] + [A]\tau + [A]^2 \frac{\tau^2}{2!} + [A]^3 \frac{\tau^3}{3!} + \dots \quad [178]$$

$$[D] = e^{[A]\tau} \int_0^\tau e^{-[A]t} dt [B] = \left[[I]\tau + [A] \frac{\tau^2}{2!} + [A]^2 \frac{\tau^3}{3!} + [A]^3 \frac{\tau^4}{4!} + \dots \right] [B] \quad [179]$$

la (23) assume la forma:

$$[X]_\tau = [F][X]_0 + [D][U]_\tau \quad [180]$$

Una migliore precisione di calcolo e una maggiore aderenza alla realtà si ottiene immaginando ancora che le superfici isoterme siano parallele alle facce ma che le pareti siano descritte dalle stratigrafie che le compongono mediante equazioni di bilancio energetico per ciascuno strato di materiale.

$$\left[\begin{array}{cccc} \frac{g_{11} h_{e1} + \frac{h_{i1} K}{i_{11} + K} + g_{21} K}{\frac{c_m}{11}} S_1 & 0 & \dots & \frac{\frac{h_{i1} K S}{i_{11} + K}}{\left(\frac{h_{i1} + K}{i_{11} + K} \right) \frac{c_m}{11}} \\ 0 & - \frac{g_{12} h_{e2} + \frac{h_{i2} K}{i_{22} + K} + g_{22} K}{\frac{c_m}{12}} S_2 & \dots & \frac{\frac{h_{i2} K S}{i_{22} + K}}{\left(\frac{h_{i2} + K}{i_{22} + K} \right) \frac{c_m}{12}} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & - \frac{g_{16} h_{e6} + \frac{h_{i6} K}{i_{66} + K} + g_{26} K}{\frac{c_m}{16}} S & \frac{\frac{h_{i6} K S}{i_{66} + K}}{\left(\frac{h_{i6} + K}{i_{66} + K} \right) \frac{c_m}{16}} \\ \frac{\frac{h_{i1} S K}{i_{11} + K}}{\left(\frac{h_{i1} + K}{i_{11} + K} \right) \frac{c_m}{11}} & \frac{\frac{h_{i2} S K}{i_{22} + K}}{\left(\frac{h_{i2} + K}{i_{22} + K} \right) \frac{c_m}{12}} & \dots & \frac{\frac{h_{i6} S K}{i_{66} + K}}{\left(\frac{h_{i6} + K}{i_{66} + K} \right) \frac{c_m}{16}} \\ & & & \frac{\sum \frac{h_{i,i} K S}{i_{i,i} + K} + n \rho c V + \sum K_{u,i} g_{u,i}}{\frac{c_m}{a}} \end{array} \right]$$

Tabella 74: Matrici di stato A

$\frac{s_1 g_{11} \left(a_{e1} c_1 + f_1 S_{v1} \left(\frac{a_1 g_{11}}{\sum a_i S_i} \right) \right)}{c_1 M_1}$	$\frac{a_1 S_1 g_{11} f_2 S_{v2}}{c_1 m_1 \sum a_i S_i}$	$\frac{a_1 S_1 g_{11} f_6 S_{v6}}{c_1 m_1 \sum a_i S_i}$	$\frac{g_{11} h_{e1} S_1}{c_1 m_1}$	$\frac{g_{11} K_{e1} S_1}{c_1 m_1}$	0
$\frac{a_2 S_2 g_{11} f_1 S_{v1}}{c_2 m_2 \sum a_i S_i}$	$\frac{s_2 g_{12} \left(a_{e2} c_2 + f_2 S_{v2} \left(\frac{a_2 g_{12}}{\sum a_i S_i} \right) \right)}{c_2 M_2}$	$\frac{a_2 S_2 g_{11} f_6 S_{v6}}{c_2 m_2 \sum a_i S_i}$	$\frac{g_{12} h_{e2} S_2}{c_2 m_2}$	$\frac{g_{12} K_{e2} S_2}{c_2 m_2}$	0
.....	0
.....	0
.....	0
$\frac{a_6 S_6 g_{11} f_1 S_{v1}}{c_6 m_6 \sum a_i S_i}$	$\frac{a_6 S_6 g_{11} f_1 S_{v1}}{c_6 m_6 \sum a_i S_i}$	$\frac{s_6 g_{e6} \left(a_{e6} c_6 + f_6 S_{v6} \left(\frac{a_6 g_{e6}}{\sum a_i S_i} \right) \right)}{c_6 M_6}$	$\frac{g_{16} h_{e6} S_6}{c_6 m_6}$	$\frac{g_{16} K_{e6} S_6}{c_6 m_6}$	0
0	0	0	$\frac{\rho c n V + K_{vi} S_{vi} g_{11}}{c_a m_a}$	0	$\frac{1}{c_a m_a}$

Tabella 75: Matrice B

$$[X] = \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \\ T_6 \\ T_a \end{bmatrix}, \quad [U] = \begin{bmatrix} I_1 \\ I_2 \\ I_3 \\ I_4 \\ I_5 \\ I_6 \\ T_e \\ T_i \\ Q^* + Q_{aux} \end{bmatrix}$$

Tabella 76: Vettori di stato e di ingresso

Un tale modello, qui non riportato per semplicità, viene detto *a parametri distribuiti* (*distributed parameters*) e il codice di calcolo predisposto presso l'ex Istituto di *Fisica Tecnica*⁵⁴ dell'Università di Catania è il *DPM* (acronimo di *Distributed Parameters Method*).

Ancora non siamo alla variabilità completa tridimensionale della temperatura (ottenibile solo con codici agli elementi finiti e a prezzo di notevoli risorse e tempi di calcolo!) sulle facce delle pareti e degli strati ma si può affermare che l'approssimazione raggiunta è stata eccellente e confermata dalle verifiche sperimentali effettuate.

Altre metodologie di calcolo partono dalle funzioni di trasferimento delle pareti (Metodo **TFM** *transfer Function Method*) o dalle funzioni di *ammettenza* (Metodo delle *Ammettenze* del codice di calcolo *NBLSD*). Si tratta in ogni caso di metodo metodi matematici complessi che richiedono notevole lavoro preparatorio per i dati e grandi risorse di calcolo.

9.2.2 BILANCIO ENERGETICO PER L'ARIA AMBIENTE

Formuliamo con maggiore dettaglio l'equazione di bilancio energetico globale dell'aria interna. Con riferimento alla Figura 180, il bilancio energetico globale porge:

$$m_a c_a \frac{dT_a}{d\tau} = \sum_j Q_j(\tau) \quad [181]$$

⁵⁴ Oggi Dipartimento di Ingegneria Industriale e Meccanica – Sezione di Energetica Industriale ed Ambientale.

dove: $m_a c_a = \rho_a c_a V$ è la capacità termica dell'aria ambiente, esplicitata a secondo membro in funzione del volume ambiente V . Inoltre si può scrivere il seguente bilancio:

$$\sum_j Q_j(\tau) = Q_{\text{sorg. int.}}(\tau) + Q_{\text{imp.}}(\tau) + Q_{\text{pareti}}(\tau) + Q_{\text{vent.}}(\tau)$$

$$= Q_{\text{sorg. int.}}(\tau) + Q_{\text{imp.}}(\tau) + \sum_{\substack{\text{parete} \\ k}} [A_k h_{oi} (T_{si}(\tau) - T_a(\tau))]_k + m_{\text{ventil.}} c_e [T_e(\tau) - T_a(\tau)] \quad [182]$$

Il termine differenziale $dT_a/d\tau$ può approssimarsi ad una quantità finita attraverso la scrittura del rapporto incrementale e sotto l'ipotesi che il passo temporale di calcolo sia piccolo. Per cui :

$$\frac{dT_a}{d\tau} \xrightarrow[\text{è piccolo}]{\text{se } \Delta\tau} \frac{T_a(\tau) - T_a(\tau - \Delta\tau)}{\Delta\tau} \quad [183]$$

Sotto questa stessa ipotesi è altresì lecito approssimare tutti i termini $T_a(\tau)$, che figurano a secondo membro, con $T_a(\tau - \Delta\tau)$.

Si ottiene così l'**equazione della temperatura interna** in regime dinamico:

$$T_a(\tau) = T_a(\tau - \Delta\tau) + \frac{\Delta\tau}{\rho_a c_a V} \left\{ Q_{\text{sorg. int.}}(\tau) + Q_{\text{imp.}}(\tau) + \sum_{\substack{\text{parete} \\ k}}^n [A h_{oi} (T_{si}(\tau) - T_a(\tau - \Delta\tau))]_k + m_{\text{ventil.}} c_e [T_e(\tau) - T_a(\tau - \Delta\tau)] \right\} \quad [184]$$

Se l'ambiente è **termostattizzato** alla temperatura $T_r = \text{costante}$, allora, essendo:

$$T_a(\tau) = T_a(\tau - \Delta\tau) = T_r \quad [185]$$

si ottiene l'**equazione del carico termico** $Q_{\text{imp}}(\tau)$ in regime dinamico:

$$Q_{\text{imp}}(\tau) = Q_{\text{sorg. int.}}(\tau) + \sum_{\substack{\text{parete} \\ k}} [A h_{oi} (T_{si}(\tau) - T_a(\tau - \Delta\tau))]_k + m_{\text{ventil.}} c_e [T_e(\tau) - T_a(\tau - \Delta\tau)] \quad [186]$$

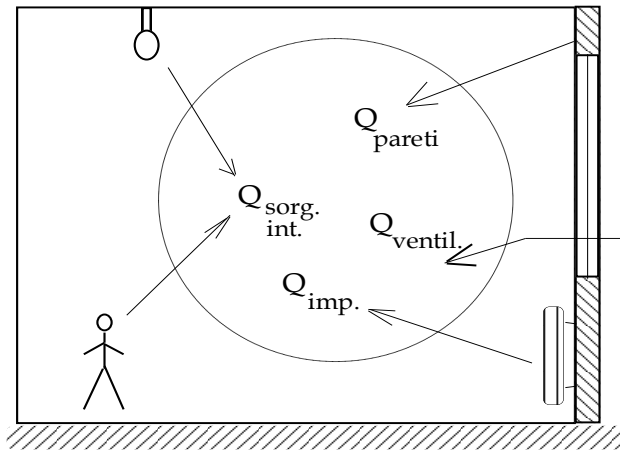


Figura 180: Bilancio energetico per l'aria interna all'ambiente

9.2.3 EFFETTO DELLA VARIABILITÀ DEL CARICO TERMICO CON LE CONDIZIONI ESTERNE

Quanto sin qui descritto consente di risolvere l'equazione [184] unitamente alle equazioni di bilancio delle pareti di ogni ambiente dell'edificio per conoscere le temperature delle pareti e dell'aria interna al variare delle condizioni esterne.

Considerando l'ambiente termostattizzato, cioè dotato di un impianto di climatizzazione controllato che garantisca la costanza della temperatura interna (solitamente pari al valore di comfort ambientale per il periodo stagionale considerato) allora la [186] consente di ottenere il carico termico reale, istante per istante.

Si osservi che la [186] tiene correttamente conto, unitamente a tutte le altre equazioni di parete, dei vari parametri termofisici dell'edificio e della variabilità delle condizioni climatiche esterne. Pertanto questa equazione di bilancio è anche l'equazione di *controllo* che deve essere soddisfatta per avere la temperatura interna costante al valore fissato.

La complessità del problema appena impostato lascia quindi immaginare anche la delicatezza della regolazione impiantistica.

Qualora non si riesca a mantenere costante la temperatura interna allora la Q_{imp} non è più in grado di garantire le condizioni di comfort desiderate.

9.2.4 STUDIO DEL TRANSITORIO TERMICO

Si è visto nel precedente capitolo quanto risulti difficile ottenere la risposta in transitorio termico degli edifici. D'altra parte questa è utile non solo per studi accademici ma anche per applicazioni impiantistiche (specialmente nei nuovi impianti di cogenerazione che saranno discussi nel prosieguo). Si vuole qui fare un breve cenno alle problematiche di simulazione che in parte sono state accennate in precedenza con i codici *BIOCLI* e *DPM* (entrambi alle equazioni di stato).

9.2.5 STRUMENTI PER LA SIMULAZIONE ENERGETICA NEGLI EDIFICI

La progettazione di un moderno edificio richiede oggi una cura e un'attenzione con particolare riguardo al consumo energetico. Già dal 1976 con la L. 373/76 lo Stato ha cercato di introdurre norme cogenti che imponessero al progettista criteri di minimo consumo di energia mediante la verifica di indici globali di disperdimento correlati al rapporto di forma S/V e alle condizioni climatiche esterne. Successivamente tale disposizione di legge è stata sostituita con la L.10/91 (*di cui si parlerà nel prosieguo*), entrata in piena applicazione con il D.M. 412/94, che introduce limitazioni ancora più pressanti della precedente L. 373/76 pervenendo al concetto di *Fabbisogno Energetico Normalizzato* dell'edificio che deve risultare inferiore ad un valore limite che la L.10/91 indica per categorie di edifici e per zone climatiche. Successivamente una serie di decreti hanno modificato il quadro normativo introducendo anche la certificazione energetica degli edifici (D.Lgs. 192/05, D.Lgs. 311/06 e da ultimo il DPR 59/09). Lo studio più approfondito dell'evoluzione temporale delle condizioni microclimatiche di un edificio richiede nozioni più avanzate e conoscenza di modellistica raffinate, essendo l'edificio un sistema certamente complesso, come più volte si è evidenziato. Il progettista che intende controllare le conseguenze di una scelta progettuale dal punto di vista energetico dispone oggi di innumerevoli strumenti, dai più sofisticati che richiedono l'uso di grandi computer, e capaci di un grande rigore e dettaglio, ai più semplici che consentono previsioni veloci e sintetiche (almeno sul lungo termine) tramite l'uso di grafici e tabelle.

9.2.6 STRUMENTI PER L'ANALISI DELLE PRESTAZIONI TERMICHE DEGLI EDIFICI

In questa sezione la seconda parte è intesa a chiarire le problematiche di calcolo recentemente emerse con l'*architettura passiva* (detta anche *bioclimatica*). Ne verranno, pertanto, citati i modelli matematici espressamente sviluppati e sui quali oggi converge un'intensa attività di ricerca sia teorica che sperimentale, principalmente alimentata dal fatto che la fisica degli edifici solarizzati è per molti aspetti diversa da quella degli edifici convenzionali.

L'architettura bioclimatica ha inoltre richiesto un'estensione dei controlli a fattori ed elementi comunemente ignorati in altri contesti e che attengono all'intorno fisico-tecnico dell'edificio nella sua globalità. Gli sforzi attualmente in atto nel mondo, volti alla formulazione di modelli più comprensivi e unitari, il tentativo di includere il "*sistema edificio*" in un sistema più complesso di tipo certamente tecnologico ma anche climatico e territoriale e le direzioni della ricerca che così si delineano saranno oggetto della parte finale in cui si tratta delle ultime tendenze della modellistica fisico-matematica per l'architettura energeticamente consapevole degli anni a venire. Verranno di seguito descritti i metodi matematici utilizzati per l'analisi delle prestazioni termiche degli edifici. Poiché tali prestazioni sono influenzate dal comportamento dinamico dell'edificio al variare delle condizioni climatiche esterne (giorno-notte, stagioni, ...) si rende necessario studiare l'evoluzione termica dell'edificio in regime transitorio; del resto in quest'analisi il regime stazionario rimane una pura idealizzazione, un limite al quale ci si riferisce in calcoli di routine, quali quelli necessari per l'applicazione di leggi e decreti sulla limitazione del consumo energetico.

9.3 REGIME STAZIONARIO E TRANSITORI TERMICI: PROBLEMATICHE GENERALI

In regime stazionario si è portati a trascurare principalmente gli effetti dell'accumulo termico nelle pareti che, a seconda dei casi, potrebbe chiudere il bilancio energetico con risultati non prevedibili dal semplice calcolo normalizzato in regime stazionario. D'altra parte mentre quest'ultimo può essere eseguito rapidamente e con limitate ed elementari⁵⁵ operazioni algebriche, la valutazione del transitorio comporta la risoluzione dell'equazione generale della conduzione di Fourier (1824) che essendo un'equazione differenziale del secondo ordine alle derivate parziali, per di più applicata ad un sistema complesso quale è un edificio, non ammette semplici soluzioni per geometrie che non siano riconducibili a casi semplici e di elevata simmetria.

9.3.1 IL METODO DELL'ANALISI ARMONICA

Tra i primi a dare un'indicazione metodologica rigorosa (oggi nota come metodo dell'analisi armonica) furono Mackey e Wright (1946) i quali proposero per il calcolo dello sfasamento e dell'attenuazione alcune relazioni dedotte dalla soluzione rigorosa della equazione di Fourier in regime periodico stabilizzato e formulate come sviluppi in serie il cui argomento è funzione del prodotto $(k \rho c)^{56}$

⁵⁵ La complessità delle Norme e Leggi nel settore energetico degli edifici impone l'utilizzo di codici di calcolo ormai commercialmente reperibili e che consentono di effettuare una progettazione integrata (verifiche termiche, carichi termici, progetto degli impianti e loro disegno) a partire dal progetto architettonico. In questa sede si vogliono studiare aspetti che tali metodi di calcolo e tali strumenti non consentono di vedere.

⁵⁶ Mackey e Wright definirono i seguenti parametri: $R = \frac{L_j}{\lambda_j}$ con L_j spessore dello strato j .mo e λ_j la sua *conducibilità*

termica. La resistenza termica della parete è data da: $A = \sum_{j=1}^N R_j$ con $j=1$ per lo strato più esterno e $j=N$ per lo strato più interno.

L'*Ammettenza equivalente* è definita da: $B = \frac{1}{A} \sum_{j=2}^N [R_j (\lambda \rho c)_j] + \frac{(\lambda \rho c)_1}{A} (R - 0.1A)$ e per lo sfasamento si ha la

l'espressione: $\varphi_n = \frac{1}{2} \left[\frac{T_o}{\pi} A^2 B \right]^{1/2}$ con $n = \text{armonica } n.ma$ e $T_o = 24/n$ il periodo, per l'attenuazione si ha: $\sigma = e^{\left[-\frac{\pi}{T_o} A^2 B \right]}$.

Con tali formulazioni è stato possibile calcolare sfasamenti e attenuazioni per pareti di diversa tipologia. Qui abbiamo una prima valutazione quantitativa circa l'effetto della posizione dell'isolante. Si vede infatti, per esempio, che una parte realizzata con 10 cm di c.l.s. e 4 cm di lana minerale presenta un fattore di attenuazione di 0,045 se l'isolante è posto sulla faccia esterna della parete e di 0,45, cioè 10 volte superiore, se posto allo interno (si ricordi quanto detto sul posizionamento dell'isolante termico in una parete). In un ciclo periodico completo (24 h) l'onda termica che attraversa il mezzo viene pertanto più energicamente abbattuta se lo isolante è in posizione esterna.

9.3.2 IL METODO DELLE Z-TRASFORMATE

Un metodo che ha goduto di grande favore presso gli ambienti scientifici internazionali è quello delle *Z-Trasformate*. Proposto agli inizi degli anni Settanta da Mitalas e Stephenson è stato accolto dall'*ASHRAE* (*American Society of Heating and Refrigeration and Air Conditioning Engineers*) e utilizzato nel codice *NBSLD* oggi in uso presso il *DOE* (*Department Of Energy*) degli Stati Uniti.

Esso è penetrato anche in Italia dove, per conto del CNR nell'ambito del Progetto Finalizzato Energetica, è stato sviluppato il codice *MORE* sulla base dello stesso algoritmo.

La particolarità di questo approccio consiste nella integrazione delle equazioni differenziali per la trasmissione del calore nel discreto anziché nel continuo. In altri termini se le condizioni al contorno (temperatura e flussi in ingresso) sono note non come funzioni continue ma ad intervalli temporali discreti (per es. di un'ora), l'equazione differenziale può essere integrata con una particolare procedura (quella appunto delle *Z-Trasformate*) che equivale al metodo delle trasformate di Laplace nel continuo.

Dato pertanto un qualunque componente edilizio (opaco o trasparente) e definirne le condizioni al contorno, i flussi termici che attraversano lo strato limite (esterno ed interno) sono dati da espressioni del tipo:

$$\begin{aligned}\varphi_e &= \frac{D(z)}{B(z)} T_e(z) - \frac{1}{B(z)} T_i(z) \\ \varphi_i &= \frac{1}{B(z)} T_e(z) - \frac{A(z)}{B(z)} T_i(z)\end{aligned}$$

I flussi termici risultano, dunque, funzione della temperatura T sulle rispettive facce del componente e di opportune funzioni dell'operatore z [$A(z)$, $B(z)$, $D(z)$] dette *funzioni di trasferimento* del componente. Si può dimostrare che antitrasformando rispetto a z (per riportare le funzioni nel dominio "tempo"), si ottengono funzioni del tipo:

$$\varphi_t = \sum_{j=0}^{N_b} b_j T_{e,t-\Delta t} - T_r \sum_{j=0}^{N_c} c_j \cdot \sum_{j=1}^{N_d} d_j \varphi_{i,t-(j-1)\Delta t}$$

dove il flusso in ogni istante risulta funzione del valore assunto in 1,2,3... n istanti precedenti; della temperatura sulla faccia interna, considerata anch'essa in 1,2,3, ... n istanti precedenti; della temperatura interna di riferimento T_r (supposta costante) e di opportuni coefficienti ($b_1, b_2, b_3, \dots, c_1, c_2, c_3, \dots, d_1, d_2, d_3, \dots$) dei quali si possono evidentemente dare formule esplicite. Qui basti ricordare che essi sono indipendenti dalle sollecitazioni esterne agenti sul componente e dipendono solamente dalle sue caratteristiche termofisiche e geometriche.

Calcolare questi è dunque possibile una volta definito il tipo di manufatto, i suoi materiali e la geometria. E ciò preliminarmente a ogni valutazione di transitorio termico. Il che è stato fatto con

un programma di calcolo su un vastissimo repertorio di componenti edilizi di uso corrente e che ha dato luogo a una grande banca dati, oggi pubblicata anche in Italia⁵⁷.

Tali coefficienti esprimono dunque la risposta termica del mezzo ad una sollecitazione esterna unitaria (sono denominati infatti "*Thermal Response Factors*") e rappresentano, pertanto, la "*funzione di trasferimento*"⁵⁸ del sistema che traduce in carico termico ambiente il guadagno energetico del componente.

La simulazione del transitorio termico di una parete viene in pratica eseguita utilizzando tali coefficienti in semplici formule che consistono essenzialmente di sviluppi in serie temporali, dove ciascuno di essi, secondo il proprio numero d'ordine, (1,2,3, ..., n), va a premoltiplicare il valore istantaneo della temperatura o del flusso termico di 1,2,3, ...,n istanti precedenti. Essi vengono allora ad assumere la funzione di "*fattori di importanza*" (*weighting Factor*) in quanto attribuiscono un diverso "*peso*" a ciascuno degli stati antecedenti, portando così, nella valutazione dello stato attuale del sistema, gli effetti della sua "*storia*" precedente⁴¹.

Alla rigidità dell'approccio e alla semplicità dell'algoritmo, tuttavia, fa contrasto l'esigenza di una (relativamente) vasta dotazione di memoria del calcolatore per l'allocazione e la gestione della grande banca dati. E' questo uno dei motivi per cui i codici di calcolo fondati su questo metodo, vengono di norma implementati su grandi computer, anche se oggi i personal computer hanno potenze di elaborazione paragonabili o anche superiore dei mini computer utilizzati trent'anni fa, quando il metodo delle *Z-Trasformate* venne proposto.

Esistono già diversi programmi commerciali che, ad esempio, utilizzano il metodo delle *Funzioni di Trasferimento* per il calcolo dei carichi termici estivi negli edifici.

A titolo di esempio accenniamo alla procedura di calcolo per valutare il flusso termico trasmesso da una parete che separa l'ambiente interno a $T_r = 24^\circ\text{C}$ dall'esterno dove le temperature evolvono secondo quanto indicato in Tabella 77:

Temperature aria-sole per la parete in esame

Ora	1	2	3	4	
Temperatura ($^\circ\text{C}$)		24.4	24.4	23.8	23.3....
ora	22	23	24		
Temperatura ($^\circ\text{C}$)		27.2	26.1	25	

Tabella 77: Evoluzione della temperatura

Coefficienti di risposta termica

- $b_0 = 0.00312$ $d_0 = 1$
- $b_1 = 0.04173$ $d_1 = -0.9442$
- $b_2 = 0.02736$ $d_2 = 0.05025$
- $b_3 = 0.00119$ $d_3 = 0.00008$
- $\Sigma c_n = 0.0734$

Tabella 78: Coefficienti di risposta termica

Si può avviare il calcolo assumendo che il calore inizialmente trasmesso sia nullo, certi che l'effetto ditale ipotesi si estinguerà nell'arco di 24 ore.

⁵⁷ Vedi *Repertorio delle caratteristiche termofisiche dei componenti edilizi opachi e trasparenti*, Ed. PEG, Sottoprogetto RERE-PFE, CNR Roma 1982

⁵⁸ La *Funzione di Trasferimento* di un sistema, sollecitato da una funzione di eccitazione in ingresso, è data dal rapporto, per ogni frequenza, fra l'uscita e lo stesso ingresso: $H(\omega) = \frac{U(\omega)}{I(\omega)}$. Analoga definizione si può fare nel piano della variabile

complessa z ottenendo: $H(z) = \frac{U(z)}{I(z)}$.

Sviluppando la formula riportata in precedenza, il calcolo del flusso termico trasmesso in ogni istante t è immediato:

$$q_t = b_o T_{e,t} + b_1 T_{e,t-\Delta t} + b_2 T_{e,t-2\Delta t} + b_3 T_{e,t-3\Delta t} - T_r \sum c_n - (d_1 q_{e,t} + d_2 q_{e,t-\Delta t} + d_3 q_{e,t-2\Delta t})$$

Pertanto, sostituendo i valori della Tabella 78, otteniamo:

$$q_1 = 0.00312(24.4) + 0.04173(25) + 0.0273(26.1) + 0.00119(27.2) - 23.88(0.0734) (-0.9442(0) + 0.0502(0) - 0.00008(0)) = 0.1131 \text{ W/m}^2.$$

$$q_2 = 0.00312(24.4) + 0.04173(24.4) + 0.02736(25) + 0.00119(26.1) - 23.88(0.0734) + (-0.9442(0.1131) + 0.01(0) - 0.00008(0)) = 0.1628 \text{ W/m}^2$$

etc.

9.3.3 I METODI SEMPLIFICATI

I metodi semplificati nascono ora da riduzioni ed approssimazioni dei metodi rigorosi ora da approcci specifici ed originali appositamente formulati. Alla prima categoria appartengono quei metodi che si fondano sull'uso di semplici correlazioni tra variabili (spesso adimensionali) ricavate attraverso innumerevoli simulazioni al calcolatore con i modelli rigorosi.

In altri termini si costruiscono preventivamente una coppia o una terna di variabili e che spesso rivestono un particolare significato fisico. Si esegue con un codice sofisticato una serie di simulazioni estesa ad un vasto campo di tipologie edilizie, destinazione d'uso dell'edificio, località climatiche, categorie di materiali etc., e si ricavano le correlazioni che legano tra loro tali variabili.

Il risultato di questa operazione viene di solito presentato in forma di diagrammi e/o tabelle che, a meno di qualche calcolo parziale o preliminare sono di rapido e facile impiego.

Presso l'Università di Padova è stato, per esempio, sviluppato un metodo di questo tipo le cui correlazioni sono state ricavate tramite il codice americano *NBSL*. Questo metodo, in particolare, sebbene utilizzi nei calcoli formule tipiche dello stato stazionario, consente, proprio tramite le suddette correlazioni, la presa in conto degli effetti della massa sulle prestazioni globali dell'edificio. Il metodo si è poi esteso anche in altri domini. Grande diffusione hanno avuto per es. il metodo *F-chart* (riduzione del programma *TRNSYS*) per i sistemi solari attivi a collettori piani ed il metodo *LANL* (*Los Alamos National Laboratories*) ricavato dal codice *PASOLE* per i sistemi solari passivi. In ogni caso questi metodi fanno uso di dati meteorologici sintetici (per es. valori medi mensili di temperatura, radiazione solare, contributi di sorgenti interne etc.) e non possono tener conto di fattori contingenti od accidentali (ombre portate, effetti del vento, interazioni tra ambienti adiacenti) se non in forma approssimata ed arbitraria, affidata al giudizio dell'operatore.

Un metodo che consente una maggiore precisione nella valutazione dei fabbisogni termici è il cosiddetto "*Bin-method*" che utilizza i dati meteorologici disaggregati secondo le ricorrenze (o frequenze) orarie (medie mensili od annuali) della temperatura esterna e dell'umidità relativa. Più precisamente l'intero campo nel quale varia la temperatura esterna di una data località viene suddiviso in intervalli di 5°C (detti *bin*). Apposite tabelle ottenute dalla elaborazione dei dati climatici, forniscono poi il numero di ore in cui ogni dato intervallo di temperatura ricorre e la umidità relativa associata.

Utilizzando a questo punto le semplici formule della trasmissione del calore (in regime stazionario) è possibile valutare l'aliquota di energia dispersa ed estendendo la procedura a tutti gli intervalli, risalire al fabbisogno energetico medio mensile od annuale del modulo abitativo o dell'intero edificio. Sul "*Bin-method*", tuttavia, pesa in misura anche maggiore che sugli altri, la natura ripetitiva della procedura di calcolo. Inoltre, a differenza del metodo precedente (il metodo di Padova), non consente valutazione alcuna degli effetti della massa.

Per contro fa un uso più appropriato dei dati climatici, e come tale ha trovato vasto impiego nell'analisi dei sistemi ad energia solare ed a pompa di calore, data l'elevata sensitività di questi alle condizioni esterne (30).

Merita infine di essere citato, se non altro per l'importante concetto che sottende, il "*metodo dei gradi giorno*", usato per valutazioni sommarie e di prima approssimazione del carico termico invernale. La somma del prodotto tra la differenza di temperatura interna-esterna per il numero di giorni in cui tale differenza si verifica fornisce i *Gradi - Giorno* di quella località. La sommatoria si estende a tutto quel periodo in cui la temperatura esterna media mensile si mantiene inferiore ai 12 °C. Tali estremi definiscono pertanto la stagione di riscaldamento. La temperatura interna di riferimento è assunta (a seconda degli stati nazionali) pari a 19°C o 18°C, comunque minore di 20 °C, per tenere conto di eventuali sorgenti gratuite di calore (luci, persone, etc.) e del guadagno solare.

A questo proposito si ricorda che l'Italia è suddivisa in cinque regioni climatiche (zone A, B, C, D ed E) in funzione dei *gradi-giorno* delle rispettive località (vedi allegati alla legge 10/91 e del DPR 412/94). I gradi giorno esprimono quindi quanto una località sia fredda o temperata e sono per ciò stesso un indice dei disperdimenti termici di un edificio ivi ubicato, e quindi dei suoi consumi energetici. Infatti, il fabbisogno termico per trasmissione attraverso le pareti, dell'intera stagione invernale è per esempio calcolabile dalla formula:

$$Q_d = GG \cdot \bar{K} \cdot S \cdot H$$

ove si ha:

- GG = *Gradi-Giorno della località*
- K = *Trasmittanza media dell'edificio (W/(m²K));*
- S = *Superficie disperdente (m²);*
- H = *Ore al giorno di riscaldamento.*

ed il consumo di combustibile dalla formula:

$$C = \frac{Q_d + Q_v}{E_c \eta_c}$$

essendo:

- Q_v = *Fabbisogno termico per infiltrazione (W);*
- Q_c = *Potere calorifico inferiore del combustibile (kJ/kg);*
- η_c = *Rendimento energetico della caldaia.*

9.3.4 OSSERVAZIONI SUI GRANDI CODICI DI CALCOLO

Quello che è stato appena tracciato è solo un quadro essenziale dei temi e delle problematiche connesse con il problema del controllo energetico della progettazione. Un quadro che si dilaterrebbe parecchio se ai metodi fondamentali, ciascuno con la propria connotazione di originalità e per ciò stesso, nella loro sostanza piuttosto ben distinti l'uno dall'altro, si aggiungessero tutte le soluzioni intermedie e gli intelligenti compromessi tra rigore e semplicità di calcolo che l'ingegno umano e la recente ricerca hanno prodotto a tutt'oggi.

