



Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino

Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO: 1711A -

ANNO: 2015

A P P U N T I

STUDENTE: Busca Francesco

MATERIA: Fisica tecnica - prof. Corrado (2015)

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.**

FISICA TECNICA

Fenomeni ambientali:

- termo fluidodinamica (energia termica, aria)
- luminosi
- acustici

Scambio termico tra uomo e ambiente interno

Intenzione uomo/ambiente \Rightarrow fenomeno fisico + percettivo \Rightarrow comfort

Relazione tra ambiente interno ed esterno:

sistema edilizio e sistema impiantistico

Obiettivo principale: BENESSERE AMBIENTALE

- termico
- olfattivo
- luminoso
- acustico

- termico (energia termica (calore))
- olfattivo (no cattivo odore)
- luminoso
- acustico

\Rightarrow ADOZIONE DI TECNOLOGIE (passive e attive)

Emergono altre esigenze:

- sicurezza
- economia di gestione
- salvaguardia dell'ambiente (controllo impatto ambientale)

REQUISITI FISICO-TECNICI:

- sistema ambientale (determinata temperatura, ...)
- sistema edilizio (trasmissione termica, cioè valore che caratterizza la parete)
- sistema impiantistico (rendimento caldaia)

Questi requisiti dipendono da:

- destinazione d'uso dell'edificio
- condizioni ambientali esterne

Requisiti sono espressi come:

- prescrizioni (obblighi) \rightarrow approccio + "a tavolino"
- limiti \rightarrow parametri prestazione \rightarrow approccio + sperimentale
(analisi in campo)

CORSO DI FISICA TECNICA:

8 CREDITI

Prof. Vincenzo Comodo

Prof. Eserciziatori: Comodo (I squadra), Ballarini (II squadra)

Vincenzo Comodo vincenzo.comodo@polito.it

Ilaria Ballarini ilaria.ballarini@polito.it

Ogni sistema si trova in stato termodinamico descritto da variabili di STATO o FUNZIONI DI STATO (temperatura, ...) divise in:

- ESTENSIVE che dipendono dalla massa nel sistema, come massa, volume, entalpia, Entalpia
- INTENSIVE che non dipendono dalla massa nel sistema, come temperatura e grandezze estensive riferite all'unità di massa come $\frac{\text{Entalpia}}{\text{massa}}$ e grandezze intensive

$$u = \frac{U}{m} = \left[\frac{J}{kg} \right]$$

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

CONCETTO DI EQUILIBRIO TERMODINAMICO:

Devono coesistere equilibrio

- ① MECCANICO
- ② CHIMICO
- ③ TERMICO

- ① - NO MOTO RELATIVO TRA LE PARTI DEL SISTEMA (PRESSIONE UNIFORME)
- ② - NO REAZIONI CHIMICHE
- ③ - NO SCAMBIO DI CALORE TRA LE PARTI (temperatura uniforme)

Se c'è equilibrio termodinamico, grandezze intensive uniformi su tutto il sistema

Equazioni di stato → legano le variabili termodinamiche

PRESSIONE = forza che agisce su superficie in modo perpendicolare

$$P = \frac{dF}{dS} \quad [P] = \frac{N}{m^2} = Pa$$

- 1 atm = $1,013 \cdot 10^5 Pa$
- 1 bar = $10^5 Pa$
- 1 mm H₂O = 9,81 Pa
- 10 m H₂O = 98100 Pa

TEMPERATURA

PRINCIPIO ZERO TERMODINAMICA - due corpi in equilibrio termico con un terzo, sono in equilibrio termico tra loro

Tutte le volte che i corpi sono in eq. termico, hanno la stessa temperatura

TEMPERATURA = rappresenta a livello macroscopico l'energia cinetica posseduta dalle molecole che compongono il sistema

La T si misura in modo indiretto, misurando la variazione di una grandezza che dipende dalla temperatura (termometro).

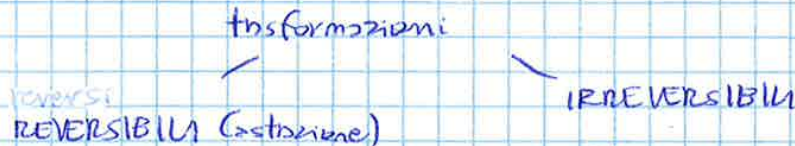
Nel termometro, variazione di volume Hg (ΔV) $\propto \Delta T$

Scala di T dei gradi Celsius si basa su relazione lineare tra variazione di T e variazione del volume di Hg

Scala basata su 2 punti:

- 0°C temperatura di fusione del ghiaccio
- 100°C temperatura di ebollizione di H₂O

REVERSIBILITÀ DI UNA TRASFORMAZIONE TERMODINAMICA



Cause:

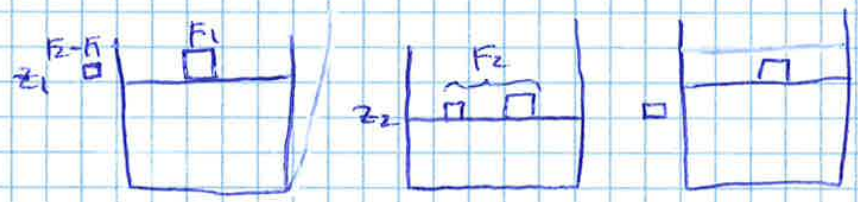
- ① presenza di attriti, forze che resistono al moto
- ② presenza di scambi termici con salto finito di temperatura

Non si torna mai alle condizioni di partenza

c.e. trasformazione di E meccanica macroscopica ordinata in grado di compiere lavoro in energia cinetica interna delle particelle disordinate che non consente di ottenere lavoro ⇒ DEGRADO DEL SISTEMA

Problema di Zemansky (guarda slide)

All'inizio un solo peso sul pistone, poi aggiunto secondo che aumenta pressione, poi viene tolto ad un'altezza diversa dall'inizio e il pistone ritorna al punto iniziale. Non ci sono + le condizioni iniziali.



$$|W'| = F_2 (z_1 - z_2)$$

$$|W''| = F_1 (z_1 - z_2) < |W'|$$

$$W_{netto} = |W''| - |W'| = (F_2 - F_1)(z_2 - z_1)$$

$$|Q''| - |Q'| > 0$$

Trasformazione di energia meccanica in energia termica

Completamente calore ceduto all'ambiente, mentre lavoro compiuto sul sistema

Ambiente esterno ha ceduto lavoro e ricevuto calore - NO CONDIZIONI DI PARTENZA

$$\frac{F_2 - F_1}{n} (z_1 - z_2) \quad \text{Peso diviso in n pesetti piccoli}$$

Trasformazione molto lenta - maggiore è n, maggiore è l'omocinamento alla trasformazione reversibile

CONCETTO DI REVERSIBILITÀ:

- concetto ideale di una trasformazione così lenta da essere pensata come una sequenza infinita di condizioni di equilibrio
- energie scambiate possono essere determinate attraverso le sole funzioni di stato del sistema
- la successione di due trasformazioni reversibili invertite riporta sia il sistema sia l'ambiente esterno alle condizioni iniziali

LAVORO TERMODINAMICO

LAVORO = scambio di energia per effetto di una forza che produce uno spostamento del suo punto di applicazione lungo la direzione della forza *

$$W = - \int \vec{F} \cdot d\vec{s} \quad \text{positivo se compiuto dal sistema}$$

In sistemi chiusi: lavoro è scambiato attraverso variazioni di volume (LAVORO TERMODINAMICO)

In sistemi aperti: lavoro scambiato attraverso sistemi collegati ad un albero rotante (ex. fluido in condotto) (turbine, compressori) LAVORO ALL'ASSE o LAVORO INTERNO) lavoro + se fornito dall'esterno, se ricevuto negativo

LAVORO TERMODINAMICO = * forza che deforma il contorno di un sistema

Per una trasformazione termodinamica reversibile $W = \int_{s_{\text{in}}}^{s_{\text{fin}}} p dV$

" " " " irreversibile $W = \int_{s.i.}^{s.f.} p dV - R$

con $R =$ lavoro compiuto da forze di attrito (che determinano l'irreversibilità)

$$\boxed{\delta W = p dV}$$

Con aumento di V , +
con diminuzione di V , -

Anche per trasformazioni reversibili, il lavoro compiuto dipende dal percorso e (effettivo)

LAVORO e CALORE non sono funzioni di stato (ex. variazione di altitudine di Torino > strada e funzione di stato)

Quindi non sono integrali esatti.

Rotolo circolare orario fornisce lavoro, in senso antiorario si frutt lavoro (frigo)

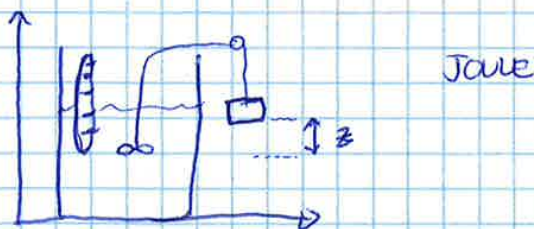
1° PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA (SISTEMI CHIUSI)

In una trasformazione ciclica il lavoro compiuto (o subito) dal sistema è uguale al calore ricevuto (o ceduto)

Joule formulò questo principio attraverso esperimento (guarda disegno su slide)

Lavoro compiuto ~~rotolo~~ da oggetto legato al calorimetro porta al aumento del calore nel calorimetro

4186 J compiuto di lavoro si traduce in produzione di 1 Kcal di calore



Guardo slide → passaggio da un punto allo stesso punto attraverso 2 percorsi diversi: Ne consegue che:

$$\oint \delta Q - \oint \delta W = \Delta E \quad \rightarrow \text{differenziale esatto, non dipende dal percorso seguito}$$

$$Q - W = \Delta E$$

Γ^*

$$\dot{m} = \rho \cdot W (\text{velocità media}) \cdot A \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

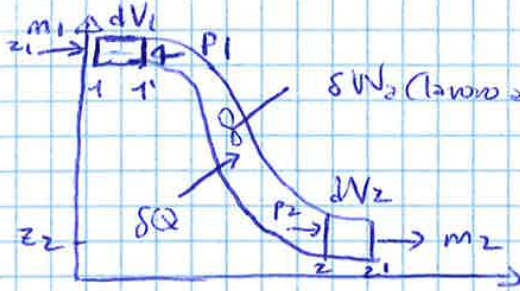
$$\dot{V} = W \cdot A \quad \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$$

Velocità inversamente proporzionale all'area in condizioni di portata uguale

$$\dot{V} = \frac{dV}{dt} = \frac{dm}{\rho dt} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$$

Portata volumica = volume occupato dalla massa scambiata con l'area della sezione

Quando grafico su slide sul 1° principio della termodinamica per sistemi aperti



δW_2 (lavoro all'asc) nel periodo di tempo $(t, t + dt)$

$$\delta Q - \delta W = dU + dE_r + dE_c$$

$$dU = U_{1,2}(t + dt) + dV_{2,z_2}(t + dt) - U_{1,2}(t) - dU_{1,1}(t)$$

$$\frac{dU}{dt} = \frac{U_{1,2}(t + dt) - U_{1,2}(t)}{dt} + \frac{dV_{2,z_2}(t + dt)}{dt} - \frac{dU_{1,1}(t)}{dt} =$$

$$= \frac{dU_{1,2}}{dt} + \frac{U_2 (\text{energia interna specifica}) dm_{2,z_2}}{dt} - \frac{U_1 \cdot dm_{1,1}}{dt} =$$

$$\frac{dU}{dt} = \frac{d(U \cdot m)}{dt} + U_2 \cdot m_2 - U_1 \cdot m_1$$

$$dU = \frac{d(U \cdot m)}{dt} dt + U_2 \cdot m_2 \cdot dt - U_1 \cdot m_1 \cdot dt$$

Nel caso in cui sia REGIME PERMANENTE: $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$ $\nabla \frac{d(U \cdot m)}{dt} = 0$

Quindi semplificazione delle formule precedenti

ovvero variazione di energia interna è nulla

$$dU = \dot{m} \cdot (U_2 - U_1) \cdot dt$$

$$dE_p = \dot{m} \cdot g \cdot (z_2 - z_1) \cdot dt$$

$$dE_c = \frac{1}{2} \dot{m} \cdot (W_2^2 - W_1^2) \cdot dt$$

Lavoro?

$$\begin{aligned} \delta W &= \delta W_2 + p_2 \cdot dV_{2,z_2} - p_1 dV_{1,1} = \delta W_2 + p_2 V_2 \cdot \frac{dm_{2,z_2}}{dt} dt + \\ &- p_1 V_1 \frac{dm_{1,1}}{dt} dt = \delta W_2 + p_2 V_2 \cdot \dot{m} dt - p_1 V_1 \cdot \dot{m} dt \end{aligned}$$

In generale $\delta W = p \cdot dV = F_r \cdot ds = p \cdot \frac{A \cdot ds}{dV}$

In regime permanente $\delta W = \delta W_2 + p_2 V_2 \cdot \dot{m} dt - p_1 V_1 \cdot \dot{m} dt$

Questo è in contrasto con il secondo assioma

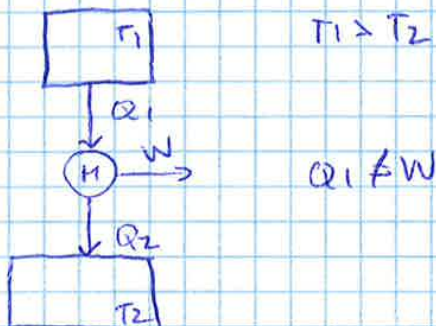
Secondo Kelvin-Planck:

È impossibile operare un processo ciclico, il cui unico effetto sia quello di sottrarre calore ad un termoscabito e trasformarlo interamente in lavoro

È invece possibile trasformare energia meccanica tutta in energia termica, perché è solo un deposito di energia.

