



Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino

Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO: 894

DATA: 12/03/2014

A P P U N T I

STUDENTE: Bruno

MATERIA: Impianti Termotecnici

Prof. Masoero

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.**

IMPIANTI TERMOTECNICI E

REFRIGERAZIONE

02/09/13

DENERG

Prof. Marco Masero

Prof. Chiara Silvi

| | | |
|------|---------------|-----------------|
| | Lezione MM | Esercizio CS |
| I.T. | | |
| R.I. | Lezione CS | Esercizio CS |

Impianti di servizio: non producono direttamente dei beni, ma si mettono a servizio di altre attività.

Impianti di servizio → ELETTRICI (potenza, illuminazione, ...)

MECC. (impianti di

trasporto, a fluido, ...)

• aria compressa

• distribuzione di gas tecnici

Gli IT su impianti a fluido in cui il fluido subisce il trattamento termico e talvolta idrometrico → controllo di umidità x l'aria
Caldo e freddo su relativi e su riferiti all'ambiente

①

ESAME:

I.T.: colloquio, revisione del progetto
(il gruppo deve essere di 2-3 persone)

R.I.: 1 ESONERO (in calcolatrice) → ORALE: 1 domanda sull'esercizio + 1 domanda di teoria scritta su 1 protocollo da lei fornito ("cm si calcola + dim in bilanci") + disegni + schemi → l'INS. composta la

NORMATIVA TECNICA: UNI → CTI (Comitato Tecnico It.)

GI (" It. Gas)

CEI

CEN (Comitato Europeo di Norm.)

↳ coordina le attività degli enti nazionali

ISO (International Standards Organisation)

Le norme tecniche non sono cogenti a meno che non siano richiamate da 1 legge

3 delle norme volontarie di origine ind.

EUROVENT → produce norme tecniche a beneficio dell'ind. (se applicata correttamente favorisce la concorrenza onesta)

Negli USA si ha CONSENSUS STANDARDS

ASHRAE → associaz. che ricopre refrigerazione, aria condizionata e heating



è 1 organismo privato principalmente di USA + Canada

③

Si parla essenzialmente di H_2O e aria

L' H_2O calda o refrigerata può alimentare direttamente i terminali

TERMINALI:

- ad ACQUA

È la unità di trattamento aria (UTA) → componente che esegue il lavoro che l'aria richiede → si ha 1 o 2 ventilatori, serrande (che sn l'equivalente delle valvole x l'acqua)

↳ di regolaz°

↳ di intercettaz°

↳ di sicurezza

Ad si parla dell'aria si usano condotti o canali dell'aria e NN tubi che si usano x l' H_2O .

Terminali ad aria: diffusori aria

Gli scambiatori di calore sn uliquitori, cm le regolaz°.

PROGRAMMA

- 1) Requisiti dell'impianto e dati di progetto
- 2) Calcoli di carico termico (potenza) $\left\{ \begin{array}{l} \text{invernale} \\ \text{estivo} \end{array} \right.$
- 3) Tipologie di impianto
- 4) Distribuz° dell'aria (cm l'aria si diffonde nell'amb. e cm la si porta via)
- 5) + moti dell'aria nei condotti

Radon (presente nelle rocce → potrebbe essere nel tufo ⇒ nei mat usati x la realizzaz^o dell'edificio oppure nelle rocce sottostanti l'edificio ⇒ l'edificio deve essere ben isolato.
E' la mappatura che individua le zone in presenza di Radon in I.
Altri contaminanti possono entrare nell'ambiente che sn presenti nell'ambiente esterno.

Polveri e fibre si possono controllare nella scelta iniziale dei mat.

- MICROBIOLOGICI: virus, batteri, muffe, ...

legionella pneumophila → può dar luogo alle polmoniti e prolifera nell' H₂O, non sopravvive sopra i 50-60°C.

• Percezione olfattiva:

aria viziata: aria degradata dalla presenza delle persone (l'h. si abitua all'aria viziata)

Qualunque ambiente occupato richiede ricambio d'aria. La presenza di odori ch. non rende l'aria viziata che sn odori ai quali nn ci si abitua.

SOLUZIONI:

- ventilaz^o (ricambio d'aria)

- filtraz^o → possono abbattere la presenza di particolato anche totalmente se necessario

La filtraz^o può essere fatta sl in presenza di 1 impianto, mentre la ventilaz^o nn richiede 1 impianto.

VMC: ventilaz^o mecc. controllata.

⑦ La ventilaz^o può essere fatta aprendo la finestra

• Lo scambio di massa è legato alla respirazione.
La respirazione comporta 1 scambio di calore (1 dispersione di calore).

• Traspirazione:
La pelle è 1 membrana permeabile che rilascia dell'H₂O.
 In 1 amb. caldo secco, si suda, il sudore evapora e ci rinfresca. In 1 amb. caldo umido, si suda, ma il sudore non evapora ed è l'U.R. è elevata → la percezione del calore ↑.
 Produzione metabolica: dispersione termica.

Ad fa freddo si riduce l'irrorazione superficiale × ↓
 la superficie di scambio termico. ↳ (mani, piedi, naso)
 Ad fa caldo ↑ l'irrorazione superficiale.

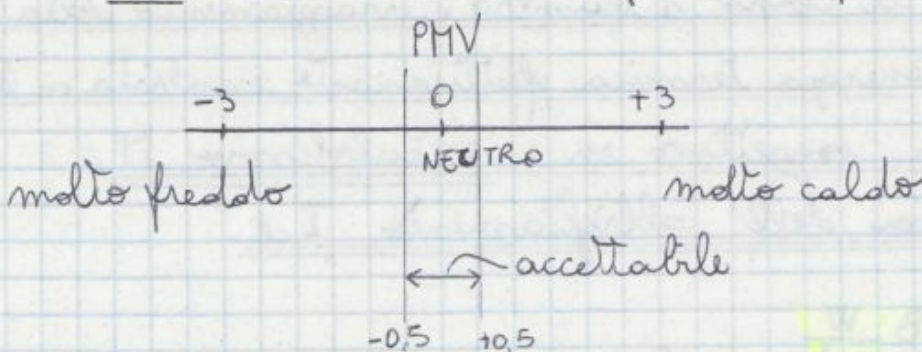
ISO EN UNI 7730: norma che stabilisce le cond di comfort negli ambienti termicamente moderati, nei quali è tecnicamente possibile mantenere il comfort.

Amb. severi: amb. ind. (fonderie, ...)

La norma sopra citata, si basa su studi antecedenti la GBM → Teoria di FANGTE

indici di COMFORT:

- PMV: Predicted Mean Vote → si esprime in 1 scala numerica da +3 a -3
- PPD: " % of Dissatisfied



Il PMV dipende dal genere, dall'età, ... non è sbagliato dire che le donne in genere sono più freddolose.

1 met \Rightarrow metabolismo in cond. sedentarie

Ice \rightarrow 1 clo (clothing)

1 clo: isolamento termico di 1 tipico abbigliamento invernale di lavoro

0.5 clo: isolamento termico di " " " di lavoro estivo

E degli strumenti che misurano i parametri ambientali e in opportune regolaz. forniscono il PMV e PPD in quel pt.

Le cond. locali che possono provocare il

DISCOMFORT LOCALE sn:

- rischio di correnti fredde (DRAFT RISK)
- asimmetria radiante (in 1 stanza nella quale ci sn 20° una parte è a 30°C per la presenza ad es. di 1 camino, mentre l'altra è a 10°C x la presenza di 1 vetrata)
- gradiente verticale di t° (\neq testa - caviglia)
- soffitto caldo / freddo

Dati di progetto:

• $T_a = 20^\circ\text{C} \pm 1^\circ\text{C}$ (riscaldamento)

dato fissato x legge in f° della categoria di edificio

$T_a = 18^\circ\text{C}$ x le industrie

X l'estate sn ci sn norme cogenti.

① $T_a = 26^\circ\text{C} \pm 1^\circ\text{C}$ (climatizzaz. estiva)

11/10/13

UNI 10339 → fissa i dati di progetto tra cui i ricambi d'aria

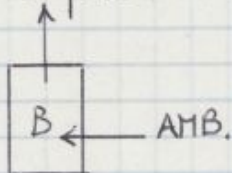
Portata x persona $\frac{m^3}{h}$ o $\frac{L}{s}$

Il valore tipico di ricambio d'aria è $10 \frac{L}{s} \times$
pers. ⇒ $36 \frac{m^3}{h}$ → PORTATA di ARIA TRATTATA IMMESSA

Si calcola la portata d'aria in base all'affollamento ed al mat₁ (che anche i mat degradano l'aria).
(presente nell'amb. considerato)

Nell'edificio si hanno locali dove c'è > produzione di vapori, ... ⇒ si deve procedere con ventilazione estrattiva.
Aree locali in bagni e cucine.

L'aria estratta proviene da altri ambienti.



∃ 1 coeff di scambio termico limite $h = \alpha$

$$h_i = \alpha_i = \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

Qd si lavora negli edifici, h si chiama "aduttanza".

Si realizza 1 flusso termico:

$$Q_d = U \cdot A (T_i - T_e) \quad [W]$$

A : area \perp al flusso termico $[m^2]$

$$T_i - T_e = \Delta T = [K]$$

U : coeff di scambio termico globale $\left[\frac{W}{m^2 K} \right]$

X gli edifici U è detto "trasmissione"

$$U = \left[\frac{1}{h_i} + \sum_j \left(\frac{s}{\lambda} \right)_j + \frac{1}{h_e} \right]^{-1} \rightarrow \text{analogia con la resistenza elettrica}$$

+ è piccolo U + è piccolo Q_d .

$$\left. \begin{array}{l} T_i = 20^\circ C \\ T_e = -8^\circ C \end{array} \right\} \times \text{Torino}$$

"Impianti di climatizzare x l'edilizia", Alfano, Filippi, Sacchi

Ex:



$s = 2 \text{ cm}$ (spessore)

⇒ l'adduttanza è + grande × il flusso ascendente che × quello discendente nel caso delle pareti orizzontali.

$$U = \left[\frac{1}{8.1} + \frac{0.02}{0.9} + \frac{0.3}{1.5} + \frac{0.01}{0.35} + \frac{1}{23.2} \right]^{-1}$$

$$U = 2.4 \frac{W}{m^2K}$$

Qst valore ricavato è abbastanza grande.

