



Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino

Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO: 1635A -

ANNO: 2015

A P P U N T I

STUDENTE: Robertazzi

MATERIA: Energetica dell'edificio + Esercizi.
Prof.Capozzoli_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 (CAPOZZOLI)

03/10/2013

TERMOFISICA: STUDIO DEI SCAMBI TERMICI, FRA PAVIMENTI, IN FUNZIONE
DELLA PROPRIETÀ FISICHE DEI MATERIALI STESSI

TRASMITTANZA TERMICA UNITARIA

POTENZA TERMICA CHE ATTRAVERSA TAGLI COMPONENTI,
PER UNITÀ DI SUPERFICIE ϕ IN PRESENZA DI UNA
DIFFERENZA UNITARIA DI TEMPERATURA TRA I 2 AMBIENTI.

↓ concetto
↳ def

CAPACITÀ DEI COMPONENTI DI FARSI ATTRAVERSARE DA ENERGIA TERMICA

PIÙ BASSO È IL VALORE DELLA TRASMITTANZA, PIÙ ALTO È IL LIVELLO DI ISOLAMENTO DELL'EDIFICIO.

MA COS'È LA TRASMITTANZA?

L'INVERSO DELLA SOMMA TOTALE DELLE

RESISTENZE TERMICHE.

$$U = \frac{1}{\sum R_i}$$

$$\left[\sum R_i = \frac{1}{h_i} + \sum_{j=1}^{n_i} \frac{d_j}{\lambda_j} + \left(\sum_{j=1}^{m_j} R_{j,j} \right) + \frac{1}{h_e} \right]$$

→ Non definiti (non obbligati)

↳ RESISTENZA TERMICA EQUIVALENTE (IN SERIE)

LATERALI RESISTENZE FORZATE

- $\frac{1}{h}$ STRATI DOTTI ADIBITI A CONDIZIONE
- $\frac{d}{\lambda}$ STRATI DOTTI ADIBITI A CONDIZIONE (STRATI OMOGENEI)
- R_j STRATI NON OMOGENEI: IL VALORE VIENE FORNITO DALLA NORMA SOTTOFORE DI CONDUZIONE (R')

NOTA:

I VALORI DELLE RESISTENZE DIPENDONO DAL TIPO DI FLUSSO TERMICO CHE ATTRAVERSA IL PAVIMENTO: ASCENDENTE, DISCENDENTE O ORIZZONTALE.

POSSIAMO AVERE 2 CASI CHE

DIPENDONO DAL TIPO DI INTERCAMBIO

NON VENTILATI

VENTILATI

FORZATI

NON FORZATI

A SECONDA DEL TIPO DI INTERCAMBIO, VARIA IL

CALCOLO DELLE RESISTENZE.

COME SI QUANTIFICA L'EFFETTO DEI PONTI TERMICI?

ATTRaverso 2 parametri:

- + IMPORTANTE ↙ 1) TRASMITTANZA TERMICA LINEARE (ψ) PER LA QUANTIFICAZIONE DELLA DISPERSIONI ATTRAVERSO I PONTI TERMICI
- 2) TRASMITTANZA TERMICA PUNTUALE (χ) PER LA QUANTIFICAZIONE DELLA DISPERSIONI ATTRAVERSO I PONTI TERMICI PUNTUALI.

TRASMITTANZA TERMICA LINEARE (ψ)

$$\psi = \frac{\Phi^{2D} - \sum \Phi_i^{2D}}{L_{PT} \cdot \Delta \theta}$$

$$L_{2D} = \frac{\Phi^{2D}}{(\theta_i - \theta_e) \cdot L_{PT}}$$

COEFF. DI ACCOPPIAMENTO TERMICO

IL VALORE DELLA TRASMITTANZA TERMICA LINEARE DIPENDE DALLA SCELTA DEI VALORI PREZZATI ~~INCORRETTI~~ ~~NEI~~ CONSIDERATI NELL'INFLUENZA DEL FLUSSO TERMICO: $\psi_i, \psi_e, \psi_{oi}$.

PER AVERE UN PONTE TERMICO "CORRETTO" BISOGNA FAR SI CHE LA TRASMITTANZA TERMICA ELETTRICA, SIA MINORE DI POCO 15% DELLA TRASMITTANZA TERMICA CORRENTE.

$$U_c$$

$$U_F = \frac{\psi}{s_f}$$

$$U_F \leq 1,15 U_c \quad \text{OK}$$

$$U_F > 1,15 U_c \quad \text{NO}$$

PER VERIFICARE SE IL PONTE TERMICO E' "CORRETTO", IMPONGO UNA U_m (MEDIA) MINORE DI UN VALORE LIMITE:

$$U_m = \frac{A_{cor} U_{cor} + L_c \psi}{A_{cor}} \leq U_{lim}$$

• TEMPERATURA SOLI ARIA: T_{sa}

$$T_{sa} = T_e + \frac{(\alpha_s \cdot I) \rightarrow \text{INCIDENZA}}{(h_a) \rightarrow \text{ASSORBIBILITA' TERMICA SOLARE}} \rightarrow \text{COEFF. DI ACCOPPIAMENTO SOLARE DELLA PARETE}$$

• MATERIALI ISOLANTI AD ALTA PRESSIONE

SONO MATERIALI CHE HANNO λ BASSISSIMO ($0,000 m W/mK$)
NON PERMETTONO IL PASSAGGIO DI ACQUA.

• MATERIALI IMPROVEVIBILIZZANTI:

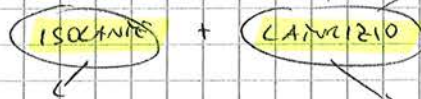
SONO MATERIALI USATI SOTTITUITO SUI SOLAI E CHE
NON CONSUMANO IL PASSAGGIO DI ACQUA.

• CALCESTRUZZI:

UTILIZZATI MOLTO NEI SOLAI FORMATO DA UN MISTO
DI CEMENTO, SABBIA, GHIAIA E PETRUSCO

• INVOLUCRO OPACO ESTERNO:

FORMATO DA:



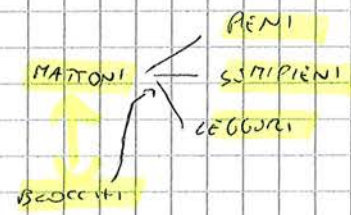
-> ECCELLENTE RESISTENZA

-> RIDUZIONE DISPERSIONI

-> ECCELLENTE CAPACITA' TERMICA

-> ATTENUAZIONE DEI CARICHI

-> SPASSAMENTO DEI CARICHI.



• TECNICHE DI ISOLAMENTO ALL'INTERNO:

L'ISOLANTE TERMICO CHE CARATTERIZZATO DA UN'ECCELLENTE RESISTENZA
AL VAPORE, VIENE APPLICATO ALL'INTERNO DEGLI EDIFICI
UTILIZZANDO LE PURIFICAZIONI L'INVOLUCRO.

COME SI FA?

1) CONTROPERIMETRO IN OPILA

2) CONTROPERIMETRO ASSIMILATA

PROF CAPOZZOLI

10/10/13

INVOLUCRI DI COPERTURA:

ELEMENTO + SOLLECITATO ALLE ESCURSIONI TERMICHE E AGENTI

AGENTI ATMOSFERICI.

1) COPERTURA PIANA IN CANTOCEMENTO



HA COME VANTAGGI LA FRUIBILITÀ E LA PERCORRIBILITÀ. I SUOI SVANTAGGI

COME QUINDI IL RACCOLTO DELL'ACQUA.

TETTI VENTILATI: PRESENTANO ISOLAMENTO TERMICO IN FACDA.

DURANTE IL PERIODO ESTIVO PRESENTA MOLTI VANTAGGI COME

IL ^{STABILIMENTO} ~~STABILIMENTO~~ DEL CALORE, LA BARRIERA ALL'UMIDITÀ

SONO E LA SALVAGUARDIA DELLE STRUTTURE IN LEGNO.

SOLAI: SEPARANO AMBIENTE CLIMATIZZATO DA UN AMBIENTE NON CLIMATIZZATO

IN QUANTO SONO COMPONENTI FORTEMENTE DISPERDENTI.

IL SOLAIO DEVE COMPRENDERE UNO STRATO DESTINATO ALLO SCORRERE

DELL'ACQUA DEGLI IMPIANTI A PAVIMENTO.

I SOLAI A TUTTA ANNO DEVONO CONSIDERARE LE PROBLEMA NON SOLO

DELL'ISOLAMENTO TERMICO, MA ANCHE DELL'UMIDITÀ, TALI PROBLEMA SI

RISOLVONO CON IL COSÌ DETTO VESPAIO VENTILATO.

• TRASMITTANZA TERMICA PERIODICA (ISOLAMENTO e MASSA)

- LA CONDUCIBILITÀ TERMICA λ
- IL CALORE SPECIFICO c
- DIFFUSIVITÀ TERMICA α_t

$$\alpha_t = \frac{\lambda}{\rho \cdot c} \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right]$$

DENOTA LA DIFFUSIONE DEL CALORE
NEL TEMPO

COMPONENTI TRASPARENTI DELL'INVOLUCRO EDIFICIO

I COMPONENTI TRASPARENTI SONO LE ANESTRE E LE VETRATE, OGNUNO
QUELLO CHE HANNO UN'INTERFACCIA CON L'AMBIENTE ESTERNO

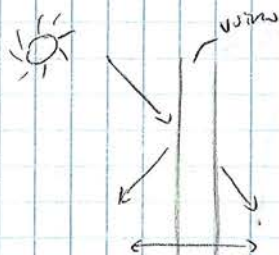
PRESUNTANO UN COMPORTAMENTO PARTICOLARE NEGLI SCENI TERMICI CON

- L'ESTERNO:
- 1) ISOLANO CONDIZIONI E CONDIZIONI.
 - 2) FAVORISCONO L'ARRICCIAMENTO.

• BILANCIO ENERGETICO:

CONTROLLO FLUSSI TERMICI \Rightarrow TRASMITTANZA TERMICA \Rightarrow CONTROLLO DELLA RADIAZIONE \Rightarrow COEFF. TRASMISSIONE SOLARE TOTALE

IL VETRO IN PANE RIFLETTE E IN PANE ASSORBE LA RADIAZIONE



TRASMITTANZA TERMICA

FLUSSO TERMICO CHE ATTRAVERSA UNA SUPERFICIE DI
AREA UNITARIA PER DIFFERENZA DI TEMPERATURA TRA
ESTERNO E INTERNO

$$U_w = \frac{A_g U_g + A_f U_f + \sum_j \psi_j}{A_g - A_f}$$

TRASMITTANZA
TERMICA DEL
DISPOSITIVO

TRASMITTANZA TERMICA

DECOMPOSIZIONE DA

TRASMITTANZA COMPONENTI TRASPARENTI

TRASMITTANZA DEL VETRO

COEFF. DI TRASMISSIONE SOLARE TOTALE (g) o (FS) o (TSET)

FATTOR SOLARE: $\frac{\dot{Q}_{solare}}{A} = (\tau_s + N \cdot \alpha_s) \cdot I = g \cdot I$

$\dot{Q}_{sol} = g \cdot I \cdot A_w$ [W]

g: RAPPORTO FRA IL FLUSSO SOLARE ENTRANTE E LA RADIAZIONE SOLARE INCIDENTE.

LA TRASMITTANZA DELL'ENERGIA SOLARE NON DIPENDE SOLO DALL'INTENSITA' DELLA RADIAZIONE SOLARE, MA ANCHE DA COME I RAGGI INCIDENTI COLPISCONO LA SUPERFICIE.

TALUN CARATTERISTICA VIENE TENUTA CONTO DAL FATTOR DI ESPOSIZIONE.

FATTOR DI OMBREGGIAMENTO: $SC = \frac{g_s}{g_{s,ref}} = \frac{g}{0,87}$

COMPONENTI SCHERZANTI:

HANNO IL COMPITO DI RIDURRE g DOVUTO ALLA LORO PRESENZA.

UN COMPONENTE SCHERZANTE PUO' ESSERE RAPPRESANTATO DALLA TENSA.

$g_{gs (ext)} = \tau_{2,B} g + \alpha_{2,B} \frac{G}{G_2} + \tau_{2,B} (1-g) \frac{G}{G_1}$

PER SCHERZO COLLOCATO ALL'ESTERNO.

$g_{gs (int)} = g (1 - g_{r,B} - \alpha_{2,B} \frac{G}{G_2})$

PER SCHERZO COLLOCATO ALL'INTERNO.

COME PER GLI OSCURANTI, ANCHE PER GLI SCHERZANTI VI E' UN FATTOR CORRETTIVO:

$F_{SH, gk} = \frac{[(1 - f_{SH, wint}) \cdot g_{ge} + f_{SH, wint} \cdot g_{ge + sh}]}{g_{gp}}$

f_{SH, wint}: FUNZIONE DI TEMPO IN CUI E' UTILIZZATO LO SCHERZO.

-BILANCIO INVOLUCRO TRASPARENTE:

$\dot{Q}_{sol, k} = F_{SH, ob, k} \cdot A_{sol, k} \cdot I_{sol, k}$

FATTORI DI RIDUZIONE DEGLI APPORTI SOLARI RISULTANO ACCUMULATI DI SCHERZANTE MOBILI.

$A_{sol} = F_{SH, gk} \cdot g_{ge} (1 - F_r) \cdot A_{w, p}$

• **BILANCIO ENERGETICO (EDIFICIO) IN REGIME INVERNALE.**

- DIVIDO PER ΔT = FACCO $\lim_{\Delta T \rightarrow 0}$: IN RUOTOLO

ELIMINO GLI APPORTI CRISTALLI. $\dot{Q}_{Risc} = \dot{Q}_{H,te} + \dot{Q}_{H,nt}$

⇒ DA QUI RICOVO LA P_{max} CHE DOVERA FORNIRE AL MIO IMPIANTO PER
 RISPONDERE LE CONDIZIONI DI SET POINT: TAGLIA DEL MIO IMPIANTO.

ANCHE IL CONCETTO DI TEMPO E' IMPORTANTE: INFATTI LA VARIAZIONE
 MENSILE INCLINAZIONE SULLA VARIABILITA' DEGLI T_{ext} ⇒ SI SOMMA QUINDI
 TUTTI I CONTRIBUTI RELATIVI AI VARI INTERVALLI DI TEMPO.

• **FATTORI DI UTILIZZAZIONE:** η $0 < \eta < 1$

$$Q_{H,nd} = (Q_{H,er} + Q_{H,va}) - \eta_{H,gn} (Q_{int} + Q_{sol}) \quad \text{INVERNO}$$

$$Q_{B,mol} = (Q_{int} + Q_{sol}) - \eta_{c,es} (Q_{c,er} + Q_{c,ve}) \quad \text{ESTATE}$$

AUTA IL RISCALDAMENTO.

η TENE CONTO DEGLI EFFETTI DINAMICI NEL MODELLO DI CALCOLO STAZIONARIO
 ⇒ QUINDI η SI MUOVA LA QUOTA DI APPORTI O PERDITE CHE VENGONO
 EFFETTIVAMENTE UTILIZZATI

• **PROCEDIMENTO PER IL CALCOLO DEL FABBISOGNO ENERGETICO**

→ DEFINIRE I CONFINI DEGLI SPAZI RISCALDATI;

→ REGOLE DI SUDDIVISIONE EDIFICIO:

① - DIVISIONI PER DIFF. DI TEMPERATURE (CRISTALLI);

- SI CONSIDERANO LE DIMENSIONI ESTERNE DELL'INVOLUCRO, SUPERFICI DI
 METTERE DEGLI ELEMENTI DIVISORI.