MACCHINE TERMICHE CHE PRODUCONO LAVORO (CICLO DIRETTO)

ciclo diretto



$W_{netto} > 0$ (ipotesi)

Q_1 ceduto al sistema

Q_2 ceduto dal sistema

$$\Delta S_{tot} = \Delta S_{sist} + \Delta S_1 + \Delta S_2 =$$

$$= 0 - \frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2} \geq 0$$

$$\frac{|Q_1|}{T_1} \leq \frac{|Q_2|}{T_2} \quad (\text{in caso di reversibilità } \frac{Q_1}{T_1} = \frac{Q_2}{T_2})$$

$$|Q_1| = T_1 \left(-\Delta S_{tot} + \frac{|Q_2|}{T_2} \right)$$

$$|Q_2| = T_2 \left(\Delta S_{tot} + \frac{|Q_1|}{T_1} \right)$$

$$W_{netto} = |Q_1| - |Q_2| - \Delta U_{sist} = |Q_1| - |Q_2|$$

$$W_{netto} = -T_1 \Delta S_{tot} + |Q_2| \left(\frac{T_1}{T_2} - 1 \right)$$

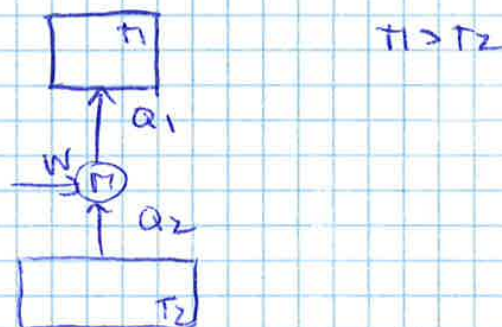
$$W_{netto} = -T_2 \Delta S_{tot} + |Q_1| \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right)$$

Se $W_{netto} > 0$ le ipotesi sull'verso del flusso termico sono corrette

$\Delta U_{sist} = 0$ perché U è funzione di stato e siamo nel caso di un ciclo

Per una macchina ideale con ciclo reversibile c'è comunque un limite di rendimento, che non sarà mai 1.

ciclo inverso



Operare che non avviene spontaneamente (postulato di Clausius) deve essere fornito lavoro alla macchina x farlo

ipotesi $W_{netto} < 0$

$$\Delta S_{tot} = \Delta S_{sist} + \Delta S_1 + \Delta S_2 =$$

$$= 0 + \frac{Q_1}{T_1} - \frac{Q_2}{T_2} \geq 0$$

$$\frac{|Q_1|}{T_1} \geq \frac{|Q_2|}{T_2}$$

Perché $T_1 > T_2 \rightarrow |Q_1| > |Q_2|$

$$W_{netto} = |Q_2| - |Q_1| < 0$$

$$|W_{netto}| = T_1 \Delta S_{tot} + |Q_2| \left(\frac{T_1}{T_2} - 1 \right)$$

$$W_{netto} = |T_2 \Delta S_{tot}| + |Q_1| \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right)$$

Anche in questo caso limiti al rendimento

Tabelle riassuntive su slide X sistemi chiusi e aperti (trasf. reversibili, irreversibili e irreversibili stazionari)

CHIUSO: reversibile $S_f - S_i = \sum_{rev} \frac{\delta Q}{T}$

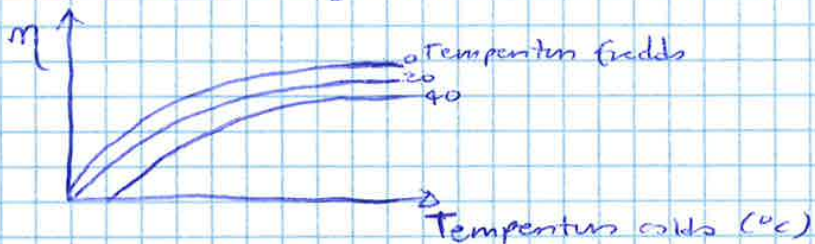
Se ho n sorgenti termiche che scambiano calore $|S_f - S_i|_{sist} = \sum_{j=1}^n \frac{Q_j}{T_j}$ (formule generali)

CHIUSO: irreversibile $S_f - S_i = \sum_{irr} \frac{\delta Q}{T} + \Delta S_{irr}$

$(S_f - S_i)_{sist} = \sum_{j=1}^n \frac{Q_j}{T_j} + \Delta S_{irr}$

X sistemi aperti guarda su slide

RENDIMENTO η o FATTORE DI CARNOT



Massimo η con sorgente calda molto calda e sorgente fredda molto fredda

Ovvero η maggiore se $\frac{T_1}{T_2}$ tende a 0

Nel grafico T in $^{\circ}C$ ma nella formula in Kelvin

$T_1 = 250^{\circ}C$
 $T_2 = 0^{\circ}C$

$\eta = 1 - \frac{273K}{523K} = 0,477$

EQUAZIONI DI GIBBS

Per qualunque trasformazione infinitesimale

LAVORO

$\delta W = p \cdot dV - \delta R$ (lavoro forze attrito)
2° principio

$\delta Q = T \cdot dS - T \cdot dS_{irr}$
dove $dS = \frac{\delta Q}{T}$

// transf. reversibile

$\delta W = p \cdot dV$ (no forze attrito)

$\delta Q = T \cdot dS$ (no produzione entropia
x fenomeni irr.)

I PRINCIPIO TERMODINAMICA

$dU = \delta Q - \delta W = T \cdot dS - T \cdot dS_{irr} - p \cdot dV + \delta R$ (irreversibile)

$dU = \delta Q - \delta W = T \cdot dS - p \cdot dV$

$\Rightarrow dU$ dipende solo da punto di arrivo e punto di partenza quindi sia nel caso irr. sia nel caso rev. dU deve essere uguale, ovvero

$dU = T \cdot dS - p \cdot dV$

I EQUAZIONE DI GIBBS

$\delta R = T \cdot dS_{irr}$ (solo le forze di attrito vanno a causare aumento di S nell'Universo)

Dalla definizione di entalpia $dH = dU + p \cdot dV + V \cdot dp$

$dH = T \cdot dS + V \cdot dp$

II EQUAZIONE DI GIBBS

l_0 = lunghezza corpo a 0°C

α = coefficiente di dilatazione lineare (dipende da materiale)

- Relazione volume e temperatura

$$V = V_0 (1 + \alpha t)$$

t in $^\circ\text{C}$

V_0 = volume a 0°C
 α = coefficiente di dilatazione volumica

FASE LIQUIDA

$$V = V_0 (1 + \alpha t)$$

L'acqua ha comportamento anomalo. Tra 0°C e 4°C andamento della retta tra V e t ha coefficiente negativo, da 4°C in poi andamento positivo. Così tra 0°C e 4°C (H_2O con aumento di T diminuisce volume). Il ghiaccio infatti galleggia su H_2O , e' + leggero.

FASE AERIFORME

$V = V_0 (1 + \alpha t)$ solo a Pressante per gas $\alpha = \frac{1}{273,15^\circ\text{C}}$

con $T = -273,15^\circ\text{C}$, $V = V_0 (1 - 1) = 0$
 allo zero assoluto, il volume diventerebbe 0 (caso limite)

Regola delle fasi (o di Gibbs)

n° gradi di libertà di un sistema e' dato da:

$$V = N - F + 2 \quad 1 \leq F \leq 3$$

$N = n^\circ$ componenti
 $N = n^\circ$ componenti
 $F = n^\circ$ fasi coesistenti

Tipi di diagrammi (bidimensionali):

- diagramma ^(y) pressione - volume specifico (p, v) o di Andrews
- // ^(x) temperatura - entropia specifica (T, s) o di Gibbs
- // entalpia specifica - entropia specifica (h, s) o di Waller
- // pressione - temperatura (p, T) o di Pegibault
- // pressione - entalpia specifica (p, h) o di ...

Per caso monocomponente (quello che abbiamo oggi) $V = 1 - 1 + 2 = 2$ gradi di libertà

Punto triplo $V = 1 - 3 + 2 = 0$, e' un punto solo (ricordo chimico)

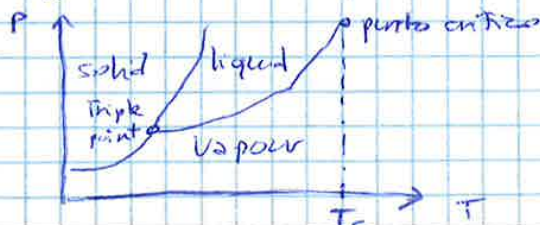
Studiamo il 1° e 4° diagrammi, se voglio eliminare l'effetto della dimensione del sistema devo usare come variabile indipendente una grandezza intensiva che non dipende dalla massa

Esistono i diagrammi tridimensionali (P, T, V) con tutte le possibili condizioni in cui si può trovare un sistema monocomponente

Guardo su stile diagramma (\rightarrow sx solido, poi fase d'equilibrio solido-liquido, in alto tutto liquido, superficie della compressione fase di equilibrio tra liquido e vapore, la linea orizzontale in basso solido-vapore)

Ripasso i nomi dei vari passaggi di stato (fusione, ...)

DIAGRAMMA P-T
 (Pegibault)



$T_s T_c$ \rightarrow solido-vapore

$$m = m_l + m_v$$

m rest costante (conservazione)

$$V = V_l + V_v$$

$$x = \frac{m_v}{m_l + m_v} = \text{TITOLO (adimensionale)}$$

su cui limite inferiore $x = 0$ (perché non c'è niente vapore)

su cui limite superiore $x = 1$ (perché c'è solo vapore)

$$v = \frac{V}{m} = \frac{V_l + V_v}{m_l + m_v} = \frac{V_l}{m_l} \cdot \frac{m_l}{m_l + m_v} + \frac{V_v}{m_v} \cdot \frac{m_v}{m_l + m_v} = (1-x)v_l + x \cdot v_v$$

Tutti i punti sotto compiono in un volume specifico che è un'media pesata fra volumi specifici (quanto "energetico" in base alla composizione di uno o dell'altro)

Quantità di calore che devo fornire ad un sistema $m = \text{CALORE DI VAPORIZZAZIONE}$

$$Q = m \cdot r_{ev} \text{ (calore di vaporizzazione)} \quad \leftarrow \text{EVAPORAZIONE TOTALE}$$

r_{ev} dipende da pressione (se p alta r_{ev} è + bassa di quello a p bassa)

Se con il alta pressione serve meno "energia" (è v. evaporare)

Energia latente fornita x cambiamento di fase ($\rightarrow T$ costante)

Energia sensibile fornita x cambiamento di temperatura

$$Q = x \cdot m \cdot r_{ev} \quad \leftarrow \text{EVAPORAZIONE PARZIALE}$$

titolo

Confronto fra DIAGRAMMA P-V e DIAGRAMMA P-T su slide

linea isoterma \rightarrow linea isobara

punto 2-3-4 su isoterma coincidono (mentre su isobara sono distinti)

punto 6-7-8 su isoterma coincidono (// //)

Questo x verificare ipotesi di primo che se su isoterma erano linee, su isobara sono aree

GAS IDEALI (RIPASSO)

- Boyle T const $pV = \text{const}$

- Gay-Lussac p const $V = V_0(1 + \alpha t) = V_0 \beta \frac{T}{T_0}$
 β in °C β in K

Equazione di stato dei gas ideali

$$pV = nRT = m \frac{R}{MM} T = m R^* T$$

R costante universale

R^* è tipico di ogni elemento = costante di elasticità di gas $(\frac{kJ}{kg \cdot K})$

con $m=1$ $pV = R^* T$

VARIAZIONE ENTALPIA SPECIFICA

$$h_f - h_i = c_p (T_f - T_i)$$

VARIAZIONE U SPECIFICA

$$u_f - u_i = c_v (T_f - T_i) \text{ dipende solo } \rightarrow T$$

- $p_A V = m_A \cdot R_A^* T$ $R_A^* = 287,2 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$

- $p_V V = m_V \cdot R_V^* \cdot T$ $R_V^* = 461,9 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$

Divido la 2^a equazione per la 1^a :

$$\frac{p_V \cdot V}{p_A \cdot V} = \frac{m_V \cdot R_V^* \cdot T}{m_A \cdot R_A^* \cdot T} \Rightarrow \frac{m_V}{m_A} = X = \frac{R_V^* \cdot p_V}{R_A^* \cdot p_A}$$

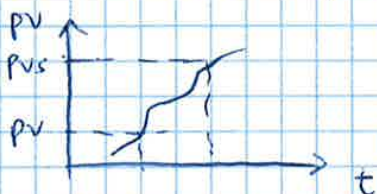
$$= \frac{R_A^*}{R_V^*} \cdot \frac{p_V}{p - p_V} = 0,622 \frac{p_V}{p - p_V}$$

UMIDITÀ RELATIVA

$\left[\phi = \frac{m_V}{m_{V_s}} \right] [\%]$

$m_V =$ massa di vapore $[\text{kg}]$

$m_{V_s} =$ massa di vapore alla saturazione è pari temperatura $[\text{kg}]$



Dalla legge dei gas perfetti $\phi = \frac{p_V}{p_{V_s}} [\%]$

Esempio

$p = 101325$
 $t = 21^\circ\text{C}$
 $\phi = 70\%$

$$X = 0,622 \cdot \frac{0,72488}{101325 - 0,72488} = 0,011 \frac{\text{kg}_V}{\text{kg}_A}$$

ENTALPIA SPECIFICA

Rappresento il contenuto energetico dello miscelo e l'entalpia dello miscelo riferita all'unità di massa di aria secca

$$h = \frac{H}{m_a} = \frac{m_a \cdot h_a}{m_a} = \frac{m_V}{m_a} h_V = \boxed{h_a + X \cdot h_V} \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$h_a = c_{p,a} t$

$h_V = v_0 + c_{p,v} \cdot t$

$$\Rightarrow h_{a+X} = c_{p,a} t + X \cdot (c_{p,v} \cdot t + v_0) = (c_{p,a} + X c_{p,v}) t + v_0 X$$

$\boxed{h_{a+X} = c_{p,a} \cdot t + X \cdot (c_{p,v} \cdot t + v_0) = (c_{p,a} + X c_{p,v}) t + v_0 X}$

$h_{a+X} = 1,006 \cdot t + X (1,7875 t + 2501) = (1,006 + 1,7875 \cdot X) \cdot t + 2501 \cdot X$

Formule inverse

$\rightarrow t = \frac{h - 2500X}{1,01 + 1,8X}$

$X = \frac{h - 1,01t}{2500 + 1,8t}$

Altre variabili di stato psicometriche

- **Temperatura DI RUGIADA** (vedi definizione su slide)

Un raffreddamento inizialmente procede lungo una isovmidità specifica, quando ne giunge lo stato di saturazione avviene la formazione di rugiada.

Una volta a contatto col pavimento si raffredda ad umidità costante (PUNTO DI RUGIADA) fino a creare RUGIADA. La temperatura del punto di rugiada è la T di RUGIADA

Ad ogni T di rugiada assegnato un valore di X, cioè una corrispondenza biunivoca.

Altro caso particolare: faccio passare miscela d'aria x superficie bagnata

Questo comporta che acqua evapori, ma questo richiede molta energia (calore) che viene fornito dall'aria e al tempo stesso si raffredda. → **ARIA RAFFREDDATA**, perde energia sensibile e ne acquista energia latente (non si sa cosa di questo) → **TEMPERATURA DI SATURAZIONE ADIABATICA**

si bagna bulbo → bulbo umido e se uso termometro mi dà un temperatura minore xk si è raffreddato suo interno x evaporazione quell'HzO.