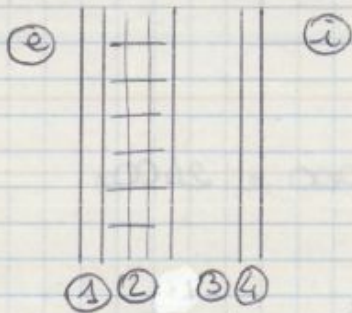
$$\text{Se } A = 9 m^2 \Rightarrow Q_d = 2.4 \left[\frac{W}{m^2K} \right] \cdot 9 [m^2] \cdot 28 [K]$$

$$= 604 W \quad \downarrow$$

$$20 - (-8)$$

⇒ è 1 parete che disperde tantissimo

Ex:



Gli intonaci su gli storni di prima

di α_2

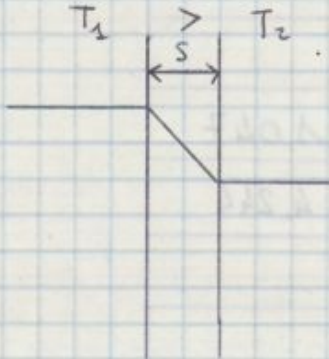
$$\textcircled{1} \quad \rho = 1800 \frac{kg}{m^3}$$

$$\textcircled{4} \quad \rho = 1200 \frac{kg}{m^3}$$

$\textcircled{2}$ Blocchi forati da 27

$\textcircled{3}$ Mattoni da 8

Le intercapedini d'aria trasmettono il calore
non solo per conduzione, ma anche per convezione e irraggiamento.



Da profilo ϕ° si sa c'è solo scambio per conduzione, ma nelle intercapedini d'aria, visto che l'aria si muove, c'è anche la convezione.

⇒ il profilo è:



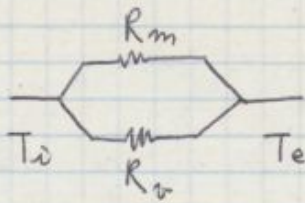
che \nearrow lo scambio termico

È della forza resistente che agiscono a contatto con la parete.

Forza motrice e forza resistente si contrastano,
quell'ultima si oppone al moto.

+ è stretto l'intercapedine, + è imp il contributo
delle forze resistenti.

L'intercapedine ha 1 resistenza (opposto della conduttanza) $C = \frac{1}{S}$. da $u \nearrow$ finché non si raggiunge 1 spessore di 3 cm.



$$\dot{Q}_{TOT} = \dot{Q}_m + \dot{Q}_v$$

$$\dot{Q}_m = U_m \cdot A_m \cdot \Delta T$$

$$\dot{Q}_v = U_v \cdot A_v \cdot \Delta T$$

→ 1 finestra piccola disperde tanto cm la parete.

Le finestre generano molte dispersioni termiche.

1 telaio di legno nn dà 1 contributo imp allo scambio termico, mentre se il telaio è in Al, il contributo è imp.

La trasmittanza calcolata è molto alta.

Il flusso termico monodimensionale nn sempre si realizza.

Nell'involucro ci sn el. che interrompono l'omogeneità della struttura: sn i ferri che comportano 1 addensamento delle linee di flusso → ponte termico (discontinuità nella quale si ha 1 passaggio del flusso termico).

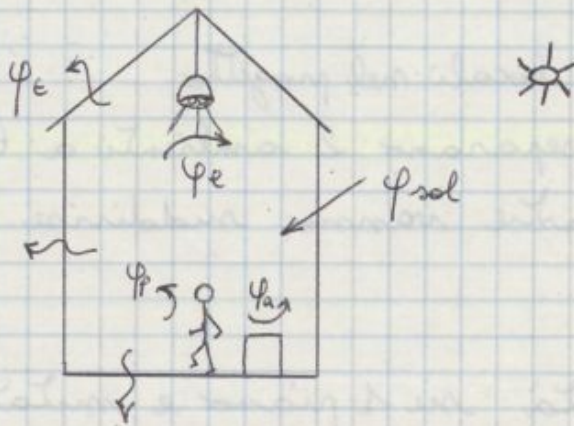
Nelle varian^o delle pareti si det 1 flusso termico.

I flussi termici possono essere corretti grazie all'uso degli isolanti.

COND. di PROGETTO ESTERNE \Rightarrow bisogna saper affrontare i problemi:

- dati ambientali (climatici) di progetto
- Termini di bilancio energetico dell'edificio

BILANCIO:



- ϕ_e = flusso termico di trasmissione attraverso l'involucro dell'edificio (compresi serramenti, pareti opache, ...)

Le frecce sn disegnate uscenti xché si considera il caso invernale. Altri termini sn < 0 xché uscenti

- ϕ_{sol} = flusso dovuto alla radiaz^o solare

ϕ_e e ϕ_{sol} sn i 2 termini legati al clima.

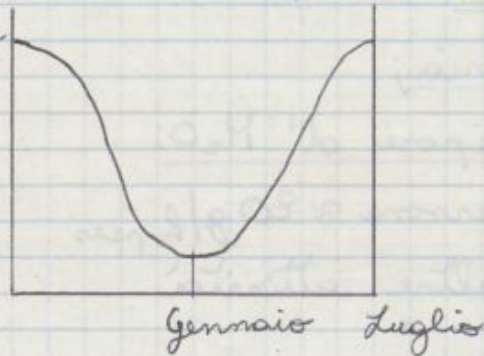
- ϕ_p = ≈ 100 W a pers emessi x metabolismo; è il flusso emesso dalle pers

- ϕ_e = " " dall'impianto di illuminaz^o

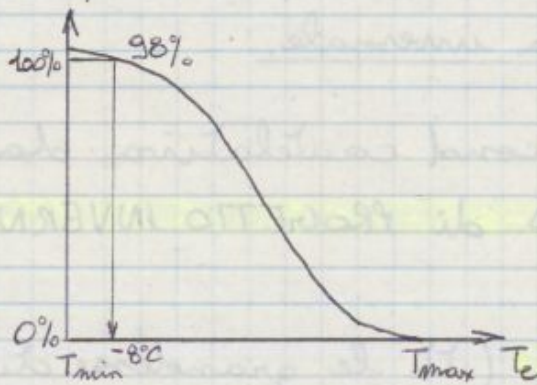
23

Si ha 1 andamento periodico asimmetrico

In base stagionale e riferendovi a 1 t° media giornaliera : T_e



% di superamento



Torino : -8°C

Milano : -5°C

Roma : 0°C

Messina : 5°C

Resistenza termica strati

→ materiale "OMOGENEO"

Il vetro, i metalli, ceramica, grès, sn omogenei.

Il calcestruzzo nn è omogeneo ma nei calcoli si considera omogeneo.

Il mat. isolanti cn matrice solida ed aria nn sn omogenei, ma sn considerati tali.

$$R = \frac{s}{\lambda}$$

$R_r \rightarrow$ radiaz. termica scambiata tra le 2 facce dell'intercapedine. È f.° dell'emissività ϵ del vetro.

Si parla di scambio nell'infrarosso.

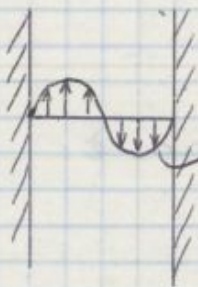
$$\epsilon \approx 0,9$$

Il vetro è basso-emissivo con $\epsilon = 0,1 \rightarrow$ nn dovrebbe toccare il visibile



Circularo convettiva dovuta a ΔT

↓ lo spessore dell'intercapedine, la viscosità ostacola i fenomeni di circolar. che portano agli scambi termici di tipo convettivo \Rightarrow a livello di scambio termico si ha il la condus.°



profilo di velocità

Nel vetro camera, lo spessore dell'intercapedine è $<$ di 20 mm, nn si ha circolar. convettiva \Rightarrow si ha condus.° del gas.

Il flusso trasmesso si può \downarrow agendo sulla conduttività del gas.

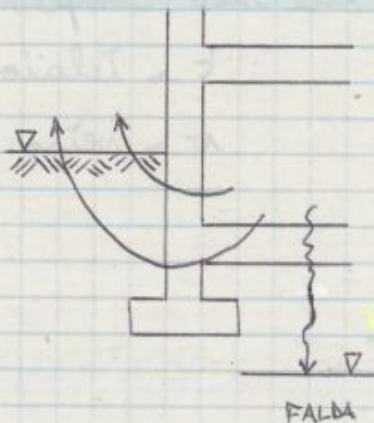
Intercapedine aria: $\lambda_{aria} = 0,024 \frac{W}{mK}$
 " gas rari: $\lambda < \lambda_{aria}$

(27)

Quanti pesano i ponti termici? 1 10%, ma con gli standard attuali sull'isolamento, la fonte > di dispersione è dovuta ai ponti termici \Rightarrow la % \uparrow .

NB: l'isolamento continuo esterno ("cappotto")
elimina il ponte termico

Dispersioni nei locali interrati o parzialmente interrati:



La falda acquifera è a $t^\circ \approx cte$ ($\approx t^\circ$ media annua)
Per la verifica delle dispersioni di calore, si deve
effettuare la verifica di glaser o di condensazione interstiziale
x verificare la condensa interna alla parete, che
è la condensazione interstiziale \rightarrow le propr. termo-isolanti della
parete.

② CALCOLO del carico termico in cond di progetto
ESTIVE:

Si considera: • la t° variabile esterna

• gli apporti di calore all'ambiente:

- trasmissione involucro

- radiaz. solare

- flussi endogeni

$$\frac{\partial^2 T}{\partial t^2} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}$$

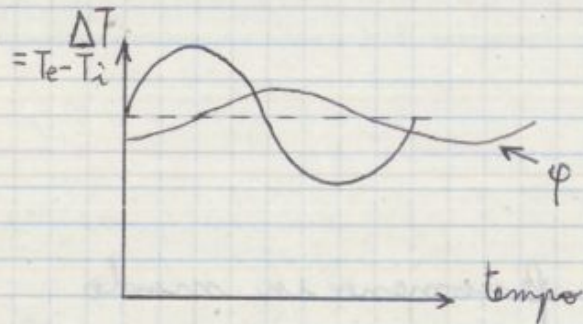
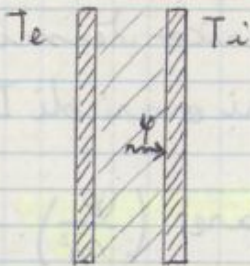
α : diffusività termica

$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho c}$$

capacità termica del materiale

La parete oltre ad avere 1 resistenza ha 1 capacità di accumulo.

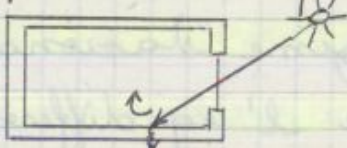
La posiz° degli strati è imp. x i parametri dinamici ma non influisce nel calcolo della trasmittanza.