→ DEFINIRE LA TEMP. INTERNA DI PROGETTO;

→ DEFINIRE LA TEMP. ESTERNA MEDIA;

→ DURATA DEL PERIODO DI RISCALDAMENTO / RISCALDAMENTO;

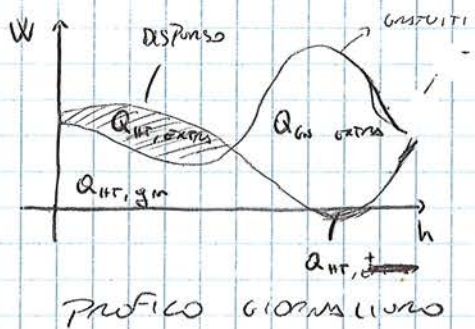
→ ~~PERIODO DI~~ ^{PERIODO DI} FUNZIONAMENTO IMPIANTO:

- GG: analogando (RIGIDITA' DEL CLIMA) (SOPRA O SOTTO SOLO DIFFERENZE
 POSITIVE (AL GIORNO), PER LA T_{int} E LA T_{ext} .

$$\left\{ \begin{array}{l} A_{sol} = F_{sh} \cdot g_{gr} (1 - F_r) A_{imp} \quad \text{COMPONENTI TRASPARENTI} \\ A_{sol} = \alpha_{sol} \cdot R_{se} \cdot U_c \cdot A_c \quad \text{COMPONENTI OPACHI} \end{array} \right.$$

ϕ_{sol} VA CALCOLATO PER OGNI ORIZZONTE.

ϕ_{PA} = FATTORI DI UTILIZZAZIONE



$Q_{HT,gn}$: DISPERSIONI COMPENSANO APPORTI

$Q_{HT,extra}$: EXTRA DISPERSIONI RISPETTO AGLI APPORTI

$Q_{HT,t}$: EN. TERMICA ENTANDE PER ΔT

$Q_{gn,extra}$: EXTRA APPORTI RISPETTO AGLI DISPERSIONI.

⇒ QUINDI HO CHE $Q_{HT} = Q_{HT,gn} + Q_{HT,extra} - Q_{HT,t} (=0)$

$Q_{GN} = Q_{HT,gn} + Q_{gn,extra}$

$\eta_{HT,gn} = \frac{Q_{HT,gn}}{Q_{gn}} = \frac{\text{APPORTI COMPENSATI}}{\text{APPORTI TOTALI}}$

$Q_{c,nd} = Q_{gn} - Q_{HT,gn} + Q_{HT,t}$

$\eta_{c,nd} = \frac{Q_{HT,gn} - Q_{HT,t}}{Q_{HT}} = \frac{\text{DISPERSIONI UTILI}}{\text{TUTTE LE DISPERSIONI.}}$

FATTORI DI UTILIZZAZIONE

⇒ QUINDI UNA PARTE DELLE DISPERSIONI SOGGETTE VA A DETERMINARE IL FABBISOGNO DI RISCALDAMENTO. GLI ALTRI LAVORO SOTTORISCALDAMENTO SOTTO IL SET POINT

⇒ PER LA DEF DI $\eta_{c,nd}$ UNA PARTE DELLE DISPERSIONI DETERMINA IL FABBISOGNO DI RISCALDAMENTO. GLI ALTRI DANNO LUOGO A SOTTORISCALDAMENTO SOTTO IL SET POINT.

• FATTORI DI UTILIZZAZIONE

- RISCALDAMENTO

$\delta_H = \frac{Q_{gn}}{Q_{HT}}$

$\eta_{HT,gn} = \frac{1 - \delta_H^{S_H}}{1 - \delta_H^{Q_{HT+1}}}$

$\delta_H = 1 \Rightarrow \eta_{HT,gn} = \frac{Q_{HT}}{Q_{HT+1}}$

$Q_{HT} = Q_{HT,0} + \frac{T}{T_{HT,0}}$

rapporto tra
apporti e dispersioni

T = COSTANTE DI TEMPO TERMICA DELLA TONDA TERRICA.

CAPAZZOLI

7/11/2013

• CALCOLO DEL FABBISOGNO DI ENERGIA PRIMARIA

DOMANDA: QUANTA ENERGIA VOGLIO X RICHIEDERE UN AMBIENTE IN CONDIZIONI DI COMFORT IN CONDIZIONI DI RISCALDAMENTO E RAFFRESCAMENTO

RISCALDAMENTO: $Q_{r,nd}$ * RAFFRESCAMENTO: $Q_{c,nd}$

E' IMPORTANTE CALCOLARE LA QUANTITA' DI ENERGIA PRIMARIA CHE CI SERVE PER OTTENERE IL COMFORT PER CALCOLARE LA CLASSE ENERGETICA DELL'EDIFICIO.

CLASSE ENERGETICA: QUANTITA' DI ENERGIA RICHiesta DA UN AMBIENTE * QUANTITA' RISCALDAMENTO e H₂O SANITARIA.

DOBBIAMO PENSARE DI POTER SCOMPORRE UN IMPIANTO IN VARI COMPONENTI, PROCEDENDO A RITROSO DAL TERZO SOSTITIVO (RISERVOIRIO) FINO ALLA CONDIZIONE, INCONTINENTEMENTE TRATTA IL SOTTOSISTEMA ACQUE UTILI (RADIATORI)*, POI INCONTINENTEMENTE IL SISTEMA DI DISTRIBUZIONE (TUBAZIONI CHE TRASPORTANO L'ACQUA); POI UN SISTEMA DI GENERAZIONE (CALDAIA).

* SISTEMA DI REGOLAZIONE (VALVOLA TERMOSTATICA);

L'ENERGIA CHE BISOGNA FORNIRE ALLA CALDAIA X AVERE UN TERMINALE CON ~~ENERGIA UTILE~~ E' L'ENERGIA CHE CI SERVE. DURANTE TUTTO IL PERCORSO, TALE ENERGIA VIENE PER PERDITA RIDOTTA A CAUSA DI PERDITE, INFATTI L'ENERGIA FORNITA ALLA CALDAIA E' MAGGIORE DI QUELLA UTILE, E' PER NOI IMPORTANTI ESSERE IN GRADO DI CALCOLARE QUESTE PERDITE.

IL CALCOLO DELLA CLASSE ENERGETICA TIENE CONTO DELLE PERDITE E LE PERDITE AVVENGONO NEL PASSAGGIO DELL'ENERGIA FRA I SOTTOSISTEMI.

A RICHIEDERE IL FABBISOGNO ENERGETICO DI UN EDIFICIO E' UN ABBITTOLO (TERMOSTATO) CHE PUO' FUNZIONARE IN 2 MODI:

→ ON/OFF: ACCONDA O SPENDE LA CALDAIA

→ MODULATA: ACCOMPAGNA PER PERDITA LE VARIAZIONI DI TEMPERATURA.

CALCOLO FABBISOGNO DI ENERGIA PRIMARIA:

$$Q = \underbrace{Q_{H,mol}}_{\text{FABBISOGNO EDIFICIO}} + \underbrace{Q_{B,e}}_{\text{EMISSIONI}} + \underbrace{Q_{CS,rg}}_{\text{RISCALDAMENTO}} + \underbrace{Q_{CS,d}}_{\text{DISTRIBUZIONE}} + \underbrace{Q_{CS,gn}}_{\text{GENERATORE}} + \underbrace{Q_{H,aux} \cdot f_{P,e}}_{\text{AUSILIARIA}}$$

LA PORTATA DI OGNI SOTTOSISTEMA SI PUÒ RICEVERE, NOTO IL η_e E L'ENERGIA ALL'USCITA.

$$\text{ENERGIA RITENUTA} = \text{ENERGIA USCITA} \cdot \frac{1 - \eta_{\text{all'uscita}}}{\eta_{\text{all'uscita}}}$$

ESEMPIO:

$$Q_{B,e} = Q_{H,mol} \cdot \frac{1 - \eta_e}{\eta_e} ; \quad Q_{CS,rg} = (Q_{H,mol} + Q_{B,e}) \cdot \frac{1 - \eta_{ko}}{\eta_{ko}}$$

FABBISOGNO DI ENERGIA TERMICA UTILE PER RISCALDAMENTO:

FABBISOGNO IDEALE NETTO PER RISCALDAMENTO: $Q_{H,mol} \quad Q_{H,mol} \quad Q_{w,th}$ [Wh]

$Q_{w,th}$ E' MOLTO BASSO → TRASCURABILE. ↳ PERDITE RECUPERATE DAL SISTEMA PER LA PRODUZIONE DI ACQUA CALDA.

FABBISOGNO EFFETTIVO PER RISCALDAMENTO.

$$Q_{UR} = \sum_i (Q_{H,i} + Q_{L,e,i} + Q_{L,rg,i} - Q_{aux,e,th,i}) \text{ [Wh]}$$

↳ PERDITE TOTALI DI EMISSIONI ↳ PERDITE TOTALI DI RISCALDAMENTO ↳ PERDITE NELL'IMPIANTO TERMICO

QUALI SONO LE CAUSE DELLE PERDITE?

FATTORI NEGATIVI.

- PEGGIORI PERDITE VERSO L'USCITA DOVUTE AD UNA DISTRIBUZIONE NON UNIFORME DI TEMPERATURA DELL'ACQUA (STRATIFICAZIONE).
- PEGGIORI PERDITE VERSO L'USCITA DOVUTE ALLA PRESSIONE DI COPPI SCORRENTI ANNOVATI NELLA STRUTTURA.
- PEGGIORI PERDITE DOVUTE AD UNA IMPROPRIA AGGLOMERAZIONE DELL'EMISSIONE DEL CALORE (SOPRISCALDAMENTO DEGLI AMBIENTI).
- SBILANCIAMENTO DELL'IMPIANTO: IMPIANTO NON BILANCIATO RISPETTO ALLA PORTATA DEL FLUIDO TERMOTRANSPORTATORE → PERDITA PROVAZIONE DEL CALORE.

→ HO UNA MINOR COSTANZA DI TEMPERATURE (MINOR REGOLEZIONI PROPORZIONALI) CON TURBOVETTORI MOLTO INERZIALI (UNICA) IN QUANTO HANNO LA CAPACITA' DI VARARE IN UN BREVE PERIODO DI TEMPO LA TEMPERATURA DELL'AMBIENTE.

QUINDI LA REGOLEZIONE PER AMBIENTE RISULTA MOLTO EFFICIENTE E QUINDI MINORI DI QUANTO CAPACITA' IN QUANTO ~~ANCHE~~ SE SI ESAMINANO LE TEMPERATURE DI OGNI STANZA E QUINDI SI CONSIDERA ANCHE L'INVESTIMENTO SCORSO (AD ESULTATO).

• EFFICIENZA DI DISTRIBUZIONE (%)

INDICA L'ENERGIA DISPESA LUNGO LA DISTRIBUZIONE; ENERGIA PRELEVATA DALLA CALDAIA.

LA DISPERSIONE AUMENTA IN MODO PROPORZIONALE A ΔT ; MAGGIOR E' IL ΔT → MAGGIOR E' LA PERDITA.

LA DISTRIBUZIONE VARIA A SECONDA DEL TIPO DI IMPIANTO: AUTONOMO O CENTRALIZZATO. INTANTO IL CENTRALIZZATO SI DIVIDE IN DISTRIBUZIONE ORIZZONTALE O VERTICALE.

IL RENDIMENTO DI DISTRIBUZIONE PRECALCOLO SI RICEVE DA TABELLE CHE INDICANO VALORI RENDIMENTI A SECONDA DEL TIPO DI COSTRUZIONE DELL'EDIFICIO IN QUANTO LE CONDIZIONI CAMBIANO POCO SPESSE.

NOTA: IL RENDIMENTO DI DISTRIBUZIONE DI PUO' DETERMINARSI DALLA DISTRIBUZIONE, DALLA LUNGHEZZA DEI TUBI x LA DISTRIBUZIONE, DALLA TEMPERATURA DELL'AMBIENTE IN CUI SI TROVANO I TUBI, DALLA TEMPERATURA DEL FLUIDO VEICOLANTE.

NELLE TABELLE SI TROVANO η A FDI FLUIDO VEICOLANTE A 80°C, SI DEVONO A T DIVERSI UTILIZZARE FATTORI DI CORREZIONE.

Handwritten signature and scribbles.

CAPOZZOLI

14/11/2013

III ESERCITAZIONE

VOLUME NETTO: VOLUME CON SPessori ESCLUSI

Per la copertura e le pareti lo spessore dipende dalla prima ESERCITAZIONE.

POTENZA:

Nei calcoli della POTENZA non sono intervenuti gli aspetti costruttivi per la situazione + UMIDA.

I flussi termici scambiati fra pareti opache e trasparenti si calcolano moltiplicando

i resistenze H per la superficie di trasmissione, le uscite di H dipendono dalle

resistenze acustiche nella 1° ESERCITAZIONE, le dispersioni per i ponti

termici si calcolano allo stesso modo. ($\Delta T = 28^\circ C$)

Per quanto riguarda i ponti termici, anche se la parete della situazione non contiene isolamento in intercapedine, bisogna utilizzare questo con isolamento.

La dispersione per ventilazione scaturisce la dispersione + permeante con

quali si può intervenire solo relativamente (recuperatori di calore).

FABBISOGNO ENERGETICO:

H_{tr} e H_{ve} restano, per il calcolo del fabbisogno, nei limiti di quelli

utilizzati nel calcolo della POTENZA.

Il carico degli apparecchi costruiti interni è $4 W/m^2$

Nei calcoli degli apparecchi costruiti esterni bisogna considerare la nostra prima PROGETTO.

NOTA: Per le pareti verticali $K_{int,w} = 30 KJ/m^2K$

Per la copertura $K_{int,w} = D3 EXEL$ "INVOLUCRO OPACO"

Per la parete esposta a sud $K_{ext,w} = D3 EXEL$ "INVOLUCRO OPACO".

Nei calcoli del fabbisogno di energia primaria il rendimento è

convenzionalmente dato

$$\eta_g = 0,85$$

TAB. 2 DA UTILIZZARE (Allegato).

e) RISPONDO ALLA DOMANDA FACENDO UN BILANCIO DI POTENZA.

$$\Phi_{ve} + \Phi_{tr} + \Phi_{sol} + \Phi_{risc} = 0$$

$$\Phi_{risc} = -\Phi_{ve} - \Phi_{tr} - \Phi_{sol} = 1080 + 445,7 - 270 = \boxed{1255,7 \text{ W}}$$

f) DOMANDA EXTRA ALLO STUDIO (CON DECORSO)

DOMANDA: VOLUME SOSTITUIRE IMPIANTI CON IMPIANTI ^{A TUTTA} ~~AD~~ ~~ARIA~~ ~~PER~~ ~~UNA~~ ~~BILANCIO~~

IL CALCO PIÙ SENSIBILE, SI MOVONO LE CONDIZIONI DI TEMPERATURA DI

IMMISSIONE SUPPONENDO CHE LA PORTATA D'ARIA TRATTATA DALL'IMPIANTO SIA

PARI A $350 \text{ m}^3/\text{h}$, DENSITÀ ARIA: $1,225 \text{ kg/m}^3$

$T_{s, \text{req}}$: TEMPERATURA DI IMMISSIONE = ?