TEMPERATURA DI BULBO UMIDO ≤ temperatura di bulbo secco

Quando $M \cdot Q$ evapora e mi si raffredda, acqua ha più entalpia > 0 e questo fa sì che temperatura di bulbo umido > temp. di saturazione isobarica (non si capisce ancora)

$t_{bulbo\ secco} \geq t_{bulbo\ umido} > t_{rugiada}$

Le 3 coincidono se sono su curva di saturazione

TRASFORMAZIONI PSICOMETRICHE dell'ARIA UMIDA

Numero limitato di trasformazioni usate negli impianti di condizionamento

Dato un qualunque tipo di transf. da A a B, posso trovare Δm_v (variazione del contenuto di vapore) e quantità di calore ceduto o sottratto alla miscela (Q): in termini istantanei si ottiene m_v e Q (denomando, ottengo le portate d'aria)

$$\Delta m_v = m_a \cdot (x_B - x_A)$$

$$Q = m_a \cdot (h_B - h_A)$$

$$m_v = m_a \cdot (x_B - x_A)$$

$$Q = m_a \cdot (h_B - h_A)$$

portata
potenza

Se Δm_v è positivo, allora umidità è aumentata

Se $h_{finale} < h_{iniziale}$ si sottrae calore → **RAFFREDDAMENTO**

1) RISCALDAMENTO A UMIDITÀ SPECIFICA COSTANTE

- t aumenta
- x costante
- h aumenta
- γ diminuisce

tipica transf. negli impianti d'inverno. Prendo aria da esterno, la faccio passare x **BATTERIE** di RISCALDAMENTO (cambio caldo iniettato in H₂O caldo) → mi si riscalda ma x costante

T di rugiada (collegata alla x) non cambia

Contenuto (mole di H₂O) → h aumenta

γ diminuisce, mi si sembra secco perché + lontano da curva di saturazione

2) RAFFREDDAMENTO A UMIDITÀ SPECIFICA COSTANTE

Stesso procedimento di prima ma x l'estate, mi posso ottenere effetto di raffreddamento Aria senza aumentare il vapore viene percepita + umida, perché umidità relativa aumenta (mentre quella specifica è costante)

Comunque guarda slide x formule e grafici

$$m_k = m_a (x_2 - x_1) \rightarrow t_2 = x_1 + \frac{m_k}{m_a}$$

$$m_k h_k = m_a (h_2 - h_1) \rightarrow h_2 = h_1 + \frac{m_k}{m_a} \cdot h_1 = \dots$$

La trasformazione che avviene è quasi isenthalpica, ma un po' di aumento di (l'aumento è $\frac{m_k}{m_a} \cdot h_1$). Per poter essere trascinato.

non interviene la termine che è sempre notevolmente l'enthalpia, infatti quella del vapore molto alta

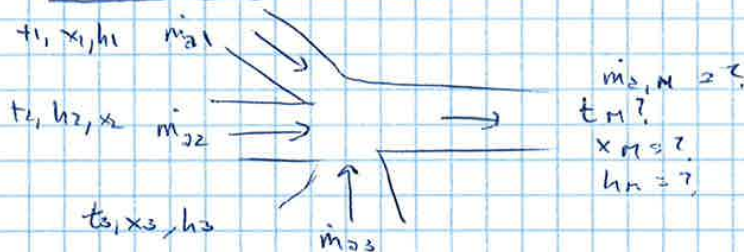
Caso particolare: UMIDIFICAZIONE ADIABATICA

- t diminuisce
- x aumenta
- h quasi costante
- p aumenta

efficienza dell'umidificazione: $E = \frac{x_2 - x_{s1}}{x_s - x_1}$

(seguire cioè quasi saturata) se raggiunge il 100% si parla di UMIDIFICAZIONE DI SATURAZIONE

MISCELAZIONE DI 2 PORTATE



Area presa: in parte presa dall'esterno, in parte già quella interna rutilizzato, questo è il principio degli impianti a risparmio soldi. Qui noi studiamo 3 miscelazioni di solito sono queste 2.

Guardo formule su slide: principio di conservazione di massa (aria secca e x vapore) + principio conservazione energia

ma esplicitato e hm anche

Posso dire che anche t di uscita è media pesata di tutte le temperature?

$t_m = \frac{E m_{a1} t_1}{E m_{a2} t_2}$? **NO**, varrebbe solo nel caso in cui tutti i componenti hanno la stessa x! oppure nel caso di liquidi

MISCELAZIONE DI DUE PORTATE (con x comuni)

$x_m =$ media pesata delle umidità specifiche, stessa cosa x entalpia

x la temperatura non posso applicare lo stesso regola ma posso inventare formula dell'entalpia → formula

$$t_m = \frac{h_m - Z_{SOD} x_m}{1,01 + 1,9 x_m}$$

Se ho punto 1 e punto 2, faccio segmento che unisce, poi faccio vettore nel punto 2 con modulo m_{a1} poi faccio vettore in 1 parallelo primo ma con direzione opposta, m_{a2} se unisce in 2 parte del vettore, ho trovato il punto M (intersezione tra segmento 12 e unione dei vettori)

UNITA' DI TRATTAMENTO ARIA (IMPIANTO DI CONDIZIONAMENTO)

Utilanti x for in modo di avere temperatura e umidità desiderata → trasformazioni di aria nelle UTA (unità di trattamento aria)

può essere conveniente non prendere tutta aria dall'esterno ma un po' riutilizzato → RISPARMIO DI ENERGIA

Se fuori ho 32°C, dentro 26°C e voglio refrigerare, è + conveniente utilizzare una parte di quella interna

② CONVEZIONE (≠ CONVENZIONE)

Esempio: Radiazione che riscalda ambiente → come si propaga energia? Radiazione cade sopra a particelle inattive → contatto con essa (conduzione). Non meno che ci allontaniamo da fonte, le particelle di fluido tendono a salire → CONVEZIONE naturale.
 Posare di fluido caldo sale, quello freddo scende → tutto questo incrementa lo scambio termico. C'è un movimento macroscopico di fluido

③ IRRADIAMENTO

Esempio: due corpi Sole-Terra con T diverse. Emissione radiazione elettromagnetica → fenomeno ondulatorio di propagazione di energia.



Una quota di questa radiazione andrà ad incidere su superfici terrestri che lo incamerano. È UNO SCAMBIO DI E non x CONTATTI ma x trasmissione di radiazione elettromagnetica.

Due corpi alla stessa temperatura emettono entrambi radiazioni, in ugual misura → SALDO NETTO = 0

Mentre tra Sole e Terra → SALDO NETTO POSITIVO da Sole → Terra

Questo è il miglior modo x trasmettere energia nel vuoto → velocità massima (quella della luce)

Migli edifici: interpongono tutti e 3 le modalità di trasmissione del calore.

Flusso termico = potenza termica (Φ) = quantità di calore che attraversa elemento
 oppure
 \dot{Q} e allora nell'unità di tempo [W]

A volte (parete piana) ci interessa quantificare DENSITÀ di flusso termico o
FLUSSO TERMICO AREICO ($\frac{\Phi}{A}$) = [$\frac{W}{m^2}$]

CONDUZIONE TERMICA

Propagazione di calore x contatto tra particelle senza movimento macroscopico del materiale unico modo x solidi.

Possiamo definire la funzione di temperatura in base a quattro parametri: x, y, z, T

In un solido → superfici isoterme (stessa T lungo dei punti con)

↓
 non possono intersecarsi; tra loro (ovviamente), al massimo cambia la loro distanza (ovvero la differenza di temperatura)

Se ho isoterme distanti vuol dire che in quell'area c'è meno flusso di calore situazione + statica di T .

Linee di flusso → in ogni suo punto direzione della propagazione del calore, perpendicolari alle superfici isoterme

Distinguo tra fenomeno termico VARIABILE o DINAMICO e fenomeno STAZIONARIO

- temperatura varia non solo in fx dello spazio ma anche del tempo (come stando nello stesso posto, la T può cambiare come in auto)
- possono essere fenomeni di ACCUMULO termico (l'energia immessa nel sistema può cambiare)
- difficile da analizzare

- grandezze sono funzioni dello spazio, non del tempo
- NO FENOMENI DI ACCUMULO di energia (quantità di E è sempre la stessa)

Per la conduttanza non vale questo sommatorio

$$\Lambda_{tot} = \sum \Lambda_j ? \text{ NO!}$$

$$\Lambda_{tot} = \frac{1}{R_{tot}} = \frac{1}{\sum \frac{s_j}{\lambda_j}} = \frac{1}{\sum R_j} = \frac{1}{\sum \frac{1}{\Lambda_j}} \quad \text{RICORDO!}$$

È importante realizzare pareti con $\sum_{j=1}^n \frac{s_j}{\lambda_j}$ il più possibile

In una parete la resistenza è molto influenzata dalla resistenza dello strato + resistente di tutti (perché se è molto isolante, il 90% di R_{tot} viene da quell'isolante)

Il profilo della temperatura che forma avrà? Attenzione perché se non faccio attenzione potrei avere un t troppo basso, t di condensa

In uno strato e l'altro di una parete piano multi strato, il profilo di t appare come una SPEZZATA! un po' tante volte con pendenze diverse

Dove è + ripido = dove + grande il profilo? Con il valore di λ , dove λ molto basso, piccolo molto alto

$$\frac{t_1 - t_2}{s_1} = \frac{\Phi}{A} \cdot \frac{1}{\lambda_1}$$

$$\frac{t_2 - t_3}{s_2} = \frac{\Phi}{A} \cdot \frac{1}{\lambda_2}$$

Se ho temperature diverse tra due pareti \rightarrow non cambia flusso che passa

Se ho isolante su una parete \rightarrow dentro sarà + caldo, no fenomeni di condensazione e ambiente + confortevole (λ molto basso)

ESEMPIO SU DISPENSE

$$\lambda_{interno} = 0,8 \text{ W/mK}$$

$$\lambda_{lat} = 1 \text{ W/mK}$$

$$\lambda_{isolante} = 0,04 \text{ W/mK}$$

$$t_1 = 18^\circ\text{C}$$

$$t_5 = 0^\circ\text{C}$$

$$\frac{\Phi}{A} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n R_i} (t_1 - t_5)$$

$$R_{tot} = \frac{0,02}{0,8} + \frac{0,12}{1} + \frac{0,06}{0,04} + \frac{0,02}{0,8} = 1,7 \text{ S}$$

$$\Lambda = \frac{1}{R_{tot}}$$

isolante (1,5) quasi tutto da isolante

$$\frac{\dot{Q}}{A} = 10,3 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

At incide su flusso, \rightarrow Sostiene (At alto) è importante
te isolante bene, \rightarrow Palermo meno

$$t_2 = t_1 - \frac{\dot{Q}}{A} \cdot \frac{s_1}{\lambda_1} \rightarrow t_1 = 18 \quad \text{interno}$$

$$t_2 = 17,7 \quad \text{bluente (?)}$$

$$t_3 = 15,7 \quad \text{isolante} \rightarrow \text{cond. molto + ripido di } t$$

$$t_4 = 0,23^\circ\text{C} \quad \text{interno}$$

$$t_5 = 0 \quad \text{bluente } \lambda \text{ bassissima} \rightarrow \text{At alto}$$

PARTE CILINDRICA (tubazioni)

- indefinito (lunghezza del cilindro \gg raggio) \rightarrow ci permette di parlare di densità lineari e non superficiali
- Strati omogenei
- Bcc isoterme
 - \rightarrow • superfici isoterme sono cilindriche e concentriche
 - linee di flusso radiali

sinusoidale ha "allungamento" lungo x rispetto a quella della superficie
 A grandi profondità \rightarrow At quasi 0

$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho c} \quad \text{DIFFUSIVITÀ}$$

$$\sigma = e^{-\sqrt{\frac{x}{\alpha}}}$$

FATTORE DI SPOSTAMENTO \rightarrow adimensionale

$$\frac{x}{z} = \sqrt{\frac{T}{\pi \alpha}}$$

ATARDU TEMPORALE

T = periodo

$$\delta = \sqrt{\frac{\alpha T}{\pi}}$$

PROFONDITÀ DI PENETRAZIONE TERMICA

dipende da T e da tenore/materiale che lo costituisce

$$w = \sqrt{2 \omega \alpha}$$

VELOCITÀ DI PROPAGAZIONE DELL'ONDA

CONVEZIONE TERMICA

27/10/19

A differenza di conduzione, comporta MACROSCOPICO SPOSTAMENTO DI MASSA

Sempre per contatto, come conduzione. È il processo di trasferimento di calore tra parete e aria (fluido)

Convezione:

① conduzione tra parete e primo strato di fluido \rightarrow contatto (che sta fermo perché bloccato da forze d'attrito)
 Via via che ci si allontana da parete, fluido sempre + libero di muoversi

② accumulo di calore nelle particelle del fluido
 Fluido riscaldandosi, tende ad espandersi e risale verso l'alto, questo spinge + basso quello freddo. Questo movimento porta ad un incremento del calore scambiato.

Quando il movimento del fluido avviene per cause esterne:
CONVEZIONE FORZATA (ventilatore o vento, cassa naturale)

(Cassa esterna al sistema termodinamico considerato)

CONVEZIONE NATURALE

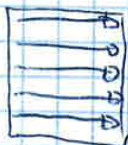
Moto del fluido è dovuto allo scambio termico tra fluido e parete. Si crea un gradiente di temperatura e densità (che si riduce) che si determina nel fluido.

① FLUIDO SI DILATA TERMICAMENTE

② NECESSARIO ESSERE IN UN CAMPO GRAVITAZIONALE (noi lo siamo)

Quando abbiamo parete di conduzione, abbiamo parete solo dal punto di vista termico del sistema, mentre in questo caso si studia dal punto di vista termico ma anche dal punto fluidodinamico \rightarrow si parla di TERMOFLUIDODINAMICA

Superficie piana estesa in cui fluido che, prima della piastra, ha velocità uniforme (x modulo direzione, verso)



Campo di velocità con piastra viene modificato dalle forze d'attrito in prossimità della parete. L'andamento della velocità è di tipo LAMINARE: velocità diminuisce allentandosi da parete con un andamento parabolico. Oltre linea tratteggiata moto non risente della presenza della parete

Moto turbolento: profilo + veloce, andamento + vicino ad un iperbolico, spessore molto minore.

In CONVEZIONE NATURALE si introduce NUMERO DI GRASHOF (??), dimensionale. Cos'è?

C'è un coniferi differenza in ~~CONVEZIONE~~ ^{CONVEZIONE} PIANA E INTERCAPEDINE (spazio limitato tra due pareti vicine)



$t < z$

Caso parete piana verticale \neq caso parete piana orizzontale
Esente dentro + sotto, flusso termico tende ad uscire da caso

IRRAGGIAMENTO termico

Proprietà di ogni corpo che a temperatura $T > 0K$ emette radiazioni elettromagnetiche (visibile anche nel vuoto)

3 FASI: emissione di radiazione, trasporto della radiazione, assorbimento da parte del secondo corpo.

Energia scambiata totale = energia emessa da 1° corpo - energia emessa da 2° corpo.