A titolo di ragionevole conclusione si potrebbe dunque affermare che mentre i metodi semplificati andrebbero usati per un primo veloce controllo delle scelte iniziali, i metodi rigorosi dovrebbero servire per illuminare angoli di dubbio, punti di concorrenza tra effetti contrastanti, nelle fasi più avanzate della progettazione. L'analisi di sensitività infine dovrebbe essere invocata nelle fasi della limatura finale del progetto, al momento della ottimizzazione, sebbene la misura, almeno per ordini di grandezza, della sensitività di un parametro rispetto ad un altro dovrebbe

essere sempre viva nella mente del tecnico, guidandolo quasi istintivamente alle scelte più opportune in qualunque fase del progetto.

In ogni caso il "grado di risoluzione" conseguito nella descrizione del fenomeno ed il rigore concettuale apprestato dal modello matematico a nulla valgono se alcune grandezze fondamentali quali i parametri termofisici (conducibilità, trasmittanza, calori specifici etc.) e climatici (radiazione solare, temperature esterne etc.), sono affetti, come di fatto accade, da grande incertezza. D'altra parte recenti studi hanno accertato che la simulazione di un determinato edificio eseguita con codici diversi può dar luogo a risultati sensibilmente diversi tra loro.

Il grado di affidabilità dei metodi sopra descritti e dei relativi codici dovrebbe essere allora controllato attraverso il riscontro sperimentale. Accade però che rispetto alla molteplicità ed alla complessità delle situazioni e dei casi che si possono indagare, la validazione sperimentale di un grande codice presenta il seguente dilemma: condurre l'osservazione su apparati di prova che tendano ad isolare un fenomeno, a circoscriverne un aspetto particolare sul quale verificare la sensibilità del codice, perdendo così di vista la prestazione generale del sistema. Oppure nel tentativo di valutarne quest'ultima, sul medio e breve termine (per es. un mese od una sequenza di giorni, rinunciare a controllarne la capacità di analisi sul dettaglio.

Dal momento allora che non è di solito fattibile esaurire le molteplici possibilità di un codice, una validazione sperimentale completa risulta cosa difficile in misura pari alla versatilità del codice stesso. Ma del resto, se anche si disponesse di programmi perfettamente convalidati e grandezze fondamentali di calcolo esattamente note, almeno due altri aspetti introducono ancora un sostanziale elemento aleatorio nella descrizione del sistema: si pensi a taluni fattori accidentali (condizioni climatiche, comportamento dell'utente etc.) e, soprattutto, alla categoria della sensazione fisica del benessere termico o comfort ambientale, alla quale va in ultima analisi commisurato l'esito della progettazione energetica dell'edificio e che, nonostante gli sforzi fatti per quantificarla e oggettivarla, rientra pur sempre nella sfera del soggettivo.

Nonostante tuttavia questa dimensione di incertezza, del resto insita in ogni umana descrizione della natura, e nonostante la sfuggente definizione del benessere termico come categoria mentale, i metodi che abbiamo descritto - sofisticati o no - restano pur sempre un potente mezzo di conoscenza e di previsione che ci mettono al riparo da ciò che è il "comportamento contro intuitivo dei sistemi complessi" (e per quanto visto finora si ribadisce che un edificio nei suoi aspetti termodinamici è un sistema complesso).

Non ultimo con l'ausilio di questi strumenti si potranno ancora migliorare le condizioni ambientali dell'Uomo. Ciò è vero in senso stretto, in quanto con un più efficace controllo del microclima locale miglioreranno il benessere e (si spera!) l'efficienza degli occupanti; e in senso largo, poiché ogni migliore controllo del microclima locale contribuisce a ridurre gli sprechi e i guasti ambientali.

9.4 CODICI DI SIMULAZIONE DISPONIBILI

La valutazione della risposta in transitorio termico degli edifici risulta piuttosto complessa a causa del gran numero di variabili e di equazioni differenziali che ne derivano. Oggi abbiamo la possibilità di utilizzare i computer e pertanto si sono resi disponibili diversi programmi commerciali che permettono di ottenere la simulazione completa dell'evoluzione dinamica degli edifici. Si tratta quasi sempre di software proprietario e costoso ma esistono alcune eccezioni, per fortuna, anche di buon livello. Ad esempio il DOE (*Department Of Energy*) degli USA produce una notevole quantità di software utilizzato, in special modo, per la simulazione dinamica degli edifici, per la progettazione avanzata degli impianti e per ricerca scientifica. Il programma forse più noto è il **DOE-2** che utilizza il metodo delle impedenze per calcolare la risposta dinamica di edifici comunque complessi. Questo

software (venduto con licenze variabili da 500 a 4000 \$) ha anche la possibilità di simulare l'interazione edificio – impianto, cioè consente di ottenere la risposta in transitorio non solo per l'evoluzione propria dell'edificio ma anche con l'inserimenti di impianti di vario tipo (ventilazione, riscaldamento, condizionamento, ...). Lo stesso DOE pubblica anche numerosi pacchetti software con licenza gratuita. Si tratta di software di ottimo livello che richiede una registrazione per ottenere la licenza gratuita. Uno di questi pacchetti è **ENERGY PLUS** che fra l'altro utilizza il core di calcolo di **DOE-2**. Questo software è anche disponibile in formato sorgente (prevalentemente **FORTRAN**) con un costo aggiuntivo di 500 \$.

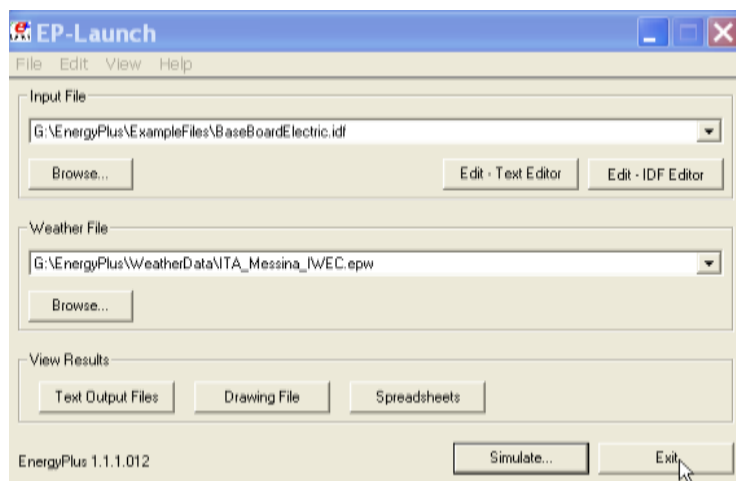
ENERGY PLUS è essenzialmente costituito, sulla falsariga dei grandi codici di calcolo, da tre blocchi fondamentali denominati:

- *Pre processor: si tratta del software che consente di inserire i dati di input;*
- *Processor: è il cuore del pacchetto ed è preposto ad effettuare i calcoli veri e propri;*
- *Post processor: è il software che consente di stampare i risultati di calcolo.*

Purtroppo il pre e il post processor forniti con **ENERGY PLUS** sono piuttosto limitati e richiedono un notevole sforzo sia per l'input dei dati che per l'interpretazione dei dati finali.

Questa scelta non è casuale poiché il DOE si è prefisso di fornire solamente il processor, cioè la parte di calcolo vera e propria, lasciando agli utenti o a Terze Parti (cioè ad altri produttori di software) il compito di gestire l'input e l'output dei dati. Tuttavia il package è corredato da un buon numero di manuali tecnici che descrivono minuziosamente sia le routine di calcolo che la forme tabellare dell'input e dell'output.

Ad esempio, in figura seguente si ha la finestra di avvio del programma **ENERGY PLUS** con la selezione del progetto e del clima. Si osservi come l'input dei dati è affidato a due tipi di Editor semplici uno di tipo **TEXT** e il secondo specializzato (**IDF Editor**). Il primo, editor in formato *txt*, è un normale editor testuale, ad esempio il Blocco Note di Windows, che richiama il file di input (*BaseBoardElectric.idf* nell'esempio considerato) e consente all'Utente di scrivere e/o modificare i campi del file come si desidera. Naturalmente ciò richiede una perfetta conoscenza del formato dei campi del file di input (ed è disponibile un buon manuale per questo!) e dei nomi da utilizzare per referenziarli.



Si tratta di un lavoro piuttosto complesso e decisamente esposto all'errore da parte di chi deve inserire i dati. LA cosa si complica molto quanto più grande ed articolato è l'edificio da simulare.



```

f BaseBoardElectric.idf - Blocco note
File Modifica Formato Visualizza
BaseBoardElectric.idf
Basic file description: test of convective electric baseboard model
Run: 2 design days.
Building: Fictional 3 zone building with interzone partitions connecting all zones together.
No ground contact (all floors are "partitions"). Roofs exposed to outdoor environment.
There is one single pane window.
Internal: People, equipment, and lighting all at approximately "normal" levels and schedules.
System: 3 zone terminal reheat system using a single air loop. Controlled about like the old
BLAST "NWS2" control profile. Heating up to 20 C during occupied hours, 15 C otherwise.
Cooling to 24 C while occupied, 30 C otherwise. Fans and coils scheduled to be unavailable
during unoccupied hours. Cooling coil off all winter. Reheat coil on all year.
System configuration is very basic--air loop has a fan and cooling coil, each zone lag has
nothing more than a reheat coil.
Plant: Heating loop served by purchased heating. Cooling loop served by two different types of
chillers and purchased cooling. Priority based controls determine which piece of equipment
tries to meet the load.
solDis=FullInteriorAndExterior, Aniso, Detailed Interior and Exterior Convection

Version,
1.1.1; !- version identifier

TIMESTEP IN HOUR,
6; !- Time Step in Hour

ZONE VOLUME CAPACITANCE MULTIPLIER,
1.0; !- Capacitance Multiplier

BUILDING,
NONE, !- Building Name
0.000000E+00, !- North Axis {deg}
Suburbs, !- Terrain
3.999999E-02, !- Loads Convergence Tolerance value {W}
0.400000, !- Temperature Convergence Tolerance value {deltaC}
FullInteriorAndExterior, !- Solar Distribution
25; !- Maximum Number of Warmup Days

SOLUTION ALGORITHM,
CTF; !- SolutionAlgo

INSIDE CONVECTION ALGORITHM,
Detailed; !- InsideConvectionValue

OUTSIDE CONVECTION ALGORITHM,
Detailed; !- OutsideConvectionValue

Location,
Chanute AFB IL, !- LocationName
40.300, !- Latitude {deg}
-89.130, !- Longitude {deg}
-6.0, !- Timezone {hr}
229.51; !- Elevation {m}

DesignDay,
CHANUTE AFB ILLINOIS SUMMER, !- DesignDayName
32.77778, !- Maximum Dry-Bulb Temperature {C}
12.77778, !- Daily Temperature Range {deltaC}
22.77778, !- Humidity Indicating Temperature at Max Temp {C}
99433.54, !- Barometric Pressure {Pa}
3.807968, !- Wind Speed {m/s}
213.0000, !- Wind direction {deg}
0.980000, !- Sky Clearness
0, !- Rain Indicator

```

Figura 181: Editor Txt di Energy Plus- Parte iniziale

Purtroppo questa impostazione dell'input deriva dall'utilizzo del Fortran come linguaggio di programmazione. Questo linguaggio usava, nei vecchi calcolatori, le schede elettroniche nelle quali, mediante una apposita macchina punzonatrice, si digitavano i dati in righe di 80 caratteri utilizzando la codifica ASCII o EDCB (dell'IBM) per ciascun carattere.

Le routine di input di questo linguaggio ancora oggi usa i comandi READ o WRITE specificando un FORMAT orientato alle righe da 80 colonne. Oggi non utilizziamo più le schede magnetiche ma possiamo scrivere direttamente i dati con un normale editor di testi. Pur tuttavia il formato dei dati è ancora obbligato dalle regole di lettura del Fortran e questo spiega (almeno parzialmente) il perché si usa il pre processor. In Figura 181 si ha la visualizzazione, con Blocco Note di Windows ma si può usare qualunque editor di testi si desideri, del file di input *BaseBoardElectric.idf* dell'esempio considerato. Si osservi come si utilizzino le convenzioni del Fortran per delimitare i commenti e le parole chiave (*TIMESTEP*, *BUILDING*, *SOLUTION ALGORITHM*, *INSIDE CONVECTION ALGORITHM*, ...) i campi numerici di input. Il secondo Editor (*denominato IDF Editor*) è ancora un editor testuale ma ha una logica interna che lo porta a conoscere già i formati necessari, le parole chiavi e tutto quant'altro necessario per la preparazione del file di input.

In Figura 183 si ha la finestra di avvio di questo editor ed è possibile osservare diverse finestre che vengono attivate non appena si seleziona un campo da editare, come indicato dalla Figura 183 alla Figura 186.



```

C BaseBoardElectric.audit - Blocco note
File  Modify  Format  View/Tools
Processing Input Data File (in.idf) -- Start
1 | Basic File description: test of convective electric baseboard model
2 | Run: 2 design days.
3 | Building: Fictional 3 zone building with interzone partitions connecting all zones together.
4 | No ground contact (all floors are "partitions"). Roofs exposed to outdoor environment.
5 | There is one single pane window.
6 | Internal: People, equipment, and lighting all at approximately "normal" levels and schedules.
7 | System: 3 zone terminal reheat system using a single air loop, controlled about like the old
8 | BLAST "NWS2" control profile. Heating up to 20 C during occupied hours, 15 C otherwise.
9 | Cooling to 24 C while occupied, 30 C otherwise. Fans and coils scheduled to be unavailable
10 | during unoccupied hours. Cooling coil off all winter. Reheat coil on all year.
11 | System configuration is very basic--air loop has a fan and cooling coil, each zone leg has
12 | nothing more than a reheat coil.
13 | Plant: Heating loop served by purchased heating. Cooling loop served by two different types of
14 | chillers and purchased cooling. Priority based controls determine which piece of equipment
15 | tries to meet the load.
16 | solDis=FullInteriorAndExterior, Aniso, Detailed Interior and Exterior convection
17
18 | Version,
19 | 1.1.1; !- Version Identifier
20
21 | TIMESTEP IN HOUR,
22 | 6; !- Time Step in Hour
23
24 | ZONE VOLUME CAPACITANCE MULTIPLIER,
25 | 1.0; !- Capacitance Multiplier
26
27 | BUILDING,
28 | NONE, !- Building Name
29 | 0.0000000E+00, !- North Axis (deg)
30 | Suburbs, !- Terrain
31 | 3.9999999E-02, !- Loads Convergence Tolerance value (w)
32 | 0.4000000, !- Temperature Convergence Tolerance value {deltaC}
33 | FullInteriorAndExterior, !- Solar distribution
34 | 25; !- Maximum Number of Warmup Days
35
36 | SOLUTION ALGORITHM,
37 | CTF; !- SolutionAlgo
38
39 | INSIDE CONVECTION ALGORITHM,
40 | Detailed; !- InsideConvectionvalue
41
42 | OUTSIDE CONVECTION ALGORITHM,
43 | Detailed; !- OutsideConvectionvalue
44
45 | Location,
46 | Chanute AFB IL, !- LocationName
47 | 40.300, !- Latitude (deg)
48 | -88.130, !- Longitude (deg)
49 | -6.0, !- TimeZone (hr)
50 | 229.51; !- Elevation (m)
51
52 | DesignDay,
53 | CHANUTE AFB ILLINOIS SUMMER, !- DesignDayName
54 | 32.77778, !- Maximum Dry-Bulb Temperature {C}
55 | 12.77778, !- Daily Temperature Range {deltaC}
56 | 22.77778, !- Humidity Indicating Temperature at Max Temp {C}
57 | 99433.54, !- Barometric Pressure {Pa}
58 | 3.807968, !- Wind Speed (m/s)
59 | 213.0000, !- Wind Direction {deg}
60 | 0.9800000, !- Sky Clearness
61 | 0, !- Rain Indicator

```

Figura 182: File di input come visto dal pre-processor

Il pre processor legge questo file opportunamente scritto, ne verifica la congruità (geometrica e di calcolo) cioè controlla la presenza dei campi necessari al calcolo, il loro formato e la reciproca congruenza (vedi Figura 182) e alla fine, dopo avere scritto un file di LOG degli errori (vedi Figura 187), lancia il Processor vero e proprio.

Il processor visualizza una finestra nella quale, in rapida successione, stampa alcune righe in formato testo per indicare quanto sta facendo. Dopo qualche secondo (l'intervallo di tempo dipende dalla complessità del calcolo) si ritorna alla finestra di controllo nella quale si ha la possibilità di vedere uno sketch dell'edificio (Energy Plus genera un file *dxg* che viene automaticamente passato ad AutoCAD®), come indicato in Figura 191.

Si ha poi la possibilità di visualizzare i dati di calcolo sia in formato testo, vedi Figura 193, che in formato EXCEL, vedi Figura 192.

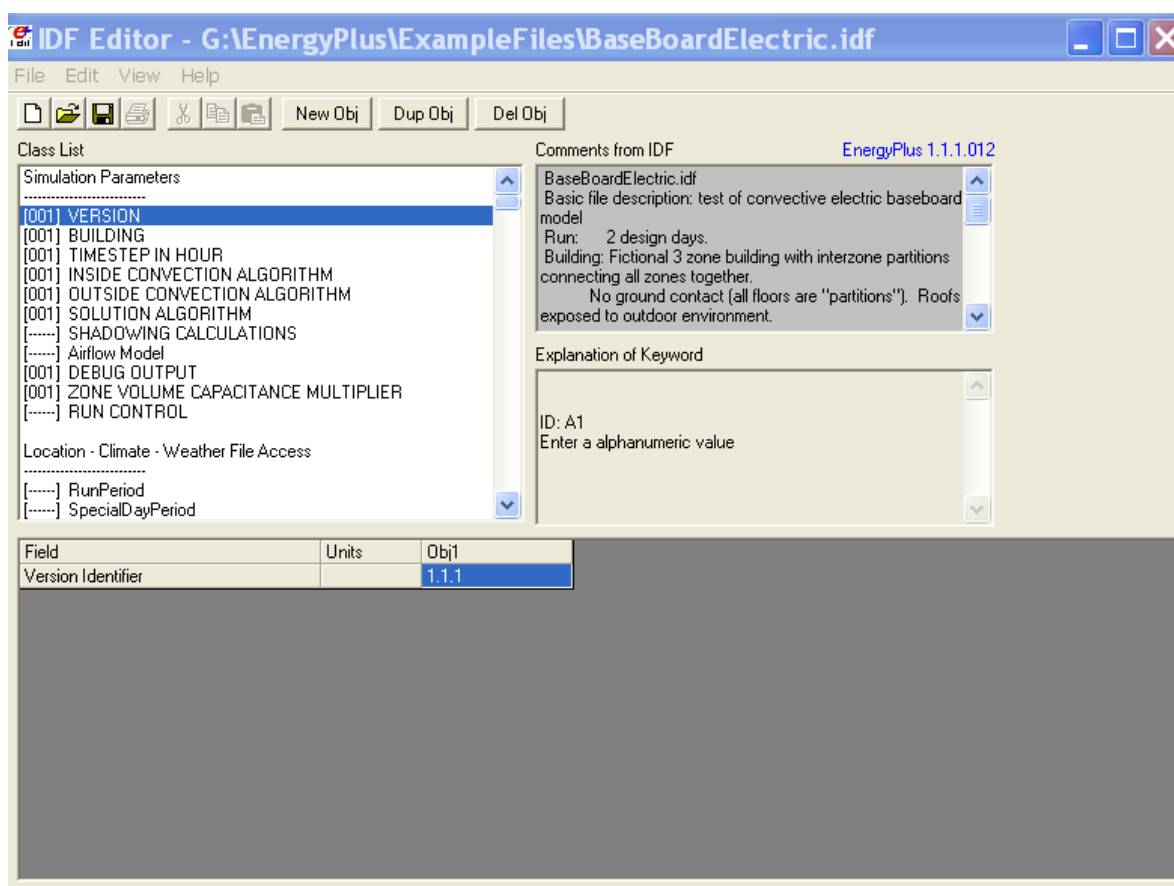


Figura 183: Finestra con editor IDF di Energy Plus

Come si può vedere la visualizzazione dei dati e la loro interpretazione non è agevole. Essa risulta completa dal punto di vista calcolistica ma estremamente dispersiva soprattutto se si considera l'enorme quantità di dati ottenuti dal programma.

Questo spiega perché si rende opportuno utilizzare un software più *user friendly* sia per le fasi di input che per quelle di output.

Stanno per essere posti in commercio alcuni package (non più gratuiti, però) che forniscono un notevole ausilio sia per l'input che per l'interpretazione dell'output. Uno di questi software è DESIGNBUILDER® e che fornisce una interfaccia molto intuitiva e visuale di tutte le fasi sia di input che di output. Se ne presentano qui alcuni esempi di uso giusto per chiarire quanto sopra detto.

Si può osservare dalla Figura 194 in poi come l'input venga guidato da finestre grafiche per il disegno (si osservi la Figura 193 per un'idea della bontà dell'input), per la selezione dei componenti e dei materiali. Il programma fa largo uso di data base interni per cui la selezione dei materiali è totalmente grafica.

Costruita la struttura si passa a selezionare le ipotesi di carico e la situazione degli impianti, come illustrato in Figura 197 fino alla Figura 204.

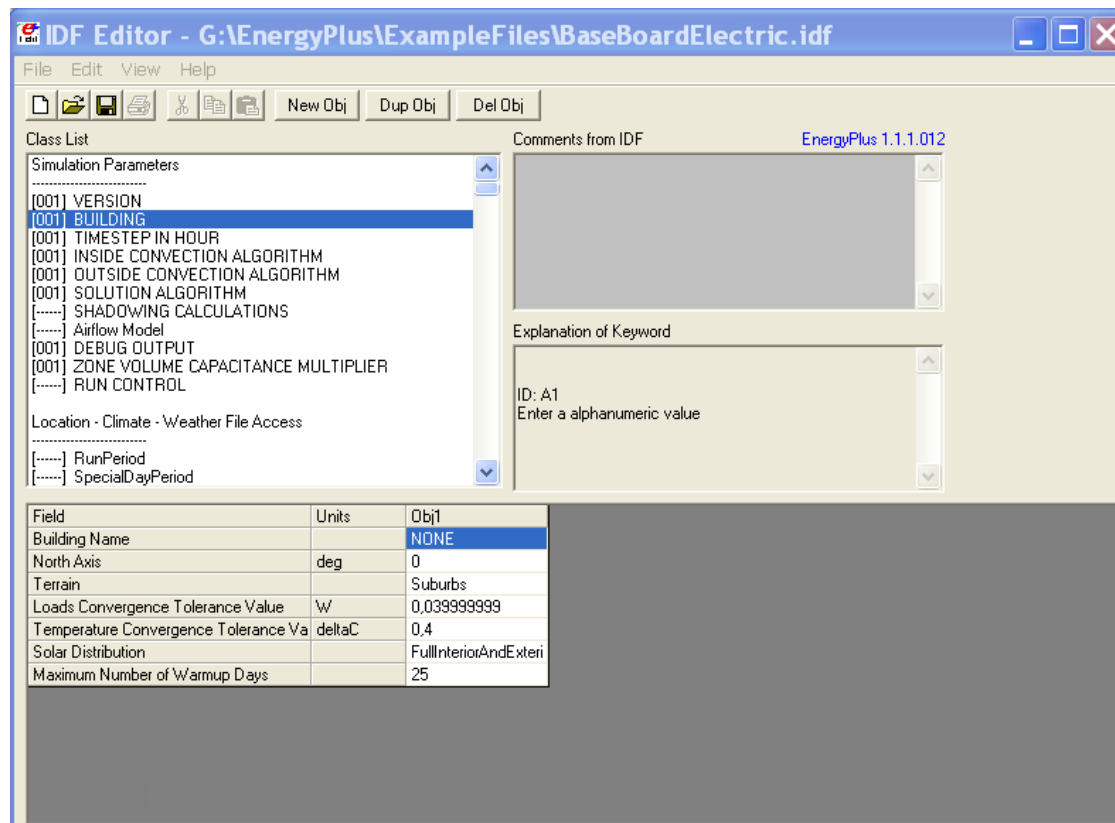


Figura 184: Editor IDF con visualizzazione della finestra BUILDING

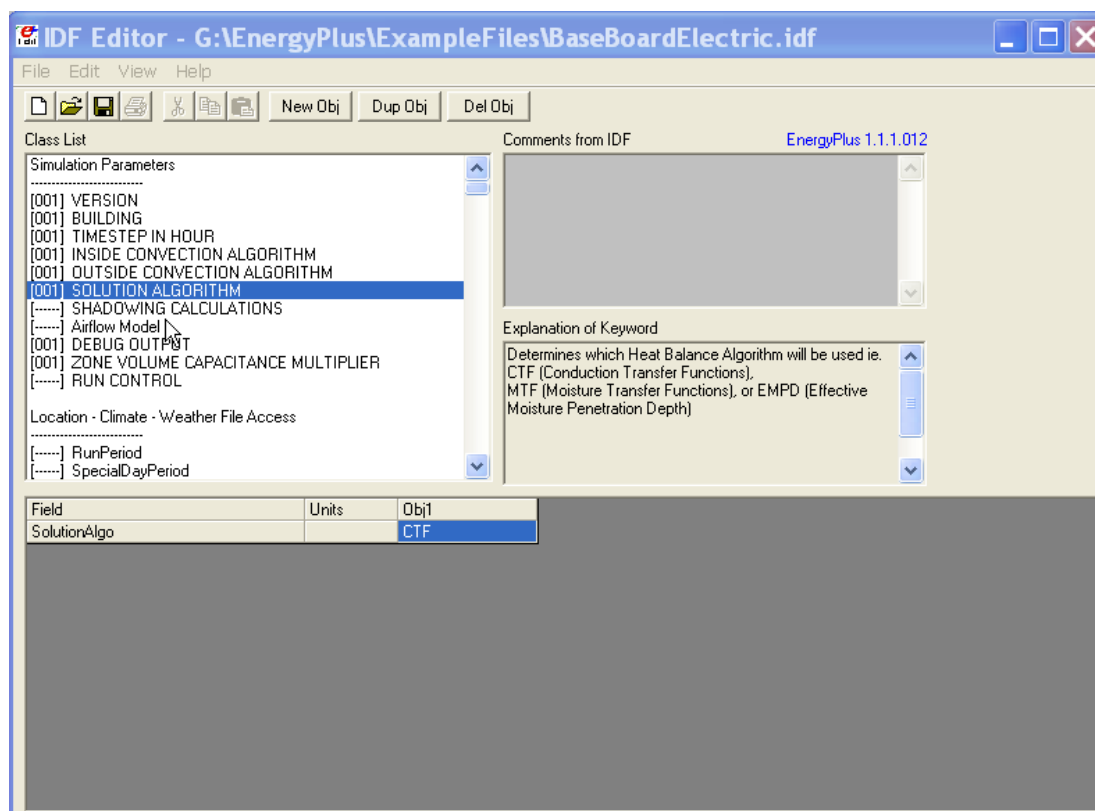


Figura 185: Editor IDF con la finestra di selezione dell'algoritmo di risoluzione

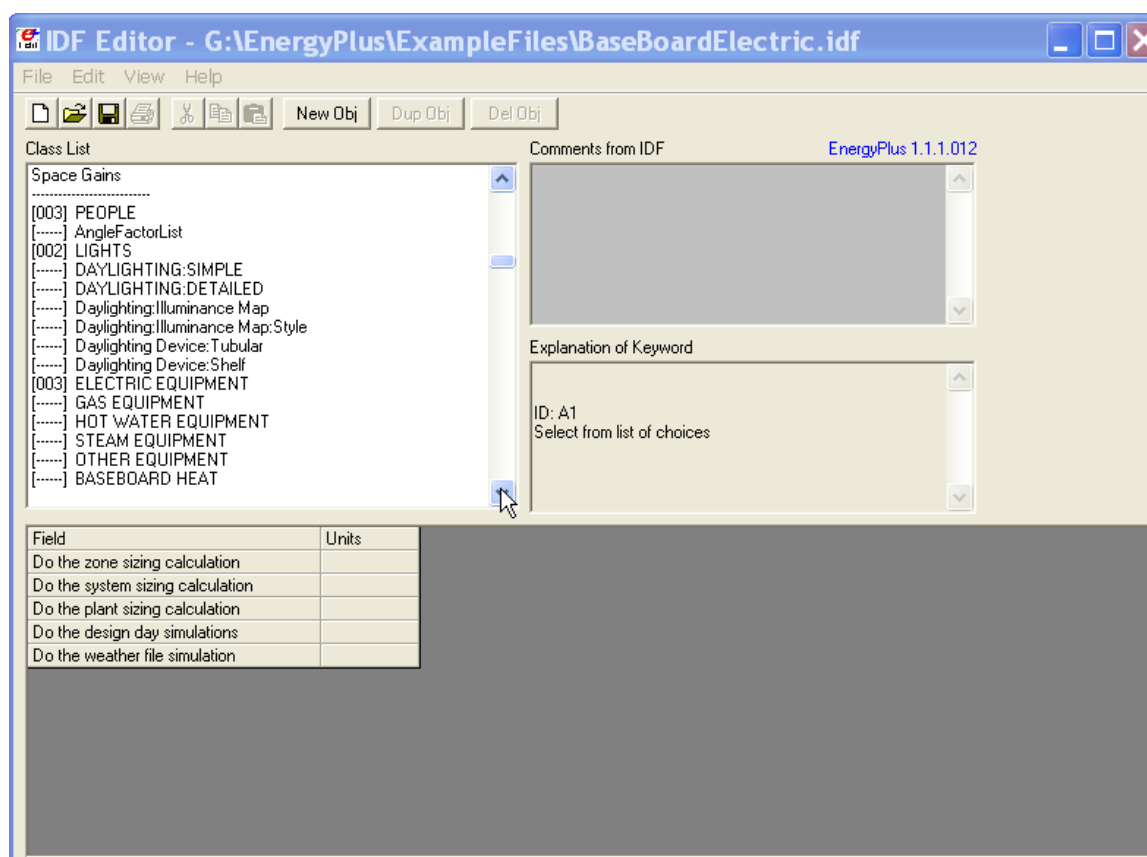


Figura 186: Editor IDF con visualizzazione dei dati PEOPLE

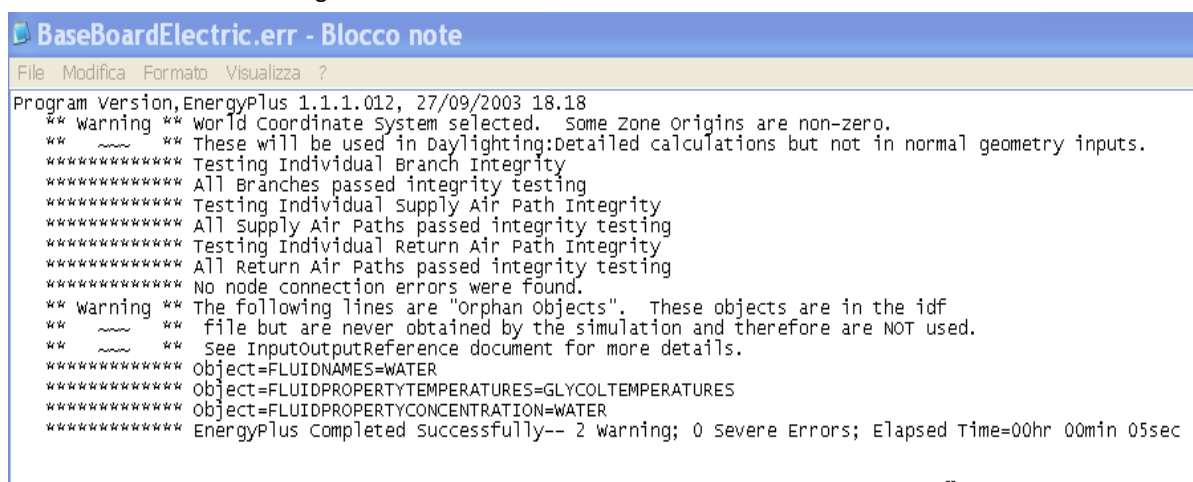
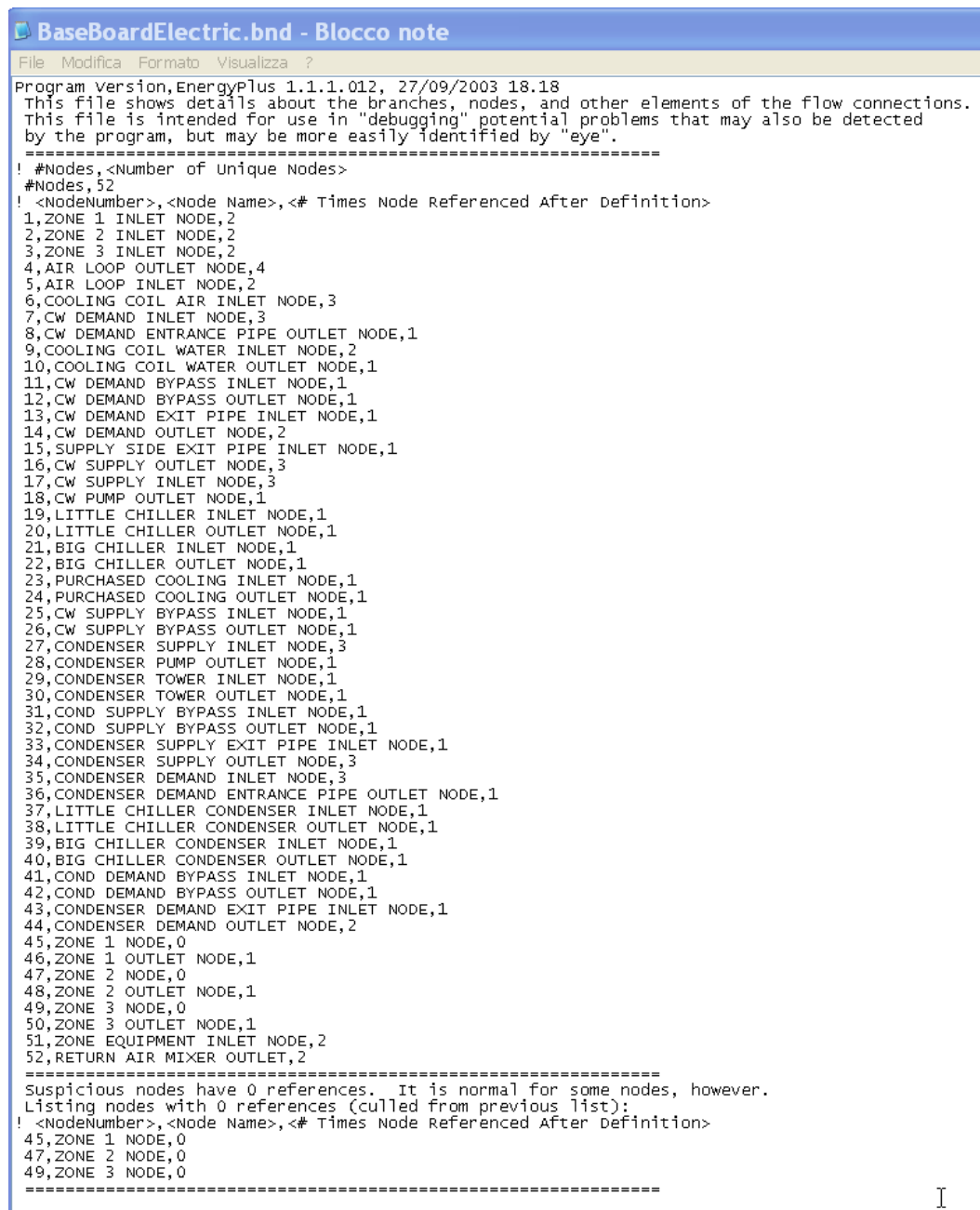


Figura 187: File di LOG degli errori

Infine, lanciata la simulazione (che utilizza sempre il processor di Energy Plus) si ottengono i dati di output che vengono rappresentati in forma grafica per una perfetta lettura, come illustrato dalla Figura 205 alla Figura 216 sia per le condizioni invernali che per quelle estive.