IMPIANTO AD ARIA

$$\begin{aligned} \leftarrow \Phi_{IA} &= \dot{m}_a c_p (T_s - T_i) = -\Phi_{ve} - \Phi_{tr} - \Phi_{sol} = \\ &= 1080 + 445,7 - 270 = 1255,7 \text{ W} \end{aligned}$$

ESSENDO

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{V} \cdot \rho}{3600} = \frac{350 \cdot 1,225}{3600} = 0,12 \text{ kg/s}$$

$$\Rightarrow T_s = T_i + \frac{1255,7}{0,12 \cdot 1000} = \boxed{30,5^\circ\text{C} = T_s}$$

CONDIZIONI DI RICAMBIO

C DI ARIA e ACQUA

MISCELA DI ARIA e ACQUA

c2) BILANCIO TOTALE (SENSIBILE + LATENTE)

$$\Phi_{TR, TR} = U_w \cdot A_w (T_x - T_c) = 7,8 \cdot 6,92 (32 - 26) = 116,26 \text{ W}$$

BILANCIO: $\dot{m}_{a, ext} (h_s - h_i) + \Phi_{TR, OP} + \Phi_{TR, TR} + \Phi_{E, sens} + \Phi_{E, lat} = 0$

SAPODO $T_i = 26^\circ\text{C}$ e $\varphi = 50\% \Rightarrow$ MAXIM $\Rightarrow h_i = 53 \text{ kJ/kg}$

$$h_s = h_i + \frac{(-\Phi_{TR, OP} - \Phi_{TR, TR} - \Phi_{E, sens} - \Phi_{E, lat})}{\dot{m}_{a, ext}}$$

person

$$= 53 + \frac{(-90 - 116,26 - 490 - 490)}{0,1} = 41,14 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = h_s$$

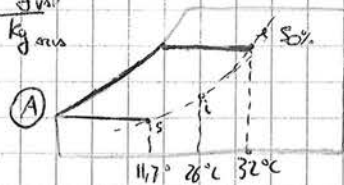
d)

$T_x = 32^\circ\text{C}$, $\varphi = 50\% \Rightarrow X_x = 0,015 \text{ kg vap / kg aria secca}$

$h_x = 70,4 \text{ kJ/kg}$

$X_s = X_A = 0,00858 \frac{\text{kg vap}}{\text{kg aria}}$

DIAGRAMMA CARRIER:



ESSENDO $\varphi = 100\%$

$\Rightarrow T_A = 11,7^\circ\text{C}$ $h_A = 33,4 \text{ kJ/kg}$ dal grafico

POTENZA TURBINA BATTUTA:

$$\Phi_{BATT} = \dot{m}_{a, ext} (h_x - h_A) = 0,1 (70,4 - 33,4) = 3,7 \text{ kW}$$

BILANCIO DI MASSA RELATIVA AGLI BATTUTI:

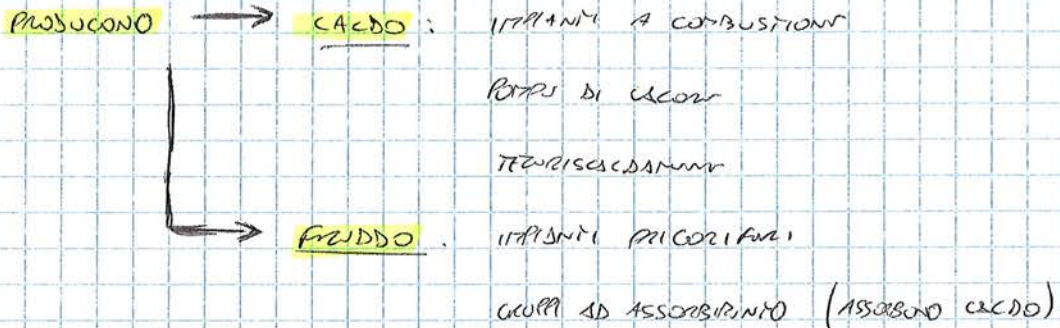
$$\dot{m}_w = \dot{m}_a (X_x - X_A) = 0,1 (0,015 - 0,00858) = 6,4 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$$

POT. TURBINA BATTUTA POST RISCALDAMENTO:

$$\Phi_{BATT, CALDA} = \dot{m}_a (h_s - h_A) = 0,1 (41,14 - 33,4) = 0,77 \text{ kW}$$

IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE (HVAC) ^{ACRONIMO.}

HANNO IL COMPITO DI PRODURRE LE CONDIZIONI AMBIENTALI DESIDERATE IN UN AMBIENTE CHIUSO.



I PROCESSI DI CLIMATIZZAZIONE SONO:

- RISCALDAMENTO, RAFFREDDAMENTO, UMIDIFICAZIONE, DEUMIDIFICAZIONE,
- PULIZIA DELL'ARIA, VENTILAZIONE, RICOPIAMENTO DELL'ARIA.

PSICROMETRIA:

L'ARIA CLIMATIZZATA = ARIA SECCA + VAPORE ACQUA (ARIA UMIDA)

COME SI DISTINGUE?

- MINIMIZANDO LA T COSTI e AUMENTANDO IL VAPORE
- QUANTITÀ DI VAPORE COSTI, e DIMINUIRE T

L'UNITÀ DI MASSA D'ARIA CONTIENE UNA QUANTITÀ DI ENERGIA LEGATA A:

- T ARIA → CALORE SENSIBILE
- QUANTITÀ DI VAPORE NUCLEARE → CALORE LATENTE

TEMPERATURA DI BULBO SECCO + BULBO UMIDO

TERMOISTRO NUCLEARE

TERMOISTRO il cui BULBO è COPERTO DA UNO STRATO DI COTONE IN EQUILIBRIO TERMICO CON L'ARIA CIRCOSTANTE

$$T_d \leq T_s$$

NOTA: IL CONTROLLO DELLA TEMP. ⇒ CONTROLLO DI UMIDETTÀ RELATIVA

INFLUENZA DELLA PRESSIONE BAROMETRICA.

$$x = 0,622 \frac{p \cdot p_{vs}}{p - p_{vs}} \quad \text{RISPOSTA ALL'UMIDITÀ RELATIVA}$$

$$\rightarrow \varphi = p \frac{x}{p_{vs} (0,622 + x)}$$

quindi:

$$\varphi \propto p$$

L'UMIDITÀ RELATIVA È DIRETTAMENTE PROPORZIONALE ALLA PRESSIONE TOTALE



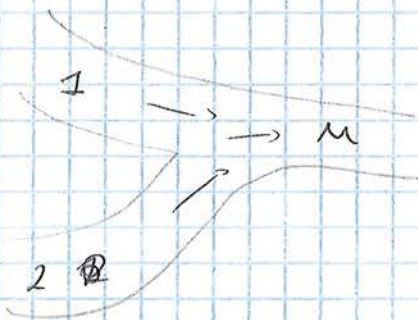
TRONVILLE

9 / 10 / 2013

TRASFORMAZIONI ELEMENTARI ARIA UMIDA

- SONO:
- MISCELAZIONE
 - RISCALDAMENTO
 - RAFFREDDAMENTO SENZA CONDENSATION
 - DEUMIDIFICAZIONI (2 METODI)
 - RAFFREDDAMENTO CON CONDENSATION
 - CON SOSTANZE ASSORBENTI (LONSORBENTE)
 - UMIDIFICAZIONE

MISCELAZIONE: DUE CORRENTI A TEMPERATURA E UMIDITÀ RELATIVE SONO MISCHIALE



$$\dot{m}_m \cdot h_m - \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 = 0$$

$$\dot{m}_m x_m - \dot{m}_1 x_1 - \dot{m}_2 x_2 = 0$$

$$h_m = \frac{\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2}$$

$$x_m = \frac{\dot{m}_1 x_1 + \dot{m}_2 x_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2}$$

$$\dot{m}_m = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 \quad (\text{SI CONSERVA})$$

2) • UMIDIFICAZIONE A VAPORE

DEVE ESSERE UN VAPORE SURRISCALDATO PER NON FACILITARE LA
CONDENSAZIONE. VIENE UNO DEI INGRESSO DIRETTAMENTE NEGLI CONDOTTI.

$$h_v = \frac{h_2 - h_1}{x_2 - x_1} \quad \text{ENTALPIA DEL VAPORE}$$

LA TRASFORMAZIONE NON È PERFETTAMENTE ISOTERMA MA VIENE LEGGERAMENTE LA
TEMPERATURA A CAUSA APPUNTO DEL VAPORE RISCALDATO INGRESSO.

• RAFFREDDAMENTO SENZA CONDENSAZIONE

SOTTILE ACQUA TRASCITE UNA BARRETTA DI SCAMBIO TERMICO
ACQUANTATA DA ACQUA RAFFREDDATA O FLUIDO RAFFREDDATO
(ESPANSIONE DIRETTA)

POCCHI SEMPLI AL RISCALDAMENTO SE NON SI RAGGIUNGE SATURAZIONE ($\varphi < 100\%$)

TRASFORMAZIONE ISOTROPO CON:

- 1) DIMINUIZIONE DI UMIDITÀ
- 2) DIMINUIZIONE DI TEMPERATURA
- 3) AUMENTO DI VOLUME SPECIFICO

$$\Delta h = \frac{Q}{\dot{m}} = \Delta T (1 + 1,8 x) \approx \Delta T$$

$$\dot{m} x_m = \dot{m} x_i \Rightarrow x_m = x_i$$

$$\varphi = \frac{p_v}{p_{vs}} \approx \frac{p_v}{p_{vs}} = \varphi$$

I SISTEMI A ESPANSIONE DIRETTA SONO + EFFICIENTI MA SONO
DIFFICILI DA OTTENERE (BISOGNA AVER LA PRESSIONE ALCORRETTA
SUL POSTO).

L'EFFICIENZA DELLA BATTERIA DIPENDE DAI FATTORI DI BYPASS:

- $BY\ PASS \approx 0 \Rightarrow$ BUONA BATTERIA
- $BY\ PASS \approx 1 \Rightarrow$ PESSIMA BATTERIA

~~LA QUANTITÀ DI ACQUA EFFETTIVAMENTE RIMOSSA DIPENDE DA:~~

LA QUANTITÀ DI ACQUA EFFETTIVAMENTE RIMOSSA DIPENDE DA:

- T FUIDO FUIDO;
- PROFONDITÀ BATTERIA FREDDA; (m³ acqua)
- GEOMETRIA E LUNGHEZZA ALTE;
- VELOCITÀ DI ATTRAVERSAMENTO DELL'ACQUA.

2) SOSTANZE ASSORBENTI // E SSICCANZI

SONO SOSTANZE IGROSCOPICHE CHE ASSORBONO L'ACQUA IN SUA PROSSIMITÀ.

ASSORBONO LE MOLECOLE DI ACQUA PRESENTI NELLA LORO PROSSIMITÀ

TALE PROCESSO DI ASSORBIMENTO È UN PROCESSO REVERSIBILE

ESISTONO INFATTI APPARECCHI CHE ESTRANO ARIA UMIDA.
(SICCANZA DI MOLECOLE D'ACQUA USA PER UMIDIFICARE L'AMBIENTE).

SOLUZIONI INTERNE CON BATTERIA FREDDA:

L'ARIA UMIDA FATTA PASSARE DALL'ASSORBENTE E ARRIVA AD UNA

BATTERIA FREDDA CHE HA IL COMPITO DI RAFFREDDARE L'ARIA.

FINE RIPASSO SU ARIA UMIDA.

BISOGNA DEFINIRE TUTTI I PARAMETRI CHE ANDRANO IN GIOCO :

• 2 PARAMETRI INDIVIDUALI :

- 1) ATTIVITA' SVOLTA (METABOLISMO ANTERIORE) ;
- 2) RESISTENZA TERMICA ABBIGLIAMENTO

• 4 PARAMETRI AMBIENTALI :

- 1) T_{ARIA} ;
- 2) V_{AIRIA} ;
- 3) GRADO INQUOTRATO e UMIDITA' RELATIVA
- 4) T_m RADIANTE.

• METABOLISMO ENERGETICO

SI ESPRIME IN $\frac{W}{m^2}$ O IN "MET" $\Rightarrow 1 \text{ MET} = 58,2 \frac{W}{m^2}$

L'AREA DI SUPERFICIE CORPOREA MEDIA DI UN UOMO E' $1,8 m^2$

ABBIAMO 3 LIVELLI DI METABOLISMO :

- 1) METABOLISMO ENERGETICO BASALE ;
- 2) METABOLISMO DI RIPOSO ;
- 3) METABOLISMO DI LAVORO CORPO.

RESISTENZA DELL'ABBIGLIAMENTO

ESPRIMA IN $\frac{m^2 K}{W}$ O IN "CLO" $\Rightarrow 1 \text{ CLO} = 0,155 \frac{m^2 K}{W}$

CLO }
MET } SONO UNITA' INCONVENIENTI CHE FACILITANO I CALCOLI.

POTENZA METABOLICA ESRESSA:

CALORI GIUNTI \rightarrow EVASPORAZIONE e RESPIRAZIONE

CALORI SENSIBILI \rightarrow CONDUZIONE e ABBIGLIAMENTO

COME SI VALUTANO LE CONDIZIONI DI COMFORT?

SI DETERMINANO GLI SCOSTAMENTI DELLE CONDIZIONI REALI (IN CUI CI MOVIAMO)

DA QUELLE GIÀ FISSATE DI BENESSIONE MEDIANTE OPPORTUNI INDICI.

TALI INDICI SONO DETTI INDICI DI COMFORT GLOBALE

IL CALCOLO DEGLI INDICI PERÒ NON ESAURISCE LA VALUTAZIONE IN QUANTO

È NECESSARIO ANCHE ~~CONFERMARE~~ VERIFICARE SE ESISTONO CONDIZIONI DI DISCOMFORT "LOCALI".

UNO DEGLI INDICI È IL PMV (PREDICTED MEAN VOTE)

TALE INDICE (VOTO MEDIO PREVISTO) FU PROPOSTO DA FANGUR (DANIMARCA).

DEFINITO SULLA SCALA BIPOLE DI 7 PUNTI E NORMALIZZATO NELLA

UNI EN ISO 7730. \leftarrow (DA -3 (FREDDO) A 3 (CALDO) IL PUNTO "0" È IL NEUTRO)

SI BASA SU 2 ASSUNZIONI FATTE DA FANGUR DOPO AVER STUDIATO

CIRCA 1300 INDIVIDUI:

1) LA SENSAZIONE DI CALDO O FREDDO È PROPORZIONALE AL

"CARICO TERMICO" $L = M - W$ DOVE "M" È LA POTENZA GENERATA

ALL'INTERNO DEL CORPO E "W" È LA POTENZA TERMICA ^{DISPERSA} DALL'INDIVIDUO CHE

SI TROVA IN CONDIZIONI DI BENESSIONE;

2) RELAZIONE TRA L'INDICE PMV (SU UNA SCALA DI 7 PUNTI) E CARICO TERMICO

$$PMV = [0,303 \exp(-0,036 M) + 0,028] \cdot L$$

TALE RELAZIONE PERMETTE DI VALUTARE IL PMV A PARTIRE DALLA

6 GRANDIZZE ANALIZZATE PREZIO.

\leftarrow 2 GRANDIZZE INDIVIDUALI + 4 PARAMETRI AMBIENTALI.

ci POSSIAMO PORRE 2 DOMANDE:

- 1) DI QUALI CONTAMINANTI CI DOBBIAMO PREOCCUPARE?
- 2) VI È DIFFERENZA FRA COMFORT E IGIENE?