Nel vuoto è l'unico tipo di scambio termico

RADIAZIONE ELETTROMAGNETICA: è un'onda con equazione tipico ondulatoria

$$c^2 \frac{\partial^2 A}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 A}{\partial t^2} \quad (\text{MAGNETICO?}) \times \text{qualsiasi onda}$$

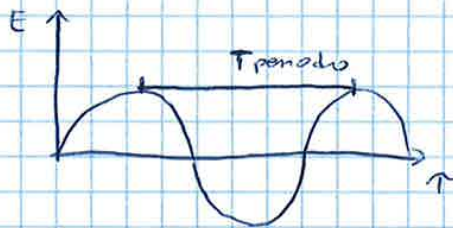
Le due grandezze che vanno nel caso dell'onda elettromagnetica, secondo questa equazione, è il CAMPO ELETTRICO e CAMPO MAGNETICO. L'oscillazione di queste due grandezze comporta SCAMBIO di ENERGIA o PROPAGAZIONE

CAMPO elettrico e magnetico sono grandezze vettoriali con direzione ortogonale alla direzione di propagazione \rightarrow sono dette ONDE TRASVERSALI.

Sono anche perpendicolari tra loro (incrociando le mani dx)

Onde elettromagnetiche definite da:

1) lunghezza d'onda (λ) [μm o nm] = distanza percorsa durante oscillazione completa
non confondersi con CONDUZIONE NATURALE (questo è caso ONDULATORIO, l'altro è caso IRRADIAZIONE)



2) nel grafico in funzione del tempo la distanza tra due massimi non è lunghezza d'onda ma PERIODO

3) Frequenza (f) [$Hz = \frac{1}{s}$] = numero di oscillazioni complete nell'unità di tempo

4) VELOCITÀ DI PROPAGAZIONE (c)

$$c = \lambda \cdot f = \frac{\lambda}{T} \quad (\text{ad vuoto } c = 3 \cdot 10^8 \frac{m}{s})$$

c caratteristica del mezzo di propagazione (che non è un vettore, cm e $scopio$, ...)

Nel vuoto valore MASSIMO, qualsiasi altro mezzo ha velocità minore

$$c_0 = \text{indice di rifrazione} \rightarrow c = \frac{c_0}{n}$$

$n > 1$ in quasi ogni caso \rightarrow 1 (velocità quasi uguale al vuoto)
 $n < 1$ in alcuni casi, è simile a caso del vuoto

$d\lambda \rightarrow$ porzione infinitesima della lunghezza d'onda totale, cioè considero solo questo intervallo su tutto λ

Veni emesso flusso termico del 3° ordine, infinitesimo (3° ordine perché 3 infinitesimi, $d\lambda, dA, dW$)

$$d^3\phi \propto dW d\lambda \cdot \underbrace{dA \cdot \cos \beta}_{\text{Area apparente } (dA_{app})}$$

Immaginiamo occhio dell'osservatore in γ . Con $\beta = 0^\circ$ dA visto dall'osservatore è uguale a dA_{totale} , con $\beta = 90^\circ$ dA visto da osservatore è uguale a 0, nei casi intermedii dipende dall'angolo β

Proiettiamo dA su piano ortogonale all'asse $\gamma \rightarrow$ questo è il $dA_{apparente}$

$I_{\lambda\gamma}$ = costante di proporzionalità che lega $d^3\phi$ con $dW d\lambda dA \cos \beta$

$$d^3\phi = I_{\lambda\gamma} \cdot dA_{app} dW d\lambda \rightarrow \text{ricordo formula di } I_{\lambda\gamma}$$

$I_{\lambda\gamma}$ = intensità spettrale, quantifica emissione lungo superficie in base a lunghezza d'onda, sia in base a lunghezza d'onda direzione. È grandezza spettrale, perché varia con lunghezza d'onda

$$[I_{\lambda\gamma}] = \frac{W}{m^2 \cdot sr \cdot mm}$$

↓
(mmetro)
steradiani (che cosa???)

Intensità globale I_γ (~~non è + derivabile con λ~~)

È infinitesimo del 2° ordine perché non $d\lambda$ + l'infinitesimo della lunghezza d'onda, lo si considera tutto

$$d^2\phi = I_\gamma dA_{app} dW$$

Si parla di intensità globale per questo motivo, non è + su un intervallo di λ

$$[I_\gamma] = \frac{W}{m^2 \cdot sr}$$

Si può dimostrare che intensità globale = integrale dell'intensità spettrale

$$I_\gamma = \int_0^\infty I_{\lambda\gamma} d\lambda$$

Da prossimo \rightarrow qualcosa di non + derivabile, ora studiamo nell'intervallo di λ con superficie dA , cioè che cambia e che non $d\lambda$ + infinitesimo di dW

\hookrightarrow INFINITESIMO DEL 2° ORDINE

POTERE EMISSIVO SPETTRALE o EMITTANZA SPETTRALE (E_λ)

$$d^2\phi = E_\lambda \cdot dA d\lambda \quad [d^2\phi] = \frac{W}{m^2 \cdot nm}$$

In termini globali?

$$\text{EMITTANZA GLOBALE (E)} \quad d\phi = E dA \quad [d\phi] = \frac{W}{m^2}$$

=
Flusso emesso x unità di superficie

$$E^{(n)} = \sigma T^4$$

costante di Stefan-Boltzmann = $5,67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$

Esempio



$$t = 20^\circ C$$

perché ha 2 facce (superficie)

$$\phi = A \cdot E^{(n)} = 418 \cdot (2 m^2) = 836 W$$

$$E^{(n)} = \sigma T^4 = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot (293)^4 = 418 \frac{W}{m^2}$$

$$\lambda_{max} = \frac{2898 \mu m \cdot K}{293 K} = 9,88 \mu m \rightarrow \text{non è nel visibile}$$

Se mettessimo corpo con 6000 K (sole) $\rightarrow \lambda_{max} = 0,48 \mu m \rightarrow$ è nel centro del visibile

IN un corpo opaco (non trasmette nulla) reale il fattore di riflessione è sempre diverso da 0 e quindi fattore di assorbimento $\neq 1$.

Emissività (ϵ) =
totale

POTERE EMISSIVO CORPO
POTERE EMISSIVO CORPO NERO
ALLA STESSA TEMPERATURA

$$\rightarrow E = \epsilon \cdot E^{(n)} = \epsilon \sigma T^4$$

(ϵ_λ) Emissività spettrale = $\frac{E_\lambda}{E^{(n)}_\lambda}$
o monocromatica

n sb per corpo Nero

In corpo reale $\epsilon < 1$

In corpo nero $\epsilon = 1$

In RIFLETTORE REALE $\epsilon = 0$

Per corp spettrali $E_\lambda = \epsilon_\lambda \cdot E^{(n)}_\lambda$

{ Perché "spettrale" = monocromatica? Perché si parla di una sola direzione, ovvero un unico colore mentre nel caso globale prendiamo in considerazione tutti i colori \rightarrow questo l'ho detto io, potrebbe essere una coerenza

Guardo grafico che ti confronta tra corpo nero e corpo reale in base a E_λ (o assorbimento irregolare del corpo reale, + basso, per il resto è simile

Riflettore ideale \rightarrow con coefficiente assorbimento \times , perché non viene emesso nulla

EMISSIVITÀ MONOCROMATICA DIREZIONALE

EMISSIVITÀ DIREZIONALE

$$\epsilon_{\lambda\gamma} = \frac{I_{\lambda\gamma}}{I^{(n)}_\lambda}$$

$$E_\gamma = \frac{I_\gamma}{I^{(n)}}$$

Se ho valori > 1 , maggiore emissione nelle direzioni tangenziale alla superficie e minore perpendicolarmente

LEGGE DI KIRCHHOFF

$$\epsilon_{\lambda\gamma} = \alpha_{\lambda\gamma}$$

Emissività spettrale direzionale = coefficiente di assorbimento

Ne caso di superfici DIFFERENTI (ovvero il continuo di superficie SPETTRALE), cioè diffusione omogenea in tutte le direzioni, posso eliminare dipendenza di direzione

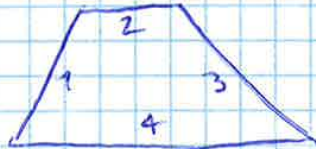
LEGGE DI RECIPROCIITÀ

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

A st. spec. Quando 2 vee sono uguali, fattori di visib sono uguali x legge di reciprocità

Se $A_2 \ll A_1 \rightarrow F_{1,2} \approx 0$

PROPRIETÀ DELLA CAVITÀ



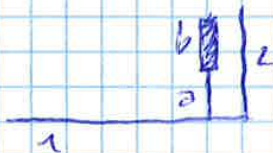
$F_{1,1} + F_{1,2} + F_{1,3} + F_{1,4} = 1$

Se ho superfici piane complanari $\rightarrow F = 0$

PROPRIETÀ ADDITIVA



$F_{1,2} = F_{1,(a+b)} = F_{1,a} + F_{1,b}$



esempio pratico (b = finestra)

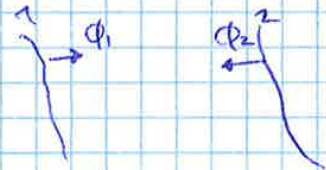
$F_{1,b} = F_{1,2} - F_{1,a}$

SCAMBIO TRA CORPI NERI

$\Phi_1 = A_1 \cdot E_1^{(n)} \cdot F_{1,2}$

$\Phi_2 = A_2 \cdot E_2^{(n)} \cdot F_{2,1}$

con $E^{(n)} = \sigma \cdot T^4$



Queste energie, se sono corpi neri, vengono completamente assorbite

flusso termico scambiato = $\dot{Q} = E_1^{(n)} \cdot A_1 \cdot F_{1,2} - E_2^{(n)} \cdot A_2 \cdot F_{2,1}$

→ Nel caso non di corpo nero, avremo una parte assorbita, l'altra riflessa e torni dalla superficie in cui emette, una parte di quest'ultima viene riassorbita e così via (caso difficile da studiare)

x legge di reciprocità $\rightarrow A_1 F_{1,2} = A_2 \cdot F_{2,1}$

$\dot{Q} = A_1 F_{1,2} (E_1^{(n)} - E_2^{(n)}) = \sigma A_1 F_{1,2} \cdot (T_1^4 - T_2^4)$

↑
i due corpi neri si scambiano un'energia che è effettivamente energia termica

Formule molto diverse da conduzione e convezione, comprese un fenomeno NON LINEARE, ma di quarto grado

$\begin{cases} \dot{Q} = A \cdot h_c (T_1 - T_2) & \text{convezione} \\ \dot{Q} = A \cdot h_c (T_p - T_f) & \text{conduzione} \end{cases}$

SCAMBIO TRA CORPI GRIGI

F_E è funzione dell'emissività dei due corpi, e della geometria

$0 \leq F_E \leq 1$

emissività bassa $\rightarrow F_E$ basso

$$t_a \approx t_r \rightarrow \Phi = h_c \cdot A \cdot (t_p - t_a) + h_r \cdot A \cdot (t_p - t_a)$$

$$\frac{\Phi}{A} = \frac{\Phi_{c+r}}{A} = (h_c + h_r) (t_p - t_a)$$

$$\frac{\Phi}{A} = h (t_p - t_a)$$

o adattanza termica
 coefficiente di scambio termico lineare (superficie mista radiativa + convettiva)
 (RICORDO AULORALE)

$$h = h_c + h_r$$

$$\frac{\Phi}{A} = h (t_p - t_a) = \frac{t_p - t_a}{\frac{1}{h}} \quad R_s \rightarrow \text{resistenza superficiale}$$

In superficie interna di parete

$$h_i = 8 \text{ W/m}^2\text{K}$$

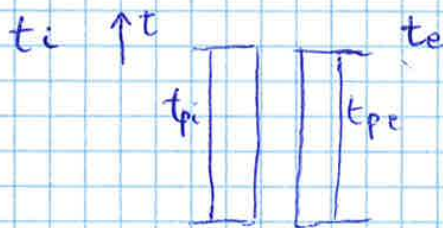
In superficie esterna della parete

$$h_e = 25 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Perché? Cosa cambia? Fattore convettivo o radiante?

Convettivo, perché c'è il vento! Cambia la componente convettiva dell'h

Ora metteremo tutte le 3 cose insieme (conduzione, convezione, irraggiamento) 03/11/14



p = parete

$$t_i > t_e$$

conduzione in faccia della parete

$$\frac{\Phi}{A} = -\Lambda (t_i - t_e) = \frac{(t_{pi} - t_{pe})}{\sum_{j=1}^N \frac{s_j}{\lambda_j}}$$

scambio termico lineare (convettivo + radiativo)

$$\frac{\Phi}{A} = h_i (t_i - t_{pi})$$

$$\frac{\Phi}{A} = h_e (t_{pe} - t_e)$$

Se condizioni stazionarie, i 3 flussi sopra scritti sono la stessa cosa, valgono uguale e sono lo stesso flusso.

$$\begin{cases} t_i - t_{pi} = \frac{\Phi}{A} \cdot \frac{1}{h_i} \\ t_{pi} - t_{pe} = \frac{\Phi}{A} \sum_{j=1}^N \frac{s_j}{\lambda_j} \\ t_{pe} - t_e = \frac{\Phi}{A} \cdot \frac{1}{h_e} \end{cases}$$

→ sommiamo tutti i primi membri e i secondi separatamente

$$t_i - t_e = \frac{\Phi}{A} \left(\frac{1}{h_i} + \sum_{j=1}^N \frac{s_j}{\lambda_j} + \frac{1}{h_e} \right)$$

$$\frac{\Phi}{A} = \frac{t_i - t_e}{\frac{1}{h_i} + \sum_{j=1}^N \frac{s_j}{\lambda_j} + \frac{1}{h_e}}$$

Flusso termico medio totale

X convenzione positivo se flusso entrante, negativo uscente

In quest'ormai resistenza totale comprende:

resistenza del solido parete + 2 resistenze lineari che tengono conto di fenomeno convettivo e radiativo

È + grande U o Δ? Δ perché differenza di t tra le due pareti è molto + bassa della differenza tra i due ambienti

$$U = \frac{\Phi}{A(t_i - t_e)} \rightarrow \frac{\Phi}{A} = U(t_i - t_e) \left[\frac{W}{m^2} \right] \text{ (condizioni stazionarie)}$$

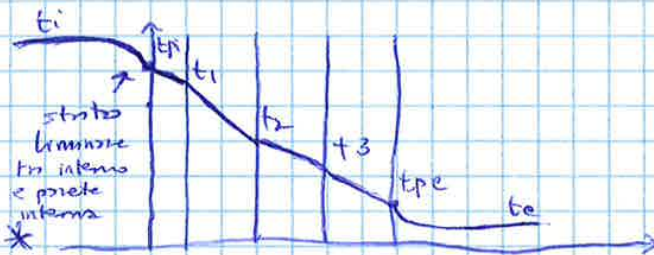
$$\Phi = U \cdot A(t_i - t_e) \quad [W] \quad \text{FLUSSO TOTALE}$$

