



Corso Luigi Einaudi, 55/B - Torino

Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO: 1423A -

ANNO: 2015

A P P U N T I

STUDENTE: Cane

MATERIA: Cane - L' Essenziale di Fisica Tecnica + Formulario +
Eserc. Prof.Corrado

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.**

1. TERMODINAMICA APPLICATA:

La termodinamica studia l'energia posseduta e scambiata dai corpi nelle sue varie forme e le trasformazioni di energia da una forma all'altra che hanno luogo durante i processi a cui i corpi sono sottoposti. Le cosiddette LEGGI TERMODINAMICHE costituiscono le restrizioni di carattere generale alle quali tali trasformazioni devono sottostare.

- **SISTEMA TERMODINAMICO:** È una porzione finita di spazio caratterizzata da un valore e da massa costante o variabile ma identificabile in ogni istante.
- **SUPERFICIE DI CONTROLLO:** Superficie (reale o ideale) che separa il sistema termodinamico dall'ambiente esterno.

Le energie di scambio possono essere attraverso CALORE e/o LAVORO.

I SISTEMI TERMODINAMICI POSSONO ESSERE:

- **APERTI:** Se essi possono scambiare sia energia sia massa con l'ambiente esterno.
- **CHIUSI:** Se essi possono scambiare energia ma non massa con l'ambiente esterno.
- **ISOLATI:** Non ci può essere né scambio di energia né di massa.

Possiamo riconoscere due tipi di ENERGIE: quelle in TRANSITO e quelle POSSEDUTE DAL SISTEMA.

Le energie in transito sono:

CALORE: Scambio di energia indotta da una differenza di temperatura. È > 0 se ENTRANTE.

I punti del sistema sono UNIFORMI.

Definiamo STATO TERMODINAMICO SEMPLICE se una sostanza fluida omogenea, quindi formata da una sola specie chimica (nelle quale possono essere accaduti fenomeni elettrici, magnetici, gravitazionali...). Viene definito attraverso le tre coordinate termodinamiche: PRESSIONE, VOLUME, TEMPERATURA.

La relazione che lega le coordinate termodinamiche di un sistema in equilibrio si chiama ECUAZIONE di STATO.

$$f(p, V, T) = 0$$

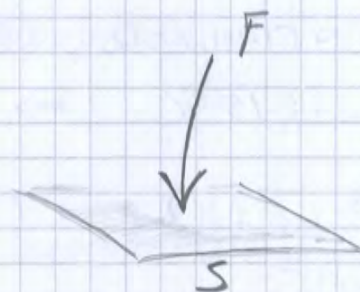
Banalmente quando un sistema si allontana dalle condizioni di equilibrio si dice che sta subendo una TRASFORMAZIONE TERMODINAMICA; durante la quale le sue proprietà termodinamiche cambiano finché non si raggiungono nuove CONDIZIONI DI EQUILIBRIO.

Una trasformazione si dice CICLICA quando stato iniziale e finale coincidono.



PRESSIONE: Forza perpendicolare esercitata sull'unità di superficie.

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



1 atm = 101325 Pa

1 bar ≈ 100000 Pa

1 mm Hg = 9,81 Pa

760 mm Hg = 1 atm = 101325 Pa

1 atm tecnica = 10 m H₂O = 98100 Pa

TEMPERATURA: È la variabile di stato intensiva che rappresenta \bar{E}_k posseduta dalle molecole che compongono

$$\Rightarrow T(^{\circ}\text{F}) = \frac{9}{5} \cdot T(^{\circ}\text{C}) + 32$$

(1,8)

SCALA RANKINE

L'ampiezza del grado Rankine è la stessa del grado F.

- $0^{\circ}\text{R} = 0\text{K} = -459,67^{\circ}\text{F}$ ($-273,15 \cdot \frac{9}{5} + 32$)

- $0^{\circ}\text{C} = 491,67^{\circ}\text{R}$

$$\Rightarrow T(^{\circ}\text{R}) = 1,8 \cdot T(^{\circ}\text{C}) + 491,67 = T(^{\circ}\text{F}) + 459,67$$

▪ ENERGIA MECCANICA E_M

Somma di E_K e E_P $E_M = E_K + E_P$ (em. cinet. + em. potenz.)

▪ ENERGIA INTERNA U

Somma dell'energia E_K e E_P delle singole molecole interne al sistema. [J] (joule)

Imvece l'energia interna specifica (u): $u = \frac{U}{m} \left[\frac{\text{J}}{\text{Kg}} \right]$

▪ ENTALPIA H

Si definisce come: $H = U + p \cdot dV$

Mentre l'entalpia specifica (h): $h = \frac{H}{m} \left[\frac{\text{J}}{\text{Kg}} \right]$

▪ ENERGIA PRIMARIA

Si definisce così, l'energia prodotta dalle fonti, si misura in [J o tonnellate di petrolio]. Può essere

RINNOVABILE o NON RINNOVABILE.

▪ ENERGIA SECONDARIA

Si definisce così, l'energia trasformata e resa disponibile all'utente.

▪ ENERGIA FINALE

Si definisce così, l'energia usata dall'utente.

▪ REVERSIBILITÀ E IRREVERSIBILITÀ

Se una trasformazione è caratterizzata da una successione infinita di stati che tendono all'equilibrio (trasformaz. uniform. lenta), ad ognuno dei quali

viene introdotto a causa degli attriti. Si ha pertanto:

$$|Q'| > |Q''|$$

Inoltre l'ambiente esterno ha compiuto un lavoro:

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

Al termine delle 2 trasformazioni si osserva che il sistema si ritrova nelle condizioni iniziali e che l'ambiente esterno:

- ha ricevuto una quantità di calore $|Q'| - |Q''| > 0$
- ha compiuto un lavoro netto: $W' + W'' = (F_2 - F_1)(z_1 - z_2)$

Una trasformazione IRREVERSIBILE degrada l'energia dell'universo. Per avere una trasf. irrevers. è sufficiente avere una trasf. che evolve in modo veloce (attriti \Rightarrow degrada di energia). Differenza scambio di T con una differenza non infinitesimale.

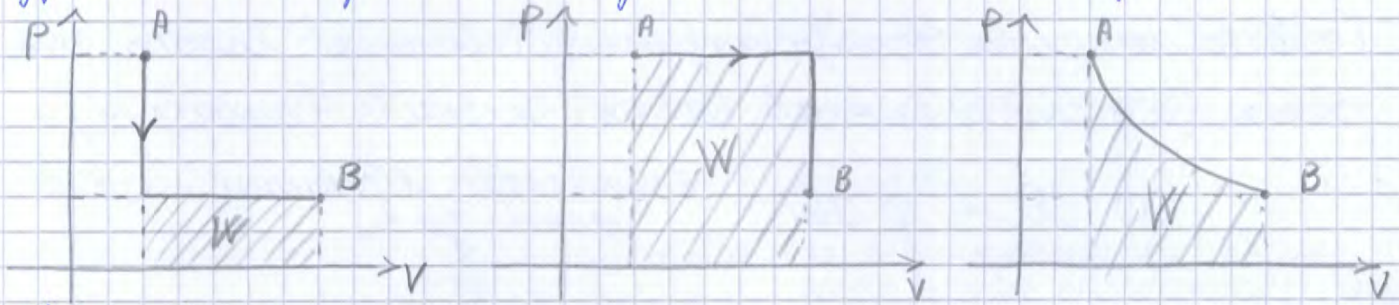
CONCLUSIONI DI CARATTERE GENERALE

- ① Se il processo è reversibile lo stato del sistema è noto in ogni sua fase e le energie scambiate possono essere scambiate attraverso le sole variabili di stato
- ② La successione di 2 trasformazioni reversibili invertite ripristina sia le condizioni del sistema che quelle dell'ambiente esterno;
- ③ Le irreversibilità indicano sempre l'efficienza di un processo. Pertanto se reversibile rappresenta un'astrazione che pone un limite superiore al lavoro e che può essere ottenuto da un processo e pone un limite inferiore al lavoro richiesto per compiere un processo.

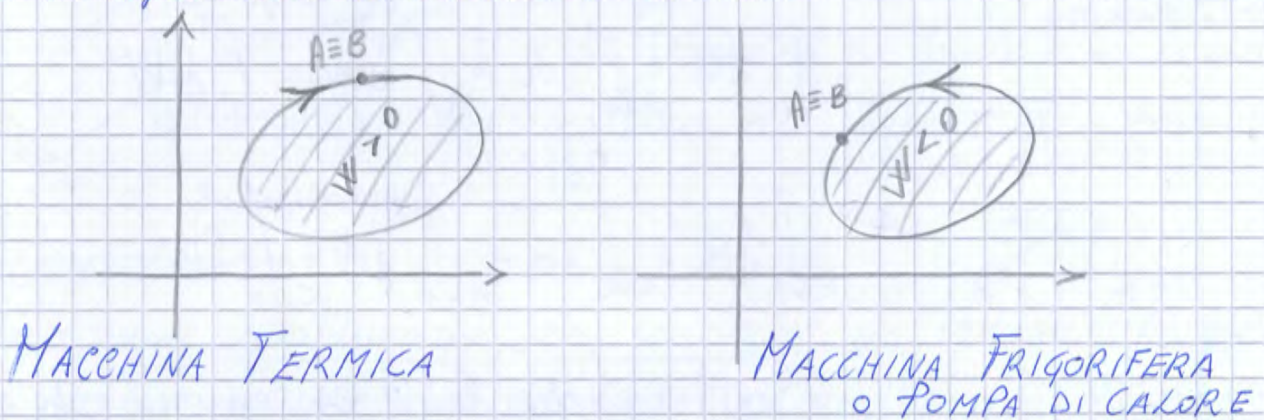
CALORE: È una forma di energia scambiata tra le

$$W_{rev.} = \int_A^B p dV = W_{122} = \int_A^B p dV - R$$

Il lavoro dipende dalla trasformazione effettuata a parità di punti d'inizio e fine. LAVORO FORZE
DISSIPATIVE

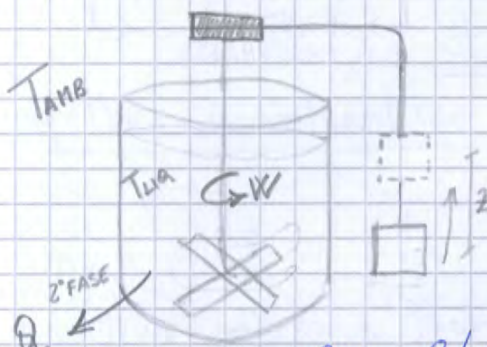


Nelle trasformazioni cicliche si ha:



■ I PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA

ESPERIENZA DI JOULE



Si abbia un recipiente contenente un fluido. Le due alette si mettano in rotazione disperdendo così, nel fluido una quantità di lavoro senza che queste sembrino calore con l'esterno (fase adiabatica).

Nella seconda fase si lascia che il liquido torni in equilibrio disperdendo così una quantità di calore poiché C.I. e C.F. sono le stesse la somma delle 2 transf. da una transf. ciclica. Joule osservò che per un'ondata di fluido e quantità di lavoro dissipatori in una TRASF. CICLICA il RAPPORTO FRA LAVORO SUBITO E

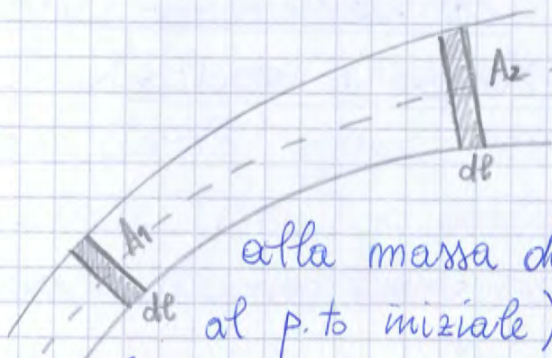
La variazione di energia complessiva dell'universo è data da $\Delta E_{TOT} = \Delta E_S + \Delta E_{AMB} = Q - L - Q + L = 0$

Im ogni processo l'energia totale dell'universo si conserva". In un processo ciclico $\Delta E_S = 0$ pertanto non varia nemmeno quella dell'ambiente circostante.

I PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA PER SISTEMI APERTI

Dato un sistema termodinamico aperto

PRINCIPIO DI CONSERVAZIONE DELLA MASSA (o EQUAZ. DI CONTINUITA')



La massa del sistema all'istante $t_0 + dt$ (massa al p.to finale) è uguale alla massa del sistema all'istante t_0 (massa al p.to iniziale).

CONSEQUENZA:

In condizioni stazionarie la portata in massa che attraversa ogni sezione del condotto è sempre la stessa.

$$\Rightarrow \dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

p. ingresso p. uscita

PORTATA: Massa che attraversa i confini del sistema nell'unità di tempo $\dot{m} = \frac{dm}{dt} \left[\frac{kg}{s} \right]$

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

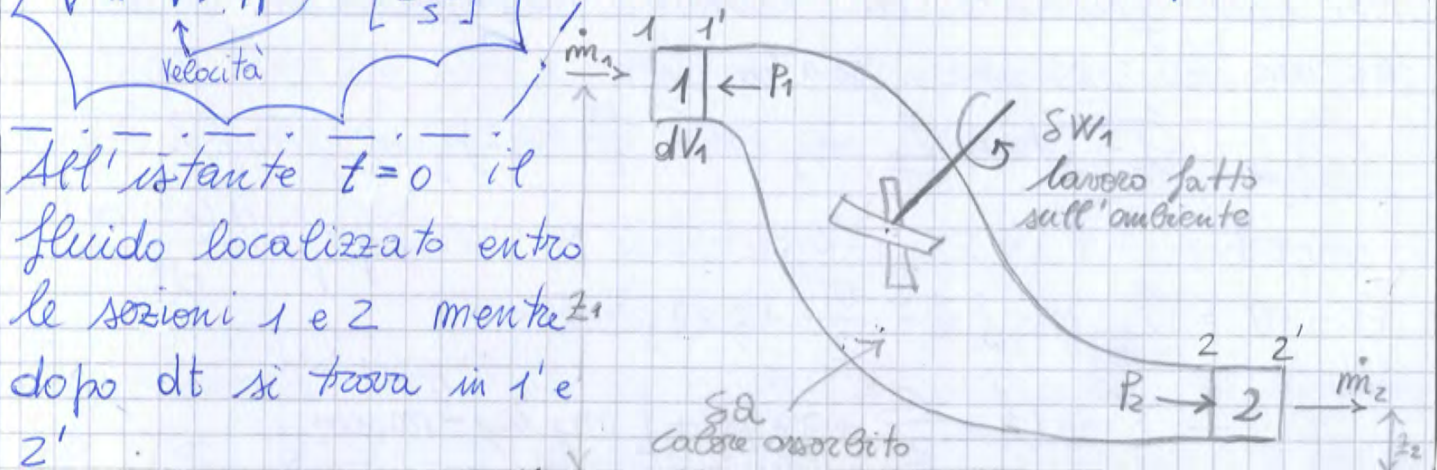
↑ densità

$$\dot{m} = \rho \cdot \vec{V} \cdot A \left[\frac{kg}{s} \right]$$

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

↑ velocità

Vediamo un altro esempio



All'istante $t=0$ il fluido localizzato entro le sezioni 1 e 2 mentre dopo dt si trova in 1' e 2'.