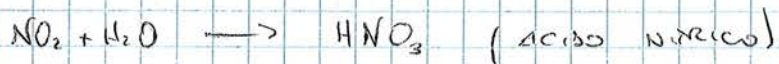
BISOGNA INTRODURRE I VALORI LIMITE DI ESPOSIZIONE, CHE INDICANO, PER OGNI SOSTANZA, LA CONCENTRAZIONE IN ARIA A CUI SI PUÒ RITENERE ESPOSTI RITUTAMENTE, GIORNO DOPO GIORNO, SENZA EFFETTI NEGATIVI SULLA SALUTE.

TALI VALORI LIMI SI BASANO SULLE PROPRIETÀ CHIMICHE E FISICHE DELLE SOSTANZE E SUI RISULTATI DI PROVE TOSSICOLOGICHE.

TALI VALORI SI SUDDIVIDONO IN 3 TIPI:

- TLV-TWA : MEDIA PONDERATA NEL TEMPO (8 ORA AL GIORNO)
- TLV : SHORT TERM EXPOSURE LIMIT
- TLV : CEILING, LIMITE SU VALORI MASSIMO

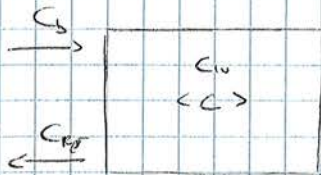
CON LA COMBUSTIONE ~~DETTA~~ SI RAGGIUNGONO TEMPERATURE TALI DA PROVOCARE NELL'ARIA REAZIONI SPONTANEE ($N_2 + O_2 \rightarrow NO_2$). TALI OSSIDO DI AZOTO A CONTATTO CON L'ACQUA PRODUCE LE PIUVE ACIDE.



ESISTONO ~~PER~~ ^{NEGLI} ~~QUALI~~ ^{QUALI} VI SONO I VALORI LIMITE, ~~DEI~~ ^{DEI} GAS (~~CO, NO, ...~~), DELLA CONCENTRAZIONE AMMISSIBILE, IN UN LOCALI, DI TALI GAS (CO_2, NO_2, \dots). A RIGUARDO LA CONCENTRAZIONE DEI GAS NOCCIA SONO DISPOSITIVI INSTALLATI NELLA STANZA.

COME SI SCEGLIONO ALLORA I DATI DI PROGETTO?

- DIPENDONO DALLA RICHIESTA DEL CLIENTE;
- SPESSE SI VOGLIONO CONFRONTARE



$$E_v = \frac{C_{out} - C_b}{C_i - C_b}$$

C_b : CONCENTRAZIONE DI FONDAMENTO DI BACK GROUND.

C_i : CONCENTRAZIONE DI CONTAMINANTE PRESSIONE.

C_{out} : CONCENTRAZIONE DI RITORNO.

QUINDI IN UN SISTEMA A MISCELAZIONE CI POSSIAMO ASPETTARE, AL MASSIMO, CHE $E_v = 1$. ($C_{out} = C_i$) IDEALE.

UN ALTERNATIVO PER LA PURIFICAZIONE DELL'AMBIENTE È IL DISLOCAMENTO PER CUI L'ARIA PULITA VIENE INDESSA DAL BASSO. IN QUESTO CASO SI CREA ANCHE UN GRADIENTE DI CONCENTRAZIONI NON SOLO DI TEMPERATURE, TACI GRADIENTI CREA UNA STRATIFICAZIONE DELL'ARIA CHE PORTA VERSO L'ALTO L'ARIA CONTAMINATA CHE VIENE POI ASPIRATA DALL'IMPIANTO.

IN CASI COME QUESTO SI POSSONO ANCHE OTTENERE $E_v > 1$.

ESEMPPI:

$T_s - T_i$	E_v
$< 0^\circ C$	0,9 - 1
0 - 2	0,9
2 - 5	0,8
$> 5^\circ C$	0,4 - 0,7

QUESTO VUOL DIRE CHE IN UN CASO DI RAFFREDDAMENTO ANCHE UNA

E_v MOLTO VICINA ALL'UNITÀ; NEI RISCALDAMENTO SI SCONTA QUINDI

TEMPERATURE ED EFFICIENZA SONO PROPORZIONALI INVERSAMENTE.

$T_s - T_i$	E_v
$< 0^\circ C$	1,2 - 1,4 → <u>NOTA</u>
0 - 2	0,7 - 0,9
> 2	0,2 - 0,7

ESERCIZIO 2:

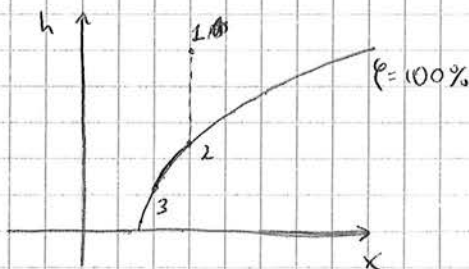
SI CALCOLI APPROSSIMATO I DIAGRAMMI DI MOCCINI E CONIURE IL TIPOLO DI UNA PORTATA D'ARIA UMIDA A $T = 23^{\circ}\text{C}$ e $\varphi = 65\%$ e $P = 1 \text{ atm}$

$$X = 0,622 \frac{P \cdot P_{rs}}{P - P_{rs}} = 0,011 \text{ kg/kg} = 11 \text{ g/kg}$$

CON $P_{rs} = 2810 \text{ PA}$

ESERCIZIO 3: DEUMIDIFICAZIONE

UNA PORTATA D'ARIA UMIDA PER A 12000 kg/h RIFERITI ALL'ARIA SECCA A PRESSIONE ATMOSFERICA, TEMPERATURA 26°C e UMITA' RELATIVA DEL 60% VIENE INVIATA AD UNA BASTERIA DI RAFFREDDAMENTO DUE POTENZA DI 50 KW. DIRE SE E' AVVENUTA DEUMIDIFICAZIONE E CALCOLA L'ENTALPIA DELL'ARIA DOPO IL TRATTAMENTO.



$$\dot{Q} = \dot{m} (h_{f,2} - h_{f,1})$$

PER IL CALCOLO DI h_{in} HO BISOGNO DI SAPERE X

$$X = 0,622 \frac{P \cdot P_{rs}}{P - P_{rs}} = 12,6 \text{ g/kg} \quad \text{CON } P_{rs} = 3363 \text{ PA}$$

$$h_{f,1} = 2500 \times (1 + 1,8X) T = 58,12 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q} = \dot{m} (h_{f,2} - h_{f,1}) = \dot{D} \quad h_{f,2} = \frac{-\dot{Q} + \dot{m} h_{f,1}}{\dot{m}} = 43,22 \text{ kJ/kg}$$

$$X_2 = X_1 \quad \varphi_2 = 100\%$$

$$P_{rs,2} = \frac{X_2 P_{atm}}{\varphi_2 (0,622 + X_2)} = 2012 \text{ PA}$$

TRANSIR INTERPOLAZIONE SULLA BASTERIA CALCOLO T_2 ;

$$T_2 = 17,6^{\circ}\text{C}$$

$$\Rightarrow h_2 = 2500 X_2 (1 + 1,8 X_2) T_2 = 43,5 \text{ kJ/kg}$$

Esercizio 4: Casa

ESSUNDO	\bar{c}_p	2 PORTATE D'ARIA	\dot{V}	m^3/h	$[\text{°C}] T$	$[\%] \varphi$
			1	10000	10	50
CALCOLO:			2	15000	25	75

T, φ, X, h_{mix} DUE MISCOLE.

→ Per il calcolo della densità dell'aria uso l'eq. di stato dell'aria.

$$\dot{m} = \dot{V} \rho$$

$$\frac{P_{aria}}{P} = R_{aria}^* T$$

$$\dot{m}_{aria} = \frac{P - P_{H_2O}}{R_{aria}^* T_{aria}} \cdot \dot{V}_{aria}$$

LA VENTILAZIONE È SOLO DI TIPO NATURALE, PROVOCATA NELLA DIFFERENZA DI TEMPERATURA.

GLI IMPIANTI CON UNITÀ REFRIGERANTI SINGOLE SONO EMERGENTI E FUNZIONANO A CARICHI PARTIZIALI, CONSUMANDO MOLTA POTENZA.

UN SOTTOSISTEMA SONO I SISTEMI A ESPANSIONE DIRETTA: USANO IL FLUIDO, CHE COPRE IL CICLO FRIGORIFERO, DIRTTAMENTE IN AMBIENTE. TALE

METODO È STATO ADOTTATO SOPRATTUTTO PER LA PRESENZA DI POMPE

DI SCOPPIO. IN UN CERTO SENSO IL MECCANISMO AD ESPANSIONE È CONSIDERATO

RINNOVABILE IN QUANTO UTILIZZA L'ARIA PER PRODURRE ACQUA ARIA; LA COSA

NON RINNOVABILE È L'ALIMENTAZIONE ELETTRICA. TALE PROCESSO

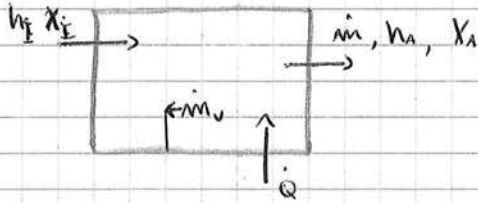
RIDUCE IL SALTO DI TEMPERATURA E FA AUMENTARE IL COP.

NON ESSENDO CI TRANSIZIONE DI FASE, NECESSITANO DI POCO FLUIDO E

QUINDI CONDOTTE PICCOLE.

CASO ESTIVO : SCHEMI FLUSSI

- LOCALE DA MANTENERE IN CONDIZIONI D'ESTATE A MEDIANTE UNA PORTATA D'ARIA IN CONDIZIONI I.



BILANCIO ENERGETICO e DI MASSA

$$\dot{m} h_A - \dot{m} h_I - \dot{m}_v \cdot h_v = \dot{Q}$$

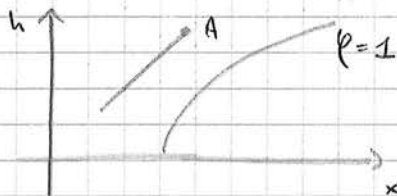
$$\dot{m} X_A = \dot{m} X_I + \dot{m}_v$$

3 INCOGNITE \dot{m}, h_I, X_I

$$\rightarrow \begin{cases} \dot{m} h_A - \dot{m} h_I = \dot{Q} + \dot{m}_v h_v \\ \dot{m} X_A - \dot{m} X_I = \dot{m}_v \end{cases}$$

$$\Rightarrow \frac{\Delta h}{\Delta x} = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_v} + h_v$$

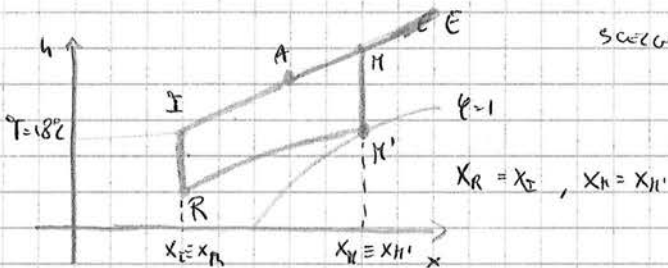
→ RETTA DI CICLO : LUOGO DEI PUNTI CHE SODDISFANO LE EQ. DI BILANCIO.



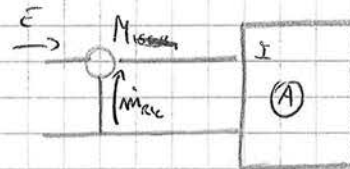
→ TEMPERATURA DI INTRODUZIONE ARIA SCESTA SECONDO

BASSI DEI COMFORT $T_2 > T_A - 8^\circ C$ (+ piccolo)

1) TRASFORMAZIONI CASO ESTIVO



SCELGO I TRUCCO LA TEMPERATURA



M: MISCELA TRA RISCALDO e ESTIVO



$$\dot{Q}_F = \dot{m} (h_M - h_B) \rightarrow \text{NEGATIVO} \text{ PER SOTTORRISCALDO CALORE}$$

$$\dot{Q}_{PR} = \dot{m} (h_I - h_B) \rightarrow \text{POST-RISCALDAMENTO}$$

* SCELTA DELL'IMPIANTO ; DISTRIBUZIONE DI:

1) TIPOLOGIA DI EDIFICIO (SPAZI DISPONIBILI)

2) SITO: PICCHI INVERNALI ed ESTIVI DI POTENZA, UMIDITÀ, IRRADIAZIONE SOLARE, NEVESTINE
ANTINCENDIO (ED ENERGETICA LOCALI)

3) REQUISITI E CARICHI DEGLI ATTEGGIAMENTI (INTERI): CARICHI SENSIBILI e LATENTI, SPAZI e ZONE.

4) DISPONIBILITÀ e COSTI ENERGETICI

5) CLIENTI!

* IPOTESI:

→ EDIFICIO NECESSITA DI RIFRESCAMENTO e NON RISCALDAMENTO)

→ ACCONTI ZONE SONO + UTILETTARI DI ACDP;

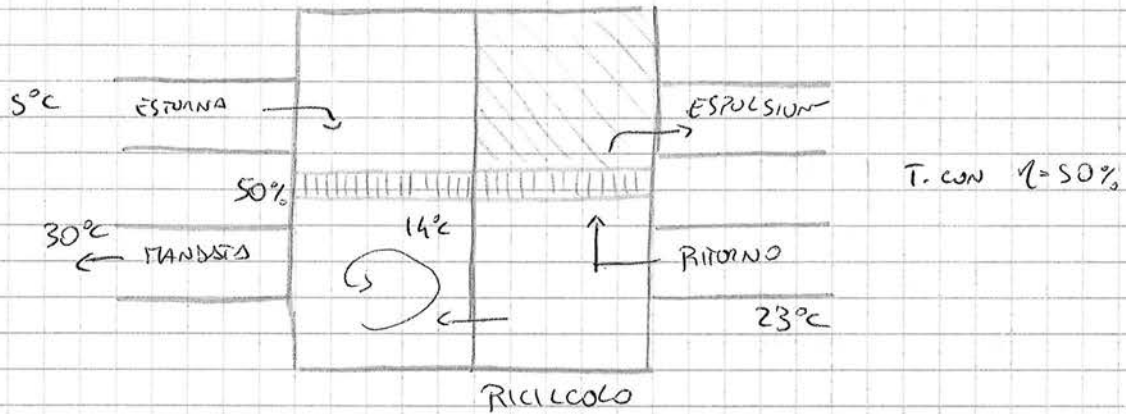
→ CONFRONTO TRA RIFRESCAMENTO e POTENZA VARIABILE. (NUMERO DI SUPPLEMENTO).

es

TRONVILLE

6/11/2013

RECUPERATORI DI CALORE



I RECUPERATORI HANNO IL COMPITO DI TRASFERIRE IL CALORE / UMIDITA' DA UN AMBIENTE A TEMPERATURA / UMIDITA' ELEVATA, VERSO UN AMBIENTE A BASSA TEMPERATURA / UMIDITA'. SONO FONDAMENTALI PER GARANTIRE UNA BUONA QUALITA' DELL'ARIA INTERNA.