Si osservi come sia possibile cambiare la scala dei tempi (rappresentazione oraria, settimanale, mensile), il tipo di grafico che si desidera avere (cioè la variabile o le variabili di rappresentare). E' infine possibile avere informazioni per la singola parete o la singola apertura, rappresentazione questa non riportata in figura.

In definitiva l'unione di un programma di questo genere rende più confortevole, preciso e proficuo l'utilizzo di Energy Plus.



```

BaseBoardElectric.bnd - Blocco note
File Modifica Formato Visualizza ?
Program Version,EnergyPlus 1.1.1.012, 27/09/2003 18.18
This file shows details about the branches, nodes, and other elements of the flow connections.
This file is intended for use in "debugging" potential problems that may also be detected
by the program, but may be more easily identified by "eye".
=====
! #Nodes,<Number of Unique Nodes>
#Nodes,52
! <NodeNumber>,<Node Name>,<# Times Node Referenced After Definition>
1,ZONE 1 INLET NODE,2
2,ZONE 2 INLET NODE,2
3,ZONE 3 INLET NODE,2
4,AIR LOOP OUTLET NODE,4
5,AIR LOOP INLET NODE,2
6,COOLING COIL AIR INLET NODE,3
7,CW DEMAND INLET NODE,3
8,CW DEMAND ENTRANCE PIPE OUTLET NODE,1
9,COOLING COIL WATER INLET NODE,2
10,COOLING COIL WATER OUTLET NODE,1
11,CW DEMAND BYPASS INLET NODE,1
12,CW DEMAND BYPASS OUTLET NODE,1
13,CW DEMAND EXIT PIPE INLET NODE,1
14,CW DEMAND OUTLET NODE,2
15,SUPPLY SIDE EXIT PIPE INLET NODE,1
16,CW SUPPLY OUTLET NODE,3
17,CW SUPPLY INLET NODE,3
18,CW PUMP OUTLET NODE,1
19,LITTLE CHILLER INLET NODE,1
20,LITTLE CHILLER OUTLET NODE,1
21,BIG CHILLER INLET NODE,1
22,BIG CHILLER OUTLET NODE,1
23,PURCHASED COOLING INLET NODE,1
24,PURCHASED COOLING OUTLET NODE,1
25,CW SUPPLY BYPASS INLET NODE,1
26,CW SUPPLY BYPASS OUTLET NODE,1
27,CONDENSER SUPPLY INLET NODE,3
28,CONDENSER PUMP OUTLET NODE,1
29,CONDENSER TOWER INLET NODE,1
30,CONDENSER TOWER OUTLET NODE,1
31,COND SUPPLY BYPASS INLET NODE,1
32,COND SUPPLY BYPASS OUTLET NODE,1
33,CONDENSER SUPPLY EXIT PIPE INLET NODE,1
34,CONDENSER SUPPLY OUTLET NODE,3
35,CONDENSER DEMAND INLET NODE,3
36,CONDENSER DEMAND ENTRANCE PIPE OUTLET NODE,1
37,LITTLE CHILLER CONDENSER INLET NODE,1
38,LITTLE CHILLER CONDENSER OUTLET NODE,1
39,BIG CHILLER CONDENSER INLET NODE,1
40,BIG CHILLER CONDENSER OUTLET NODE,1
41,COND DEMAND BYPASS INLET NODE,1
42,COND DEMAND BYPASS OUTLET NODE,1
43,CONDENSER DEMAND EXIT PIPE INLET NODE,1
44,CONDENSER DEMAND OUTLET NODE,2
45,ZONE 1 NODE,0
46,ZONE 1 OUTLET NODE,1
47,ZONE 2 NODE,0
48,ZONE 2 OUTLET NODE,1
49,ZONE 3 NODE,0
50,ZONE 3 OUTLET NODE,1
51,ZONE EQUIPMENT INLET NODE,2
52,RETURN AIR MIXER OUTLET,2
=====
Suspicious nodes have 0 references. It is normal for some nodes, however.
Listing nodes with 0 references (culled from previous list):
! <NodeNumber>,<Node Name>,<# Times Node Referenced After Definition>
45,ZONE 1 NODE,0
47,ZONE 2 NODE,0
49,ZONE 3 NODE,0
=====

```

Figura 188: Esempio di file di verifica dell'input di Energy Plus

```

BaseBoardElectric.eio - Blocco note
File Modifica Formata Visualizza ?
Program Version,EnergyPlus 1.1.1.012, 27/09/2003 18.18
! <Version>, Version ID
Version, 1.1.1
! <Time Steps per Hour>, #TimeSteps, Minutes per Timestep
TimeSteps Per Hour, 6, 10
! <Run Control>, Do Zone Sizing, Do System Sizing, Do Plant Sizing, Do Design Days, Do Weather Simulation
Run Control, No, No, No, Yes, Yes
! <GroundTemperatures>, Months From Jan to Dec {deg C}
GroundTemperatures, 20.03, 20.03, 20.13, 20.30, 20.43, 20.52, 20.62, 20.77, 20.78, 20.55, 20.44, 20.20
! <GroundTemperatures:Surface>, Months From Jan to Dec {deg C}
GroundTemperatures:Surface, 18.00, 18.00, 18.00, 18.00, 18.00, 18.00, 18.00, 18.00, 18.00, 18.00, 18.00, 18.00
! <GroundTemperatures:Deep>, Months From Jan to Dec {deg C}
GroundTemperatures:Deep, 16.00, 16.00, 16.00, 16.00, 16.00, 16.00, 16.00, 16.00, 16.00, 16.00, 16.00, 16.00
! <GroundReflectances>, Months From Jan to Dec {dimensionless}
GroundReflectances, 0.20, 0.20, 0.20, 0.20, 0.20, 0.20, 0.20, 0.20, 0.20, 0.20, 0.20, 0.20
! <Snow Ground Reflectance Modifiers>, Normal, Daylighting {dimensionless}
Snow Ground Reflectance Modifiers, 1.000, 1.000
! <Snow GroundReflectances>, Months From Jan to Dec {dimensionless}
Snow GroundReflectances, 0.20, 0.20, 0.20, 0.20, 0.20, 0.20, 0.20, 0.20, 0.20, 0.20, 0.20, 0.20
! <Snow GroundReflectances For Daylighting>, Months From Jan to Dec {dimensionless}
Snow GroundReflectances For Daylighting, 0.20, 0.20, 0.20, 0.20, 0.20, 0.20, 0.20, 0.20, 0.20, 0.20, 0.20, 0.20
! <Location>, Location Name, Latitude {N/+S- Deg}, Longitude {E/+W- Deg}, Time Zone Number {GMT+/-}, Elevation {m}, Standard Pressure at Elevation {Pa}
Location,CHANUTE AFB IL,40.30,-88.13,-6.00,229.51,98598.
! <Environment>,Environment Name,Environment Type, Start Date, End Date, Start DayOfWeek, Duration {#days}, Source:Start DayOfWeek, Use Daylight Saving, Use Holidays, Apply Weekend Holiday Rule, Use Rain Values, Use Snow Values
! <Environment:Special Days>, Special Day Name, Special Day Type, Source, Start Date, Duration {#days}
! <Environment:Daylight Saving>, Daylight Saving Indicator, Source, Start Date, End Date
! <Environment:WarmupDays>, NumberofWarmupDays
Environment,CHANUTE AFB ILLINOIS SUMMER,DesignDay, 7/21, 7/21,MONDAY, 1,N/A,N/A,N/A,N/A,N/A,N/A,N/A
Environment:Daylight Saving,No,DesignDay
! <Environment:Design Day Data>, Max Dry-Bulb Temp {C}, Temp Range {dc}, Temp Range Ind Type, Hum Ind Temp at Max {C}, Hum Ind Type,Pressure {Pa}, Wind Direction {deg CW from N}, Wind Speed {m/s}, Clearness, Rain, Snow
! <Environment:Design Day Misc>,DayOfYear,ASHRAE A Coeff,ASHRAE B Coeff,ASHRAE C Coeff,Solar Constant-Annual Variation,Eq of Time {minutes}, Solar Declination Angle {deg}
Environment:Design Day Data,32.78,12.78,Default multipliers,22.78,Wet-Bulb,994330,213.,3.8,0.98,No,No
Environment:Design Day Misc,202,1084.4,0.2082,0.1365,1.0,-6.23,20.6
! <Building Information>, Building Name, North Axis {deg}, Terrain, Loads Convergence Tolerance Value, Temperature Convergence Tolerance Value, Solar Distribution,Maximum Number of Warmup Days
Building, NONE, 0.000,Suburbs, 0.04000, 0.40000,FullInteriorAndExterior,25
! Inside Convection Algorithm, value {Simple | Detailed | CeilingDiffuser | Trombwall}
Inside Convection Algorithm,detailed
! Outside Convection Algorithm, value {Simple | Detailed}
Outside Convection Algorithm,detailed
! Solution Algorithm, value {CTF | BMPD | MTF}
Solution Algorithm, CTF
! Sky Radiance Distribution, value {Anisotropic}
Sky Radiance Distribution,Anisotropic
! < Input Surface Geometry Information>,Starting Corner,vertex Input Direction,Coordinate System
SurfaceGeometry,UpperLeftCorner,CounterClockwise,WorldCoordinatesSystem
! <Zone Information>,Zone Name, North Axis {deg},X origin {m},Y origin {m},Z origin {m},Type,Multiplier, Ceiling Height {m},Volume {m3},Zone
Inside Convection Algorithm {Simple-Detailed-CeilingDiffuser-Trombwall}, Floor Area {m2},Exterior Gross Wall Area {m2},Exterior Net Wall Area {m2},Exterior Window Area {m2}
Zone Information, RESISTIVE ZONE, 0.000, 0.000, 0.000, 0.000, 1, 1, 3.048, 113.267,detailed, 37.161, 37.161, 27.161, 10.000
Zone Information, EAST ZONE, 0.000, 6.096, 0.000, 0.000, 1, 1, 3.048, 113.267,detailed, 37.161, 46.452, 46.452, 0.000
Zone Information, NORTH ZONE, 0.000, 0.000, 6.096, 0.000, 1, 1, 3.048, 169.901,detailed, 55.742, 65.032, 65.032, 0.000
! <Construction>,Construction Name,#Layers,#CTFs,Time Step {hours},ThermalConductance {w/m2-k},OuterThermalAbsorptance,InnerThermalAbsorptance,OuterSolarAbsorptance,InnerSolarAbsorptance,Roughness
! <Material>,Material Name,Thickness {m},Conductivity {w/m-k},Density {kg/m3},Specific Heat {J/kg-k},ThermalResistance {m2-k/w}
! <Material:Air>,Material Name,ThermalResistance {m2-k/w}
! <CTF>,Time,Outside,Cross,Inside,Flux (except final one)
Construction,EXTWALL80, 3, 9, 0.167, 4.935, 0.900, 0.900, 0.920, 0.920,Smooth
Material,A1 - 1 IN STUCCO, 0.0254, 0.692, 1858.142, 836.800, 0.3670E-01
Material,C4 - 4 IN COMMON BRICK, 0.1015, 0.726, 1922.216, 836.800, 0.1397
Material,E1 - 3 / 4 IN PLASTER OR GYP BOARD, 0.0191, 0.726, 1601.846, 836.800, 0.2622E-01
CTF, 9, -0.30277266E-07, 0.46556987E-13, -0.73644342E-07, 0.11531992E-12
CTF, 8, 0.40541432E-04, 0.92244617E-09, 0.37121894E-04, -0.81110279E-08
CTF, 7, -0.36348194E-02, 0.90965034E-06, -0.33448291E-02, 0.39022002E-05
CTF, 6, 0.12317607, 0.11936632E-03, 0.11844274, -0.28688242E-03

```

Figura 189: Esempio di LOG di calcolo di Energy Plus

BaseBoardElectric.rdd - Blocco note	
File	Modifica Formato Visualizza ?
Program version,EnergyPlus 1.1.1.012, 27/09/2003 18.18	
Var Type,Var Report Type,Variable Name [units]	
Zone,Average,outdoor Dry Bulb [C]	
Zone,Average,outdoor Dew Point [C]	
Zone,Average,outdoor Wet Bulb [C]	
Zone,Average,outdoor Humidity Ratio [kgwater/kgAir]	
Zone,Average,outdoor Relative Humidity [%]	
Zone,Average,outdoor Barometric Pressure [Pa]	
Zone,Average,Wind Speed [m/s]	
Zone,Average,Wind Direction [degree]	
Zone,Average,Sky Temperature [C]	
Zone,Average,Diffuse Solar [w/m2]	
Zone,Average,Direct Solar [w/m2]	
Zone,Average,Ground Reflected Solar [w/m2]	
Zone,Average,Ground Temperature [C]	
Zone,Average,Surface Ground Temperature [C]	
Zone,Average,Deep Ground Temperature [C]	
Zone,Average,outdoor Enthalpy [J/kg]	
Zone,Average,outdoor Air Density [kg/m3]	
Zone,Average,Solar Azimuth Angle [degree]	
Zone,Average,Solar Altitude Angle [degree]	
Zone,Average,Solar Hour Angle [degree]	
Zone,Sum,Raining	
Zone,Sum,Snow On Ground	
Zone,Average,Zone Transmitted Solar[w]	
Zone,Average,Zone window Heat Gain[w]	
Zone,Average,Zone window Heat Loss[w]	
Zone,Average,Zone Opaque Surface Inside Face Conduction Gain[w]	
Zone,Average,Zone Opaque Surface Inside Face Conduction Loss[w]	
Zone,Average,Surface Ext Sunlit Area [m2]	
Zone,Average,Surface Ext Sunlit Fraction []	
Zone,Average,Surface Ext Solar Incident[w/m2]	
Zone,Average,Surface Ext Solar Beam Incident[w/m2]	
Zone,Average,Surface Ext Solar Sky Diffuse Incident[w/m2]	
Zone,Average,Surface Ext Solar Ground Diffuse Incident[w/m2]	
Zone,Average,Surface Ext Solar Beam Cosine of Incidence Angle[]	
Zone,Average>window Solar Absorbed:All Glass Layers[w]	
Zone,Average>window Transmitted Solar[w]	
Zone,Average>window Heat Gain[w]	
Zone,Average>window Heat Loss[w]	
Zone,Average>window Gap Convective Heat Flow[w]	
Zone,Average>window Solar Absorbed:Shading Device[w]	
Zone,Average>window System Solar Transmittance[]	
Zone,Average>window System Solar Reflectance[]	
Zone,Average>window System Solar Absorptance[]	
Zone,Average,Inside Glass Condensation Flag[]	
Zone,Average,Inside Frame Condensation Flag[]	
Zone,Average,Inside Divider Condensation Flag[]	
Zone,Average,Beam Solar Reflected by Outside Reveal Surfaces[w]	
Zone,Average,Beam Solar Reflected by Inside Reveal Surfaces[w]	
Zone,Average,Blind Beam-Beam Solar Transmittance[]	
Zone,Average,Blind Beam-Diffuse Solar Transmittance[]	
Zone,Average,Blind Diffuse-Diffuse Solar Transmittance[]	
Zone,Average,Blind/Glass System Beam-Beam Solar Transmittance[]	
Zone,Average,Blind/Glass System Diffuse-Diffuse Solar Transmittance[]	
Zone,Average,Solar Horizontal Profile Angle[degree]	
Zone,Average,Solar Vertical Profile Angle[degree]	
Zone,Average,Glass Beam-Beam Solar Transmittance[]	
Zone,Average,Glass Diffuse-Diffuse Solar Transmittance[]	
Zone,Average>window Calculation Iterations[]	
Zone,Average,Surface Inside Temperature[C]	
Zone,Average,Surface outside Temperature[C]	

Figura 190: Esempio di controllo delle variabili di Energy Plus

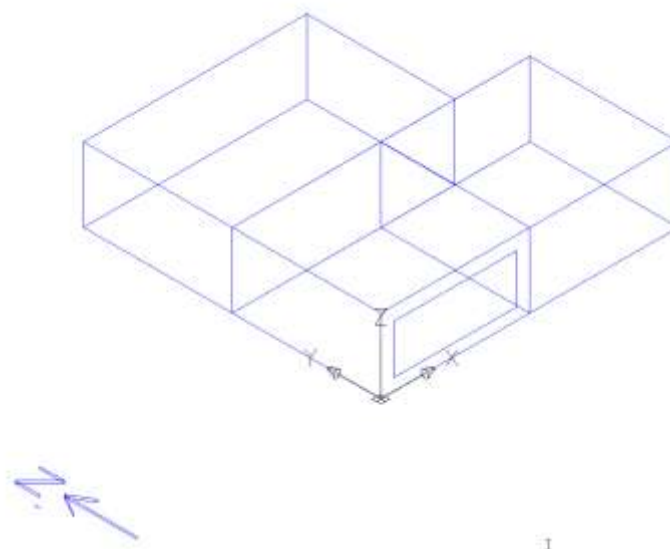


Figura 191. Esempio di output grafico di Energy Plus

Figura 192: Esempio di output parziale in formato EXCEL di Energy Plus


```

BaseBoardElectric.eso - Blocco note
File Edit View Window Help
Program Version:EnergyPlus 1.1.1.012, 27/09/2003 18.18
1,5,Environment,Title[],Latitude[degrees],Longitude[degrees],Time Zone[],Elevation[m]
2,6,Day of Simulation[],Month[],Day of Month[],DST Indicator[1=yes 0=no],Hour[],StartMinute[],EndMinute[],DayType
3,3,Cumulative Day of Simulation[],Month[],Day of Month[],DST Indicator[1=yes 0=no],DayType 1 when Daily Report Variables Requested
4,2,Cumulative Days of Simulation[],Month[] 1 when Monthly Report Variables Requested
5,3,Cumulative Days of Simulation[] 1 when Run Period Report Variables Requested
446,2,RESISTIVE_ZONE,Mean Air Temperature[C] !Hourly,REPORTSCH
447,2,EAST_ZONE,Mean Air Temperature[C] !Hourly,REPORTSCH
448,2,NORTH_ZONE,Mean Air Temperature[C] !Hourly,REPORTSCH
449,2,RESISTIVE_ZONE,Zone/Sys Sensible Heating Energy[J] !Hourly,REPORTSCH
470,2,RESISTIVE_ZONE,Zone/Sys Sensible Cooling Energy[J] !Hourly,REPORTSCH
478,2,RESISTIVE_ZONE,Zone/Sys Air Temp[C] !Hourly,REPORTSCH
483,2,EAST_ZONE,Zone/Sys Sensible Heating Energy[J] !Hourly,REPORTSCH
489,2,EAST_ZONE,Zone/Sys Sensible Cooling Energy[J] !Hourly,REPORTSCH
492,2,EAST_ZONE,Zone/Sys Air Temp[C] !Hourly,REPORTSCH
497,2,NORTH_ZONE,Zone/Sys Sensible Heating Energy[J] !Hourly,REPORTSCH
503,2,NORTH_ZONE,Zone/Sys Sensible Cooling Energy[J] !Hourly,REPORTSCH
506,2,NORTH_ZONE,Zone/Sys Air Temp[C] !Hourly,REPORTSCH
535,2,ZONE1BASEBOARD,Baseboard Heating Rate[W] !Hourly,REPORTSCH
536,2,ZONE1BASEBOARD,Baseboard Electric Consumption [J] !Hourly,REPORTSCH
549,2,ZONE2BASEBOARD,Baseboard Heating Rate[W] !Hourly,REPORTSCH
550,2,ZONE2BASEBOARD,Baseboard Electric Consumption [J] !Hourly,REPORTSCH
553,2,ZONE3BASEBOARD,Baseboard Heating Rate[W] !Hourly,REPORTSCH
554,2,ZONE3BASEBOARD,Baseboard Electric Consumption [J] !Hourly,REPORTSCH
573,2,DETAILED COOLING COIL,Total water cooling coil Rate[W] !Hourly,REPORTSCH
End of Data Dictionary
1,CHANUTE AFB ILLINOIS SUMMER, 40.30, -88.13, -6.00, 229.51
2, 1, 7, 21, 0, 1, 0.00, 60.00, Monday
446,32,3492668442917
447,31,8408093019455
448,32,5343382378335
449,0,0.000000000000000E+000
470,0,0.000000000000000E+000
478,32,3492668442917
483,0,0.000000000000000E+000
489,0,0.000000000000000E+000
492,31,8408093019455
497,0,0.000000000000000E+000
503,0,0.000000000000000E+000
506,32,5343382378335
535,0,0.000000000000000E+000
536,0,0.000000000000000E+000
549,0,0.000000000000000E+000
550,0,0.000000000000000E+000
553,0,0.000000000000000E+000
554,0,0.000000000000000E+000
573,0,0.000000000000000E+000
2, 1, 7, 21, 0, 1, 0.00, 60.00, Monday
446,31,8093308319474
447,31,3640724240762
448,31,9377365098025
449,0,0.000000000000000E+000
470,0,0.000000000000000E+000
478,31,8093308319474
483,0,0.000000000000000E+000
489,0,0.000000000000000E+000
492,31,3640724240762
497,0,0.000000000000000E+000
503,0,0.000000000000000E+000
506,31,9377365098025
535,0,0.000000000000000E+000
536,0,0.000000000000000E+000

```

Figura 193: Visualizzazione dei dati di output di Energy Plus

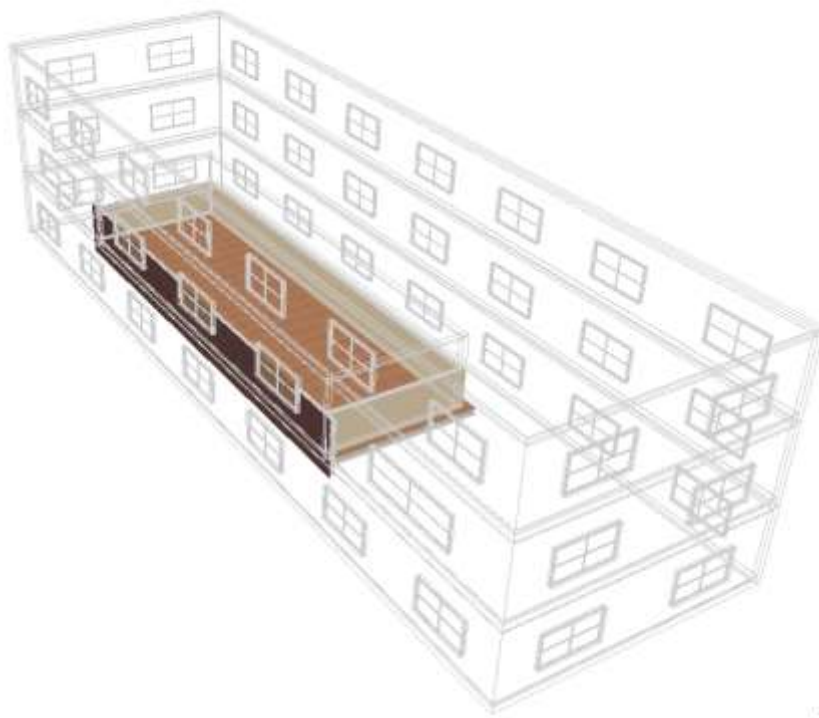


Figura 194: Esempio di input grafico con Design Builder

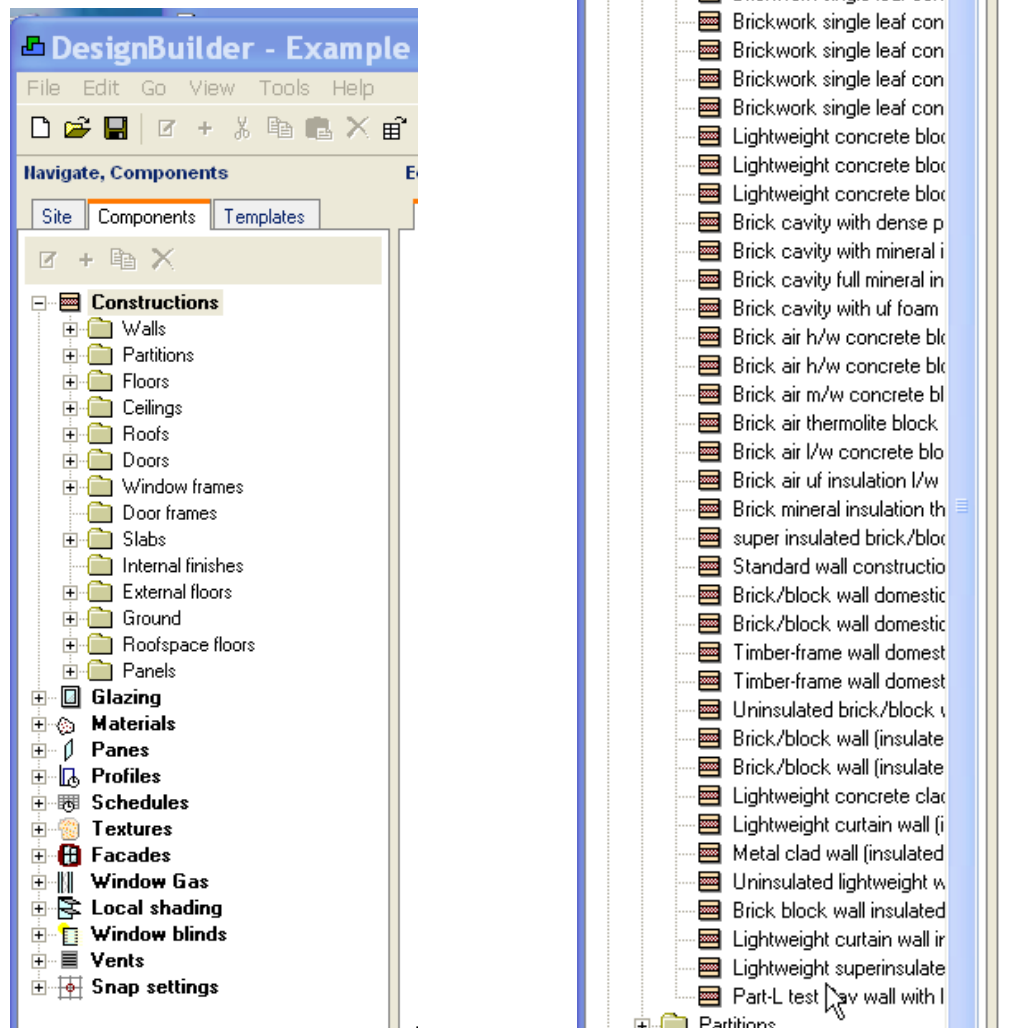


Figura 195: Menù di costruzione della struttura (sinistra) e delle pareti (destra)