Dimostrazione

Si faccia riferimento alla fig. 1 precedente. Si abbia un sistema termodinamico aperto, per semplicità è:
 Il I princip. nell'intervallo $[t; t+dt]$ è:

$$\delta Q - \delta W = dU + dE_k + dE_p$$

Al tempo t il sistema è contenuto nei volumi 1 e 3; al tempo $t+dt$ è contenuto nei volumi 3 e 2. Osservando le grandezze a secondo membro (estensive) si nota che la loro variazione è dovuta dal contributo portato dalla massa entrante (dm_1) e dalla massa uscente (dm_2) e dalle variazioni di volume 3 nel tempo dt , pertanto:

$$dU = U_3(t+dt) + U_2(t+dt) - U_3(t) - U_1(t)$$

ovvero:

$$dU = u_2 m_2 dt - u_1 m_1 dt + \frac{d(u \cdot m)}{dt} \cdot dt$$

Supponendo che il sistema sia in regime permanente, ovvero che $m_1 = m_2 = \dot{m}$ e inoltre che $\frac{d(u \cdot m)}{dt} = 0$

Allora:

$$dU = \dot{m}(u_2 - u_1) dt$$

Analogamente si avrà:

$$dE_k = \frac{1}{2} \dot{m} (v_2^2 - v_1^2) dt$$

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

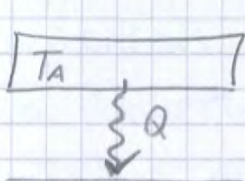
Al primo membro δW è costituito dal lavoro all'asse δW_i e il lavoro fatto dalle forze di pressione

$$\delta W = \delta W_i + p_2 dV_2 - p_1 dV_1 = \delta W_i + p_2 V_2 \dot{m} dt + p_1 V_1 \dot{m} dt$$

Sostituendo nell'espressione del I principio e dividendo per dt :

quello a temperatura più bassa. X

Dimostrazione:



$T_A > T_B$. Si ipotizza che avvenga scambio di calore da T_A verso T_B in quantità Q

Per il 2° PRINC. si ha che la variaz. di entropia delle sorgenti è:

$$\Delta S_A = -\frac{|Q|}{T_A} \quad \Delta S_B = \frac{|Q|}{T_B} \quad \text{I segni sono attribuiti secondo}$$

convenzioni e ipotesi fatte.

Si ha inoltre sempre per il 2° P. TD. che:

$$\begin{aligned} \Delta S_{SIST} &= \Delta S_A + \Delta S_B + \Delta S_{AMB} = -\frac{|Q|}{T_A} + \frac{|Q|}{T_B} = \\ &= Q \left(\frac{1}{T_B} - \frac{1}{T_A} \right) \geq 0 \end{aligned}$$

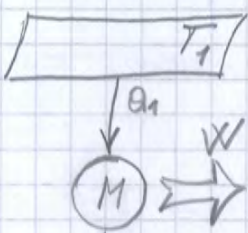
Considerando che $Q \neq 0$ necessariamente ne deriva che $\frac{1}{T_B} - \frac{1}{T_A} > 0$ ovvero $\frac{1}{T_B} > \frac{1}{T_A} \Rightarrow T_B < T_A$

che corrisponde alla nostra ipotesi iniziale. c.v.d.

ENUNCIATO DI KELVIN-PLANCK

Non può esistere una trasformazione il cui unico risultato sia quello di prelevare calore da una sorgente e CONVERTIRLO COMPLETAMENTE IN LAVORO.

Dimostrazione



Per il primo principio: $Q - W = 0 \Rightarrow Q = W$

La ΔS_{UNIV} è: $\Delta S_{TOT} = \Delta S_{SIST} + \Delta S_1 =$

$$= 0 + \left(-\oint \frac{\delta Q}{T} \right) = -\frac{Q}{T_1} < 0$$

Contraddice il II principio

\Rightarrow IMPOSSIBILE TRASF

IL CALORE TOTALMENTE IN LAVORO

RENDIMENTO DELLA MACCHINA

$$\eta = \frac{W}{|Q_{ASS}|} \quad \text{ovvero} = \frac{-T_B \Delta S_{TOT}}{|Q_A|} + \frac{|Q_A| \left(1 - \frac{T_B}{T_A}\right)}{|Q_A|}$$

$$= -\frac{T_B}{|Q_A|} \Delta S_{TOT} + \left(1 - \frac{T_B}{T_A}\right)$$

Se il processo fosse reversibile allora $\Delta S_{TOT} = 0$ e si ottiene così il η_{MAX} : $\left\{ \eta_{MAX} = 1 - \frac{T_B}{T_A} \right\}$ (che corrisponde al RENDIMENTO MASSIMO per un CICLO REVERSIBILE della macchina di Carnot.

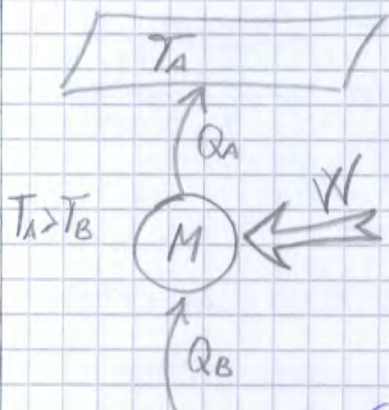
In generale tenendo conto della sola definizione di η e del I princ.:

$$\eta = \frac{W}{|Q_{ASS}|} = \frac{|Q_{ASS}| - |Q_{CED}|}{|Q_{ASS}|} = 1 - \frac{|Q_{CED}|}{|Q_{ASS}|} = 1 - \frac{|Q_B|}{|Q_A|}$$

Da queste uguaglianze si deduce che η è sempre < 1

ENUNCIATO DI CLAUSIUS (MACCHINE FRIGORIFERE)

"Non può esistere una trasformazione il cui unico risultato sia quello di prelevare calore da una sorgente fredda e cederlo completamente ad una calda"



CALCOLO DEL LAVORO E DEL RENDIMENTO

Sistema M, costituito da una macchina frigorifera che trasferisce calore da un termo- stato a temperatura inferiore ad uno a temperatura supe- riore. La variazione totale di entropia si ottiene facendo:

$$\Delta S_{TOT} = \Delta S_A + \Delta S_B + \Delta S_M = \frac{|Q_A|}{T_A} - \frac{|Q_B|}{T_B} + 0 \geq 0$$

Da cui si ottengono:

$$|Q_A| = T_A \left(\Delta S_{TOT} + \frac{|Q_B|}{T_B} \right) \quad \text{e} \quad |Q_B| = T_B \left(-\Delta S_{TOT} + \frac{|Q_A|}{T_A} \right)$$

Che corrisponde all'efficienza massima della macchina frigorifera, che funziona su un ciclo di Carnot inverso. Si può esprimere l'efficienza in funzione del rendimento di una macchina termica di Carnot:

$$\epsilon_{MAX} = \frac{T_B}{T_A - T_B} = \frac{\cancel{T_B}/T_A}{\frac{T_A - T_B}{T_A}} = \frac{\cancel{T_B}/T_A}{1 - \frac{T_B}{T_A}} = \frac{1 - \eta_C}{\eta_C} = \frac{1}{\eta_C} - 1$$

In generale invece tenendo conto solo della definizione di ϵ e del I princ.:

$$\epsilon = \frac{|Q_{ESTRATTO}|}{|W|} = \frac{|Q_{ESTRATTO}|}{|Q_{CED}| - |Q_{ESTRATTO}|} = \frac{|Q_B|}{|Q_A| - |Q_B|}$$

POMPA DI CALORE

In questo caso l'efficienza è detta **EFFETTO DI MOLTIPLICAZIONE TERMICA** oppure **COEFFICIENTE DI PERFORMANCE**

$$\epsilon^* = \frac{|Q_{CED}|}{|W|} = \frac{|Q_{ASS}|}{|W|}$$

Se il processo è reversibile allora $\Delta S_{TOT} = 0$ e si calcola l'EFF. MULTIP. TERM. Massimo:

$$\epsilon_{MAX} = \frac{|Q_B| \frac{T_A}{T_B}}{|Q_B| \left(\frac{T_A}{T_B} - 1 \right)} = \frac{T_A}{T_B} \cdot \frac{T_B}{T_A - T_B} = \frac{T_A}{T_A - T_B}$$

Che corrisponde all'efficienza massima di una pompa di calore che funziona seguendo un ciclo reversibile di Carnot. Confrontandola con il rendimento della macchina termica di Carnot si ottiene:

$$\epsilon_{MAX} = \frac{T_A}{T_A - T_B} = \frac{1}{\frac{T_A - T_B}{T_A}} = \frac{1}{1 - \frac{T_B}{T_A}} = \frac{1}{\eta_C} \leftarrow \text{RENDIMENTO DI CARNOT}$$

$$\Delta S = \int \frac{\delta Q_{mg}}{T} + \sum_{IN} \dot{m}_{IN} S_{IN} - \sum_{OUT} \dot{m}_{OUT} S_{OUT} + \Delta S_{IRR}$$

(Variazione di entropia attraverso pareti sistema)
(Entropia introdotta nel VC dalla massa entrante meno quella della massa uscente)
(Termine di irreversibilità dovuto a trasformaz. interne)

In termini di potenze:

$$\frac{dS}{dt} = \sum_{i=1}^m \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \sum_{IN} \dot{m}_{IN} S_{IN} - \sum_{OUT} \dot{m}_{OUT} S_{OUT} + \dot{S}_{IRR}$$

Rappresenta il flusso di entropia associato al flusso termico totale \dot{Q}_i

IN CASO DI REGIME STAZIONARIO:

$$\sum_{i=1}^m \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \sum_{IN} \dot{m}_{IN} S_{IN} - \sum_{OUT} \dot{m}_{OUT} S_{OUT} + \Delta S_{IRR} = 0$$

In termini di potenze:

$$\sum_{i=1}^m \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \sum_{IN} \dot{m}_{IN} S_{IN} - \sum_{OUT} \dot{m}_{OUT} S_{OUT} + \dot{S}_{IRR} = 0$$

TRASFORMAZIONI POLITROPICHE

Sono dette POLITROPICHE le trasformazioni termodinamiche reversibili che mantengono durante la trasformazione una grandezza costante essa sono caratterizzate dal fatto di mantenere CAPACITÀ TERMICA MASSICA COSTANTE.

$$C = \frac{dQ}{dT} = \text{cost.}$$

Trasformazione	Equazione	
ISOCORA o ISOVOLUMICA	$dV = 0$	$C = C_V$
ISOBARA	$dp = 0$	$C = C_P$
ISOTERMA	$dT = 0$	$C = \infty$
ADIABATICA	$dS = 0$	$C = 0$

$$\int W_{\text{DISS}} = T dS_{\text{IRR.}}$$

STATI DI AGGREGAZIONE DELLA MATERIA

La materia che costituisce un sistema può trovarsi in natura nelle seguenti 3 fasi:

- SOLIDA: Ha volume e forma propri
- LIQUIDA: Ha volume proprio, la forma si adatta a quella del recipiente
- AERIFORME: Sia volume che forma sono adattati a quello del recipiente.

FASE SOLIDA:

Relazione tra lunghezza e Temperatura

$$l = l_0 (1 + \lambda t)$$

l_0 = LUNGH. CORPO A 0°C
 λ = COEFF. DI DILATAZ. LINEARE
 ESSO DIPENDE DAL MATERIALE

Relazione tra volume e Temperatura

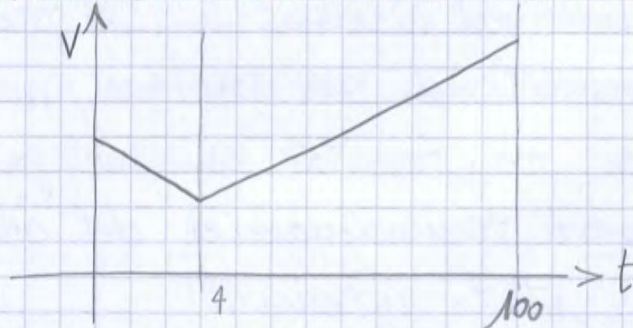
$$V = V_0 (1 + \alpha t)$$

V_0 = VOLUME CORPO A 0°C
 α = COEFF. DI DILATAZ. VOLUMICA
 ESSO DIPENDE DAL MATERIALE
 $\alpha \approx 3\lambda$

FASE LIQUIDA:

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

COMPORAMENTO ANOMALO DELL'ACQUA:

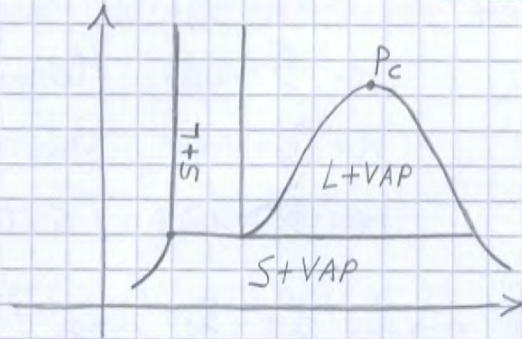


Esso è dovuto alla disposizione cristallina delle molecole di H_2O che si spingono per formare il ghiaccio! Il ghiaccio a

0°C avendo volume maggiore della stessa quantità liquida a 4°C ha densità minore e pertanto galleggia.

