



Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino

**Appunti universitari**

**Tesi di laurea**

**Cartoleria e cancelleria**

**Stampa file e fotocopie**

**Print on demand**

**Rilegature**

NUMERO: 1912A -

ANNO: 2016

# **A P P U N T I**

STUDENTE: Nappo Maria Luisa

MATERIA: Energetica dell'edificio - Prof. Tronville

Il presente lavoro nasce dall'impegno dell'autore ed è distribuito in accordo con il Centro Appunti.

Tutti i diritti sono riservati. È vietata qualsiasi riproduzione, copia totale o parziale, dei contenuti inseriti nel presente volume, ivi inclusa la memorizzazione, rielaborazione, diffusione o distribuzione dei contenuti stessi mediante qualunque supporto magnetico o cartaceo, piattaforma tecnologica o rete telematica, senza previa autorizzazione scritta dell'autore.

**ATTENZIONE: QUESTI APPUNTI SONO FATTI DA STUDENTIE NON SONO STATI VISIONATI DAL DOCENTE.  
IL NOME DEL PROFESSORE, SERVE SOLO PER IDENTIFICARE IL CORSO.**

# ENERGETICA DELL'EDIFICIO : Teorie, Tronville

## CLIMATIZZAZIONE

\* Direttive 2009/29/CE: "piano 20-20-20"

- Riduzione emissioni di gas serra del 20% rispetto al 1990;
- Elevazione energie prodotte da FRE a 20% mix energetico;
- Aumento efficienze energetiche prodotte con riduzione al 20% consumo di energie primarie o finali rispetto alle previsioni per il 2020.

\* Domande di energie primarie in Italia

Unità di misura: tep  $1 \text{ tep} = 1000 \text{ kg di petrolio}$

$$1 \text{ tep} = 1000 \text{ kg} \cdot 10^4 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} = 10^7 \text{ Kcal} = 4,186 \cdot 10^7 \text{ KJ}$$

Consumo di energia primarie  $\rightarrow$  portate di petrolio equivalente

2012: 176 Mtep energie primarie; 128 Mtep per usi finali + perdite

$$176 \text{ Mtep} = 176 \cdot \frac{10^6 \cdot 10^3}{365 \cdot 24 \cdot 3600} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 5581 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

\* Consumo energetico degli edifici dipende da:

### 1. FATTORI CLIMATICI

- Temperature e umidità relativa dell'aria esterna
- Radiazione solare
- Velocità e direzione del vento

### 2. CARATTERISTICHE FISICHE DELL'EDIFICIO

- Struttura dell'edificio  $\left(\frac{S}{V}\right)$
- Anno di costruzione
- Materiali costruttivi e proprietà termofisiche delle chiusure perimetrali
- Tenute all'aria dei serramenti, rapporto di forme, rapporto superficie opaca/trasparente, coefficiente di ombreggiamento

Si sono sviluppati sistemi per garantire il controllo di:

Temperature, umidità dell'aria, quantità aria esterna per ventilazione (rimozione degli inquinanti), movimento dell'aria negli ambienti

PROCESSI coinvolti nella climatizzazione:

- Riscaldamento; • Raffreddamento; • Umidificazione; • Deumidificazione;
- Depurazione: inquinanti particolati/aeriformi; • Ventilazione: naturali/meccanica; • Movimento dell'aria: circolazione, miscelamento

## PSICROMETRIA

Aria climatizzata = aria secca + vapore d'acqua → ARIA UMIDA

- ↳ @  $T = \text{cost}$ ,  $x$  aumentare
- ↳ @  $T$  scende,  $x = \text{costante}$

Con  $p, T$  determinate, l'unità di massa di aria contiene energie

- Temperature dell'aria → calore sensibile
- Quantità di vapore nell'aria → calore latente

### TEMPERATURA DI BULBO SECCO

È la temperatura misurata con il bulbo del termometro libero, ossia la temperatura dell'aria.

### TEMPERATURA DI BULBO UMIDO

È la temperatura segnata da un termometro il cui bulbo è coperto da una garza o uno strato di liquido (acqua) in equilibrio TD con l'aria.

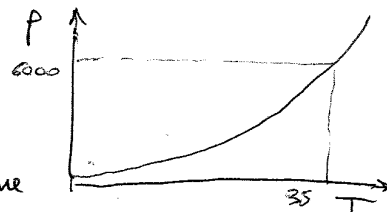
Se  $x_{\text{aria}} < 1$ , acqua su garza tende a evaporare per raggiungere  $x = 1$ .  
↳ sottraendo calore al termometro

$$T_{bs} \geq T_{bu} \quad \text{↳ si ricava l'umidità assoluta dell'ambiente} \quad T_{bu} \propto \varphi$$

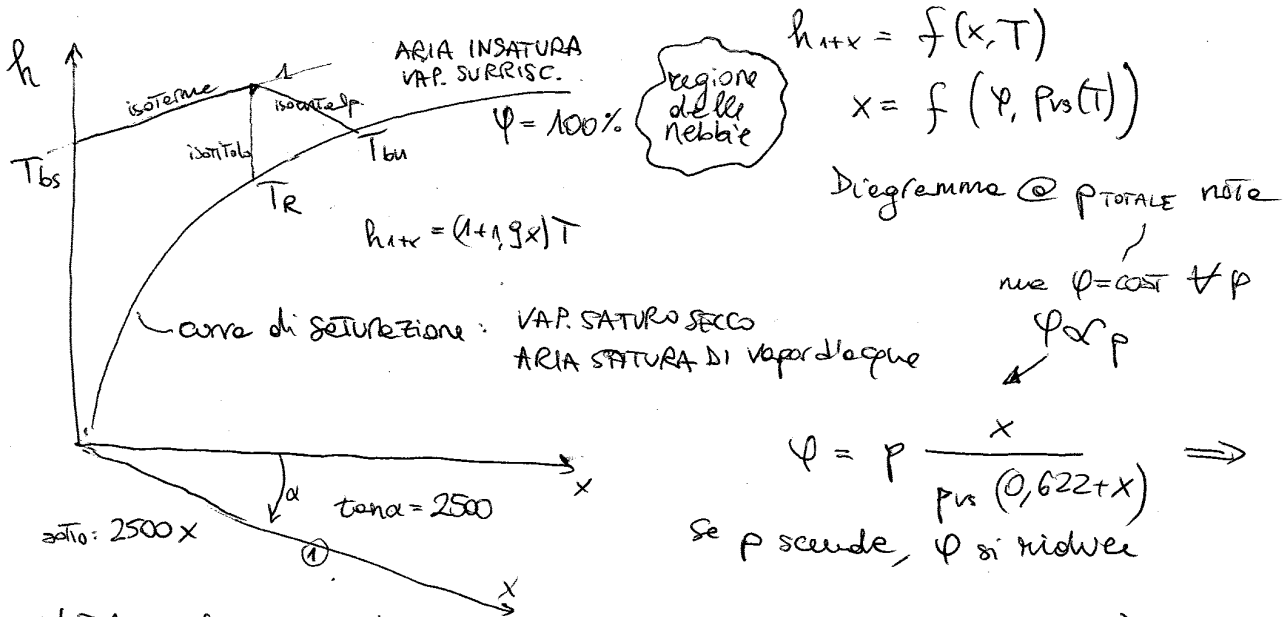
Variatione di  $p_{vs} = p_{\text{vapore saturo}}$  con  $T$ :

avvertendo  $T \rightarrow$  aumento  $p_{vs}$  perché aumenta

# molecole di acqua per unità di volume allo stato aeriforme



# DIAGRAMMA DI MOLLIER



NOTA: al crescere di  $T$  cresce  $p_{vs} \Rightarrow \varphi$  più basse (a pari  $x$ );  
 Se l'aria è più fredda ( $T$  minore),  $x$  decresce

in  $h=0$ , isoterme:  $h_{1+x} = (1+1,9x)T$  ISOTERME:  
 $h_{1+x} = 2500x + (1+1,9x)T$

in  $x=0$   $h = c_p T$  cioè  $h \propto T$ : assi  $h$  e  $T$  coincidono

## PORTATA ARIA UMIDA

Legge di Dalton:

$$\begin{cases} \dot{V}_a = \dot{V}_v = \dot{V} \\ \dot{m}_a = p_a \dot{V}_a = \frac{p_a}{R^* T} \dot{V} \text{ con } p_a = p - \varphi p_{vs} \\ \dot{m}_v = x \cdot \dot{m}_a \end{cases}$$

## TRASFORMAZIONI DELL'ARIA UMIDA

\* MISCELAZIONE: due correnti di aria umida @  $T, \varphi$  diverse sono mixed

Processo adiabatico

Conservazione energia per sistemi aperti:  $\dot{m}_u h_u - \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 = 0$

Conservazione masse di acqua:  $\dot{m}_u x_u - \dot{m}_1 x_1 - \dot{m}_2 x_2 = 0$

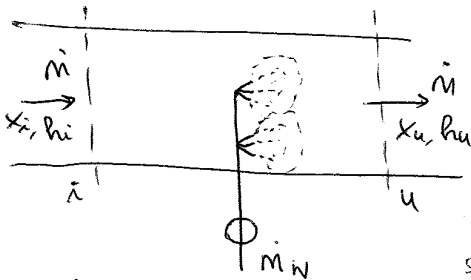
Conservazione masse delle miscele:  $\dot{m}_u = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$

NOTA:  $\dot{m}$  è riferite all'aria secca

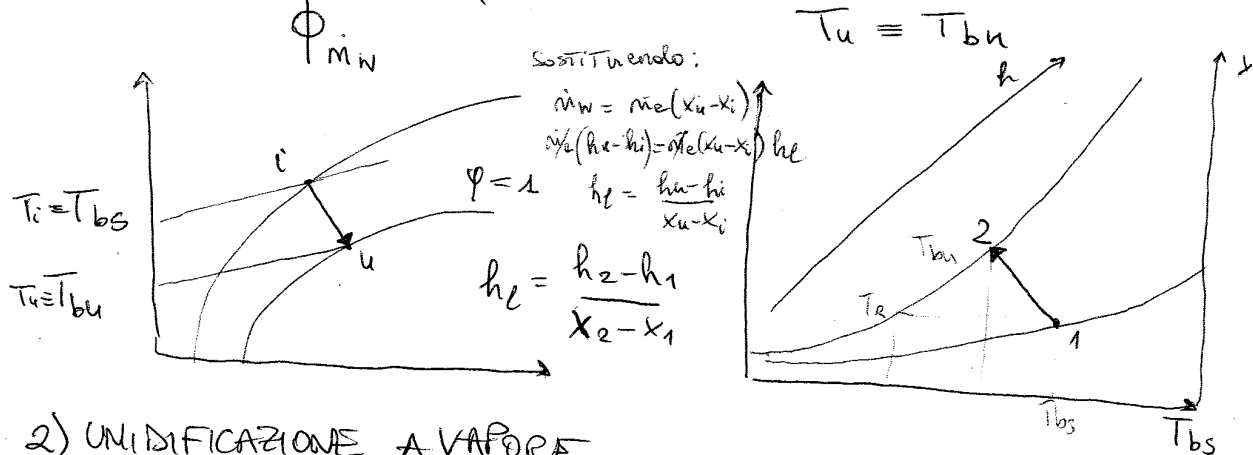
1) Acqua nebulizzata nelle correnti d'aria attraversante l'unità trattamento  
 arie -  $\hookrightarrow$  si usa una batteria dove l'acqua nebulizzata è spruzzata  
 nell'aria che la attraversa.  $\Rightarrow$  acqua evapora togliendo calore all'aria  
 e aumentandone  $x$ .

Processo adiabatico

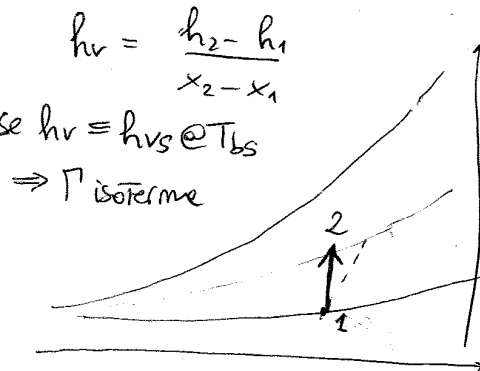
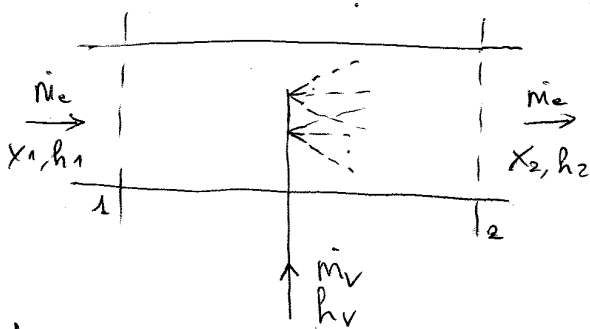
$m_e (h_u - h_i) - \dot{m}_w \cdot h_w = 0 \rightarrow$  Trasformazione isentelipica  $\approx 0$   $h_{paccata}$   
 $m_e (x_u - x_i) - \dot{m}_w = 0$  con  $x_u > x_i \Rightarrow T_u < T_i$  ( $h_{u+x} = c_p T + x(r_0 + c_{pv} T)$ )  
 e  $\dot{m}_w$  note



Quando  $\dot{m}_w$  raggiunge quantità massime alla saturazione dell'aria



2) UMIDIFICAZIONE A VAPORE



\* RAFFREDDAMENTO SENZA CONDENSAZIONE:

Saturazione di una potenza termica tramite batterie di scambio termico alimentate da acque refrigerate o da fluido frigorifero ("espansione diretta")

Se  $\phi < 100\%$  (no saturazione)  $\approx$  riscaldamento

Trasformazione ISOTITOLA  $\Delta h = \frac{Q}{\dot{m}} = \Delta T (1 + 1,9x) \approx \Delta T$

$\dot{m}_e x_u = \dot{m}_e x_i \Rightarrow x_u = x_i$

$\phi = \frac{P_r}{P_s} \approx \frac{P_r}{P_s}$

Diminuzione  $h, T$   
 Aumento  $\phi$

Fluido frigg.

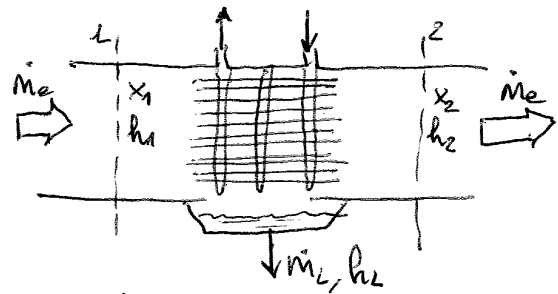
## T bulbo umido e T saturazione adiabatica

- $T_{bu}$ : T a cui la potenza termica scambiata per convezione tra il bulbo umido e l'ambiente eguaglia la potenza termica scambiata a causa dell'evaporazione dell'acqua dalle superficie bagnate del bulbo
- $T_{satadiab}$ : T raggiunta da una corrente d'aria saturata adiabaticamente

## FATTORE DI BY-PASS

Nella realtà l'aria non esce completamente saturata da una batteria fredda. Lo stesso fluido può essere ricondotto a una miscela di aria saturata + aria non trattata: che pesse oltre la batteria come se non ci fosse

$$f_{bp} = \frac{h_2 - h_1}{h_1 - h_2} = \frac{\overline{ZS}}{\overline{IS}}$$



Quantità di acqua rimossa dipende da:

- T fluido freddo; Profondità delle batterie = # di ranghi;
- geometria e lunghezza delle alette; velocità di attraversamento aria

NOTA - Se  $f_{bp}$  è alto, batterie produce acqua e T minore  $\Rightarrow$  diminuirà il COP a pari potenza frigorifera

## BATTERIE DI SCAMBIO TERMICO

- Batterie a 4 ranghi diminuite con acque refrigerate
- Tubi in rame eletti in alluminio per facilitare lo scambio termico esterno con aeriforme
- Interno: acqua calda/fredda o espansione diretta fluido frigorifero
- #ranghi = #file di Tubi
- Collettore di mandate e di uscite

## BENESSERE TERMOIGROMETRICO

Condizioni di benessere Termoisgrometrico: condizione mentale che esprime soddisfazione (= stato di piacere) nei confronti dell'ambiente Termico

Dipende da fattori: \* personali (abbigliamento, attività, stato di salute);  
\* caratteristiche del locale (Temperatura superficie elementi radianti);  
\* dell'impianto di climatizzazione (temperatura, umidità relativa, velocità aria).