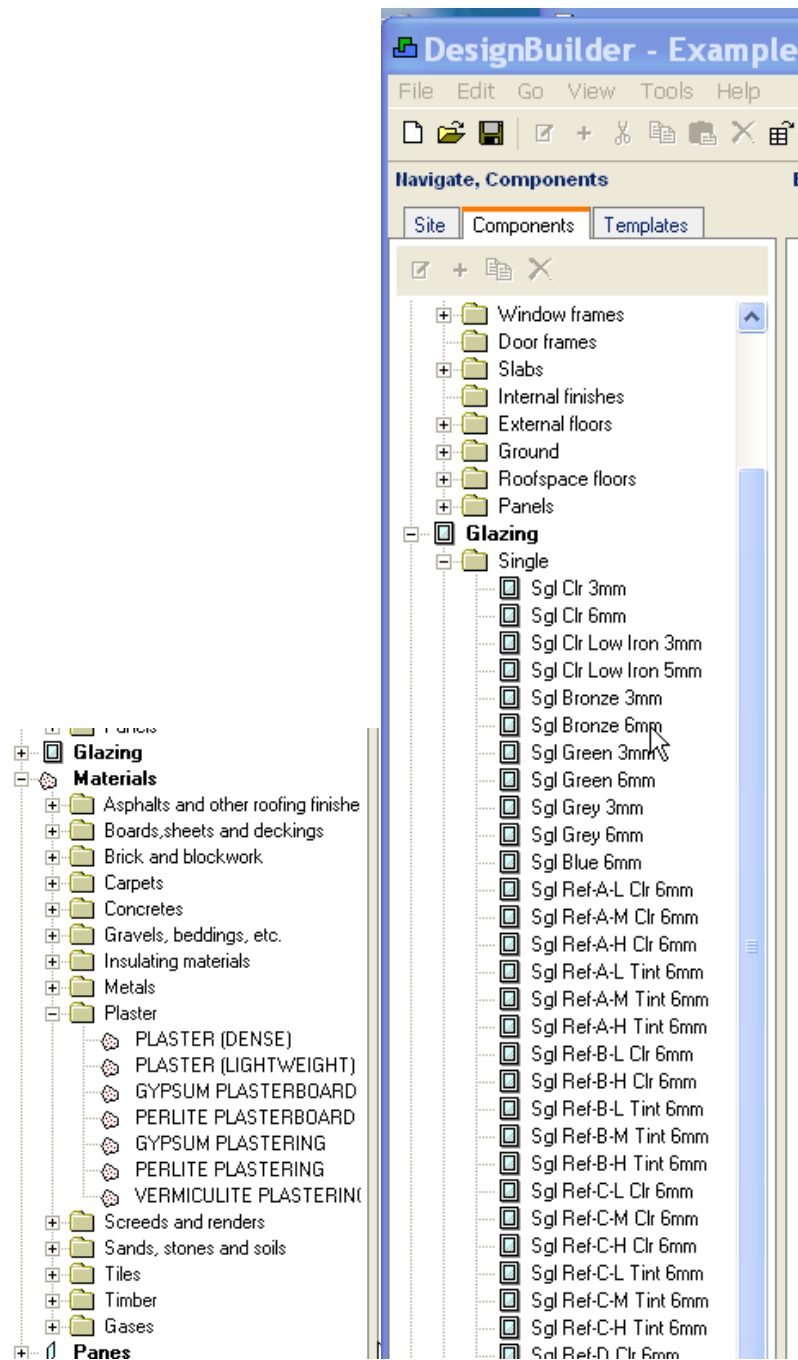


Figura 196: Selezione del tipo di finestre e dei materiali

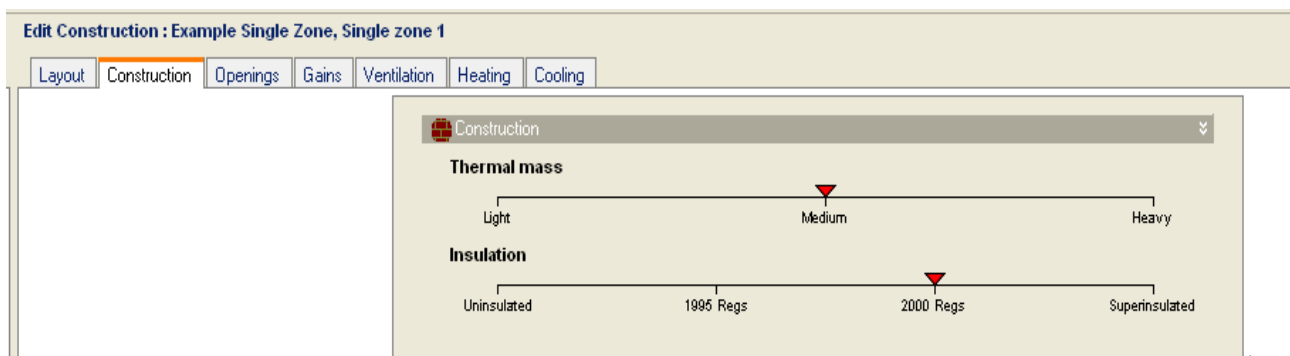


Figura 197: Selezione della capacità termica e dei gradi di isolamento

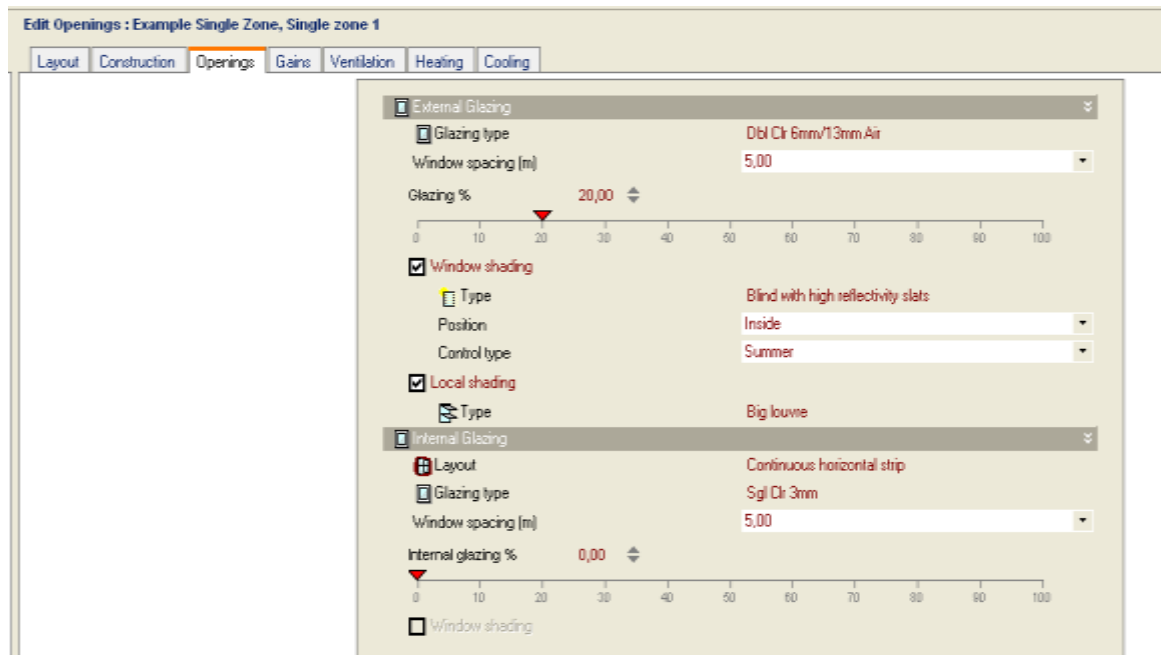


Figura 198: Selezione del tipo di aperture e delle schermature

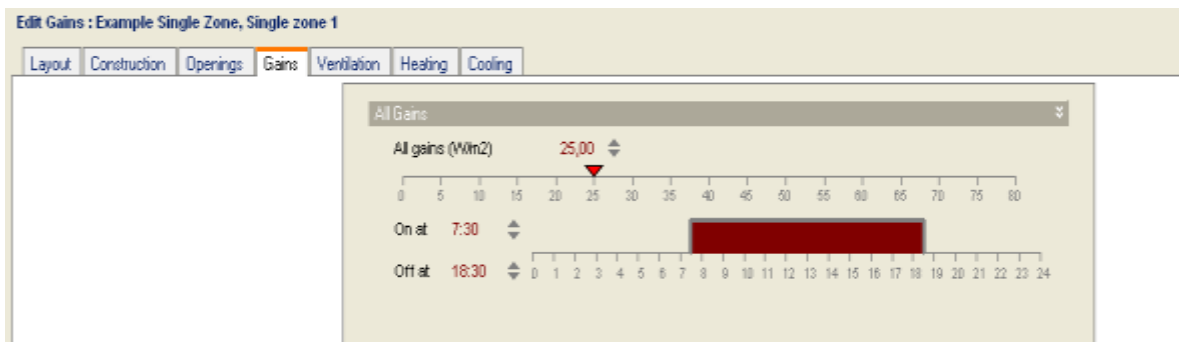


Figura 199: Selezione del guadagno solare e dell'intervallo di guadagno

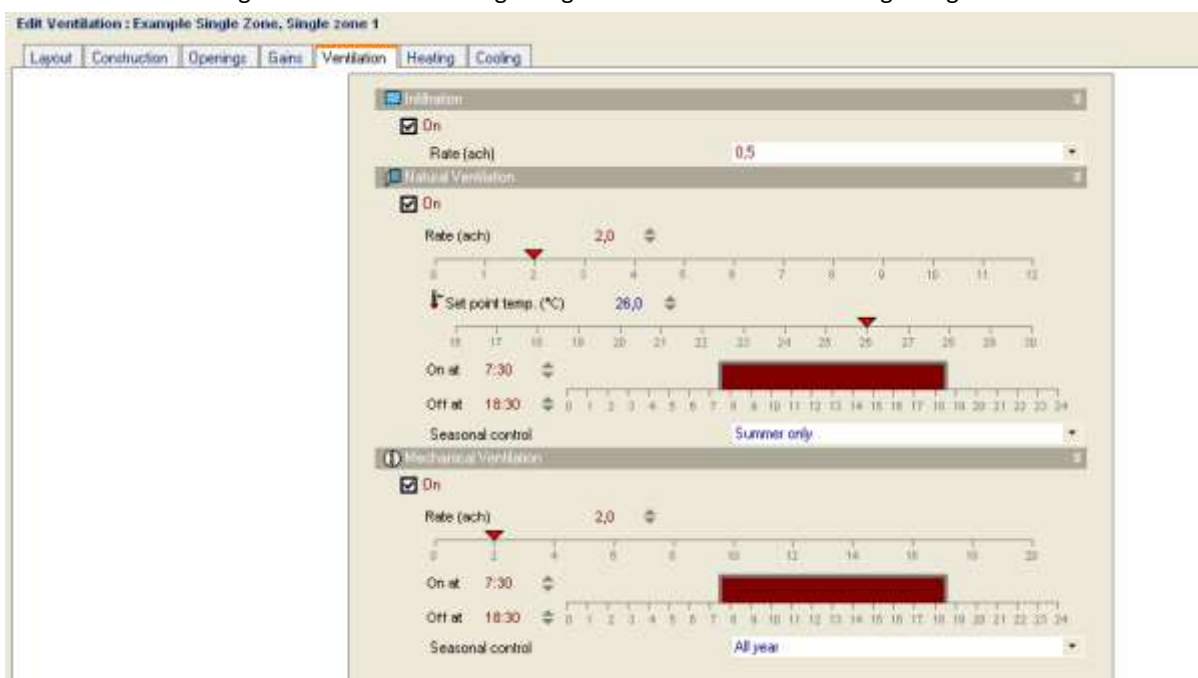


Figura 200: Selezione del tipo di ventilazione

Edit Heating : Example Single Zone, Single zone 1

Layout Construction Openings Gains Ventilation **Heating** Cooling

Heating

☒ On

Set point temp. (°C) 19,0

Boilers

☒ Installed

Fuel Gas

Losses

Seasonal efficiency (%) 85,00

Operation

Preheat hours 1,0

Seasonal control Winter only

Figura 201: Selezione delle condizioni operative invernali

Edit Cooling : Example Single Zone, Single zone 1

Layout Construction Openings Gains Ventilation **Heating** **Cooling**

Cooling

☒ Cooling On

Set point temp. (°C) 26,0

Chillers

☐ Installed

Figura 202: Selezione delle condizioni operative estive

Edit Summer Design Calculation Options -

General Info

Calculation Options

Design month Jul

Simulation method EnergyPlus

Solar distribution Full exterior

Inside convection algorithm Detailed

Outside convection algorithm Detailed

Solution algorithm CTF

Sky radiance algorithm Anisotropic

Temperature convergence (°C) 0,0100

Loads convergence (W) 0,0100

Cooling system sizing

Safety Factor 1,5

Shading Calcs

☒ Include all buildings in shading calcs

☐ Force recalculate shading data

Info

Calculation Options

The summer design calculation options provide you with some control over the simulation. In general you should use the default values as supplied with the software.

Solar distribution should generally be set to 'Full exterior' as this provides a good compromise between accuracy and versatility. Note that the 'Full interior and exterior' option only works for convex shaped zones, i.e. zones whose surfaces can all 'see' each other.

Auto-Update

This dialog is always shown when you select 'Update' and will also be shown before all simulations if 'Auto-update' at the bottom is cleared.

☒ Auto-update (hide this dialog by default)