- p, T (pressione e temperatura) DIAG. di REGNAULT
- p, h (pressione e entalpia specifica)

Le condizioni di equilibrio tra fase liquida e fase vapore sono dette di SATURAZIONE



GAS IDEALI

A temperature non troppo basse e a pressioni non troppo elevate i gas obbediscono alle seguenti leggi:

a) $T = \text{cost.}$ $\boxed{pV = \text{cost.}}$ Legge di Boyle

b) $p = \text{cost.}$ $\boxed{V = V_0(1 + \alpha t) = V_0 \beta T}$ I Legge di Gay-Lussac

$V_0 =$ volume occupato dal gas a 0°C alla pressione considerata
 $\beta =$ coeff. di dilatazione pari a $\frac{1}{273,15^\circ\text{C}}$

Combinando le eq. si giunge all'EQ. DI STATO DEI GAS PERFETTI: $\boxed{pV = mRT}$ EQ. DI STATO DEI GAS IDEALI

Facendo riferimento ad una massa di 1kg l'equazione si può riscrivere:

$$\frac{pV}{m} = m \frac{R}{m} T \Rightarrow pV = \frac{m}{MM} \frac{R}{m} T \Rightarrow pV = \frac{R}{MM} T$$

$$\boxed{pV = R^* T}$$

$v =$ volume specifico $\left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$ $MM =$ massa molecolare $= \frac{m}{m}$

$R^* =$ cost. di elasticità del gas $\left[\frac{\text{J}}{\text{K kg}} \right]$

$\left[\frac{\text{kg}}{\text{mol}} \right]$

Per ogni componente si può scrivere l'equazione di stato dei gas ideali:

$$p_i V = m_i R T = m_i \frac{R}{MM_i} T = m_i R^* T$$

FRAZIONE MOLARE

$$X_i = \frac{m_i}{m} = \frac{p_i}{p}$$

MASSA MOLARE EQUIVALENTE MISCELA

$$MM_m = \frac{m}{m} = \sum_{i=1}^m X_i MM_i$$

PROPRIETÀ ARIA UMIDA

Il modello di miscela di gas ideale e componente condensabile è quello che si utilizza per modellazione il comportamento dell'aria atmosferica: gas ideale - aria secca; comportamento - vapore acqueo.

ARIA UMIDA: ARIA SECCA + VAPORE ACQUEO

- 78% Azoto
- 21% Ossigeno
- 1% Altri gas

È sotto forma di vapore surriscaldato essendo $T_c = 374,15^\circ\text{C} \gg T_{AMB} = 20^\circ\text{C}$

$$C_{p,v} = 1,900 \frac{\text{KJ}}{\text{kgK}}$$

$$h_v = c_0 + C_{p,v} \cdot t = 2500 + 1,9 \cdot t$$

$$MM_v = 18 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

$$R_v^* = 461,5 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$$

L'aria secca si può considerare gas ideale in quanto:

$$T_c = -140,6^\circ\text{C} \ll T_{AMB} = 20^\circ\text{C}$$

$$C_{p,a} = 1,010 \frac{\text{KJ}}{\text{kgK}}$$

$$h_a = C_{p,a} \cdot t$$

t = temperatura aria
in °C

$$MM_a = 28,97 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

$$R_a^* = 287,2 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$$

$$x = \frac{m_v}{m_a} \quad \left. \begin{array}{l} \text{Titolo o} \\ \text{umidità specifica} \end{array} \right\}$$

IMPORTANTE: Tutte le grandezze specifiche relative alle proprietà dell'aria umida sono riferite all'unità di massa di aria secca in quanto questa non subisce variazioni. Nel caso delle trasformazioni che emergono nell'UTA. al contrario della massa del vapore acqueo che può aumentare o diminuire.

La massa m della miscela può essere così ottenuta

$$m = m_a + m_v = m_a + x m_a = m_a (1+x)$$

Scrivendo le equazioni di stato per aria secca e vapore acqueo:

$$\begin{aligned} p_a V &= m_a R_a^* T \\ p_v V &= m_v R_v^* T \end{aligned} \Rightarrow \begin{aligned} m_a &= \frac{p_a V}{R_a^* T} \\ m_v &= \frac{p_v V}{R_v^* T} \end{aligned} \Rightarrow x = \frac{m_v}{m_a} =$$

$$x = \frac{\frac{p_v V}{R_v^* T}}{\frac{p_a V}{R_a^* T}} = \frac{R_a^*}{R_v^*} \cdot \frac{p_v}{p_a}$$

Applicando la legge di Dalton otteniamo:

$$p = p_v + p_a \Rightarrow p_a = p - p_v \quad \text{da cui:}$$

$$x = \frac{R_a^*}{R_v^*} \cdot \frac{p_v}{p - p_v} \approx 0,622 \frac{p_v}{p - p_v}$$

$C_{p,v} = \text{calore specifico vapore a } 611 \text{ Pa} = 1,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$
 $z_0 = \text{calore di vaporizzazione a } 0^\circ\text{C e } 611 \text{ Pa}$

L'entalpia specifica è in funzione della sola temperatura e dell'umidità specifica

FORMULE INVERSE

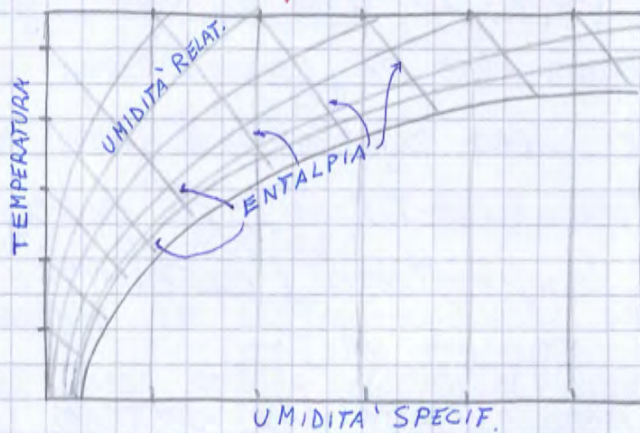
$$t = \frac{h_{1+x} - 2500 \cdot x}{1,01 + 1,9 \cdot x}$$

$$t = \frac{h_{1+x} - z_0 \cdot x}{C_{p,a} + C_{p,v} \cdot x}$$

$$x = \frac{h - 1,01 \cdot t}{2500 + 1,9 \cdot t}$$

$$x = \frac{h - C_{p,a} \cdot t}{z_0 + C_{p,v} \cdot t} = \frac{h_{1+x} - h_a}{h_v}$$

NB Sul diagramma di Mollier, nel quale sono rappresentati gli stati e le trasformazioni dell'aria umida, possiamo leggere LA TEMPERATURA, UMIDITÀ SPECIFICA (h_{1+x}), L'ENTALPIA e L'UMIDITÀ RELATIVA. Conoscendo 2 di questi parametri posso ricavare graficamente gli altri



Vediamo di caratterizzare il DIAGR. DI MOLLIER qui di seguito:

DIAGRAMMI PER L'ARIA UMIDA

Applicando rigorosamente la regola di Gibbs alla massa d'aria umida si nota che:

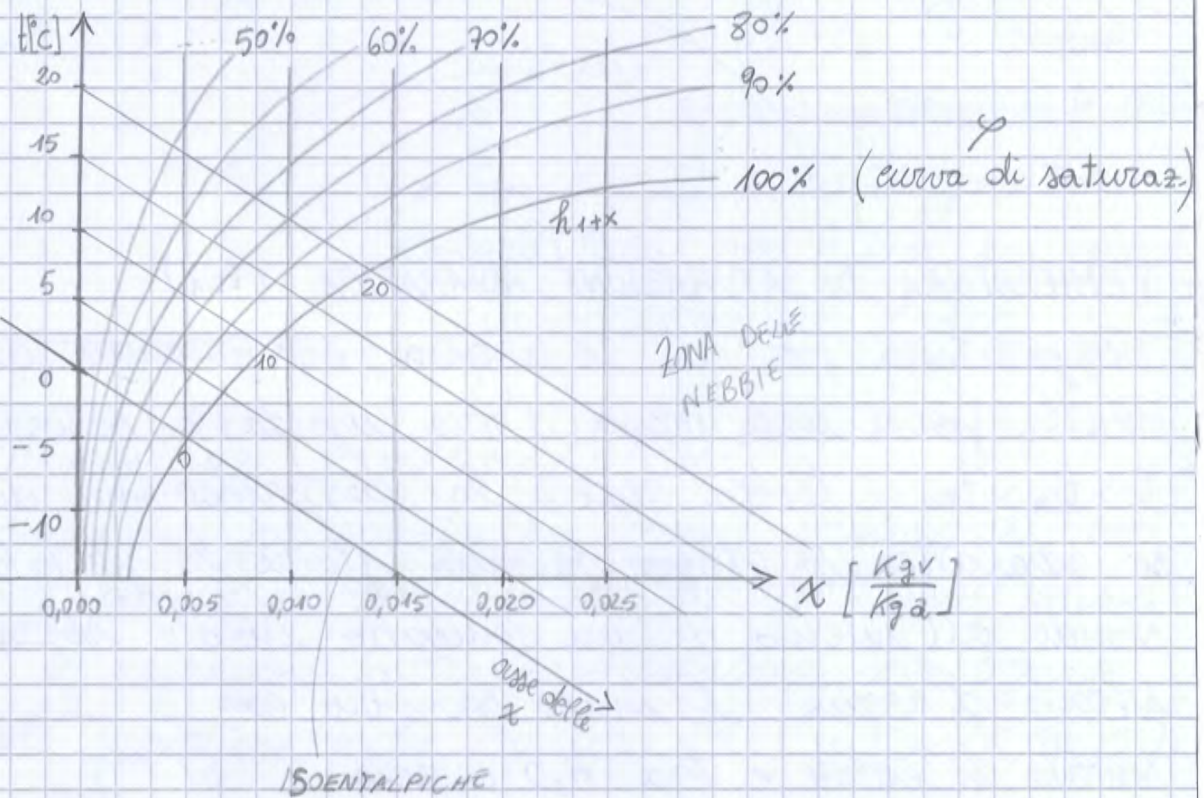
$$V = N - F + 2 \Rightarrow V = 2 - 1 + 2 \Rightarrow V = 3$$

Le curve ad UMIDITA' RELATIVA costante sono riportate con un passo del 10%

La curva di saturazione è il luogo dei punti per cui $\varphi = 100\%$ ovvero l'aria è saturata. In queste condizioni vale:

$$\varphi = 100\% \quad t = t_{bu} = t_{zu}$$

Al di sopra di tale curva si ha la ZONA MONOFASE DI ARIA UMIDA, al di sotto si ha la ZONA DELLE NEBBIE



TEMPERATURA DI RUGIADA

È la temperatura in corrispondenza della quale il vapore acqueo di una massa di aria umida raggiunge la condizione di saturazione attraverso un processo di raffreddamento a pressione costante ed inizia a condensare

$t_{zu} = t_{sat, pv}$ è la t di saturazione del vapore acqueo alla pressione del vapore della miscela

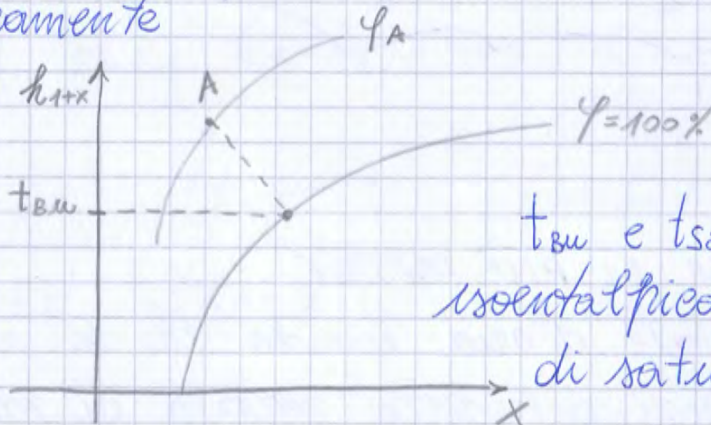
esm: Trovare t_{zu} di massa di aria umida $t = 20^\circ\text{C}$ e $\varphi = 70\%$

TEMPERATURA DI SATURAZIONE ISOENTALPICA t_{si}

$t_{si} < t_{sa}$ È la temperatura dell'ovvia saturata al medesimo valore di entalpia specifica dell'aria umida $t_{bu} \approx t_{sa} \approx t_{si}$ in esame.

NB t_{sa} è proprietà di stato dell'aria umida in quanto in essa si può calcolare $x + \varphi$

Graficamente



La t_{si} (e quindi approssimativamente anche t_{bu} e t_{sa}) è la temperatura isoentalpica per A con la curva di saturazione $\varphi = 100\%$.