→ RECUPERATORE ENERGETICO ROTANTE : TENDI A RECUPERARE SIA LA PARTE SENSIBILE CHE QUELLA LATENTE. E' COMPOSTO CON UN CILINDRO CAVO RIPIENO DI PANNELLI PERMEABILI ALL'ARIA CON ELEVATA SUPERFICIE INTERNA.



IL COMPONENTE ROTANTE GIRA AD 1 RPM. UNA PARTE RISCALDA; L'ALTRA RAFFRESCA.



→ RECUPERATORE CON SUPERFICIE FISSA : TRASFERISCE IL CALORE SENSIBILE E NON QUELLO LATENTE; NON PERMETTE MISCELAZIONI DI PORTATE, SE NON IN PICCOLE QUANTITA'. LE 2 PORTATE SONO SEPARATE DA PARETI METALLICHE CHE TRASMETTONO IL CALORE DA UNA CORRENTE ALL'ALTRA.

→ RECUPERATORE HEAT PIPE : L'ARIA CALDA ~~FA~~ CAMBIA L'UMIDITA' DOVE SI FORMA L'EVAPORAZIONE IN CUI IL FLUIDO TERMOCONDOTTORE VAPOORIZZA. IL CALORE DALLA PORTATA DI VAPORE INDUCE LO SPOSTAMENTO VERSO IL CONDENSATORE. POI IL FLUIDO CONDENSATO RITORNA ALL'EVAPORATORE DOVE VIENE VAPOORIZZATO (CHIUSO IL CICLO).

ESERCIZI DI ACOUSTICA

1) POTENZA SORGENTE SONORA : ~~1,5~~ $1,5 \cdot 10^{-5}$ W

IN UN PUNTO SI REGISTRA UN'INTENSITA' pari a : $2,5 \cdot 10^{-7}$ W/m²

CALCOLARE : a) LIVELLI DI POTENZA E INTENSITA'

b) SUPONDO DI MOVERSI IN CAMPO LIBERO, SI CALCOLA LA PRESSIONE SONORA.

SOLGIMENTO:

$$L_w = 10 \log \frac{W}{W_0} \quad W_0 = 10^{-12} \text{ W}$$

$$P_0 = 20 \mu\text{Pa} \\ = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$$

$$L_w = 10 \log \frac{1,5 \cdot 10^{-5}}{10^{-12}} = \boxed{71,8 \text{ dB}}$$

$$L_I = 10 \log \frac{I}{I_0} = 10 \log \frac{2,5 \cdot 10^{-7}}{10^{-14}} = \boxed{84,0 \text{ dB}}$$

DISTANZA DALLA SORGENTE (EMETTE SUPERF. SFERICA)

$$I = \frac{W}{4\pi d^2} \Rightarrow d = 7 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

$$L_p = 20 \log \left(\frac{P}{P_0} \right)$$

ma: CAMPO LIBERO $\rightarrow L_I \approx L_p$

$$P = P_0 \cdot 10^{\frac{L_p}{20}} = \boxed{0,32 \text{ Pa} = P}$$

2) 2 sorgenti sonore con $L_{w1} = 65 \text{ dB}$ e $L_{w2} = 70 \text{ dB}$

calcolare il livello di potenza complessiva generata dalle 2 sorgenti.

SOLGIMENTO:

$$\begin{cases} W_1 = W_0 \cdot 10^{\frac{L_{w1}}{10}} = 10^{-12} \cdot 10^{\frac{65}{10}} = 3,16 \cdot 10^{-6} \text{ W} \\ W_2 = W_0 \cdot 10^{\frac{L_{w2}}{10}} = 10^{-12} \cdot 10^{\frac{70}{10}} = 10 \cdot 10^{-6} \text{ W} \end{cases}$$

$$W_1 + W_2 = 13,16 \cdot 10^{-6} \text{ W}$$

$$L_{w, \text{tot}} = 10 \cdot \log \frac{W_1 + W_2}{W_0} = \boxed{71,2 \text{ dB}}$$

~~ESISTE ANCHE LA CREAZIONE ECCESSIVA → SE PESSIMO~~

~~POSSONO DETERMINARE UNO GUIDA~~

4) Qual è la distanza a cui BISO UNA FONTE DI UNA SORCINA SONORA FISICA AVANTI UNA POTENZA DI 0,1 W AFFINCHÉ, IN CONDIZIONI DI CAMPO LIBRO, IL LIVELLO DI PRESSIONI SIA PARI A 60 dB?

Svolgimento:

$$L_{p, \text{max}} = L_{I, \text{max}} = 10 \log \frac{I_{\text{max}}}{I_0} = 60 \text{ dB}$$

$$I_{\text{max}} = I_0 \cdot 10^{\frac{L_{p, \text{max}}}{10}} = 10^{-12} \cdot 10^{\frac{60}{10}} = 10^{-6} \text{ W/m}^2$$

$$I_{\text{max}} = \frac{W}{S_{\text{min}}} = \frac{W}{2\pi d_{\text{min}}^2}$$

$$\Rightarrow d_{\text{min}} = \sqrt{\frac{W}{2\pi \cdot I_{\text{max}}}} = \sqrt{\frac{0,1}{2\pi \cdot 10^{-6}}} = \boxed{126,2 \text{ m}}$$

TRONVILLE

5/12/2013

• TRASMISSIONE DEL RUMORE

IL SUONO VIAGGIA IN ARIA DA UNA SORCINA FINO AD ATTRAVERSARE ANCHE LE PARTI DIVISIVE DI UN EDIFICIO (ANCHE TRA COPERTURE E SOLAI).

TACI TRASMISSIONI QUINDI AVVIATE SIA PER VIA AEREA CHE PER VIA

STRUTTURALE: LA TRASM. PER VIA STRUTTURALE DURANTE AVVIATE A BASSA

FREQUENZE MA 'PUO' PROCEDERE ANCHE DISTANTE. LA TRASMISSIONE

STRUTTURALE AVVIATE X VIA DI VIBRAZIONI MECCANICHE CHE SI PROPAGANO ATTRAVERSO

LA STRUTTURA.

• COEFFICIENTE DI TRASMISSIONE

STABILISCE IL GRADO DI ISOLAMENTO TRA PARTI STESSE CHE DIPENDE DAL SUO

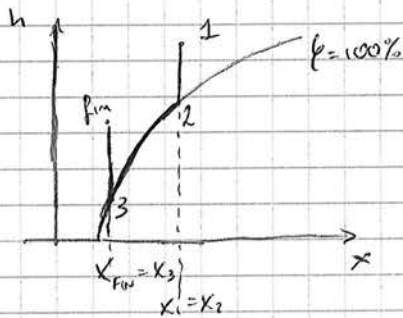
POTERE FONDOISOLANTE (R) E DAL COEFF. DI TRASMISSIONE (t).



PUNTO FINALE:

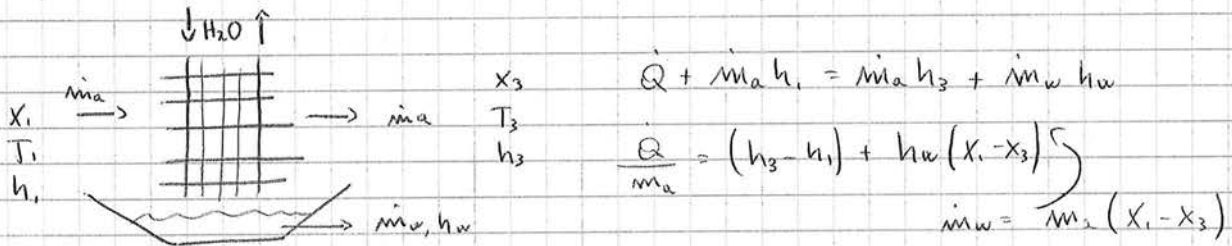
$$x_{FIN} = 0,622 \frac{P_{FIN} \cdot P_{VS,FIN}}{P_{FIN} - P_{FIN} P_{VS,FIN}} = 0,622 \frac{95 \cdot 2198}{101325 - 95 \cdot 2198} = \boxed{0,0068 \frac{kg_v}{kg_a}}$$

$$h_{FIN} = 1,01 \cdot T_2 + x (2500 + 1,9 T_2) = 1,01 \cdot 19 + 0,0068 (2500 + 1,9 \cdot 19) = \boxed{36,43 \frac{kJ}{kg}}$$



CALCOLO DELL'ENERGIA PER UNITÀ DI MASSA TRATTATA.

→ BILANCIO BATTERIA DI RAFFREDDAMENTO - CONDENSATION.



$$P_{VS,3} = \frac{x_3 \cdot P_{AIR}}{y_3 (0,622 + x_3)} = \frac{0,0068 \cdot 101325}{1 (0,622 + 0,0068)} = 1096 Pa$$

$$P_{VS,3} = 1096 Pa \rightarrow \text{INTERPOLAZIONE} \rightarrow T_3 = 8,3^\circ C$$

$$h_3 = 1,01 \cdot 8,3 + 0,0068 \cdot (2500 + 1,9 \cdot 8,3) = 25,49 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_w = c_p (T_w - T_0) = 4,186 \cdot 8,3 = 34,74 \frac{kJ}{kg}$$

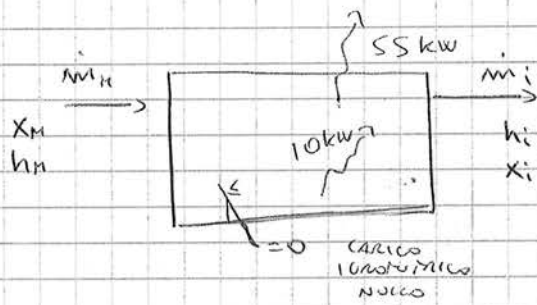
→ AVENDO ASSUNTO CON $T_w = T_3$ e $T_0 = 0^\circ C$ (CONDENSAZIONE).

$$\Rightarrow \frac{\dot{Q}}{m_a} = (25,49 - 81,55) + 34,74 (0,0202 - 0,0068) = \boxed{-56 \frac{kJ}{kg}}$$

$$\frac{\dot{Q}}{m_a} = -56,46 + 0,465 \approx \boxed{-56 \frac{kJ}{kg}}$$

$$\% = \frac{0,467}{56,46} \approx \boxed{0,8\%} \rightarrow \text{QUOTA PRESENTE DELL'ACQUA.}$$

FACCIO ORA IL BILANCIO ENERGETICO



$$\dot{m}_H = \dot{m}_i$$

$$\dot{Q} = \dot{m} h_i - \dot{m}_H h_H - \dot{m}_v h_v \quad \text{CARICO ENERGETICO Nullo}$$

$$\dot{Q}_c - \dot{Q}_d = \dot{m} h_i - \dot{m}_H h_H$$

BILANCIO DI MASSA:

$$\dot{m} X_H = \dot{m} X_i + \dot{m}_v \Rightarrow X_H = X_i$$

$$\frac{P}{\rho} = R^* \cdot T \Rightarrow \rho = \frac{P}{R^* \cdot T} = \frac{101325}{287 \cdot (293)} = 1,205 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

↳ AMBIENTE CONDIZIONATO A 20°C

$$\dot{m}_a = V_a \rho_a = 10000 \cdot 1,2 = 12000 \text{ kg/h} = \frac{12000}{3600} \text{ kg/s} = 3,33 \text{ kg/s}$$

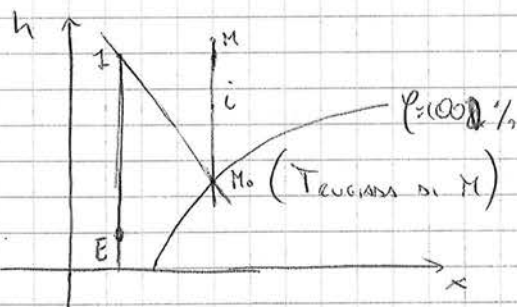
$$h_H = \frac{\dot{Q}_d - \dot{Q}_c + \dot{m}_a \cdot h_i}{\dot{m}_a} = \frac{35000 - 10000 + 3,33 \cdot 40,08}{3,33} = 48,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_H = 1,01 T_H + X_H (2500 + 1,8 T_H) \Rightarrow T_H = 27,4^\circ\text{C}$$

~~ISOTHERMO~~

$$P_{v,H} = P_{v,H}(27,4) = 3644 \text{ Pa} \quad (\text{INTERPOLAZIONE})$$

$$\phi_H = \frac{P \cdot X_H}{P_{v,H} (0,022 + X_H)} = 36\% \rightarrow 35,6\%$$



$$X_{H_0} = X_i \quad \phi_{H_0} = 100\%$$

$$P_{v,H_0} = \frac{X_{H_0} P_{atm}}{\phi_{H_0} (0,022 + X_{H_0})} = 1296 \text{ Pa}$$

$$P_{v,H_0} \rightarrow T_{H_0} = 10,8^\circ\text{C}$$

$$h_{H_0} = 1,01 \cdot 10,8 + 8,06 \cdot 10^{-3} (2500 + 1,8 \cdot 10,8) = 31,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{Q}_{par} = \dot{m}_a (h_H - h_{H_0}) = 74,36 \text{ kW}$$

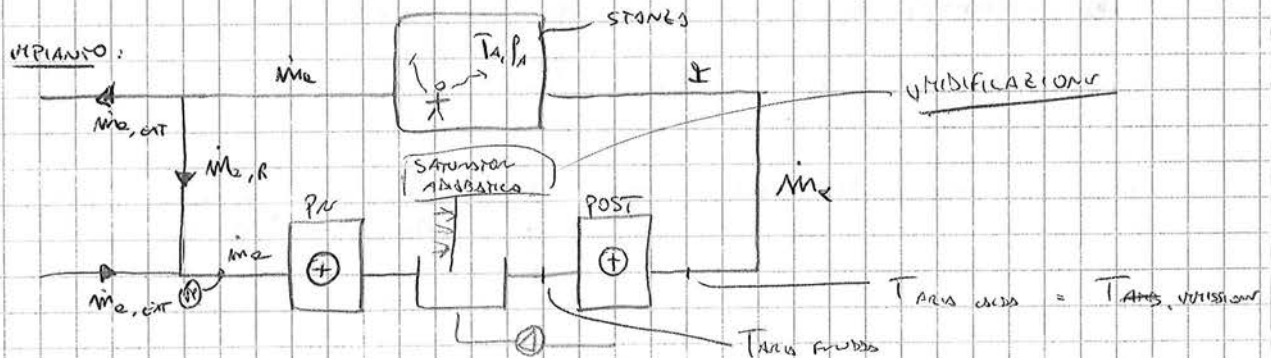
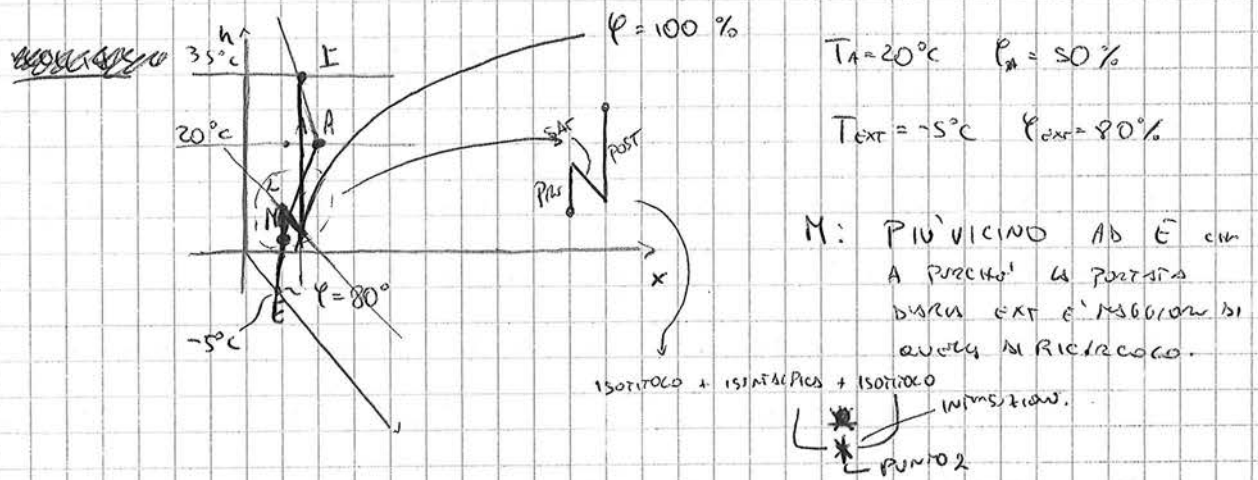
$$\dot{Q}_{par} = \dot{m} (h_H - h_{H_0}) = 56,6 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a (X_H - X_{H_0}) = 0,019 \text{ kg/s} = 68,4 \text{ kg/h}$$

SOLAR COOLING: VIENE UTILIZZATA L'ENERGIA SOLARE SUI COLLETTORI SOLARI
 PERMETTE PER FORMARE q_g AL GENERATORE (ACCUMULARE IL
 GENERATORE) E MINIMIZZARE IL CICLO.