\* **NORMATIVA DI RIFERIMENTO PER IL COMFORT TERMICO - AMBIENTI MODERATI (= senza stress termico)** (per un ambiente severo ci sono altre norme)

- UNI EN ISO 7726: 2002 "Ergonomia degli ambienti termici. Strumenti per la misurazione delle grandezze fisiche"
- UNI EN ISO 7730: 2006 "Ambienti termici moderati. Determinazione degli indici PMV e PPA e specifiche delle condizioni di riferimento"
- ANSI/ASHRAE 55-2004 "Thermal environmental conditions for Human Occupancy"

## \* TERMOREGOLAZIONE DEL CORPO UMANO

- Zona esterna: pelle e tessuti sottocutanei  $\rightarrow T_{sk} \cong 33,7^\circ\text{C}$
  - Zona interna: nucleo con organi vitali  $\rightarrow T_{cr} \cong 37^\circ\text{C}$
- } in condizioni neutre

Potenze generate dal corpo umano: 100 W - attività sedentarie  
fino a 1000 W - sforzo strenuo

\* Sistema di controllo del corpo umano:

Per le potenze termiche prodotte (sensibile e latente) il corpo va tenuto in un determinato intervallo di  $T$  per evitare disagio e stress termico  $\Rightarrow$  il corpo deve dissipare energie termiche per tenere  $T$  sotto controllo:



\* Grandezze che determinano lo stato Termico del corpo umano

- Parametri individuali: legati all'attività
  - 1 metabolismo energetico: attività svolte
  - 2 resistenze Termica dell'abbigliamento → resistenze alla trasmissione del vapore d'acqua dell'abbigliamento
- Parametri ambientali legati al microclima
  - 3 Temperatura dell'aria
  - 4 velocità dell'aria
  - 5 umidità relativa
  - 6 Temperature medie radianti

1- Metabolismo energetico

PARAMETRI INDIVIDUALI

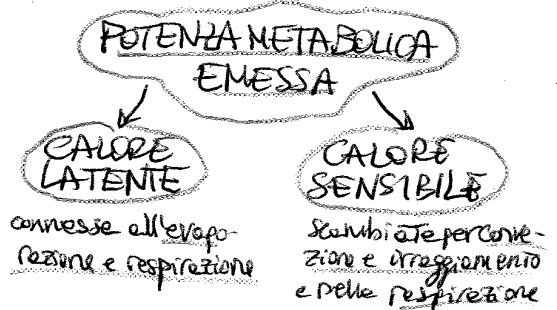
Unità di misura:  $\left[ \frac{W}{m^2} \right]$  potenze riferite all'unità di superficie corporea

oppure in "met": unità di misura incoerente  $1 \text{ met} = 58,2 \frac{W}{m^2}$

Area Totale corpo umano =  $1,8 m^2$

Livelli di metabolismo:

- ↳ metabolismo energetico basale
- ↳ metabolismo di riposo
- ↳ metabolismo di lavoro lordo



2- Resistenze Termica dell'abbigliamento (Tabelle)

Unità di misura:  $\left[ \frac{m^2 K}{W} \right]$  o unità incoerente  $1 \text{ clo} = 0,155 \frac{m^2 K}{W}$

POTENZA METABOLICA EMESSA (Tabelle)

CALORE LATENTE

Potenze connesse alle evaporazione e respirazione

CALORE SENSIBILE

Potenze scambiate per convezione e irraggiamento e nella respirazione

Venire in funzione dell'attività svolta alle diverse Temperature

ATTIVITÀ: seduto, lavoro in ufficio, in cammino, lavoro leggero, medio pesante

## SCAMBIO TERMICO LIMINARE (limes = confine)



$$\frac{Q_k}{A} = h(T_1 - T_a)$$

$$h = h_c + h_r$$

$h$  tiene conto sia del coefficiente di convezione che di quello di irraggiamento ( $h_c$ ) ( $h_r \rightarrow$  linearizzazione)

Resistenze Termiche Liminare:  $\frac{1}{h}$  [Parte II, pag. 76-79 Accostato]

$h$  diminuisce da liquido a vapore

## COMFORT TERMICO

\* Definizione soggettiva: stato psicofisico di soddisfazione che un individuo prova per le condizioni termoisometriche in cui si trova

\* Definizione oggettiva: stato di neutralità termica: (accumulo termico del corpo umano è nullo e l'organismo lascia quasi inattivi i meccanismi di termoregolazione vasomotoria (essenze di vasocostrizione e vasodilatazione periferica) e termoregolazione comportamentali (essenze di brividi e sudorazione).

↳ la neutralità termica dipende dal microclima (= complesso di parametri ambientali) che condiziona gli scambi termici tra individuo e ambiente.

→ Come sapere se un ambiente soddisfa le condizioni di benessere?

Indici di comfort globale

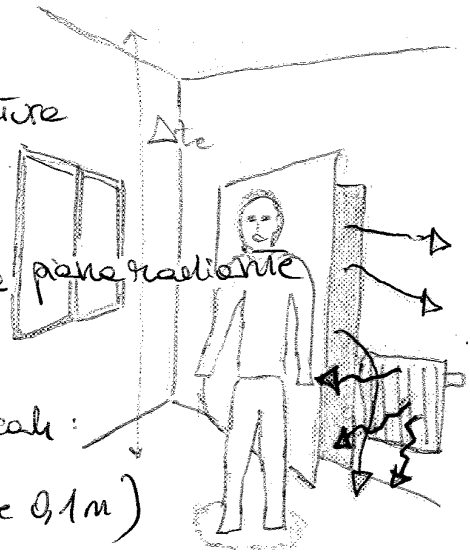
- ↳ funzione dei parametri ambientali e individuali
- ↳ assumono lo stesso valore per tutte le combinazioni delle variabili e cui corrispondono uguali sensazioni termiche (PMV)

Bisogna valutare le condizioni di comfort: determinazione dello scostamento delle condizioni reali da quelle di benessere.

E verificare se sussistono condizioni di discomfort "locali" (PPD).

# DISCOMFORT LOCALE

- Cause: + elevate differenze verticali di temperatura
- + pavimento troppo caldo o troppo freddo
  - + elevata asimmetria della temperatura
  - + correnti d'aria



Raccomandazioni per evitare il discomfort locale:

- Differenze verticali di temperatura (tra 1,1 m e 0,1 m)
- $T_s$  pavimento
- Velocità media dell'aria
- Asimmetrie delle temperature radiante

Stagione estive / stagione invernali / PPD

# CATTURA DI SOSTANZE GASSOSE

Assorbimento chimico  
(Absorption)  
Chemisorption

IRREVERSIBILE: legame chimico con la superficie; serve una sostanza chimica che voglia reagire con le sostanze da rimuovere

Assorbimento fisico  
(Adsorption)  
Physisorption

interazioni di tipo Van der Waals; energie con cui interagiscono adsorbato e adsorbente dipende da più fattori

Sostanze ADSORBENTE: attore pulito da rimuovere

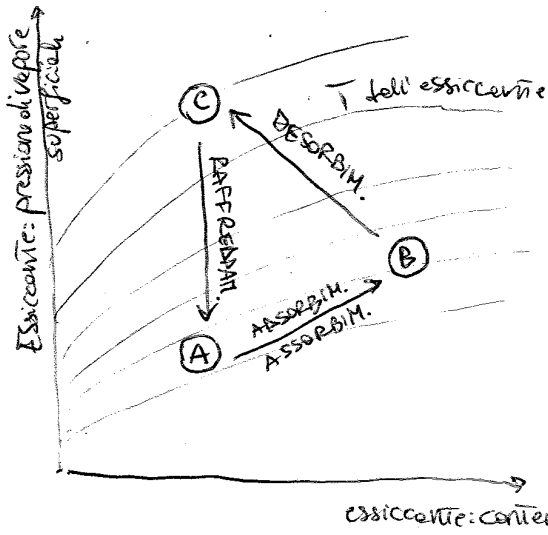
Sostanze ADSORBATO: gas o liquido catturato

# ADSORBIMENTO FISICO

Processo in cui una sostanza aderisce a una superficie solida in modo da venire rimossa da una miscela o soluzioni COMPLETAMENTE.

- ↳ Trasporto delle sostanze il più vicino possibile a una superficie per far agire le forze attrattive
- ↳ la concentrazione dell'adsorbato deve superare un limite vicino alla superficie dove ci sono forze deboli di van der Waals

# CICLO MATERIALE ESSICCANTE



A-B: materiali freddo e secco  
 pressione parziale superficiale bassa  
 Deumidificazione:  $p_v$  cresce fino a  $p_{vs}$

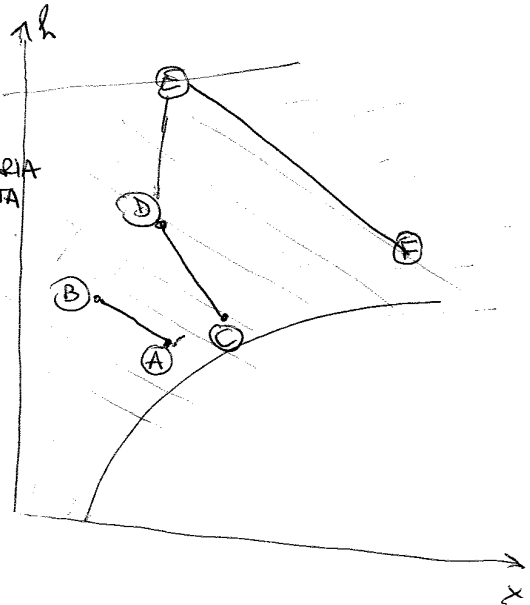
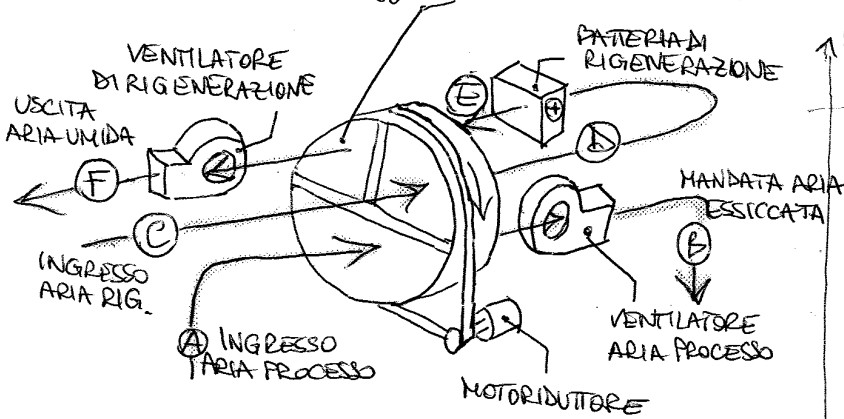
B-C: materiali umido rimosso dall'aria  
 di processo; riscaldato ed esposto e  
 portate arie di rigeneraz. (seccate in atm)

C-A: materiali raffreddato fino a  $T_{on}$   
 umidità e  $p_v$  ripristinati -  
 ricomincia il ciclo.

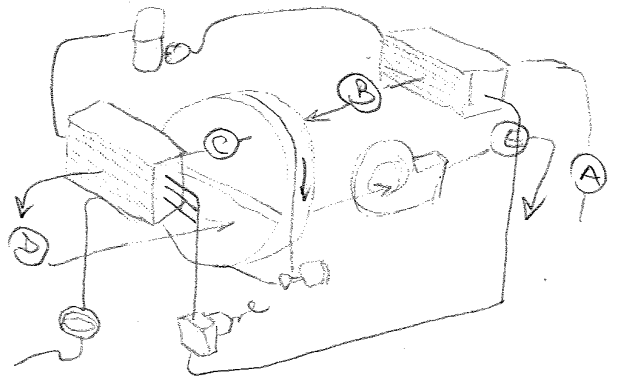
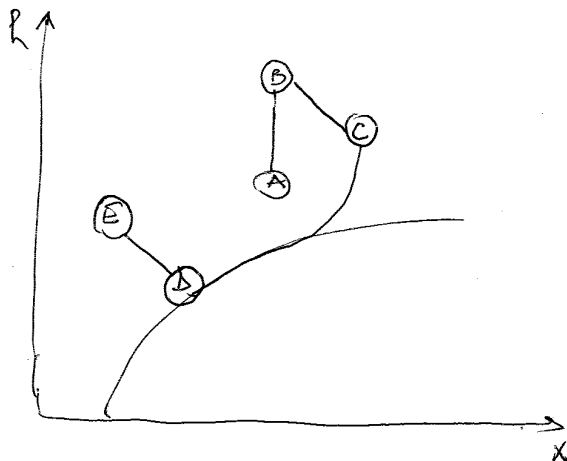
## DEUMIDIFICAZIONE CON SOSTANZE ADSORBENTI

↳ rotore con silicati metallici su matrice ceramica a nido d'ape

Le portate d'aria viaggiano all'interno di canali



## SOLUZIONI INTEGRATE CON R.F.



Zone: spesso diversi spazi richiedono diverso controllo

ogni TERMOSTATO diverso identifica una "Zona" → stanze o spazi non separati fisicamente nelle stesse stanze (palco di un teatro, ...)

## CATEGORIE IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE

### ● IMPIANTI A TUT'ARIA

- negli ambienti entra solo aria (esterna + ricircolo) trattata nelle UTA
- Sono costituiti canali e terminali in ambiente per immissione e estrazione aria
- fluidi termovettori provenienti da centrali termiche e frigorifere servono solo le UTA e non vengono distribuiti nell'ambiente

Tipologie: • a ri costante; • a ri variabile; • multizone; • a doppio condotto;  
• con post riscaldamento di zone

### ● IMPIANTI AD ARIA E ACQUA (ad aria primaria) (impianti misti)

→ acque e il fluido secondario

- dispersioni termiche invernali e carichi SENS Terminali posti negli ambienti (ventilconv. ori, radianti, ...) tipicamente sul perimetro
- controllo umidità relativa e qualità dell'adeguate portate d'aria esterna trattate e quelle desiderate in ambiente ma con umidità necessità dell'ambiente (per garantire IAS)
- si distribuisce ai singoli ambienti sia riscaldato

#### IMPIANTI MISTI

L'aria serve a regolare il carico latente e quello di ventilazione, mentre quello sensibile è regolato dall'acqua. I Ventilconvettori non necessitano di presa d'aria esterna. Molto versatili. Centrale: batterie di preriscaldamento, di umidificazione adiabatica, di raffreddamento e di deumidificazione.  $T_{air} = 9 + 13^{\circ}C$  post-riscaldato

- molto usati in Italia per ospedali, uffici, ...

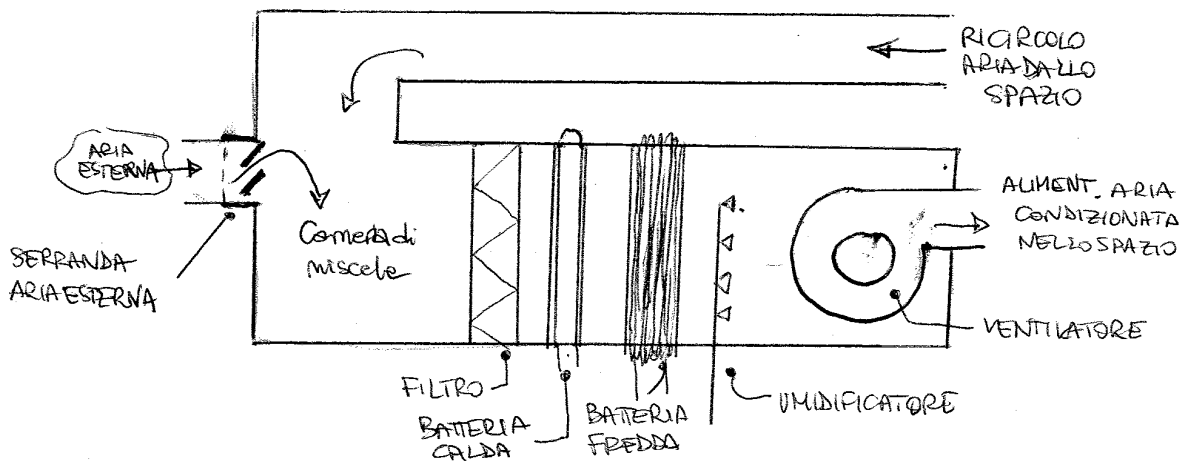
- MENO INGOMBRANTI, consentono il CONTROLLO DELLA POTENZA fornita locale per locale (contrastano i carichi termici)

### ● IMPIANTI A ESPANSIONE DIRETTA

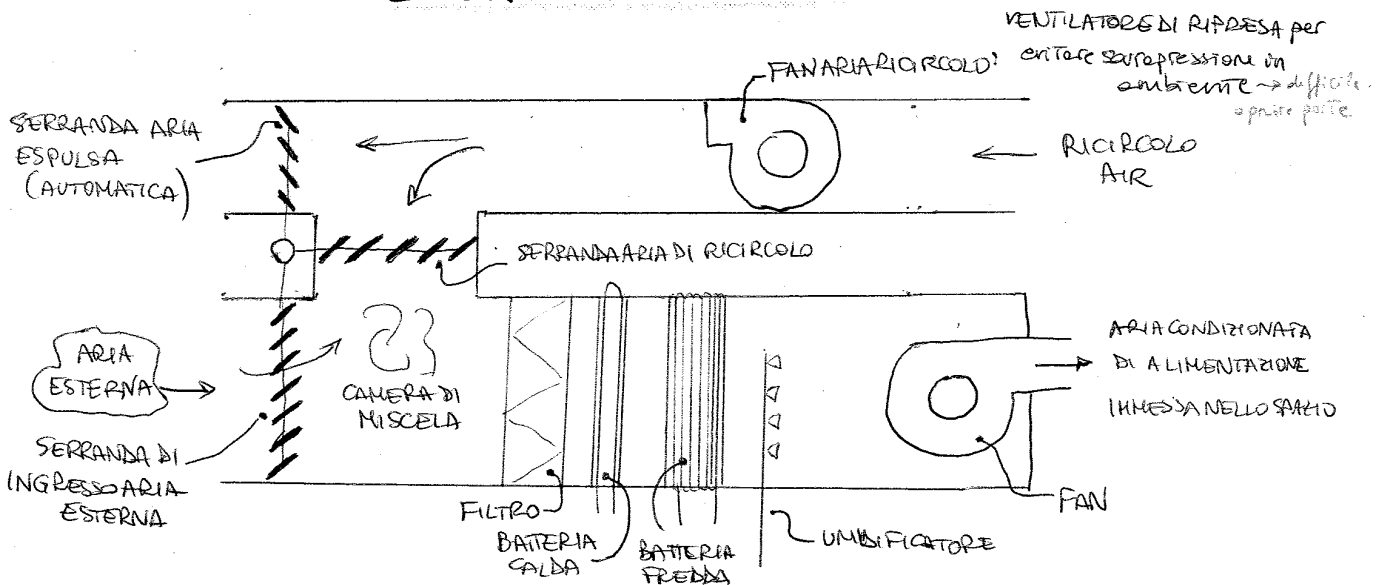
- il fluido termovettore è lo stesso che alimenta direttamente i terminali in ambiente. Fluido frigorifero freddo in estate e caldo in inverno
- non si produce un fluido termovettore da mandare in ambiente