Se non si hanno effetti capacitivi vale ancora il modello stazionario.

Il flusso max si ha x il ΔT_{max}

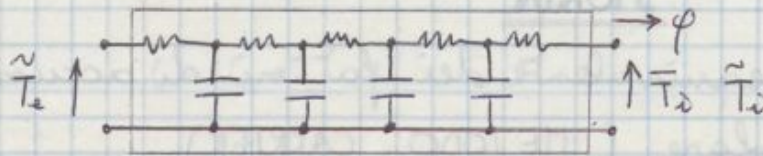
Rispetto al comportamento di 1 parete puramente resistiva in cui φ e ΔT su in fase e φ_{max} è $\approx UA \Delta T_{max}$, in una parete reale, che è 1 parete resistiva capacitiva, φ è sfasato in ritardo risp a ΔT e $\varphi_{max} < UA \Delta T_{max}$.



Qst è 1 metodo fortemente empirico.

② Risolvere numericamente delle eq. della trasmissione del calore

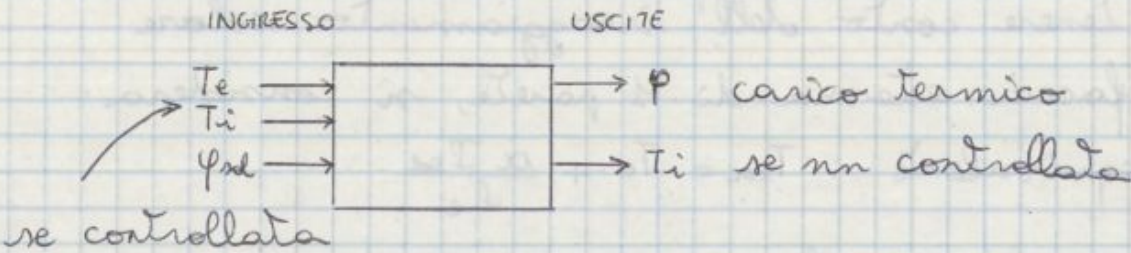
③ Analogia elettrica (la si può estendere al caso periodico → si sviluppano in serie di Fourier le variabili del tempo)



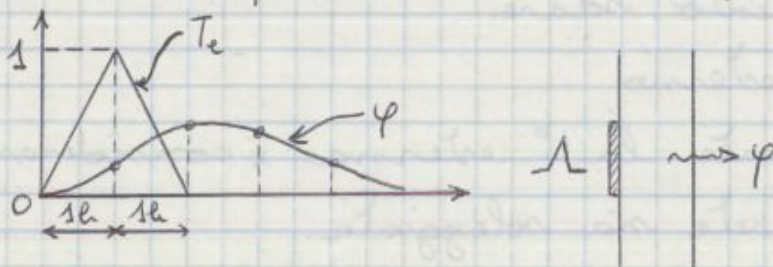
QUADRIPOLO ELETTRICO

Il ④ approccio è quello che ha avuto + successo ultimamente:

④ METODO delle F° di TRASFERIMENTO → nasce nel mondo dei controlli automatici

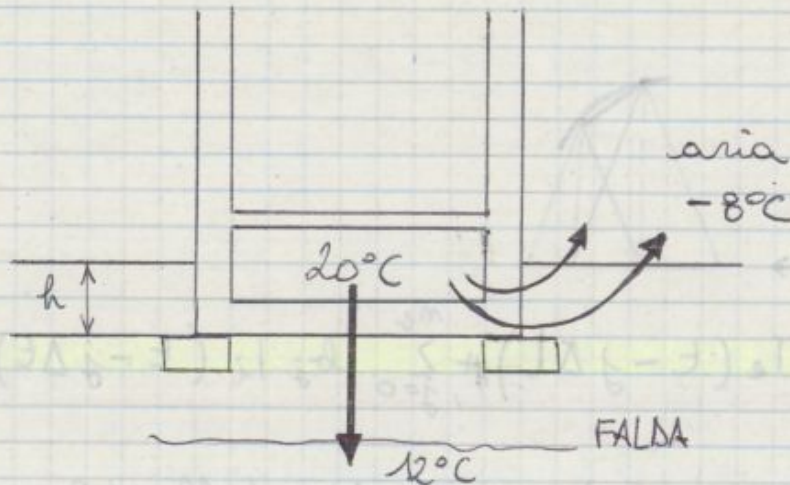


F° di trasferimento $T_e \rightarrow \phi$



Il coeff (a_j) della TF si ottengono campionando la RISPOSTA all'IMPULSO (andamento di ϕ dovuto

③ all'impulso unitario di T_e in passo $\Delta t = 1h$.



Ci sono 2 componenti del disperdimento termico:

- vs la falda (a t° cte $\approx 12^\circ\text{C}$ \times le nostre latitudini e dip. dall'area e dal tipo di contatto che si realizza normalmente da 1 vespaio e non ha il contributo della convess° vs il terreno)
- ponte termico (dovuto al metallo nelle fondaz° ed è scambiato con 1 amb. a -8°C .)

* Bisogna identificare ^{fil, perimetro} l'area. C'è 1 componente di flusso scambiato del pavimento contro terra dato dal contributo vs la falda e gli vs l'aria:

$$\dot{Q}_{\text{PAV}} = \dot{Q}_{\text{FALDA}} + \dot{Q}_{\text{ARIA}}$$

C.T.

§ 7.3 UNI 7357
 F.A. 3 Cap. AG

Carichi termici estivi:

non \exists 1 normativa che imponga 1 metodo di calcolo risp ad 1 altro.

Si parte dal presupposto che tt le pareti interessate da 1 flusso termico in cond. non stazionarie si comportano seguendo il 1° PTD in cond. non stazionarie.

Si considera l'amb. esposto alla giornata + calda dell'anno. La giornata tipica è discretizzata ora x ora.

Bisogna tener conto della massa x il calore specifico.

Il flusso term. rilasciato all'amb. in 1 certo intervallo di tempo è dato dalla Σ del flusso term. rilasciato dalla parete accumulato dagli istanti di tempo precedenti e del flusso termico proveniente dall'esterno.

$$\int f * g \quad \int_0^t f(\tau) \cdot g(t-\tau) dt \rightarrow \text{è 1' } \int \text{ esponenziale}$$

Il carico termico estivo va calcolato locale x locale, ogni ora x le 24 h del giorno.

$$\dot{Q}_c + \dot{Q}_a + \dot{Q}_i = \dot{Q}$$

↑
carico termico

$n = n^{\circ}$ strati

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

$S: [m]$

La parete che si affaccia al capannone è 1 parete esterna x che il cap. non è climatizzato.

③ "Masse efficaci"

m_1 e m_2

• (P) = struttura pesante

1 struttura è pesante se la sua densità media è $\rho \approx 2000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ mattoni, calcestruzzo, pietra

• (M) = struttura media

$\rho \approx 1300 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ mattoni forati

• (L) = struttura leggera

$\rho \approx 500 \div 600 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ calcestruzzi alleggeriti

• (B) = blocchi cavi

$\rho \approx 200 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Malta e gesso su il tipo di intonaco.

Le M.E. vanno calcolate x pareti disperdenti e pareti interne \Rightarrow tt le pareti

su un grado di accumulare E termica e rilasciarla in istanti di tempo successivi

• Pavimento disperdente: contro terra

③⑨ • " intermedi: tra 2 piani

- F: fattore di massa efficace secondaria dell'amb.

$$F = \frac{\sum_{j=1}^n \left(\frac{m_1}{m_2} S \right)_j}{\sum_{j=1}^n (S)_j}$$

$\frac{m_1}{m_2} = 0$ x i vetri che partecipano cmq nel denominatore.

Brivento galleggiante e controsoffitto non influiscono nel calcolo dei carichi termici.

- ⑤ Calcolo della t° sole/aria t_e^* (o t° esterna efficace) \rightarrow se ne deve calcolare 1 valore \forall ora \forall parete dipendente.

t° sole-aria: qd su 1 parete incide la radiaz^o solare essa è + calda della corrispettiva all'ombra, ma la t° dell'aria è la stessa. Il Δ di t° è \neq a 2° che la parete sia investita dalla radiaz^o o no.

\rightarrow det il flusso term. che si genera nella parete qd qst è investita dalla radiaz^o solare.

- $t_e^* = t_e$ x le pareti vetrate

- Pareti opache:

$$t_{e_z}^* = t_{e_z} + a \cdot \frac{I_{Tz}}{d_e} \quad [^\circ\text{C}]$$

- ④① z: indice che dà l'ora

Se ne calcolano 24 valori \forall parete disperdente.

$F=1$ | • si usano le tabelle 4.3.8-9

servono qd la massa frontale $m_e \geq 50 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$

→ bisogna interpolare su m_e e sul valore di H

• Se $m_e < 50 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$ si usa 4.3.10 (pareti vetrate o molto leggere)

Ma $F \neq 1$, cm se ne tiene conto?

⑧ F° di trasferimento b

($F \neq 1$)

z varia da 1 a 24

$$b_1 = b_1'$$

$$b_z = F b_z' + (1-F) \frac{(1-b_1')}{23} \quad \text{cm. } z \text{ che va da 1 a 24}$$

Si ipotizza che le t_e° del giorno 1° siano = a qlle del giorno in oggetto.

⑨ Calcolo di $Q_{c,d}$

Se ne calcolano 24 valori \forall locale

\forall ora $\tau = 1, \dots, 24$

$$Q_{c,d}(\tau) = f_c \sum_{j=1}^d \left[(U \cdot S) \cdot \sum_{z=1}^{z_d} b_z (t_e^* - t_i)_\tau \right]_j$$

Si fissa 1 valore di τ .

d : pareti disperdenti.

f : n° di pareti vetrate.

11) CALCOLO DI f_r

Si tratta di 1 coeff correttivo, che si deve calcolare V locale:

$$f_r = 1 - 0.248 K_m + 0.025 K_m^2$$

12) F^o DI TRASFERIMENTO u_1'

Se ne devono calcolare 24 valori V locale.