DAL PUNTO DI VISTA DELLA DURATA, LA POMPA DEVE MOLTO DI PIU' IN COMPRESSOR
 SENZA GRANDI MANIPOLAZIONI \Rightarrow IL PUNTO STA NOTIAMENTE IL FLUIDO GIUSTO.
 I 2 FLUIDI PIU' USATI SONO 2 SOLUZIONI: UNA DI ACQUA E ALTRONICA;
 L'ALTRA DI ACQUA E BROTURO DI LITIO.

ESERCIZIO: APPLICAZIONE INVERNALE.



BISOGNA USARE UNA BATTERIA DI PERRISCALDAMENTO, PERMETTE UN FLUIDO A T MOLTO
 BASSA ARRIVA SUBITO AL PUNTO DI SATURAZIONE.

• DOBBIAMO TROVARE LA RETTA D'AZIONE CHE PASSA PER IL PUNTO
 A ED E' INCLINATA DI $\frac{\Delta h}{\Delta x}$

$$\dot{Q}_T = 20000 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = 23,3 \text{ kW}$$

$$\text{conversione} \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \cdot \frac{4186}{3600} = \text{W}$$

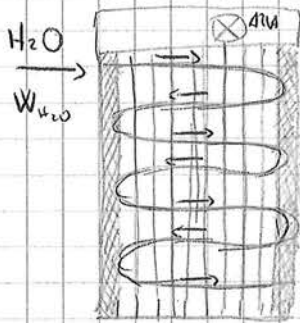
$$\dot{m}_v = 20 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 0,00555 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{Q}_{pre} = \dot{m}_a (h_2 - h_{min}) = 2,59 (16,5 - 10) = 17 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{post} = \dot{m}_a (h_1 - h_3) = 2,59 (\overset{48}{16,5} - 16,5) = 81 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = \dot{m} (x_1 - x_H) = 2,59 (5 - 3,2) \cdot 10^{-3} = 0,0046 \text{ kg/s} = 17 \text{ kg/h}$$

→ DIMENSIONAMENTO BATTERIA



81 kW DA SCAMBIORE DELL'ACQUA

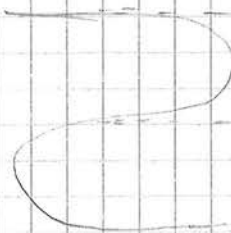
W_{H_2O} : VELOCITÀ H_2O

LA VELOCITÀ SI IMPOSTA CONVENZIONALMENTE A 1 m/s

$$W_{H_2O} = 1 \text{ m/s} \quad (\text{Per i liquidi})$$

Per gli AERIFORMI IMPOSTO CONVENZIONALMENTE UNA VELOCITÀ DI 10 m/s.

BATTERIA 25 x 19



250 mm

RANGHI



IN ORDINATA AL GRAFICO TROVIAMO UN $U' \left[\frac{\text{KW}}{\text{NR} \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{M}^2} \right]$
↳ NUMERO RANGHI

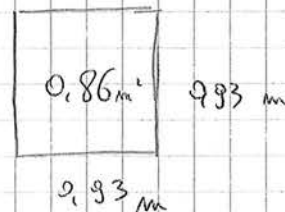
$$\dot{m}_a = 2,59 \text{ kg/s} \quad \text{con} \quad W_{aria} = \text{cost} = 2,5 \text{ m/s} \quad \rightarrow \text{SUPPOSTO}$$

$$\dot{V}_a = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a} = \frac{2,59}{1,12} = 2,15 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$A_f = \frac{\dot{V}_a}{W_a} = \frac{2,15}{2,5} = 0,86 \text{ m}^2 \quad \rightarrow \text{AREA AREA FRONTALE}$$

SE IPOTIZZIAMO LA BATTERIA A SUPERFICIE QUADRATA

$$\sqrt{A_f} = \sqrt{0,86} = 0,93 \text{ m} \quad \text{LATO}$$



$$\text{DIVIDENDO: } \frac{0,93}{0,025} = 37 \text{ TUBI}$$

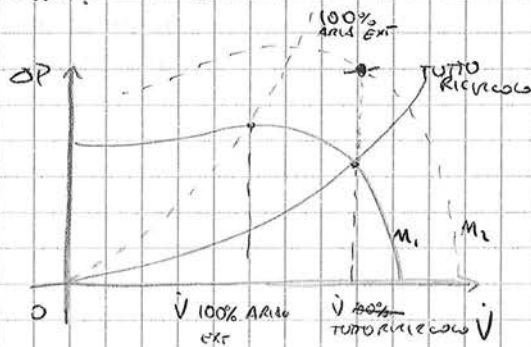
$$T_{Aria, FRONDA} = 4^\circ\text{C} \quad (\text{PRIMA POST RISCALDATORE})$$

$$T_{Aria, CALDA} = 35^\circ\text{C} \quad (\text{DOPO POST RISCALDATORE})$$

NOTA : con un grosso ΔP vi è un basso consumo elettrico. Tuttavia non possiamo spingere oltre un limite in quanto ~~al aumentando~~ ^{al aumentando} ΔP , diminuisce la portata ~~di~~ V .

Ci sono impianti che funzionano a portata costante ($\dot{V} = \text{cost}$). Cosa accade? Al variare di ΔP , la portata \dot{V} è costante.

Come possiamo fare questo? Aggiungiamo un inverter al sistema, in modo da poter aumentare il motore elettrico alla frequenza desiderata. Si ottiene quindi $\dot{V} = \text{cost}$, variando il n° giri del motore.



quindi al variare della frequenza aumenta il n° giri e $\dot{V} = \text{cost}$

Ricapitolando :

$M = \text{cost}$
(f fissa)

$M \neq \text{cost}$
(f variabile)

se ΔP

$\Delta P \uparrow$

se ΔP

$\dot{V} \downarrow$

$\dot{V} =$

$E \downarrow$

$E \uparrow$

$E \downarrow$

$E \uparrow$

~~CONSUMO EN.~~
~~POTENZA~~

AEROSOL URBANO : ~~vedi slide~~

con aerosol urbano si intendono le particelle di inquinanti presenti nell'aria. Tali particelle possono essere "fines" o "grossi" (variano a seconda delle dimensioni). I filtri posti nell'impianto hanno come compito quello di fermare tali particelle in modo da non "sporcare l'impianto" e di non interferire in alcun modo.

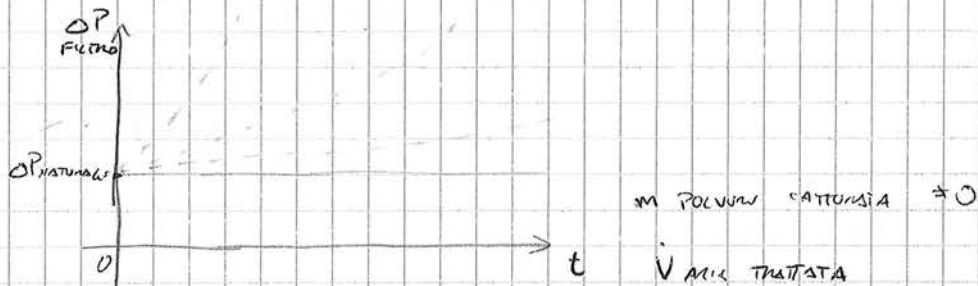
I filtri fini per applicazioni nella ventilazione possono essere variabili.

MINIMIZZAZIONE DELL' LCC

IL PROBLEMA È QUANTIFICARE LA CADUTA DI PRESSIONE ΔP A CUI CONVIENE EFFETTUARE IL CAMBIO DEL FILTRO.

OGNI QUANTO SI PROCEDE ALLA SOSTITUZIONE? PER STABILIRLO SI DEVONO UTILIZZARE DATI RILEVATI DA FILTRI INVECCHIATI NATURALMENTE, (DATI OTTENUTI DA PROVE DI LABORATORIO SONO ERRATI).

POSSIAMO RIASSUMERE IN UN GRAFICO:



• CONSUMO ENERGETICO DEL FILTRO.

$$E_{el} = \frac{Q \cdot \Delta t \cdot \Delta P_{medio}}{\eta_{ventil} \cdot 1000}$$

→ EFFICIENZA VENTILATORE

→ CADUTA DI PRESSIONE MEDIA DEL FILTRO

DIPONDI DA:

→ TEMPO DI FUNZIONAMENTO

→ PORTATA D'ARIA

→ RISERVA DI DISTRIBUZIONE LUNGO I CANALI

• ELEMENTI RICETTIVI:

→ PROFILURI

→ EPA, HEPA, ULPA

→ FILTRI FINI

→ FILTRI PER INQUINANTI GROSSI

NELLA RESISTENZA ALL'ARIA AGISCONO 2 EFFETTI:

1) CADUTA DI PRESSIONE DOVUTA AL MATERIALE FILTRANTE. (LEGGE DI DARCY)

2) CADUTA DI PRESSIONE DOVUTA AL TESSUTO. (VARIA IN FUNZIONE DEL MODO DI USI)

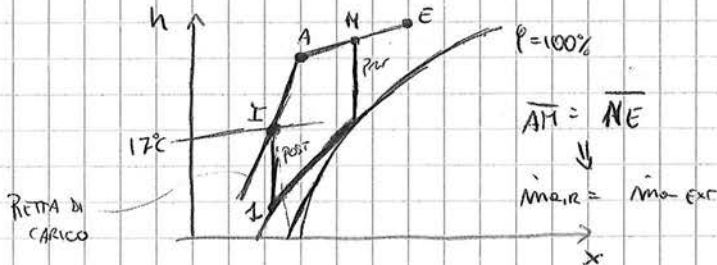
NOTA: NON VALE IL PRINCIPIO DI SOVRAPPOSIZIONE EFFETTI.

$$\Delta P_{TOT} = K \cdot M_{FILTRANTE}^n$$

Posso ricavare la RETTA DI CARICO:

$$\frac{\Delta h}{\Delta x} = \frac{\dot{Q}_{TOT}}{\dot{m}_{VAP}} = \frac{\dot{Q}_{SUNS} + \dot{Q}_{LAT}}{\dot{m}_{VAP}} = \frac{\dot{Q}_{SUNS}}{\dot{m}_v} + h_v$$

$$\frac{\Delta h}{\Delta x} = \frac{\dot{Q}_{TOT}}{\dot{m}_{VAP}} = \frac{29,1}{0,00277} = 10461 \frac{kJ}{kg}$$



LA RETTA DI CARICO È IL QUOTIENTE DEI PUNTI CHE SODDISFANO (100) DI BILANCIO

$$|\dot{Q}_{TOT}| = \dot{m}_a (h_A - h_I) \Rightarrow \dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_{TOT}}{h_A - h_I} = \text{DA MOLICIONI} = \frac{29,1}{50 - 39,5} = 2,77 \frac{kg}{s}$$

$$\begin{cases} h_E = 39,5 \frac{kJ}{kg} & x_E = 8,9 \text{ g/kg} \\ h_A = 50 \frac{kJ}{kg} & x_A = 9,8 \text{ g/kg} \\ h_I = 7,8 \frac{kJ}{kg} & x_I = 18 \text{ g/kg} \end{cases}$$

PUSSO COME IMMERSIONE CON LA RETTA DI CARICO SU MOLICIONI.

$$\Rightarrow \dot{m}_{a,R} = \dot{m}_a - \dot{m}_{a,ex} = 2,77 - 1,39 = 1,38 \text{ kg/s}$$

$$x_M = 14 \text{ g/kg} \quad h_M = 64,5 \text{ kJ/kg}$$

$$x_I = x_E = 8,9 \text{ g/kg} \quad \varphi_I = 100\% \Rightarrow h_I = 39 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{RAFF} = \dot{m}_a |h_M - h_I| = 2,77 (64,5 - 39) = \boxed{82 \text{ kW}}$$

$$\dot{Q}_{POST-RISC} = \dot{m}_a (h_I - h_E) = 2,77 (39,5 - 39) = \boxed{12,5 \text{ kW}}$$

$$\dot{m}_{cond,HO} = \dot{m}_a (x_M - x_E) = 2,77 (14 - 8,9) \cdot 10^{-3} = 14 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s} = \boxed{51 \text{ kg/h}}$$

$$\Delta T_{m,log} \rightarrow \Delta h_{m,log}$$

$$\Delta h \rightarrow h_M = 64,5 \frac{kJ}{kg} \quad h_E = 39 \frac{kJ}{kg}$$

TRONVILLE

27/11/2013

CONTINUAZIONE ESERCIZIO:

$$\dot{m}_a = 2,77 \text{ kg/s}$$

$$Q = 82 \text{ kW}$$

BATTERIA 25x19

$$\phi_{TUBO} = 10 \text{ mm}$$

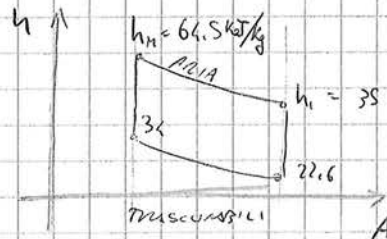
$$\text{PASSO ALTE} \approx 1,8 \text{ mm} \quad (14/1")$$

Si prende Δh al posto di ΔT se il numero di Lewis è pari a 1 (circa).

$$\Delta h_{ml,cc} = \frac{(64,5 - 34) - (35 - 22,6)}{\ln\left(\frac{64,5 - 34}{35 - 22,6}\right)} = 20 \text{ KJ/kg}$$

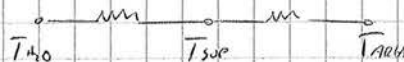
$$Q = \dot{M} \cdot A_f \cdot M_{a,aria} \cdot \Delta h_{ml,cc}$$

↓
U" COEFF. BATT. ALTEATA



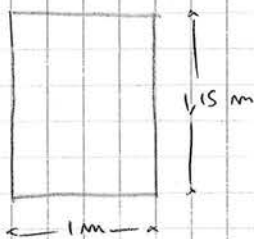
FISSO LA VELOCITA' SPECIFICA A 2 m/s

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{2,77}{1,2} = 2,3 \text{ m}^3/\text{s}$$



$$A_{FRONTALE} = \frac{\dot{V}}{W_{AREA}} = 2,3/2 = 1,15 \text{ m}^2$$

- DIMENSIONAMENTO



$\frac{1,15}{0,025} = 846$ TUBI COLLEGATI IN PARALLELO DA OTTENERE 1 m/s PER L'ACQUA

$$U'' = 760 \text{ W/m}^2 \cdot K \cdot M_r (\text{KJ/kg})$$

$$M_r = \frac{Q}{U'' \cdot A_f \cdot \Delta h_{ml,cc}} = \frac{82000}{760 \cdot 1,15 \cdot 20} = 4,7 \rightarrow \boxed{5 \text{ RINGHI}}$$

- IPOTESI PER L'ONDA PIANA: SORGENTE ACUSTICA CARATTERIZZATA DA UNA SOLA FREQUENZA DI VIBRAZIONE, CAMPO LIBERO (NON HO COMPONENTE RIFLESSA).

$$\nabla^2(\Delta P) = \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2(\Delta P)}{\partial t^2} \Rightarrow \Delta P(t) = \Delta P_{max} \cos\left[\omega\left(t - \frac{x}{c}\right)\right]$$

$$m(t) = \frac{\Delta P_{max}}{\rho \cdot c} \cdot \cos\left[\omega\left(t - \frac{x}{c}\right)\right]$$

$\Rightarrow \Delta P(t) = \rho \cdot c \cdot m(t)$ $\rho \cdot c$: IMPEDENZA ACUSTICA (ANALOGIE DI TIPO ELETTRICO).