Tutti i segni sono cambiati per queste formule, perché la convenzione è cambiata da poco

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \frac{s_j}{\lambda_j} + \frac{1}{h_e}} = \frac{1}{R_{si} + \sum \frac{s_j}{\lambda_j} + R_{se}} \quad \text{PARETE HOMOSTATA}$$

$$U = \frac{1}{R_{si} + \sum_{j=1}^n \frac{s_j}{\lambda_j} + \sum_{k=1}^m R_{kj} + R_{se}} \quad [U] = \frac{W}{m^2 K} = \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

↑
strati omogenei ↑
strati non omogenei (fori o intercapedini)



* in un muro a curva, perdono nei punti vicini alla superficie ma costretto a star fermi, l'unico scambio è quello x condurre, ovvero l'abbinamento tipico dell'aria ferma in caso di CONDUZIONE

Φ può essere espresso in + modi

$$\Phi = U \cdot A \cdot (t_e - t_i) = h_e \cdot A(t_e - t_{pe}) = A \cdot h_i(t_{pi} - t_i)$$

↑
condizione applicata

Possono usare le formule x calcolare le varie temperature

$$t_{pe} = t_e - \frac{\Phi}{A \cdot h_e} = t_e - \frac{\rho}{h_e} \quad t_{pi} = t_e + \frac{U}{h_e}(t_i - t_e)$$

Se ho t_{pi} molto (alta), posso avere fenomeno di condensazione, si forma acqua su parete interna. Quindi ho bisogno di t_{pi} molto (bassa) e t_{pe} molto (bassa)

$$t_{pi} = t_i + \frac{\rho}{h_i} \quad \text{o} \quad t_{pi} = t_i - \frac{U}{h_i}(t_i - t_e)$$

PARETE SOTTOPOSTA A RADIAZIONE SOLARE

Radiazione → bassa lunghezza d'onda ed alta frequenza

$$\text{IRRADIANZA SOLARE} = I \rightarrow \frac{W}{m^2}$$

è l'energia incidente sulla che cade nell'unità di tempo su un'unità di superficie di un edificio (non confondere con intensità) oppure flusso che incide su superficie nell'unità di tempo

G è partito in massa di vapore che attraversa parete

LEGGE DI FICK x calcolo G attraverso parete

$$\frac{G}{A} = S \frac{P_{Vi} - P_{Ve}}{s} \quad \text{espressione simile a CONDUZIONE}$$

$S = \text{permeabilità}$

$$[S] = \frac{kg}{m \cdot s \cdot Pa}$$

ricordo $[X] = \frac{W}{m \cdot K}$

↑ SIMILITUDINE?
lui vuole che lo notiamo

$\mu_v = \text{Resistenza al vapore} = \frac{S_{max}}{S_{minima}} = \text{rapporto tra permeabilità dell'aria e quella del materiale considerato}$

BARRIERE AL VAPORE sono sistemi che bloccano passaggio vapore (allungano)

2 normative che regolano valori di permeabilità e fattori di resistenza al vapore x tanti materiali

05/11/14

Permeabilità dell'aria è bassissima → non lascia passare il vapore

$$\frac{G}{A} = M \cdot (P_{Vi} - P_{Ve})$$

\downarrow
PERMEANZA

(pressione del vapore interno) (pressione del vapore esterno)

Si può fare confronto con formula ^{termica} della ~~conduttività~~ $\frac{\Phi}{A} = U (t_i - t_e)$
trasmittanza

La permeanza è l'equivalente della trasmittanza nella diffusione termica

$$[M] = \left[\frac{kg}{s \cdot m^2 \cdot Pa} \right]$$

Permeanza, come trasmittanza, è caratteristica dell'elemento costruttivo (parete, ...)

Mentre permeabilità e resistenza al vapore è tipico del materiale ⇒ cioè differenza tra proprietà del materiale e proprietà del manufatto

Di solito proprietà del materiale finisce con a accanto

ripasso trasmittanza $U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum_{j=1}^n \frac{s_j}{\lambda_j} + \frac{1}{h_e}}$ manoscritto

$$M = \frac{1}{1 + \dots}$$

Resistenza termica / Resistenza al vapore - Differenze?

$$[R_t] = \left[\frac{m^2 K}{W} \right] \quad [R_v] = \left[\frac{m^2 Pa s}{kg} \right]$$

Le resistenze al vapore le usiamo nelle formule di M

$$M = \frac{1}{\left(\frac{1}{\beta_i} \right) + \sum_{j=1}^n \frac{s_j}{\beta_j} + \frac{1}{\beta_e}}$$

resistenza al vapore interno permeabilità

β_i e β_e si chiamano COEFFICIENTI DI ADDIZIONE SUPERFICIALE AL VAPORE e sono i complementari di n_i e n_e

$t_{pi} = t_{rupido}$ FORMAZIONE ACQUA

$$t_{pi} = t_i - \frac{U}{h_i} (t_i - t_e) \quad + \text{alte } t_{pi} \text{ meglio e-!}$$

Quanto + basso α^{-1} in U (paretelle isolati), t_{pi} + alta e meno rischio di formazione di condensa

① Il tracco x evitare condensa e isolare bene le pareti

L'ordine degli strati con cui creo parete ha influenza sulla condensa interna della parete, ma non ha influenza su condensa superficiale, posso invertire ordine degli strati

Engrita dipende solo dalla x (umidità specifica)

Produzione di vapore interno di un ambiente dipende dalla destinazione d'uso (club universitari, discoteche, chiesa)

② VENTILAZIONE ambienti e altro modo x evitare formazione di condensa

Quando $t_{pi} = t_{rupido}$ condensa minima, se superi CONDENSA

(massima trasmissione termica, se viene superata engrita aumentata trasmissione (siccome?)

$$t_{re} = t_{pi} = t_i - \frac{U_{max}}{h_i} (t_i - t_e)$$

Resistenza addizionale = $\frac{1}{U_{max}} - \frac{1}{U}$

resistenza minima ammissibile resistenza disponibile

calcolo per sapere quanta resistenza devo aggiungere x eliminare problema della condensa, un volta che ho ottenuto il valore posso ricavare spessore e tipo di materiale da inserire
($R = \frac{\text{spessore}}{\lambda \text{ materiale}}$)

② CONDENSA INTERSTIZIALE ALLA PARETE

In tutti i punti devo avere, x evitare condensa:

$$P_{v \text{ parete interna}} < P_{v \text{ parete di situazione}}$$

$$p_{vi} < p_{vs}$$

Profilo di p_{vs} dipende dal profilo di T (RICORDO!)

Se profilo di p_{vi} e' sempre sotto profilo di p_{vs} → MAI CONDENSA

Se intersecano → in quei punti condensa
o $p_{vi} > p_{vs}$

p_{vs} dipendente solo da t_i , anzi un esultato in corrispondenza degli isolanti

METODO DI GLASER si cerca di vedere rettilinee l'andamento di vapore

La pendenza della retta di p_{vi} mi indica la portata di vapore

A cosa serve metodo di Glaser? Me lo cerca lo solo

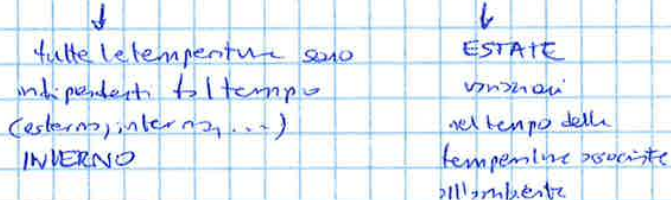
2 casi: strato isolante verso interno e isolante verso esterno. X condensa interna cambia? Certo, se e' esterno mi esalta basso di temperatura all'interno.

- All'esterno
- CONVEZIONE tra aria e parete esterna della parete.
 - IRRADIAZIONE nell'intervallo (superficie e qualsiasi altra parete (pannelli, vetri, ...))
 questi due fenomeni li abbiamo messi insieme con coefficiente h
 • RADIAZIONE INCIDENTE \rightarrow bassa lunghezza d'onda ($< 3 \mu\text{m}$) che arriva da Sole (solo di giorno). Questo fenomeno può essere tenuto in conto inserendo temperatura fittizia $t_{\text{rad-aria}}$
 Anche su parete interna c'è radiazione \rightarrow bassa lunghezza d'onda (quella del sole) come è possibile \rightarrow principale causa del surriscaldamento estivo.
 Almeno finestre bidirirezionali meno riflessa e qst riflessione causa caldo degli ambienti

Accumulo all'interno parete in condizioni dinamiche, ovvero con forti variazioni dell'ambiente da un momento all'altro (es. estate \rightarrow notte)
 Quanto si proietta elemento di misura opposto a studi

- 1) ISOLAMENTO TERMICO \rightarrow struttura della parete \rightarrow ridurre la trasmissione del calore (isolante)
- 2) INERZIA TERMICA \rightarrow struttura della parete \rightarrow ritardare il cambio delle condizioni (molto importante questo studio nei climi caldi secchi). È fortemente legato alla massa del componente. Non sempre è utile, perché d'inverno x sculture Bonino ci vuole un casino di tempo.

Importante sapere se sono in condizioni stazionarie o dinamiche



Come faccio a sapere in che condizioni sono?

Controllo isolamento termico e inerzia termica, controllo condensazione superficiale e superficiale

ISOLAMENTO TERMICO - non mi dice spessa come studiare questo valore e si basa su TRASMITTANZA

INERZIA TERMICA - parametri termici dinamici

CONDENSAZIONE SUPERFICIALE - Aiture di qualità termica

INTERMITTENTE - profilo di pressione di vapore

h_i, h_e, R_j (nel calcolo della trasmittanza) vengono definite da norme
 h_i varia se parete orizzontale, verticale, ...

Norme anche che correla spessore parete dall'interoperazione con la sua resistenza termica

PARAMETRI DINAMICI (che incidono su inerzia termica)

① MASSA FRONTALE o MASSA SUPERFICIALE

mi dice quanto pesa 1 m^2 di parete

$$MF = \text{somma di tutti gli strati} = \sum_{j=1}^n \rho_j S_j \text{ (spessore)}$$

La stessa cosa è l'ibbi si vuole 730 Kg/m^3

MF è parametro poco importante perché non agisce direttamente sul passaggio di calore e non agisce neanche sui strati isolanti.

② CAPACITÀ TERMICA FRONTALE CF

Energia termica immagazzinata nella parete per ogni aumento di grado della sua t media

C'è da tener conto della variazione di τ in funzione di θ e λ perché in base a quello si selezionano o sottoselezionano gli impianti di riscaldamento e raffreddamento

VERRO è OPACO al raggio ultravioletto → non mi abbiamo dietro vetro !!!

vetro verde fa passare solo radiazione con lunghezza d'onda del verde

vetro non fa passare infrarosso sopra 3 micron → provoca effetto-serena, che consiste in un ambiente vetrato in cui entra radiazione solare. I corpi assorbono calore e irraggiano ~~in~~ radiazione a lunghezza d'onda molto alta, nell'infrarosso che non può passare attraverso vetro

EFFETTO-SERENA = intrappolamento lunghezza d'onda entrato → bassa lunghezza d'onda che viene trasformata ad alta lunghezza d'onda e non riesce a uscire
 ↓
 da partito...

effetto-serena in parte è atmosfera della Terra, non esce radiazione a alta lunghezza d'onda

Radiazione infrarossa che attraverso vetro è compresa fra 0,7-8 e 3 micron; serve a qualcosa?

Sarebbe meglio vetri che non fanno entrare questo primo infrarosso → non avere surriscaldamento, utili in estate (VETRO A SELETTIVITÀ SPETTRALE)

COEFFICIENTE DI TRASMISSIONE SOLARE (TSET) (importante quanto trasmettono i vetri)

$I = \frac{\text{Flusso di energia solare}}{\text{m}^2 \text{ finestra}}$

$I_{\text{infiltrato}} = I \cdot \rho$ $I_{\text{assorbito}} = I \cdot \alpha$

$I_{\text{trasmesso}} = I \cdot \tau$

I assorbito non c'è energia ridante, diventa energia interna del vetro

Questo assorbimento non resta nel vetro, in parte esce e in parte entra all'interno

TSET = total solar energy transmission

Così cambia fra TSET e SET? Se non c'è il table, parliamo di τ $I = I_{\text{trasmesso}}$
 ↓ parte assorbita che va all'interno

$TSET \cdot I = (T_s + \alpha_i \cdot \rho_s) I$

Negli USA si usa SHADING COEFFICIENT (SC) = $\frac{\phi_s}{\phi_s^x} = \frac{TSET_{\text{vetro}}}{TSET_{\text{di riferimento}}}$

vetro di riferimento: vetro chiaro con $55 \leq d \leq 75 \text{ mm}$,
 $\tau_s = 0,86$
 $\alpha_s = 0,06$

$SC = \frac{TSET}{0,87}$

Questo coefficiente molto importante: è esente necessario TSET basso in inverno meglio avere trasmittanza bassa

definizione di trasmittanza termica delle finestre su slide = flusso termico che in condizioni stazionarie attraversa una superficie di area unitaria per differenza di temperatura fra interno ed esterno

- Parte termica → flusso termico non è più monodimensionale
- incremento flusso termico da volume e limitare
 - superfici + fredde C + flusso verso, + superficie si raffredda
 - discomfort e condensa superficiale (Molli condensa si formano sempre negli angoli e negli spigoli)

$$H_0 \text{ (scambio verso esterno)} = \sum_i A_i \cdot U_i + \sum_k l_k \cdot \psi_k + \text{ponti termici puntuali}$$

involucro
ponti termici lineari

contenenti non da zero ma da lunghezza (con incontro tra 2 pareti verticali)

$\psi_k = \text{trasmissione termica lineare}$

BILANCI DI MASSA e DI ENERGIA DELL'AMBIENTE INTERNO

17/11/14

Sulla base di questi bilanci → CERTIFICATO ENERGETICO di un edificio
 L'aria immessa in ambiente può essere o tramite finestre (naturali) o tramite impianto di ventilazione / condizionamento

ESIGENZA DI CONFORT AMBIENTALE, oggi ci occupiamo comfort termico e qualità dell'aria

IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE → ad aria ①
 → ad acqua ②

② Terminali nei quali circola acqua calda o acqua fredda. Scambio di energia sensibile ovvero si riscalda l'ambiente con acqua calda mentre si raffredda con acqua fredda. È impianto limitato perché non controlla umidità relativa e neanche la qualità dell'aria - se l'aria è viziata non lo controlla