Si pone $F = 1 \rightarrow$ Tabella 4.3.11

13) CALCOLO DELLE F^o DI TRASFERIMENTO u_2

Se ne devono calcolare 24 valori V locale.

$$u_1 = u_1'$$

$$u_2 = F u_2' + \frac{(1-F)(1-u_1')}{23}$$

14) $\dot{Q}_{c,r}$

$$\dot{Q}_{c,r} = f_r \cdot \sum_{z=1}^{24} u_2 (\dot{Q}_s + \dot{Q}_I)_k$$

K : vedere pto 9

$$\dot{Q}_{c,z} = \dot{Q}_{c,c,z} + \dot{Q}_{c,r,z}$$

V locale, n ha 1 vettore di 24 componenti

Il \dot{Q}_I è il carico endogeno e qst discorso vale sulla componente radiativa.

non lo calcoliamo xché se ne tiene conto nel carico sensibile

Luci $\frac{W}{m^2}$ potenza elettrica x unità di superficie di pavimento.

X cond di illuminar° normale si ha $\approx 10 \frac{W}{m^2}$.

$= \frac{E_m}{E_{TOT}}$ → illuminamento medio sul piano di lavoro
(≈ 500 lux)

($\frac{lm}{W}$) efficienza totale ($\approx 50 \frac{lm}{W}$)

$$\frac{500 \text{ lux}}{50 \frac{lm}{W}} = 10 \frac{W}{m^2}$$

X apparecchiature e luci qsti valori sn legati all'occupaz°. Durante la nn occupaz° la > parte di apparecchiature e luci sn spente.

RISULTATO FINALE → andamento nel tempo del carico termico (24 valori orari)

X il dimensionamento dei terminali nell'amb. ci si riferisce al valore max (caso estivo; in inverno il valore è cte)

Il valore max nn capita alla stessa ora in tt i locali.

① Quali f° svolge l'impianto?

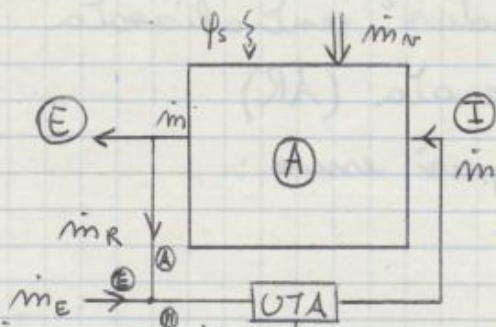
② **MISTO ARIA - ACQUA** (tipologia + usata negli uffici). C'è 1 impianto ad aria primaria che prevede il trattamento di sl'aria esterna che serve x controllare l'UR e la qualità dell'aria. Il controllo della t° è mandato all'impianto ACQUA.

L'aria immessa ha 1 t° prossima a qlla amb. xdo deve sl controllare l'UR e la qualità dell'aria. L'impianto ad H_2O lavora x conv $^{\circ}$

③ **SOLA ACQUA** \Rightarrow permette il controllo della sla t° e può essere sl di riscaldamento / raffreddamento.

④ **IMPIANTI A FLUIDO REFRIGERANTE** (a espansione diretta) \rightarrow sn sist a pompa di calore invertibili (possono permettere sia il risc. che il raffr.), in cui il trattamento dell'aria è fatto direttamente dal fluido che opera il ciclo termodinamico della P.d.C.

\hookrightarrow il sist è distribuito, è 1 impianto che ha forte modularità



\dot{m}_{nr} : apporto di vapore da sorgenti interne ($\frac{kg}{s}$ o $\frac{g}{h}$)

E: ambiente esterno

UTA: unità di trattamento aria

I: cond. di immissione dell'aria trattata che ha 1 portata \dot{m} in $\frac{kg}{s}$

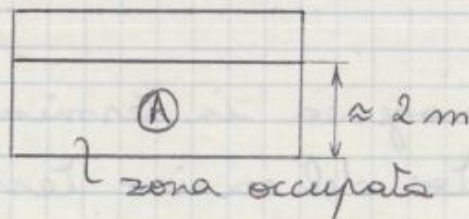
\dot{m}_R : portata di aria di ricircolo

\dot{m}_E : " " " esterna (di rinnovo / ricambio)

M: pto di miscela

\dot{m}_R è in cond. A se si ha 1 perfetto miscelamento del sist (le cond. dell'aria si ipotizzate le stesse, qst è quasi sempre vero, ma non sempre).

Sez° trasversale dell'amb.:



\dot{m} è contestualmente immessa ed estratta xché siamo in 1 regime stasionario, tuttavia si immette un po' di $t \times$ mantenere 1 amb. in

$$h_v = r_0 + c_{pv} t$$

r_0 : calore latente (entalpia) di vaporizzazione dell' H_2O
a $0^\circ C = 2500 \frac{kJ}{kg}$

c_{pv} : calore specifico a $p = \text{cte}$ vapore = $1.9 \frac{kJ}{kg \cdot K}$

t : t° vapore (in $^\circ C$)

Le incognite su: m , h_I , x_I

Quanta aria bisogna immettere e in che cond.?

La 3^a cond. è grafica (si hanno 2 eq. in 3 incognite \Rightarrow si deve aggiungere 1 cond.)

$$h_A - h_I = \frac{\varphi_s + \dot{m}_v h_v}{\dot{m}}$$

$$x_A - x_I = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}}$$

Facendo il rapporto delle 2 eq.:

$$\frac{\Delta h}{\Delta x} = \frac{h_A - h_I}{x_A - x_I} = \frac{\varphi_s}{\dot{m}_v} + h_v$$

Per interpretare qst risultato si passa al diagramma psicometrico.

Negli USA si parla del DIAGRAMMA di CARRIER

Nell' Impero Austro Ungarico " " MOLLIER

\rightarrow essi mettono in relaz^o T , φ , x e h

CASO ESTIVO:

$T_A = 26^\circ\text{C}$

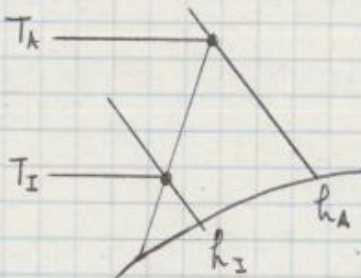
$\varphi_A = 50\%$



La retta di carico individua le possibili cond. di immissione \textcircled{I} che soddisfino le eq. di bilancio di massa ed E, cioè che permettono di ottenere le cond. di progetto T_A e φ_A dati i carichi di progetto.

Si prende 1 pto a caso I appartenente alla retta di carico. Ora si calcola la portata d'aria:

$$\dot{m} = \frac{\varphi_s + \dot{m}_w h_w}{h_A - h_I} = \frac{\text{CARICO AMB. TOT. (SENSIBILE + LATENTE)}}{\neq \text{ENTALPIA AMB. E IMMISSIONE}}$$



$\downarrow T_I, \downarrow \dot{m}$

Attenz° a $\downarrow T_I$; i problemi sn:

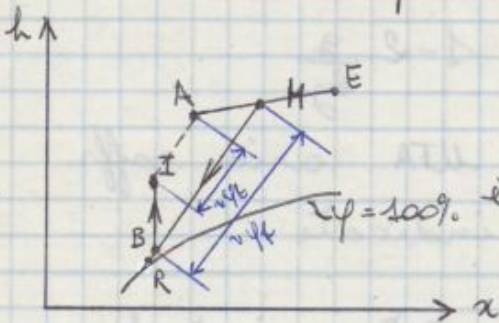
- disturbi di aria in amb.
- consumi della macchina frigo

$$\frac{MA}{EA} = \frac{mE}{m}$$

• Se $m_E = m \Rightarrow M \equiv E$

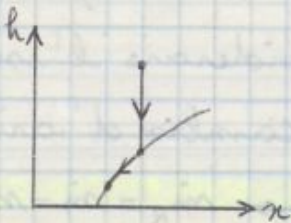
• Se $m_E = 0 \Rightarrow M \equiv A$

X portare l'aria dalla cond (M) a (I) su necessarie 2 distinte trasformaz°:



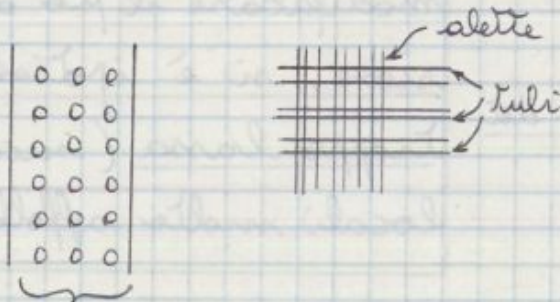
MB: raffr. + deumidificaz°

BI: post-riscaldamento a $x = \text{cte}$



vale x 1 sist. chiuso (modello visto negli anni precedenti)

La trasform MB avviene nella BATTERIA FREDDA dell'UTA (scambiatore a tubi alettati)



3 ranghi

57) Dentro la batteria scorre l' H_2O refrigerata.

La pot. richiesta alla batteria fredda è > di qlla tot. dell' amb. chmn tiene conto del

$$\psi_f > \psi_t$$

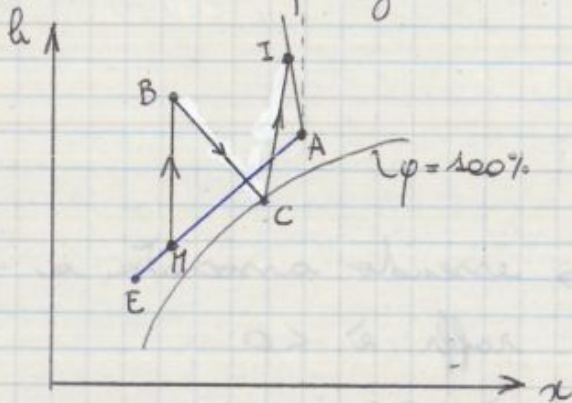
trattamento dell'aria di rinnovo.

La quantità $\psi_f - \psi_t$ rappresenta il carico termico associato al raffr. e alla deumidificaz° dell' aria esterna di rinnovo.

In 1 impianto che prende l'aria dall' esterno e la tratta 1° di immetterla nell' amb., si deve considerare il carico dell' OTA.

CASO INVERNALE:

Prendiamo ora il caso invernale nel quale cambiano le cond. di progetto:



è il caso + generale

— retta di carico con vapore (AI)

--- retta di carico senza vapore

C'è teoricamente a $\phi = 100\%$.

Si impone $T_I \rightarrow \textcircled{I}$ lo si trova sulla retta di carico

La corrente calda raramente dà problemi di confort.

Problema della stratificaz° dell'aria se l'amb. è molto alto.

1 adeguato preriscaldamento è essenziale x 1 corretto controllo di umidità.