TRASFORMAZIONI PSICROMETRICHE

Le trasformazioni psicrometriche sono: processi di modifica delle condizioni termodinamiche di una massa d'aria e si esprimono attraverso relazioni che legano le variabili psicrometriche tra loro ($x, t, t_{bu}, t_{su}, \varphi, h, v$)

Trasformaz. $A \rightarrow B$

Δm_v = variazione massa vapore

m_a = massa aria secca

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

$$Q_{AB} = m_a (h_B - h_A)$$

Per un sistema fluente:

$$\dot{m}_v = \dot{m}_a (x_B - x_A)$$

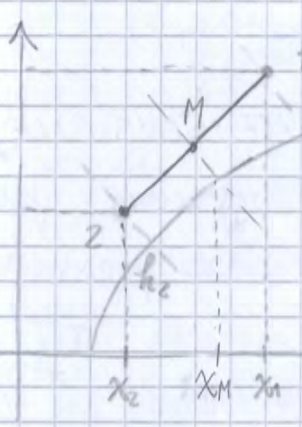
$$\dot{Q}_{AB} = \dot{m}_a (h_B - h_A)$$

$$\left\{ \begin{aligned} X_M &= \frac{\dot{m}_{a,1} X_1 + \dot{m}_{a,2} X_2}{\dot{m}_{a,M}} = \frac{\dot{m}_{a,1} X_1 + \dot{m}_{a,2} X_2}{\dot{m}_{a,1} + \dot{m}_{a,2}} \\ h_M &= \frac{\dot{m}_{a,1} h_1 + \dot{m}_{a,2} h_2}{\dot{m}_{a,1} + \dot{m}_{a,2}} \end{aligned} \right.$$

Da cui:

$$\left\{ \begin{aligned} \dot{m}_{a,1} (X_M - X_1) &= \dot{m}_{a,2} (X_2 - X_M) \\ \dot{m}_{a,1} (h_M - h_1) &= \dot{m}_{a,2} (h_2 - h_M) \end{aligned} \right. \Rightarrow \left\{ \begin{aligned} \frac{\dot{m}_{a,1}}{\dot{m}_{a,2}} &= \frac{(X_2 - X_M)}{(X_M - X_1)} \\ \frac{\dot{m}_{a,1}}{\dot{m}_{a,2}} &= \frac{(h_2 - h_M)}{(h_M - h_1)} \end{aligned} \right.$$

$$\frac{\dot{m}_{a,1}}{\dot{m}_{a,2}} = \frac{(X_2 - X_M)}{(X_M - X_1)} = \frac{(h_2 - h_M)}{(h_M - h_1)} = \frac{\overline{2M}}{\overline{1M}}$$

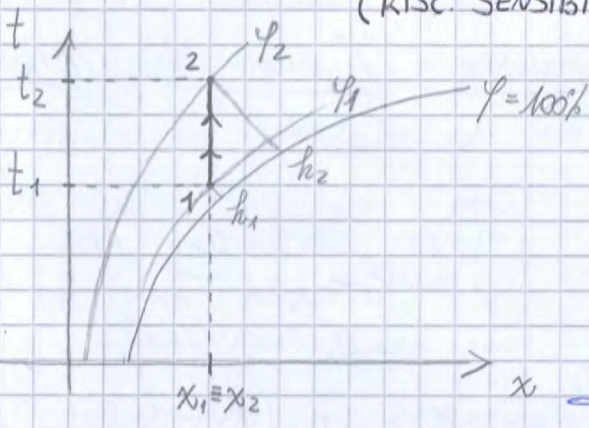


Il punto di miscela M si trova graficamente sulla congiungente 1-2 suddividendo tale segmento in 2 porzioni X inversamente proporzionali al rapporto tra le portate d'aria.

$$\frac{h_M - h_1}{X_M - X_1} = \frac{h_2 - h_M}{X_2 - X_M}$$



RISCALDAMENTO A TITOLO COSTANTE (umidità specif. cost)
(RISC. SENSIBILE)



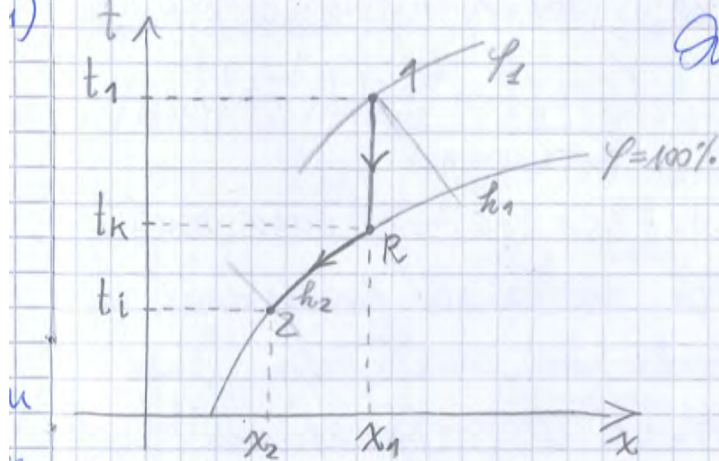
Questa trasformazione può realizzarsi facendo passare aria umida all'interno di una batteria di riscaldamento. Non essendoci cessione o fornitura di vapore acqueo non

a Troverò che $\dot{Q}_{1,2} < 0$ (calore ceduto)

$$h_2 = h_1 - \frac{|\dot{Q}_{1,2}|}{\dot{m}_a} \quad \text{e} \quad t_2 = t_1 - \frac{|\dot{Q}_{1,2}|}{\dot{m}_a (C_{p,a} + x C_{p,v})}$$

N.B. \hat{c} il motivo per cui difficilmente vengono realizzati terminali di raffreddamento solo sensibili in quanto dovrebbero essere alimentati da refrigerante con $t_{ref} > t_{ru}$ per scongiurare la condensazione di vapore acqueo sulla superficie dell'unità.

RAFFREDDAMENTO E DEUMIDIFICAZIONE (caso ideale)



Questa trasformazione può essere realizzata facendo passare un flusso d'aria umida all'interno di una batteria di raffreddamento con temperatura inferiore a t_{ru} .

Quindi, t diminuisce; x diminuisce; h diminuisce; φ aumenta fino al 100%.

La trasformazione teorica consiste in un raffreddamento iso-titolo fino alla t_{ru} della miscela e su un successivo raffreddamento lungo la curva di saturazione con produzione di acqua dal vapore condensato.

te Dal principio di conservazione della massa di vapore si ottiene la portata di vapore acqueo condensato sotto forma di liquido:

$$|\dot{m}_e| = \dot{m}_a (x_1 - x_2)$$

Dal principio di conservazione dell'energia si ottiene

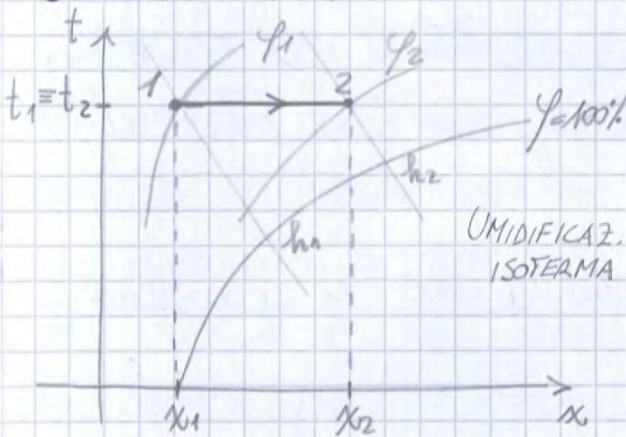
FATTORE DI BY-PASS: ξ la frazione del flusso d'aria che non subisce alcuna trasformazione. Dipende dalla geometria dello scambiatore di calore e dai parametri di scambio di massa e di energia a loro volta funzione della velocità dell'aria attraverso le batterie.

ric.
$$f_{bp} = \frac{x_2 - x_1}{x_1 - x_2} = \frac{h_2 - h_s}{h_1 - h_2} = \frac{\overline{S_2}}{\overline{S_1}} = \frac{\dot{m}_{a1}}{\dot{m}_{a2}}$$

Esso può essere:

- 0 Se tutta l'aria compie ciclo ideale
- 1 Se tutta l'aria non interviene

UMIDIFICAZIONE PER INIEZIONE DI VAPORE



Questa trasformazione si realizza mediante ugelli che iniettano vapore all'interno di un flusso d'aria umida.

$t = \text{costante} \rightarrow$ l'energia fornita è tutta latente
 $x = \text{aumenta}; h \text{ aumenta}$
 $\phi \text{ aumenta}$

Per il principio di conservazione della massa di vapore risulta: $\dot{m}_v = \dot{m}_a (x_2 - x_1)$

Dal principio di conservazione dell'energia si deduce: $\dot{Q}_{1,2} = \dot{m}_v h_v = \dot{m}_a (h_2 - h_1)$

UMIDIFICAZIONE PER INIEZIONE D'ACQUA (Umid. adiabatica)

Questa trasformazione si realizza mediante ugelli che spruzzano gocce d'acqua nebulizzata all'interno di un flusso d'aria umida. L'evaporazione dell' H_2O è

le entalpia specifica del flusso d'aria umida ($h_2 \ll h_1$)
 sf. la trasformazione adiabatica può con buona approssimazione ^{esterna} considerata isentalpica.

es EFFICIENZA DI UMIDIFICAZIONE ϵ : parametro che quantifica l'approssimazione alle condizioni di saturazione

$$\epsilon = \frac{x_2 - x_1}{x_s - x_1} \quad \epsilon = 1 \Leftrightarrow \text{SATURAZ. ADIABATICA}$$

$\hookrightarrow t_2 = t_{bu}$

Il raffreddamento di un flusso d'aria può avvenire dunque mediante queste trasformazioni: RAFFREDDAMENTO EVAPORATIVO Il vantaggio è un consumo energetico ridotto rispetto al raffreddamento sensibile.

UNITA' DI TRATTAMENTO ARIA

Un'unità di trattamento aria è un dispositivo che realizza il condizionamento dell'aria, attraverso opportune operazioni effettuate sul flusso d'aria.

Un U.T.A. è un componente assemblato e costituito da diverse parti chiamate sezioni asservite l'una dalle altre.

UTA — Trattamento solo aria esterna (o di rinnovo)
 — Trattamento aria di ricambio e di rinnovo miscelando.

UTA — IMPIANTI AD ARIA PRIMARIA: ventilano e controllano φ dell'ambiente cui sono asservite
 — CLIMATIZZATORI: svolgono climatizzazione completa: ventilano, riscaldano o raffreddano, umidificano e deumidif. cui sono asservite.

Tempo [W]

- FLUSSO TERMICO AREICO φ : Quantità di calore che attraversa l'unità d'area di un elemento edilizio nell'unità di tempo $\varphi = \frac{\Phi}{A} \left[\frac{W}{m^2} \right]$

CONDUZIONE TERMICA

Modalità di trasmissione del calore che avviene per scambio di E_k molecolare all'interno di un corpo. Il trasferimento di E_k tra particelle o gruppi di particelle di un mezzo continuo, senza movimento macroscopico di materia, può avvenire per diversi fenomeni: 1. collisione elastica tra le molecole, nei gas; 2. oscillazioni longitudinali delle strutture molecolari, nei liquidi e nei solidi non conduttori; 3. movimento degli e^- liberi nei solidi.

EQUAZIONI FONDAMENTALI

In un sistema di assi cartesiani $(x, y, z) \rightarrow t = f(x, y, z, \tau)$

Si definiscono

SUPERFICI ISOTERME: Luoghi di punti ad uguale temperatura

LINEE DI FLUSSO: Direzione di propagazione del calore (sono \perp in ogni p.to delle superfici isoterme)

Il fenomeno della conduzione termica può essere analizzato in regime variabile o in regime stazionario.

In quello variabile le grandezze fondamentali variano nel tempo, è necessario tener conto della capacità di accumulo dei corpi. Le grandezze sono indipendenti dal tempo $\Rightarrow EN. ENTRANTE = EN. USCENTE$

$$-\left(\frac{\partial \varphi_x}{\partial x} + \frac{\partial \varphi_y}{\partial y} + \frac{\partial \varphi_z}{\partial z}\right) dx dy dz + \dot{q} dV = \rho m \cdot c \cdot \frac{dt}{dt}$$

f. wce

$$\left[-\left(\frac{\partial \varphi_x}{\partial x} + \frac{\partial \varphi_y}{\partial y} + \frac{\partial \varphi_z}{\partial z}\right) + \dot{q} = \rho c \frac{dt}{dt} \right] \quad \text{EG. GENERALE PER LA CONDUZIONE TERMICA (mezzo anisotropo e in deformabile)}$$

a

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_{xx} \frac{\partial t}{\partial x} + \lambda_{xy} \frac{\partial t}{\partial y} + \lambda_{xz} \frac{\partial t}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_{yx} \frac{\partial t}{\partial x} + \lambda_{yy} \frac{\partial t}{\partial y} + \lambda_{yz} \frac{\partial t}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_{zx} \frac{\partial t}{\partial x} + \lambda_{zy} \frac{\partial t}{\partial y} + \lambda_{zz} \frac{\partial t}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho c \frac{dt}{dt}$$

φ è il flusso termico generato per effetto Joule o reazioni chimiche

VARI CASI

• Se il mezzo è ISOTROPO l'eq. diventa:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho c \frac{dt}{dt}$$

• Se inoltre λ è indipendente dalla temperatura:

$$\lambda \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) + \dot{q} = \rho c \frac{\partial t}{\partial \tau} \quad \lambda \nabla^2 t + \dot{q} = \rho c \frac{\partial t}{\partial \tau}$$

• Se inoltre vi è assenza di sollecitazione interna di calore:

$$d \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) = \frac{\partial t}{\partial \tau} \quad \text{EG. DI FOURIER} \quad \nabla^2 t = \frac{1}{d} \frac{\partial t}{\partial \tau}$$

con $d = \frac{\lambda}{\rho c} \left[\frac{m^2}{s} \right]$

DIFFUSIVITÀ TERMICA: Propria del materiale e caratterizza la velocità con cui si propaga una variazione di temperatura al suo interno

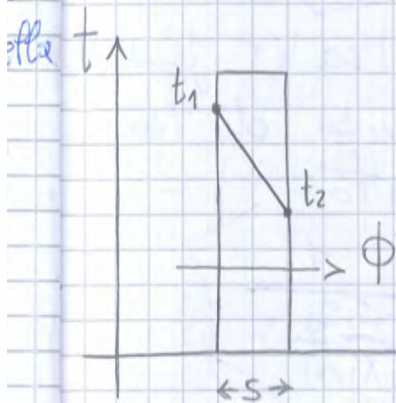
• Se inoltre sussiste il regime stazionario:

$$\lambda \cdot \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) = 0 \quad \text{ma } \lambda \neq 0$$

• Se λ è indipendente dalla temperatura, l'equazione di Poisson si riduce a: $\frac{d^2 t}{dx^2} + \frac{\dot{q}}{\lambda} = 0$

• Se vi è assenza di generazione interna di calore l'eq. generale diventa:
 $\frac{d}{dx} \left(\lambda \frac{dt}{dx} \right) = 0$

• Se λ è indipendente dalla temperatura, l'eq. di Laplace si riduce a: $\frac{d^2 t}{dx^2} = 0$



→ PARETE MONOSTRATO, REGIME STAZIONARIO, ASSENZA DI GENERAZIONE, λ INDIPENDENTE DALLA TEMPER.

$$\frac{d^2 t}{dx^2} = 0 \Rightarrow \frac{dt}{dx} = \text{cost}$$

Dalla legge di Fourier ricaviamo:

profilo della temperatur $\frac{\phi}{A} = -\lambda \frac{dt}{dx} \Rightarrow \frac{dt}{dx} = -\frac{\phi}{\lambda A}$

Integrando dopo aver separato le variabili:

$$\int_{t_1}^{t_2} dt = -\frac{\phi}{\lambda A} \int_{x_1}^{x_2} dx \Rightarrow (t_2 - t_1) = -\frac{\phi}{\lambda A} (x_2 - x_1)$$