# IMPIANTO A TUTT'ARIA DI BASE

- aria esterna circa al 15-25%, ma esistono impianti con il 100% e ricircolo 0



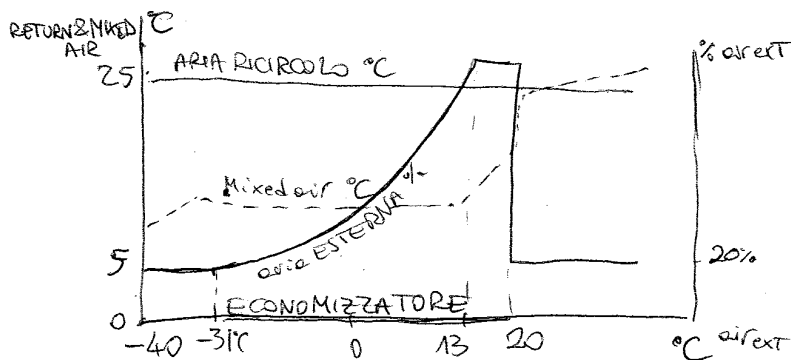
# IMPIANTO CON "ECONOMIZZATORE"



## MODALITÀ DI FUNZIONAMENTO

Esempio:

- aria esterna al 20%; impianto deve fornire aria a 13°C che torna a 24°C



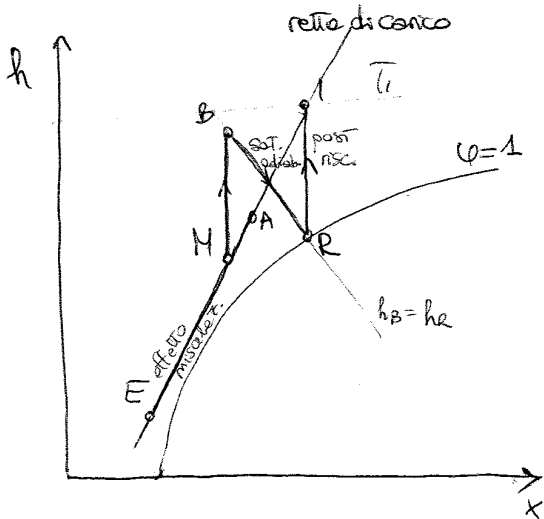
Economizzatore: delle serrande caricate permettono di ricircolare più o meno del 20% dell'aria: permette ad esempio di raffreddare l'aria esterna invece che quella interna quando  $T_e < T_i$  in modo da spendere meno. Si usa in ESTATE per il raffreddamento

# CASO INVERNALE

In inverno l'aria esterna viene RISCALDATA ED UMIDIFICATA prima di essere introdotta in ambiente.

Problema: determinare le condizioni di IMMISSIONE (come nel caso estivo)

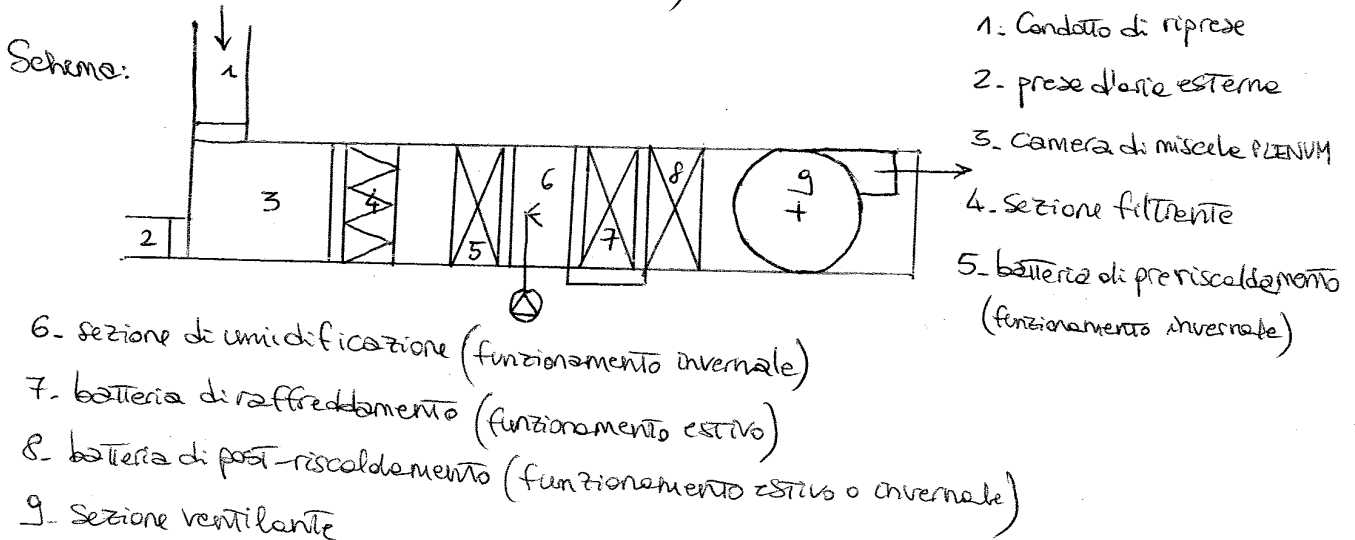
Nota la pendenza della retta di carico si fissa  $T_i$  tale che  $T_i < T_A + 10^\circ C$



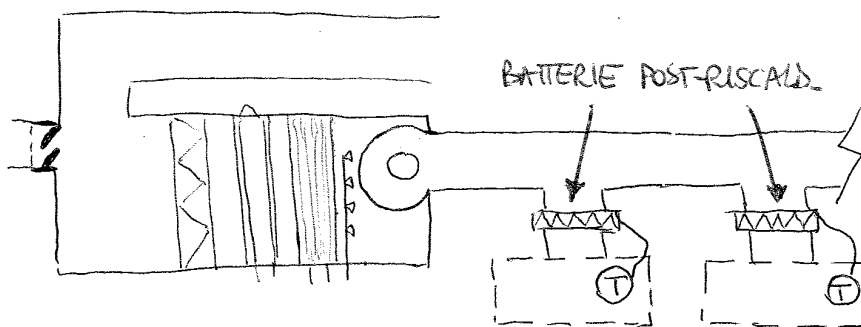
Aria in condizioni (M): miscelazione tra aria interna riscaldata (A) e aria esterna (E) più fredda e secca

- Riscaldamento fino a B (con  $h_B = h_R$ )
- Punto di rugiada relativo a (D)
- Umidificazione isenthalpica fino a titolo voluto per immissione  $X_i$
- Post riscaldamento fino a  $T = T_i$

## UNITÀ TRATTAMENTO ARIA (UTA)



## POST-RISCALDAMENTO DI ZONA



- Semplice e poco efficiente
- Portata costante
- Impianto produce aria fredda e sufficiente carico di raffredd.
- Il TERMOSTATO DI ZONA (T) comanda le batterie di post-risc.

## IPOTESI

- L'edificio necessita raffreddamento e non riscaldamento
- Alcune aree dell'edificio sono usate 24 h tutti i giorni, altre solo da lunedì e venerdì
- Il Cliente indica che le spese di funzionamento sono più importanti di quelle di costruzione
- Se un impianto non è in grado di determinare una determinata prestazione "critica" va escluso anche se il punteggio complessivo può essere buono.

## MATRICE DI SUPPORTO

	IMPORTANZA RELATIVA	IMPIANTO 1 POST-RISCALDAMENTO		IMPIANTO 2 PORTATA VARIABILE	
		PRESTAZIONE RELATIVA	PUNTEGGIO RELATIVO	PRESTAZIONE RELATIVA	PUNTEGGIO RELATIVO
Capacità di raffreddamento	8	10	80	10	80
Controllo della Temperatura	9	10	90	8	72
Flessibilità profilo di occupazione	10	1	10	9	90
Costo di investimento	5	7	35	5	25
Costo di funzionamento	8	3	24	8	64
<b>Totale</b>			<b>239</b>		<b>331</b>

Base di partenza: costi per l'impianto, numero e dimensione delle zone



# SCELTA DATI DI PROGETTO

LIVELLO DI ATTENZIONE: si confrontano dati misurati e valori di marcanti condizioni "accettabili" / "non accettabili". Riguarda:

↳ impatto su salute umana, irritazione, odore fastidioso

Dipende dalle indicazioni del committente.

- CO<sub>2</sub>: respirazione e combustione, non è un contaminante, ma è un Traccante degli odori corporei
- CO: incomplete combustione, regolato da normative
- Acetaldeide: metabolismo umano e combustione, non regolato

Unità di misura: ppmv = parti per milione in volume ( $\frac{\mu L}{L}$ )

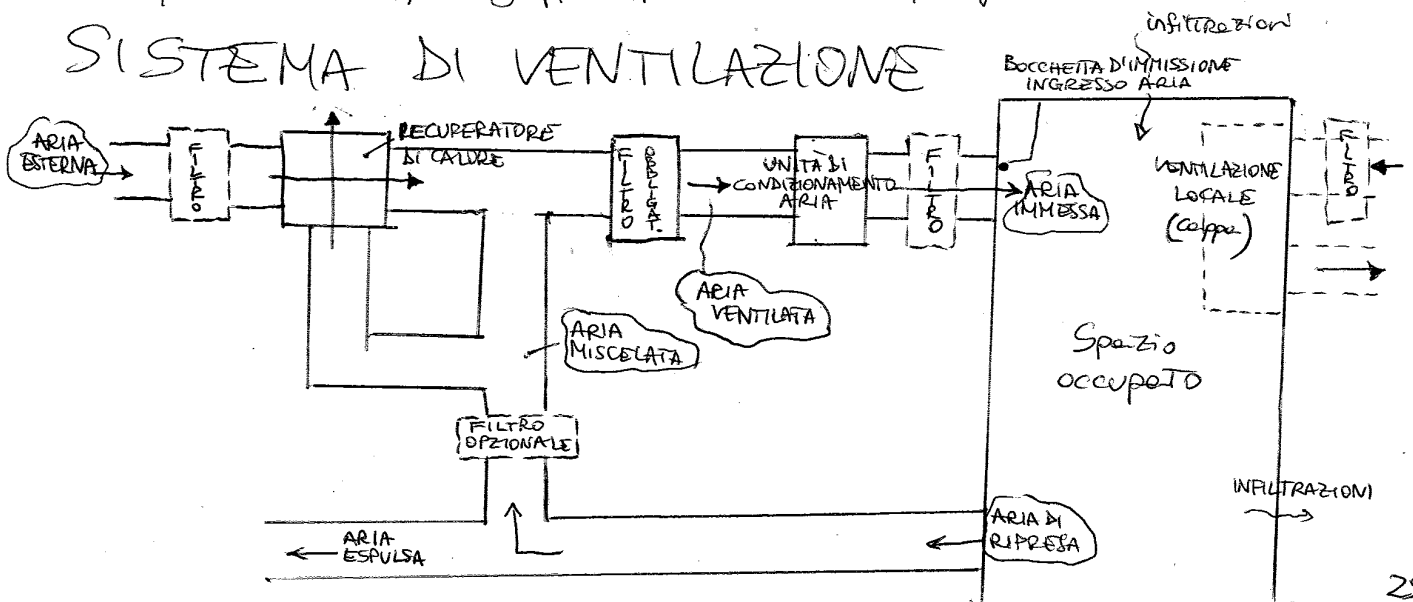
## MISURA IN AMBIENTI NON INDUSTRIALI

- Soggettivo: questionari, interviste, esami medici; sensoriali (TEORIA DI FANG)
- Oggettivo: \* misure delle concentrazioni inquinanti in più punti e per un tempo sufficiente: letture dirette, campionamento e misure differenziali, Corrosivo
- \* individuazione - caratterizzazione punti di emissione
- Indiretto: Testo ed efficienze di ventilazione

## MISURA ODORI

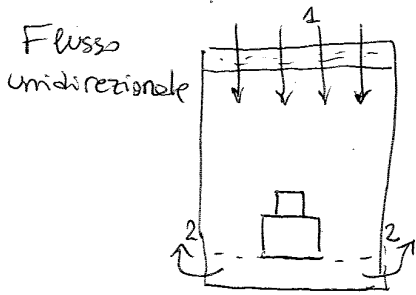
Olf: misure proposte da Fanger per gli odori; Decapol: quantità di inquinante messo; → gruppi di persone addestrate, confronto valore di riferimento

## SISTEMA DI VENTILAZIONE



## 2) Ventilazione a pistone (piston flow)

Si fa entrare l'aria in modo uniforme da tutte una zone (no bocchette) ad esempio dal soffitto o da una parete laterali e la si fa uscire dal pavimento o dall'altra parete attraverso dei fori. **NOTA** È più facile del pavimento perché



non si riesce a spingere l'aria quanto tirarla.

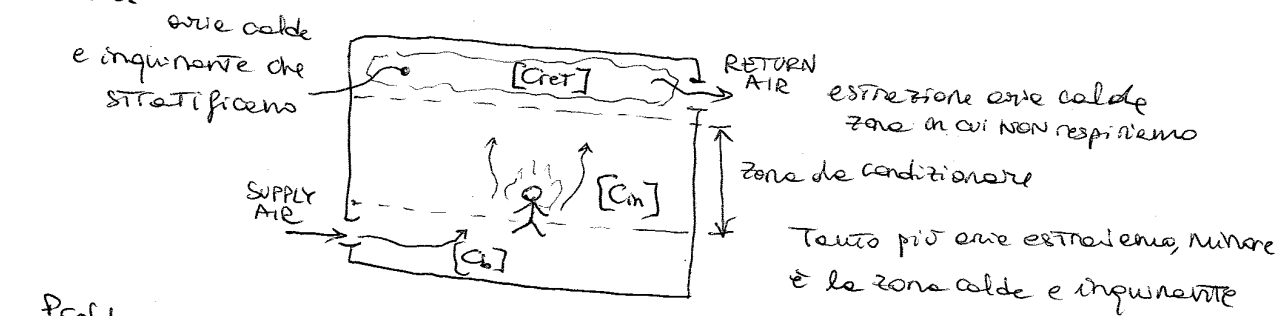
OSS - Se ci sono delle persone = generatori di calore. si creano dei moti convettivi contro l'aria che scende. → Bisogna avere una  $N_{air}$  molto alta in modo che non esce prima da altre parti.

## 3) Ventilazione a dislocamento (displacement ventilation):

L'aria fresca e pulita viene immessa a livello del pavimento ed estratta al di sopra delle zone occupate, di solito ad altezza del soffitto.

Viene usata nei teatri e nel nord europeo.

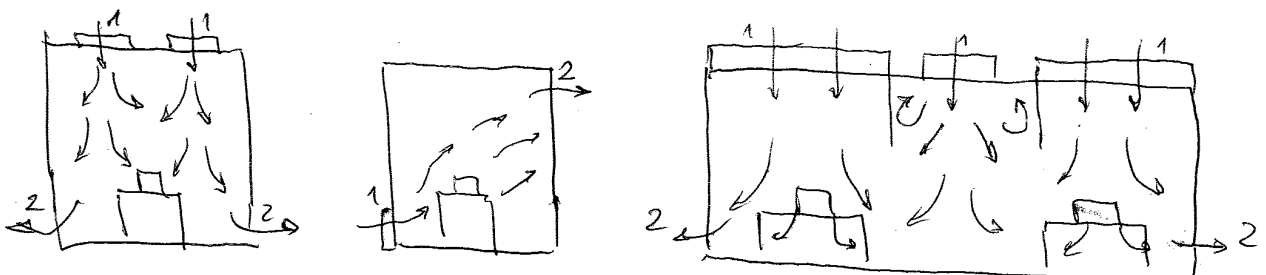
Sfrutta le convezioni naturali dei contaminanti del corpo che si stratificano in alto.



Problema: questo tipo di ventilazione presuppone zone di aria immesse capillare ad esempio al Teatro Regio ogni sedile ha il proprio diffusore = bocchetto di aria fresca (non troppo per non gelare le gambe,  $T_{min} = 23^{\circ}C$ ).