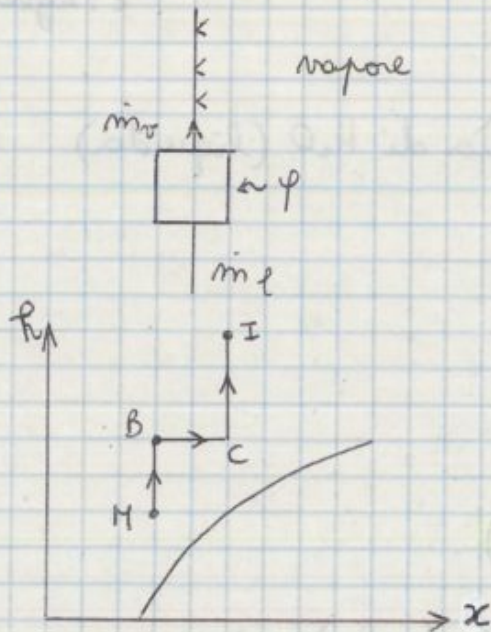
Possibili problemi:

• problema legionella qd l'umidificaz° ad H₂O è fatta in H₂O di riciclo. Bisogna controllare l'H₂O da 1 pto di vista salino (∃ varie sol x controllare l'H₂O:

- * demineralizzaz° x osmosi inversa
- * addolcimento, usa colonne in resine a scambio ionico)

È meglio usare 1 sist in H₂O a perdere xché evita il problema legionella ma costa di +.

② Umidificaz° a vapore:



- MB: preriscaldamento
- BC: umidificaz° a T=cte
- CI: post-riscaldamento

Si riduce φ_{PRE} e φ_{POST} ma si deve fornire la potenza φ x produrre il vapore.

Efficienza del recuperatore:

$$\epsilon_R = \frac{m(h_R - h_E)}{m(h_A - h_E)} = \frac{\text{pot. termica recuperata}}{\text{max. pot. termica "}}$$

Assomiglia all'efficienza di 1 scambiatore di calore.

Se si usa il recuperatore è meglio non fare il ricircolo.

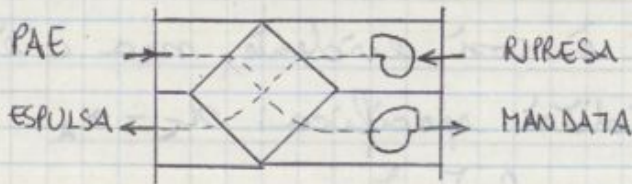
Recuperatore di calore sensibile:

$$\epsilon_R = \frac{c_p (T_R - T_E)}{c_p (T_A - T_E)} \quad \text{equivale a 1 pre-riscaldamento dell'aria}$$

$$\epsilon_R = 0.5 \rightarrow T_R = T_E + 0.5(T_A - T_E)$$

∃ 3 rd principali:

* recuperatore aria-aria → scambiatore aria-aria a flussi incrociati



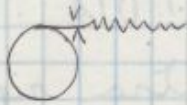
è 1 scambiatore a piastre metalliche che richiede di 2 ventilatori x poter f° , 1 di ripresa, 1 di mandata

PAE: presa aria esterna

PRO: • semplicità;
• scambio diretto.

⑥3 CONTRO: • esclusione del recuperatore che richiede la

25/10/13

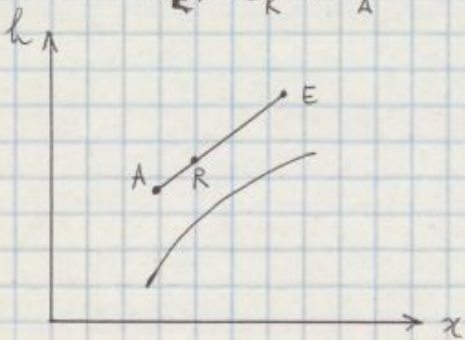


il coil viene pieghettato

Rivestendo il metallo con mat assorbente si ottiene

$$T_E > T_R > T_A$$

$$\kappa_E > \kappa_R > \kappa_A$$



A e R su molto vicini da 1 pto di vista di t° e umidità

Uscita nella congiungente AE (equivale al ricircolo in termini energetici) $E_v > 80\%$

Si parla di "recuperatori entalpici" in inglese, tuttavia

$$E_v = \frac{h_e - h_E}{h_A - h_E}$$

essi agiscono anche sul latente.

La metodologia di ruote avvolte in mat assorbente, ha cm alternativa la deumidificaz° "ch - fisica" che usa scambiatori rotativi di calore e massa di vapore. In controcorrente si deve avere 1 flusso di aria calda e secca x smaltire l'umidità

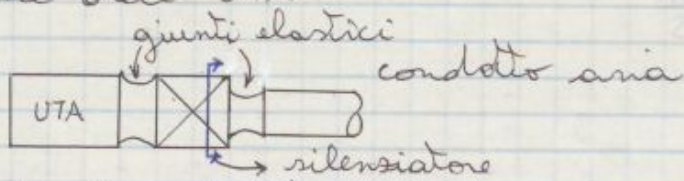
COSTRUZIONE della UTA:

- è 1 componente modulare, si costruisce assemblando pezzi
- la taglia dell'UTA è data dalla portata d'aria

65

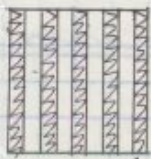
- ☐: raffreddamento / deumidificas° (freddo)
- ⋈: umidificas°
- ⋈: separas° di gocce
- └─: vasca di raccolta
- ▭: postiscaldamento
- ⊞: ser° ventilante:
 - ventilatore centrifugo
 - " assiale intulato
- ⌋: filtro a tasche a medio alta efficienza

Il silenziatore che viene sempre aggiunto, è montato a valle dell'UTA

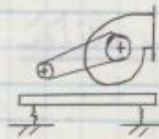


Essendo il ventilatore a massa rotante bisogna stare attenti alle vibras° ⇒ il ventilatore è montato su supporti elastici.

Il condotto non deve vibrare e evitare la rumorosità.



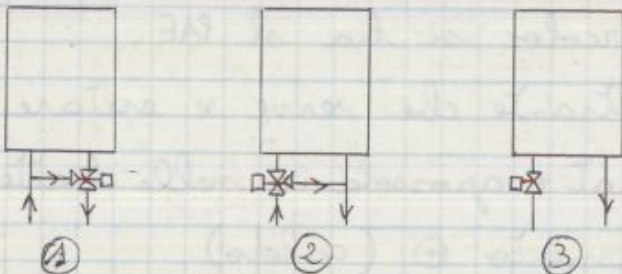
setti di mat
fonoassorbente



supporti elastici

La regolaz° delle batterie è fatta in delle valvole.

Regolaz° caldo / freddo delle batterie.



problemi, si pensa che le batterie siano vicine alle zone.

Dal pto di vista energetico, l'impianto a portata che si presta a 1 critica: xché viaggiare sempre a portata max?

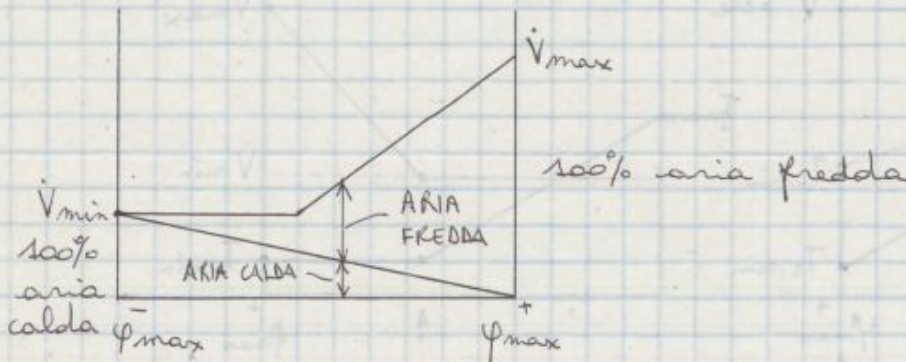
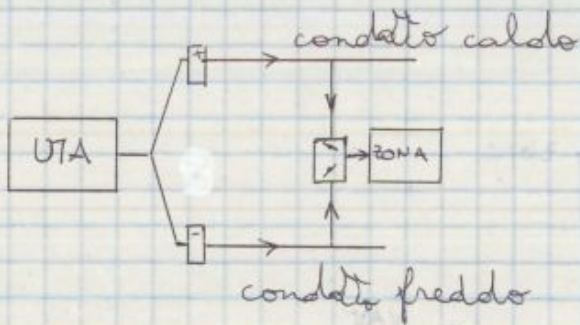
$\dot{V}_{min} \geq \dot{V}_E$, in genere $\dot{V}_{min} = \dot{V}_E$

CAV: Costant Air Volume

VAV: Variable " "

la terminologia è imprecisa xché si parla di portate volumetriche e non di volumi.

IMPIANTI a DOPPIO CONDOTTO:



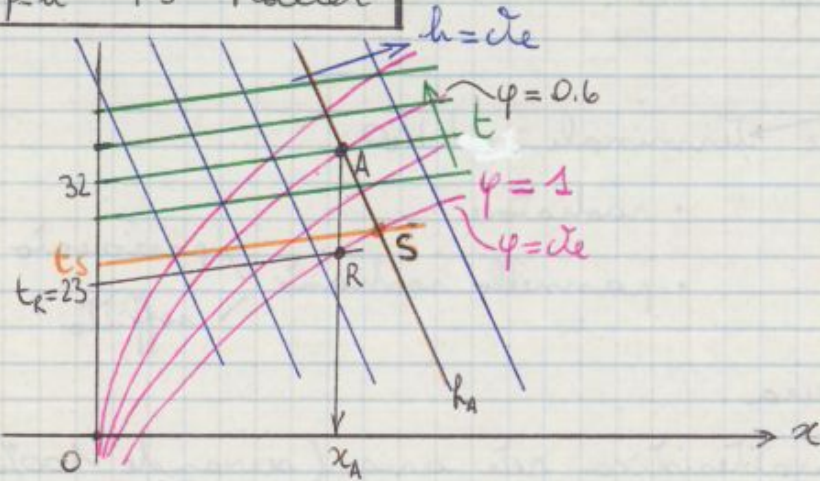
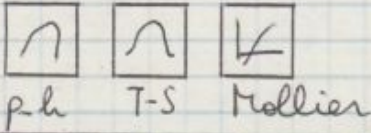
VAV a doppio condotto

→ Nel caso degli uff. l'impianto ad aria non è ottimale.

07/11/13

Termodinamica dell'aria umida

Refutil:



$$h_B = h_S = h_A$$

$$\phi_B = \phi_S = 1$$

x : concentraz^o del vapore

Miscela di aria e vapore d' H_2O si comportano insieme cm 1 sl fase. Al variare delle cond. termodinamiche (T) può variare la concentraz^o del vapore x che 1 parte condensa.