Cancel OK

Figura 203: Ipotesi di calcolo per le condizioni estive

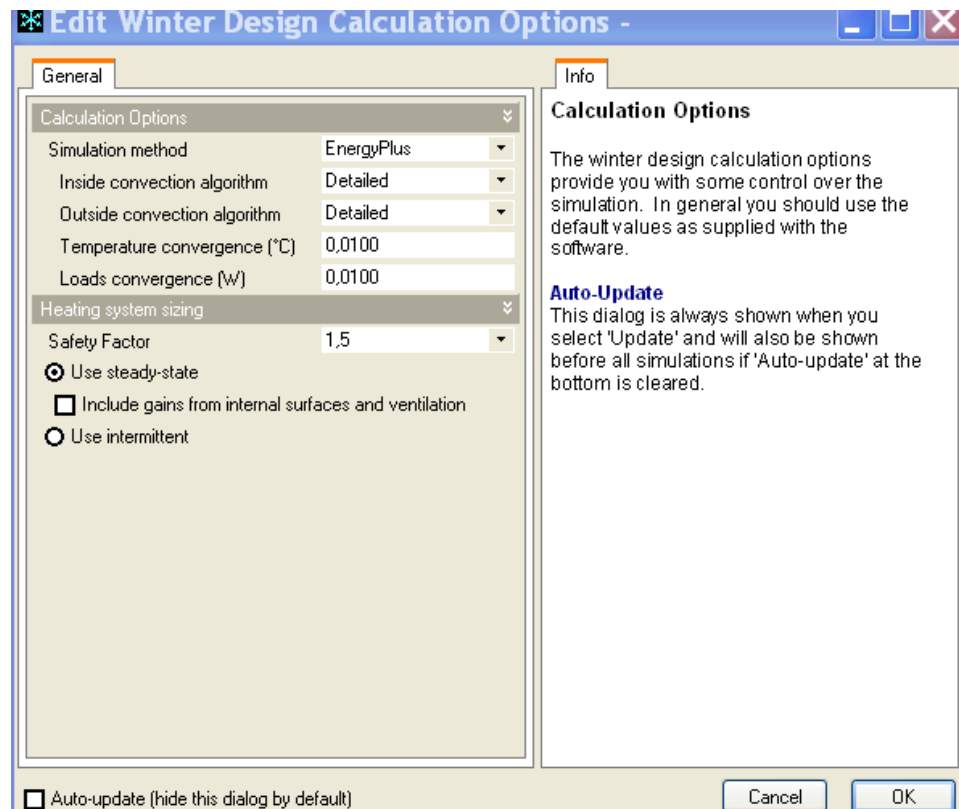


Figura 204: Ipotesi di calcolo per le condizioni invernali

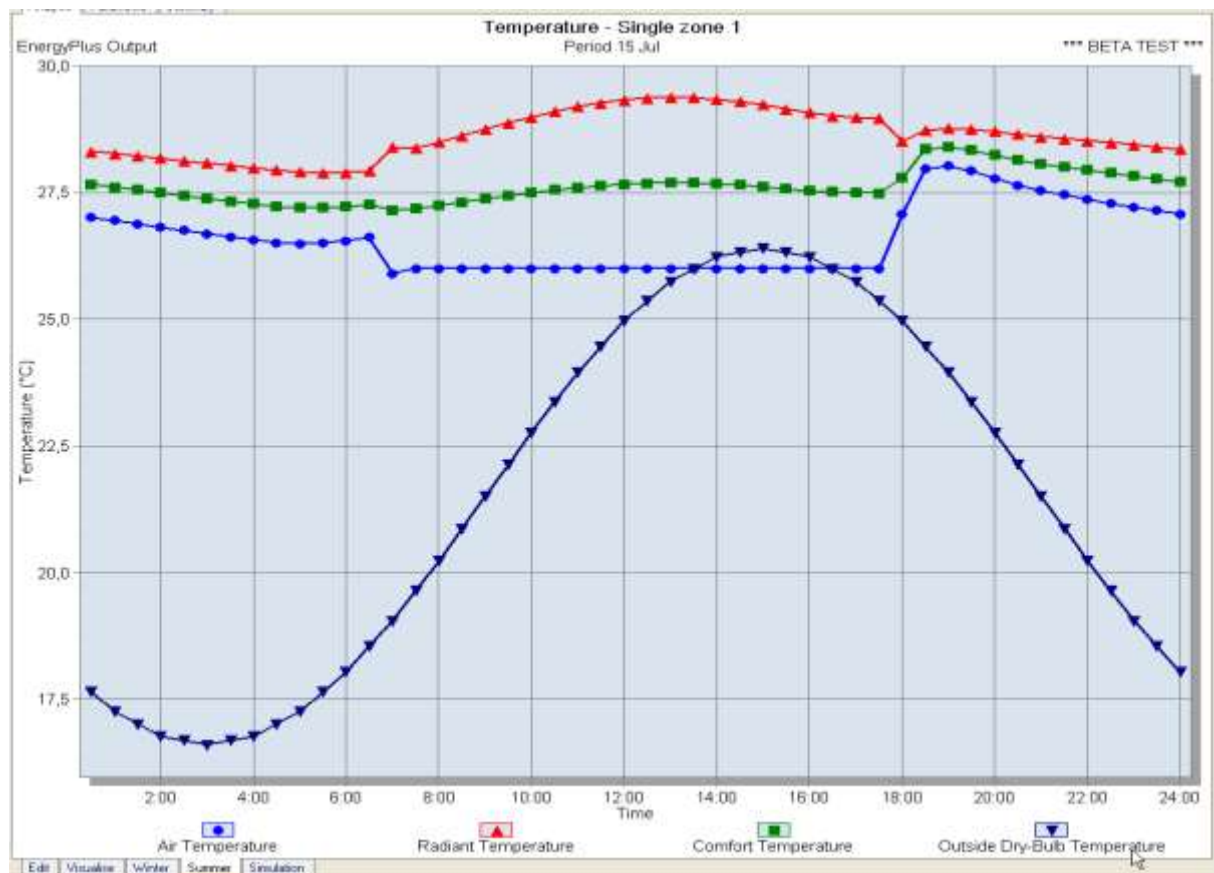


Figura 205: Esempio di output estivo di Design Builder

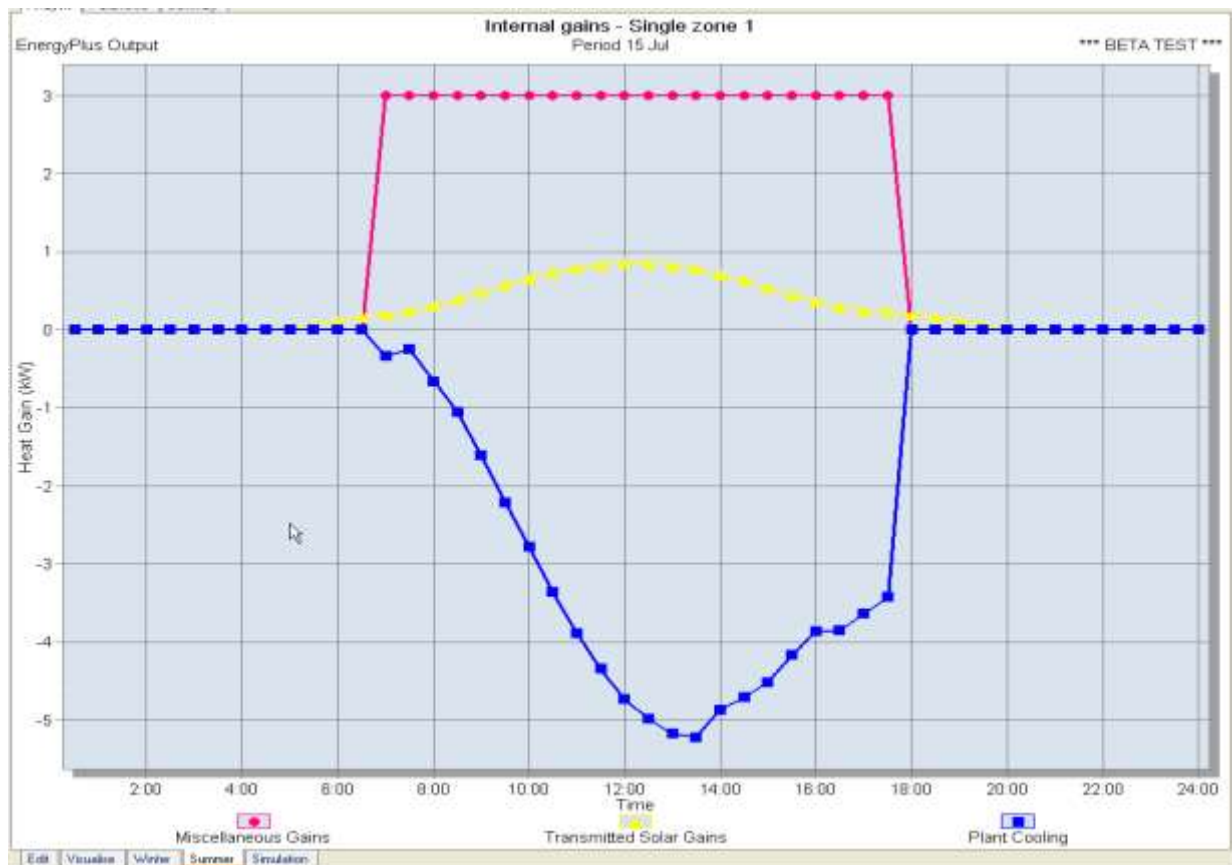


Figura 206: Altri dati estivi di output



Figura 207: Altri esempi di output estivo

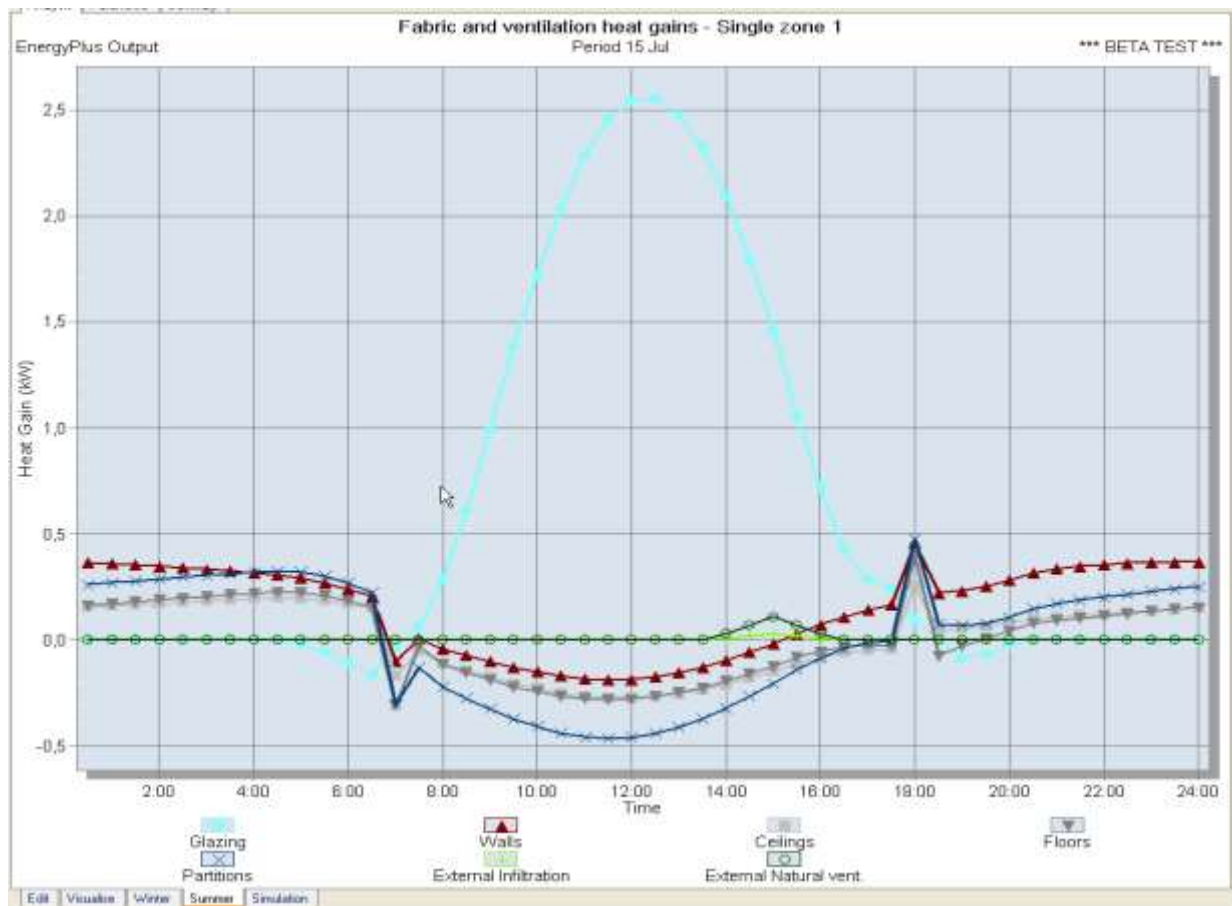


Figura 208: Altri dati di output estivi

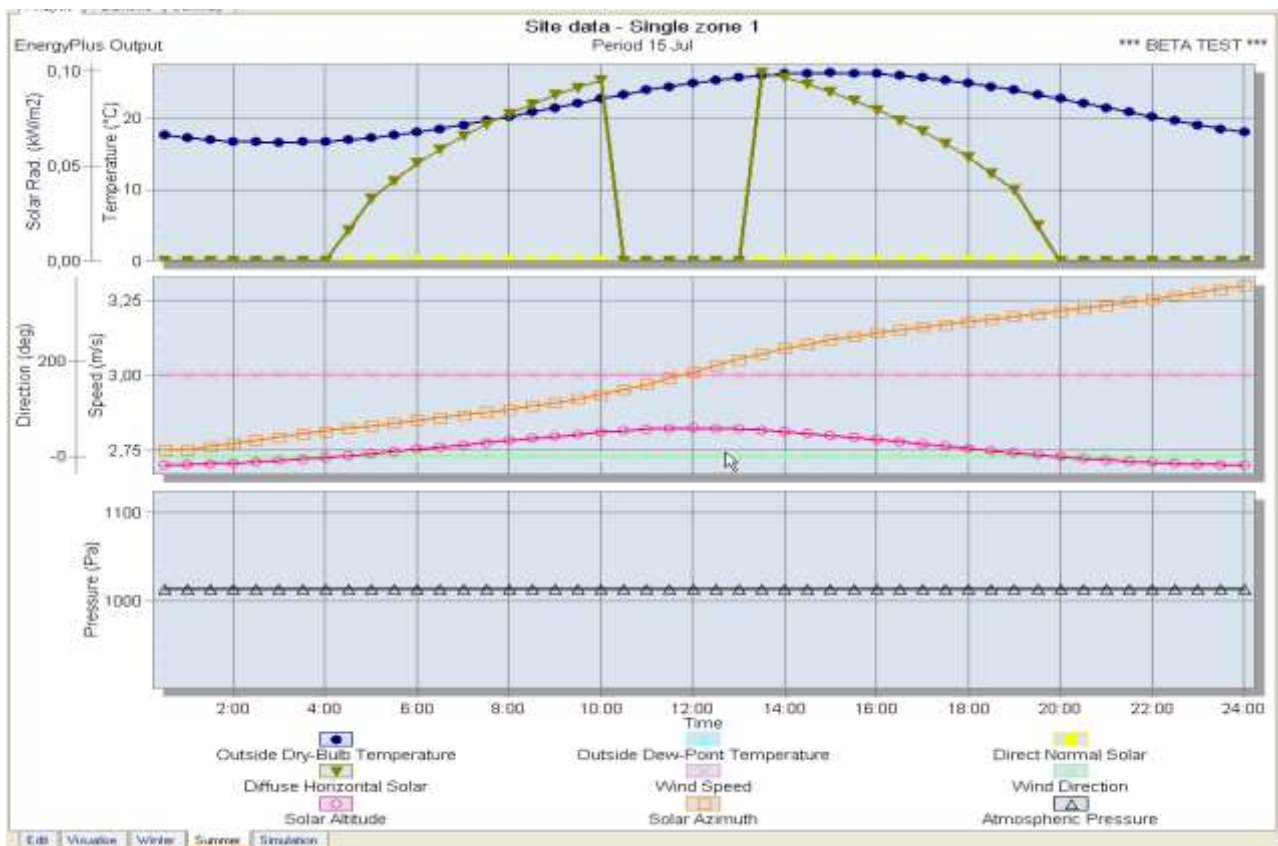


Figura 209: Altri dati di output estivi

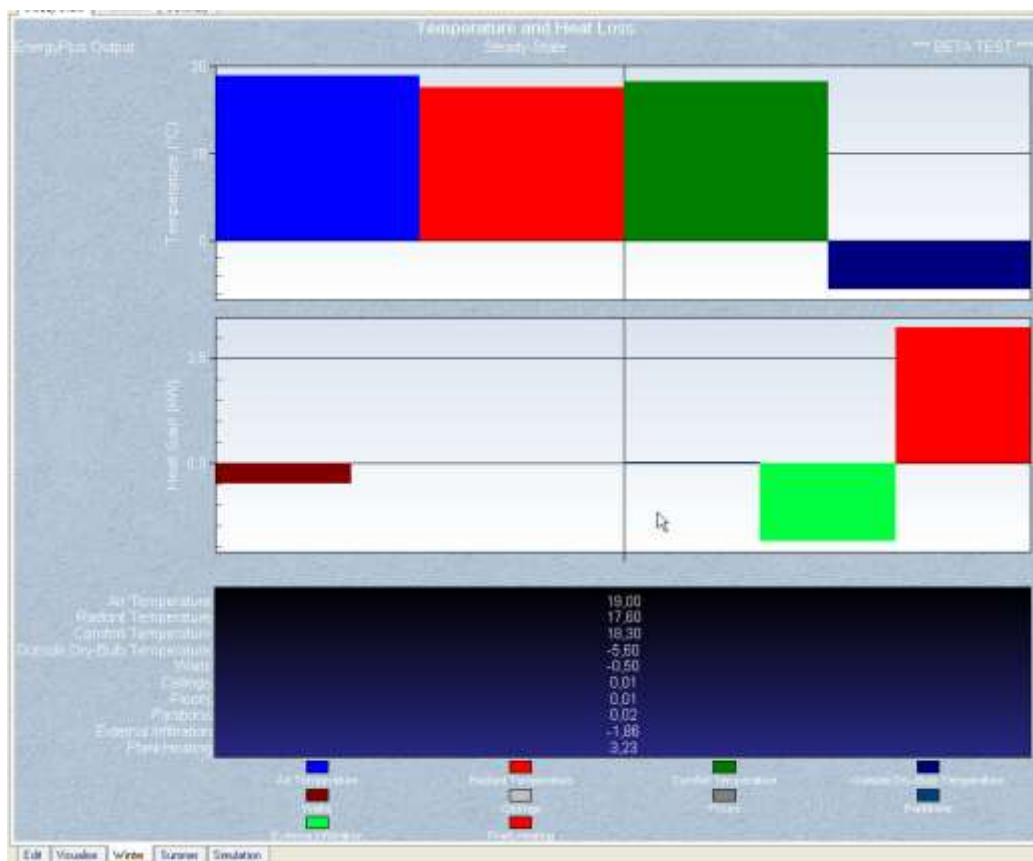


Figura 210: Esempio di output di dati per simulazione invernale

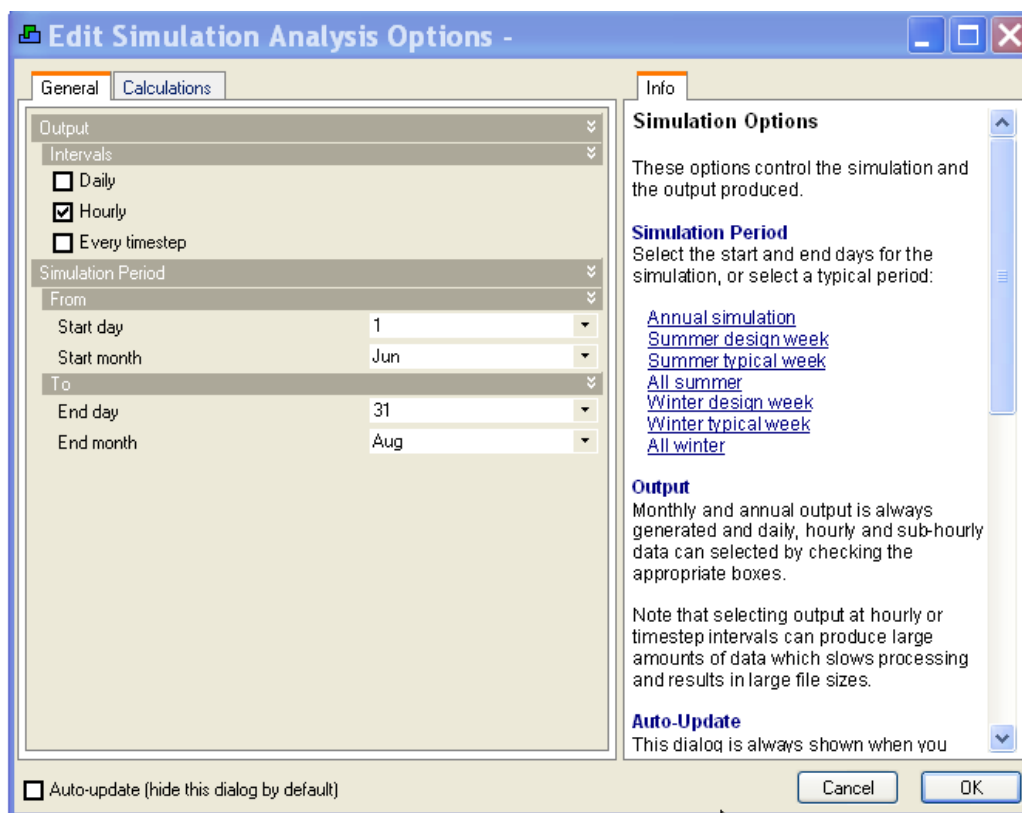


Figura 211: Esempio di selezione di calcolo annuale

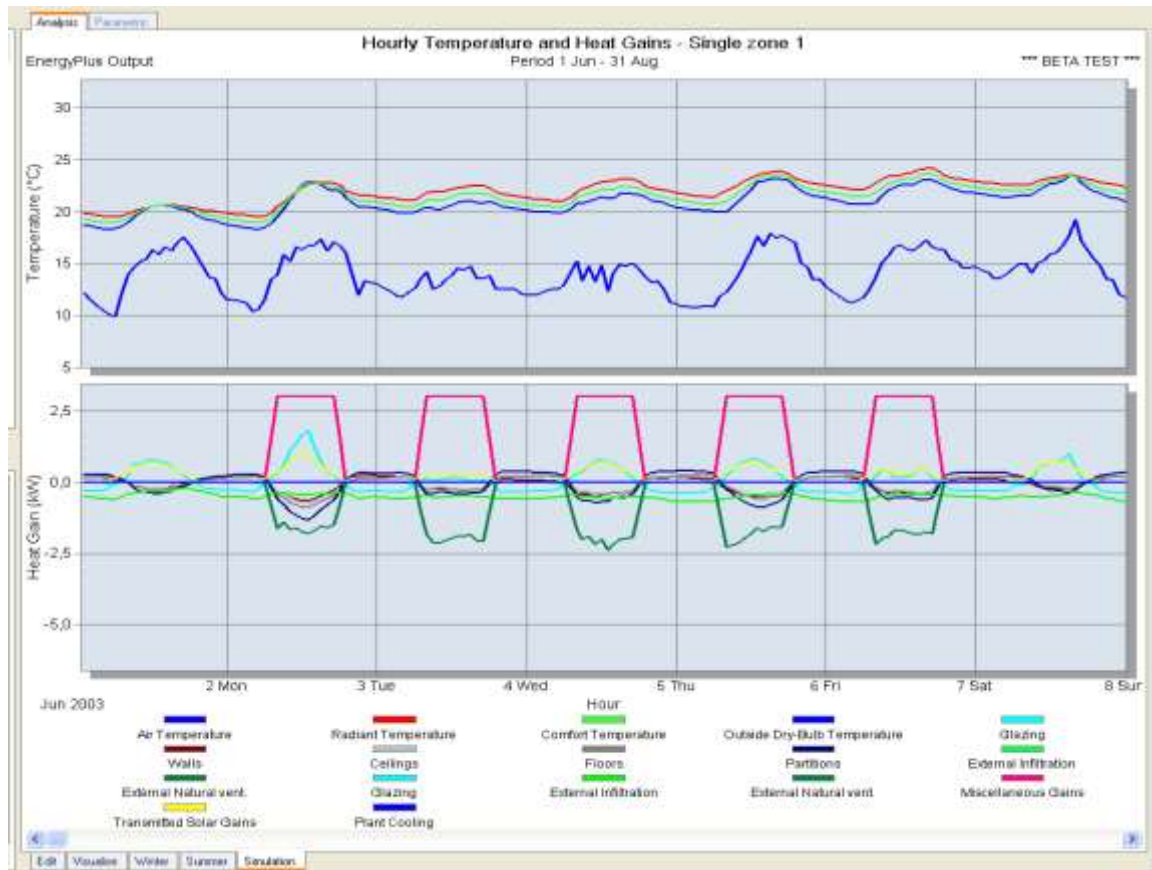


Figura 212: Risultati della simulazione di una settimana

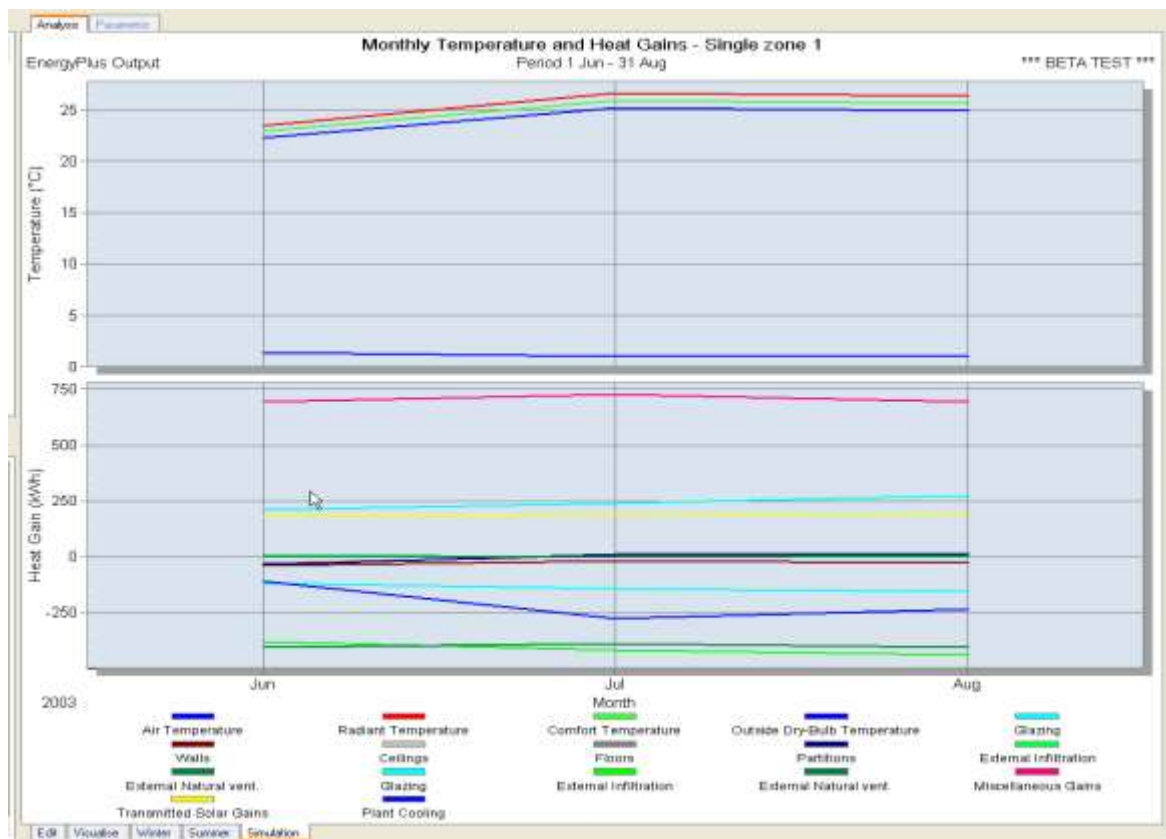


Figura 213: Simulazione con risultati distribuiti mensilmente

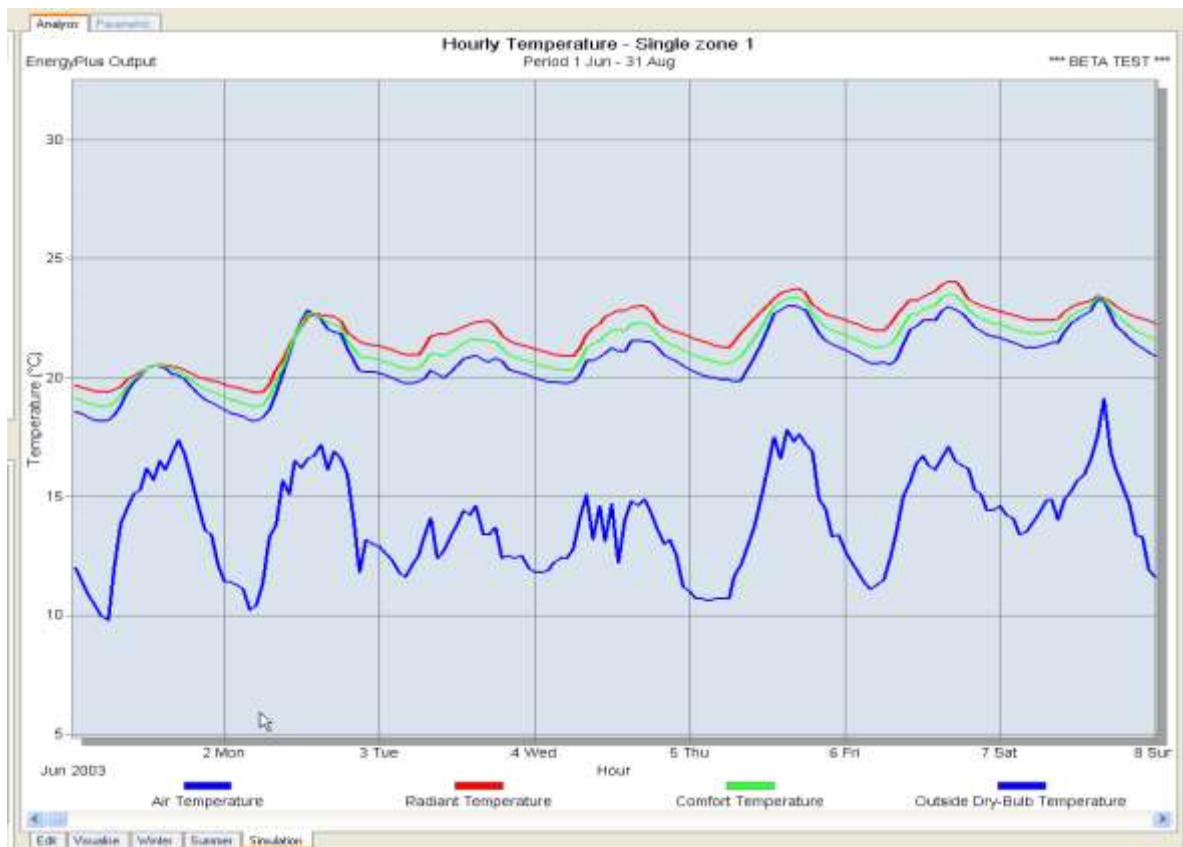


Figura 214: Risultati della simulazione con distribuzione oraria

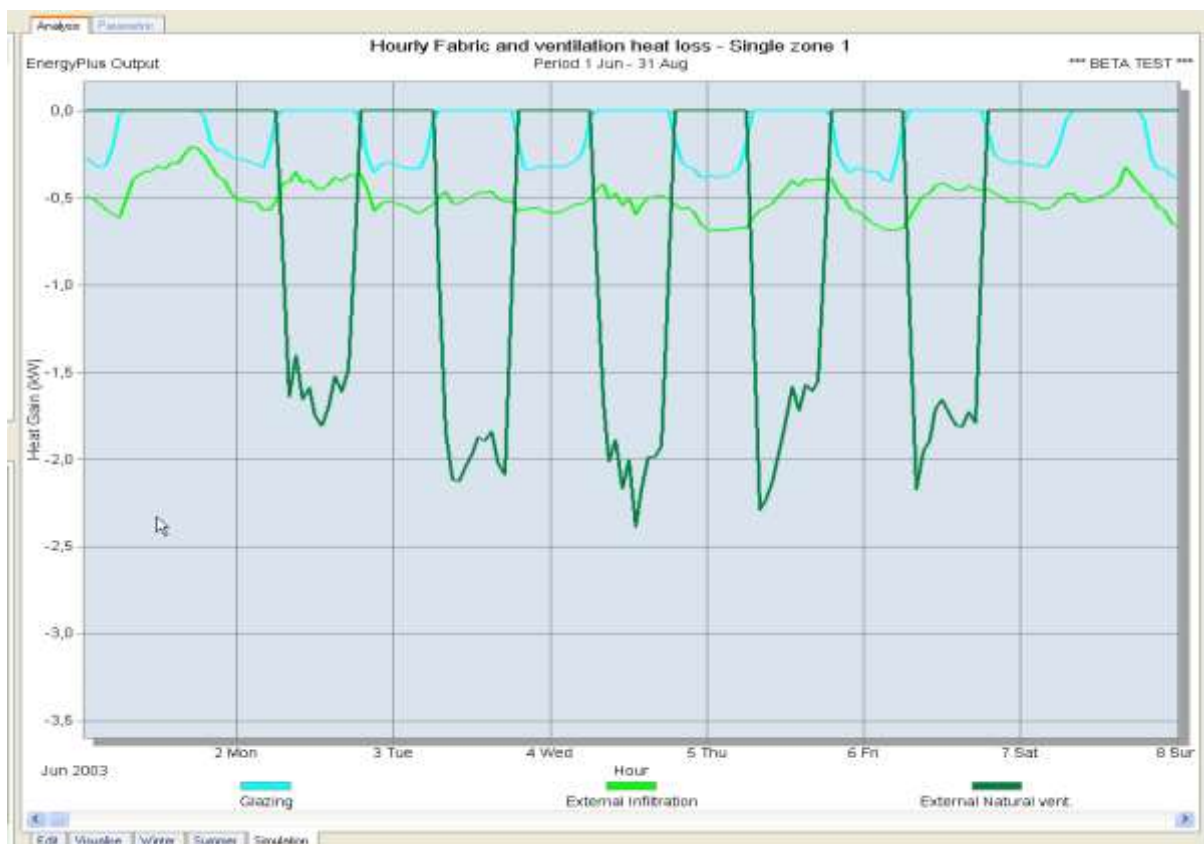


Figura 215: Visualizzazione delle perdite per ventilazione

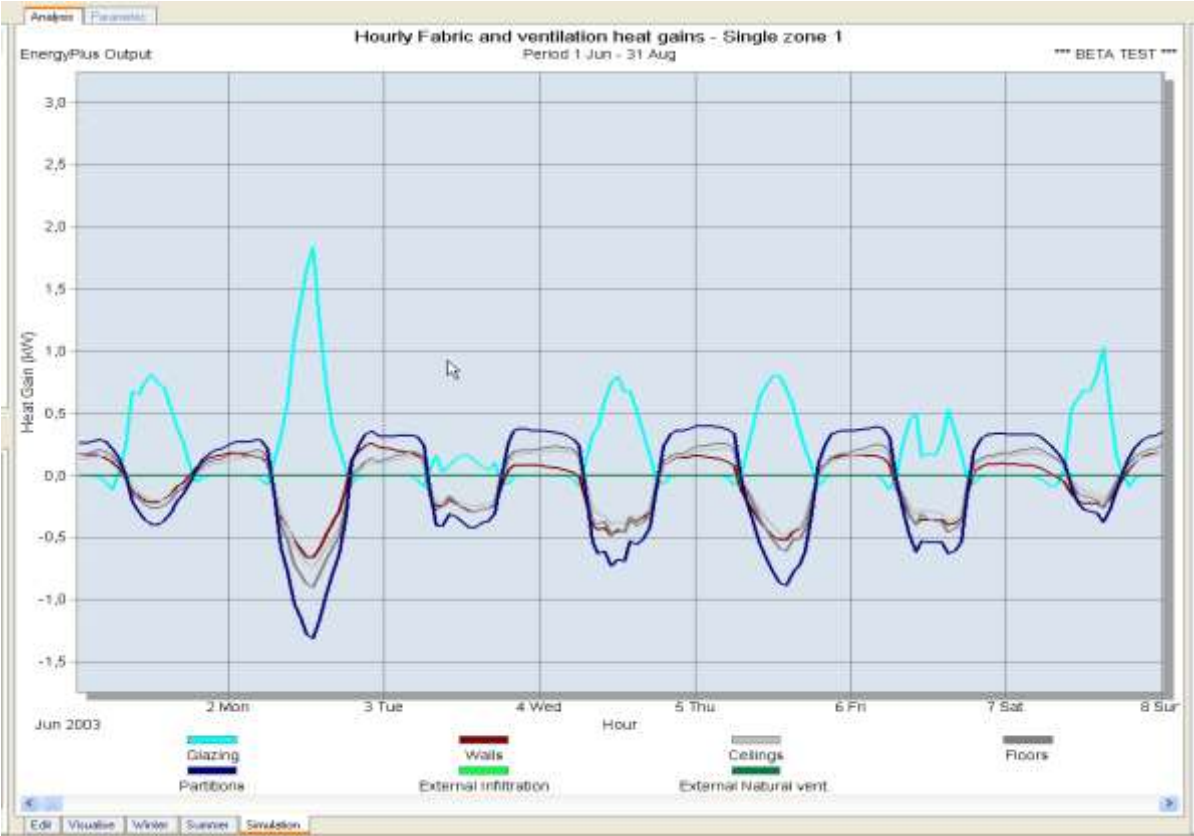


Figura 216: Visualizzazione dei guadagni energetici

10. CONTROLLO DELL'UMIDITÀ NEGLI EDIFICI

10.1 IL PROBLEMA DELL'UMIDITÀ NEGLI EDIFICI

Uno degli effetti più dannosi per l'edificio è quello della formazione di condensa sia superficiale sia interstiziale. La condensa, infatti, produce formazioni di infiorescenze di calcio in superficie con grave deterioramento delle pareti. La condensa interstiziale, inoltre, è anche pericolosa perché è responsabile della fessurazione delle murature e, nel tempo, del loro infragilimento con conseguente crollo. Si vedrà in questo capitolo come controllare la formazione di condensa e come fare una semplice verifica (detta di Glaser) per evitare questa formazione. Inoltre si potrà osservare come la formazione di condensa sia spesso correlata ai ponti termici poiché questi inducono temperature inferiori nelle zone di confine.

L'umidità dell'aria rappresenta un grosso problema per gli edifici perché può dar luogo alla formazione della condensa che danneggia sia le murature che le apparecchiature. Inoltre la condensa facilita la formazione delle muffe e rende poco gradevoli le condizioni di benessere interno degli ambienti. La maggior parte dei materiali da costruzioni presenta una grande affinità con le molecole dell'acqua. Questa di norma si deposita sulla superficie delle pareti formando film di liquido. Per capillarità questo liquido può penetrare all'interno oppure può esservi penetrazione di vapore che, per differenza di pressione parziale fra fluidi separati dalla parete, attraverso i pori del materiale. Oltre agli effetti dannosi che l'umidità può avere sulle pareti (produzione di muffe, deterioramento qualitativo ed estetico, ...) la penetrazione del vapore d'acqua produce notevoli effetti sulla conducibilità termica delle pareti e sulla trasmittanza totale. Oltre alla conduzione si hanno anche fenomeni di convezione del vapore attraverso i pori e quindi la trasmittanza totale aumenta. Il fenomeno più visibile e pericoloso della penetrazione di vapore e di film liquido nei materiali da costruzione è la *condensazione* che si verifica quando (vedi nel prosieguo) la temperatura superficiale della parete scende al di sotto del punto di rugiada dell'aria nelle condizioni di temperatura e pressione in cui si essa si trova. Ciò consiglia di aumentare la temperatura superficiale ad esempio utilizzando un adeguato isolamento termico o mediante il riscaldamento con un flusso di aria calda o deumidificando l'ambiente (ad esempio nei musei).

Quanto detto spiega la tolleranza di ± 2 °C data dall'attuale normativa sul limite di 20 °C della temperatura interna degli ambienti. Più che consentire un maggior confort ambientale questa tolleranza serve a ridurre la pericolosità della formazione della condensa nelle zone termiche dove la temperatura esterna scende sotto 0 °C. In qualche caso si può avere una leggera produzione di condensa che si lascia evaporare nei mesi più caldi.

Si osservi che la condensazione esterna alle pareti è visibile e quindi indicatrice di una situazione di pericolo che può essere sanata come sopra indicato. La condensazione interna alle pareti, che porta alla migrazione di vapore da zone calde a zone fredde ove la temperatura scende al di sotto del corrispondente punto di rugiada, spesso non è visibile e quindi può agire indisturbata nella produzione del danno.

La condensazione nascosta si può ridurre ed eliminare evitando la formazione di condensa superficiale che alimenta la migrazione interna del vapore. Pertanto i metodi consigliati sono:

- *Sistemazione di una barriera a vapore nella zona a temperatura maggiore della parete. La barriera a vapore è costituita da uno strato di materiale impermeabile che oppone uno sbarramento alla migrazione del vapore verso gli strati interni.*
- *Ventilazione dei locali con aria esterna avente minore umidità specifica dell'aria interna. Ciò è conveniente per particolari locali quali cucine, bagni, piscine, ..., cioè là dove si produce all'interno molto vapore sia attraverso macchinari che per affollamento (si ricordi che l'uomo in condizioni di riposo produce circa 30 g/h di vapore).*
- *Formazioni di intercapedine interne aerate nella pareti più soggette alla condensa. Questo metodo si utilizza spesso nelle cantine, nei pavimenti aerati, nelle pareti addossate ai muri (bocca da lupo),*

10.2 PERMEABILITÀ AL VAPORE

La relazione [187] lega l'*umidità specifica* con la pressione di vapore acqueo:

$$x = 0.622 \frac{p_v}{p_t - p_v} \quad [187]$$

Da essa si ricava:

$$p_v = \frac{p_t}{1 + \frac{0.622}{x}} \quad [188]$$

da cui si osserva, in modo esplicito, che un aumento dell'*umidità specifica* x comporta anche un incremento della *pressione parziale* p_v del vapore. D'altra parte si ha anche:

$$x = \frac{m_v}{m_a} = \frac{m_v}{m - m_v} = \frac{\rho_v}{\rho - \rho_v} \cong \frac{\rho_v}{\rho}$$

e quindi l'*umidità specifica* ($x = \rho_v / \rho$) risulta circa eguale (per i campi di applicazione della climatizzazione nell'edilizia) alla frazione di massa del vapore. Se varia ρ_v varia anche x e quindi si hanno tensioni diffusive fra zone a diversa concentrazione che, per la legge di Fick, in ipotesi ideali, genera un flusso di vapore d'acqua lungo la direzione z dato da:

$$j_{vz} = \frac{g_v}{S} = -D_v \frac{M_v}{R_o T} \frac{\partial p_v}{\partial z} = -\frac{D_v}{R_v T} \frac{\partial p_v}{\partial z}$$

ove si è indicata con $R_v = R_o / M$ la costante del vapore d'acqua ed inoltre è:

- j_v *flusso di vapore nella direzione z, (kg/m²s);*
- $\partial p_v / \partial z$ *il gradiente di pressione parziale del vapore nella direzione z, (Pa/m);*
- D_v *la diffusività molecolare del vapor d'acqua, (m²/s); calcolabile con la relazione:*

$$D_v = \frac{2.306}{p_t} \left(\frac{T}{273} \right)^{1.61} \quad \text{con } p_t \text{ pressione barometrica totale.}$$
- g_v *la portata di vapore che attraversa la superficie S, (kg/s);*
- S *l'area di passaggio, (m²);*

- M_v la massa molecolare dell'acqua;
- T la temperatura dell'aria, (K);
- R_v la costante di gas perfetto del vapore, (Nm(kgK));
- R_0 la costante universale dei gas perfetti, (Nm(kgK));
- p_v la pressione parziale del vapore, (Pa).

Fra due punti 1 e 2 distanti s in aria e con $p_{v1} > p_{v2}$ si ha un flusso di vapore:

$$j_v = \frac{P_{v1} - P_{v2}}{r_{da}} \quad \text{con} \quad r_{da} = \frac{s}{\delta_a}, \quad \delta_a = \frac{D_v}{R_v T}$$

La grandezza δ_a prende il nome di permeabilità dell'aria al vapore (kg/m.s.Pa) .

Verifica della portata minima di rinnovo dell'aria

L'ASHRAE ha predisposto procedure di calcolo più sofisticate e tuttora in fase di valutazione in sede internazionale. Le norme tecniche nazionali forniscono gli algoritmi di calcolo per la portata di ventilazione che, oltre ad essere necessaria per il ricambio fisiologico, rende meno probabile la formazione della condensa. In assenza del valore n consigliato dalle Norme UNI ed ASHRAE si può porre n pari al maggiore fra a e b dati dalle relazioni:

$$\begin{aligned} a &= 0.5 - 0.08 \log \frac{V}{25} \\ b &= (n_p \cdot n^*) \end{aligned} \quad [189]$$

ove:

- n_p è il numero di persone presenti nell'ambiente;
- n^* numero di ricambi orari per persona, in funzione del tipo di utenza, variabile fra 15÷75 (m³/h) a persona;
- V volume dell'ambiente, (m³).

La portata di ventilazione per infiltrazione è data dalla norma UNI-10344 ed è pari a:

$$G_{inf} = \frac{P_0 \cdot V + 0.25V}{3600} \quad [190]$$

ove si ha:

- G_{inf} portata di infiltrazione, (m³/s);
- V Volume dell'ambiente, (m³);
- P_0 permeabilità all'aria dell'involucro edilizio dato dalla relazione:

$$P_0 = \frac{\Delta p}{V} \left[\sum_{i=1}^q (mA)_i + \sum_{j=1}^r (vL)_j \right] \quad [191]$$

con :

- Δp differenza di pressione tra interno ed esterno dell'ambiente, (Pa);
- q numero dei serramenti;
- r numero dei cassonetti;
- m coefficiente di permeabilità dei serramenti, (m³/h.m²) e risulta $m=2.5$ per serramenti singoli di classe A1 (vedi norma UNI 7979), $m=1.7$ per serramenti doppi di classe A1 (UNI-7979), $m=5$ per porte;
- v coefficiente di permeabilità dei cassonetti, (m³/h.m²) e risulta $m=1.5$ (UNI-7979);
- A area delle finestre e delle porte, (m²);

- L larghezza dei cassonetti, (m).

La differenza di pressione tra l'interno e l'esterno risulta pari a:

$$\Delta p = \sqrt{(a_1 h^{b_1})^2 + (a_2 h^{b_2})^2} \quad [192]$$

con h altezza dell'edificio (m). La differenza di pressione è funzione dell'ubicazione dell'edificio (centro, periferia, campagna) e della temperatura media esterna. Il coefficiente a_1 dipende dalla velocità del vento e dall'ubicazione dell'edificio, a_2 dipende dalla temperatura media esterna e dalla permeabilità della facciata, il coefficiente b_1 dipende dall'ubicazione e b_2 dalla permeabilità della facciata. Per velocità del vento normali, comprese fra $2 \div 5$ m/s si hanno i valori indicati nella seguente tabella

Zona	a_1	b_1
Centro	0.05	0.91
Periferia	0.09	0.69
Campagna	0.21	0.42

Tabella 79: Coefficienti correttivi per zona

E ancora si possono assegnare i seguenti valori: $a_2=0.02$ e $b_2=0.69$ per una permeabilità media della facciata dell'edificio e temperatura media esterna compresa fra $7 \div 10$ °C.

Se la portata di infiltrazione G_{inf} non risulta superiore a quella convenzionale allora occorre installare un impianto di ventilazione forzata per l'aria mancante in modo tale da fornire all'ambiente la portata necessaria.

Norma UNI EN 13788 per evitare la condensa superficiale

Nel caso di strutture leggere, che rispondono a variazioni di temperatura in tempi molto inferiori a un giorno, deve essere utilizzata la seguente procedura:

- a) definire la temperatura dell'aria esterna come la media delle temperature minime annuali;
- b) definire l'umidità relativa esterna pari a 0,95 e calcolare la pressione del vapore o l'umidità volumica;
- c) definire la temperatura interna in accordo con le indicazioni nazionali;
- d) calcolare l'umidità relativa interna da Δv o Δp ;
- e) con un valore massimo accettabile di umidità relativa in corrispondenza della superficie pari $\phi_s = 1,0$, calcolare il valore minimo accettabile della umidità volumica a saturazione v_{sat} o della pressione di saturazione p_{sat} :

$$v_{sat}(\theta_{ai}) = v_i$$

- oppure

$$p_{sat}(\theta_{ai}) = p_i$$

- f) determinare la temperatura superficiale minima accettabile $\vartheta_{si,min}$ a partire dall'umidità volumica a saturazione minima accettabile. La temperatura può essere valutata in funzione dell'umidità volumica a saturazione. Un'altra possibilità è quella di preparare un prospetto o un grafico che indica la relazione tra p_{sat} e ϑ , per trovare ϑ da p_{sat} .

- g) il fattore di temperatura richiesto dell'involucro edilizio, $f_{Rsi, min}$ si calcola, secondo l'equazione: $f_{Rsi, min} = \frac{\theta_{si, min} - \theta_e}{\theta_i - \theta_e}$, dalla temperatura superficiale minima accettabile $\theta_{si, min}$, a partire dalla temperatura assunta dell'aria interna θ_i e dalla temperatura esterna θ_e .

10.2.1 VERIFICA DELLA FORMAZIONE DELLA CONDENZA SUPERFICIALE

All'interno degli edifici si ha sempre una produzione di vapore che si aggiunge alla quantità presente nell'aria umida nelle condizioni termoigrometriche in cui si trova.

Tali sorgenti possono essere, ad esempio, le stesse persone che producono mediamente circa 30 g/h di vapore in condizioni di attività normale. Ad esse si aggiungono dispositivi quali le cucine, ferri da stiro, vaporizzatori, sterilizzatori, ..., con produzioni di vapore non sempre continue nell'arco della giornata. In uno stabilimento industriale si hanno, invece, cicli produttivi continui che portano ad avere portate di vapore prodotte internamente costanti nell'arco delle ore di lavoro.

Per quanto detto in precedenza la produzione di vapore interna e la quantità già presente nell'aria esterna che si infila all'interno degli ambienti fanno variare l'umidità specifica x e quindi anche p_v . Nasce, quindi, un gradiente di pressione parziale di vapore (e di concentrazione) fra gli ambienti interno ed esterno che genera un flusso j_v dato da:

$$j_v = \frac{p_{vi} - p_{ve}}{r_{dm}} \quad [193]$$

con r_{dm} resistenza alla diffusione del materiale di separazione fra i due ambienti (interno ed esterno), e p_{vi} e p_{ve} pressioni parziali di vapore interna ed esterna, secondo il simbolismo già descritto. Il campo di pressione di vapore è allora dato dalla relazione:

$$p_v = p_{vi} - \frac{r_d (p_{vi} - p_{ve})}{r_{dm}} \quad [194]$$

con r_d resistenza alla diffusione fra lo strato interno e lo strato di calcolo. Per la determinazione di r_{dm} si introduce un nuovo parametro detto *fattore di resistenza relativo alla diffusione del vapore* dato dal rapporto:

$$\mu_{ra} = \frac{r_{dm}}{r_{da}} \quad [195]$$

ove r_{da} è la resistenza alla diffusione del vapore dell'aria e quindi μ_{ra} è relativo all'aria. Per quanto detto in precedenza si ha anche:

$$r_{dm} = \frac{s}{\delta_m} = \mu_{ra} \frac{s}{\frac{D_v}{R_v T}} \quad \text{da cui si ha} \quad \delta_m = \frac{D_v}{R_v T \mu_{ra}}$$

ove δ_m è permeabilità al vapore del materiale della parete e $D_v = \frac{2.306}{p_t} \left(\frac{T}{273} \right)^{1.61}$. Nel caso di pareti multistrato si ha, parafrasando la connessione in serie di resistenze elettriche:

$$R_{tv} = \sum_{i=1}^n r_{dm,i} = \sum_{i=1}^n \frac{s_i}{\delta_{m,i}} \quad [196]$$

con l'ovvio simbolismo:

- s_i spessore dello strato i -mo, (m);

- $\delta_{m,i}$ permeabilità al vapore dell'*i*-mo strato di materiale della parete, (kg/m.s.Pa).