① Prelevano aria da esterno. Se non c'è trattamento è semplicemente un impianto di ventilazione "mentre se passa in "unità di trattamento aria" allora in ambiente ci sono le condizioni volute sia di t che di φ (umidità relativa)
 IMPIANTI AD ARIA meno di costi anche se migliori perché costosi, ingombranti (maggiori volumi necessari), maggior consumo di energia elettrica

Equazioni che rappresenta bilancio di E e bilancio di massa d'aria secca e di vapore acqueo
 A volte si usano IMPIANTI MISTI (da un lato bocchette d'aria e dall'altro bocchette d'acqua)

↓
 con le unità ad acqua + facile controllare t , con aria controllo meglio umidità relativa e qualità aria
 ↓
 parte d'aria ridotta con questo impianto quindi va bene x case e uffici ma non x teatri e sale universitarie

① BILANCIO DI MASSA D'ARIA

In ogni istante sommatoria di portate d'aria che entrano - sommatoria di portate d'aria uscite = variazione della massa d'aria nel tempo che deve essere 0 altrimenti cambi di pressione continui

$$\sum m_a^{in} = \sum m_a^{out}$$

Si distingue tra ① INFILTRAZIONE e ② VENTILAZIONE

① Fenomeno incontrollato, serramenti chiusi e no impianto di ventilazione, c'è ingresso d'aria incontrollato x infiltrazione perché ci sono fessure nell'edificio edilizio

PRODUZIONE TERMICA DEL CORPO UMANO (adulto)

Persone produce potenza termica in fx dell'attività che svolge

115 W
235 W

se persona seduta
se lavoro poco duro

ceduto all'ambiente } % sensibile % latente

↓
se ambienti freddi → prevalentemente sensibile
se ambienti caldi → prevalentemente latente
se ambiente in 37°C, come noi, tutto è prodotto latente (sudore)

Tabella → per ogni attività e t, potenza ceduta da persona

Ex. bravo ufficio 140 W, 100 Cnergia sensibile } a 20°C
40 → latente

Come si passa? a miv

$$\phi_{t,l} = \dot{m}v \cdot h_{v,l} \rightarrow \dot{m}v = \frac{\phi_l}{2534 \frac{kJ}{kg} \rightarrow 20^\circ C} = \frac{40 W}{2534 \cdot 10^3 \frac{J}{kg}} \text{ moltiplico } 10^3 \cdot 3600 \rightarrow 57 g/h$$

BILANCIO TERMICO SENSIBILE

2 metodi:

- si inseriscono tutti gli scambi termici dell'ana con qualsiasi superficie dell'ambiente (scambio conduttivo, convettivo, radiativo) → CALCOLO COMPLICATO che non fa capire le cause
- Altro metodo che guarda carico termico globale come somma dei carichi prodotti dalle diverse sollecitazioni (ventilazione, radiazione solare, ...)

Formul. generale (sensibile + latente)

$$\text{SENSIBILE } \phi_t + \phi_s + \phi_{i,s} + \phi_M$$

① ② ③ ④

① x trasmissione attraverso involucro ($\phi_t = \phi_{op} + \phi_w + \phi_{pt}$)
opachi trasparenti parti termici

② radiazione solare CAPRONI SOLARI

③ flusso termico sensibile prodotto da superfici interne

④ sensibile prodotto da impianto di climatizzazione ad acqua (ex. radiatore) se riscaldamento $\phi_M > 0$
se raffreddo $\phi_M < 0$

LATENTE

$$\dot{m}v_{I,l} \cdot h_{v,I} + \dot{m}v_{M,l} \cdot h_{v,M}$$

CARICO DI VENTILAZIONE (totale)

$$\dot{m}a (h_o - h_i)$$

sia quot. sensibile che latente

Nel caso di ventilazione solo dal punto di vista sensibile

CARICO DI VENTILAZIONE SENSIBILE (no componenti latenti)

Schema riassuntivo finale

$$\dot{m}a \cdot C_p (t_e - t_i) + \phi_t + \phi_s + \phi_{i,s} + \phi_M$$

{ BILANCIO DI MASSA
BILANCIO DI ENERGIA

si distingue tra condizioni invernali ($t_i > t_e$) ($h_i > h_e$) e condizioni estive ($t_i < t_e$) ($h_i < h_e$)
In inverno: flusso termico negativo - uscente, in estate: flusso termico positivo - entrante

INVERNO
 $\phi_M > 0$
 $\dot{m}v_{M,l} > 0$

ESTATE
 $\phi_M < 0$ → perché voglio raffreddare
 $\dot{m}v_{M,l} < 0$ → non c'è bisogno di deumidificare

$$m_a \cdot c_a (t_{su} - t_i) = (\Phi_H) - \Phi_{D,s} - \Phi_s$$

Il termine $m_a \cdot c_a (t_{su} - t_e) = \Phi_{UTA}$

$$\Phi_{UTA} = \underbrace{m_a \cdot c_a (t_i - t_e)}_{\text{dispersione } \times \text{ ventilazione}} + \underbrace{m_a \cdot c_a (t_{su} - t_i)}_{\text{energia fornita } \times \text{ passare da } t_i \rightarrow t_{su}}$$

Perché non compare?

IMPIANTO A TAVITARIA (inverno)

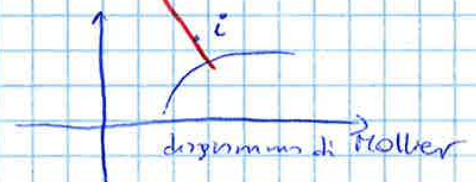
Punte che è esternamente / to sottopone attraverso UTA. \rightarrow trasformazioni per avere in mente le caratteristiche ridotte

$\left. \begin{matrix} \Phi_H = 0 \\ m_{v,H} = 0 \end{matrix} \right\}$ non ho bisogno di umidificare (deumidificare)

$\left\{ \begin{matrix} 2 \text{ equazioni con cui ricavare} \end{matrix} \right.$

$$\frac{\Delta h}{\Delta x} = \frac{h_{su} - h_i}{x_{su} - x_i}$$

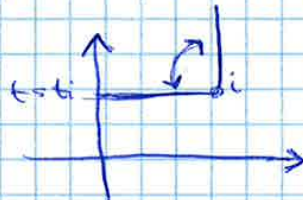
pendenza di una retta
RETTA DI CARICO



Se punti di SUPPLY fuori dalla retta di carico? Non si capisce

Immaginiamo caso in cui non ci sono apporti sensibili, solo latenti $t = t_i$

Caso in cui no apporti latenti, solo sensibili \rightarrow variazione di t sulla rappresentazione grafica con x costante



Distabbe la differenza e che mi deve essere immesso + secco (deumidificare) e + freddo! Dentro UTA si riscalda, deumidifica e (a volte) post-riscaldato!

la parte che ci interessa e' (della RETTA DI CARICO) la parte inferiore al punto i (temperature + basse)

D'intorno la parte di retta di carico che ci interessa e' LA SEMIRETTA superiore (temperature + calde)

SISTEMA IBRIDO INVERNALE \rightarrow corpo scaldante ad acqua + umidificatore locale

\downarrow
controllo t (\rightarrow secco della stagione)

\downarrow
controllo umidità
e umidificatore

Ma il senso usare acqua dell'aria perché ρ_{aria} ha calore specifico maggiore e densità maggiore; rapporto di 1:4000 tra quantità d'acqua e d'aria necessari per far la stessa cosa (DOMANDA DA ESAME)

RADIAZIONE MONOCROMATICA → un'unica valore di λ

24/11/14

LUCE BIANCA - formato I_0 + lunghezze d'onda, questo mix di colori può essere separato con un prisma

Intensità oggettiva = quella energetica
 flusso di energia radiante emesso in un'unità di angolo solido

Intensità soggettiva - funzione di intensità energetica x k se aumento intensità energetica, percepiamo maggiormente

Alcune λ le percepiamo + intensamente

FATTORE DI VISIBILITÀ $K(\lambda)$ - fattore soggettivo individuato su base statistica

Se ho due radiazioni monocromatiche con $\neq \lambda$, posso percepire lo stesso intensità soggettiva e dunque posso dire che

$$K(\lambda_1) I_e(\lambda_1) = K(\lambda_2) I_e(\lambda_2)$$

intensità del fascio 1

$$K(\lambda_1) \phi_e(\lambda_1) = K(\lambda_2) \phi_e(\lambda_2)$$

posso non riferirmi ad una sola direzione ma a tutti i flussi

VISIONE FOTOPICA - visione diurna (intensità elevate)

K_{max} ad un $\lambda = 555 \text{ nm}$ (tra il verde e il giallo)

↓
 luce alla quale siamo + sensibili

VISIONE SCOTOPICA - intensità scarse

(visione notturna)

K_{max} ad un $\lambda = 510 \text{ (951 nm)}$ (blu-verde)

FATTORE DI VISIBILITÀ RELATIVO $V(\lambda)$

$$V(\lambda) = \frac{K(\lambda)}{K_{max}} \quad \text{varia tra } 0 \text{ e } 1$$

Curva di visibilità relativa tra 380 e 780, max visione fotopica è spostato a destra (555 nm)

La curva tende a 0 negli estremi del campo del visibile xk occhio umano non vede

FLUSSO LUMINOSO - flusso energetico; quantità di luce emessa da una sorgente, trasportata o ricevuta nell'unità di tempo
 GRANDEZZA FOTOMETRICA perché è un fenomeno soggettivo

$$\phi = K(\lambda) \cdot \phi_e \quad [lm]$$

visibilità ad un dato lunghezza d'onda
 flusso energetico x radiazione monocromatica

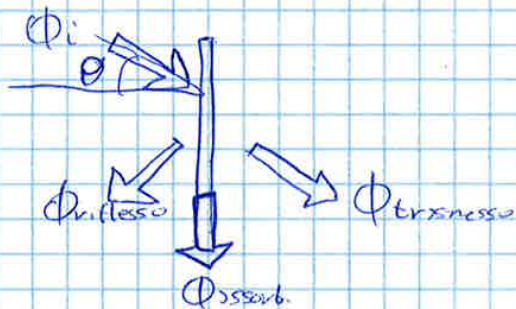
flusso luminoso di radiazione monocromatica

$$\phi = K_{max} \cdot V(\lambda) \cdot \phi_e \quad [lm]$$

dimensionale

Tabelle con valori del fattore di visibilità relativo "V" in visione diurna

Curva di visibilità fotopica → nostro occhio è molto + sensibile → giallo-verde (955nm)



fattore di assorbimento $a = \frac{\Phi_a}{\Phi_i}$

" riflessione $p = \frac{\Phi_r}{\Phi_i}$

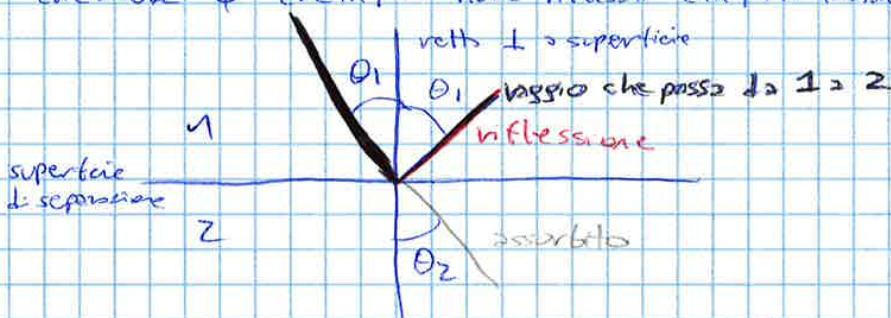
" trasmissione $\tau = \frac{\Phi_t}{\Phi_i}$

$a + p + \tau = 1$

$a, p, \tau = f(\lambda, \theta)$

ovvero variano in funzione di λ e angolo di incidenza

Superfici che riflettono e trasmettono seguendo ottica geometrica: se ho una superficie che riceve Φ che in parte viene riflessa e in parte trasmessa



$c = \frac{c_0}{n}$ → velocità nel vuoto
↓
velocità di prop. nella luce

Legge di ottica geometrica

$\sin \theta_1 n_1 = \sin \theta_2 n_2$

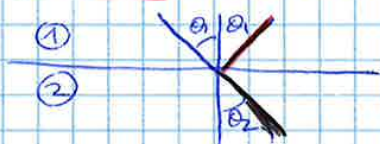
indice di rifrazione dei mezzi considerati

MODALITÀ DI RIFLESSIONE E TRASMISSIONE DELLA LUCE

- 1) SPECULARE
- 2) DIFFUSA → max nello ⊥ e tende → 0 quando $\theta = 90^\circ$
- 3) SEMIDIFFUSA FASCIO LARGO × materiali opachi
- 4) SEMIDIFFUSA FASCIO STRETTO
- 5) DIFFUSA + SPECULARE - frangere in cui è completamente speculare e fr. in cui compl. diffuso
- 6) PRISMATICA COMPLESSA - si riesce a separare lunghezze d'onda → fasci di luce

Coefficiente di riflessione (pe) = $\frac{\text{flusso luminoso riflesso}}{\text{flusso luminoso incidente}}$ espresso in $\frac{lm}{lm}$
FAITORE DI RIFLESSIONE
dipende da colore - bianco riflette al 80%

RIFRAZIONE DELLA LUCE (Guardo su slide disegno e determino)



raggio luminoso un po' riflesso e un po' trasmesso

Appartengono al piano formato da raggio incidente e perpendicolare a sep. mezzi (De 2)

Caso 1 se ho raggio che passa da aria a vetro

$n_1 > n_2$ dunque $\sin \theta_2 < \sin \theta_1$ → raggio trasmesso si avvicina a retta ⊥



LUX non si usa x emettente

Illuminamento principale parametro per progetto illuminotecnico

Per fare sul serio universitari si è preso l'abitudine di rappresentare quanto luce deve essere x studenti, in base a quel valore di illuminamento deciso quanti lux e di che intensità

Illuminamento diverso in base a destinazione d'uso (ci sono norme caso x caso)

Se flusso uniforme $E = \frac{\Phi}{A}$

Valori tipici di E esterni \neq E interni

Interni di giorno $\rightarrow 300$ lx

corridoio $\rightarrow 10$ lx

finestra $\rightarrow 2500$ lx

Esterni ombra $\rightarrow 6000/1000$ lx

Esterni sole $\rightarrow 100.000$ lx

Ci sono relazioni che permettono

EMETTENZA \rightarrow ILLUMINAMENTO

LUMINANZA \rightarrow ILLUMINAMENTO

EMETTENZA \rightarrow ILLUMINAMENTO

Considera sup. di area A che riceve flusso luminoso costante incidente Φ_i
Distingui tra superficie opaca e superficie trasparente

OPACA

$$E = \frac{\Phi_i}{A}$$

$$M = \frac{\Phi_{\text{riflesso}}}{A}$$

dove $\Phi_r = \rho \cdot \Phi_i$

$$\rightarrow M = \frac{\Phi_i \cdot \rho}{A} = E \cdot \rho$$

fattori di riflessione luminosa, dipende dal colore della parete

TRASPARENTE

$$M = \frac{\Phi_{\text{trasmesso}}}{A}$$

$$\Phi_t = \Phi_i \cdot \tau$$

$$M = \frac{\Phi_i \cdot \tau}{A} = E \cdot \tau$$

fattori trasmissione della superficie

LUMINANZA \rightarrow ILLUMINAMENTO

dI - intensità infinitesima perché si considerano superfici infinitesime dA
Dato angolo α più definito, L e I dipendono solo da α , sono funzioni di α

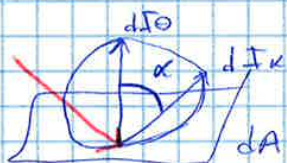
$$dI_\alpha = \frac{d^2\Phi}{d\omega}$$

$$L_\alpha = \frac{d^2\Phi}{dA \cos \alpha \cdot d\omega}$$

$$dI_\alpha = \frac{d^2\Phi}{dA \cdot \cos \alpha \cdot d\omega}$$

Considera superficie che riflette in modo PERFETTAMENTE DIFFONDETE (quasi tutti i materiali edilizi)

Allora $dI_\alpha = dI_0 \cdot \cos \alpha$ solo x sup. perfettamente diffondente



diavrebbe essere una vera sfera

$$L_\alpha = \frac{dI_\alpha}{dA \cos \alpha} = \frac{dI_0 \cdot \cos \alpha}{dA \cos \alpha} = L \rightarrow \text{luminanza costante in tutte le direzioni}$$

Rosso deve rispetto al rosso x aggiunta di bianco, meno saturo del rosso
 Quindi le tinte siano poche (rosso, verde, ...), definisco poi saturazione
 quello dell'iride

26/11/14

Esiste relazione biunivoca tra colore e lunghezza d'onda della radiazione monocromatica

nel caso di un fascio di radiazioni non esiste relazione biunivoca tra colore e distribuzione spettrale del fascio di radiazioni.