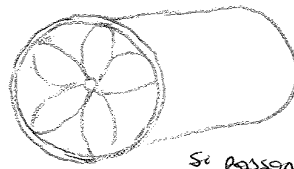
Sistemi molto dispendioso, buono per piccoli ambienti

## 4) Flusso non unidirezionale ma non miscelato o miscelato intenzionalmente



# VENTILATORI

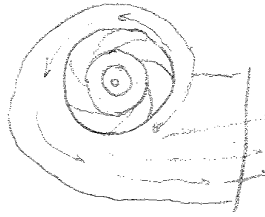
\* Assiali: con alte portate e basso  $\Delta p$



poco diffusi nelle climatizzazioni;

si possono orientare le pale per far cambiare la direzione del flusso

\* Centrifughi: wie entre nell'assi di ventilazioni ed esce dalle bocce



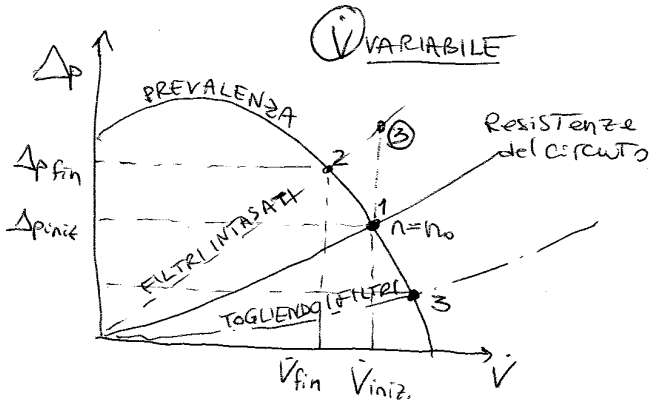
$\eta_{VENT}$  dipende dalle geometrie e tanti altri fattori:

Trasmissione effettuata con angole

$$\eta_{VE} = \eta_{el} \cdot \eta_{Tr} \cdot \eta_{aerodinamico} = \frac{P_{out,albero}}{P_{in,esi}} \cdot \eta_{Tr} \cdot \eta_{aerodinamico}$$

Se si aumenta la portata facendolo girare più velocemente si avrà una pressione inferiore. Bisogna collegarlo a un motore elettrico asincrono trifase che

va a  $f = 50 \text{ Hz}$  con 2 poli, ossia gira a  $n = 3000 \text{ giri/min} = \frac{60 \cdot f}{p}$



Caratteristica resistente dell'impianto

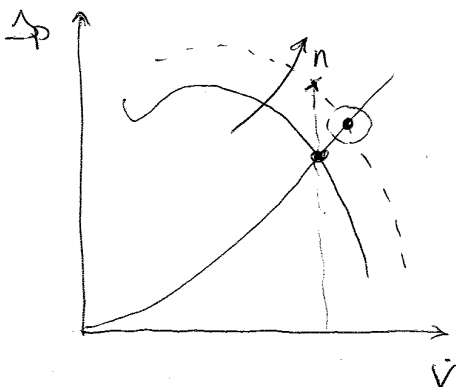
$$\sum \text{resistenze} \propto V^2 \propto n^2$$

NOTA - i filtri aumentano le resistenze al moto soprattutto se si intasano, se invece si tolgono  $\Delta p \downarrow$  e  $n \uparrow$

$n$  variabile con  $n$  fisso (no inverter)  $f$  fisso

Problema: se  $V$  decresce esce dal ventilatore molto più calda o fredda fino a gelare e bloccare l'impianto.

Caratteristica resistente con  $n$  VARIABILE CON INVERTER



Se si aumenta la potenza delle macchine

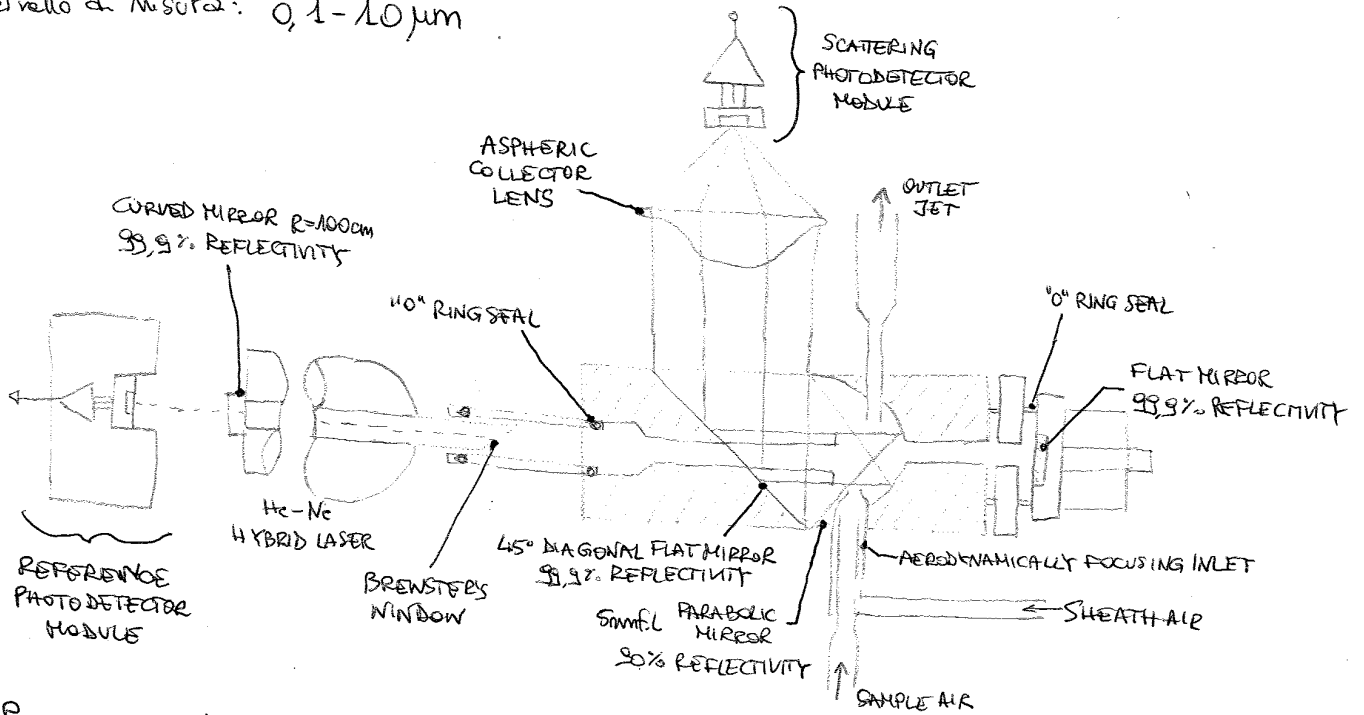
$V$  aumenta, ma se lo si tiene costante

si fa aumentare  $n = n_0 + \Delta n$  ad esempio con filtri intasati va in posizione ③

Se i filtri sono intasati  $P_{in,esi}$  è minore perché  $n$  minore: si consuma MENO energia elettrica  $\rightarrow$  se Resistenze al moto  $\uparrow \Rightarrow V \downarrow$

# OPTICAL PARTICLE SPECTROMETER

Intervallo di misura: 0,1 - 10  $\mu\text{m}$



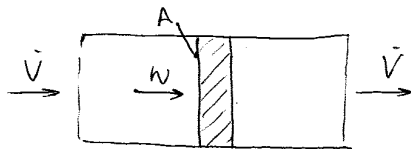
\* Particelle con  $d < 2,5 \mu\text{m}$  sono nocive per le salute umane.

## ELEMENTI FILTRANTI

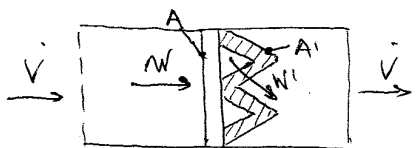
\* Prefiltri, filtri fini, filtri per inquinanti gassosi, HEPA, ULPA ed altre.

Caratteristiche: cadute di pressione, efficienze di rimozione, capacità di accumulo  
 I prefiltri (o filtri grossolani) possono essere: metallici, piani, ondulati, con pieghe rammentate o a Tschy,

### ESTENSIONE SUPERFICIE FILTRANTE



$w$  - velocità di attraversamento del materiale filtrante piano (perpendicolare alla superficie) =  
 = velocità aria nel condotto **FILTRO PIANO**



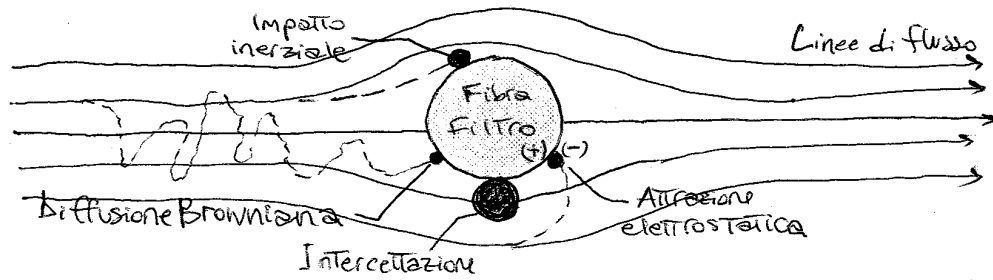
$w'$  - velocità di attraversamento del materiale filtrante esteso  $\neq w$  aria **FILTRO ESTESO**

$$w' \ll w$$

$\dot{V}$  = velocità di attraversamento materiale filtrante  $\times$  superficie

Le resistenze al moto causate dal materiale filtrante rende  $w' \ll w$  perché la resistenza si estende sulla superficie.

## MECCANISMI DI CATTURA DELLE PARTICELLE



Lo scopo è far toccare le particelle al filtro. Tra due linee di flusso passa lo stesso  $V$ .

- Impatto inerziale: se le particelle sono sufficientemente grandi con masse e velocità elevate hanno abbastanza inerzia da uscire dalle linee di flusso e sbattere sul filtro dove si attaccano per le forze di Van der Waals. Non seguono più la traiettoria delle linee di flusso ma continuano dritti contro il filtro per inerzia.
- Intercettazione: se le particelle lungo le linee di flusso hanno un diametro maggiore dello spazio che c'è tra le linee e la fibra, toccano le fibre e rimangono attaccate. Ciò che conta sono i diametri delle particelle e quello delle fibre.
- Moto Browniano: se le particelle sono sufficientemente piccole con masse e velocità basse e inerzia molto piccola risentono degli urti molecolari che le fanno fare giri strani (moto lentissimo sbalzato) finché non toccano le fibre e restano attaccate.
- Attrazione elettrostatica: alcune particelle possono avere una distribuzione di carica elettrostatica secondo il modello di Boltzmann; se le fibre vengono caricate intenzionalmente con una carica elettrica di segno opposto le particelle con carica opposta vengono attratte al filtro per attrazione elettrostatica. Se le forze elettrostatiche è maggiore di quelle di trazione delle particelle, in funzione delle quantità di carica presente sulle particelle e sul filtro, allora le particelle si attaccano, altrimenti proseguono. Questo meccanismo è diverso dagli altri che sono di tipo fluidodinamico e sono legati alle dimensioni delle particelle: se il filtro si sporca il meccanismo non funziona più.

EFFICIENZA:  $E = 1 \rightarrow$  non passa nulla;  $E = 0 \rightarrow$  passa tutto.

$E \rightarrow 1$  per le particelle con velocità minore  $\propto 0,01 \frac{m}{s}$

A volte l'aerosol atmosferico fa uno strato sul filtro che fa aumentare l'efficienza in modo sproporzionato → le sovrastime

Per verificare l'efficienza si fanno dei test in laboratorio buttando delle polveri con  $d = 0,4 \mu\text{m}$  che riproducono meglio l'aerosol urbano. Non meno che le carte di polvere sintetica si deposita l'efficienza media aumenta:

$$E_0 = 8\% \quad E_1 = E_{30\text{grammi}} = 20\% \quad E_2 = E_{330\text{grammi}} = 68\% \dots @ 0,4 \mu\text{m}$$

$$E_m = \frac{1}{M_{\text{TOT}}} \left[ \frac{E_0 + E_1}{2} M_1 + \frac{E_1 + E_2}{2} M_2 + \dots + \frac{E_N + E_N}{2} M_N \right] > 60\%$$

Masse totale polvere
misure @ e 1
E<sub>m</sub> dipende dalle portate a cui è state fatte le misurazioni

### Classificazione Filtri secondo EN 779: 2012

- Grossi: G1, G2, G3, G4;  $\Delta p_{Pa} = 250$ ;  $E_m = -$ ;  $E_{min} = -$
- Medi: M5, M6;  $\Delta p_{Pa} = 450$ ;  $E_{m\%} = 40 \div 60, 60 \div 80$ ;  $E_{min} = -$
- Fini: F7, F8, F9;  $\Delta p_{Pa} = 450$ ;  $E_{m\%} = 80 \div 90, 90 \div 95, \geq 95$   
 $E_{min\%} = 35, 55, 70 \leftarrow$

EN (nominale) dei filtri: ad esempio per un F7 è 80-90%, ma in realtà l'efficienza garantita è del 35%. Se serve un'efficienza di almeno 70%, si prendono dei filtri F9. Questi filtri non sono rigenerabili, non si possono pulire, ma si devono buttare e sostituire quando sono sporchi.

### CALCOLO DI E<sub>min</sub>

- generalmente è la prima misurazione senza che si carichi il filtro elettrostaticamente.
- nove volte (10%) è quella con filtro caricato e poi scaricato in laboratorio;
- qualche volta è la misurazione di pseudo iniziale a rilevarci le particelle

### DIMENSIONAMENTO

Non si deve eccedere con le richieste di efficienza per non sostituire i filtri inutilmente, troppo spesso.

$$\eta_{VENT} = \eta_{TR} \cdot \eta_{MECC} \cdot \eta_{MACCHINA} \quad \text{in USA } \eta_{VENT} = 0,4$$

$Q, \Delta t$  non dipendono dal progettista. Bisogna montare un sistema CAV con motore inverter per tenere  $Q = \text{costante}$ , altrimenti le formule non valgono.

Per diminuire  $E_{el}$  si può  $\Delta p_m \downarrow$  o  $\eta_{VENT} \uparrow$  ( $\Delta p_m = \text{cadute medie durante la vita tecnica}$ )

$$\underline{\text{LIFE CYCLE COST (LCC)}} = E_{TOTALI}$$

↳ è l'analisi del costo lungo l'intera vita tecnica

NOTA.  $LCC \neq LCA = \text{Life Cycle Assessment}$  che analizza l'impatto ambientale complessivo di un oggetto "dalla culla alle tombe" (cradle to grave)

- orienta molte decisioni (total cost of ownership)
- elementi del LCC: investimento (= costo 1° filtro); energie elettrica per la ventilazione (costo maggiore); manutenzione (manodopera e parti di ricambio); smaltimento (se sono materiali speciali).

### MINIMIZZAZIONE LCC

Ogni quanto vanno sostituiti i filtri?

↳ quando il  $\Delta p$  è tale che  $Q$  non è più sufficiente o quando si formano microrganismi dannosi alla salute (batteri, funghi, ...) cioè quando  $UR_{filtri} > 70\%$  ad esempio se si leggono. Inutile sostituzioni frequenti.

### CALCOLO LCC:

- si determina il costo complessivo si deriva e si minimizza il costo.
- Bisogna calcolare il VAN = valore attuale netto valutando il discounting rate, ossia il Tasso di attualizzazione; si ipotizza l'aumento del costo dell'energia, dei nuovi filtri e delle manutenzioni. costo preponderante, va moltiplicato per gli anni di vita considerati (es. 10)

NOTA { Se la velocità di rotazione del motore è costante, varia  $Q$ ,  
 • i canali non sono sigillati → csp e fughe  
 • B.F. se si sporcano diminuiscono la portata tenendo conto del fattore di sporcamento  
 ↳ diminuisce lo scambio termico - Teorie degli scambiatori  
 il risultato energetico netto varia per ogni installazione  $\Delta p \uparrow \Rightarrow \text{consumo} \uparrow$

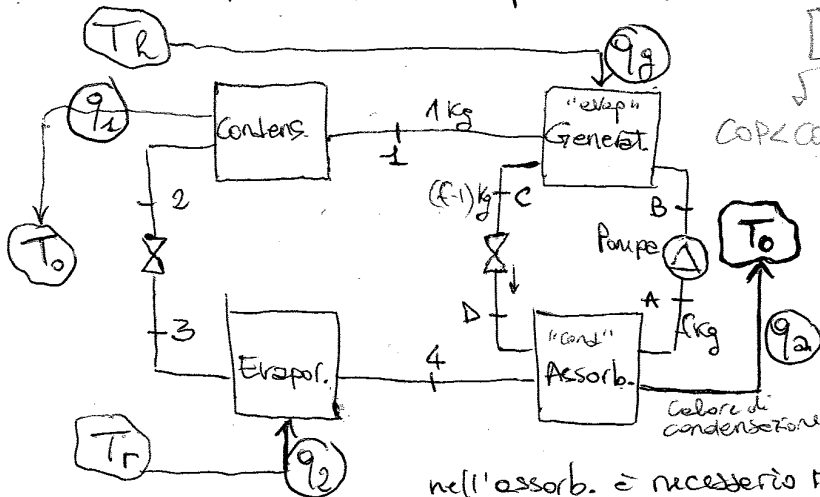
Si usa una miscela di acqua e ammoniaca  $\text{NH}_3$  o bromuro di litio  $\text{LiBr}$  perché l'acqua si evapora dal fluido disciolto più volatile.

### MACCHINA AD ASSORBIMENTO

\* le sostanze più volatili con punto di ebollizione più basso a parità di pressione è il soluto, mentre le meno volatili è il solvente.