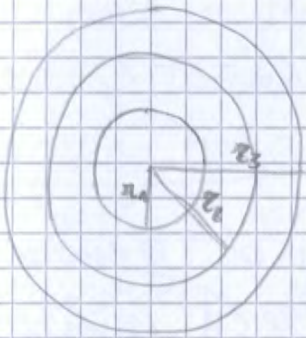
$$\Rightarrow \frac{\phi}{A} = \frac{-\lambda}{(x_2 - x_1)} (t_2 - t_1) \Rightarrow \boxed{\phi = \frac{\phi}{A} = \frac{\lambda}{s} (t_1 - t_2)}$$

L'ES. DELLA TEMPERATURA E':

$$t = t_1 + \frac{(t_2 - t_1)}{s} (x - x_1) \quad x \in [x_1, x_2]$$

Se voglio il primo parametro,

- le isoterme sono superfici cilindriche concentriche
- le linee di flusso sono radiali



In condizioni stazionarie, λ indif. da t
 l'equazione di Poisson diventa:

$$\frac{d^2 t}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dt}{dr} + \dot{q} = 0$$

In assenza di generazione interna, essa diventa:

$$\frac{d^2 t}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dt}{dr} = \frac{d}{dr} \left(r \frac{dt}{dr} \right) = 0$$

Dall'equazione di Laplace ricaviamo che:

$$\frac{d}{dr} \left(r \frac{dt}{dr} \right) = 0 \Rightarrow \frac{dt}{dr} = \frac{C}{r}$$

Dalla legge di Fourier otteniamo:

$$\frac{\Phi}{A} = -\lambda \frac{dt}{dr} \Rightarrow \frac{dt}{dr} = -\frac{\Phi}{2\pi r \cdot L \cdot \lambda}$$

↑
CONDUTTIVITÀ TERMICA

Separando le variabili e integrando si ottiene:

$$\int_{t_1}^{t_2} dt = -\frac{\Phi}{2\pi L \lambda} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r} \Rightarrow (t_2 - t_1) = -\frac{\Phi}{2\pi L \lambda} \ln \frac{r_2}{r_1}$$

$$\Rightarrow \frac{\Phi}{L} = \frac{(t_1 - t_2) 2\pi \lambda}{\ln \frac{r_2}{r_1}}$$

per una parete multistrato diventa:

$$\Rightarrow \frac{\Phi}{L} = 2\pi \frac{t_1 - t_{m+1}}{\sum_{j=1}^m \frac{1}{\lambda_j} \ln \frac{r_{j+1}}{r_j}}$$

$$t_{x,r} = t_m + \Delta t_0 \cdot e^{-\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}} x} \cdot \sin\left(\omega t - \sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}} x\right)$$

FATTORE DI SMORZAMENTO:

$\tau_0 = e^{-\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}} x}$ rappresenta la riduzione dell'ampiezza dell'oscillazione sinusoidale della t al variare della distanza x dalla superficie esterna ($x=0$)

RITARDO TEMPORALE: $\frac{x_0}{2} \sqrt{\frac{\tau_0}{\pi \alpha}}$ tra oscillazione sinusoidale della t alla distanza x rispetto all'oscillazione sinusoidale della t sulla superficie esterna ($x=0$)

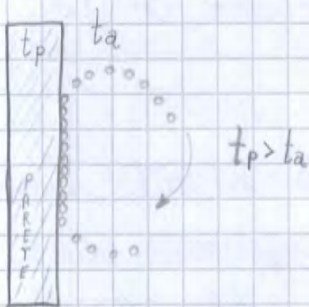
PROFONDITA' DI PENETRAZIONE PERIODICA: $\delta = \sqrt{\frac{2\tau_0}{\pi}}$ rappresenta la distanza x alla quale l'ampiezza dell'oscillazione sinusoidale della t è ridotta di un fattore $e \Rightarrow$ SMORZAMENTO = $1/e$

VELOCITA' DI PROPAGAZIONE DELL'ONDA nel mezzo termico
 $v = \sqrt{2\omega\alpha}$

CONVEZIONE TERMICA

Comporta in un macroscopico spostamento di massa. È caratteristica degli scambi termici tra una parete e un fluido (liquido o aeriforme).

È il processo di trasferimento di calore tra la parete e l'aria.



La CONVEZIONE comporta:

- Conduzione termica tra parete e primo strato di fluido a contatto.
- Accumulo di calore nelle particelle del fluido

- Movimento e miscelazione delle particelle di fluido a diversa temperatura.

Anche la temperatura, così come la velocità, varierà dal valore t_f del fluido in un punto lontano dalla superficie, al valore t_p del fluido a contatto con la superficie della lastra. La massima variazione della temperatura avviene nello "strato limite della temperatura" o "strato limite termico".
Esiste una stretta correlazione tra strato limite dinamico e strato limite termico.

LEGGE DI NEWTON

Il flusso termico trasmesso per convezione si esprime come:

$$\phi = h_c \cdot A \cdot (t_p - t_f)$$

ovvero:

$$q = \frac{\phi}{A} = h_c (t_p - t_f)$$

con h_c = coeff. di scambio termico convettivo $[\frac{W}{m^2 K}]$

o ADDETTANZA CONETTIVA

Dipende: dalla composizione del fluido
dalla natura del moto del fluido

CONVEZIONE NATURALE

h_c dipende da:

- proprietà termofisiche del fluido

• massa volumica (ρ)

• viscosità (μ)

• conducibilità termica (λ)

• calore specifico (c)

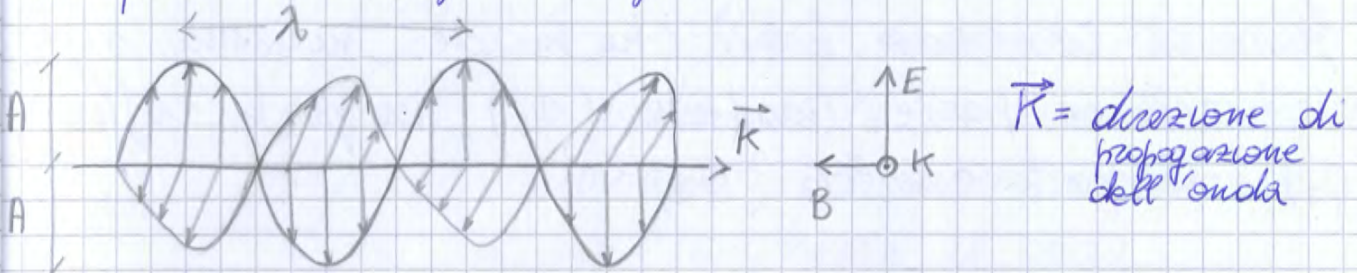
• coeff. di dilatazione termica (α)

- dimensione caratteristica della superficie di contatto (L)

- differenza di temperatura tra parete e fluido ($t_p - t_f$)

- accelerazione di gravità ($g = 9,81 \frac{m}{s^2}$)

di particelle definite fotoni



\vec{k} = direzione di propagazione dell'onda

Eq. che regolano la propagazione:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 E}{\partial k^2} = c^2 \frac{\partial^2 E}{\partial t^2} \\ \frac{\partial^2 B}{\partial k^2} = c^2 \frac{\partial^2 B}{\partial t^2} \end{cases}$$

- λ LUNGH. D'ONDA (μm o mm)
distanza percorsa dall'onda durante un'oscillazione completa del campo elettromag.
- f FREQUENZA (Hz): n° di oscillazioni complete nell'unità di tempo

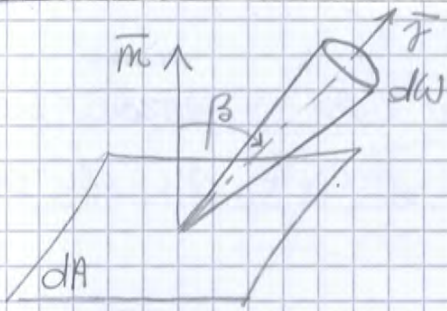
- c VELOCITA' DI PROPAGAZIONE ($\frac{\text{m}}{\text{s}}$): Velocità con cui si propaga l'onda elettromagnetica: $c = \lambda \cdot f = \frac{\lambda}{T}$ \rightarrow periodo
- Nel vuoto $c = c_0 = 3 \cdot 10^8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ e non dipende da λ

- In un mezzo dielettrico con indice di rifrazione n :

$$c = \frac{c_0}{n}$$

Distinguiamo le radiazioni elettromagnetiche in funzione di λ :

$\lambda < 380 \text{ nm}$	RAD. ULTRAVIOLETTA	
$380 < \lambda < 780 \text{ nm}$	RAD. VISIBILE	← IMPORTANTE (LUCE)
$780 < \lambda < 1000 \text{ nm}$	RAD. INFRAROSSO	(RAD. TERMICA)



INTENSITA' SPETTRALE $I_{\lambda\gamma}$: \mathcal{E} il flusso radiante emesso nella direzione γ , per unità di una normale, di angolo solido, e di lunghezza d'onda.

$$\partial^3 \phi = I_{\lambda\gamma} \cdot \partial A_m \partial W \partial \lambda = I_{\lambda\gamma} \cdot dA \cos \beta \cdot \partial W d\lambda$$

$$\Rightarrow \boxed{I_{\lambda\gamma} = \frac{\partial^3 \phi}{\partial A \cos \beta \partial W \partial \lambda}}$$

INTENSITA' GLOBALE I_γ : \mathcal{E} il flusso radiante emesso nella direzione γ , per unità di area normale e di angolo solido.

$$\partial^2 \phi = \partial A_m \cdot \partial W \cdot I_\gamma = I_\gamma dA \cos \beta dW$$

$$\Rightarrow \boxed{I_\gamma = \frac{\partial^2 \phi}{\partial A \cos \beta \partial W}}$$

POTERE EMISSIVO SPETTRALE O EMITTANZA SPETTRALE E_λ : \mathcal{E} il flusso radiante (in tutto il semispazio) per unità d'area e di lung. d'onda

$$\partial^2 \phi = E_\lambda \partial A \partial \lambda \Rightarrow \boxed{E_\lambda = \frac{\partial^2 \phi}{\partial A \partial \lambda}}$$

POTERE EMISSIVO O EMITTANZA GLOBALE E : \mathcal{E} il flusso radiante emesso in tutto il semispazio per unità di area:

$$d\phi = E dA \Rightarrow \boxed{E = \frac{d\phi}{dA}}$$

CORPI REALI

Ha l'emittanza globale di una superficie reale vale:

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

ϵ = emissività globale emisferica, varia da 0 (riflettore ideale) a 1 (corpo nero)

L'emittanza spettrale di una superficie reale:

$$E_\lambda = \epsilon_\lambda \cdot E_\lambda^{(m)} = \epsilon_\lambda \cdot \frac{c_1}{\lambda^5 (e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1)}$$

ϵ_λ = emissività emisferica spettrale.

CORPO GRIGIO

Se l'emissività non dipende dalla direzione, né dalla lunghezza d'onda, allora si ottiene:

$\epsilon_x = \epsilon_y = \epsilon_z = \epsilon$ e la superficie è definita grigia

L'emittanza globale è pertanto $E^{(g)} = \epsilon \sigma T^4$

L'emittanza spettrale è: $E_\lambda^{(g)} = \epsilon \frac{c_1}{\lambda^5 (e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1)}$

Anche per i corpi grigi vale la legge di Wien

LEGGE DI KIRCHOFF

La legge di Kirchoff lega l'emissività ed il fattore di assorbimento di una qualunque superficie opaca in base a considerazioni termodinamiche (energia assorbita e incidente): essa afferma che, per ciascuna superficie sulla quale la radiazione incidente sia indipendente dall'angolo d'incidenza e la superficie sia diffusa si ha:

$$\epsilon_\lambda = \alpha_\lambda$$

dipende da:

- emissività dei 2 corpi
- posizione reciproca
- temperatura assoluta di entrambi i corpi

$$h_z = F\epsilon f_{1 \rightarrow 2} \sigma (T_1^2 + T_2^2) (T_1 + T_2)$$

t_p = temperatura superficie parete

t_z = temperatura media radiante delle superfici viste dalla parte della parete

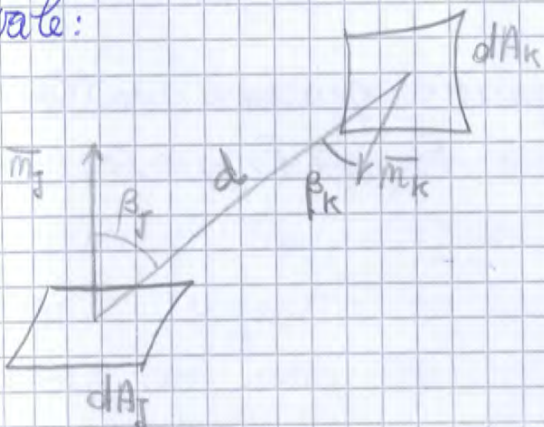
FATTORI DI VISTA

Date 2 superfici j e k che irradiano in modo uniforme e diffuso nello spazio si definiscono

- $F_{j \rightarrow k}$ fattore di vista dalla sup. j verso la sup. k : la frazione della rad emessa da j che incide su k
- $F_{k \rightarrow j}$ fattore di vista dalla sup. k verso la sup. j : la frazione della rad emessa da k che incide su j

I fattori di vista, i cui valori sono compresi tra 0 e 1 sono grandezze puramente geometriche che dipendono dalla forma e dimensione delle superfici dalla loro distanza e orientamento.

o Date due superfici infinitesime di area dA_j e dA_k , a distanza $d_{j,k}$ l'una dall'altra, il fattore di vista vale:



$$F_{dA_j \rightarrow dA_k} = \frac{\cos \beta_j \cos \beta_k dA_k}{\pi d^2}$$

$$F_{dA_k \rightarrow dA_j} = \frac{\cos \beta_j \cos \beta_k dA_j}{\pi^2 d^2}$$

SCAMBIO TERMICO LIMINARE

Considerando la faccia di una parete a contatto della quale c'è dell'aria, lo scambio termico che si instaura è di 2 tipi:

- per convezione (con il fluido)
 - per irraggiamento (con i corpi solidi "visti" dalla parete)
- Questo fenomeno di scambio termico (convezione + irraggiamento) si chiama SCAMBIO TERMICO LIMINARE

$$\frac{\dot{Q}_{\text{conv}}}{A} = h_c (t_p - t_f) \quad \frac{\dot{Q}_{\text{IRR}}}{A} = h_r (t_p - t_r)$$

t_p = temp. parete superf. t_f = temperatura fluido

t_r = temp. media dei corpi
"visti" dalla
superf.

ponendo $t_f = t_r$ si ottiene:

$$\frac{\dot{Q}}{A} = (h_c + h_r) \cdot (t_p - t_{f=r}) \Rightarrow \frac{\dot{Q}}{A} = h (t_p - t_{f=r})$$

h coeff. di scambio termico liminare o adduttanza termica
[$\frac{W}{m^2 K}$]

Assume differenti valori in relazione alla posizione della parete (orizz., vertic.) e delle condiz. climatiche (vento, soleggiamento, temperatura).