IL TONO PURO È CARATTERIZZATO DA UN'UNICA FREQUENZA, CON ANDAMENTO SINUSOIDALE.

• VELOCITÀ DI PROPAGAZIONE C

- HA LA STESSA PROPAGAZIONE DELLA VELOCITÀ DI PROPAGAZIONE DELL'ONDA

- DALLA TEORIA DELLE PICCOLE PERTURBAZIONI $c = \sqrt{\frac{K}{\rho}}$
 K : MODULO DI COMPRESSIONE ρ : MASSA VOLUMICA DEL MEZZO

• VELOCITÀ DEL SUONO IN ARIA

$$c = \sqrt{K R^* T}$$

K : ESPONENTE ISENTROPICA R^* : COSTANTE ELASTICA DEI GAS.

$$\Rightarrow c = \sqrt{\rho \cdot \frac{K}{\rho}}$$

• RELAZIONE FREQUENZA - AMPIEZZA

$$c = \lambda \cdot f$$

λ : LUNGHEZZA D'ONDA

f : FREQUENZA

CAMPO UDITIVO	DA	20 Hz	A	20 KHz
		$\lambda = 17 \text{ m}$		$\lambda = 1,7 \text{ cm}$

• PRESSIONE SONORA

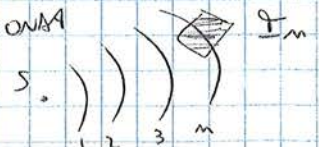
- DIFFERENZA FRA P DI RIFERIMENTO E QUELLA ISTANTANEA (ΔP)

$$P^2 = \frac{1}{T} \int_0^T [\Delta P(t)]^2 \cdot dt \rightarrow \text{PRESSIONE EFFICACE (VALORE MEDIO QUADRO)}$$

• INTENSITÀ SONORA:

QUANTITÀ DI ENERGIA CHE FLUISCE NELL'UNITÀ DI TEMPO, ATTRAVERSO UNA SUPERFICIE UNITARIA PERPENDICOLARE ALLA DIREZIONE DI PROPAGAZIONE DIRECTIONALE

$$I = \frac{1}{T} \int_0^T \Delta P(t) \cdot m(t) \cdot dt$$



• LIVELLI E DECIBEL

IL SUONO PIÙ DEBOLE CHE L'UOMO PUÒ PERCEPERE È DI $20 \mu\text{Pa} = 1000 \text{ Hz}$

LA SOGLIA DEL DOLORE SI HA A 20 Pa : NECESSITÀ DI COPRIRE GRANDI VARIAZIONI

SI USANO I LIVELLI MISURATI IN DECIBEL dB.

$$1 \text{ bel} = \log\left(\frac{G}{G_0}\right)$$

G_0 : DI RIFERIMENTO (VALORE DELLA SOGLIA DI UDIBILITÀ).

$$1 \text{ dBel} = 10 \text{ bel}$$

G : GRANDEZZA MISURATA.

• LIVELLI GRANDEZZE SONORE

→ LIVELLO DI PRESSIONE

$$L_p = 10 \cdot \log \frac{P^2}{P_0^2} = 20 \log \frac{P}{P_0}$$

$$P_0 = 1000 \text{ Hz} = 20 \cdot 10^{-6} \text{ Pa}$$

→ LIVELLO DI INTENSITÀ

$$L_i = 10 \log \frac{I}{I_0}$$

I_0 : INTENSITÀ SONORA DI RIFERIMENTO
 $= 10^{-12} \text{ W/m}^2$

→ LIVELLO DI POTENZA

$$L_w = 10 \log \frac{W}{W_0}$$

W_0 : POT. DI RIFERIMENTO
 $= 10^{-12} \text{ W}$ (CONVENZIONALE)

• ORECCHIO UMANO

- TIMPANO - MARCHIO - INCUDINE - SIAMBA

→ LE FREQUENZE PIÙ AD ANDAMENTO SONO QUELLE A FREQUENZA MEDIA.

- FISCIO: SPOSTAMENTO DI SOGLIA TEMPORANEO, PIÙ INTENSIVO QUELLO PERMANENTE (SI ARRIVA ALLA SOGLIA)

• SPETTRO DELL'UDIBILE:

- VARIAZIONI DIMENSIONALI DELLA SENSIBILITÀ ACUSTICA : PROPORZIONALE ALL'INCRASCIAMENTO ACUSTICO DIMENSIONALI ACUSTICA.

$$dS = k \cdot \frac{dI}{I}$$

$$S - S_0 = k \cdot \ln \frac{I}{I_0} \quad (\text{WEBER - FECHNER})$$

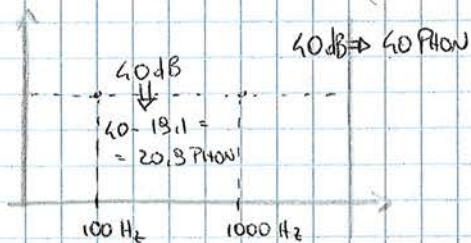
• CURVE DI PONDERAZIONE

- PRIMO CRISTOFORICO 40 PHON (ESEMPLO), QUANTO DUO AGGIUNGERE / TOCCARE

PER FARE IN MODO DA SIMILAR CON A 1000 Hz QUANDO NON SONO A 1000 Hz?

- IMPORTANZA LO STRUMENTO DI MISURA CON UN FILTRO,

- ES. CURVA DI PONDERAZIONE A, MISURATA PER 40 PHON (TABELLA O GRAFICO)



• VALUTAZIONE DI POTERI VARIABILI NEL TEMPO

IL LIVELLO EQUIVALENTE RAPPRESENTA IL LIVELLO COSTANTE NEL TEMPO CHE CORRISPONDE

ALLA STESSA QUANTITÀ DI ENERGIA ACUSTICA A CUI È STATO EFFETTIVAMENTE

ESPOSTO IL SOGGETTO CONSIDERATO.

$$L_{eq} = 10 \cdot \log \frac{\bar{I}_A}{I_0} = 10 \cdot \log \left[\frac{1}{T} \int_0^T \frac{I_A(t)}{I_0} dt \right] = L_{eq,A}$$

→ NELLA PRATICA HO CAMPIONAMENTI DISCRETI: SUDDIVISIONE IN UN CERTO NUMERO DI INTERVALLI.

$$I_2 = I_0 \cdot 10^{\frac{L_2}{10}}$$

• DESCRIZIONE DI FENOMENI SONORI DI DURATA VARIABILE

SEL: SINGLE EVENT LEVEL: NORMALITÀ (EVENTO SU UNA DURATA STANDARD)

PER A 1 S

$$SEL = 10 \cdot \log \frac{1}{I_0} \int_{t_1}^{t_2} \frac{I}{I_0} dt$$

$t_2 - t_1$: DURATA EVENTO $T_0 = 1 \text{ sec}$

ESEMPI NUMERICI

$$\left\{ \begin{array}{l} L_1 = 71 \text{ dB} \quad L_2 = 75 \text{ dB} \\ L_{TOT} = 10 \cdot \log (10^{7,1} + 10^{7,5}) = 76,4 \text{ dB} \end{array} \right.$$

$$\frac{I}{I_0} = 10^{\frac{L}{10}}$$

SOLO 1/4 dB IN + DUE PASSIVI

$$\left\{ \begin{array}{l} L_1 = 60 \text{ dB} \quad L_2 = 68 \text{ dB} \\ L_{TOT} = 10 \cdot \log (10^6 + 10^{6,8}) = 68,6 \end{array} \right. \text{ AUMENTATO DI UNO DECIBELI}$$

$$L_i = 10 \log \frac{I}{I_0} = 10 \log \frac{W}{4\pi d^2 \cdot I_0} = 10 \log \frac{W}{W_0} + 10 \cdot \log \frac{W_0}{I_0} - \frac{1}{4\pi d^2}$$

$$= L_w + 10 \log \frac{1}{4\pi} d^{-2} = L_w - 20 \log d - 10 \log 4\pi =$$

$$= L_w - 11 - 20 \log d \rightarrow \text{VALIDO SOLO PER UNA SFERA}$$

→ PER UNA SEMISFERA $L_i = L_w - 8 - 20 \log d$ (3dB in meno)

• CAMPI SONORI - ASSORBIMENTO

- $W = W_r + W_a + W_t$ = COMPONENTI RIFLESSA, ASSORBITA, TRASMESSA

- IN ACOUSTICA CI INTERESSA TUTTO CIÒ CHE NON VIENE RIFLESSO

$\alpha = 1 - r = \alpha' + t$ (FATTORE DI ASSORBIMENTO APPARENTE)

→ TRASMISSIONE INFLUENZATA DALLA STESSA DECA PERTE.

TRONVILLE

21/12/2013

I MATERIALI FONDASSORBENTI RUSCONO A CONTINUARE IL CAMPO ACOUSTICO A

FREQUNTE MEDIO-ALTE. SE HO CAMPI ACOUSTICI CON FREQUENZE BASSE,

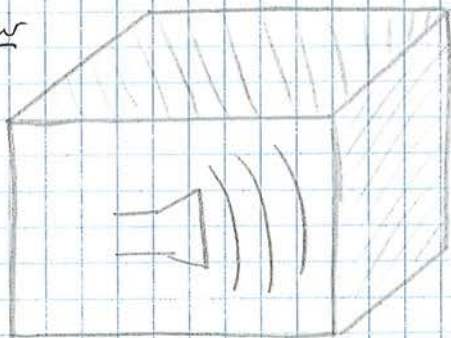
RICORRO AI (PANNELLI VIBRANTI).

I MATERIALI FOND ASSORBENTI DISSIPANO L'ONDA SONORA ALL'INIZIO DI ESSI.

SI POSSONO ISOLARE UN STANZO CON ALCUNI PANNELLI FOND ASSORBENTI

AGGANCIATI SUI SOFFITTI DEL STANZO (ES. CINA ...).

LOCALI



$\alpha_i S_i = A_i$ } PANNELLI
 [-] [m²] [m²]

α_i = SINGOLI COEFF. DI ASSORBIMENTO

S_i = SUPERFICI.

A_j : UNITÀ ASSORBENTI } SOTTO
 PANNELLI
 PANNELLI

$A_{TOT} = \sum_i \alpha_i S_i + \sum_j A_j$

NOTA: LA PRESSIONE AZIONATA È DENTRO "COSA SONORA".

CON LA PRESENZA DI TALI PANNELLI E UNITÀ, L'ONDA SONORA DIVENTA
 PER TANTO CHE ULTERI RIFLESSA DA QUASI UCIUM.

CONSERVAZIONE DELL'ENERGIA SONORA (POTENZA)

$P_{\text{Pot. emessa}} - P_{\text{Pot. assorbita}} = \text{VARIAZIONE ENERGIA ACUSTICA NEL TEMPO}$

- $P_{\text{Pot. assorbita}}$: $P_{\text{Pot. incidente}} \cdot \text{FAITORE DI ASSORBIMENTO}$
- $P_{\text{Pot. incidente}}$: $\text{ENERGIA SONORA IN AMBIENTE (V \cdot U)}$ DISTRIBUITA E QUANTIFICATA SULLA PARTE NEL TEMPO τ_m (HP DI CONTINUITA')

$$\rightarrow P_{\text{Pot. incidente}} = \frac{V \cdot U_d}{\tau_m} = \frac{V \cdot U_d}{\lambda \cdot V} \cdot c \cdot S = \frac{c \cdot U_d \cdot S}{\lambda} = P_{\text{Pot. inc.}}$$

$$\rightarrow P_{\text{Pot. assorbita}} = \frac{c \cdot U_d \cdot A_{\text{tot}}}{\lambda} = P_{\text{Pot. ASS}}$$

U_d : DENSITA' SONORA IN CAMPO DIFFUSO.

• BILANCIO DURANTE CODA SONORA

$$W - \frac{c \cdot U_d \cdot A_{\text{tot}}}{\lambda} = V \cdot \frac{dU_d}{d\tau}$$

DURANTE LA CODA SONORA $W = 0$:

$$d\tau = \frac{-\lambda \cdot V}{c \cdot A_{\text{tot}}} \cdot \frac{dU_d}{U_d}$$

INIZIO MA 0 e τ_{60}

$$\int_0^{\tau_{60}}$$

DIFUSIONE

$$\Rightarrow \tau = \frac{\lambda \cdot V}{c \cdot A_{\text{tot}}} \cdot \ln \frac{U_d}{U_{d0}}$$

con $U_d = U_{d0} \cdot e^{-\frac{c \cdot A_{\text{tot}} \cdot \tau}{\lambda \cdot V}}$

ma $\frac{U}{U_0} = 10^{-6} \Rightarrow \tau_{60} = 0,163 \frac{V}{A_{\text{tot}}} \quad (\text{con } c = 340 \text{ m/s})$

V : VOLUME AMBIENTE [m^3]

A_{tot} : UNICA PERSORBENTE [m^2]

ISSUNO LA PRESSIONE DI SIBINE UN'APPROSSIMAZIONE (NON USATA) SI

INTRODUCE UN FATTORE CORRETTIVO R_i :

$$R_i = \frac{A_{\text{tot}}}{1 - \alpha_m}$$

$$\alpha_m = \frac{\sum (\alpha_i \cdot S_i)}{S_{\text{tot}}}$$

SE $\alpha \rightarrow 1 \rightarrow \tau$ non tende a zero

ESPRESSIONE POTERE FONDISONANTE

PER UNO SONORO PROPAGANTE DA TUTTE LE DIREZIONI VALE LA

LEGGE DELLA MASSA :

$$R = 20 \cdot \log(f \cdot M_s) - 48$$

DIPENDE DALLA FREQUENZA f e DALLA MASSA FONDATALE DELLA PARTIN M_s

R AUMENTA DI OGNI 6dB OGNI VOLTA CHE RADDOPPIA "f" o "M_s".