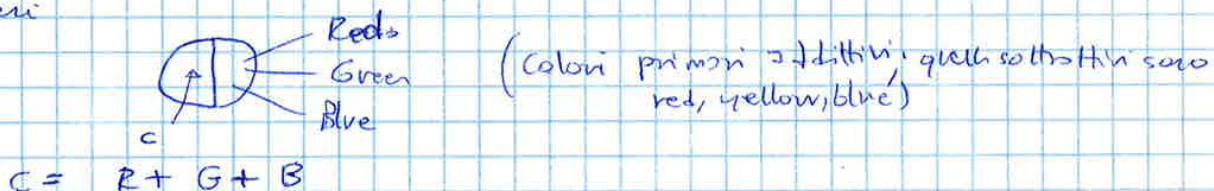
Colori monocromatici - colori dell'arcobaleno (no bianco, no marrone)

ovvero possono avere lo stesso colore (es giallo) con spettri totalmente diversi
 (nm)

SOGLIA CROMATICA DIFFERENZIALE: dice la minima differenza di λ che ci permette di distinguere due radiazioni diverse. Non è costante, è una curva nello spazio: in base a lunghezza d'onda dell'iride, si vuole + o meno spazio a distinguere

LEGGI DI GRASSMANN su cui si basa COLORIMETRIA

- ① In un colore occhio riconosce: splendore, tinta, saturazione
- ② Miscela di colori, le caratteristiche della miscela vanno con continuità a funzione delle proporzioni dei due colori
 MISCELAZIONE di tipo ADDITIVO, cioè si usa colorimetro bianco diviso in 2 porzioni



Principio additivo parte \rightarrow risultati diversi rispetto \rightarrow principio sottrattivo, in colorimetria si usa il primo (non ho capito differenza)

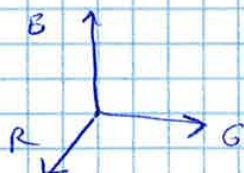
- ③ A prescindere di uno stesso colore \rightarrow due colori uguali, ottengo comunque due colori uguali indipendentemente dalla distribuzione spettrale originaria
- ④ Luminanza di una miscela di colori è la miscela della

PRINCIPIO ADDITIVO

COLORI PRIMARI ADDITIVI:
 BLU (B) }
 VERDE (G) } 3 colori monocromatici
 ROSSO (R) }

Miscelando in pari quantità i 3 colori ottengo il bianco
 Qualsiasi sensazione cromatica può essere riprodotta miscelando in opportune proporzioni COLORI PRIMARI ADDITIVI

$L_c = L_R + L_G + L_B$ somma delle luminanze dei 3 colori primari
 $C = R \cdot L_R + G \cdot L_G + B \cdot L_B$



Questa rappresentazione non ha funzione perché alcune volte le componenti erano negative, cioè come se si trovasse quel tipo di colore

Parte della radiazione solare riflessa (non a interesse), parte viene assorbita e parte viene trasmessa e quota di flusso della VOLTA CELESTE

① SOLE

01/12/14

Temperatura apparente superficiale di: 5800 K

Posizione del Sole all'orizzonte: ALBA e TRAMONTO

Inclinazione Terra $23^{\circ}27'$ → moto rivoluzione intorno a Sole (365,25 giorni)
→ moto rotazione

I due moti hanno assi di rotazione che non sono paralleli ma inclinazione di $23^{\circ}27'$

① IRRADIANZA SOLARE [$\frac{W}{m^2}$] durante le varie ore del giorno

② ILLUMINAMENTO [lx]

① + ② = interessanti dal punto di vista edilizio

IRRADIANZA ombra molto se cielo sereno o cielo coperto

↓
profilo regolare
A CAMPANA con picco
alle 12

↓
profilo + basso dell'irradiazione
+ irregolare

Fattori che influenzano:

- stato fisico degli strati atmosferici (nuvole, contenuto di umidità, polveri, CO)
- posizione del Sole su volta celeste e orientamento della superficie terrestre

POSIZIONE DEL SOLE SULLA VOLTA CELESTE

volta celeste come sfera, al centro Terra + osservatore

Piano orizzontale passante per O = PIANO DELL'ORIZZONTE

Retta verticale passante per O interseca sfera in alto nel punto di ZENIT (Z)

Sole (S) percorre orbite giuridiche che in realtà sono ellittiche ma rappresentate come circolari

PIANO DELL'EQUATORE → Sole ogni giorno percorre orbite diverse ma su piani tutti paralleli tra loro e paralleli al PIANO DELL'EQUATORE

23 settembre e 21 marzo Sole si trova su piano dell'equatore

Retta passante per O e ⊥ piano dell'equatore interseca sfera in alto nel POLO NORD. Proiezione di questa retta su piano dell'orizzonte interseca in NORD (N) ... etc

ANGOLI FONDAMENTALI: (si determinano posizione del Sole)

① ANGOLO AZIMUTALE SOLARE (ϕ_s) angolo della proiezione retta Sole-Terra su piano orizzontale con direzione Sud, e positivo verso est, negativo verso ovest

② ALTEZZA SOLARE (β_s) angolo formato da retta Sole-Terra con piano orizzontale

③ ANGOLO ZENITALE SOLARE (z_s) angolo formato da retta Sole-Terra con retta che unisce Sole e zenit

② e ③ sono complementari

$-90^{\circ} \leq \beta_s \leq +90^{\circ}$
 ↙ ore notturne ↘ ore diurne

Da altezza solare dipende quantità di radiazione solare che arriva a Terra

$\beta_s = 0^{\circ}$ e $\phi_s = 90^{\circ}$ → Alba, Sole esattamente ad est (si verifica solo nell'equinozio)

3 VALORI CARATTERISTICI PER VOLTA CELESTE

① ILLUMINAMENTO

lampada alogena con efficienza massima x presenza di estatore alogene
 a 2 m di altezza → 300-3000 lx
 GUARDA VALORI SU SLIDE!

② LUMINARIA

Se cielo aperto 3 ordini di grandezza in meno rispetto a cielo sereno

③ TEMPERATURA DI COLORE (permette di confrontare luce naturale Sole con luce dello stesso colore di corpo nero)

Se di colore bianco luci calde, se colore alto luci fredde

Con cielo sereno colore molto alto della luce bianca → infatti azzurro netto

PROGETTO DELL'ILLUMINAZIONE NATURALE

ILLUMINAMENTO NATURALE IN AMBIENTE INTERNO:

- ① FLUSSO LUMINOSO DIRETTO PROVENIENTE DA SOLE e VOLTA CELESTE
- ② FLUSSO LUMINOSO RIFLESSO da superfici esterne
- ③ FLUSSO LUMINOSO INDIRECTO generato da riflessioni multiple e dispersione sulle superfici interne dell'ambiente

① + ② + ③ = TOT

METODI DI CALCOLO

⇒ metodi basati su concetto FATTORE DI LUCE PURVA
 (filtrazione dimensionale costante nel tempo)

⇐ metodi basati su COEFFICIENTE DI UTILIZZAZIONE
 (valori di illuminamento variabile nel tempo in rapporto alle condizioni esterne di cielo)

FLD (FATTORE DI LUCE PURVA)

Rapporto tra $E_{interno}$ / $E_{esterno}$ dove $E_{esterno}$ è illuminamento su piano orizzontale esterno escluso da contributo riflesso e sovraddetto

Misura $E_{interno}$ e $E_{esterno}$ con luxometri nello stesso istante su punto centrale di una stanza, piano in assenza di ombre (x Esterno)

FLD = somma di 3 componenti (diretto, indiretto, riflesso) connesso sotto campo visivo

FATTORE MEDIO DI LUCE PURVA $FLD = \frac{E_{int,med}}{E_{est}}$

Questo valore è quello che che la legge costr. sono questi valori x questo parametro e non x FLD
 → almeno 20% (quello dato rispetto fuori)

Esiste relazione tra flusso entrante in ambiente e flusso assorbito dall'ambiente

$\Phi_{en} = \Phi_{ass}$
 ~~$\Phi_{en} = \Phi_{ass}$~~

$$E_{e,h} \cdot \epsilon \cdot A_f \cdot \tau \cdot \psi = E_{i,med} \cdot (1 - \rho_m) \cdot A_{tot}$$

$$E_{i,med} \approx \frac{E_{e,h} \cdot \epsilon \cdot A_f \cdot \tau \cdot \psi}{(1 - \rho_m) \cdot A_{tot}} \rightarrow E_{i,med} = \frac{E_{e,h} \sum_{i=1}^N \epsilon_i A_{f,i} \cdot \tau_i \cdot \psi_i}{(1 - \rho_m) A_{tot}}$$

~~Formule~~ ~~Resto~~ ~~$E_{e,h} A_f \tau$~~

$$FLD_{medio} = \frac{E_{i,med}}{E_{e,h}} \quad \text{è il valore richiesto da legge dato certi parametri}$$

$$= \frac{\epsilon \cdot A_f \cdot \tau \cdot \psi}{(1 - \rho_m) \cdot A_{tot}}$$

Progettista su cosa può giocare? Su colore \rightarrow che modifica ρ_m
 Posso assumere pareti per aumentare A_{tot}

NORMATIVA DI RIFERIMENTO SU SUDE

2% abitazioni
 3% scuole, ospedali, laboratori

Esempio di calcolo

Parallelepipedo 6 m x 8 m x 3 m con finestro \rightarrow 8 m x 1,8 m (fonta luce)

Finestra su filo esterno parete ($\psi=1$)

$$FLD_m = 7,5\% \text{ ottimismo}$$

VERRO \rightarrow consente maggior illuminazione ma in inverno ho bisogno di riscaldamento
 mette il sistema comparto molto caldo quindi grande spesa x riscaldamento

Bisogna \rightarrow ILLUMINAZIONE ARTIFICIALE

Lampade \rightarrow incandescenza

 3 tipi!

Parametri di valutazione delle prestazioni delle lampade (guarda su slide) le definizioni

- FLUSSO LUMINOSO (in lumen)
- INDICE DI RESA CROMATICA (grado di fedeltà nella restituzione dei colori) **ESEMPI SU SUDE e CONFRONTI**
- TEMPERATURA DI COLORE CORRELATA
- EFFICIENZA LUMINOSA (non confondere con efficienza della riduzione solare)

Questo è un rapporto diverso a quello visto precedentemente

- FATTORE DI MANTENIMENTO DEL FLUSSO LUMINOSO
- FATTORE DI SOPRAVVIVENZA

SORGENTI AD INCANDESCENZA

Filamento di tungsteno all'interno di bulbo in vetro, percorso da corrente elettrica

Bulbo = protezione per filamento e per esterno (uomo, ...)

Veicolo x effetto Joule surriscaldarsi emette anche nel visibile

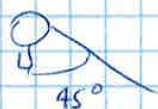
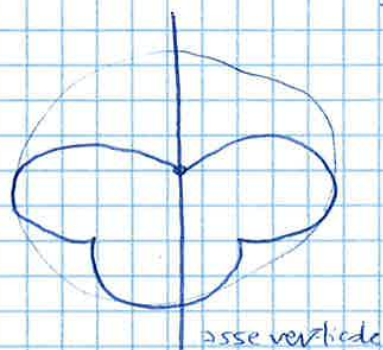
Il vapore di tungsteno liberatosi condensa sulle pareti del bulbo più fredde che non esse

SOLIDO FOTOMETRICO

- solido delimitato dal luogo dei punti estremi dei vettori con origine nella sorgente e lunghezza proporzionale all'intensità della sorgente nelle diverse direzioni

Nelle lampade ad incandescenza ha solido regolare con asse di rotazione stessa sezione mediana → faccio una solisezione ed ottengo una curva uguale x tutte le direzioni

Intersezione del solido fotometrico con piano passante per l'asse della sorgente individua una curva denominata "INDICATRICE DI EMISSIONE"



emissione perfettamente diffusa = solido fotometrico = sfera mentre l'indicatrice d'emissione = crf

Orbita tridimensionale della lampadina → vettori che partono da sorgente e che per ogni direzione hanno un modulo pari a intensità in quella direzione

Se unisco punti di vettori ottengo un solido fotometrico

03/12/14

PRINCIPIO DI PRODUZIONE DELLA LUCE

Intorno a nucleo elettronico con orbite. Ad ogni orbita un livello energetico (e elettroni distanti, + energia)

e⁻ liberi eccitati saltano da un'orbita ad un'altra + esterna cambiando livello di E differenza di E liberi

$$E_2 - E_1 = h \cdot \nu \text{ (frequenza)}$$

costante di Planck

LEGGE DI PLANCK

LAMPADA FLUORESCENTE

Ai due estremi 2 elettrodi. Sodio innestato da gas liberi (argon, cripton)

Tubo se eccitato produce radiazioni ultraviolette, poi trasformata in radiazione usata da polveri fluorescenti di rivestimento del tubo

Ripasso fenomeno fluorescenza e fosforescenza

↓
trasmissione di radiazione visibile continua anche se scompare luce, e⁻ + duratura nel tempo

Possiedono LINEARI O COMPATTE

quelli che stanno sostituendo lampade ad incandescenza perché forte risparmio di E, sebbene meno qualità

Spettro continuo delle lampade ad incandescenza con intervalli piccoli buchi
Lampade fluorescenti → spettro discontinuo

Su slide confronto tra lampade fluorescenti e lampade ad incandescenza
Per esempio lampade fluorescenti danno di + (90 volte) anche se costa di più

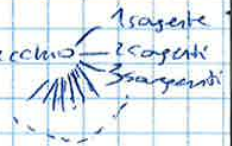
- LAMPADE A SCARICA AD ALCUNI METALLICI, si introducono alogenuri x avere luce di qualità migliore con efficienza maggiore

h' = distanza soffitto - piano di lavoro

a e b → larghezza e lunghezza del locale

Occhio → non confondere **SORGENTI** con **APPARECCHI**

Un apparecchio può contenere anche + di un sorgente ovvero apparecchio



ACUSTICA

① SUONO come FENOMENO FISICO

Suono come un'onda con la sua equazione



con tempo t

$$\frac{d^2 s}{dt^2} = c^2 \frac{d^2 s}{dx^2} \quad \text{eq. generale}$$

Suono è un'onda che non si propaga nel vuoto, ha bisogno di mezzo materiale elastico in cui propagarsi (mentre onde elettromagnetiche si propagano meglio nel vuoto, x esempio)

Nell'acustica la frequenza è l'v.d.m. del suono, mentre x radiazioni elettromagnetiche che è la lunghezza d'onda.