In una parete si ha quindi un'adduttanza termica interna h_i e un'adduttanza termica esterna h_c .

TRASMISSIONE TERMICA ATTRAVERSO UNA PARETE PIANA.

Si consideri una parete piana che separa 2 ambienti a diverse temperature $t_1 \neq t_2$

Essa è soggetta ad uno scambio termico globale, ovvero ad una modalità di trasmissione del calore

PARETE MULTISTRATO

1.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum_{j=1}^m \frac{s_j}{\lambda_j} + \sum_{k=1}^m R_{Kk} + \frac{1}{h_e}}$$

$m = m^{\circ}$ di strati costituiti da materiale omogeneo

$m = m^{\circ}$ di strati costituiti da materiale non omogeneo o intersepedini d'aria.

$$\frac{\Phi}{A} = \frac{(t_i - t_e)}{\frac{1}{h_i} + \sum_{j=1}^m \frac{s_j}{\lambda_j} + \sum_{k=1}^m R_{Kk} + \frac{1}{h_e}}$$

TEMPERATURE FACCE ESTERNE PARETI

In condizioni stazionarie il flusso termico la parete è uguale a quello che attraversa ogni singolo strato:

$$\phi = \text{cost} (t_{pe} - t_e) \rightarrow \text{temp. esterna}$$

Il flusso è da considerarsi positivo quando entra nell'ambiente.

Note t_e e t_i degli ambienti e le caratteristiche della parete è possibile calcolare il flusso termico e le temperature in corrispondenza della superficie di separazione delle facce, fra i diversi strati:

$$\frac{\Phi}{A} = U (t_i - t_e) = h_i (t_i - t_{p,i}) = h_e (t_{p,e} - t_e)$$

da cui:

$$t_{p,e} = \frac{\Phi}{A h_e} + t_e = t_e + \frac{U}{h_e} (t_i - t_e)$$

$$t_{p,i} = t_i - \frac{\Phi}{A h_i} = t_i - \frac{U}{h_i} (t_i - t_e)$$

BILANCIO TERMICO COMPONENTE OPACO (regime stazion.)

- alla radiaz. solare (λ_s); e dipende dal calore (bassa lunghezza d'onda)
- alla radiaz. infrarossa; e dipende dalla "rugosità" (alta lunghezza d'onda) del materiale superficiale

DIFFUSIONE DEL VAPORE

LEGGE DI FICK

La portata in massa di vapore acqueo che si diffonde in un materiale poroso in una certa direzione è proporzionale al gradiente di pressione parziale del vapore e all'area della superficie nella direzione normale a quella considerata.

$$G \propto \Delta P_v \cdot A$$

Per una parete monostrato:

$$\boxed{\frac{G}{A} = \frac{S}{S} (P_{v1} - P_{v2})}$$

G = portata vapore acqueo $[\frac{kg}{s}]$

A = area frontale parete $[m^2]$

S = permeabilità al vapore acqueo $[\frac{kg}{m \cdot s \cdot Pa}]$

P_{v1} e P_{v2} sono 2 pressioni parziali del vapore sulla faccia interna ed esterna

RESISTENZA ALLA DIFFUSIONE DEL VAPORE ACQUEO R_v : $\frac{S}{S} [\frac{m^2 \cdot Pa}{kg}]$

FATTORE DI RESISTENZA AL VAPORE ACQUEO μ_{v2} : $\frac{S_a}{S}$

è il rapporto tra permeabilità S_a che dipende da P_{atm} e t dell'aria e quella del materiale considerato.

$$S_a = 193 \cdot 10^{-12} \frac{kg}{5m \cdot Pa} \text{ a } 20^\circ C \text{ e } 1atm$$

Inoltre:

$$P_{v,i} = \varphi \cdot P_{v,s}(t_i)$$

$$P_{v,e} = \varphi \cdot P_{v,s}(t_e)$$



CONDENSAZIONI nelle pareti edilizie

Negli edifici:

- CONDENSAZIONE SUPERFICIALE: Diviene se $t_{p,i} < t_{ru}$ dell'aria nell'ambiente interno. Questo provoca problemi di igiene e salute

- CONDENSAZIONE INTERSTIZIALE: Avviene quando il vapore condensa all'interno delle pareti. Questo può danneggiare l'isolante d'interparete.

Condensazione superficiale

Verifica della condizione superficiale del vapore acqua sul lato interno dell'involucro edilizio. Bisogna sempre avere la situazione: $t_{p,i} > t_{ru}$

$$t_{p,i} = t_i - \frac{V}{h_i} (t_i - t_e) > t_{ru}$$

$$t_{ru} = t_{sat, p_v} \quad p_v = \varphi P_{v,s}(t_i) \Rightarrow \text{offrire dal diagramma di Mollier}$$

Soluzione del problema della CONDENSA SUPERFICIALE

Il fen. della cond. superf. è legato, da un punto di vista progettuale, alla resistenza termica della parete oggetto di studio: maggiore è la R_{PARETE} (ovvero minore è la U_{PARETE}) più la parete $t_{p,i}$ si avvicinerà a t_i .

Per correggere di condensazione superficiale, sarà allora necessario incrementare R_{PARETE} attraverso un isolante termico. Nel caso ciò non fosse possibile per correggere tale problema non si può far altro che ventilare e riscaldare adeguatamente l'ambiente in modo

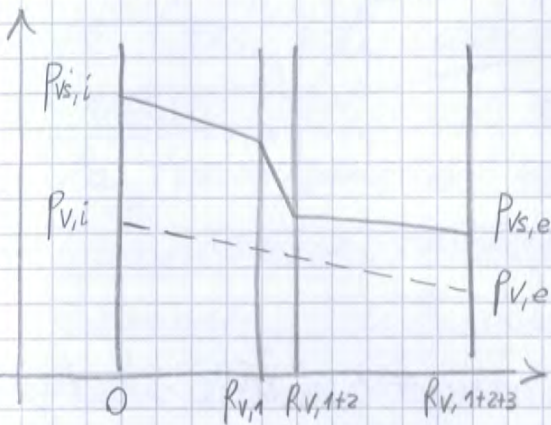
PROFILO PRESSIONE DI SATURAZIONE

$P_{vs,i} = f(t_j)$ da tabella

$$t_j = t_i - U(t_i - t_e) \cdot \left[\frac{1}{h_i} + \sum_{k=1}^j R_k \right]$$

DIAGRAMMA DI GLASER

Diagramma p, R_v al posto degli spessori sono riportati in asseissa i valori di R_v dei vari strati.

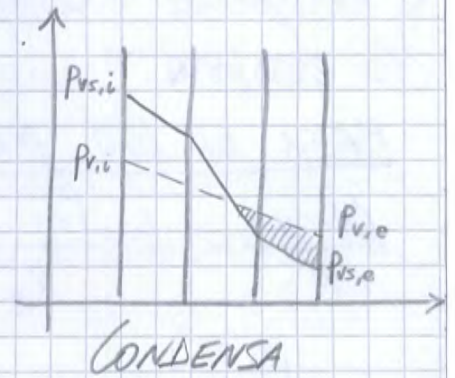
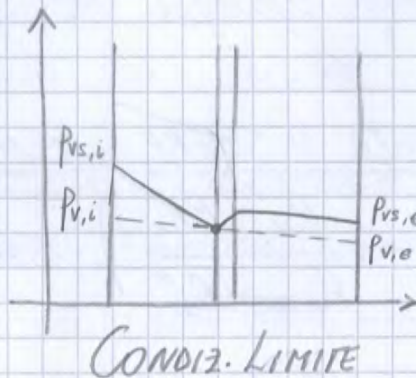
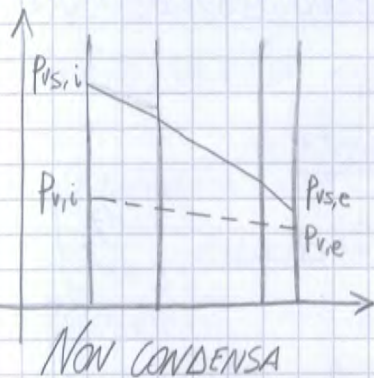


Il vantaggio di questo diagramma è che $P_{v,i} - P_{v,e}$ non è una spezzata bensì una retta:

$$\frac{G}{A} = \frac{(P_{v,i} - P_{v,i+1})}{R_{v,i}}$$

pendenza retta = tang. retta
stazionario \Rightarrow uguale per tutte le porzioni di parete

CASI POSSIBILI:



Soluzione del problema della CONDENSA INTERSTIZIALE
Per evitare la formazione di condensa interstiz. è necessario:

- mantenere basso il profilo di P_v (legato alle R_v dei singoli strati)
- mantenere alto il profilo di P_{vs} (legato a t e quindi alle R dei singoli strati)

Per tanto bisogna disporre gli strati di parete nel seguente modo:

INVOLUCRO OPACO ~ INVOLUCRO EDILIZIO

COMPORAMENTO TERMICO

TRASMISSIONE e ACCUMULO DI CALORE: I componenti opachi possono partecipare all'isolamento termico dell'ambiente, ma lasciandolo attraversare dal calore sia immagazzinandolo e rilasciandolo il calore (accumulo termico). L'accumulo è dovuto ad una sollecitazione variabile nel tempo (oscillaz. giornaliera della temp. esterna)

ISOLAMENTO TERMICO: L'attitudine della parete a ridurre la trasmissione del calore

INERZIA TERMICA: L'attitudine della parete a ridurre (smorzamento) e ritardare (spasamento) l'effetto di sollecitazioni dinamiche sul conto termico dell'ambiente. L'inerzia termica è legata alla massa della parete.

ISOLAMENTO IGURICO e INERZIA IGURICA: significato analogo riferito allo scambio di vapore-acqua.

A seconda del tipo di componente e dalle condizioni in cui esso si trova (inverno/estate) l'analisi del comportamento termico di un componente opaco può essere effettuata in regime stazionario oppure transitorio

ANALISI TERMICA

Si svolge in 2 fasi:

CARATTERIZZAZIONE TERMICA

- Controllo isolamento termico
- Controllo inerzia termica

VERIFICA TERMO-IGURICA

- Controllo condens. superf.
- Controllo condens. interstiz.

Controllo inerzia termica

MASSA FRONTALE MF $[\frac{kg}{m^2K}]$: è la massa per unità di superficie frontale $MF = \sum_{j=1}^n P_j \cdot S_j$

Per valutare il flusso netto attraverso un involucro trasparente bisogna conoscere:

- trasmittanza termica U_w
- Coeff. di trasmissione solare totale T_{SET} (o fattore solare g o FS)

PROPRIETA' OTTICO-SOLARI

Coeff di trasmissione, riflessione e assorbimento solari, individuano la capacità del componente trasparente rispetto alle basse lunghezze d'onda

$$\tau_s + \rho_s + \alpha_s = 1$$

I coefficienti variano in base all'angolo d'incidenza e alla lunghezza d'onda.

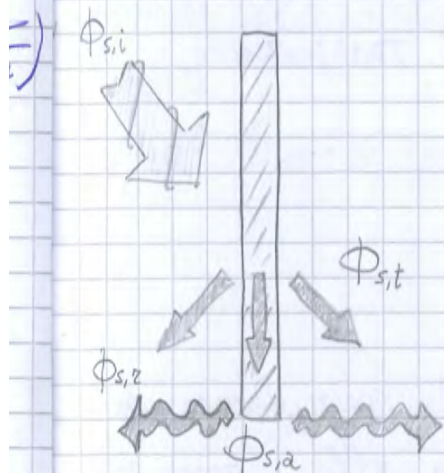
I dati che si trovano in letteratura tecnica sono riferiti per incidenza normale della radiazione $\tau_s \equiv \tau_{s,\perp}$ $\rho_s \equiv \rho_{s,\perp}$ $\alpha_s \equiv \alpha_{s,\perp}$.

COEFFIC. DI TRASMISSIONE SOLARE TOTALE

$$T_{SET}$$

Esso tiene conto dell'effetto combinato di convezione, conduzione e irraggiamento (sia a basse lunghezze d'onda (rad. solare) sia ad alte lunghezze d'onda (infrarossi)).

$$\tau_s = \frac{\Phi_{s,t}}{\Phi_{s,i}} [\%]; \quad \rho_s = \frac{\Phi_{s,r}}{\Phi_{s,i}} [\%]; \quad \alpha_s = \frac{\Phi_{s,a}}{\Phi_{s,i}} [\%]$$



$$T_{SET} \cdot I = (\tau_s + \alpha_s) I$$

In presenza di schemi completamente chiusi
la trasmittanza termica complessiva

$$U_{ws} = \frac{1}{\Delta R + \frac{1}{U_w}}$$

ΔR = resistenza aggiuntiva dovuta all'eventuale presenza schematica abbassata, che crea un'ulteriore intersezione e un'ulteriore strato resistente

BILANCIO ENERGETICO DELL'ELEMENTO D'INVOLUCRO TRASPARENTE
Il flusso che attraversa una finestra è:

$$\Phi = A + B + C$$

FLUSSO TERMICO
DOWTO A ΔT TRA
INTERNO ED ESTERNO

ENERGIA RADIANTE
SOLARE TRASMessa
ATTRAVERSO IL
COMPONENTE TRASP.

FRAZIONE DELL'ENERGIA
SOLARE INCIDENTE
ASSORBITA E SUCCESSIVAM.
RIMESSA ALL'INTERNO

$$\frac{\Phi_{TR}}{A} = U_w (t_i - t_e) + \tau_s \cdot I + M_i d_s I$$

$$= \Phi_w + \Phi_s$$

OCCHIO AI SEGNI!

$$\Phi_w = U_w (t_i - t_e)$$

$$\Phi_s = (\tau_s + M_i d_s) \cdot I = TSET \cdot I$$

PONTI TERMICI

Nell'edificio alcuni elementi oppure geometrie interrompono la stratigrafia isolante e costituiscono punti di anomalia termica. Lo sviluppo di questi ponti termici è normalmente lineare:

- I ponti termici causano:
- incremento dispersioni termiche globali dell'edificio
 - discomfort termico dovuto alla disuniformità della distribuzione della temp.
 - fenomeni di condensa superficiale
 - problemi strutturali

$$\sum \dot{m}_a^{INF} - \sum \dot{m}_a^{EX} = \frac{dm_a}{dt} = 0 \left[\frac{kg}{s} \right] \Rightarrow \sum \dot{m}_a^{IN} = \sum \dot{m}_a^{EX}$$

Variazione della massa d'aria interna nel tempo: è trascurabile!