\* Scaldando la soluzione liquida si libera vapore in cui la concentrazione delle sostanze più volatili o soluto è più alta che nella soluzione liquida

↳ la concentrazione di soluto è maggiore nel vapore che non nella soluzione liquida con cui il vapore è in equilibrio



Non molto elevato, di solito = 1-2, ma si arriva anche a 10 per buoni impianti

$$COP = \frac{q_2}{h_{liq} + q_g} \approx \frac{q_2}{q_g} = 1 - 10$$

$COP < COP_{comp. tradiz.}$

$f \text{ kg} =$  miscela di  $\text{H}_2\text{O} + \text{NH}_3$  alle  $p$  di evaporazione

$q_g$  spesso è fornito da sistemi solar cooling

nell'assorb. è necessario rimuovere  $q_2 =$  calore di condensazione del vapore, con un refrigerante e viceversa nel generatore occorre fornire

$q_g$  necessario per consentire l'evaporazione.

• A-B: si usa una pompa per portare la soluzione da A a B che consuma un'energia trascurabile rispetto al compressore  $h_{ic} \approx 0$ .

• nel GEN viene fornito calore per scaldare la miscela e far evaporare parte di  $\text{NH}_3$  che viene convogliato al condensatore, mentre l'acqua con  $\text{NH}_3$  non evaporato torna nell'assorbitore passando da laminazioni isentalpiche.

• nel CONDENS. si condensa  $\text{NH}_3$  cedendo calore in ambiente esterno per poi laminarlo e mandarlo nell'evaporatore dove riceve il calore  $q_2 =$  EFFETTO UTILE e torna nell'assorbitore. ↳ immerso in correnti d'aria

NOTA.  $f \text{ kg}$  di  $\text{NH}_3$  ci vogliono  $(f-1) \text{ kg}$  di acqua

COSTO elevato



# ACQUISIZIONE E MONITORAGGIO dati di funzionamento UTA 1

## • STRUMENTI PER IL MONITORAGGIO

### - SCADA: Supervisory Control and Data Acquisition

Un computer supervisore raccoglie periodicamente i dati dai microcontrollori, li elabora e li memorizza su disco i dati misurativi. Se ci sono problemi fa scattare un allarme; permette di selezionare e visualizzare su schermo i dati correnti e passati, eventualmente in formato grafico; invia informazioni selezionate al sistema informativo (Single point of failure) → soluzione superata

- DATA LOGGER: rete di dispositivi elettronici che si interfacciano col campo, interconnessi su Ethernet/IP. Maggiore affidabilità e continuità nel tempo. Output in forme di file; non molto flessibili; costo 500-1000€, installazione su barelle DIN 25. → soluzione affidabile e consolidata

- MINI PC: mini computer su disco SD, senza parti meccaniche in movimento e sistema operativo Linux (general purpose): Raspberry Pi  
Estremamente flessibili ed economici 40 € → approccio promettente

### - DATABASE FORNITO CON L'IMPIANTO:

Accedere alle base dati su cui si fonda il sistema (MS Sql Server, Postgres, MySQL, ...) in accordo con i fornitori e gestori dell'impianto

VANTAGGI costo zero, molto semplice; SVANTAGGI dipendenze dal server del fornitore (aggiornamenti possono invalidare le catene di esposizioni); impossibile determinare autonomamente alcuni elementi fondamentali: la frequenza di esposizioni e i punti monitorati; ritardo temporale nella disponibilità del dato e delle soluzioni temporali, dipende dal tipo di sistema; non sempre si ha il consenso di accessibilità dei dati

## SONDE CON USCITA ANALOGICA

- Grandezze elettriche ( $V_o$ ) o grandezze fisiche: 0-10V oppure 4-20mA
- Fendoscale delle sonde 0-2000ppm (4mA  $\rightarrow$  0ppm, 20mA  $\rightarrow$  2000ppm)
- Serve un convertitore  $A/\Delta$   $\xrightarrow{\text{valori} \times 12 \text{ bit}}$  parliamo MODBUS/TCP
- Ogni bit corrisponde a  $2000-0/4096 \sim 0,5 \text{ ppm/bit}$   $\rightarrow$  sensibilità delle sonde

## MOTORE DEL SIU = Sistema Informativo Utente:

Impianti e sistemi (sensori, regolazione)  $\rightarrow$  Sistema integrato di acquisizione (data store)  $\rightarrow$  Monitor & Control Services (File servers, DW, DBMS)  $\rightarrow$  Servizi Utente (monitor)

## ASPETTI ARCHIVIAZIONE MISURE

- Garantire la persistenza del dato acquisito (database, file di testo tipo CSV)
- Memorizzazione nelle base dati che egredi la rappresentazione
- Basi dati relazionali + altre soluzioni: NoSQL, MongoDB, Amazon DB, ...
- Reportistica con Excel; Pentaho, Qlik per indagini formali; Xively, Google Graph e servizi online per mostrare dati rapidamente
- Utilizzo di un PIVOT, dopo individuazione di sotto sistemi (UTM, PV, Chiller)  
 $\downarrow$   
 Consente di creare misure derivate ( $M_x(t) = M_1(t_1) + M_2(t_2)$ ) considerando valori @t  
 Difficile crearle da istanti precedenti es.  $\frac{dF}{dt} \rightarrow F(t_n) = F(t_{n-1})$

## CRESCITA BASE DATI NEL TEMPO

- Si riferisce tutto a 15 minuti  $\rightarrow$  96 record al giorno
- A volte si usano intervalli di 5 minuti (es. per l'occupazione di un ambiente)
- Data logger arrivano fino a 1 minuto  $\rightarrow$  si deve poi consolidare i dati a 15
- Troppi dati appesantiscono la gestione  $\rightarrow$  spazio su disco e prestazioni

## EVENTI ASINCRONI

L'energia consumata in un quarto d'ora è sincrona, le presenze in un ambiente è asincrona. Gestirli insieme è difficile quindi si rende continue le misure discrete nel tempo.

# TERMOFISICA DELL'EDIFICIO

È la disciplina che studia gli scambi di energia termica tra un edificio e l'ambiente circostante in relazione alle proprietà fisiche dei materiali.

L'involucro edilizio è la superficie di controllo che delimita il sistema termodinamico "edificio" e influisce sull'entità e sulla qualità dei flussi di energie scambiati tra edificio ed ambiente esterno.

## 1. FUNZIONI DELL'INVOLUCRO OPACO

- I componenti di involucro opaco di un edificio partecipano al bilancio termico in quanto attraversati dal flusso termico (TRASMISSIONE DEL CALORE) e perché immagazzinano e rilasciano calore (ACCUMULO DI CALORE)
- Le partizioni interne sono soggette al solo accumulo di calore.
- La forzante della trasmissione del calore è la differenza di temperature tra le due facce della parete.
- La forzante dell'accumulo di calore è la variazione nel tempo di una sollecitazione termica (temperatura, radiazione solare).

↳ per valutare il comportamento dell'involucro si introducono i PARAMETRI termici dinamici.

- Controllo dei flussi termici ai fini della loro riduzione (ISOLAMENTO TERMICO)

↳ TRASMITTANZA TERMICA

- Controllo dei flussi termici ai fini della riduzione dei carichi di picco (INERZIA TERMICA)

↳ • MASSA FRONTALE  
• CAPACITÀ TERMICA FRONTALE

↳ • FATTORE DI ATTENUAZIONE  
• SFASAMENTO TEMPORALE  
• TRASMITTANZA TERMICA PERIODICA

ISOLAMENTO TERMICO: è l'attitudine del componente a ridurre la trasmissione del calore. Questo requisito è tanto più importante quanto più elevata è la differenza media tra temperature interne ed esterne.

## CARATTERISTICHE TERMOFISICHE DEI MATERIALI DA COSTRUZIONE

\*  $\lambda$  = CONDUCEBILITÀ TERMICA O CONDUCEVITÀ è la potenza termica che attraversa una parete di spessore unitario a causa di un gradiente di temperatura unitario tra le due facce, in condizioni di regime stazionario.

$$\left[ \frac{W}{mK} \right]$$

↳ Rappresenta l'attitudine di una sostanza a farsi attraversare da un flusso termico conduttivo.

↳ Le norme UNI 10351 (1994) fornisce valori di conduttività per materiali da costruzione

\*  $\rho$  = DENSITÀ O MASSA VOLUMICA è il rapporto tra massa e volume

↳ grandezza derivata

$$\left[ \frac{kg}{m^3} \right]$$

\*  $c$  = CALORE SPECIFICO di una sostanza è la quantità di calore necessaria per aumentare di 1 grado la temperatura del materiale per unità di massa. Questo influisce fortemente sulle capacità termiche delle strutture intese come attitudine ad accumulare energie termiche.

$$\left[ \frac{kJ}{kgK} \right]$$

NOTA.  $\lambda, \rho, c$  non sono sempre costanti, ma si trovano la variazione

\* RESISTENZA TERMICA SUPERFICIALE:  $\frac{1}{h_i}, \frac{1}{h_e}$

In assenza di specifiche informazioni sulle condizioni di contorno, utilizzare i seguenti valori, applicabili fino a  $\pm 30^\circ$  di inclinazione del flusso termico sul piano orizzontale

	Ascendente	Orizzontale	Discendente	
$R_{si}$	0,1	0,13	0,17	$R_{si} > R_{se}$ $\alpha_i < \alpha_e$
$R_{se}$	0,04	0,04	0,04	

NOTA 1. I valori forniti sono riferiti a condizioni di progetto. Se la direzione del flusso è soggetta a variazioni o  $R_{si}, R_{se}$  non dipendono dalla sua direzione si usano i valori relativi al flusso orizzontale

NOTA 2. Le resistenze superficiali si applicano a SUPERFICIA CONTATTO CON L'ARIA.

2) Si hanno intercapedini d'aria DEBOLMENTE VENTILATE quando c'è un passaggio d'aria limitato attraverso aperture verso l'ambiente esterno con precise caratteristiche dimensionali. Si usa la formula

$$R_T = \frac{1500 - A_v}{1000} R_{T,U} + \frac{A_v - 500}{1000} R_{T,V} \quad \text{dove } A_v = 500 \div 1500 \frac{\text{mm}^2}{\text{m}}$$

$\swarrow$   $R_{\text{parete non ventilate}}$        $\searrow$   $R_{\text{parete fortemente ventilate}}$

### CORREZIONI DELLA TRASMITTANZA TERMICA per:

- vuoti d'aria nello spessore dell'isolante  $U_g$
- fissaggi meccanici che attraversano lo strato isolante  $U_f$
- precipitazioni su tetto rovescio  $U_r$

$$U_c = U + \Delta U = U + \Delta U_g + \Delta U_f + \Delta U_r$$

non si applica se la correzione è minore del 3% di U

- La conduttività  $\lambda$  caratterizza le pendenze delle rette T (parete). Più  $\lambda$  cresce è minore è la pendenza.
- All'aumentare dello spessore aumenta le resistenze termiche dello strato e quindi si riduce la trasmissività delle pareti.

### ALTRI METODI PER LA VALUTAZIONE DI U

Nel caso non si conosce la stratigrafia si usano altri metodi approssimativi

1. Utilizzo di Termoflussimetri: misura in opere attraverso sonde di temperatura e una piastrina di misura del flusso termico
2. Ricorso e caroteggi: conoscenza delle strutture con misurazioni invasive
3. Si attribuiscono le U e seconde degli edifici diffusi in Italia attraverso

l'uso di ABACHI

Le termografie ad infrarossi è utile all'identificazione di difetti costruttivi come ponti termici, interruzione dell'isolamento, perdite e infiltrazioni.

### CONTROLLO DELLA TRASMITTANZA TERMICA

↳ D. Lgs. 31/06

## Cause principali:

- presenza di materiali diversi nelle sezioni dell'edificio (es. muratura di Tufo o mattoni con strutture di cemento armato)
- discontinuità geometriche nelle forme delle strutture
- interruzioni nello strato di isolamento termico (es. pilastri, travi marcapiano, serramenti, ...)

## Effetti negativi:

- incremento delle dispersioni termiche
- condensazioni superficiali e formazione di muffe
- danni al rivestimento superficiali
- diminuzione del comfort termico

## DEFINIZIONE DI PONTE TERMICO (normativa) UNI EN ISO 10211

Parte dell'involucro edilizio dove la resistenza termica cambia in modo significativo per

- penetrazione totale o parziale di materiali con conduttività termica diverse nell'involucro edilizio e/o variazione dello spessore delle costruzioni e/o differenze (area delle superficie interna ed esterna (giunti tra parete e pavimento o parete e soffitto)).

- **PONTI TERMICI DI FORMA**: deviazione di flusso monodimensionale è dovuta esclusivamente alle geometrie (angoli, spigoli)
- **PONTI TERMICI DI STRUTTURA**: deviazione di flusso monodimensionale è dovuta alla presenza di un elemento costruttivo di resistenze termiche diverse (pilastri)
- **PONTI TERMICI DI TIPO MISTA**: sovrapposizione di un ponte termico di forma con uno di struttura

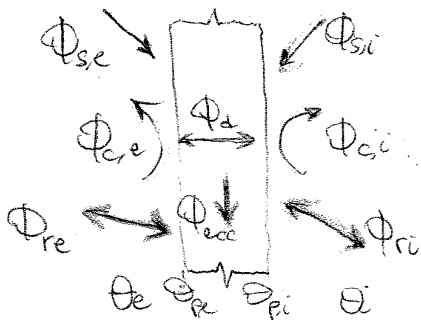
## QUANTIFICAZIONE DELLE DISPERSIONI

- \* **TRASMITTANZA TERMICA LINEARE  $\Psi$**  per la quantificazione delle dispersioni attraverso ponti termici
- \* **TRASMITTANZA TERMICA PUNTUALE  $X$**  per la quantificazione delle dispersioni attraverso i ponti termici puntuali  $\rightarrow$  trascurabili

## VALUTAZIONE DEL FLUSSO TERMICO:

Il metodo semplificato consiste nella determinazione di coefficienti di Trasmissione lineari che esprimono il flusso termico disperso attraverso le zone singolari 7

# SCAMBIO TERMICO DI UNA PARETE PIANA



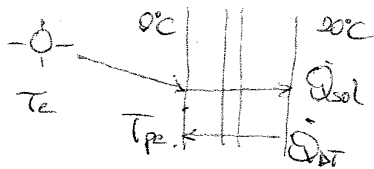
$\Phi$  = flusso termico (W)  
 $\vartheta$  = Temperature (°C)  
 d = conduzione  
 c = convezione  
 r = irraggiamento IR  
 s = irraggiamento solare

TEMPERATURA SOLE ARIA è la Temperature che dovrebbe avere l'ambiente esterno in assenza di radiazione solare affinché il flusso termico trasmesso fra l'ambiente interno e l'ambiente esterno sia pari al flusso termico trasmesso nella situazione reale in presenza di radiazione solare.

$$T_{sa} = T_c + \frac{\alpha_s \cdot I}{h_c}$$

$\alpha_s$ : coeff. assorbimento solare parete  
 $I$ : irradianze solare [W/m<sup>2</sup>]  
 $h_c$ : coefficiente termico esterno [W/m<sup>2</sup>°C]

FLUSSO TERMICO PER DIFFERENZA DI TEMPERATURA IN PRESENZA DI RADIAZIONE SOLARE. Il flusso di calore che attraversa l'involucro opaco dell'edificio tra un ambiente interno ed esterno a Temperature diverse in presenza di irradiazione solare:



$$\dot{Q} = h_c A (T_{pe} - T_c) - \alpha I A = h_c A (T_{pe} - T_{sa})$$

$$T_{sa} = T_c + \frac{\alpha I}{h_c}$$

## SCAMBIO TERMICO IN CONDIZIONI STAZIONARIE

Flusso termico senza

considerare la radiazione solare

$$\Phi = U \cdot A \cdot (T_c - T_i)$$

Flusso termico considerando

l'effetto della radiazione solare

$$\frac{\dot{Q}}{A} = U(T_i - T_c) - \frac{U \alpha I}{h_c} = U(T_i - T_{sa})$$

Il coefficiente di assorbimento solare varia con il COLORE e con la RUGOSITÀ superficiale.

↳ 0,3 colori chiari; 0,6 colori medi; 0,9 colori scuri

## COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO PER TRASMISSIONE

$$H_T = H_s + H_g + H_v + H_A$$

$H_s$ : coeff. scambio termico DIRETTO per trasmissione verso l'esterno

$H_g$ : coeff. s.t. stazionario per trasmissione verso il TERRENO

$H_v$ : c.s.t. per trasmissione attraverso ambienti NON CLIMATIZZATI

$H_A$ : c.s.t. per trasmissione verso zone a T diverse

## PROPRIETÀ

- resistenze, senza alterazioni delle caratteristiche fisiche, alle variazioni termiche determinate dalla temperatura dell'aria esterna e dalle radiazioni solari.
- basso assorbimento di acqua
- elevate resistenze agli agenti atmosferici
- adeguata permeabilità al vapore acqueo
- elevate resistenze al fuoco (classe 1), ininfiammabilità come componente
- facilità di lavorazione e messa in opera
- capacità di non danneggiare i materiali a contatto;
- buona resistenza meccanica

I materiali isolanti possono essere tradizionali, eco-compatibili, innovativi. Quelli tradizionali sono fibrosi, sia vegetali (fibre di legno o pannelli) e minerali (fibre di vetro e lane di roccia); oppure a struttura cellulare: minerali come il calcestruzzo, vetro cellulare, laterizi e blocchi speciali o argille espese; vegetali come i sugheri o sintetici di catene polimeriche. Quelli identici eco-compatibili sono tutte le fibre di legno, canapa, cellulose, lino, coccia, ...