$p = cte \approx 1 \text{ bar} \rightarrow$ tt i processi trattati

in isobari cm $p \approx 1 \text{ bar}$ e $T(K-273)$

$$x = \frac{m_v}{m_a} \left[\frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_a} \right] \text{ è DIMENSIONALE}$$

$$\Rightarrow T(^{\circ}\text{C})$$

m_v : masse di vapore

m_a : " di aria secca

Si parla di umidità specifica o ("titolo di aria umida")

71

$$h = h_v + h_a$$

$$h = c_{pa} t + (c_{pv} t + r_0) x$$

$$c_{pa} = 1 \text{ kJ/kgK} \quad (1.0045)$$

$$c_{pv} = 1.87 \text{ kJ/kgK}$$

r_0 : calore di vaporizzazione°

$$r_0 = 2500 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_v}$$

Il diagramma di Mollier è lineare su x e h .

$$h = c_{pa} t + (c_{pv} t + r_0) x$$

$$\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}\right)(\text{K}) + \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}\right)(\text{K}) \left(\frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_a}\right)$$

Sotto la curva $\varphi = 1$ si ha la "regione delle nebbie" nella quale i pt non sono in equilibrio termodinamico.

↑
gocce di H_2O allo stato liquido sospese nell'aria

L'inverno è molto + secco dell'estate da 1 pt di vista dell'umidità specifica (ossia da 1 pt di vista energetico)

Ⓐ $t_A = 32^\circ\text{C}$

$\varphi_A = 60\%$

$x_A ?$ $h_A ?$

$p_v = \varphi p_{sat}(T)$

$p_s(32^\circ\text{C}) = 4753 \text{ Pa}$

73

$$\varphi_B = 1$$

$$\dot{m}_{vA} + \dot{m}_L = \dot{m}_{vB}$$

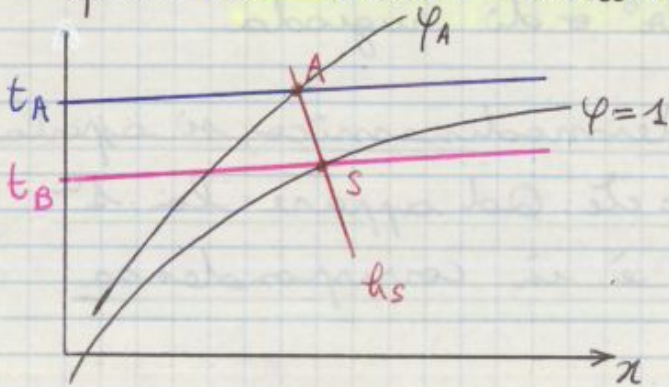
$$\dot{m}_L = \dot{m}_{vB} - \dot{m}_{vA} = (\alpha_B - \alpha_A) \dot{m}_a$$

$$0 = \dot{m}_a h_B - \dot{m}_L h_L - \dot{m}_a h_A$$

$$\begin{cases} t_L \approx t_B \\ \approx 0 \end{cases}$$

$$h_B \approx h_A$$

La t° a "bulbo bagnato" o umido è $\approx t_s$,
 quella a "bulbo asciutto" è t_A .



L'U.R. diventa molto imp. qd la t° diventa molto calda.

$$\textcircled{1} \begin{cases} t_A = 30^\circ\text{C} \\ t_s = 27.2^\circ\text{C} \end{cases}$$

$$\varphi_A = 0.8$$

$$\alpha_A = 0.022$$

$$h_A = 86$$

$$t_R \approx 26^\circ\text{C}$$

② Consideriamo: $\dot{m}_A = 1.5 \text{ kg}_a/\text{s}$ nelle cond. ①
 $\dot{m}_B = 4 \text{ kg}/\text{s}$ nelle cond. ②

⑦⑤

$$\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_A + \dot{m}_B} = \frac{x_C - x_B}{x_A - x_B} = \frac{h_C - h_B}{h_A - h_B}$$

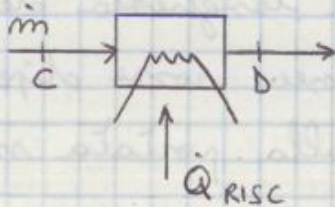
$$\frac{\dot{m}_B}{\dot{m}_A + \dot{m}_B} = \frac{x_A - x_C}{x_A - x_B} = \frac{h_A - h_C}{h_A - h_B}$$

Sul diagramma: $\frac{\overline{AC}}{\overline{CB}} = \frac{\dot{m}_B}{\dot{m}_A}$

$$\begin{cases} h_C = \frac{\dot{m}_A h_A + \dot{m}_B h_B}{\dot{m}_A + \dot{m}_B} \\ x_C = \frac{\dot{m}_A x_A + \dot{m}_B x_B}{\dot{m}_A + \dot{m}_B} \end{cases}$$

③ $t_D = 26^\circ\text{C}$

Si vuole effettuare 1 trasfo C → D, e 1 riscaldamento "isotido" o sensibile.

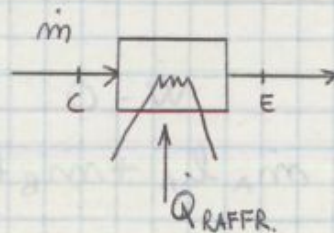


$$\dot{Q}_{RISC} = \dot{m}_a (h_D - h_C) = 5.5 (56 - 51.2) = 26.4 \text{ kW}$$

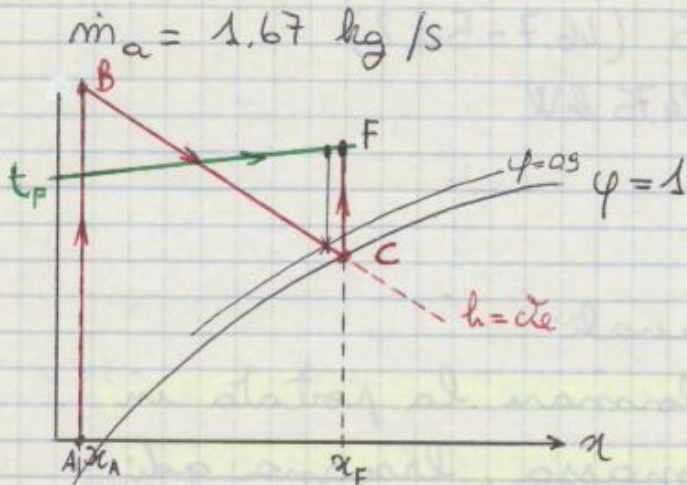
④ Supponendo di essere nelle cond. C, fino a che t° si può raffr. x avere 1 trasfo isotido? Fino alla t_R .

$$t_R \cong 16^\circ\text{C}$$

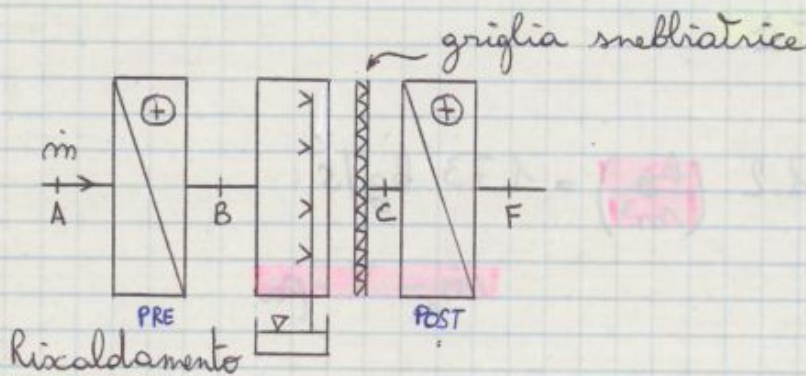
| PUNTO | $t^\circ\text{C}$ | x | h |
|-------|-------------------|--------|------|
| E | 16.5 | 0.0117 | 46.7 |



Si sceglie il pto E pè al di sopra della t_R .



— non cambia molto
se si considera $\varphi = 1$
o $\varphi = 0.9$



umidificaz^o isentalpica

- ⒶB) Pre-riscaldamento
- ⒷC) Umidificaz^o isentalpica
- ⒸF) Post-riscaldamento

$$\dot{Q}_{PRE} = \dot{m}_a (h_B - h_A) = 1.67 (39.2 - 7.6) = 52.8 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{POST} = \dot{m}_a (h_F - h_C) = 1.67 (50.6 - 39.2) = 19.04 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_{SF} = \dot{m}_a (x_F - x_A) = 1.67 (0.010 - 0.0030) = 0.0117 \text{ kg/s}$$

L'umidificaz^o a vapore è isoterma \Rightarrow si può arrivare al pto F ma bisogna conoscere con precisione l'OR (si lavora con 1 sonda nell'amb. da umidificare)

\hookrightarrow non è evidente

B. Tables of the Properties of Water and Steam

Tafeln der Eigenschaften von Wasser und Wasserdampf

Tables des propriétés de l'eau et de la vapeur d'eau

Tablas de las propiedades de vapor de agua

Table 1. State of Saturation (Temperature Table)

Sättigungszustand (Temperaturtafel)

Etat saturé (Table des Températures)