L'inverso della permeabilità è detta *permeanza* e risulta:

$$\pi = \frac{1}{R_{iv}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{s_i}{\delta_{m,i}}}$$

Quando la temperatura scende al di sotto del *punto di rugiada* in qualsiasi punto di una parete ove sia presente aria umida allora il vapore acqueo condensa e si ha la formazione di colonie fungine. Occorre verificare, pertanto, che la temperatura superficiale interna delle pareti non scenda al di sotto del *punto di rugiada*.

Esistono vari metodi: qui si accenna al metodo *CEN-TC89-WG10N372E*⁵⁹. Questa norma suggerisce procedure di calcolo per il controllo della possibilità di formazione di condensa per effetto dell'umidità dell'aria nelle superfici interne dell'involucro edilizio e nelle superfici interstiziali. La procedura richiede il calcolo di alcuni parametri che qui si richiamano.

La temperatura superficiale della parete interna, t_{si} .

In regime stazionario il flusso termico fra l'aria esterna e l'aria interna, attraverso una parete, deve eguagliare quello fra la superficie interna della parete e la stessa aria interna dell'ambiente, cioè:

$$U(t_i - t_e) = h_i(t_i - t_{si})$$

da cui si ricava:

$$t_{si} = t_i - \frac{U}{h_i}(t_i - t_e) \quad [197]$$

ove vale il seguente simbolismo:

- t_i temperatura media dell'aria interna, posta pari a 18 °C per tener conto dell'intermittenza dell'impianto, (°C);
- t_e temperatura media mensile dell'aria esterna, desunta dalle tabelle sui dati climatici della norma UNI-10349, (°C);
- U trasmittanza della parete opaca, (W/m²K);
- h_i coefficiente di adduzione interno, (W/m²K).

Qualora non si disponga di dati medi mensili allora si può utilizzare la temperatura esterna di progetto. Si osservi come al crescere di U diminuisce t_{si} e quindi è sempre opportuno isolare le pareti. Inoltre è anche opportuno aumentare la temperatura interna t_i e questo spiega perché la L. 10/91 e il DPR 412/93 consentono una tolleranza di ± 2 °C rispetto al valore imposto di 20 °C.

Per evitare la condensa, come più volte detto, occorre che la temperatura t_{si} risulti sempre superiore a quella di rugiada nelle condizioni di temperatura media e pressione all'interno dell'ambiente.

Le norme CEN prescrivono anzi che sulle pareti interne non si debba avere più dell'80% di umidità relativa per maggior sicurezza.

⁵⁹ Le norme CEN sono di provenienza della *Commissione Europea* e hanno valore cogente. La Norma citata ha per oggetto: "Buildings Components and Buildings Elements, Calculations of surface Temperature to avoid critical surface humidity and calculation of interstitial condensation". Quanto prima verrà emessa la norma UNI-CEN corrispondente in italiano.

La pressione di saturazione in corrispondenza alla temperatura t_{si} .

In condizioni di saturazione la variabilità termodinamica del vapore è pari ad uno e pertanto la pressione di saturazione è funzione solamente della temperatura (legge di *Clapeyron*):

$$p_{si} = f(t_{si})$$

Ad esempio si può utilizzare, a quella già vista in precedenza, la relazione, suggerita dall'*ASHRAE*:

$$p_{si} = e^{\left[65.81 - \frac{7066.27}{(t_{si} + 273.15)} - 5.976 \ln(t_{si} + 273.15) \right]} \quad [198]$$

Può essere utilizzata anche una relazione più semplice ma egualmente precisa:

$$p_s(t) = 611.85 \cdot e^{\left(\frac{17.502t}{240.9+t} \right)}$$

Pressione di vapore massima interna

Questo parametro viene fissato pari a:

$$p_{vi} = 0.7 p_{si}$$

e ciò al fine di avere un'umidità relativa pari al 70% sulle superfici interne dell'involucro edilizio nelle condizioni medie mensili. Questo valore dovrebbe consentire un certo margine di sicurezza per evitare la formazione di condensa.

Numero di ricambi orari dell'aria di ventilazione

Il numero di ricambi orari d'aria per controllare la formazione della condensa è funzione della produzione di vapore all'interno degli ambienti (persone, macchinari, ...) e, per un bilancio di massa dell'ambiente considerato, può essere calcolato tramite la relazione:

$$(p_{vi} - p_{ve})nV = G_i R_v (t_i + 273.15) \quad [199]$$

ove vale il simbolismo:

- R_v costante del gas per il vapore acqueo, ($R=462 \text{ J/kgK}$);
- n numero di ricambi orari, ($1/h$);
- V Volume ambiente, (m^3);
- G_i produzione media di vapore all'interno dell'ambiente, (kg/h);
- p_{ve} pressione di vapore media mensile dell'aria esterna (vedi UNI-10349 relativa ai dati climatici), (Pa);

Se non si dispone di dati climatici si può utilizzare la temperatura esterna di progetto e porre:

$$p_{ve} = 0.9 \cdot p_{se}(t_e)$$

La portata G_i si determina mediante la seguente Tabella 80 in funzione del numero di persone presenti, n_p . Per affollamento superiore alle sei persone si aggiungono 0.05 kg/h di produzione di vapore. Dalla [199] si ricava il *numero di ricambi d'aria di ventilazione* che bilanciano la produzione di vapore interna (e quindi il valore minimo di ricambi orari per evitare il rischio di condensazione superficiale):

$$n = \frac{462(t_i + 273.15) \cdot G_i}{(p_{vi} - p_{ve}) \cdot V} \quad [200]$$

n_p	G_i (kg/h)
2	0.25
4	0.38
6	0.42
8	0.50
10	0.57
12	0.63

Tabella 80: Portata di ventilazione

10.3 CALCOLO DELLA CONDENSAZIONE INTERSTIZIALE - NORMA UNI EN ISO 13788

Questo punto fornisce un metodo per calcolare il bilancio di vapore annuale e la massima quantità di umidità accumulata dovuta alla condensazione interstiziale. Il metodo assume che l'umidità di costruzione si sia asciugata.

Il metodo dovrebbe essere considerato come uno strumento di valutazione piuttosto che di previsione accurata. Esso permette di confrontare soluzioni costruttive diverse e di verificare gli effetti delle modifiche apportate alla struttura. Esso non fornisce una previsione accurata delle condizioni igrometriche all'interno della struttura in opera e non è adatto per il calcolo dell'evaporazione dell'umidità di costruzione.

A partire dal primo mese in cui è prevista condensazione, vengono considerate le condizioni medie mensili esterne per calcolare la quantità di acqua condensata o evaporata in ciascuno dei dodici mesi dell'anno.

La quantità di acqua condensata accumulata alla fine di quei mesi in cui è avvenuta condensazione è confrontata con quella evaporata complessivamente durante il resto dell'anno.

Si assumono condizioni stazionarie e geometria monodimensionale. Non si considerano moti dell'aria attraverso o all'interno degli elementi edilizi. Il trasporto dell'umidità è assunto come sola diffusione del vapore acqueo, descritta dalla seguente equazione:

$$g = \frac{\delta_0 \Delta p}{\mu \Delta x} = \delta_0 \frac{\Delta p}{s_d}$$

dove $\delta_0 = 2 \times 10^{-10} \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{Pa})$. δ_0 dipende dalla temperatura e dalla pressione atmosferica, ma queste influenze sono trascurate.

Il flusso termico specifico è dato da:

$$q = \lambda \frac{\Delta \theta}{d} = \frac{\Delta \theta}{R}$$

La conduttività termica λ e la resistenza termica R sono assunte costanti e la capacità termica specifica dei materiali non rilevante. Per materiali omogenei a facce piane parallele $R = d/\lambda$. Si trascurano l'apporto o la sottrazione di calore dovuti a passaggio di fase.

I metodi di calcolo che seguono questo principio sono definiti spesso "metodi di tipo Glaser".

Limitazioni e fonti di errore

Diverse sono le fonti di errore causate dalle semplificazioni descritte in precedenza.

- a) La conduttività termica dipende dal contenuto di umidità nei materiali, e nel processo di condensazione/evaporazione viene ceduta/assorbita una certa quantità di calore. Questo

modifica la distribuzione delle temperature e i valori a saturazione, condizionando quindi la quantità di acqua condensata o evaporata.

- *b) L'impiego di proprietà costanti dei materiali costituisce un'approssimazione.*
- *c) In molti materiali si può verificare assorbimento capillare e trasporto di acqua liquida, che possono cambiare la distribuzione dell'umidità.*
- *d) I movimenti dell'aria attraverso fessure o intercapedini d'aria possono cambiare la distribuzione dell'umidità per trasporto convettivo del vapore. Anche la pioggia o l'acqua prodotta dalla fusione della neve possono influenzare le condizioni igrometriche.*
- *e) Le reali condizioni al contorno non sono costanti nel periodo mensile.*
- *f) La maggior parte dei materiali è almeno in parte igroscopica e può assorbire vapore d'acqua.*
- *g) Si assume che il trasporto di vapore sia monodimensionale.*
- *h) Sono trascurati gli effetti delle radiazioni termiche e con lunghezza d'onda elevata.*

A causa delle molteplici fonti di errore, questo metodo di calcolo è meno adatto per alcuni componenti edilizi e per alcuni climi. Trascurare il moto dell'umidità in fase liquida in genere dà origine a una sovrastima del rischio di condensazione interstiziale. In componenti edilizi con aria che fluisce attraverso o all'interno del componente, i risultati del calcolo possono essere estremamente inaffidabili e si deve usare grande cautela nell'interpretazione dei risultati.

10.3.1 LA VERIFICA DI GLASER

Mese di partenza

A partire da un qualsiasi mese dell'anno (mese di tentativo), calcolare la distribuzione della temperatura, della pressione di saturazione e della distribuzione di vapore attraverso il componente.

Determinare se è prevista condensazione. Se non è prevista alcuna condensazione nel mese di tentativo, ripetere il calcolo con i mesi seguenti in successione, fino a che:

- *a) non si trova condensazione in nessuno dei dodici mesi, ed allora si assume che il componente sia esente da fenomeni di condensazione interstiziale; oppure:*
- *b) si individua un mese con condensazione, che viene considerato il mese di partenza.*

Se si prevede condensazione nel mese di tentativo, ripetere il calcolo con i successivi mesi precedenti a ritroso, fino a che:

- *a) si prevede condensazione in tutti i dodici mesi, ed allora, a partire da un mese qualunque, calcolare la condensa accumulata complessivamente nell'anno oppure:*
- *b) si individua un mese senza condensazione e si considera quindi il mese seguente come mese di partenza.*

Metodologia di calcolo

Per la verifica della diffusione del vapore attraverso le pareti si utilizza il metodo di *Glaser*. Esso si basa su alcune ipotesi semplificative, e in particolare:

- *Il regime si suppone stazionario;*
- *Il modello è monodimensionale.*

Si suppone che il vapore sia trasportato solamente per diffusione.

La quantità di vapore acqueo attraverso la parete, g_v ($\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$), in assenza di condensazione, è data dalla relazione:

$$g_v = \frac{-\Delta p_v}{\Delta z} = \frac{p'_{vi} - p'_{ve}}{z_T} \quad [201]$$

con il simbolismo:

- z_T resistenza alla diffusione dello strato di materiale j.mo, ($m^2 \text{Pas/kg}$), data da:

$$z_T = \sum_j \frac{s_j}{\delta_j};$$

- s_i spessore dello strato j.mo, (m);
- δ_i permeabilità al vapore dello strato j.mo, ($\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{Pa} \cdot \text{s})$);
- p'_{vi} pressione parziale del vapore, (Pa), sulla superficie interna della struttura;
- p'_{ve} pressione parziale del vapore, (Pa), sulla superficie esterna della struttura.

Di solito si trascurano le resistenze al trasporto convettivo del vapore in corrispondenza delle interfacce pareti interne e/o esterne e l'aria e pertanto si pongono p'_{vi} e p'_{ve} pari alle pressioni parziali del vapore all'interno e all'esterno dell'ambiente.

Se non si ha formazione di condensa risulta $g_v = \text{costante}$ e allora l'andamento della pressione di vapore in corrispondenza dei vari strati è funzione lineare della resistenza z_T .

In Figura 217 si ha l'andamento della pressione parziale di vapore in funzione della resistenza z_T della struttura. Se la pressione parziale del vapore, p_v , supera la pressione di saturazione, p_s , alla temperatura corrispondente allora si ha la formazione della condensa e quindi si dovrà ridurre la portata di vapore g_v della quantità di condensa formatasi.

Il calcolo della pressione di saturazione all'interno della parete dipende dalla temperatura dell'interfaccia fra gli strati:

$$\Delta t_j = R_j \frac{t_i - t_e}{R_T} \quad [202]$$

ove si ha:

- R_j resistenza termica dello strato j.mo, ($\text{m}^2 \text{K/W}$);
- R_T resistenza termica totale della parete, ($\text{m}^2 \text{K/W}$);
- ΔT_j differenza di temperatura per lo strato j.mo, (K).

Nota ΔT_j si calcola $p_s(t)$ (sia da tabelle o mediante relazioni analitiche tipo la (140) e quindi si traccia l'andamento della pressione di saturazione in funzione delle resistenze alla diffusione del vapore d'acqua:

$$z_j = \frac{s_j}{\delta_j} \quad [203]$$

I casi possibili sono:

- La retta congiungente p_{vi} e p_{ve} non interseca la curva $p_s(t)$ e pertanto non si ha condensa all'interno della struttura, $W_c=0$.
- La retta congiungente p_{vi} e p_{ve} interseca la curva $p_s(t)$ e pertanto si ha condensa all'interno della parete in quantità data dalla relazione:

$$W_c = 8.64 \cdot 10^4 \cdot d \cdot \left(\frac{p_{vi} - p_v^*}{z^*} - \frac{p_v^* - p_{ve}}{z_T - z^*} \right), \quad (\text{kg} / \text{m}^2) \quad [204]$$

- ove p_v^* e z^* indicano i valori di intersezione fra la retta delle pressioni di saturazione delle pressioni parziali di vapore raccordata tangenzialmente.

Nel caso di formazione di condensa occorre verificare che le condizioni termo igrometriche favorevoli siano verificate e cioè che la quantità di condensa sia inferiore a quella ammissibile per il materiale dello strato ove avviene l'intersezione delle rette o che questa eguagli la quantità evaporabile durante il periodo estivo.

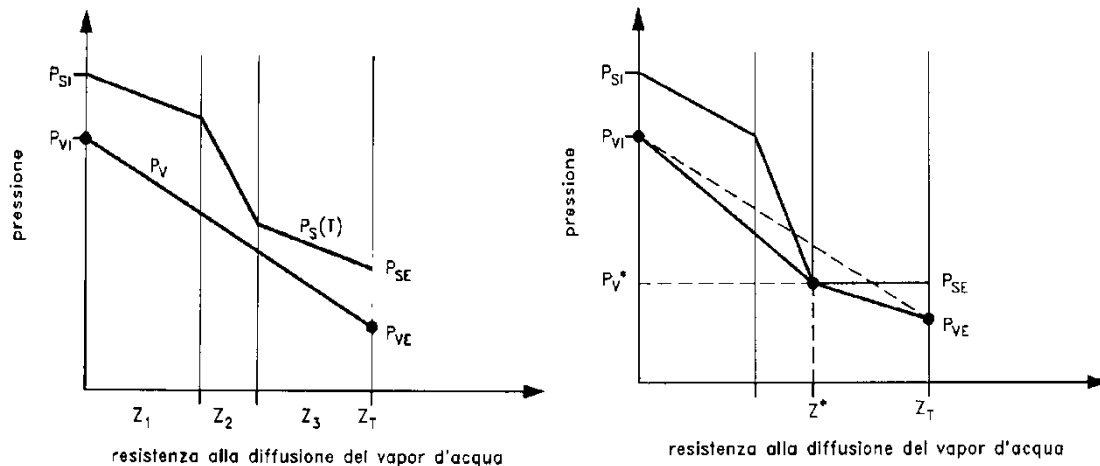


Figura 217: Diagrammi di Glaser per le pressioni parziali di vapore

Se queste non sono verificate occorre intervenire sulla stratigrafia della parete fino a quando si trova una configurazione con verifica positiva. Si può, ad esempio, se possibile, porre verso l'esterno i materiali con maggiore resistenza termica (in modo da innalzare la temperatura superficiale) e sul lato interno i materiali con maggiore resistenza alla trasmissione del vapore, cercando anche di evitare l'utilizzo della *barriera al vapore*⁶⁰.

La normativa richiede che la verifica di *Glaser* sia effettuata mese per mese ma la verifica per il mese più freddo o nelle condizioni di progetto può essere sufficiente.

Data la complessità dei calcoli, è opportuno utilizzare codici di calcolo automatizzati che, fra l'altro, consentono di avere anche una rappresentazione grafica dell'andamento delle pressioni di vapore. I dati per i vari materiali utilizzati nelle costruzioni sono reperibili nei manuali specializzati.

Algoritmo risolutivo per la verifica Glaser

La verifica Glaser è articolata sulla sequenza di operazioni seguenti.

- *Calcolo della trasmittanza e del flusso termico attraverso la parete usando le relazioni per la trasmittanza termica del componente e per il calcolo del flusso totale fra esterno ed interno:*

$$U = \left(\frac{1}{h_e} + \sum_{n=1}^N \frac{s_n}{\lambda_n} + \frac{1}{h_i} \right)^{-1}$$

$$Q = US\Delta T = US(t_i - t_e)$$

e supponendo una superficie $S = 1 \text{ m}^2$:

$$Q = U \cdot \Delta T = U \cdot (t_i - t_e)$$

⁶⁰ Si tratta di una guaina di materiale plastico impermeabile all'acqua che viene utilizzato per evitare che l'eventuale condensa penetri al di là della stessa guaina. Di solito viene utilizzata nelle coperture, nei solai e nelle strutture soggette ad attacchi da parte dell'umidità e non solamente delle condense.

- *Calcolo della temperatura superficiale di ogni strato (con N strati si hanno N+1 superfici) mediante le relazioni:*

$$t_n = t_e - U \Delta t \left[\frac{1}{h_e} + \sum_{i=1}^N \frac{s_i}{\lambda_i} \right]^{-1}$$

da cui derivano le temperature superficiali degli strati:

$$t_{n+1} = t_n - U \Delta t \left(\frac{s_n}{\lambda_n} \right)$$

- *Calcolo della pressione di vapore di saturazione in ogni superficie di separazione alle temperature superficiali prima calcolate:*

$$p_s(t) = 611.85 \cdot e^{\left(\frac{17.502t}{240.9+t} \right)}$$

- *Calcolo delle temperature medie assolute di ogni strato:*

$$T_n = \frac{t_n + t_{n+1}}{2} + 273$$

- *Calcolo del coefficiente di diffusione del vapore d'acqua nell'aria e della resistenza alla diffusione per ogni strato:*

$$\delta_n = \frac{D_v}{\mu_r R T} \quad r_n = \frac{s_n}{\delta_n} \quad D = \frac{2.306}{p_i} \left(\frac{T}{273} \right)^{1.81}$$

- *Calcolo della permeanza totale della parete con la relazione:*

$$\pi = \frac{1}{\sum_{n=1}^N r_n}$$

- *Calcolo delle pressioni parziali del vapore acque nei due fluidi e ed i separati dalla parete:*

$$p_e = \phi_e p_s(t_e)$$

$$p_i = \phi_i p_s(t_i)$$

- *Calcolo delle pressioni parziali di ogni superficie di separazione utilizzando la relazione:*

$$g = \frac{\Delta p}{\sum_{n=1}^N r_n}$$

- *Per la superficie n.ma ed n+1.ma si hanno le relazioni:*

$$p_n = p_e - \pi (p_e - p_i) \sum_{i=1}^{n-1} \frac{s_i}{\delta_i}$$

$$p_{n+1} = p_n - \pi (p_e - p_i) \frac{s_n}{\delta_n}$$

Controllo grafico per verificare che le pressioni parziali calcolate siano inferiori alla pressione di saturazione corrispondenti prima calcolate.

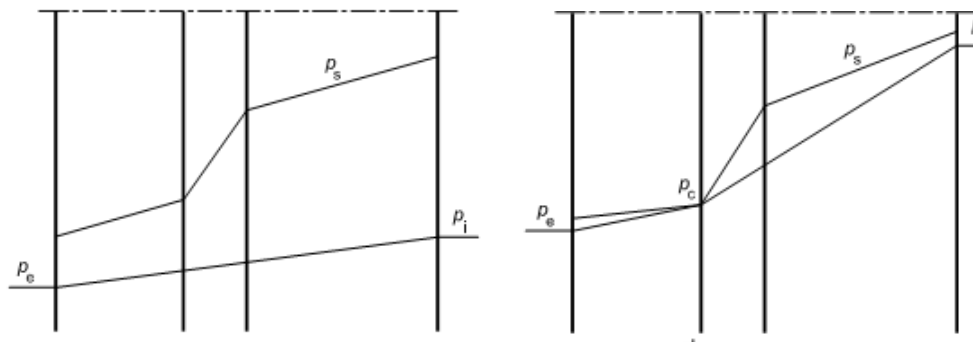


Figura 218: Controllo grafico delle spezzate p_s e p_i .

Classi di umidità all'interno degli ambienti

L'apporto specifico di umidità all'interno degli ambienti può essere suddiviso in cinque classi. La Figura 219 riporta i valori limite di Δv e Δp , relativi a ogni classe. Per i calcoli si raccomanda di utilizzare i valori limite superiori per ogni classe, se non il progettista non dimostri che le condizioni sono meno gravose. I dati riportati in Figura 219 sono ricavati per edifici dell'Europa Occidentale. Per ottenere valori applicabili ad altri climi, possono essere utilizzati dati misurati.

Il prospetto di Tabella 81 fornisce alcune indicazioni sulla scelta delle classi di umidità.

Classe di umidità	Edificio
1	Magazzini
2	Uffici, negozi
3	Alloggi con basso indice di affollamento
4	Alloggi con alto indice di affollamento, palestre, cucine, cantine; edifici riscaldati con sistemi a gas senza camino
5	Edifici speciali, per esempio lavanderie, distillerie, piscine

Tabella 81: Prospetto delle classi di umidità interna

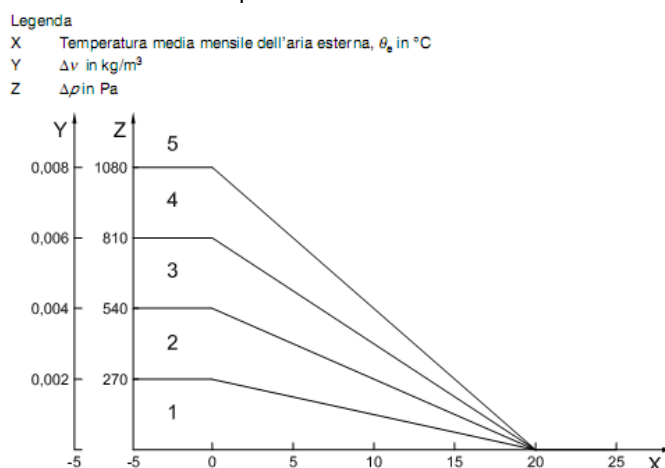


Figura 219: Curva dei valori limite per ogni classe

10.3.2 PROGRAMMI ELETTRONICI PER LA VERIFICA GLASER

Quasi tutti i programmi di calcolo per le verifiche del D.lgs. 192/05 e per il calcolo dei carichi termici invernali hanno un modulo per la verifica *Glaser*, come sopra indicato.

Ad esempio per la parete indicata in Figura 220 con stratigrafia indicata in Tabella 82 si ha l'andamento di Figura 221 per la verifica *Glaser*.

ns	coMat	descrizione strati	s	l	R	ts	Ps	Perm.	Rv	Pv
	LIM 1	Strato liminare della superficie verticale interna UNI 6946			0.130	18.65	2.151			1.169
1	INI 7	Intonaco di calce e gesso	0,01	0,7	0.014	18.50	2.131	18	0.556	1.153
2	MUR 22	Laterizi in mattoni forati da 8 cm, foratura orizzontale, 63% (da UNI 10355)	0,08		0.200	16.43	1.869	38	2.105	1.090
3	ISO 10	Polistirene espanso sinterizzato da 25 Kg/mc in lastre, conforme UNI 7891	0,05	0,04	1.250	3.45	0.783	3,75	13.333	0.694
4	INT 8	Intonaco di cemento, sabbia e calce 1800 per esterno	0,015	0,9	0.017	3.28	0.774	9,38	1.599	0.647
5	MUR 12	Blocchi in laterizio da 25 cm. ad elevata resistenza per murature portanti	0,25		0.741	-4.41	0.423	31,25	8.000	0.409
6	INI 8	Intonaco di cemento, sabbia e calce 1800 per esterno	0,015	0,9	0.017	-4.58	0.417	9,38	1.599	0.362
	LIM 2	Strato liminare della superficie verticale esterna (vento < 4 m/s) UNI 6946			0.040	-5.00	0.402			0.362

Tabella 82: Esempio di stratigrafia

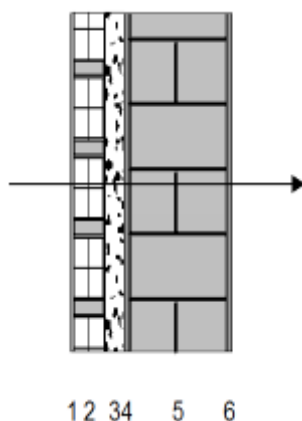


Figura 220: Stratigrafia di una parete composta

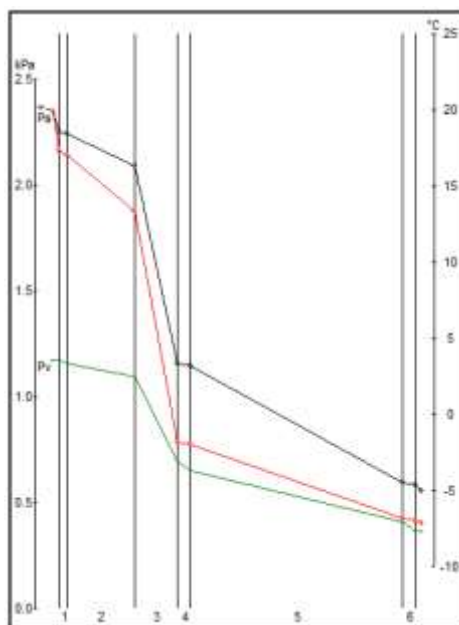


Figura 221: Verifica Glaser della parete in esame

La verifica mensile per gennaio e per aprile è indicata nella Figura 222 e Figura 223.

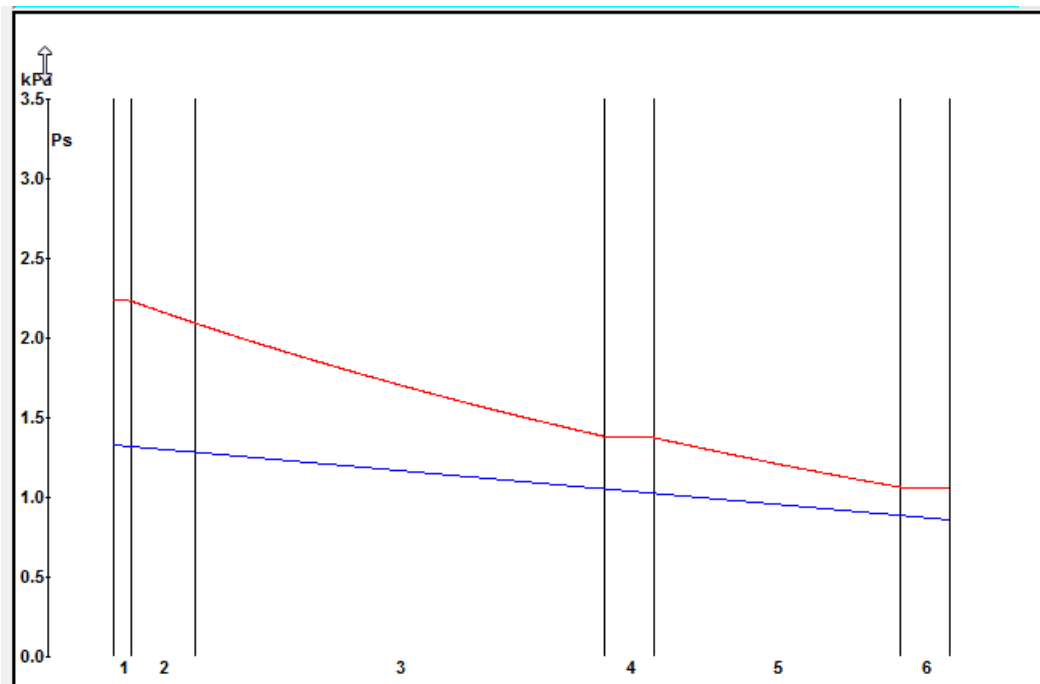


Figura 222: Verifica igrometrica a gennaio

In genere è possibile variare le ipotesi di calcolo (temperatura minima estiva e invernale) per adeguarsi al clima di progetto. I programmi indicano anche la quantità di acqua di condensa che si può formare e il tempo necessario per la completa evaporazione.

In Figura 224 si ha un esempio di solaio con data stratigrafia indicata anche in Tabella 83.

In Figura 225 si ha la corrispondente verifica Glaser.

In Figura 226 si ha un esempio di pavimento la cui stratigrafia è riportata in Tabella 83 e la verifica Glaser in Figura 227.