I valori relativi  $\lambda$ ,  $c$ ,  $\rho$  sono scritti nelle UNI 10351

## SCELTA DELL'ISOLANTE

- Per pareti con medie/alte masse frontali è importante  $\lambda$  e meno  $\rho$ ,  $c$ ;
- Per pareti leggere sono importanti  $\rho$ ,  $c$  grazie al migliore comportamento estivo (preferibili isolanti di origine vegetali)

È necessaria un'analisi attenta delle distribuzioni dei carichi termici in ambiente.

ISOLANTI INNOVATIVI: isolanti termoriflettenti multistrato, pannelli con aerogel e isolanti sottovuoto (VIP)

## IMPERMEABILIZZANTI

Si usano per opporsi alla penetrazione dell'acqua liquida, caratteristica dovuta al tipo di materiali e alle tecniche di posa in opera  $\rightarrow$  UNI 10351

$\hookrightarrow$  asfalto, asfalto con sabbia, bitume, cartone asfalmato, materie plastiche compatte - fogli di materiali sintetici



incollate su lastre rigide isolanti, poste sul lato interno delle superfici dispendenti

USATO PER: ambienti riscaldati saltuariamente (perché abbiate l'inerzia) o

nelle riqualificazioni dove non si può intervenire dall'esterno.

SVANTAGGI: rischio di condensa superficiale se non ha elevate resistenze al vapore, riduce superficie interna.

• STRATIGRAFIA: parete in mattoni portanti con isolante fissato all'interno tramite un'orditura di sostegno in profili di acciaio dove viene fissato anche il cartongesso di finitura interna. Giunti tra pannelli e spigoli rinforzati con rete adesiva, stuccati e resati. L'uso di pannelli e barre a condotte di ridurre gli ingombri e lo spessore.

\* PARETI VERTICALI: isolamento in intercapedine

Posizionato tramite due pareti in laterizio o calcestruzzo tra le quali viene inserito il materiale isolante come sughero, vermiculite, polistirene, vetro cellulare, argille espese, cellulose, iniettati sui fori. Metodi:

- 1° inserimento di lastre rigide di materiali isolanti (polistirene, poliuretano, ...)  
tra le due facce dell'intercapedine con una delle pareti nuove
  - 2° insufflaggio di materiali sfusi all'interno dell'intercapedine con  $s_{\min} = 5 \text{ cm}$
  - 3° iniezione di materiali inizialmente liquidi (schiume di resina poliuretaneica) nell'intercapedine con spessore minimo  $s_{\min} = 3 \text{ cm}$
- 2,3) si fanno dei fori nelle parti alte dell'intercapedine; si deve verificare la resistenza e compressione per sopportare la pressione dell'isolante.

VANTAGGI: semplicità e basso costo di pose in opere; isolante rispettato dagli agenti atmosferici; non necessita di finiture estetiche; migliora il COMFORT TERMICO degli occupanti perché si annulla la Trasmissione radiante

SVANTAGGI: rischio di condense; difficoltà di controllo della corretta pose in opere; impossibilità di riduzione degli effetti dei ponti termici; rischio di fessurazione con l'impiego di schiume su edifici esistenti; dubbi sulle durate nel tempo delle resistenze termiche; necessità di riempire l'intero

## \* PARETI VERTICALI: isolamento dall'esterno a cappotto

Lo strato isolante viene applicato direttamente sulle superfici esterne delle pareti perimetrali per mezzo di collanti e ancoraggi meccanici.

VANTAGGI: riduce il rischio di condense interstiziali, elimina i ponti termici; migliore il comportamento estivo delle pareti; attenua il degrado dovuto alle dilatazioni termiche delle pareti esterne

Pannelli isolanti ancorati sull'estere superficie esterna verticale dell'edificio, coperti da pertinenze intonaci oppure pareti di tamponatura prefabbricate. USATO PER: ambienti riscaldati in continuo con interruzione notturna; interventi di riqualificazione energetica; diminuire ponti termici; proteggere gli ambienti interni dagli agenti atmosferici. Ma bisogna prestare

ATTENZIONE A: stabilità dimensionali ed effetti di dilatazione, resistenze meccaniche simili all'insieme e basse elasticità; durabilità e lavorabilità.

• Struttura e blocchi di laterizio con funzioni di struttura portante o tamponamento. Buone caratteristiche di resistenza termica e protezione acustica grazie a dimensioni, geometrie e disposizione dei setti. Nei giunti si usano INTONACI TERMOISOLANTI sulla superficie esterna → strato continuo di isolante evita dispersioni.

INTONACI TERMICI o termointonaci: sono sistemi di rivestimento esterno sostituitivi dei tradizionali strati di completamento, in aggiunta o in alternativa e materielmente isolanti tradizionali.

↳ norma UNI EN 998-1 definisce come "malte e protezione garantite con proprietà isolanti termiche". Riportate le caratteristiche essenziali:

$$\bullet \text{Malte } T_2: \lambda < 0,2 \frac{W}{mK} \quad \bullet \text{Malte } T_1: \lambda < 0,1 \frac{W}{mK} \quad T = \text{Thermal}$$

L'impasto di intonaci: T in forma di polvere con aggiunte di additivi che abbassano la conduttività termica come il sighero, l'argilla, le perlite, le silice e silicati, microsilia reattive, perle di polistirene espanso

## \* COPERTURA PIANA IN LATERO CEMENTO

VANTAGGI: fruibilità e percorribilità

Elementi costitutivi: - supporto - elemento portante

- massella delle pendente - permette il deflusso delle acque
- ancoraggio dell'impermeabilizzazione
- elemento di scorrimento - evita adesione di strati o elementi continui
- elemento di rigidificazione - per il sottopavimento dell'impermeabilizzante
- impermeabilizzante
- barriera al vapore
- strato di isolante termico
- calpestio - per la percorribilità del tetto

TETTO VENTILATO: avanzate tecniche di costruzione con isolamento termico in falde.

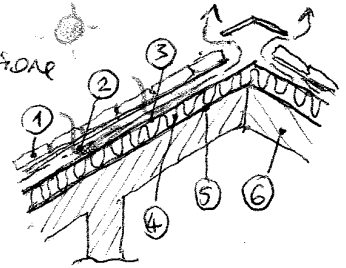
↳ ambiente salubre e confort abitativo per: sicurezza, ventilazione, traspirazione e isolamento

⇒ risparmio sui consumi energetici e sui costi di manutenzione

Struttura: ① Coppi, ② Interscopelina ventilata,

③ guaina impermeabile, ④ strato isolante

⑤ barriera al vapore, ⑥ strato portante del tetto



VANTAGGI ESTIVI: rapido smaltimento di calore; barriera all'irradiazione verso

l'interno; salvaguardia delle strutture in legno del tetto

L'aria fresca che scivola dalle linee di gronda si riscalda nell'interscopelina per effetto dell'irraggiamento, diventa più leggera e fuoriesce dal colmo sottraendo il calore accumulato dai materiali di copertura. Nel caso di tetto non ventilato, la copertura trasmette il calore al materiale sottostante che ritarda la trasmissione fino a trasferirsi poi all'interno della costruzione.

## \* COPERTURA INCLINATA VENTILATA in legno

La ventilazione in estate espone il calore radiante riducendo i carichi termici, aumentando il comfort abitativo; in inverno mantiene asciutti gli elementi del manto mantenendoli alle stesse temperature. Le discontinuità dei manti in laterizio consente una micro-ventilazione sottomanto che garantisce l'efficienza nel tempo delle coperture e la tenuta all'acqua e la traspirabilità.

**INERZIA TERMICA:** attitudine delle pareti a ridurre (SMORZZAMENTO) e ritardare (SFASAMENTO) l'effetto di sollecitazioni dinamiche sul carico termico

dell'ambiente. Le sollecitazioni termiche sul lato esterno del componente sono

- la variazione giornaliera delle temperature esterne e le variazioni giornaliere delle radiazioni incidenti sul componente. Mentre sul lato interno sono:
- le radiazioni solari attraverso i vetri, l'occupazione che determina gli apporti interni e l'intermittenze dell'impianto di riscaldamento/raffrescamento.

### CONTROLLO DELL'INERZIA TERMICA

- Sollecitazioni termiche esterne

- ↳ soprattutto nella stagione estiva e nei climi caldi secchi, quindi con escursioni giornaliere delle temperature elevate
- ↳ inerzie termiche legate alle capacità di accumulo (masse) e all'isolamento termico

- Sollecitazioni termiche interne

- ↳ importante per escursione giornaliera di carichi interni (apporti interni variabili, grandi superfici vetrate non schermate)
- ↳ inerzie termiche legate alla capacità di accumulo dei primi 10cm e contatto con l'aria interna, ma anche alle posizioni dello strato di isolamento termico

### PARAMETRI TERMICI DINAMICI

\* Masse termiche frontali o superficiali  $M_s$        $M_s = \sum_{j=1}^n \rho_j s_j \quad [kg/m^2]$

È la massa delle pareti per unità di superficie frontali

\* Capacità termiche frontali  $C_F$        $C_F = \sum_{j=1}^n \rho_j s_j c_j \quad [kJ/m^2K]$

È l'energia termica immagazzinata nelle pareti per ogni grado di aumento delle sue temperature medie e riferite alle sup. frontali

### TRASMITTANZA TERMICA PERIODICA ( $k_i$ )

\* Conducibilità termica  $\lambda =$

- inversamente proporzionale alle resistenze opposte dal materiale all'attraversamento del calore
- influenza sulle rapidità di accumulo o di rilascio dell'energia interne (indirettamente)

\* **TRASMITTANZA TERMICA PERIODICA**: ampiezze complesse delle densità di flusso termico attraverso la superficie del componente adiacente all'ambiente interno  $i$ , diviso per l'ampiezze complesse delle temperature dell'ambiente esterno  $e$ .

$$Y_{IE} = - \frac{\hat{q}_i}{\hat{\theta}_e} = \frac{L_{ie}}{A} \quad \text{con } A = \text{area frontale delle superficie attraversate} \\ \text{e } L_{ie} = \text{conduttanze termica periodica: numero}$$

complesso che correla il flusso termico periodico su un lato del componente con le temperature periodiche sul lato opposto del componente stesso, in condizioni sinusoidali.  
La Trasmissione Termica periodica rappresenta la densità di flusso termico ceduto all'ambiente interno per una variazione delle temperature esterne avente ampiezze unitarie, con temperature interne costanti.

\* **ATTENUAZIONE E SFASAMENTO**:

La fase della trasmissione termica periodica indica il fattore di sfasamento  $\varphi_s$ . Lo sfasamento rappresenta il tempo, espresso in ore, che intercorre tra l'istante di massima sollecitazione ( $= \theta$ ) sul lato esterno e quello di massima  $\theta$  sul lato interno.

L'attenuazione  $f$  o fattore di decremento è definito come il rapporto fra la trasmissione termica periodica  $Y_{ie}$  del componente e la sua trasmissione termica stazionaria

$$U: \quad f = \frac{|\hat{q}_i|}{\hat{\theta}_e / U} = \frac{|L_{ie}|}{AU} = \frac{Y_{ie}}{U} \quad \text{f è un fattore adimensionato compreso tra 0 e 1,} \\ \text{indica il decremento \% di flusso termico entrante}$$

nell'ambiente interno rispetto a quello che entrerebbe con capacità termica nulla.

\* **CAPACITÀ TERMICA AREA INTERNA**: esprime l'attitudine del componente opaco ad accumulare calore quando è sottoposto ad una sollecitazione termica dinamica sulle

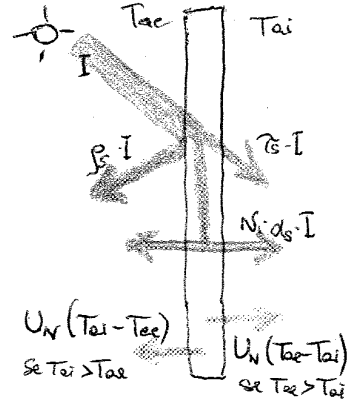
$$\text{facce interne: } K_i = \frac{C_i}{A} = \frac{1}{\omega} |Y_{ii} - Y_{ie}| \left( \frac{J}{m^2 K} \right) \quad \text{con } \omega = \frac{2\pi}{24 \cdot 3600}$$

$Y_{ii}$  è l'ammettente termica interne e rappresenta la densità di flusso termico ceduto all'ambiente interno per variazioni di temperature interne di ampiezze unitarie, con temperature esterne costanti.  $Y_{ie}$  è l'ammettente termica esterne.

**CONTROLLO DELL'INERZIA TERMICA**: D. Lgs. 31/06

•  $MF > 230 \text{ kg/m}^2$  oppure utilizzo alternativo di tecniche e materiali innovativi

# BILANCIO ENERGETICO - Metodo semplificato



Controllo dei flussi termici → TRASMITTANZA TERMICA

Controllo delle radiazioni solari → COEFF. DI TRASMISSIONE SOLARE  
TOTALE (FAITTORE SOLARE)

UNI EN ISO 10077-1: 2007. Prestazioni Termica di finestre

porte e chiusure - Calcolo delle Transmittenze Termiche - Metodo semplificato

TRASMITTANZA TERMICA  $U_w \left( \frac{W}{m^2K} \right)$  è il flusso termico che, in condizioni stazionarie, attraversa una superficie di area unitarie per differenze di temperatura unitarie tra ambiente interno ed esterno. Dipende dal vetro e dal telaio.

Per finestre singole: 
$$U_w = \frac{A_g U_g + A_f U_f + l_g \psi_g}{A_g + A_f}$$
  
 $\psi_g$  è dovuta al distanziatore posto tra i due vetri in corrispondenza del telaio -  
 $l_g$  = perimetro totale vetrata  
 $\psi_g \left( \frac{W}{mK} \right)$  = Transmittanze Termica lineare in caso di vetrata multistrato

$$U_g = \frac{1}{R_{se} + \sum_i \frac{d_i}{\lambda_i} + \sum_j R_{sj} + R_{ei}}$$
  
 $R_{se}$  = R superficiali esterne      $\alpha$  = conduttività strato i-esimo  
 $R_{si}$  = R superficiali interne      $R_{sj}$  = resistenze termiche della intercapedine j-esime  
 $d_i$  = spessore strato i-esimo

• Da UNI EN ISO 10077-1: 2007 per emissività  $\geq 0,8$

$R_{se} \left( \frac{m^2K}{W} \right)$       $R_{se} \left( \frac{m^2K}{W} \right)$

Per vetri verticali o inclinati di  $90^\circ \geq \alpha \geq 60^\circ$   
con flusso  $\leq \pm 30^\circ$  del piano orizzontale

0,13     0,04

Per vetri orizzontali o inclinati di  $60^\circ \geq \alpha \geq 0^\circ$   
con flusso  $\leq$  più di  $30^\circ$  del piano orizzontale

0,10     0,04

• Per superfici vetrate trattate sulle facce esterne con coating bassoemissivi si utilizzano i coeff. di scambio termico convettivo della UNI EN ISO 6946 e si calcolano i coeff. di scambio termico radiativo in funzione dell'emissività  $\epsilon$

Resistenze superficiali di superfici piane  $R_s = \frac{1}{h_{ext} + h_{int}}$       $h_{int} = \epsilon h_{ro} = \epsilon 40 T_m^3$   
 corpo nero  
 $h_{ro}$  = coeff. di irrag. corpo nero varia con T da  $-10^\circ C$  e  $30^\circ C = 4,1 - 6,3 \frac{W}{m^2K}$   
 $h_{ext}$  varia con inclinazione del flusso e  $h_{ext} = 4 + 4v$  con  $v$  = velocità del vento

• Per lo spazio d'aria intermedio:  $R_s$  varia con lo spessore da 6 e 50 mm e varia con l'emissività per vetri rivestiti da un solo lato; oppure vetri con nessun lato rivestito → vetro normale  $\epsilon = 0,84$

Utilizzo:  $U_{w, corr} = U_{w+shut} * f_{shut} + U_w * (1 - f_{shut})$

$U_{w, corr}$  è la trasmittanza termica ridotta delle finestre e delle chiusure oscuranti

$U_{w+shut}$  è delle finestre + chiusure oscuranti;  $U_w$  solo delle finestre

$f_{shut}$  è la frazione adimensionale delle differenze cumulate di temperature, derivante dal profilo orario di utilizzo delle chiusure oscuranti e dal profilo orario delle differenze di temperature interna ed esterna

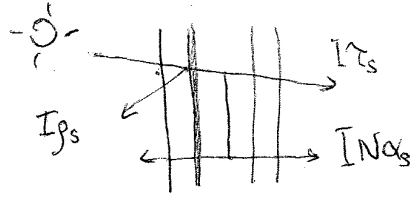
↳ nelle valutazioni standard o di progetto si considera una chiusura di 12 h e, in mancanza di dati precisi,  $f_{shut} = 0,6$

L'allegato C del D. Lgs. 311/2006 stabilisce i LIMITI MASSIMI DELLE TRASMITTANZE DELLE STRUTTURE DELL'INVOLUCRO, progressivamente più restrittive 2006-08-10 Suddivise in base alle zone climatiche, sia per chiusure trasparenti che per vetri

\* COEFF. DI TRASMISSIONE SOLARE (g)

UNI EN 410: 2011 Vetro per edilizie - Determinazione delle caratteristiche luminose e solari delle vetrate.