Estado saturado (Tabla de temperatura)

| t | T | P_{sat} | v' | v'' | ρ'' | h' | h'' | r | s' | s'' |
|------|--------|------------------|--------------------|--------------------|-------------------|--------|--------|--------|---------|---------|
| °C | K | bar | m ³ /kg | m ³ /kg | kg/m ³ | kJ/kg | kJ/kg | kJ/kg | kJ/kg K | kJ/kg K |
| 0,00 | 273,15 | 0,006108 | 0,0010002 | 206,3 | 0,004847 | -0,04 | 2501,6 | 2501,6 | -0,0002 | 9,1577 |
| 0,01 | 273,16 | 0,006112 | 0,0010002 | 206,2 | 0,004851 | 0,00 | 2501,6 | 2501,6 | 0,0000 | 9,1575 |
| 1 | 274,15 | 0,006566 | 0,0010001 | 192,6 | 0,005192 | 4,17 | 2503,4 | 2499,2 | 0,0152 | 9,1311 |
| 2 | 275,15 | 0,007055 | 0,0010001 | 179,9 | 0,005558 | 8,39 | 2505,2 | 2496,8 | 0,0306 | 9,1047 |
| 3 | 276,15 | 0,007575 | 0,0010001 | 168,2 | 0,005946 | 12,60 | 2507,1 | 2494,5 | 0,0459 | 9,0785 |
| 4 | 277,15 | 0,008129 | 0,0010000 | 157,3 | 0,006358 | 16,80 | 2508,9 | 2492,1 | 0,0611 | 9,0526 |
| 5 | 278,15 | 0,008718 | 0,0010000 | 147,2 | 0,006795 | 21,01 | 2510,7 | 2489,7 | 0,0762 | 9,0269 |
| 6 | 279,15 | 0,009345 | 0,0010000 | 137,8 | 0,007258 | 25,21 | 2512,6 | 2487,4 | 0,0913 | 9,0015 |
| 7 | 280,15 | 0,010012 | 0,0010001 | 129,1 | 0,007748 | 29,41 | 2514,4 | 2485,0 | 0,1063 | 8,9762 |
| 8 | 281,15 | 0,010720 | 0,0010001 | 121,0 | 0,008267 | 33,60 | 2516,2 | 2482,6 | 0,1213 | 8,9513 |
| 9 | 282,15 | 0,011472 | 0,0010002 | 113,4 | 0,008816 | 37,80 | 2518,1 | 2480,3 | 0,1361 | 8,9265 |
| 10 | 283,15 | 0,012270 | 0,0010003 | 106,4 | 0,009396 | 41,99 | 2519,9 | 2477,9 | 0,1510 | 8,9020 |
| 11 | 284,15 | 0,013116 | 0,0010003 | 99,91 | 0,01001 | 46,19 | 2521,7 | 2475,5 | 0,1658 | 8,8776 |
| 12 | 285,15 | 0,014014 | 0,0010004 | 93,84 | 0,01066 | 50,38 | 2523,6 | 2473,2 | 0,1805 | 8,8536 |
| 13 | 286,15 | 0,014965 | 0,0010006 | 88,18 | 0,01134 | 54,57 | 2525,4 | 2470,8 | 0,1952 | 8,8297 |
| 14 | 287,15 | 0,015973 | 0,0010007 | 82,90 | 0,01206 | 58,75 | 2527,2 | 2468,5 | 0,2098 | 8,8060 |
| 15 | 288,15 | 0,017039 | 0,0010008 | 77,98 | 0,01282 | 62,94 | 2529,1 | 2466,1 | 0,2243 | 8,7826 |
| 16 | 289,15 | 0,018168 | 0,0010010 | 73,38 | 0,01363 | 67,13 | 2530,9 | 2463,8 | 0,2388 | 8,7593 |
| 17 | 290,15 | 0,019362 | 0,0010012 | 69,09 | 0,01447 | 71,31 | 2532,7 | 2461,4 | 0,2533 | 8,7363 |
| 18 | 291,15 | 0,02062 | 0,0010013 | 65,09 | 0,01536 | 75,50 | 2534,5 | 2459,0 | 0,2677 | 8,7135 |
| 19 | 292,15 | 0,02196 | 0,0010015 | 61,34 | 0,01630 | 79,68 | 2536,4 | 2456,7 | 0,2820 | 8,6908 |
| 20 | 293,15 | 0,02337 | 0,0010017 | 57,84 | 0,01729 | 83,86 | 2538,2 | 2454,3 | 0,2963 | 8,6684 |
| 21 | 294,15 | 0,02485 | 0,0010019 | 54,56 | 0,01833 | 88,04 | 2540,0 | 2452,0 | 0,3105 | 8,6462 |
| 22 | 295,15 | 0,02642 | 0,0010022 | 51,49 | 0,01942 | 92,23 | 2541,8 | 2449,6 | 0,3247 | 8,6241 |
| 23 | 296,15 | 0,02808 | 0,0010024 | 48,62 | 0,02057 | 96,41 | 2543,6 | 2447,2 | 0,3389 | 8,6023 |
| 24 | 297,15 | 0,02982 | 0,0010026 | 45,93 | 0,02177 | 100,59 | 2545,5 | 2444,9 | 0,3530 | 8,5806 |
| 25 | 298,15 | 0,03166 | 0,0010029 | 43,40 | 0,02304 | 104,77 | 2547,3 | 2442,5 | 0,3670 | 8,5592 |
| 26 | 299,15 | 0,03360 | 0,0010032 | 41,03 | 0,02437 | 108,95 | 2549,1 | 2440,2 | 0,3810 | 8,5379 |
| 27 | 300,15 | 0,03564 | 0,0010034 | 38,81 | 0,02576 | 113,13 | 2550,9 | 2437,8 | 0,3949 | 8,5168 |
| 28 | 301,15 | 0,03778 | 0,0010037 | 36,73 | 0,02723 | 117,31 | 2552,7 | 2435,4 | 0,4088 | 8,4959 |
| 29 | 302,15 | 0,04004 | 0,0010040 | 34,77 | 0,02876 | 121,48 | 2554,5 | 2433,1 | 0,4227 | 8,4751 |
| 30 | 303,15 | 0,04241 | 0,0010043 | 32,93 | 0,03037 | 125,66 | 2556,4 | 2430,7 | 0,4365 | 8,4546 |
| 31 | 304,15 | 0,04491 | 0,0010046 | 31,20 | 0,03205 | 129,84 | 2558,2 | 2428,3 | 0,4503 | 8,4342 |
| 32 | 305,15 | 0,04753 | 0,0010049 | 29,57 | 0,03382 | 134,02 | 2560,0 | 2425,9 | 0,4640 | 8,4140 |
| 33 | 306,15 | 0,05029 | 0,0010053 | 28,04 | 0,03566 | 138,20 | 2561,8 | 2423,6 | 0,4777 | 8,3939 |
| 34 | 307,15 | 0,05318 | 0,0010056 | 26,60 | 0,03759 | 142,38 | 2563,6 | 2421,2 | 0,4913 | 8,3740 |
| 35 | 308,15 | 0,05622 | 0,0010060 | 25,24 | 0,03961 | 146,56 | 2565,4 | 2418,8 | 0,5049 | 8,3543 |
| 36 | 309,15 | 0,05940 | 0,0010063 | 23,97 | 0,04172 | 150,74 | 2567,2 | 2416,4 | 0,5184 | 8,3348 |
| 37 | 310,15 | 0,06274 | 0,0010067 | 22,76 | 0,04393 | 154,91 | 2569,0 | 2414,1 | 0,5319 | 8,3154 |
| 38 | 311,15 | 0,06624 | 0,0010070 | 21,63 | 0,04624 | 159,09 | 2570,8 | 2411,7 | 0,5453 | 8,2962 |
| 39 | 312,15 | 0,06991 | 0,0010074 | 20,56 | 0,04865 | 163,27 | 2572,6 | 2409,3 | 0,5588 | 8,2772 |
| 40 | 313,15 | 0,07375 | 0,0010078 | 19,55 | 0,05116 | 167,45 | 2574,4 | 2406,9 | 0,5721 | 8,2583 |
| 41 | 314,15 | 0,07777 | 0,0010082 | 18,59 | 0,05379 | 171,63 | 2576,2 | 2404,5 | 0,5854 | 8,2395 |
| 42 | 315,15 | 0,08198 | 0,0010086 | 17,69 | 0,05652 | 175,81 | 2577,9 | 2402,1 | 0,5987 | 8,2209 |
| 43 | 316,15 | 0,08639 | 0,0010090 | 16,84 | 0,05938 | 179,99 | 2579,7 | 2399,7 | 0,6120 | 8,2025 |
| 44 | 317,15 | 0,09100 | 0,0010094 | 16,04 | 0,06236 | 184,17 | 2581,5 | 2397,3 | 0,6252 | 8,1842 |
| 45 | 318,15 | 0,09582 | 0,0010099 | 15,28 | 0,06546 | 188,35 | 2583,3 | 2394,9 | 0,6383 | 8,1661 |

EB → raffr. + deumidificaz°

BI → preriscaldamento

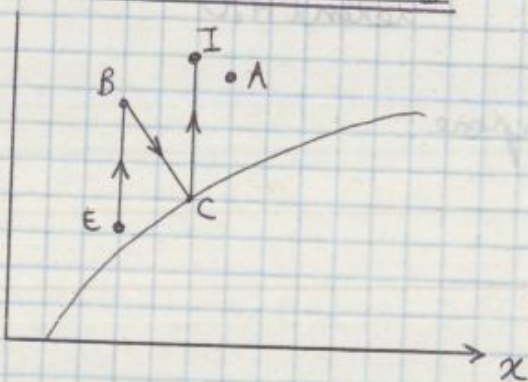
Fissando I, h_I non è + incognita.

$$-\varphi_t = [\varphi_s + \dot{m}_v h_v] - [\dot{m}_E (h_A - h_I)]$$

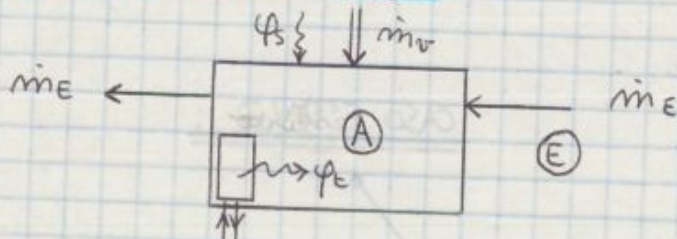
La potenza del terminale d' H₂O è = al carico tot amb. al quale si sottrae l' apporto energetico dell' aria primaria.