Con x radiazioni del campo del visibile, per suono del campo di frequenze che l'occhio percepisce ($20 \text{ Hz} \leq x \leq 20.000 \text{ Hz}$)

infrasuoni

ultrasuoni

SORGENTE SONORA = VIBRAZIONE DI UN CORPO → ONDE LONGITUDINALI

↓ mentre onde elettromagnetiche trasversali

la pressione che varia oscillando, ha la stessa direzione di oscillazione della direzione della propagazione del suono

Suono come rad. elettromagnetica, trasporto energia

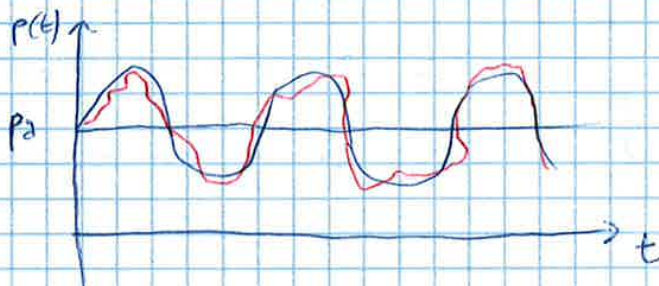
Variazione della pressione sonora (SUONO PURO) → andamento sinusoidale

In assenza del suono **PRESSIONE SONORA** $\neq 0$ m.e. pressione di riposo che è quella atmosferica (ordinaria che è 0!) m.e. $101325 \text{ Pascal} = \text{Pa}$

Δp_{max} = semiampiezza (ordine del μPa / pochi Pa)

$$\Delta p(t) = p(t) - p(a)$$

Pressione sonora = valore efficace della perturbazione $\Delta p(t)$



(SUONO COMPLESSO)
potrebbe non essere regolare,
posso applicare allo stesso modo
le formule.

DENSITA' SONORA

energia sonora localizzata nell'unità di volume

10/12/14

$$U = \frac{E}{V} \left[\frac{J}{m^3} \right]$$

richiamo
non confondere
simbolo caratteri

Per onda piana e onda sferica a distanza suff. da sorgente

$$U = \frac{I}{c} = \frac{P^2}{\rho c^2} \left[\frac{J}{m^3} \right] \quad (\text{campo libero, no riflessioni})$$

SUONO come FENOMENO PERCETTIVO

Sollecitazione della membrana timpanica che trasmette il movimento alla coclea e al nervo acustico determinando sensazione uditiva

Sensazione sonora non lineare in modo lineare con lo stimolo

LUCE → Stimolo → Percezione (nel caso della luce (occhio), non del suono) (orecchio)

$$dP = K \cdot dS \rightarrow \text{rapporto di proporzionalità}$$

integrando $AP = K AS$

Lo stesso rapporto X ACUSTICA

SUONO →

$$dP = K \cdot \frac{dS}{S}$$

Integrando $AP = K \ln \frac{S_2}{S_1}$

$$p_2 - p_1 = K' \log_{10} \frac{S_2}{S_1} \quad \text{LEGGE DI TIPO LOGARITMICO}$$

Fenomeno sonoro, a questo, ~~corrisponde~~ corrisponde un gran numero di ordini di grandezza

- Si definiscono allora i livelli di intensità sonora:

$$\text{Livello}_I = 10 \log_{10} \left(\frac{\text{intensità considerata}}{\text{intensità di riferimento}} \right) = 10 \log_{10} \left(\frac{I}{I_0} \right)$$

Bell

1dB

SI USERANNO
RETTRE LOGARITMI
IN BASE 10

- livello di pressione sonora:

$$L_p = 10 \log_{10} \left(\frac{P^2}{P_0^2} \right) = 20 \log_{10} \frac{P}{P_0}$$

- livello di potenza sonora:

$$[L_p] = \text{dB}$$

$$L_w = 10 \log \frac{W}{W_0} \quad [L_w] = \text{dB}$$

parametro quadratico?
diretto proporzionalità tra I e P²
 $I = \frac{P^2}{\rho c}$

- $I_0 = 10^{-12} \text{ W/m}^2$
- $P_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$
- $W_0 = 10^{-12} \text{ W}$

Quando rapporto all'interno del log è minore di 1, viene valore negativo

$$L_{I \text{ tot}} = 10 \log \left(\frac{\sum I_i}{I_0} \right) = 10 \log \left(\sum_{i=1}^n 10^{\frac{L_i}{10}} \right)$$

$L_{\text{tot}} = L_1 + L_2 \dots$ NO!

$$L_{\text{tot}} = 10 \log \left(\sum_{i=1}^n 10^{\frac{L_i}{10}} \right) \text{ SI}$$

2 livelli sommati (uguali) producono un livello totale di $L_i + 3 \text{ dB}$

Ex.

$$L_1 = 70 \text{ dB} \quad L_2 = 70 \text{ dB}$$

$$L_{\text{tot}} = 10 \log (10^7 + 10^7) = 73 \text{ dB}$$

SENSAZIONE SONORA

suono puro \rightarrow Debole o forte in ragione del livello sonoro

\rightarrow Acuto (alto) o Grave (basso) in ragione della frequenza (20 - 20.000 Hz)

intensità soggettiva \propto fx sia del livello sonoro sia della frequenza

AUDIOGRAMMA DI FLETCHER - MUNSON o NORMALE (normalizzato da ISO)

Ogni curva rappresenta un suono puro

Ogni suono puro caratterizzato da 2 grandezze

amplitude e colore puri, 2 grandezze caratterizzanti

\neq normalizzato è venuto dopo

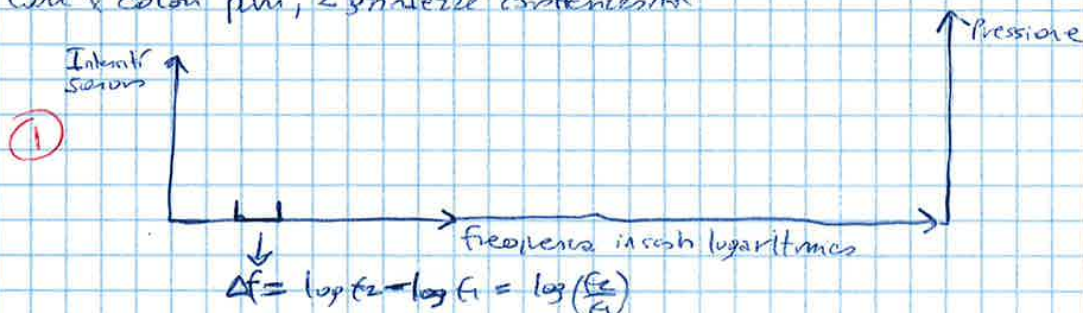


grafico sito in modo che valori di I_i coincidano con P_i , $P_0 = I_0$ (non uguali ma alla stessa altezza)

SOGLIA DI UDIBILITÀ = valore minimo a cui suono è percepibile, è una curva sul grafico

SENSAZIONE SONORA (soggettiva) misurato in PHON, coincide con il livello di pressione sonora a 1000 Hz

2) migliorato, nuova taratura

suono PURO

segnalo sinusoidale regolare

spettro è un solo riga

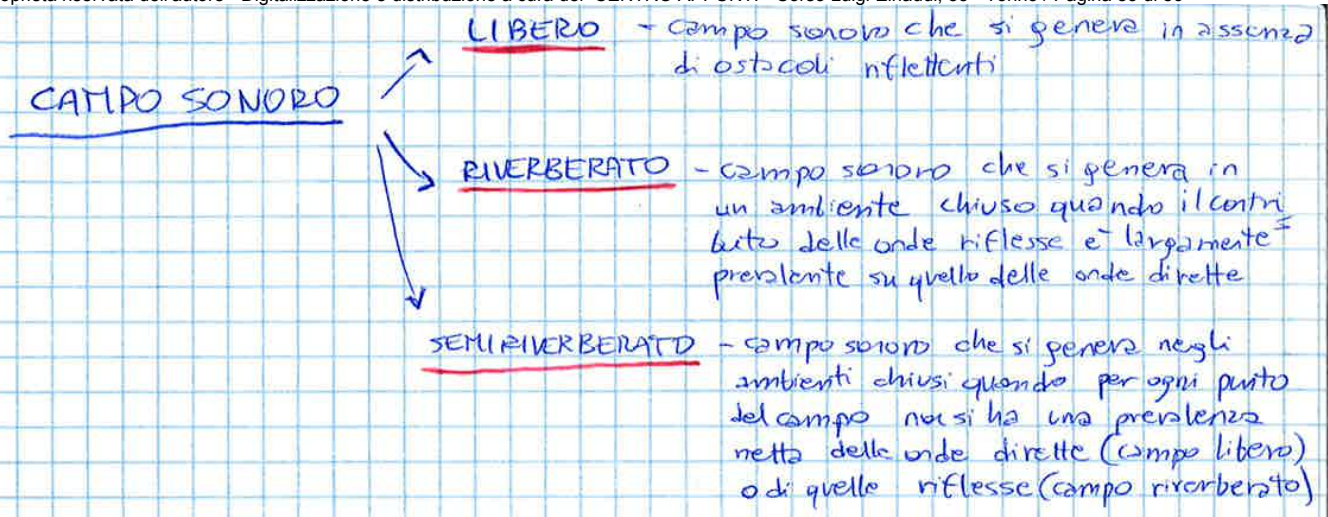
suono COMPRESSO

segnalo sinusoidale non regolare ma sempre periodico

spettro: una linea x ogni periodo, di lunghezza diversa

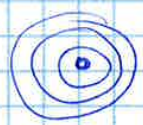
suono (RUMORE)

non regolare e non periodico

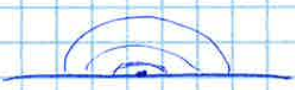


SORGENTE OMNIDIREZIONALE IN PRESENZA DI SUPERFICIE RIFLETTENTI

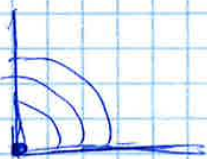
$$I = Q_0 \cdot \frac{W}{4\pi d^2} \quad \left[\frac{W}{m^2} \right]$$



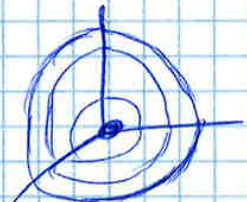
$$Q_0 = 1$$



$$Q_0 = 2$$



$$Q_0 = 4$$



$$Q_0 = 8$$

LIVELLO DI PRESSIONE SONORA IN CAMPO LIBERO

$$L_p = L_w + 10 \log \frac{Q_0}{4\pi d^2}$$

" INTENSITÀ " "

$$L_I = L_w + 10 \log \frac{Q_0}{4\pi d^2}$$

$$L_p \cong L_I + 0,2$$

$L_p \cong L_I$ → possono considerarsi uguali, la differenza è trascurabile

FONO ASSORBIMENTO

- Materiali porosi - dissipazione di energia per attrito all'interno dei pori
i pori del materiale devono essere aperti e collegati fra loro
ex. lana di roccia, fibra di legno mineralizzata
maggiore è il grado di porosità, maggiore è l'assorbimento acustico
rapporto tra volume d'aria complessivamente contenuto nei pori e il volume totale dello strato poroso
- Pannelli vibranti - assorbimento per risonanza di membrana
sono strutture formate da fogli di materiale non poroso di spessore sottile, posati su telai di sostegno e distanziati dalla parete da un'intercapedine di qualche cm
- Risonatori acustici - assorbimento per risonanza di cavità
Un risonatore acustico è costituito da una cavità che comunica con l'esterno attraverso un foro o una fenditura a sezione circolare
- Risonatori multipli - sono costituiti da pannelli forati di materiale non poroso distanziati dalla parete da un'intercapedine di qualche cm.
Il comportamento fonoassorbente migliora se nell'intercapedine è posto un materiale poroso

RUMORI PER VIA AEREA NO

RUMORI IMPATTIVI NO

LEGGE DELLA MASSA

INCIDENZA NORMALE $R_0 = 20 \log (f m) - 42,5 \quad [dB]$

INCIDENZA DIFFUSA $R = 20 \log (f m) - 48 \quad [dB]$

Secondo la legge della massa il potere fonoisolante cresce con la frequenza del suono e la massa frontale ($f m$)

FENOMENI DI RISONANZA, EFFETTO DI COINCIDENZA, INDICE DI VALUTAZIONE → guarda su slide, è spiegato in modo esauritivo!

- VETRI
- monolitici - 2 volte non sono sufficienti, è necessario ricorrere ai vetri stratificati
 - stratificati - maggiore è lo spessore dello strato migliore è la prestazione
 - vetro-camera - si tratta di diversi strati di vetro (almeno due) separati da un'intercapedine d'aria che fa la funzione di ammortare il potere fonoisolante

POTERE FONOISOLANTE MEDIO $R_m = 10 \log \frac{S_1 + S_2 + S_3}{t_1 \cdot S_1 + t_2 \cdot S_2 + t_3 \cdot S_3}$

Ricordo che $t_k = 10^{\left(-\frac{R_k}{10}\right)}$

POTERE FONOISOLANTE APPARENTE $R' = 10 \log \frac{1}{t'} = 10 \log \frac{W}{W_k + W_{t1}}$