Trasmittanza di energia solare Totale (TSET) o Fattore solare (FS) o Coeff. di trasmissione solare Totale (g): è il rapporto tra il flusso dovuto alle radiazioni solari complessivamente entrante in ambiente (dato dalla somma fra il flusso trasmesso direttamente più quello assorbito e rimesso in ambiente per convezione e irraggiamento) e le radiazioni solari



$$\frac{Q_{sol}}{A} = (\tau_s + N \cdot \alpha_s) I = g \cdot I = \bar{q}_s$$

PROPRIETÀ OTTICO-SOLARI

- Coeff. di trasmissione solare  $\tau_s = \Phi_{st} / \Phi_{si} \%$
  - Coeff. di riflessione solare  $\rho_s = \Phi_{sr} / \Phi_{si} \%$
  - Coeff. di assorbimento solare  $\alpha_s = \Phi_{se} / \Phi_{si} \%$
- $\tau_s + \rho_s + \alpha_s = 1$

$$A_{sd,k} = F_{sh,gl} \cdot g_{gl} \cdot (1 - F_F) \cdot A_{w,p}$$

$$F_{sh,gl} = \frac{(1 - f_{sh,with}) \cdot g_{gl} + f_{sh,with} \cdot g_{gl+sh}}{g_{gl}}$$

- $I_{sol}$  è l'irradiazione solare media mensile con dato orientamento e angolo di inclinazione sull'orizzontale
- $F_{sh,gl}$  è il fattore di riduzione degli apporti solari relativi all'utilizzo di illuminatore mobili

•  $g_{gl}$  è la trasmittanza di energie solare della parte trasparente del componente

•  $F_F$  è la frazione di area relativa al telaio  $\left( \frac{\text{area proiettata del telaio}}{\text{area proiettata totale}} \right)$

•  $A_{w,p}$  è l'area proiettata totale del componente vetrato (area del vano finestra)

•  $f_{sh,with}$  è la frazione di tempo in cui le schermature solari è utilizzate, pesate sull'irraggiamento solare incidente

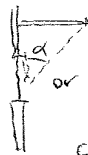
↳ per ciascun mese e per ciascuna esposizione il valore di  $f_{sh,with}$  può essere ricavato come rapporto tra la somma dei valori orari di irradiante maggiori di  $300 \frac{W}{m^2}$  e la somma di tutti i valori orari di irradiazione del mese considerato. → Tabelle

$$F_{sh,ob,k} = F_{hor} \cdot F_{or} \cdot F_{fin} \quad \text{Fattori di riduzione per ombreggiature}$$

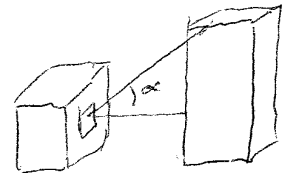
a) angolo d'oggetto orizzontale ( $\alpha_{or}$ )

b) angolo d'oggetto verticale ( $\alpha_{fin}$ )

$F_{or}, F_{fin}$  in Tabelle per sferedirezioni diffuse



c) angolo dell'aristone ombreggiato da un'ostacolo esterno ( $\alpha_{hor}$ )



↳ in Tabelle

I serramenti devono avere vetro e telaio ad alte resistenze termiche, ma avere un buon fattore solare ( $g, FS$  o  $TSET$ ) per sfruttare gli apporti gratuiti del sole in inverno.

Il D. Lgs. 31/2/2006 e il D.P.R. 59/2009 prevedono che siano presenti elementi di schermature delle superfici vetrate efficaci e tali da ridurre l'apporto di calore estivo.

Vetro camera 6/12/6	chiaro + chiaro	chiaro + bassopressivo
$U_g$ ( $m^2K$ )	3	1,6
$g$	0,72	0,61

Clima	$\tau_i$	$g$	$U_w$
Freddo	$\geq 70$	$\geq 20$	$\leq 2,0$
Mite	$\geq 70$	$\geq 50$	$\leq 2,5$
Caldo	$\geq 70$	$\geq 40$	$\leq 4,0$



intervallo di Tempo  $\Delta t$ , scrivere un'equazione di bilancio del TOPO:

$$G_{\text{ingresso}} + G_{\text{generate}} = G_{\text{uscite}} + G_{\text{distrutte}} + \Delta E_{\text{nel tempo}}$$

versamenti + interessi = pagamenti + spese bancarie + saldo al tempo  $\Delta t$

### BILANCIO DI ENERGIA PER UN SISTEMA APERTO

individuato dal volume di controllo V.C. nell'intervallo di tempo  $\Delta t$

$$\underbrace{\sum_i \dot{Q}_{i,i} + \sum_i \dot{L}_i + \sum_i \dot{m}_i (h_i + gz_i + \frac{w_i^2}{2})}_{\text{ingresso}} \Delta t = \underbrace{\sum_o \dot{Q}_o + \sum_o \dot{L}_o + \sum_o \dot{m}_o (h_o + gz_o + \frac{w_o^2}{2})}_{\text{uscite}} \Delta t + \Delta E_{V.C.}$$

Se nel tempo  $\Delta t$  il regime è stazionario nel V.C. si ha

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_o \quad \text{e} \quad \Delta E_{V.C.} = 0 \quad \text{con} \quad \dot{Q}_{\text{interne}} = \text{cost} \quad \dot{m}_i = \dot{m}_o = \dot{m}$$

se le infiltrazioni d'aria sono di aria secca ~ gestionale si ha  $\Delta h = c_p \Delta \theta$

$$\sum \dot{Q}_i + \sum \dot{L}_i = \sum \dot{Q}_o + \sum \dot{L}_o + \dot{m} c_p (\theta_e - \theta_i) \Delta t$$

Oltre ai flussi energetici convettivi associati al trasporto di masse bisogna considerare i flussi energetici diffusivi:

- calore trasmesso e lavoro trasmesso attraverso la struttura in  $\Delta t$

Negli edifici  $\sum \dot{L}_i = \sum \dot{L}_o = 0 \Rightarrow$

$$\sum \dot{Q}_i = \sum \dot{Q}_o + \dot{m} c_p (\theta_e - \theta_i) \Delta t$$

$$\dot{Q}_{\text{isol}} + \dot{Q}_{\text{int}} + \dot{Q}_{\text{sol}} = \dot{Q}_{\text{H, tr}} + \dot{Q}_{\text{H, ve}}$$

- $\dot{Q}_{\text{int}}$ : apporti di calore interni
- dovuti al metabolismo degli occupanti
  - dovuti alle apparecchiature elettriche
  - dovuti agli apparecchi di illuminazione

### IN REGIME INVERNALE

In uscite: - dispersioni termiche per trasmissione dall'ambiente riscaldato verso

l'esterno  $\dot{Q}_o = \dot{Q}_{\text{H, tr}}$

- dispersioni termiche per ventilazioni o infiltrazioni dall'ambiente interno riscaldato verso l'esterno o spetti non riscaldati  $\dot{Q}_{\text{H, ve}}$

In ingresso: - apporto di calore fornito dall'ambiente  $\dot{Q}_{\text{isol}} = \dot{Q}_{\text{H, ad}}$

- apporti di calore gratuiti dovuti alle sorgenti termiche interne  $\dot{Q}_{\text{int}}$

- apporti di calore gratuiti dovuti alle radiazioni solari  $\dot{Q}_{\text{sol}}$

$$Q_{H,nd} = Q_{H,ht} - \sum_{H,gn} Q_{gn} = (Q_{H,tr} + Q_{H,ve}) - \sum_{H,gn} (Q_{int} + Q_{sol})$$

Calcolo richiesta di energie termica dell'edificio

1. Definire i confini dello spazio riscaldato e delle zone non riscaldate
2. Valutare i coefficienti di dispersione termica per trasmissione e ventilazione
3. Definire la  $T_{int}$  di progetto e valutare le  $T_{est}$  medie
4. Valutare il periodo di funzionamento dell'impianto
5. Calcolare le dispersioni termiche per trasmissione e ventilazione
6. Calcolare gli apporti di calore interni e solari
7. Calcolare Q<sub>isc</sub> fornito nell'intera stagione agli ambienti

1. Definire i confini suddividendo gli edifici in zone o pezzi con precise regole di suddivisione: ZONIZZAZIONE. Tranne se le  $T_{int}$  differiscono per meno di 4K; se gli ambienti sono serviti dallo stesso impianto di riscaldamento; se vi è un impianto di ventilazione meccanica, almeno l'80% dell'aria climatizzata è servita dallo stesso impianto di ventilazione con  $T_{est}$  di ventilazione nei diversi ambienti che non differiscono di un fattore superiore a 4.

NOTA. Per definire i confini del volume lordo si considerano le dimensioni esterne dell'involucro; mentre per definire i confini per le zone termiche si utilizzano le superfici di mez-zone degli elementi divisioni.

3. Definire la  $T_{int}$  di progetto:

Articolo 4 del D.P.R. n. 412/93 → valori massimi delle temperature ambiente nel periodo di funzionamento dell'impianto di climatizzazione invernale sono a 18°C per le categorie E.8 (industrie) e 20°C per tutte le altre con tolleranze ammesse di +2°C. Deroghe particolari concesse dai comuni per ospedali (E.3) e piscine (E.6). Anche le industrie (E.8) con esigenze tecnologiche possono ottenere deroghe.

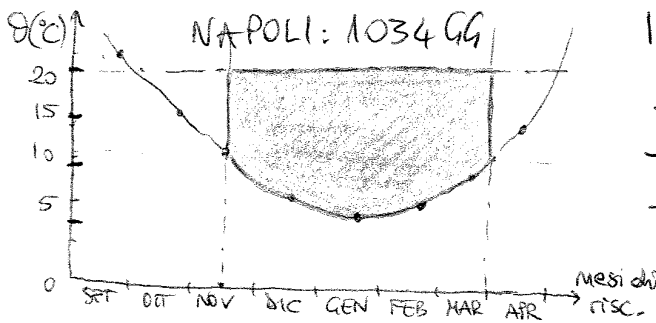
Valutazione dei GG: si valuta per ogni giorno  $(\theta_i - \theta_{me,j})^+$

$$GG = \sum_{j=1}^N (\theta_i - \theta_{me,j})^+ = \sum_{j=1}^N (20 - \theta_{me,j})^+ \quad \text{K-grado}$$

$\theta_{me,j}$  è calcolata come media aritmetica di 4 valori:  $\theta_{max}, \theta_{min}, \theta_{8:00}, \theta_{19:00}$ .

$N$  è il numero di giorni complessivi della stagione di riscaldamento, ossia la stagione in cui le  $T_{me} < 12^\circ\text{C}$ . I giorni di inizio e fine sono stabiliti in modo che per

3 giorni consecutivi si abbia  $\theta_{me} < 12^\circ\text{C}$  e  $\theta_{me} > 12^\circ\text{C}$ .



I GG sono rappresentati dall'area blu:

- Curve andamento stagionali delle  $\theta_{me}$

-  $\theta_i = 20^\circ\text{C}$

-  $I = 15 \text{ nov}$  - giorno inizio riscaldamento;

$F = 31 \text{ mar}$  - giorno fine riscaldamento

## 2/5 - RISCALDAMENTO

$$Q_{H, tr} = H_{tr, adj} \cdot (\theta_{int, set, H} - \theta_e) \cdot t + \left\{ \sum_k F_{r,k} \cdot \Phi_{r, mn, k} \right\} \cdot t$$

$$Q_{H, ve} = H_{ve, adj} \cdot (\theta_{int, set, H} - \theta_e) \cdot t$$

COEFFICIENTI DI SCAMBIO TERMICI

TEMPERATURA ESTERNA MEDIA MENSILE

TEMPERATURA INTERNA PER IL RISCALDAMENTO

•  $H_{tr, adj} = H_D + H_g + H_v + H_A$  (diretto + ground + unconditioned + altre zone e T ≠)

$$H_x = h_{tr, x} \left[ \sum_i A_i U_i + \sum_k l_k \Psi_k + \sum_s X_s \right] \quad \left( \frac{W}{K} \right)$$

•  $F_{r,k} \cdot \Phi_{r, mn, k}$  = Extraflusso termico per radiazione infrarosse verso le volte celesti

$F_r = F_{sh, ob, dif} (1 + \cos \Sigma) / 2$  fattore di FORMA tra un componente edilizio e le volte celesti

↳ angolo di inclinazione del componente sull'orizzonte  
↳ fattore di ombreggiatura per sole radiazione diffuse

$\Phi_{r, mn} = R_a \cdot A \cdot U \cdot h_t \cdot \Delta \theta_{er}$  (W) differenza di T tra aria esterna e T apparente del cielo

$h_t = 5 \cdot \epsilon \left( \frac{W}{m^2 K} \right)$  coeff. scambioterminio per irr.  $\Delta \theta_{er} = M$  (K)

•  $\Phi_{sol,k} = F_{sh,ob,k} \cdot A_{sd,k} \cdot I_{sd,k}$  per qualsiasi orientamento

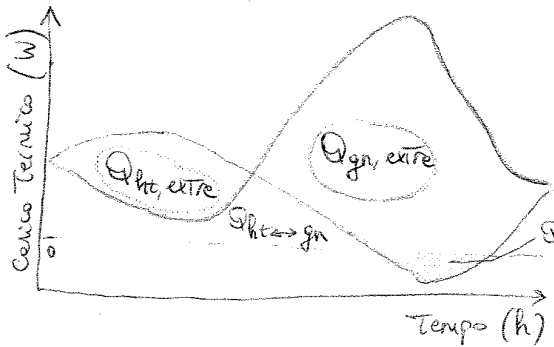
$F_{sh,ob} = F_{hor} \cdot F_{ov} \cdot F_{fm} \rightarrow$  VNI TS M300-1 App. A

$A_{sd} = F_{sh,gl} \cdot g_{gl} (1 - F_F) A_{w,p}$  (m<sup>2</sup>) componenti trasparenti

$g_{gl} = g_{gl,n} \cdot F_w$  dove  $F_w$  è il fattore di esposizione = 0,9

$A_{sd} = \alpha_{sol,c} \cdot R_{se} \cdot U_c \cdot A_c$  (m<sup>2</sup>) componenti opachi

FATTORE DI UTILIZZAZIONE: generico profilo giornaliero di apporti ( $Q_{gn}$ ) e dispersioni ( $Q_{ht}$ )



$Q_{ht} \leftrightarrow g_n$ : le dispersioni compensano gli apporti

$Q_{ht,extre}$ : extreme dispersion rispetto agli apporti

$\rightarrow$  { fabbisogno di riscaldamento in inverno  
sottoraffreddamento in estate

$Q_{ht+}$ : energie termiche entranti per effetto delle  $\Delta\theta$

$Q_{gn,extre}$ : più apporti delle dispersioni

$\rightarrow$  { surriscaldamento in inverno  
fabbisogno di raffreddamento in estate

$Q_{ht} = Q_{ht \leftrightarrow g_n} + Q_{ht,extre} - Q_{ht+}$

$Q_{gn} = Q_{ht \leftrightarrow g_n} + Q_{gn,extre}$  con  $Q_{ht+} = 0$  si ha  $Q_{ht,nd} = Q_{ht,extre} = Q_{ht} - Q_{ht \leftrightarrow g_n}$

Il FATTORE DI UTILIZZAZIONE degli apporti può essere espresso come rapporto tra gli apporti gratuiti che vanno a compensare le dispersioni (utili perciò ai fini di ridurre le domande di energia per riscaldamento) e tutti gli apporti gratuiti entranti.

$$\eta_{H,gn} = \frac{Q_{ht \leftrightarrow g_n}}{Q_{gn}} = \frac{Q_{ht \leftrightarrow g_n}}{Q_{ht \leftrightarrow g_n} + Q_{gn,extre}}$$

Un edificio con involucro leggero non è in grado di recuperare gli apporti gratuiti che quindi diventano inutili.