BILANCIO DI MASSA DI VAPORE

Gli scambi di massa di vapore avvengono attraverso la ventilazione e per presenza di sorgenti interne di vapore.

$$\sum \dot{m}_a^{INF} x_i^{INF} - \sum \dot{m}_a^{EX} x_i + \dot{m}_{v,I} + \dot{m}_{v,H} = \dot{m}_{a,I} \frac{dx_i}{dt} = 0$$

↳ portata di vapore entrante ↳ portata di vapore uscente ↳ portata di vapore sorgenti interne ↳ portata di vapore impianto termico
 ↳ TRASCUR.

Il bilancio di massa di vapore può essere usato per determinare la necessità o meno di effettuare operazioni di umidificazione o deumidificazione, in assenza di controllo impiantistico, per determinare il valore di umidità che si viene ad instaurare all'equilibrio.

Caso di 1 sola portata d'aria esterna immessa:

$$\dot{m}_a (x_e - x_i) + \dot{m}_{v,I} + \dot{m}_{v,H} = 0$$

BILANCIO DI ENERGIA:

Con riferimento al dettaglio nell'analisi dei carichi termici dell'ambiente la principale distinzione è tra:

- metodi che risolvono l'equazione di bilancio termico convettivo dell'aria in ambiente e le equazioni di bilancio termico conduttivo, convettivo e radiante di tutte le superfici a contatto con l'aria interna (Air heat balance)
- metodi che assumono il carico termico globale come somma dei carichi termici prodotti separatamente dalle diverse sollecitazioni subite dall'ambiente: temperatura esterna,

BILANCIO DI ENERGIA SENSIBILE

L'eq. è influenzata dalle sole condizioni di temperatura degli ambienti. Essa consente di calcolare i carichi (sensibili) di riscaldamento e raffreddamento, ma non considerare i carichi di umidificazione e deumidificazione dell'aria. Trascurando l'accumulo di calore all'interno dell'aria:

$$\Phi_T + \Phi_S + \Phi_{I,SENS} + \Phi_{H,SENS} + m_a \cdot c_a (t_e - t_i) = 0$$

EMISSIONE TERMICA DEL CORPO UMANO

La potenza termica emessa dal corpo umano dipende dall'attività svolta (metabolismo) ed è ripartita tra una quota sensibile ed una latente in relazione alla temperatura d'ambiente. La parte sensibile si suddivide poi ancora in una quota convettiva una radiativa. Per determinare la portata di vapore acqueo prodotto alle diverse temperature e in diverse condizioni di metabolismo:

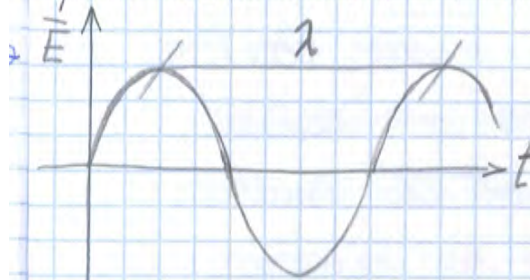
$$\dot{m}_v = \frac{\Phi_{I,l}}{h_{v,I}}$$

ILLUMINOTECNICA

LUCE COME FENOMENO FISICO

La luce è un'onda elettromagnetica generata dall'alternanza di campi \vec{E} e \vec{B} .

GRANDEZZE CARATTERIZZANTI L'ONDA



Lunghezza d'onda λ [m]: distanza percorsa da un'onda durante un'oscillazione completa.

Frequenza f [Hz]: n° di oscillazioni complete nell'unità di tempo.

- **BASTONCELLI** - reagiscono anche a stimoli di bassa intensità e permettono la visione in B e N al buio (VISIONE SCOTOPICA (PERIODO NOTTURNO))

CAMPO VISIVO: Estensione angolare entro la quale un oggetto può essere visto, quando la testa e gli occhi sono immobili

SENSAZIONE LUMINOSA

- ASPETTI QUALITATIVI: - percezione dei colori

In un insieme di radiazioni monocromatiche non è percepibile la singola tonalità di colore.

LUCE BIANCA: miscela di radiazioni monocromatiche

- ASPETTI QUANTITATIVI: - Per una radiazione luminosa l'intensità soggettiva è in funzione sia dell'intensità energetica I_e che della lungh. d'onda λ . In particolare a parità d'intensità energetica varia a seconda di λ . Per caratterizzare l'intensità soggettiva in funzione di λ è stato dimostrato il:

- **FATTORE DI VISIBILITÀ** $K(\lambda)$ In condizioni di intensità soggettiva equivalente vale:

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

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

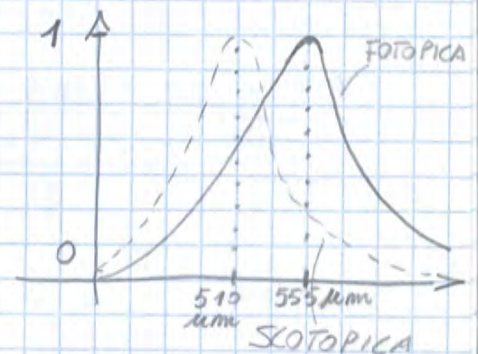
- **FATTORE DI VISIBILITÀ RELATIVO** $V(\lambda)$

$$V(\lambda) = \frac{K(\lambda)}{K_{MAX}} \quad V(\lambda) \in [0, 1]$$

In particolare:

VISIONE FOTOPICA: $\lambda = 555 \mu\text{m} \Rightarrow K(555) = \text{MAX } K$

VISIONE SCOTOPICA: $\lambda = 510 \mu\text{m} \Rightarrow K(510) = \text{MAX } K$

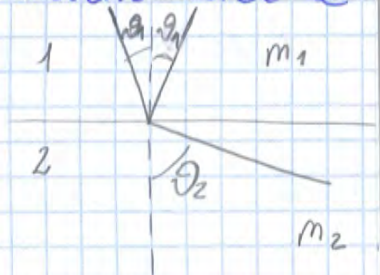


RIFLESSIONE {
 - DIFFUSA
 - SPECULARE
 - SEMIDIFFUSA A FASCIO LARGO
 - PRISMATICA COMPLESSA

RIFRAZIONE: È la variazione della traiettoria di propagazione della radiazione luminosa che si verifica in corrispondenza dell'interfaccia di separazione dei 2 mezzi trasparenti.

Vale la legge di Snell: $\frac{m_1}{m_2} = \frac{\sin \theta_1}{\sin \theta_2}$

Con m indice di rifrazione assoluto del mezzo. ($m_{aria} = 1$; $m_{vetro} = 1,5 - 1,8$;
 $m_{H_2O} = 1,33$)



GRANDEZZE FOTOMETRICHE

FLUSSO LUMINOSO

Come già detto è la q.ta di luce emessa da una sorgente, trasportata o ricevuta, nell'unità di tempo.

$$\phi = K(\lambda) \cdot \Phi_e \text{ [lm]}$$

INTENSITÀ LUMINOSA

Flusso luminoso emesso da una sorgente puntiforme, per unità di angolo solido in una determinata direzione.

$$I = \frac{d\phi}{d\omega} \text{ [cd]}$$

Se ϕ è uniforme su ω :

$$I = \frac{\phi}{\omega} \text{ [cd} = \frac{\text{lm}}{\text{sr}}]$$

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



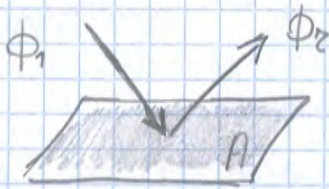
$$E = \frac{d\phi}{dA} \quad \left[\frac{\text{lm}}{\text{m}^2} = \text{lx} \right] \quad \text{Se il flusso giunge in modo unif.}$$

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

RELAZIONI TRA LE GRANDEZZE FOTOMETRICHE

EMETTENZA (M) → ILLUMINAMENTO (E)

Sup. opaca illuminata uniformemente

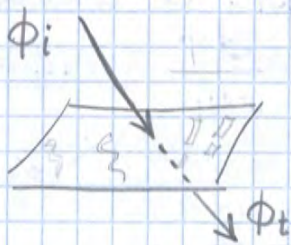


$$E = \frac{\phi_i}{A} \quad M = \frac{\phi_r}{A} \quad \phi_r = \phi_i \cdot \rho$$

$$M = \frac{\phi_i \cdot \rho}{A} = E \cdot \rho$$

Sup. opaca riflett.

Sup. trasparente illuminata uniformemente



$$M = \frac{\phi_t}{A} \quad \phi_t = \phi_i \cdot \tau$$

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

Sup. trasparent.

LUMINANZA (L) → ILLUMINAMENTO (E)

Si consideri una superficie opaca illuminata, con modalità di riflessione perfettamente diffusa:



$$dI_\alpha = \frac{d^2\phi}{d\omega} \quad L_\alpha = \frac{d^2\phi}{d\omega dA \cos\alpha}$$

$$dI_\alpha = L_\alpha dA \cos\alpha$$

$$dI_\alpha = dI_0 \cos\alpha$$

$$d\phi = \int d^2\phi = \int dI_\alpha d\omega = dI_0 \pi$$

LA COLOROMETRIA

COLORE: attributo che consente a determinare la sensazione visiva.

CARATTERI DISTINTIVI DEL COLORE (TEORIA TRICROMATICA DELLA LUCE)

- TINTA O TONO: Attributo qualitativo secondo il quale una radiazione luminosa viene percepita come rossa, verde...
- INTENSITÀ O BRILLANZA: Attributo quantitativo che caratterizza la sensazione visiva prodotta da una radiazione luminosa
- SATURAZIONE: Attributo quantitativo secondo il quale si definisce la deviazione della radiazione luminosa rispetto al colore fondamentale (rosso vivo, verde pallido...)

L'associazione di un colore ad un insieme di radiazioni luminose dipende sia dal loro flusso energetico sia dalla composizione spettrale del fascio.

Rad. monocromatica: esiste relazione biunivoca tra colore e λ .

Rad. composta: non esiste relaz. biunivoca tra colore e distribuzione spettrale

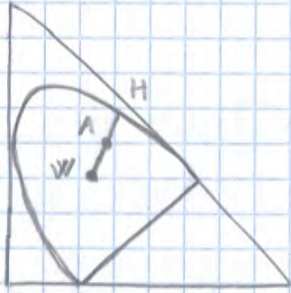
SOGLIA CROMATICA DIFFERENZIALE

Dipende in base a λ . È la soglia per la quale distinguiamo come differenti 2 lunghezze d'onda vicine.

LEGGI DI GRASSMANN

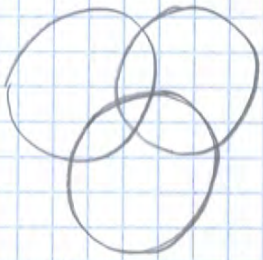
- 1) In un colore l'occhio distingue 3 caratteristiche: tinta, brillantezza, saturazione.
- 2) Miscelando 2 colori le caratteristiche della miscela

PUREZZA



$$\frac{WA}{AH} = \text{Fattore di purezza}$$

PRINCIPIO ADDITIVO



COORDINATE SUL DIAGRAMMA CIE 31 TRIDIMENSIONALE

$$X_R = 2,7689 \quad Y_R = L_R = 1 \quad Z_R = 0$$

$$X_G = 0,38159 \quad Y_G = L_G = 1 \quad Z_G = 0,012307$$

$$X_B = 18,801 \quad Y_B = L_B = 1 \quad Z_B = 93,066$$

La X sul diagramma rappresenta la TINTA, la Y la luminanza.

Per un colore:

$$X = 2,7689 L_R + 0,38159 L_G + 18,801 L_B$$

$$Y = L_R + L_G + L_B$$

$$Z = 0,012307 L_G + 93,066 L_B$$

Si definisce:

$$T = X + Y + Z$$

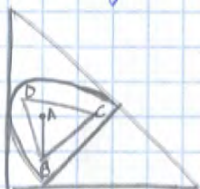
Le coordinate ridotte (per diagramma CIE 31 BIDIMENSION.)

$$X = \frac{X}{X+Y+Z} = \frac{X}{T} \quad ; \quad Y = \frac{Y}{X+Y+Z} = \frac{Y}{T} \quad ;$$

$$Z = \frac{Z}{X+Y+Z} = \frac{Z}{T} \quad \Rightarrow \boxed{X+Y+Z = 1}$$

MISCELA DI COLORI

La miscela dei colori A e B sta sul segmento che unisce i 2 colori. La miscela dei colori B, C, D sta all'interno del triangolo con vertici BCD



$$X_3 = X_1 + X_2 \quad Y_3 = Y_1 + Y_2 \quad Z_3 = Z_1 + Z_2$$

PROGETTO DELL' ILLUMINAZIONE NATURALE

SORGENTI

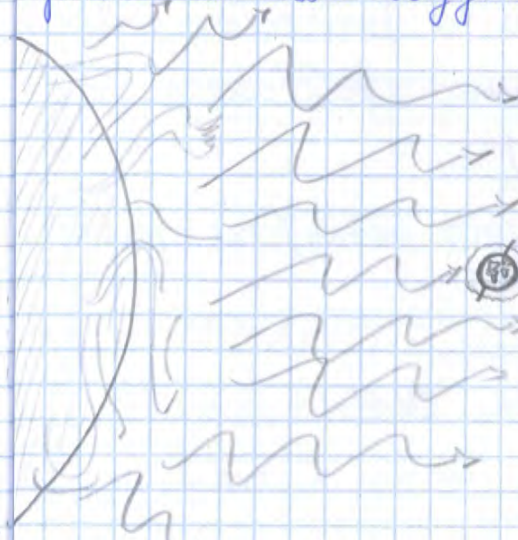
- SOLE: radiazione diretta
- VOLTA CELESTE: radiazione diffusa

RADIAZIONE SOLARE GLOBALE (incidente su una superficie) è data dalla somma della radiazione diretta, diffusa e riflessa dal terreno.