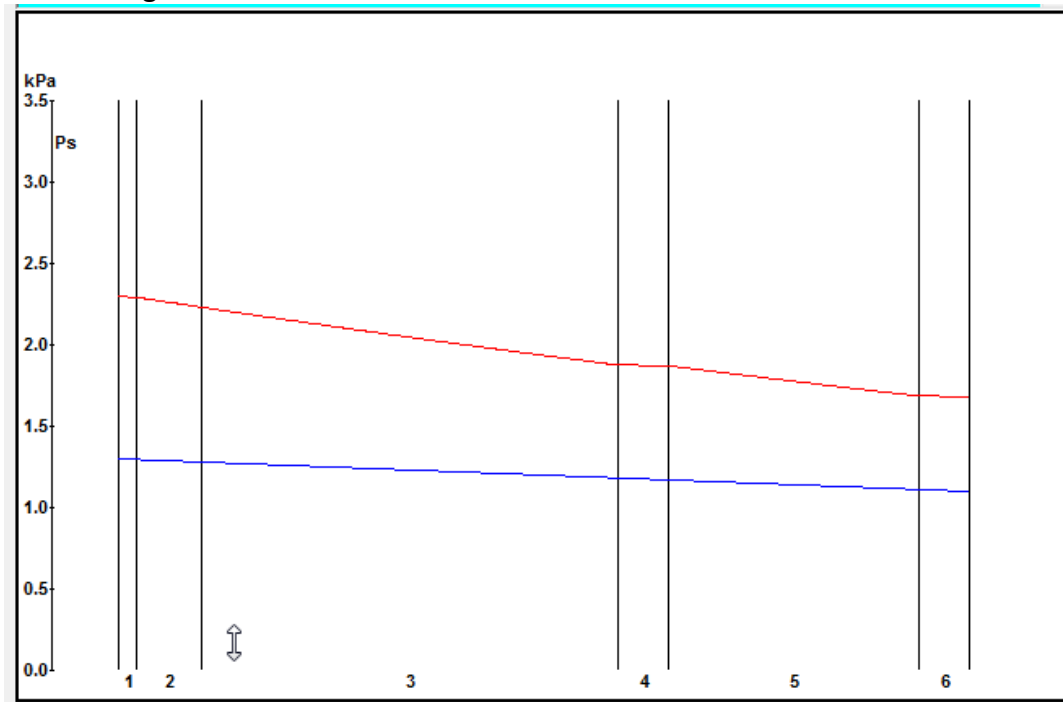


Figura 223: verifica igrometrica ad aprile

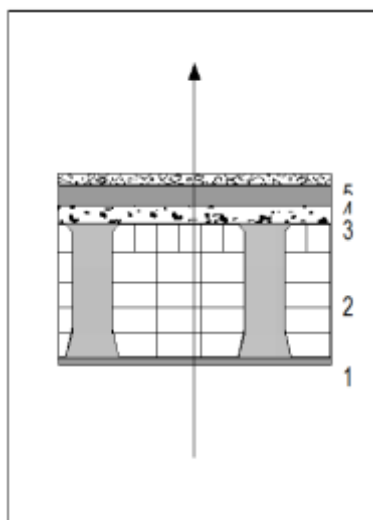


Figura 224: Esempio di stratigrafia di un solaio

ns	coMat	descrizione strati	s	l	R	ts	Ps	Perm.	Rv	Pv
	LIM 4	Strato limitare della superficie orizzontale interna, calore ascendente			0.100	19.25	2.232			1.169
1	INT 8	Intonaco di cemento, sabbia e calce 1800 per esterno	0,015	0,9	0.017	19.13	2.215	9,38	1.599	1.164
2	SOL 5	Soletta mista da 20 cm. in laterizio +6, nervature in cemento armato; 1150 (da	0,26		0.350	16.51	1.878	31,25	8.320	1.136
3	ISO 11	Polistirene espanso estruso da 35 Kg/mc con pelle impermeabile alta	0,035	0,035	1.000	9.02	1.149	0,94	37.234	1.013
4	ZZZ 6	Malta cementizia magra di sottofondo	0,04	1,4	0.029	8.80	1.133	6,25	6.400	0.992
5	CLS 8	Calcestruzzo di sabbia e ghiaia 2400 per pareti esterne non protette	0,015	2,08	0.007	8.75	1.129	1,88	7.979	0.966
	LIM 4	Strato limitare della superficie orizzontale interna, calore ascendente			0.100	8.00	1.073			0.966

Tabella 83: Stratigrafia del solaio

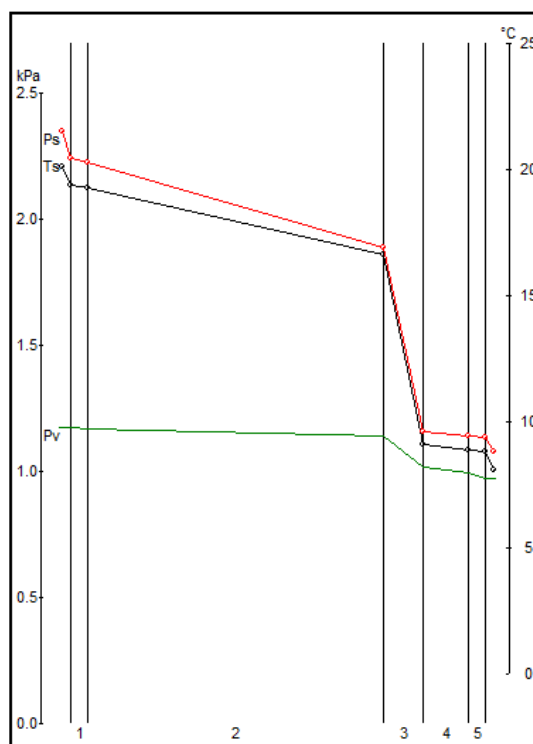


Figura 225: Verifica Glaser per il solaio

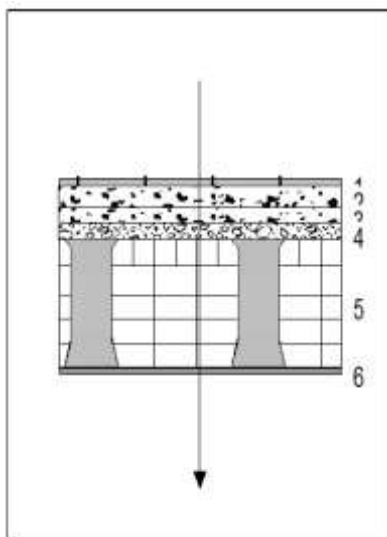


Figura 226: Esempio di pavimento

ns	coMat	descrizione strati	s	l	R	ts	Ps	Perm.	Rv	Pv
	LIM 7	Strato limitare della superficie orizzontale interna, calore discendente			0.170	17.69	2.025			1.169
1	PAV 1	Piastrelle di ceramica	0,015	1	0.015	17.49	1.999	0,938	15.991	0.981
2	ZZZ 7	Calcestruzzo di perlite e di vermiculite 250 di sottofondo	0,04	0,13	0.308	13.31	1.528	38	1.053	0.968
3	ISO 11	Polistirene espanso estruso da 35 Kg/mc con pelle impermeabile alta	0,03	0,035	0.857	1.66	0.689	0,94	31.915	0.593
4	CLS 6	Calcestruzzo di sabbia e ghiaia 2000 per pareti esterne non protette	0,03	1,26	0.024	1.34	0.673	2,9	10.345	0.471
5	SOL 7	Solaio di tipo predalles, senza soletta cls, laterizio 12 cm, sp tot 24 cm; da	0,24		0.280	-2.46	0.498	31,25	7.680	0.381
6	INT 8	Intonaco di cemento, sabbia e calce 1800 per esterno	0,015	0,9	0.017	-2.69	0.489	9,38	1.599	0.362
	LIM 7	Strato limitare della superficie orizzontale interna, calore discendente			0.170	-5.00	0.402			0.362

Tabella 84: Stratigrafia del pavimento

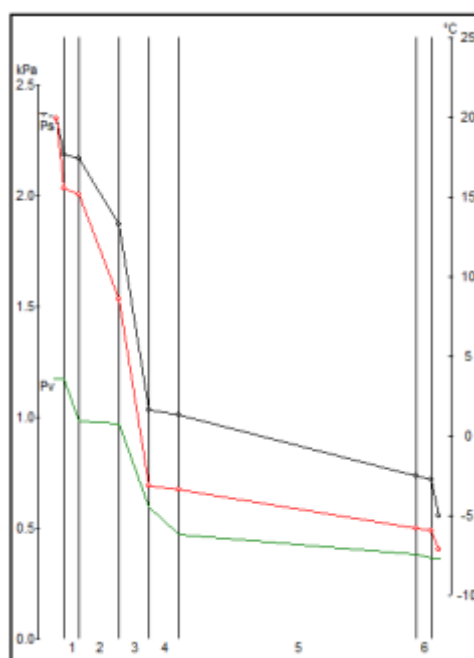


Figura 227: Verifica Glaser di un pavimento

Altri esempi potrebbero farsi per i serramenti esterni o altre tipologie di componenti edilizi.

11. BIBLIOGRAFIA

11.1 TESTI FONDAMENTALI

11.1.1 LIBRI

1. G. CAMMARATA: "Fisica Tecnica ambientale", Mc Graw Hill, 2007
2. G. CAMMARATA et Alii: "Certificazione Energetica in Sicilia", Edizioni GRAFILL SpA, 2011
3. G. CAMMARATA et Alii: "Verso Edifici Quasi Zero Energia", Edizioni GRAFILL SpA, Ott. 2013
4. CAMMARATA et Alii: "Architettura sostenibile – Riqualificazione energetica ed efficienza energetica", Edizioni Maggioli 2013

11.1.2 DISPENSE E TESTI INTEGRATIVI

5. G. CAMMARATA: "Complementi di Fisica Tecnica Industriale", Dispense AA. 2007-2008, Facoltà di Ingegneria di Catania
6. G. CAMMARATA: "Climatologia dell'ambiente costruito", Vol. I, II, Dispense A.A. 2000-01, Facoltà di Architettura di Siracusa.
7. G. CAMMARATA: "Impianti Tecnici Edili", Vol. I e II, Dispense AA. 2007-2008, Facoltà di Architettura di Siracusa
- A. A. SACCHI – G. CAGLIERIS: "Climatizzazione", UTET 1977
8. E. BETTANINI – P. F. BRUNELLO: "Lezioni di Impianti Tecnici", CLEUP, Padova 1990
9. G. MONCADA LO GIUDICE – M. COPPI: "Benessere termico e qualità dell'aria interna", Masson 1977
10. G. MONCADA LO GIUDICE – L. DE SANTOLI: "Progettazione degli Impianti Tecnici", Masson 1977
11. S. GIORIA – M. TORSETTA: "La valutazione energetica degli edifici per il rispetto della L. 10/91", Giacomini, 1995
12. P. ANGLESIO: "Elementi di Impianti Termotecnici", Pitagora Editrice, Bologna, 1998
13. F. M. BUTERA: "Architettura e Ambiente", Etas libri, 1995
14. J.A. DUFFIE – W.A. BECKMAN : "Solar Engineering of thermal processes", J. Wiley, 1991
15. G. CHIESA – G. DALL'O: "Risparmio energetico in edilizia", Masson, 1996
16. G. CHIESA – G. DALL'O: "Gestione delle risorse energetiche nel territorio", Masson 1996
17. F. BIANCHI, E. LABIANCA: "Gli impianti termici nell'edilizia civile", La Nuova Italia Scientifica, 1997
18. H. Martin: "Heat Exchangers", Hemisphere Publishing Corporation, 1992
19. C.A. Roulet: "Energétique du bâtiment", Vol. 1° e 2°, Presse Polytechniques Romandes, 1987

20. ASHRAE: "Fundamentals" 1981 e seguenti: 1985,1989,1993, 1997, 2001, 2005, 2009
21. AICARR: "Mini Guida CARR", Vol 1, Milano 1998, 2005
22. CNR-ENEA: "Manuale di progettazione bioclimatica", Roma 1986
23. AA.VV: "Manuale di Progettazione Edilizia", HOEPLI 1994, Vol. II
24. R. LAZZARIN: "Il condizionamento dell'aria", Ed D. Flaccovio, 2003
25. ASHRAE Handbook, 2012,02011,,2010,2009

INDICE GENERALE

1. INTRODUZIONE AL CORSO	I
2. SISTEMI DI UNITÀ DI MISURA	1
2.1 CONVERSIONE DELLE UNITÀ DI MISURA PIÙ RICORRENTI	3
2.2 COSTANTI FISICHE NOTEVOLI ED UNIVERSALI	4
2.3 VALORI COMUNI DI ALCUNE PROPRIETÀ TERMOFISICHE DEI CORPI	4
3. RICHIAMI DI TERMODINAMICA APPLICATA E DI TRASMISSIONE DEL CALORE	6
3.1 GRANDEZZE FISICHE FONDAMENTALI	6
3.1.1 ENERGIA	6
3.1.2 POTENZA	7
3.1.3 DENSITÀ	7
3.1.4 PRESSIONE	7
3.1.5 VISCOSITÀ DINAMICA	8
3.1.6 VISCOSITÀ CINEMATICA	8
3.1.7 TEMPERATURA	8
3.1.8 ENERGIA INTERNA DI UN CORPO	8
3.1.9 CALORE SPECIFICO	9
3.1.10 CAPACITÀ TERMICA	9
3.1.11 POTERE CALORIFICO	10
3.2 SISTEMA TERMODINAMICO	10
3.2.1 EQUAZIONE DELL'ENERGIA PER I SISTEMI APERTI	12
3.2.2 GRANDEZZE SPECIFICHE	12
3.2.3 FORME DI ENERGIA FONDAMENTALI	13
3.2.4 EQUAZIONE DI BILANCIO PER UN SISTEMA APERTO	14
3.2.5 EQUAZIONE DELL'ENERGIA PER I SISTEMI APERTI	15
3.2.6 EQUAZIONE DELL'ENERGIA PER I SISTEMI CHIUSI	17
3.2.7 EQUAZIONE DELL'ENERGIA PER I SISTEMI ISOLATI	17
3.2.8 EQUAZIONE DELL'ENERGIA PER SISTEMI APERTI IN REGIME STAZIONARIO	18
3.3 GRANDEZZE PER LA TRASMISSIONE DEL CALORE	19
3.3.1 CONDUCIBILITÀ TERMICA	19
3.3.2 CONVEZIONE TERMICA	20
3.3.3 CORRELAZIONI ADIMENSIONALI PER LA CONVEZIONE	20
3.3.4 RESISTENZA E TRASMITTANZA TERMICA	21
3.3.5 SCAMBI TERMICI RADIATIVI	23
Legge di Stefan Boltzmann	23
Legge di Wien	24
3.4 ENERGIA TRASPORTATA ED ENERGIA TRASMESSA	25

3.5 PSICROMETRIA	29
Legge di Gibbs-Dalton	30
Legge di Amagat - Leduc	30
3.5.1 PARAMETRI FONDAMENTALI PER L'ARIA UMIDA	30
Umidità Specifica Associata	30
Umidità Relativa	30
Grado Igrometrico	31
Entalpia dell'Aria Umida	31
Volume totale dell'Aria Umida	32
3.5.2 DIAGRAMMA PSICROMETRICO	32
3.5.3 MISCELA DI DUE CORRENTI D'ARIA	37
3.5.4 RISCALDAMENTO DI UN FLUSSO DI ARIA UMIDA	38
3.5.5 RAFFREDDAMENTO DI UN FLUSSO D'ARIA	38
1.1.1 DEUMIDIFICATORI A BATTERIE ALETTATE A SATURAZIONE	40
E' nota la temperatura media del refrigerante e si deve determinare t_s	42
E' nota la temperatura t_s e si deve determinare la temperatura del refrigerante	42
3.5.6 SATURAZIONE ADIABATICA CON ACQUA FREDDA	43
3.5.7 SATURAZIONE ADIABATICA CON VAPORE	46
3.5.8 MISURA DELL'UMIDITÀ RELATIVA	47
4. ENERGETICA DEGLI EDIFICI	49
4.1 L'INTERAZIONE EDIFICIO – AMBIENTE – UOMO	49
4.1.1 INTERAZIONE EDIFICIO – AMBIENTE	50
4.1.2 INFLUENZA DEL CLIMA SULL'ARCHITETTURA	55
4.1.3 LA PROGETTAZIONE ARCHITETTONICA	58
4.1.4 LA PROGETTAZIONE ENERGETICAMENTE COSCIENTE	59
4.1.5 NUOVO PARADIGMA PROGETTUALE	60
4.1.6 EFFETTI DELLA PROGETTAZIONE ARCHITETTONICA SUI COSTI ENERGETICI DEGLI EDIFICI	62
4.2 LA PROBLEMATICHE DELL'ENERGETICA DEGLI EDIFICI	63
4.3 L'AZIONE DI UN IMPIANTO	65
4.4 CALCOLO DELL'ENERGIA SCAMBIATA CON L'ESTERNO	65
4.4.1 CALCOLO DEI CARICHI TERMICI	65
Carico Termico invernale di picco	66
Carico Termico Estivo	66
4.5 ENERGIA CEDUTA DALL'IMPIANTO	67
Scelta della tipologia impiantistica	67
Dimensionamento dei componenti di impianto	68
Schematizzazione della soluzione impiantistica	68
Dimensionamento delle reti di distribuzione	68
Disegno esecutivo degli impianti	69
5. CONDIZIONI AMBIENTALI DI BENESSERE*	70
5.1 L'INTERAZIONE EDIFICIO –UOMO	70
5.2 LE CONDIZIONI DI COMFORT TERMICO	70
5.3 RICHIAMI STORICI	71

5.4	BILANCIO ENERGETICO FRA UOMO ED AMBIENTE	74
5.4.1	PERDITE DI CALORE SENSIBILE ATTRAVERSO LA PELLE	75
5.4.2	PERDITE EVAPORATIVE ATTRAVERSO LA PELLE	76
5.4.3	PERDITE DI CALORE PER RESPIRAZIONE	77
5.4.4	PERDITE TOTALI DI CALORE ATTRAVERSO LA PELLE	77
5.5	EQUAZIONE DEL BENESSERE DI FANGER	78
5.6	CONDIZIONI PER IL BENESSERE TERMICO	80
5.7	CONSIDERAZIONI SULLE CONDIZIONI DI BENESSERE AMBIENTALI	81
5.8	EQUAZIONE DI BILANCIO ENERGETICO IN REGIME TRANSITORIO	82
5.9	LA REGOLAZIONE DELLA TEMPERATURA CORPOREA	83
5.10	ABACHI E CURVE DEL BENESSERE DI FANGER	86
5.10.1	IL NUOVO DIAGRAMMA ASHRAE DEL BENESSERE.	92
5.11	PREVISIONE DELLE CONDIZIONI DI BENESSERE	92
	Variazioni individuali	95
5.11.1	INFLUENZA DELLA DISTRIBUZIONE DELL'ARIA	95
5.12	BILANCIO DI ENERGIA IN TRANSITORIO A DUE ZONE	101
5.13	CONDIZIONI DI BENESSERE IN AMBIENTI SPECIALI	103
	Riscaldamento con raggi infrarossi	103
5.14	CONSEGUENZE DELLA LEGISLAZIONE VIGENTE SULLE CONDIZIONI DI BENESSERE	104
5.15	GRANDEZZE FISICHE E LORO MISURE	105
5.15.1	SUPERFICIE DEL CORPO UMANO	105
5.15.2	FATTORE DI RICOPRIMENTO	105
5.15.3	METABOLISMO ED EFFICIENZA MECCANICA	105
	Efficienza Meccanica	106
5.15.4	COEFFICIENTI DI SCAMBIO TERMICI	107
	Coefficiente di scambio radiativo lineare	107
	Coefficiente di scambio termico convettivo	107
	Coefficiente di scambio termico totale	107
	Coefficiente di scambio termico evaporativo	107
5.15.5	PARAMETRI DEL VESTIARIO	108
	Permeabilità al vapore	108
	Superficie del vestiario	109
5.15.6	PERDITE EVAPORATIVE TOTALI	109
5.15.7	PARAMETRI AMBIENTALI	109
	Misure derivate	110
	Misura del CRE	111
5.16	LEGISLAZIONE SUL BENESSERE AMBIENTALE	112
6.	QUALITÀ DELL'ARIA IN AMBIENTI CONFINATI (IAQ)*	113
6.1	IL BENESSERE OLFATTIVO	113
6.2	LE SOSTANZE INQUINANTI	114
6.3	INDICATORI DELLA QUALITÀ DELL'ARIA	114
6.3.1	CO ₂ E BIOEFFLUENTI	114
6.3.2	PRODOTTI DI COMBUSTIONE: SO _x , NO _x , CO	114

6.3.3	COMPOSTI ORGANICI VOLATILI, VOC	115
6.3.4	IL RADON	115
6.3.5	CONTAMINATI BIOLOGICI	115
6.4	IL CONTROLLO DELL'INQUINAMENTO INDOOR	116
6.5	IL METODO DECIPOL	117
6.5.1	CALCOLO DELLA PORTATA DI VENTILAZIONE	117
6.5.2	CALCOLO DELLA PORTATA IN CONDIZIONI TIPICHE	118
6.5.3	PORTATA DI ARIA ESTERNA PER LA DILUIZIONE DELLA CO ₂	118
6.5.4	IMPLICAZIONI ENERGETICHE DELLA VENTILAZIONE	118
6.5.5	STANDARD ASHRAE 62/89	120
6.5.6	NORMA UNI 10399	120
6.5.7	VENTILAZIONE E PERCENTUALE DI INSODDISFATTI	121
6.6	SICK BUILDING SYNDROME	122
6.6.1	BUILDING RELATED ILLNESS	122
6.7	NUOVO STANDARD ASHRAE 62/89 R	122
6.8	PRESCRIZIONI NORMATIVE VIGENTI IN ITALIA	122
6.9	LA STORIA DEL DECIPOL	123
6.10	LE CORRELAZIONI SPERIMENTALI PPD - DECIPOL	124
6.10.1	INQUINAMENTO CAUSATO DALLE PERSONE E DAI MATERIALI	126
	Inquinamento causato dai Materiali in edifici pubblici	128
6.10.2	TECNICHE DI DIFFUSIONE DELL'ARIA ED EFFICIENZA DELLA VENTILAZIONE	128
	Perfect mixing distribution:	128
	Perfect displacement distribution:	128
6.10.3	PORTATA DI VENTILAZIONE COL METODO DI FANGER	128
	Esempio di calcolo secondo il metodo di Fanger	131
6.11	NOTE CRITICHE AL METODO DI FANGER	131
6.12	DETERMINAZIONE DEL TASSO DI VENTILAZIONE NECESSARIO PER IL COMFORT	132
6.12.1	DETERMINAZIONE DEL TASSO DI VENTILAZIONE DI COMFORT	132
	Esempio 1: Stabile per uffici nuovo:	132
	Procedura per la determinazione del tasso di ventilazione necessario per evitare danni alla salute	133
	Esempio 2: Abitazione già esistente	133
	Procedura per la determinazione del tasso di ventilazione necessario per evitare danni alla salute	134
6.13	LA NORMA CEN ENV 1752	134
6.13.1	CONSIDERAZIONI SULL'APPLICABILITÀ DELLA PROCEDURA	136
6.14	LEGIONELLOSI	138
6.14.1	LA PROBLEMATICHE DELLA LEGIONELLOSI	139
6.14.2	EPIDEMIOLOGIA	139
6.14.3	SITI EPIDEMICI E CONDIZIONI NATURALI FAVORENTI	139
6.14.4	RISCHIO DI INFEZIONE	139
6.14.5	MODALITÀ DI TRASMISSIONE	140
6.14.6	MISURE DI PREVENZIONE E CONTROLLO NEI SISTEMI IMPIANTISTICI	140

6.14.7	STRATEGIE DI PREVENZIONE NEI SISTEMI IMPIANTISTICI	141
	Strategie per prevenire la colonizzazione degli impianti	141
	Strategie per prevenire la moltiplicazione batterica	141
6.14.8	MISURE DI PREVENZIONE A LUNGO TERMINE	141
	Silenziatori	142
	Prese d'aria esterna	142
	Filtri	142
	Batterie di scambio termico	142
	Umidificatori dell'aria ambiente	142
	Umidificatori adiabatici	142
	Torri evaporative	143
	Impianti di Condizionamento	143
	Canalizzazioni	143
	Istituzione del registro degli interventi di manutenzione	143
7.	L'INVOLUCRO EDILIZIO	144
7.1	L'EDIFICIO E IL SUO INVOLUCRO ESTERNO	144
7.2	LE PARETI ESTERNE	145
7.2.1	ISOLANTI TERMICI	154
7.2.2	LATERIZI IN POROTON®	158
7.3	SOLAI	159
7.3.1	SOLAI A FALDE INCLINATE	164
7.4	PAVIMENTI	164
7.5	SERRAMENTI VETRATI	166
7.5.1	COMPORTAMENTO IGROMETRICO DEGLI INFISSI	167
7.5.2	ISOLAMENTO TERMICO DEGLI INFISSI	168
7.5.3	ISOLAMENTO ACUSTICO DEGLI INFISSI	168
7.5.4	PERMEABILITÀ ALL'ARIA DEGLI INFISSI	170
7.5.5	TENUTA ALL'ACQUA DEGLI INFISSI	171
7.5.6	TIPOLOGIA DEI VETRI	171
7.6	CALCOLO DELLA TRASMITTANZA TERMICA	172
7.6.1	NORMA UNI EN ISO 6946 - TRASMITTANZA TERMICA DELLE PARETI	172
	Resistenza termica di strati omogenei	173
	Resistenza termica superficiale	174
7.6.2	RESISTENZA TERMICA DI INTERCAPEDINI D'ARIA	176
	Intercapedini d'aria non ventilata	176
	Intercapedini d'aria debolmente ventilate	177
	Intercapedini d'aria fortemente ventilate	177
	Resistenza termica di ambienti non riscaldati	177
7.6.3	SOTTOTETTO	177
7.6.4	ALTRI SPAZI	177
7.6.5	RESISTENZA TERMICA TOTALE	178
	Resistenza termica totale di un componente per edilizia costituito da strati omogenei	178
	Resistenza termica totale di un componente dell'edificio, costituito da strati omogenei ed eterogenei	178
	Resistenza termica totale di un componente	178

Limite superiore della resistenza termica totale (\varnothing)	179
Limite inferiore della resistenza termica totale (R_T)	179
Stima dell'errore	180
7.6.6 TRASMITTANZA TERMICA	180
7.6.7 TRASMITTANZA TERMICA DI COMPONENTI CON STRATI DI SPESSORE VARIABILE	180
Superfici rettangolari	181
Superfici triangolari aventi spessore massimo al vertice	181
Superfici triangolari aventi spessore minimo al vertice	181
Procedimento di calcolo	182
7.7 UNI EN ISO 13370 - TRASFERIMENTI DI CALORE ATTRAVERSO IL TERRENO	182
7.7.1 PAVIMENTI APPOGGIATI SUL TERRENO	183
7.7.2 PAVIMENTI SU SPAZIO AERATO	184
7.7.3 PIANO INTERRATO	186
7.7.4 PONTI TERMICI IN CORRISPONDENZA DEL PERIMETRO DEL PAVIMENTO	187
7.8 UNI EN ISO 10077/1 - PRESTAZIONE TERMICA DI FINESTRE PORTE E CHIUSURE	188
Area della vetrata, area del pannello opaco	188
Perimetro totale visibile della vetrata	188
Aree del telaio	189
Area della finestra	190
7.8.1 CALCOLO DELLA TRASMITTANZA TERMICA	190
Finestre singole	190
Doppie finestre	190
Finestre accoppiate	192
Vetrature singole	194
Vetrature multiple	194
Finestre con chiusure chiuse	195
Porte	196
Valori numerici di ingresso	197
7.9 UNI EN ISO 10077/2 - PRESTAZIONE TERMICA DI FINESTRE PORTE E CHIUSURE- METODO NUMERICO PER I TELAI	198
Infissi a taglio termico e a giunto aperto	200
7.10 NUOVE NORME PER LE FACCIATE STRUTTURALI	201
7.11 UNI EN 673 - DETERMINAZIONE DELLA TRASMITTANZA TERMICA PER I VETRI	201
7.11.1 FORMULE BASE	201
Valore U	201
Conduttanza radiativa	202
Conduttanza del gas h_g	202
Vetrature verticali	203
Vetrature orizzontali e angolate	203
7.11.2 PROPRIETÀ DI BASE DEL MATERIALE	203
Emissività	203
Proprietà del gas	204
Assorbimento infrarosso del gas	205
7.11.3 COEFFICIENTI DI SCAMBIO TERMICO INTERNO ED ESTERNO	205
Coefficiente di scambio termico esterno h_e	205
Coefficiente di scambio termico interno h_i	205
Valori di progetto	206
7.12 CALCOLO DELLA TRASMITTANZA DELLE VETRATURE ISOLANTI	206

7.13	UNI EN 410- DETERMINAZIONE DELLE CARATTERISTICHE LUMINOSE E SOLARI DELLE VETRATE	207
	Ripartizione del flusso solare incidente	207
	Per un vetro chiaro	210
	Per un vetro basso emissivo	210
	Calcolo di τ_e	211
	Calcolo di q_i	211
7.14	ESEMPI APPLICATIVI	212
	Osservazioni sui filtri solari	212
8.	TERMOFISICA DEGLI EDIFICI*	213
8.1	COMPORTAMENTO TERMICO DEGLI EDIFICI	213
8.2	COMPORTAMENTO IN REGIME STAZIONARIO DEGLI EDIFICI	214
8.3	TRANSITORIO TERMICO DEGLI EDIFICI	215
8.4	PROPAGAZIONE DEL CALORE IN REGIME PERIODICO STABILIZZATO	216
8.5	TRANSITORIO DI RISCALDAMENTO E RAFFREDDAMENTO DI UN CORPO	223
8.6	COSTANTE DI TEMPO DELL'EDIFICIO	227
8.7	PARAMETRI CHE INFLUENZANO IL CARICO TERMICO DEGLI EDIFICI	229
8.7.1	LA TEMPERATURA ARIA-SOLE	229
8.7.2	QUALITÀ TERMOFISICHE DELLE FINITURE SUPERFICIALI	232
	Colori chiari	232
	Parete ricoperta di materiale riflettente: alluminio o vernice di alluminio	232
	Parete ricoperta da metalli generici	232
8.7.3	PARETI CON INTERCAPEDINE D'ARIA	232
	Intercapedine d'aria con convezione interna	232
	Intercapedine d'aria senza convezione termica	233
8.7.4	PARETI OPACHE INTERNE	234
8.7.5	EFFETTI DI MASSA DELLE PARETI INTERNE	234
8.7.6	PARETI TRASPARENTI	234
8.7.7	CARATTERISTICHE OTTICHE DEI VETRI	235
8.8	EFFETTO SERRA NEGLI EDIFICI	236
8.9	I SERRAMENTI ED INFISSI	238
8.10	EFFETTO SERRA NELL'ATMOSFERA TERRESTRE	238
8.11	EFFETTI DELLA MASSA SUPERFICIALE	239
8.12	CARATTERISTICHE TERMICHE DINAMICHE DELLE STRUTTURE – UNI EN ISO 13786	247
9.	FLUSSI TERMICI NEGLI EDIFICI	251
9.1	IL SISTEMA EDIFICIO E I BILANCI ENERGETICI	251
9.2	ACCUMULO TERMICO ED EFFETTI SUL TRANSITORIO TERMICO	252
9.2.1	CONDIZIONI DI TRANSITORIO TERMICO PER GLI AMBIENTI	256
9.2.2	BILANCIO ENERGETICO PER L'ARIA AMBIENTE	260
9.2.3	EFFETTO DELLA VARIABILITÀ DEL CARICO TERMICO CON LE CONDIZIONI ESTERNE	261
9.2.4	STUDIO DEL TRANSITORIO TERMICO	262
9.2.5	STRUMENTI PER LA SIMULAZIONE ENERGETICA NEGLI EDIFICI	262
9.2.6	STRUMENTI PER L'ANALISI DELLE PRESTAZIONI TERMICHE DEGLI EDIFICI	262
9.3	REGIME STAZIONARIO E TRANSITORI TERMICI: PROBLEMATICHE GENERALI	263

9.3.1	IL METODO DELL'ANALISI ARMONICA	263
9.3.2	IL METODO DELLE Z-TRASFORMATE	264
9.3.3	I METODI SEMPLIFICATI	266
9.3.4	OSSERVAZIONI SUI GRANDI CODICI DI CALCOLO	267
9.4	CODICI DI SIMULAZIONE DISPONIBILI	268
10.	CONTROLLO DELL'UMIDITÀ NEGLI EDIFICI	291
10.1	IL PROBLEMA DELL'UMIDITÀ NEGLI EDIFICI	291
10.2	PERMEABILITÀ AL VAPORE	292
	Norma UNI EN 13788 per evitare la condensa superficiale	294
10.2.1	VERIFICA DELLA FORMAZIONE DELLA CONDENZA SUPERFICIALE	295
	La temperatura superficiale della parete interna, t_{si} .	296
	La pressione di saturazione in corrispondenza alla temperatura t_{si} .	297
	Pressione di vapore massima interna	297
	Numero di ricambi orari dell'aria di ventilazione	297
10.3	CALCOLO DELLA CONDENSAZIONE INTERSTIZIALE - NORMA UNI EN ISO 13788	298
	Limitazioni e fonti di errore	298
10.3.1	LA VERIFICA DI GLASER	299
	Mese di partenza	299
	Metodologia di calcolo	299
	Algoritmo risolutivo per la verifica Glaser	301
	Classi di umidità all'interno degli ambienti	303
10.3.2	PROGRAMMI ELETTRONICI PER LA VERIFICA GLASER	303
11.	BIBLIOGRAFIA	308
11.1	TESTI FONDAMENTALI	308
11.1.1	LIBRI	308
11.1.2	DISPENSE E TESTI INTEGRATIVI	308