LA LEGGE DELLA MASSA NON VALE SU TUTTO LO SPETTRO DELLE FREQUENZE.

ABBIAMO 3 REGIONI :

→ BASSI FREQUENZE : RISONANZA

→ ALTI FREQUENZE : R FUNZIONE DI RISONANZA SECONDO LA LEGGE DELLA MASSA

→ UNA FREQUENZA CRITICA : COINCIDENZA.

RISONANZA

OGNI SOSTANZA È CARATTERIZZATA DA COSTANTINE ELASTICHE : SI COLPITA OSCILLANO

AD UNA FREQUENZA PROPRIA. I DIVISORI HANNO UN CERTO NUMERO DI FREQUENZE

PROPRIE, LA + BASSA DENTRO SOTTO È INDICATA COME FONDAMENTALE.

COINCIDENZA

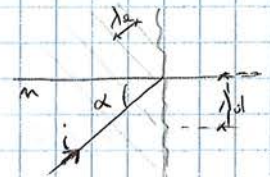
AVVIENE A FREQUENZE CRITICHE, SUCCEDONO CHE LA PARTIN SOLLECITA DALLA UNA,

VIBRA SECONDO VIBRAZIONI FLESSIONALI PROPRIE DELLA PARTIN. QUESTO PORTA AD

UNA DIMINUIZIONE DEL POTERE FONDISONANTE.

CON $\alpha = 90$ ABBIAMO LA FREQUENZA CRITICA MINIMA f_c .

$$\frac{f_a}{\sin \alpha} = f_d$$



LE FREQUENZE CRITICHE VARIANO IN FUNZIONE DELLA TIPOLOGIA DI PARTIN.

CON PARTI PESSANTI, f_c MOLTO BASSO (E VICINISSIMO).

CURVA DI VARIAZIONE (VOLI SCIS O APPUNTI).

ESPRIME IL COMPORTAMENTO ACUSTICO DI UNA PARTIN NELLA SUA UNICO NUMERO.

VA DA 100 A 3000 Hz.

LA CURVA DI VARIAZIONE È UNA CURVA SINUSOIDALE DA CHE ESPRIME

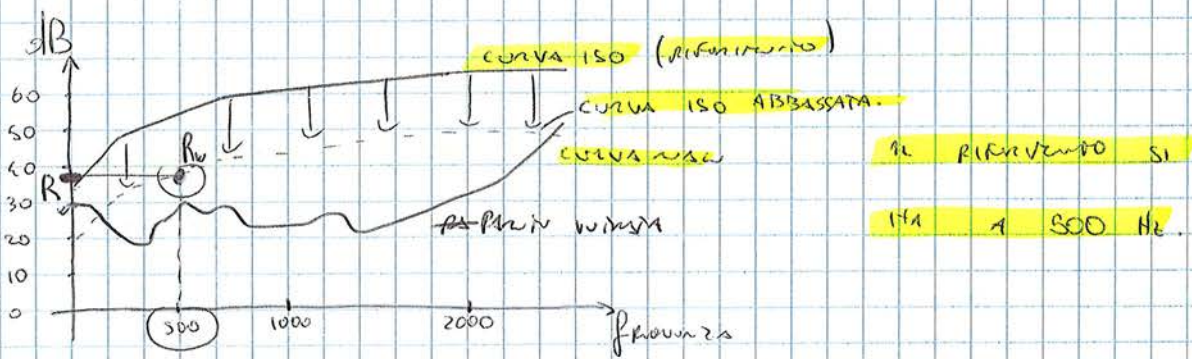
IL dB IN FUNZIONE DELLA FREQUENZA. I VALORI RISONANTI SI CONTRIBUISCONO A

QUANTITÀ. SE LE SOSTANZE SONO UN USCOR LOREN NON VA BENE.

FRONTELLI

11/12/2013

CURVA DI VALUTAZIONE (ESPRIME IL POTERE FONDISORANTE).



VALORI R : SONO ESPRESSI IN dB LE VARIE DECIBEL PER FREQUENZE

POSSONO PRESENTARSI 2 VALORI : R_w MISURATO IN LABORATORIO

R_l MISURATO IN SITO.

IL PROBLEMA CHE CI PONEAMO È QUELLO DI ESPRIMERE IL POTERE FONDISORANTE CON UN SOLO PARAMETRO. SI CERCA SEMPRE DI PORTAR LA CURVA ALA AL PUNTO + A CIO POSSIBILE INTORNO DI AVVICINARSI ALLA CURVA ISO.

IL VALORE DI R_w ESPRIME IL POTERE FONDISORANTE, SI TROVA SULL'ASSE DELLE ORDINATE.

LA DIFFERENZA DELLE SCOSTAMENTI UTILI (PUNTI DELLA CURVA ISO ABBASSATA AL DI SOPRA DELLA CURVA ALA) NON DESSER MINORE DI 32 dB. TALE SCOSTAMENTO

SUPPLISCA COMUNQUE IL PUNTO SULLA CURVA ISO ABBASSATA.

EFFETTO MODALITA' INCIDENZA DELLE ONDE SONORE

IL POTERE FONDISORANTE DI UNA PARTITA IN FUNZIONE DELLA FREQUENZA DIPENDE DALL'INCIDENZA DELLE ONDE SONORE.

PER QUITAR I PROBLEMI DOROM AL FONDISORAMENTO SI PUO' RICORRERE A

PARTI DOPPIE : PARTI (UNA AFFIANCO L'ALTRA). TUTTAVIA BISOGNA EFFETTUAR

ACCUMI ACCORGIAMENTI AFFIANCO L'EFFETTO SUI SITI. UNO DEGLI ACCORGIAMENTI

È QUELLO DI FISSAR LE PARTI CON MATERIALI ELASTICI SMOBBILI IN MODO CHE

DISACCOPPIAMO LE 2 STRUTTURE; BISOGNA CHE LE PARTI SIANO DIVERSE X

STESSI E TERMINALI IN MODO DA CONVENIRE + FREQUENZE CREDITE, A PARTIR

L'ASSORBIMENTO ACUSTICO INCIDE SU CIRCOLO ^{DI ASSORBIMENTO} CHE SI GIUNGA ALL'INTERNO DELL'AMBIENTE DISTURBATO. SI CALCOLA IL CIRCOLO MISURANDO IL TEMPO

DI RIVIBUZIONE $A = \frac{0,163 \cdot V}{T_{60}}$ (m²) \rightarrow ASSORBIMENTO ACUSTICO

TEMPO DI RIVIBUZIONE

LE NOTE SONO T₆₀ e T₃₀ CHE UNICAMENTE SONO DI 20-30 dB (ANZI CI SONO T₆₀).
 PER I DATI MISURATI, SI USANO SUL FOGLIO EXCEL (ESERCITAZIONE).

o RAPPORTO DI PROVA PER IL PONTO FONOSONOMETRICO APPROPRIATO:

COME SI COMPORTA UNA PARETE NELLE ISOLAZIONI UN RUMORE A FREQUENZE BASSE? VENGONO FORNITI 2 SPETTRI CHE CORRISPONDONO A 2 TIPI DI RUMORI (SPETTRO C e C_{tr}).

TRANSMISSIONI DEL RUMORE DA ACUSTICO:

AVVIENE NON PER VIA AEREA MA AD IMPATTO CON IL PAVIMENTO. TAU MISURA SI FA CON UNA MACCHINA NORMALIZZATA CHE GENERA UN RUMORE IMPATTIVO DI DETERMINATA INTENSITA' (TRATTI CILINDRI METALLICI) (MACCHINA A LABORATORIO). LA TRANSMISSIONE SI AVVERBA SUL SOLAIO E SULLE PARETI TRATTATE CON TRATTI.

$$L'_m = L_i + 10 \log \left(\frac{A}{A_0} \right)$$

L_i = LIVELLO DI INMISSIONE SONORA NORMALIZZATA DISTURBATO (dB)

A = ASSORB. COEFF. IN ADEGUATE DISTURBATO (m²)

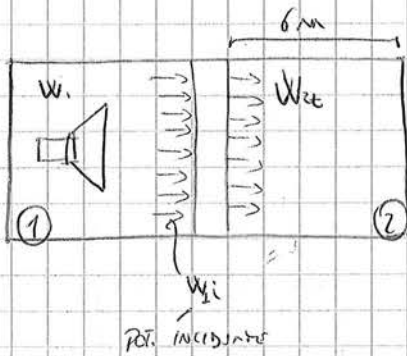
A₀ = ASSORBIMENTO EQ. DI RIFERIMENTO (10 m²)

CON TALI 2 SPETTRI CALCOLA IL COEFF. CORRETTIVO CHE INDICA QUANTO SONO CANGIATI R' \rightarrow ADJUSTAMENTO SPETTRALE.

o MISURA DELL'ISOLAMENTO ACUSTICO DI FACCIATA NORMALIZZATO RIFERITO AL TEMPO DI RIVIBUZIONE:

$$D_{2m,1m} = L_{1,2m} - L_2 + 10 \log \frac{T}{T_0}$$

ESERCIZIO 6 (+ DIFFICILE). (TRACCA SUL LIBRO)



$W_{2t} = 10^{-7} W$

$L_{p1} = ?$

$L_{p2} = ?$

$L_{p1} = ?$

$L_{w1} = ?$

$W_{2t} = W_{2i} \cdot t$

$R = 10 \log \frac{1}{t} \rightarrow \frac{1}{t} = 10^{\frac{R}{10}}$

$W_{2i} = W_{2t} \cdot \frac{1}{t}$

$\Rightarrow W_{2i} = W_{2t} \cdot 10^{\frac{R}{10}}$

$I_1 = \frac{W_{2i}}{S_1} \rightarrow W_{2i} = I_2 \cdot S_1$
sup. divisore

$\Rightarrow I_2 = \frac{W_{2t} \cdot 10^{\frac{R}{10}}}{S_1} = \frac{10^{-7} \cdot 10^{\frac{30}{10}}}{15} = 6.67 \cdot 10^{-6} \frac{W}{m^2}$

$L_{p1} = 10 \log \frac{I_1}{I_0} = 10 \log \frac{6.67 \cdot 10^{-6}}{10^{-12}} = \boxed{68,2 \text{ dB}}$

IN CAMPO DIFFUSO $\rightarrow L_{p2} = L_{w2} - 10 \log A_{tot2} + 6$
BAZAMENTO

CI RIFACCAMO ALL'ES. DI BILANCIO; NUNCA CALCOLO DI L_{w2} , LA SORGENTE È RAPPRESENTATA DALLA PART. DIVISIVA IN QUANTO PRODUCE SUONO IN (2).

$W_0 = \frac{c \cdot U_0 \cdot A_{tot0}}{4} = v \frac{dU}{d\tau} > 0 \rightarrow U_0 = \frac{4 W_0}{c} \rightarrow U_2 = \frac{4 W_2}{c}$

QUINDI: $I_2 = \frac{c \cdot U_2}{4}$

MA $W_2 = \frac{c \cdot U_2 \cdot A_{tot2}}{4} \rightarrow U_2 = \frac{4 W_2}{c \cdot A_{tot2}}$

$I_2 = \frac{c \cdot \frac{4 W_2}{c \cdot A_{tot2}}}{4} = \frac{W_2}{A_{tot2}}$

$\Rightarrow W_2 = I_2 \cdot A_{tot2}$

$W_{2t} = I_2 \cdot S_1 \Rightarrow I_2 = W_{2t} / S_1 \quad I_2 = W_2 / A_{tot2}$

• MI SERVIRÒ A_{tot2} :
 SPARANDO CUI $L_{p0} = 100 \text{ dB} (\tau = 0,5)$
 $L_{p2A} = 70 \text{ dB} (\tau = 0,1)$

$W_2 = \frac{W_{2t}}{S_1} \cdot A_{tot2}$

$\frac{\Delta L_p}{\Delta \tau} = \frac{100 - 70}{0 - 0,1} = 75 \frac{\text{dB}}{\text{s}}$

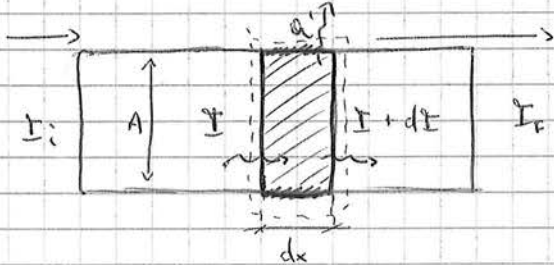
TRONVILLE

12/12/2013

ASSORBIMENTO ACUSTICO NEI CONDOTTI DI VENTILAZIONE

IL RUMORE È PRODOTTO DALLE VIBRAZIONI DELLE AUCHE ALL'INTERNO: PER

RUMORE SI REALIZZA DAI GIUNTI ELASTICI.



$$\alpha = 10 \log \frac{I_f}{I_i}$$

α : POT. FONDOASSORBENTE DEL CONDOTTO

FACENDO IL BILANCIO SU UN ELEMENTO INFINITESIMO DEL CONDOTTO:

$$I \cdot A = (I + dI) \cdot A + I \cdot p \cdot dx \cdot \alpha'$$

IL COEFF. DI ASSORBIMENTO APPROPRIATO. SI USA I INVECE DI $I + dI$ PER SOSTITUIRE INFINITESIMI UGUALI A QUELLO DI INGRESSO PER SOSTITUIRE INFINITESIMI.

$$I \cdot A = I \cdot A + A \cdot dI + I \cdot p \cdot dx \cdot \alpha' \Rightarrow \frac{dI}{I} = -\frac{\alpha' \cdot p \cdot dx}{A}$$

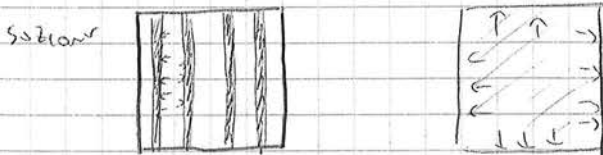
INTEGRANDO SULLA LUNGHEZZA DEL CONDOTTO:

$$\int_{I_i}^{I_f} \frac{dI}{I} = - \int_0^L \frac{\alpha' \cdot p \cdot dx}{A} \Rightarrow \ln \left(\frac{I_f}{I_i} \right) = -\frac{\alpha' \cdot p \cdot L}{A}$$

$$\Rightarrow \frac{I_f}{I_i} = e^{-\frac{\alpha' \cdot p \cdot L}{A}} \quad \text{SOSTITUENDO PER TALE ESPRESSIONE IL VALORE DI } \alpha, \text{ OTTIENGO:}$$

$$\alpha = 4.35 \cdot \alpha' \cdot p \cdot \frac{L}{A}$$

SI POSSONO ANCHE USARE PANNELLI PER PERDERE IN MODO PARALLELO AL FLUSSO DEL FLUIDO



IL FLUSSO LE SUONO SI DISPANZA IN PARTE SOTTO PARTI DEI PANNELLI.

PER PANNELLI PIÙ PICCOLI → REGIONE ISOLATA.