Per il raffreddamento:  $Q_{c,nd} = Q_{gn,extre} - Q_{ht+} = Q_{gn} - Q_{ht \leftrightarrow g_n} + Q_{ht+}$

Il FATTORE DI UTILIZZAZIONE DELLE DISPERSIONI può essere espresso come rapporto tra le dispersioni che vanno a compensare gli apporti (utili perciò ai fini di ridurre le domande di energia per raffreddamento) e le dispersioni Totali.

$$\eta_{c,ls} = \frac{Q_{ht \leftrightarrow g_n} - Q_{ht+}}{Q_{ht}} = \frac{Q_{ht \leftrightarrow g_n} - Q_{ht+}}{Q_{ht \leftrightarrow g_n} + Q_{ht,extre} - Q_{ht+}}$$

I fattori di utilizzazione sono direttamente correlati ai profili temporali dei carichi termici e al sit point di gestione dell'impianto di climatizzazione

- superfici di tutti i componenti dell'involucro e delle strutture edilizie
- tipologie e dimensioni dei ponti termici
- orientamento di tutti i componenti dell'involucro edilizio
- caratteristiche geometriche di tutti gli elementi esterni che ombreggiano i componenti trasparenti dell'involucro edilizio
- Dati relativi alle caratteristiche termiche e costruttive dell'edificio
  - Trasmissioni termiche dei componenti dell'involucro edilizio
  - capacità termica propria dei componenti delle strutture
  - Trasmissioni di energia solare totale dei componenti trasparenti
  - fattori di assorbimento solare delle facce esterne dei componenti opachi
  - + emissività delle facce esterne
  - fattori di riduzione delle trasmissioni di energia solare totale dei componenti trasparenti in presenza di schermature mobili
  - fattori di riduzione dovuti al telaio dei componenti trasparenti
  - coefficienti di trasmissione lineare dei ponti termici
- Dati climatici:
  - medie mensili di Test → UNI 10349
  - medie mensili di irraggiamento solare totale per ciascun orientamento → UNI 10349
- Dati relativi alle modalità di occupazione e di utilizzo dell'edificio
  - Set point di riscaldamento e raffreddamento
  - numero di ricambi d'aria
  - tipo di ventilazione e regolazione di portata
  - durata dei periodi di raffreddamento e riscaldamento
  - regime di funzionamento dell'impianto termico
  - modalità di gestione delle chiusure oscuranti
  - modalità di gestione delle schermature mobili
  - apporti di calore interni

La ventilazione naturale o meccanica può essere regolata (quantità maggiore delle dispersioni termiche), le infiltrazioni no.

$$\text{Coeff. di prestazione delle ventilazione} = \frac{\text{energie recuperate}}{\text{lavoro speso in più}}$$

\* VENTILAZIONE NATURALE

- Edifici residenziali:  $n = 0,3 \frac{\text{Vol}}{h}$
- Altre categorie riportate nella norma UNI 10339 - ricambi d'aria

Per determinare le portate di progetto si assume un indice di affollamento del 60% di quello riportato nella norma

\* APPORTI TERMICI INTERNI: AREA CLIMATIZZATA NETTA

$$A_{\text{netta}} = A_{\text{alorde}} * f_n \quad \text{con } f_n = 0,9761 - 0,3055 d_m$$

spessore medio delle pareti esterne ←

se non ci sono informazioni sull'area di pavimento netta

\* APPORTI SOLARI - COMPONENTI OPACHI

Se non ci sono informazioni su  $\alpha_s$  si assume pari a

{	0,3 - colori chiari sup. esterne
	0,6 - colori medi sup. esterne
	0,9 - colori scuri sup. esterne

\* APPORTI SOLARI - COMPONENTI TRASPARENTI

↳ FATTORE SOLARE: → valore di trasmittanza di energie solare totali degli elementi vetrati si ricavano moltiplicando i valori per incidenza normale  $g_n$  per fattore di esposizione  $F_w = 0,9$ ; dove  $g_n$  è determinato dalle UNI EN 410 in funzione del tipo di vetro.

→ GESTIONE DELLE SCHERMATURE MOBILI:

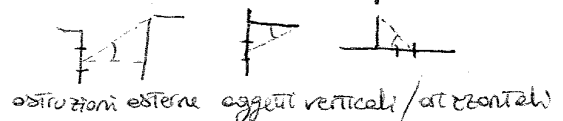
$$F_{sh, gl} = \left[ (1 - f_{sh, with}) g_{gl} + f_{sh, with} \cdot g_{gl+sh} \right] / g_{gl}$$

$f_{sh, with}$  è ricavato come rapporto tra la somma dei valori orari di irradianza maggiori di  $300 \frac{W}{m^2}$  e la somma di tutti i valori orari di irradianza del mese.

→ FATTORI DI RIDUZIONE PER ALCUNI TIPI DI TENDA:  $g_{gl+sh} / g_{gl}$

→ FATTORE DI RIDUZIONE PER OMBRECCIATURA:  $F_s = F_{hor} \cdot F_{ov} \cdot F_{fin}$

↳ Tabelle in base all'angolo di ombreggiamento



\* CAPACITÀ TERMICA PER UNITÀ DI SUPERFICIE D'INVOLUCRO

Calcolo secondo le UNI EN ISO 13786 oppure stimate in modo semplificato

↳ Tabelle in base al materiali, al tipo di isolamento, di parete esterne e di pavimento, e secondo del numero di piani → capacità termica utile

## RENDIMENTO MEDIO STAGIONALE

$$Q_{p,H,W} = Q_{p,H} + Q_{p,W} \text{ [Wh]}$$

$Q_{p,H}$  è il fabbisogno di energia primaria per il riscaldamento e  $Q_{p,W}$  per l'ACS

• IMPIANTO DI RISCALDAMENTO  $\eta_{g,H} = \frac{Q_R}{Q_{p,H}}$   
 • IMPIANTO DI PRODUZIONE ACS  $\eta_{g,W} = \frac{Q_{h,W}}{Q_{p,W}}$

$$\eta_{g,H,W} = \frac{Q_R + Q_{h,W}}{Q_{p,H,W}}$$

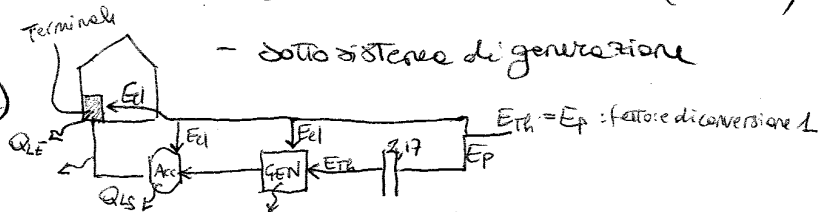
## SUDDIVISIONE DEGLI IMPIANTI

### • Impianto di riscaldamento

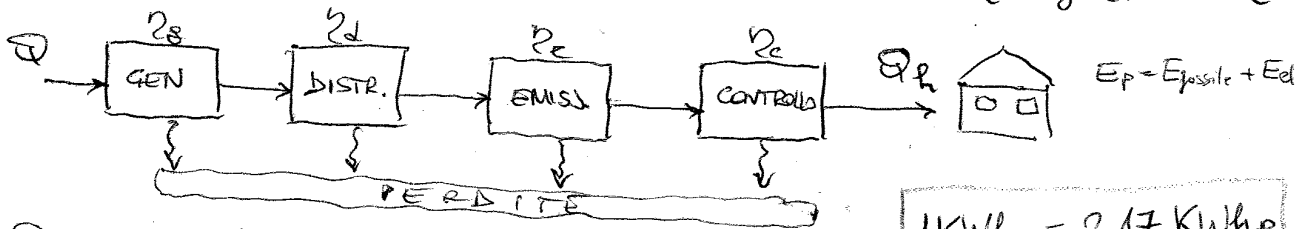
- sottosistemi di emissione: TERMINALE: Tubazione che veicola il fluido Termovettore
- sottosistemi di regolazione dell'emissione di calore in ambienti con valvole Termostatiche
- sottosistema di distribuzione
- sottosistemi di accumulo (eventuali)
- sottosistema di generazione

### • Impianto di produzione ACS

- sottosistemi di erogazione
- sottosistemi di distribuzione
- sottosistemi di accumulo (eventuali)
- sottosistemi di generazione

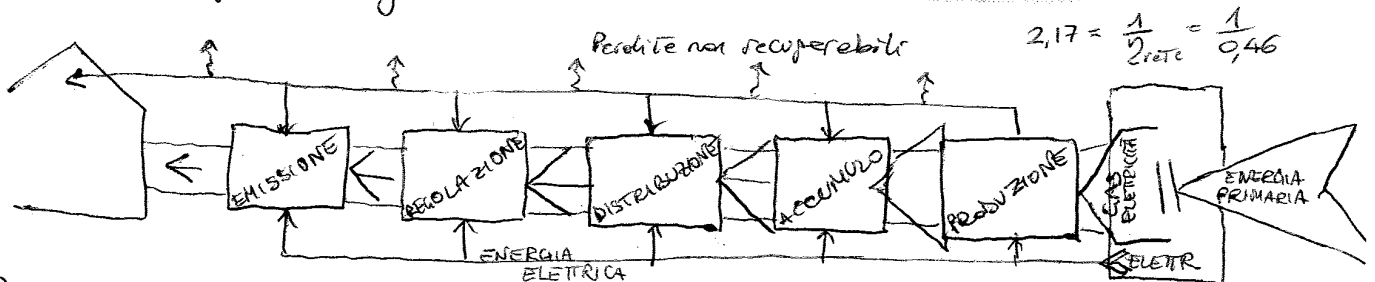


## EFFICIENZA DELL'IMPIANTO DI RISCALDAMENTO $\eta = \eta_g \cdot \eta_d \cdot \eta_c \cdot \eta_e$



Schema dei flussi energetici

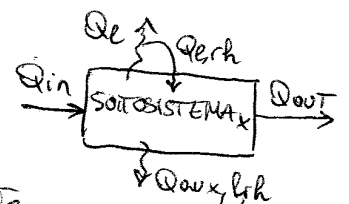
$$1 \text{ kWh}_e = 2,17 \text{ kWh}_p$$



$$2,17 = \frac{1}{\eta_{rete}} = \frac{1}{0,46}$$

## BILANCIO DI ENERGIA DI UN SOTTOSISTEMA

$$Q_{in,x} = Q_{out,x} + (Q_{l,x} - Q_{lrh,x}) - Q_{aux,lrh,x} \text{ [Wh]}$$



$(Q_l - Q_{lrh})_x$  è il valore delle perdite al netto di quelle recuperate

$Q_{aux,lrh}$  è l'energia termica recuperata dagli ausiliari elettrici

## RENDIMENTO DI EMISSIONE o efficienze di emissione $\eta_e$

$Q_{b,e} = Q_{t,nd} \cdot \frac{1 - \eta_e}{\eta_e}$   $\eta_e$ : rapporto fra il calore richiesto per il riscaldamento degli ambienti con un sistema teorico di emissione di riferimento in grado di fornire una temperatura ambiente perfettamente uniforme ed uguale nei vari locali ed il sistema di emissione reale, nelle stesse condizioni di temperatura ambiente e di temperatura esterne (con la distribuzione delle temperature diverse). Se  $\eta_e \downarrow$  il carico termico  $\uparrow$

CARICO TERMICO UNITARIO =  $\frac{\text{Potenze richieste}}{\text{unità di volume}}$

PERDITE DI EMISSIONE: perdite di energia termica che aumentano il fabbisogno nelle unità terminali dovute a non omogenea distribuzione delle temperature dell'aria negli ambienti o a flussi di calore diretti verso l'esterno -  $Q_{e,ir} = Q_{e,ot} + \text{Perdite}$

- emissioni di calore direttamente all'esterno per moti convettivi e irraggiamento
  - gradiente di temperatura verticale in ambiente
  - stratificazione dell'aria determinata dalle caratteristiche del diffusore, dalle temperature di immissione dell'aria e dalle posizioni di uscite dell'aria.
- PERDITE attraverso l'involucro
- Il terminale non deve essere inerte, ma esprimere subito le potenze richieste

NORMA dei valori di  $\eta_e$  per ambienti di  $h \leq 4m$  e  $h > 4m$ , in base al tipo di terminali di erogazione e al carico termico medio annuo (W/m<sup>2</sup>)

## RENDIMENTO DI REGOLAZIONE o efficienze di controllo e regolazione $\eta_{rg}$

sistemi che mantengono costante una proprietà nel tempo

$Q_{b,rg} = Q_{b,rg} = (Q_{t,nd} + Q_{b,e}) \cdot \frac{1 - \eta_{rg}}{\eta_{rg}}$   $\eta_{rg}$ : è il rapporto fra il calore richiesto per il riscaldamento degli ambienti con una regolazione teorica perfetta ed il calore richiesto per il riscaldamento degli stessi ambienti con un sistema di regolazione reale.

Negli impianti condominiali si hanno valvole termostatiche e contabilizzazione del calore. In Tabelle si distingue in base all'inerzia termica dell'edificio e al tipo di terminali usati oltre che del tipo di regolazione = climatica, ON/OFF di zona, modulante di zona, ambiente ON/OFF, ambiente modulante, di zona modulante + climatica, ambiente modulante + climatica (la migliore).

il sistema deve rendersi carico del carico termico presente in ambiente e sprofondare al meglio l'opposto gratuito: se  $Q_{int} \uparrow T \downarrow$

## RENDIMENTO DI DISTRIBUZIONE o efficienze di distribuzione $\eta_d$

$$Q_{b,d} = (Q_{t,nd} + Q_{b,e} + Q_{b,r}) \cdot \frac{1 - \eta_d}{\eta_d}$$

Modulatori: modulano la potenza in un determinato range per avere T costante



Valori precalcolati: condizioni al contorno

- F1 rapporto tra le potenze del generatore installato e la potenza di progetto richiesta
  - F2 installazione all'esterno
  - F3 camino di altezza maggiore di 10m
  - F4  $T_m$  caldaie maggiore di 65°C in condizioni di progetto
  - F5 generatore monostadio
  - F6 camino di altezza maggiore di 10m in assenza di chiusure dell'aria comburente all'arresto (non applicabile ai preaccaldati) Più è alto il camino e più ↓
  - F7 Temperature di ritorno in caldaie nel mese più freddo
- ↳ generatori di calore sono di tipo B (atmosferici) o C (a camera stagna)

Influenza di perdite al camino, alle pareti, condizioni di carico, lungo di installazione, regolazione  $T_{in}$ ,  $T_{rend}$ , altezza camino

FABBISOGNO DI ENERGIA TERMICA PER ACS

Fabbisogno IDEALE NETTO:  $Q_{h,w} = \sum \rho \times c \times V_w \times (T_{er} - T_0) \times G \quad [Wh]$

$T_{er} = T_{erogazione}$      $T_0 = T_{in, acqua fredda sanitaria}$      $G = \# \text{giorni del periodo calcolato}$

Volume d'acqua giornalieri richiesti a 40°C con  $\Delta\theta = 25^\circ C$ :  $V_w = a \times Nu \left[ \frac{l}{g} \right]$

$a = \frac{l}{g} \times \text{letto}$      $Nu = \# \text{letti e giorni mese}$

RENDIMENTI IMPIANTISTICI (ACS)

Erogazione:  $Q_{e,w,e} = Q_{h,w} \times \frac{1 - \eta_{w,e}}{\eta_{w,e}} \quad [Wh]$

Distribuzione:  $Q_{e,w,d} = \frac{Q_{h,w}}{\eta_{w,e}} \cdot f_{e,w,d}$      $Q_{l,h,w,d} = f_{h,w,d} \times Q_{e,w,d}$     PERDITE RECUPERATE

Accumulo:  $Q_{l,w,s} = \frac{S_s}{t_s} \times (T_s - T_a) \times t_s \times \eta_s \quad [Wh]$

$Q_{l,h,w,s} = Q_{l,w,s} \times (1 - b_{g,w}) \quad [Wh]$     PERDITE RECUPERATE

Rendimenti convenzionali in base al tipo di caldaie e di generatore (a gas, elettrico...)

$Q_{p,w} = Q_{e,w} + Q_{aux,w} \times f_{p,el}$

$Q_{l,aux} = Q_{aux,e} + Q_{aux,d} + Q_{aux,gr}$

$\eta_{w,gr} = \frac{Q_{h,w} + Q_{e,w,e} + Q_{e,w,d} + Q_{l,w,s}}{Q_{p,w}}$

↳ fabbisogno totale di energia elettrica per ausiliari [kWh]

in base al tipo di terminale di erogazione e alle portate d'aria utilizzate

De Tabelle: POTENZA SENSIBILE  $\Phi_s = 115 \text{ kW}$  } POTENZA TERMICA  
 @ LAVORO LEGGERO POTENZA LATENTE  $\Phi_L = 120 \text{ kW}$  }  $\Phi = \Phi_s + \Phi_L$

Lavoro leggero = potenze termiche immesse e seconde del calore latente.

$\Phi_L$ : quantità di energie/t messe in ambiente e associate al vapore surriscaldato attraverso le respirazioni e sudorazioni degli individui

$\Phi_L = \dot{m}_v h_v$  (vapore surriscaldato) } analisi dimensionale

$h_v = c_{p,v} T + r_0 = 2542 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$

$\dot{m}_v = \frac{\Phi_L}{h_v} \times 15 \text{ persone} = 0,708 \frac{\text{g}}{\text{s}} = 0,71 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

NOTA. Potenze sensibili  $\Phi_s$  fa variare la temperatura;  
 Potenze latente  $\Phi_L$  fa variare il titolo

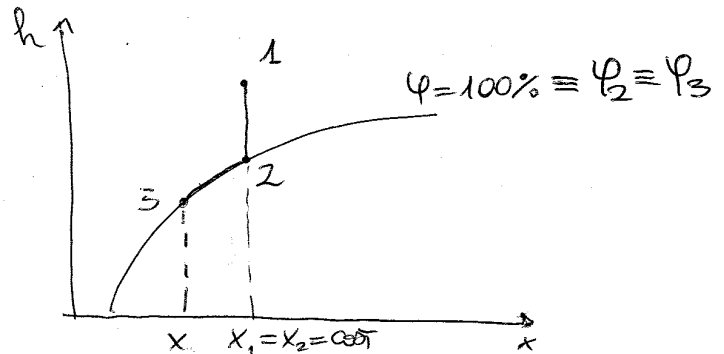
### ③ DEUMIDIFICAZIONE

$\dot{m}_e = 12000 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 3,33 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

$\dot{Q} = 50 \text{ kW}$

$T_1 = 26^\circ\text{C} \Rightarrow p_{vs,1} = 3363 \text{ Pa}$

$\varphi_1 = 60^\circ\text{C}$



$x_1 = x_2 = 0,622 \frac{\varphi_1 p_{vs,1}}{p - \varphi_1 p_{vs,1}} = 0,0126 \frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_e} = 12,6 \frac{\text{g}_v}{\text{kg}_e}$

OSSERVAZIONE: isotitolo è anche isobara

$\dot{Q}_{1-2} = \dot{m}_2 (h_1 - h_2)$

$p_{vs,2} \rightarrow x_2 = 0,622 \frac{\varphi_2 p_{vs,2}}{p - \varphi_2 p_{vs,2}} \Rightarrow p_{vs,2} = \frac{p x}{(0,622 + x) \varphi_2} = 2012 \text{ Pa}$