ELENCO DELLE FIGURE

FIGURA 1: RAPPRESENTAZIONE DI UN SISTEMA TERMODINAMICO	11
FIGURA 2: SCHEMATIZZAZIONE DEL LAVORO TERMODINAMICO.	13
FIGURA 3: SISTEMA APERTO – CONDIZIONI DI SCAMBIO	16
FIGURA 4: ANALOGIA ELETTRO-TERMICA DI UNA PARETE A DUE STRATI	23
FIGURA 5: ALIMENTAZIONE DI UN RADIATORE	25
FIGURA 6: FLUSSO TRASPORTATO E FLUSSO TRASMESSO A REGIME STAZIONARIO	26
FIGURA 7: RADIATORE INSERITO IN UN AMBIENTE	28
FIGURA 8: SCHEMA DI UN CIRCUITO DI CENTRALE	29
FIGURA 9: ESEMPIO ESECUTIVO DI UNO SCHEMA DI CENTRALE TERMICA CON POMPA DI CALORE	29
FIGURA 10: DIAGRAMMA PSICROMETRICO DI MOLLIER	33
FIGURA 11: TRACCIAMENTO DELL'ISOTERMA $T=0$ NEL PIANO DI MOLLIER	34
FIGURA 12: COSTRUZIONE DELLE ISOTERME NEL PIANO DI MOLLIER	35
FIGURA 13: DIAGRAMMA PSICROMETRICI DI MOLLIER - SCHEMATIZZAZIONE	35
FIGURA 14: DIAGRAMMA ASHRAE	36
FIGURA 15: SCHEMA DI UTILIZZO DEL DIAGRAMMA DI MOLLIER	36
FIGURA 16: SCHEMA DI UTILIZZO DEL DIAGRAMMA ASHRAE	37
FIGURA 17: RAPPRESENTAZIONE DELLA MISCELAZIONE ADIABATICA DI DUE CORRENTI D'ARIA UMIDA	39
FIGURA 18: RAPPRESENTAZIONE DEL RISCALDAMENTO DELL'ARIA UMIDA.	39
FIGURA 19: ANDAMENTO DELLA FASE DI RAFFREDDAMENTO CON DEUMIDIFICAZIONE	40
FIGURA 20: DEUMIDIFICAZIONE NEL PIANO DI MOLLIER	40
FIGURA 21. DEUMIDIFICAZIONE NEL PIANO ASHRAE	41
FIGURA 22: SCHEMA IDEALE DEL RAFFREDDAMENTO CON DEUMIDIFICAZIONE	42
FIGURA 23: RAPPRESENTAZIONE DEL RAFFREDDAMENTO DI UN FLUSSO DI ARIA UMIDA	43
FIGURA 24: SCHEMATIZZAZIONE DEL SATURATORE ADIABATICO AD ACQUA FREDDA	44
FIGURA 25: RAPPRESENTAZIONE DELLA SATURAZIONE ADIABATICA DELL'ARIA UMIDA	45
FIGURA 26: SATURAZIONE ADIABATICA CON ACQUA NEL PIANO ASHRAE	45
FIGURA 27: SATURAZIONE ADIABATICA A VAPORE NEL PIANO ASHRAE	46
FIGURA 28: SATURAZIONE ADIABATICA CON VAPORE NEL PIANO ASHRAE	47
FIGURA 29: DETERMINAZIONE DEL PUNTO AMBIENTE MEDIANTE UNO PSICROMETRO	47
FIGURA 30: PSICROMETRO A VENTOLINA	48
FIGURA 31: ESEMPIO DI STATUA E DI UN MAUSOLEO (Taj Mahal)	49
FIGURA 32: INTERAZIONE EDIFICIO – AMBIENTE (CNOSSO – CRETA)	50
FIGURA 33: INTERAZIONE EDIFICIO – UOMO	50
FIGURA 34: ESEMPIO DI ARCHITETTURA MICENEA	50
FIGURA 35: ESEMPIO DI CASA ROMANA	51
FIGURA 36: ESEMPIO DI DISTRIBUZIONE DELLA CASA ROMANA	51
FIGURA 37: OSTIA- RESTI DI ABITAZIONI A PIÙ PIANI ROMANE (INSULAE)	52
FIGURA 38: ESEMPIO DI UMIFICAZIONE DELL'ARIA NELL'ARCHITETTURA ARABA	53
FIGURA 39: ESEMPIO DI ARCHITETTURA ARABA	53
FIGURA 40: ESEMPIO DI ARCHITETTURA AFRICANA ANTICA - TIMBUCTU	54
FIGURA 41: ESEMPIO DI COSTRUZIONE AFRICANA MODERNA	54
FIGURA 42: ESEMPIO DI ARCHITETTURA TIPICA SVEDESE	55
FIGURA 43: LA CITTÀ DI GHARDAIA IN ALGERIA	56
FIGURA 44: PARTICOLARE DELL'ABITATO DI GHARDAIA	56
FIGURA 45: ESEMPIO DI STRADE INTERNE A GHARDAIA	57
FIGURA 46: L'INTERNO DELLE ABITAZIONI TIPICHE DI GHARDAIA	57
FIGURA 47: MERCATO COPERTO A NISCEMI, SICILIA	58
FIGURA 48: FOTO STORICA DEL PALAZZO LIPPARINI IN SCICLI	59
FIGURA 49: IL NUOVO PALAZZO LIPPARINI DI SCICLI	60
FIGURA 50: PARTICOLARE DEL TAGLIO LATO CHIESA	60
FIGURA 51: ZONE CLIMATICHE EUROPEE	61
FIGURA 52: SISTEMA EDIFICIO-IMPIANTO	64
FIGURA 53: ESEMPIO DI POSSIBILI SCAMBI ENERGETICI	66

FIGURA 54: DIAGRAMMA DEL BENESSERE ASHRAE DEL 1923	72
FIGURA 55: TEMPERATURA EFFETTIVA PER PERSONE NUDE	73
FIGURA 56: TEMPERATURA EFFETTIVA PER PERSONE VESTITE	73
FIGURA 57: SCHEMA DEL GLOBOTERMOMETRO DI BEDFORD	73
FIGURA 58: BILANCIO DEL CORPO UMANO	75
FIGURA 59: NUOVO DIAGRAMMA DEL BENESSERE DI FANGER, KSU E GIVONI	93
FIGURA 60: ANDAMENTO DELLA PERCENTUALE DI INSODDISFATTI AL VARIARE DEL VOTO MEDIO PREVEDIBILE	94
FIGURA 61: CONDIZIONI DI BENESSERE (M/A_D , I_{cl}) E DELLA PPD AL VARIARE DELLA VELOCITÀ MEDIA DELL'ARIA.	95
FIGURA 62: PERCENTUALE DI INSODDISFATTI IN FUNZIONE DELLA VELOCITÀ DELL'ARIA	96
FIGURA 63: VARIAZIONE DELLA TEMPERATURA E DELLA VELOCITÀ DELL'ARIA CON $PI=15\%$	96
FIGURA 64: ZONA DI CONFORT SUGGERITA AL VARIARE DI PPD	101
FIGURA 65: CALCOLATORE PMV	102
FIGURA 66: ESEMPIO D'USO DEL CALCOLATORE DELLE CONDIZIONI DI CONFORT	103
FIGURA 67: FATTORI DI VISTA FRA CORPO UMANO E PARETI VERTICALI E ORIZZONTALI (FANGER 1982)	111
FIGURA 68: FORMULE ANALITICHE DEL FATTORE DI VISTA PER PICCOLI PIANI	111
FIGURA 69: BILANCIO DELLE PORTATE DI MASSA	117
FIGURA 70: PORTATA DI ARIA ESTERNA AL VARIARE DELL'ATTIVITÀ FISICA E DELLA $\%$ DI CO_2	119
FIGURA 71: RELAZIONE FRA PPD E PORTATA DI ARIA DI VENTILAZIONE	121
FIGURA 72: IL DECIPOLMETRO	125
FIGURA 73: CORRELAZIONE SPERIMENTALE FRA PPD E PORTATA D'ARIA DI VENTILAZIONE	126
FIGURA 74: PPD IN FUNZIONE DELLA QUALITÀ DELL'ARIA IN DECIPOL	126
FIGURA 75: FRONTESPIZIO DEL 1° ARTICOLO DI FANGER SU OLF E DECIPOL	127
FIGURA 76: TIPOLOGIE IMPIANTISTICHE PER LA DISTRIBUZIONE DELL'ARIA	129
FIGURA 77: FRONTESPIZIO DEL 2° ARTICOLO DI FANGER	130
FIGURA 78: SCALA DI RIFERIMENTO DEL BUTANOLO	137
FIGURA 79: SENSAZIONE OLFATTIVA IN FUNZIONE DELLA CONCENTRAZIONE	138
FIGURA 80: SCHEMATIZZAZIONE DI UN EDIFICIO	144
FIGURA 81: ESEMPIO DI STRATIGRAFIA DI UNA PARETE ESTERNA A DOPPIO STRATO	146
FIGURA 82: ALCUNE TIPOLOGIE DI PARETI	146
FIGURA 83: ALCUNE TIPOLOGIE DI PARETI ESTERNE	147
FIGURA 84: ANDAMENTO DELLA TEMPERATURA SUPERFICIALE INTERNA CON LA POSIZIONE DELL'ISOLANTE	147
FIGURA 85: ESEMPI DI PARETI PER ESTERNI	148
FIGURA 86: ESEMPIO DI MATTONI FORATI	149
FIGURA 87: TIPOLOGIA DI FORATI DALLA UNI 10355	150
FIGURA 88: TIPOLOGIA DI FORATI DALLA NORMA UNI 10355	151
FIGURA 89: TIPOLOGIA DI FORATI DALLA NORMA UNI 10355	152
FIGURA 90: TIPOLOGIA DI FORATI DALLA NORMA UNI 10355	153
FIGURA 91: PANNELLO DI LEGNO MINERALIZZATO	154
FIGURA 92: TIPOLOGIE DI ISOLANTI	155
FIGURA 93: ISOLANTE LANA DI LEGNO	156
FIGURA 94: ISOLANTE LANA DI CANAPA	157
FIGURA 95: ISOLANTE POLIETILENE ESPANSO	157
FIGURA 96: SPESSORI DI ISOLANTE NECESSARI PER $U = 0.4 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$	158
FIGURA 97: LATERIZIO IN POROTON	159
FIGURA 98: ESEMPI DI TIPOLOGIE DI SOLAI	160
FIGURA 99: SOLAI - NORMA UNI 10355	161
FIGURA 100: SOLAI - NORMA UNI 10355	162
FIGURA 101: SOLAI - NORMA UNI 10355	163
FIGURA 102: COPERTURA A FALDA VENTILATA	164
FIGURA 103: PARTICOLARE COSTRUTTIVO DEL TETTO A FALDA	164
FIGURA 104: PAVIMENTO INTERRATO ED APPOGGIATO SU TERRENO	165
FIGURA 105: ESEMPI DI PAVIMENTI	165
FIGURA 106: INSERIMENTO DI UN SERRAMENTO: SEZIONE VERTICALE	166
FIGURA 107: INSERIMENTO DI UN SERRAMENTO: SEZIONE ORIZZONTALE	166
FIGURA 108: VISTA FRONTALE DI UN SERRAMENTO VETRATO	166
FIGURA 109: ZONIZZAZIONE ACUSTICA DI CATANIA	169
FIGURA 110: CLASSIFICAZIONE ACUSTICA DEGLI INFISSI	170
FIGURA 111: ESEMPIO DI DATI PER MURATURA IN MATTONI	174

FIGURA 112: AREA REALE E AREA PROIETTATA	176
FIGURA 113: SEZIONE E STRATI DI UN COMPONENTE TERMICAMENTE OMOGENEO	179
FIGURA 114: COMPONENTE CON STRATI DI SPESSORE VARIABILI	180
FIGURA 115: POSSIBILI SUDDIVISIONI DEI TETTI IN PARTI ELEMENTARI	180
FIGURA 116: COMPONENTE CON STRATI DI SPESSORE VARIABILI - SUPERFICI RETTANGOLARI	181
FIGURA 117: COMPONENTE CON STRATI DI SPESSORE VARIABILI - SUPERFICI TRIANGOLARI CON SPESSORE MASSIMO AL VERTICE	181
FIGURA 118: COMPONENTE CON STRATI DI SPESSORE VARIABILI - SUPERFICI TRIANGOLARI CON SPESSORE MINIMO AL VERTICE	181
FIGURA 119: PAVIMENTO APPOGGIATO SUL TERRENO	183
FIGURA 120: TRASMISSIONE DEL CALORE CON SPAZIO AERATO NEL TERRENO	185
FIGURA 121: SCAMBI TERMICI CON PIANO INTERRATO.	187
FIGURA 122: SVILUPPO DELL'AREA INTERNA ED ESTERNA	188
FIGURA 123: AREA E PERIMETRO DELLA VETRATA	189
FIGURA 124: SCHEMATIZZAZIONE DELLE VARIE AREE	189
FIGURA 125: SCHEMATIZZAZIONE DI UNA FINESTRA SINGOLA	190
FIGURA 126: SCHEMATIZZAZIONE DI UNA DOPPIA FINESTRA	191
FIGURA 127: SCHEMATIZZAZIONE DI FINESTRE ACCOPPIATE	192
FIGURA 128: NUOVA TABELLA PROPOSTA DALLA UNI TS 11300/1 DEL 2014	193
FIGURA 129: FINESTRA CON CHIUSURA ESTERNA	196
FIGURA 130: SCHEMATIZZAZIONE DI UNA PORTA CON VETRATA	197
FIGURA 131: SCHEMATIZZAZIONE DI UNA PORTA CON PANNELLO OPACO	197
FIGURA 132: SCHEMATIZZAZIONE DI UN TELAIO	199
FIGURA 133: CAVITÀ RETTANGOLARE E DIREZIONE DEL FLUSSO	199
FIGURA 134: INFISSO IN ALLUMINIO A TAGLIO TERMICO	200
FIGURA 135: TRASMITTANZA TERMICA DEI VETRATE ISOLANTI	207
FIGURA 136: RIPARTIZIONE DEL FLUSSO SOLARE INCIDENTE	208
FIGURA 137: VETRO TIPO FLOAT CHIARO DA 6 MM	208
FIGURA 138: VETRO BASSO EMISSIVO MAGNETRONICO DA 4 MM	209
FIGURA 139: VETRO BASSO EMISSIVO PIROLITICO DA 6 MM	209
FIGURA 140: VETRO A CONTROLLO SOLARE DA 6 MM	209
FIGURA 141: DISTRIBUZIONE DEL FLUSSO RADIANTE INCIDENTE	211
FIGURA 142: FINESTRE CON FILTRI SOLARI APPLICATI ALL'ESTERNO DELLE VETRATE	212
FIGURA 143: VARIAZIONE PERIODICA DI TEMPERATURA IN UNO STRATO SEMINFINITO	217
FIGURA 144: ANDAMENTO DELLE OSCILLAZIONI ALL'INTERNO DELLO STRATO	220
FIGURA 145: ONDA DI TEMPERATURA CON $T_M=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ E $\Delta T=10\text{ }^{\circ}\text{C}$	221
FIGURA 146: ONDE DI TEMPERATURA ALL'INTERNO DELLA PARETE PER I DUE CASI	222
FIGURA 147: ATTENUAZIONE DELL'AMPIEZZA DELL'ONDA DI TEMPERATURA IN FUNZIONE DELL'ASCISSA	222
FIGURA 148: AZIONE DI UNA PARETE SULL'ONDA TERMICA	223
FIGURA 149: ANDAMENTO DEL TRANSITORIO DI RISCALDAMENTO E/O DI RAFFREDDAMENTO	224
FIGURA 150: ANDAMENTO DEL TRANSITORIO DI RISCALDAMENTO E/O DI RAFFREDDAMENTO	226
FIGURA 151: SCHEMA DI UN IGLÙ ESQUIMESE	226
FIGURA 152: INFLUENZA DELLA FORMA ARCHITETTONICA (A/V) SUI DISPERDIMENTI	227
FIGURA 153: TRANSITORIO TERMICO CON DIVERSE COSTANTI DI TEMPO	227
FIGURA 154: SCAMBI TERMICI DI UNA PARETE ESTERNA SOLEGGIATA.	230
FIGURA 155: ANDAMENTO DELLA TEMPERATURA ARIA-SOLE PER $A=0.2$ E $A=0.9$ PER UN DATO IRRAGGIAMENTO.	230
FIGURA 156: TEMPERATURA ARIA-SOLE PER $A=0.2$ E $A=0.9$ ED ESPOSIZIONE SUD, EST ED OVEST.	231
FIGURA 157: SCHEMATIZZAZIONE DI UNA PARETE CON INTERCAPEDINE	233
FIGURA 158: ESEMPIO DI PARETI VETRATE	235
FIGURA 159: LA PIRAMIDE DEL LOUVRE A PARIGI	235
FIGURA 160: TRASMISSIONE DELLE RADIAZIONI IN UN VETRO CAMERA	236
FIGURA 161: FATTORE DI TRASPARENZA DEI VETRI	237
FIGURA 162: SPETTRO SOLARE IDEALE	237
FIGURA 163: RADIAZIONE SOLARE FUORI DELL'ATMOSFERA E AL SUOLO	238
FIGURA 164: PARETE A DOPPIO STRATO CON ISOLANTE INTERCAPEDINE	239
FIGURA 165: DATI CARATTERISTICI PER PARETI SEMPLICI	240
FIGURA 166: ANDAMENTO DELLE TEMPERATURE SUPERFICIALI PER LA PARETE DI FIGURA 164 ESPOSTA AD EST	243
FIGURA 167: PARETE DI FIGURA 164 MA ESPOSTA A SUD	243

FIGURA 168: PARETE A DOPPIO STRATO CON INTERCAPEDINE MA SENZA ISOLANTE	244
FIGURA 169: RISULTATI PER PARETE DI FIGURA 168 ESPOSTA A SUD	244
FIGURA 170: PARETE CON INTERCAPEDINE ED UNO STRATO IN CALCARE	244
FIGURA 171: RISULTATI DELLA SIMULAZIONE STIVA CON PARETE DI FIGURA 170 ESPOSTA A SUD.	245
FIGURA 172: PARETE CON SINGOLO STRATO DI LATERIZIO DA 25 CM E INTONACO D 2,5 CM AI DUE LATI	245
FIGURA 173: RISULTATI DEL TRANSITORIO DELLA PARETE DI FIGURA 172 ESPOSTA A SUD	246
FIGURA 174: PARETE DON CALCARE DA 25 CM ED INTONACI AI LATI DA 2,5 CM	246
FIGURA 175: RISULTATI DELLA SIMULAZIONE PER PARETE DI FIGURA 174 ESPOSTA A SUD	247
FIGURA 176: RAPPRESENTAZIONE DEL QUADRIPOLO EQUIVALENTE DELLA PARETE	248
FIGURA 177: CARATTERISTICHE TERMICHE DINAMICHE PER UNA PARETE MULTISTRATO	250
FIGURA 178: CARATTERISTICHE TERMICHE DINAMICHE PER UNA PARETE MONOSTRATO	250
FIGURA 179: RAPPRESENTAZIONE DI UN EDIFICIO COME SISTEMA TERMODINAMICO	252
FIGURA 180: BILANCIO ENERGETICO PER L'ARIA INTERNA ALL'AMBIENTE	261
FIGURA 181: EDITOR TXT DI ENERGY PLUS- PARTE INIZIALE	270
FIGURA 182: FILE DI INPUT COME VISTO DAL PRE-PROCESSOR	271
FIGURA 183: FINESTRA CON EDITOR IDF DI ENERGY PLUS	272
FIGURA 184: EDITOR IDF CON VISUALIZZAZIONE DELLA FINESTRA BUILDING	273
FIGURA 185: EDITOR IDF CON LA FINESTRA DI SELEZIONE DELL'ALGORITMO DI RISOLUZIONE	273
FIGURA 186: EDITOR IDF CON VISUALIZZAZIONE DEI DATI PEOPLE	274
FIGURA 187: FILE DI LOG DEGLI ERRORI	274
FIGURA 188: ESEMPIO DI FILE DI VERIFICA DELL'INPUT DI ENERGY PLUS	275
FIGURA 189: ESEMPIO DI LOG DI CALCOLO DI ENERGY PLUS	276
FIGURA 190: ESEMPIO DI CONTROLLO DELLE VARIABILI DI ENERGY PLUS	277
FIGURA 191. ESEMPIO DI OUTPUT GRAFICO DI ENERGY PLUS	277
FIGURA 192: ESEMPIO DI OUTPUT PARZIALE IN FORMATO EXCEL DI ENERGY PLUS	278
FIGURA 193: VISUALIZZAZIONE DEI DATI DI OUTPUT DI ENERGY PLUS	279
FIGURA 194: ESEMPIO DI INPUT GRAFICO CON DESIGN BUILDER	279
FIGURA 195: MENÙ DI COSTRUZIONE DELLA STRUTTURA (SINISTRA) E DELLE PARETI (DESTRA)	280
FIGURA 196: SELEZIONE DEL TIPO DI FINESTRE E DEI MATERIALI	281
FIGURA 197: SELEZIONE DELLA CAPACITÀ TERMICA E DEL GRADI DI ISOLAMENTO	281
FIGURA 198: SELEZIONE DEL TIPO DI APERTURE E DELLE SCHERMATURE	282
FIGURA 199: SELEZIONE DEL GUADAGNO SOLARE E DELL'INTERVALLO DI GUADAGNO	282
FIGURA 200: SELEZIONE DEL TIPO DI VENTILAZIONE	282
FIGURA 201: SELEZIONE DELLE CONDIZIONI OPERATIVE INVERNALI	283
FIGURA 202: SELEZIONE DELLE CONDIZIONI OPERATIVE ESTIVE	283
FIGURA 203: IPOTESI DI CALCOLO PER LE CONDIZIONI ESTIVE	283
FIGURA 204: IPOTESI DI CALCOLO PER LE CONDIZIONI INVERNALI	284
FIGURA 205: ESEMPIO DI OUTPUT ESTIVO DI DESIGN BUILDER	284
FIGURA 206: ALTRI DATI ESTIVI DI OUTPUT	285
FIGURA 207: ALTRI ESEMPI DI OUTPUT ESTIVO	285
FIGURA 208: ALTRI DATI DI OUTPUT ESTIVI	286
FIGURA 209: ALTRI DATI DI OUTPUT ESTIVI	286
FIGURA 210: ESEMPIO DI OUTPUT DI DATI PER SIMULAZIONE INVERNALE	287
FIGURA 211: ESEMPIO DI SELEZIONE DI CALCOLO ANNUALE	287
FIGURA 212: RISULTATI DELLA SIMULAZIONE DI UNA SETTIMANA	288
FIGURA 213: SIMULAZIONE CON RISULTATI DISTRIBUITI MENSILMENTE	288
FIGURA 214: RISULTATI DELLA SIMULAZIONE CON DISTRIBUZIONE ORARIA	289
FIGURA 215: VISUALIZZAZIONE DELLE PERDITE PER VENTILAZIONE	289
FIGURA 216: VISUALIZZAZIONE DEI GUADAGNI ENERGETICI	290
FIGURA 217: DIAGRAMMI DI GLASER PER LE PRESSIONI PARZIALI DI VAPORE	301
FIGURA 218: CONTROLLO GRAFICO DELLE SPEZZATE P_s E P_v	303
FIGURA 219: CURVA DEI VALORI LIMITE PER OGNI CLASSE	303
FIGURA 220: STRATIGRAFIA DI UNA PARETE COMPOSITA	304
FIGURA 221: VERIFICA GLASER DELLA PARETE IN ESAME	304
FIGURA 222: VERIFICA IGROMETRICA A GENNAIO	305
FIGURA 223: VERIFICA IGROMETRICA AD APRILE	305
FIGURA 224: ESEMPIO DI STRATIGRAFIA DI UN SOLAIO	306
FIGURA 225: VERIFICA GLASER PER IL SOLAIO	306

FIGURA 226: ESEMPIO DI PAVIMENTO

307

FIGURA 227: VERIFICA GLASER DI UN PAVIMENTO

307

ELENCO DELLE TABELLE

TABELLA 1: SISTEMA INTERNAZIONALE	2
TABELLA 2: SISTEMA TECNICO	2
TABELLA 3: SISTEMA ANGLOSASSONE	3
TABELLA 4: CONVERSIONE DI ALCUNE GRANDEZZE DEI SISTEMI METRICI - ANGLOSASSONE	3
TABELLA 5: UNITÀ DI MISURA PER LA FORZA	3
TABELLA 6: UNITÀ DI MISURA PER LA PRESSIONE	4
TABELLA 7: UNITÀ DI MISURA PER L'ENERGIA	4
TABELLA 8: UNITÀ DI MISURA PER LA POTENZA	4
TABELLA 9: ALCUNE COSTANTI UNIVERSALI	4
TABELLA 10: ALCUNI DATI CARATTERISTICI DELL'ACQUA	5
TABELLA 11: ALCUNI DATI CARATTERISTICI DELL'ARIA	5
TABELLA 12: RELAZIONI FRA LE UNITÀ DI MISURA	14
TABELLA 13: CONFRONTO DEI COSTI DI ESERCIZIO ENERGETICO	62
TABELLA 14: VALORI DELL'ATTIVITÀ METABOLICA	80
TABELLA 15: RESISTENZA DEL VESTIARIO	80
TABELLA 16: OSSIGENO CONSUMATO IN FUNZIONE DELL'ATTIVITÀ	85
TABELLA 17: CURVE DEL BENESSERE DI FANGER PER VARIE ATTIVITÀ E VESTIARIO 0 E 0,5 CLO	86
TABELLA 18: CORREZIONI PER T_A DIVERSA DALLA $T_{MR} - 1^\circ$ PARTE	87
TABELLA 19: CORREZIONI PER T_A DIVERSA DALLA $T_{MR} - 2^\circ$ PARTE	88
TABELLA 20: CURVE DEL BENESSERE DI FANGER PER VARIE ATTIVITÀ E VESTIARIO 1 E 15 CLO	89
TABELLA 21: INFLUENZA DELLA VELOCITÀ DELL'ARIA E DEL VESTIARIO	90
TABELLA 22: INFLUENZA DELL'ABBIGLIAMENTO E DELLA VELOCITÀ DELL'ARIA SU E_T^*	91
TABELLA 23: SCALA DEI GIUDIZI DEL COMFORT TERMICO	93
TABELLA 24: VMP - LIVELLO DI ATTIVITÀ: 58 W/m ² (1 MET) - UMIDITÀ RELATIVA: 50%	98
TABELLA 25: VMP - LIVELLO DI ATTIVITÀ: 81,2 W/m ² (1,4 MET) - U.R.: 50% (FONTE: ISO 7730-1984)	99
TABELLA 26: VMP - LIVELLO DI ATTIVITÀ: 116 W/m ² (2 MET) - UMIDITÀ RELATIVA: 50%	100
TABELLA 27: VMP - LIVELLO DI ATTIVITÀ: 174 W/m ² (3 MET) - UMIDITÀ RELATIVA: 50%	100
TABELLA 28: VMP IN FUNZIONE DELLA PERCENTUALE DI INSODDISFATTI	101
TABELLA 29: SCALA DI GIUDIZIO DEL COMFORT	102
TABELLA 30: ATTIVITÀ METABOLICA - CONSUMO DI OSSIGENO E ATTIVITÀ CARDIACA	106
TABELLA 31: PERMEABILITÀ AL VAPORE DI ALCUNI CAPI DI VESTIARIO	108
TABELLA 32: COMPOSIZIONE DELL'ARIA STANDARD (A. ST.)	118
TABELLA 33: PORTATE STANDARD ASHARE 62/89	120
TABELLA 34: VALORI RACCOMANDATI DALLA UNI-CTI 10399	121
TABELLA 35: VALORI DI PORTATA D'ARIA NEL NUOVO ASHARE 62/89	122
TABELLA 36: QUADRO DELLA NORMATIVA ITALIANA PER LA VENTILAZIONE	123
TABELLA 37: VALORI DELLE PORTATE SECONDO VARI STANDARD	124
TABELLA 38: QUALITÀ DELL'ARIA IN FUNZIONE DELLA PPD E DEI DECIPOL	125
TABELLA 39: CARICO INQUINANTE PRODOTTO DALLE PERSONE	126
TABELLA 40: INDICI DI AFFOLLAMENTO	127
TABELLA 41: INQUINAMENTO PRODOTTO DA ALCUNI MATERIALI IN EDIFICI PUBBLICI	128
TABELLA 42: VALORI DELLA QUALITÀ DELL'ARIA ESTERNA	129
TABELLA 43: CRITERI DI PROGETTO PER AMBIENTI INTERNI	135
TABELLA 44: PORTATA D'ARIA DI RICAMBIO (L/S PER PERSONA) IN FUNZIONE DELLA PERCENTUALE DI FUMATORI	136
TABELLA 45: REQUISITI TERMOFISICI DEGLI ISOLANTI GRANULATI	156
TABELLA 46: ZONE ACUSTICHE	168
TABELLA 47: CLASSE DI PRESTAZIONE ACUSTICA DEGLI INFISSI	169
TABELLA 48: CLASSI DI PERMEABILITÀ ALL'ARIA DEGLI INFISSI	170
TABELLA 49: SCELTA DEL TIPO DI INFISSO IN FUNZIONE DELLA ZONA DI VENTO	170
TABELLA 50: CLASSIFICAZIONE DELLA TENUTA ALL'ACQUA DEGLI INFISSI	171
TABELLA 51: RESISTENZE TERMICHE SUPERFICIALI	174
TABELLA 52: VALORI DEL COEFFICIENTE H_{R0} PER IL CORPO NERO	175
TABELLA 53: VALORI DI R_s AL VARIARE DELLA VELOCITÀ DEL VENTO	175

TABELLA 54: RESISTENZA TERMICA DI INTERCAPEDINE D'ARIA NON VENTILATE	176
TABELLA 55: RESISTENZA TERMICA DEI SOTTOTETTI	177
TABELLA 56: PROPRIETÀ TERMICHE DEL TERRENO	184
TABELLA 57: FATTORI CORRETTIVI F_1	186
TABELLA 58: VALORI DELLA TRASMITTANZA LINEICA PER GIUNTO PAVIMENTO/PARETE	188
TABELLA 59: RESISTENZE TERMICHE SUPERFICIALI	191
TABELLA 60: RESISTENZA TERMICA R_s DI INTERCAPEDINI D'ARIA NON VENTILATE	192
TABELLA 61: TRASMITTANZA TERMICA U_G DI VETRATE DOPPIE E TRIPLE RIEMPIE CON DIFFERENTI GAS	192
TABELLA 62: TRASMITTANZA TERMICA U DI VETRATE DOPPIE E TRIPLE RIEMPIE CON DIFFERENTI GAS	195
TABELLA 63: PROPRIETÀ DEI GAS	204
TABELLA 64: FATTORI PER EMISSIVITÀ CORRETTA	206
TABELLA 65: CARATTERISTI DI UN FILM PROTETTIVO A BASE DI POLIESTERE TEREFTALATO	212
TABELLA 66: DATI DI CALCOLO PER IL REGIME PERIODICO	221
TABELLA 67: CALCOLO DELLA DIFFERENZA DI TEMPERATURA ARIA SOLE MENO AMBIENTE	231
TABELLA 68: VALORI DELLA RESISTENZA TERMICA PER VARI VALORI DI INTERCAPEDINE	234
TABELLA 69: DATI CARATTERISTICI PER PARETI SEMPLICI	240
TABELLA 70: DATI CARATTERISTICI PER PARETI DOPPIE	241
TABELLA 71: DATI CARATTERISTICI PER SOLAI	242
TABELLA 72: RISULTATI DEL TRANSITORIO ESTIVO DELLA PARETE DI FIGURA 164	242
TABELLA 73: EQUAZIONI DIFFERENZIALI PER UN AMBIENTE TIPO	258
TABELLA 74: MATRICI DI STATO A	259
TABELLA 75: MATRICE B	260
TABELLA 76: VETTORI DI STATO E DI INGRESSO	260
TABELLA 77: EVOLUZIONE DELLA TEMPERATURA	265
TABELLA 78: COEFFICIENTI DI RISPOSTA TERMICA	265
TABELLA 79: COEFFICIENTI CORRETTIVI PER ZONA	294
TABELLA 80: PORTATA DI VENTILAZIONE	298
TABELLA 81: PROSPETTO DELLE CLASSI DI UMIDITÀ INTERNA	303
TABELLA 82: ESEMPIO DI STRATIGRAFIA	304
TABELLA 83: STRATIGRAFIA DEL SOLAIO	306
TABELLA 84: STRATIGRAFIA DEL PAVIMENTO	307