Mediamente, la potenza del terminale ad H₂O è confrontabile con il carico sensibile: $|\varphi_t| \approx |\varphi_s|$

CASO INVERNALE:



IMPIANTO ad H₂O:



• Bilancio di energia:

$$\varphi_t + \varphi_s + \dot{m}_v h_v + \dot{m}_E h_E - \dot{m}_E h_A = 0$$

$$\textcircled{31} -\varphi_t = [\varphi_s + \dot{m}_v h_v] + [\dot{m}_E (h_E - h_A)]$$

| TIPOLOGIA | RISC./RAFFR. ⊕ ⊖ | N° TUBI | SCAMBIO TERMICO | VINCOLI |
|-------------------|---------------------|---------|-----------------|------------------------------------|
| RADIATORI | ⊕ | 2 | R+CN | se riscaldamento |
| CONVETTORI | ⊕ | 2 | CN | " " |
| VENTILCONVETTORI | ⊕/⊖ | 2/4 | CF | raffreddamento & raffr. + deum. |
| AEROTERMI | ⊕/⊖ | 2 | CF | |
| INDUTTORI | ⊕/⊖ | 2/4 | CF | |
| TRAVI FREDE | | | | |
| ATTIVE | ⊕/⊖ | 2/4 | CF | |
| PASSIVE | ⊕/⊖ | 2/4 | CN+R | |
| PANNELLI RADIANTI | | | | |
| PAVIMENTO | ⊕/⊖ | 2 | R+CN | |
| PARETE | ⊕/⊖ | 2 | R+CN | |
| SOFFITTO | ⊕/⊖ | 2 | R+CN | |
| TERMOSTRISCE | ⊕ | 2 | R(+CN) | |

① ∃ 3 famiglie di radiatori in base al materiale usato:

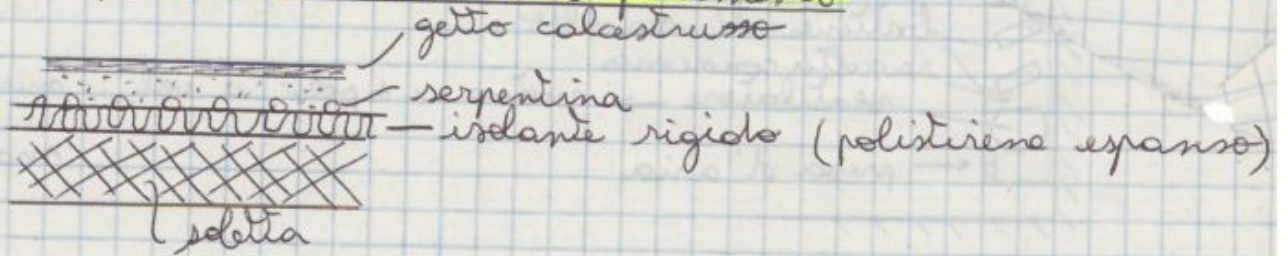
- ghisa (pesanti, ma funzionanti)
- alluminio (non garantisce la durata della ghisa ed è + rapido a cambiare t°)
- acciaio (permette di avere forme + strane)

② Negli ospedali si mettono gli a piastra (in acciaio)

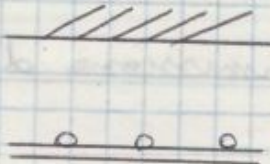
Il mot dell'aria amb. attraverso il terminale è causato dal getto di aria primaria (induz^o).

- ④ Le travi fredde attive su degli induttori con 1 geometria particolare, su 1 risedir^o dell'induttore.
 La trave fredda passiva è simile al pannello radiante al soffitto.

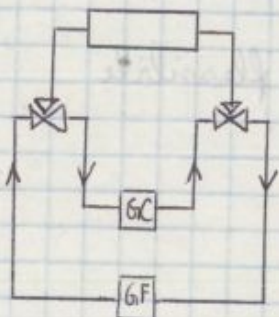
- ⑤ (PAVIMENTO) Pannelli radianti a pavimento



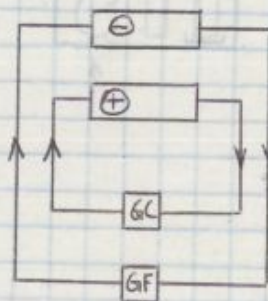
Controsoffitto radiante



2 TUBI:



4 TUBI:



Circuito 2 tubi con
 commutaz^o stagionale
 GC = generatore calore

GF = gruppo frigo

Edificio ben isolato \rightarrow il pannello radiante è 1 buona scelta.

⑥ Riscaldamento radiante: è una buona sol. x edifici ben isolati (basso carico termico)

$T_{mandata} H_2O \approx 30 \div 35^\circ C \rightarrow$ CONFORT

Possibilità di produrre AC con sist. molto efficienti (caldaia a condensar^o, pompe di calore, solare termico)

Raffr. radiante:

- Richiede 1 adeguato controllo di umidità (impianto ad aria primaria o deumidificat^o locale)
- Abbatte parte dell'apporto solare prima che si trasformi in carico termico

La max potenza che si riesce a sottrarre o fornire con i pannelli radianti è l. dalla superficie degli amb. in cui è installato. X ovviare qst problema si \nearrow la portata.

Negli impianti misti con terminali radianti, se il terminale non è in grado di coprire tt il carico, si può incrementare la quota attribuita all'aria primaria $m \in \uparrow$.

IMPIANTI A FLUIDO REFRIGERANTE:

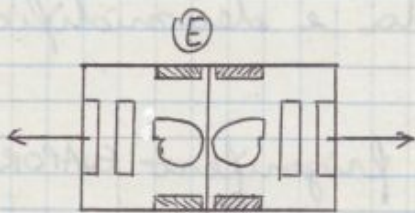
- non usano H_2O calda/fredda con fluido termovettore, bensì il fluido bifase che compie 1 ciclo termodinamico inverso.

VRV (Variable Refrigerant Volume)

Se macchine modulari e qst è imp. nelle ristrutturaz.

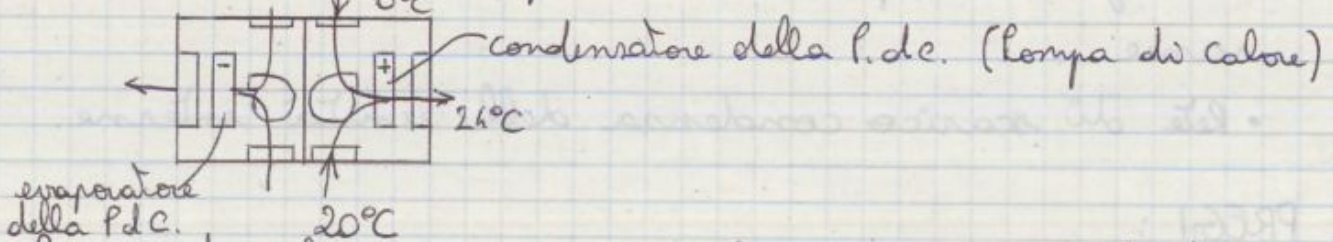
UTA a pompa di calore a 4 serrande

↳ applicaz. tipica: locali ad occupaz. elevata e discontinua (cinema, teatro, ...)



(A)

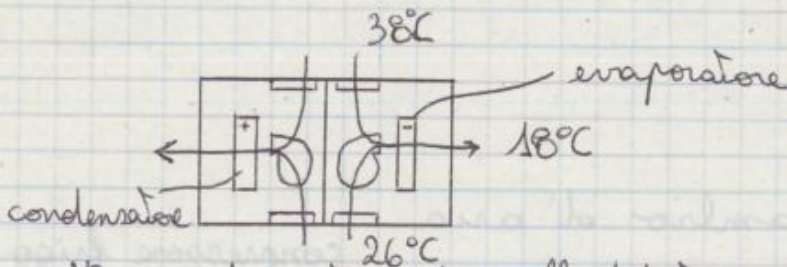
Riscaldamento sala occupata



Pompa di calore aria-aria che usa un sorgente termica a bassa t° ↳ miscela di aria esterna e aria amb.

espulsa

↳ recupero termodinamico sull'aria espulsa.



Il condensatore è raffreddato con una miscela di aria a t° intermedia tra T_A e T_E con migliore rendimento del ciclo TD.

15/11/13

DISTRIBUZIONE DELL'ARIA IN AMBIENTE

2 aspetti toccati su:

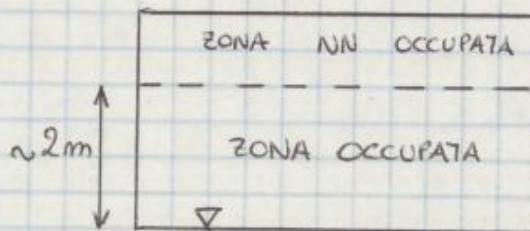
- controllo termico (rimoz^o carichi)
- IAQ (rimoz^o inquinanti)

Lo spazio (spesso parallelepipedo) è composto da elementi di contorno che cambiano la distribuzione dell'aria.

Asi di contorno su gli oggetti, le pers., le pareti + esposte o meno ai raggi solari ecc.

X det il rischio incendio, si fa l'analisi di rischio, se tale rischio è ingente si usa la CFD.

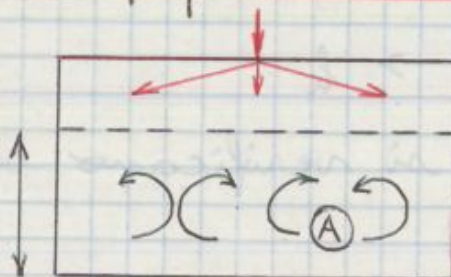
Data 1 sez^o verticale dell' amb. climatizzato:



- Modello della perfetta miscelaz^o (perfect mixing):

moto

turbolento



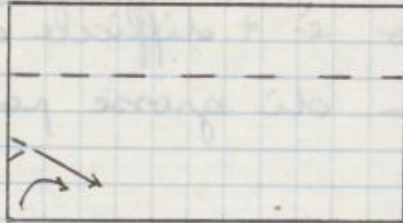
si immette l'aria nella zona nn occupata

91) Nell' amb. occupante A si hanno cond. omogenee.

- Quantità di moto del getto (v di efflusso)
- Forse di galleggiamento ($|\Delta T| = |T_i - T_A|$)

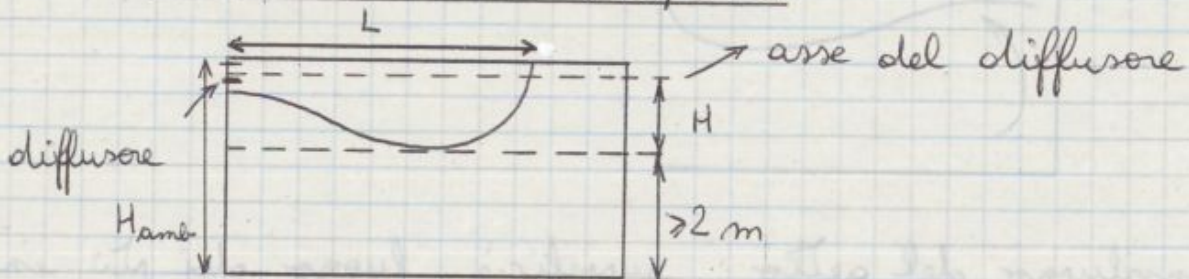
L'aria fredda tende a scendere, e qst è il problema è x qst che la curva è rappresentata che spaccia.

Effetto COANDA: il getto che sia tg ad una superficie
tende ad aderire alla stessa, in qst caso
la superficie è il soffitto e qst spiega la forma
dell'involuppo del getto.



Il controllo di qsti diffusori è particolarmente critico.

OBJ: l'involuppo del getto deve essere compreso
nella zona non occupata



$H =$ caduta

$L =$ gittata / lancio

X1 data tipologia di diffusore, a catalogo, si trova L, H , in f° di:

93

- vel. di efflusso (portata / sez°)