SOLE

Il sole ha temperatura superficiale apparente di 5800K ed emette nello spazio circostante una quantità di energia radiante pari a $3,88 \cdot 10^{26}$ W. Solo una "piccola" parte di essa raggiunge la Terra (grazie alle nostre minuscole dimensioni) infatti è pari a $1353 \frac{W}{m^2}$.

A causa dell'inclinazione terrestre e della rotazione della Terra lo spessore dello strato di atmosfera attraversato dalla radiazione solare varia con l'ora del giorno e il mese dell'anno.



POSIZIONE DEL SOLE NELLA VOLTA CELESTE

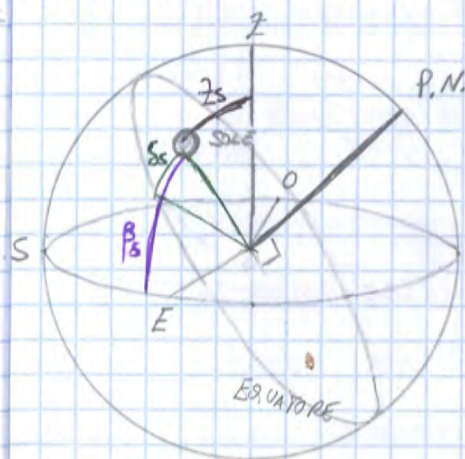
• La volta celeste è rappresentata come una superficie sferica con al centro l'osservatore.

• La Terra è rappresentata come un punto coincidente con l'osservatore.

• Il piano orizzontale passante per l'osservatore è denominato PIANO DELL'ORIZZONTE.

• La retta in direzione z si chiama ZENITH.

• La retta \perp passante per l'osservatore



LA VOLTA CELESTE

L'illuminamento prodotto dalla volta celeste su una superficie varia in relazione alla sua "luminanza".

La distribuzione della luminanza dipende da vari fattori:

- POSIZIONE DEL SOLE
- CONDIZIONI METEOROLOGICHE
- TORBITA'

Per descrivere le diverse situazioni che si possono verificare sono stati prodotti dei MODELLI DI CIELO:

- CIELO SERENO: Distribuzione variabile della luminanza in funzione della posizione del Sole
- CIELO COPERTO A LUMINANZA COSTANTE: Distribuzione uniforme di luminanza
- CIELO COPERTO A LUMINANZA VARIABILE: Distribuzione di luminanza variabile in funzione dell'angolo zenitale solare.

ILLUMINAZIONE NATURALE

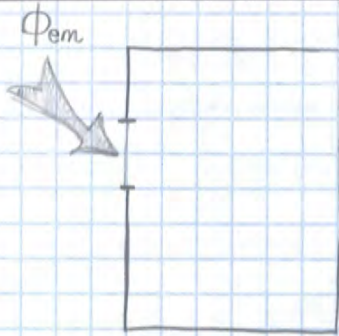
L'illuminamento naturale in un punto di un ambiente interno è determinato da:

$$E_{INT} = E_d + E_{z,e} + E_{z,i} \quad [lx]$$

E_d : Illuminamento diretto dovuto al flusso luminoso diretto (Φ_d) proveniente dalle sorgenti primarie esterne (Sole e volta celeste)

$E_{z,e}$: Illuminamento dovuto al flusso luminoso riflesso ($\Phi_{z,e}$) proveniente dalle estinzioni e dalle superfici esterne (terreno, edifici adiacenti)

$E_{z,i}$: Illuminamento dovuto al flusso luminoso indiretto ($\Phi_{z,i}$) generato dalle riflessioni multiple che si verificano



Sulla base del princ. di conservazione dell'energia $\Phi_{em} = \Phi_a$

Φ_{em} = flusso luminoso entrante in ambiente

Φ_a = flusso luminoso assorbito dall'ambiente

$E_{e,f}$ = illuminamento esterno sul piano della finestra nel suo baricentro.

$$\Phi_{em} = E_{e,h} \cdot \epsilon \cdot A_f \cdot \tau \cdot \Psi$$

A_f = superficie vetrata metta della finestra

τ = fattore di trasmissione luminoso del vetro

ϵ = fattore finestra $\left[\Psi \cdot \epsilon = \frac{E_{e,f}}{E_{e,h}} \right]$

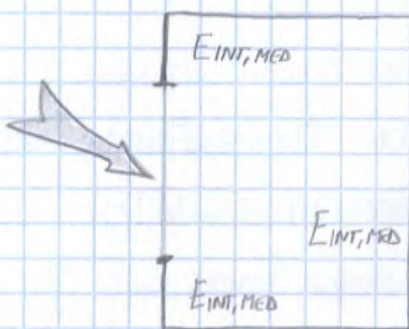
Ψ = fattore di riduzione dovuto all'incassamento della finestra rispetto al filo della parete esterna

$\epsilon = 1$ sup. orizzontale priva di ostacoli

$\epsilon = 0,5$ sup. verticale priva di ostacoli

Ψ FATTORE DI RIDUZIONE

Dipende dalla geometria dell'infixo e dall'incassamento rispetto al filo della parete esterna



$$\Phi_a = E_{INT, MED} \cdot L_m \cdot A_{TOT}$$

$$\Phi_a = E_{INT, MED} \cdot (1 - \rho_m) \cdot A_{TOT}$$

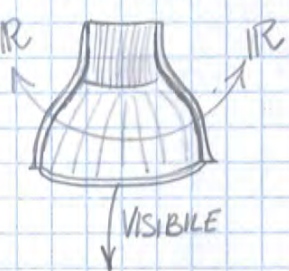
L_m = fattore di assorbimento luminoso medio ponderato dalle sup. interne dell'ambiente

$$E_{e,h} \cdot \epsilon \cdot A_f \cdot \tau \cdot \Psi = E_{INT, med} \cdot (1 - \rho_m) \cdot A_{TOT}$$

$$\Rightarrow E_{INT, med} = \frac{E_{e,h} \cdot \epsilon \cdot A_f \cdot \tau \cdot \Psi}{(1 - \rho_m) \cdot A_{TOT}}$$

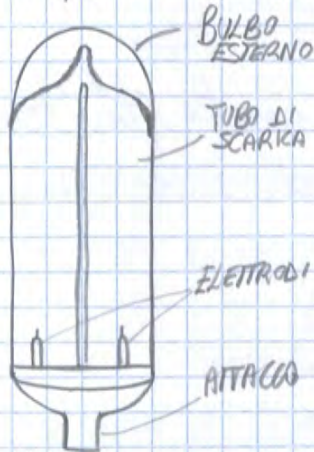
- Gli alogenuri si dissociano nuovamente in alogeni e tungsteno per via dell'elevata temperatura.
- Il tungsteno si rideposita sul filamento che, parzialmente, si rigenera.

RIFLETTORE DICROICO (usato sulle lampadine ad incandescenza a ciclo di alogeni)



Il riflettore in vetro dielettrico consente di riflettere le radiazioni visibili ed assorbire e trasmettere nella zona retrostante la lampada circa il 65% della radiazione R , riducendo il rischio di surriscaldamento frontale.

SORGENTI A SCARICA IN GAS



Funzionamento:

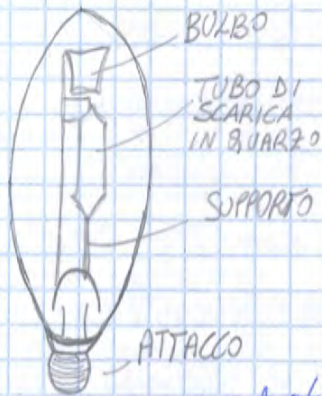
- Il tubo di scarica è un piccolo tubo con degli elettrodi sigillati al suo interno e riempito di una miscela di gas (xenon, neon, argon...) tra cui un metallo (mercurio, sodio).
- Una tensione applicata agli elettrodi agisce sugli elettroni liberi nel gas provocandone la migrazione
- La migrazione degli elettroni provoca delle collisioni con gli atomi del metallo dando luogo a una ionizzazione (innesco)
- La scarica è trasferita dal gas d'innesco al metallo che mantiene la scarica.

PRINCIPIO DI PRODUZIONE DELLA LUCE:

Ad opera di elettroni liberi accelerati, un elettrone sal

SORGENTI A SCARICA A VAPORI DI ALOGENURI METALLICI

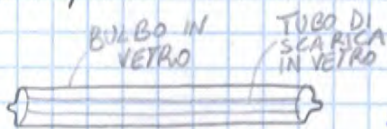
CONFORMAZIONE:



Per ottenere uno spettro emissivo di luce ben bilanciato, oltre al Hg e Argon, vengono introdotti nel tubo di scarica altri additivi (F, Br₂, Cl₂, I₂) che possono intervenire nel fenomeno di scarica e sono adatti a produrre rad. luminosa di λ tale da integrare le carenze dello spettro corrispondente al vapore di Hg

SORGENTI A SCARICA A VAPORI DI SODIO A BASSA PRESSIONE

CONFORMAZIONE:



Il tubo di scarica è in vetro ripiegato a U per limitare l'ingombro e la dispersione di calore. Il tubo è isolato termicamente da un secondo bulbo di vetro rivestito internamente d'ossido d'indio. Tra i 2 bulbi è fatto il vuoto

SORGENTI A SCARICA A VAPORI DI SODIO AD ALTA PRESSIONE

CONFORMAZIONE:



Il tubo di scarica è d'ossido di alluminio sintetizzato, materiale ceramiche non intaccabile al sodio nemmeno ad alte temperature. La pressione interna determina la distribuzione spettrale del flusso. Nel tubo vengono alloggiati una lega di sodio e mercurio unitamente ad un gas raro (Xenon o neon + argon) al fine di favorire l'innesco della scarica

RIFRATTORI:

Costituiti da un pannello orizzontale plastico con la parte liscia rivolta verso la sorgente e quella prismatica sul lato opposto.

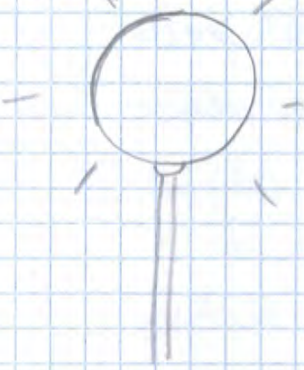
Sfruttando il fenomeno della riflessione totale interna

DIFFUSORI:

Riducono la luminanza dell'apparecchio. Sono costiti

tuiti da:

- VETRO OPALINO
- PLASTICA TRASLUCIDA
- CARTA PERGAMENA
- STOFFE
- MATER. TRASMETTON-DIFFOND. IN GENERE



SCHERMI:

Controllano e convogliano la luce emessa nascondendo la sorgenti alla vista per alcune direzioni di osservaz.

FILTRI:

Elementi assorbenti costituiti da materiale plastico o vetro ricoperto additivato con pigmenti colorati. Sono impiegati per ottenere luce colorata o filtrare componenti spettrali non desiderate (UV e IR)

PARAMETRI CARATTERIZZANTI LE SORGENTI LUMINOSE

> FLUSSO LUMINOSO Φ [lm]: Quantità di luce emessa da una sorgente nell'unità di tempo, in tutto lo spettro del visibile

> EFFICIENZA LUMINOSA η [$\frac{lm}{W}$]: Rendimento della sorgente

$$\eta = \frac{\Phi}{\Phi_e} = \frac{\text{flusso luminoso emesso}}{\text{potenza elettrica assorbita}}$$

$$M_a = \frac{\phi_a}{\phi_s} = \frac{\text{flusso emesso dall'apparecchio}}{\text{flusso emesso dalla sorgente}} [\%]$$

> GRADO DI PROTEZIONE IP: Protezione che l'apparecchio fornisce alla sorgente nei confronti di polvere (1^a cifra tra 0 e 6) e acqua (2^a cifra tra 0 e 8)
Esm. IP 44

> CLASSE DI PROTEZIONE ELETTRICA: Protezione che l'apparecchio (4 classi: 0, I, II, III) fornisce al contatto accidentale con parti normalmente in tensione.

> SICUREZZA TERMICA: Relativa al comportamento termico di un apparecchio

CLASSE 1 Apparecchi normalmente infiammabili (temp. di accensione) > 200°C

CLASSE 2 Apparecchi facilmente infiammabili (temp. di accensione) < 200°C

PROGETTO DELL' ILLUMINAZIONE ARTIFICIALE

OBBIETTIVO: Definire il numero e la distribuzione degli apparecchi illuminanti necessari per ottenere le condizioni di comfort visivo.

CALCOLO MANUALE

- METODO PUNTUALE: Illuminamento in un punto di un piano dovuto alle sorgenti puntiformi, lineari ed estese.

- METODO DEL FLUSSO TOTALE: Illuminamento medio sul piano di lavoro generato in un ambiente parzialmente riflettente da sorgenti disposte uniformemente

ILLUMINAZIONE DIRETTA

$$i = \frac{a \cdot b}{h(a+b)}$$

h = distanza degli apparecchi dal piano utile

ILLUMINAZIONE INDIRECTA

$$i = \frac{a \cdot b}{h'(a+b)}$$

h' = distanza soffitto - piano utile

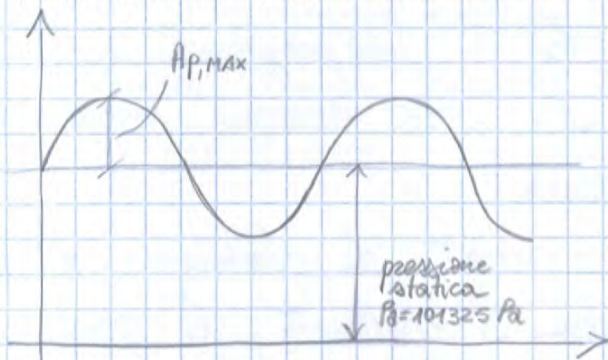
ACUSTICA

IL SUONO COME FENOMENO - FISICO -

SUONO: perturbazione di pressione di carattere oscillatorio che si propaga in un mezzo elastico (gassoso, liquido o solido) di frequenza tale da esser percepita dall'orecchio umano (20 ÷ 20000 Hz)

La perturbazione è generata dalla vibrazione di un corpo (sorgente sonora) che comprime ed espande alternativamente il mezzo elastico in cui è immerso trasmettendogli il moto oscillatorio.

PRESSIONE SONORA



$$\Delta p(t) = p(t) - p_{atm} \text{ [Pa]}$$

$p(t)$ = pressione in un dato istante t

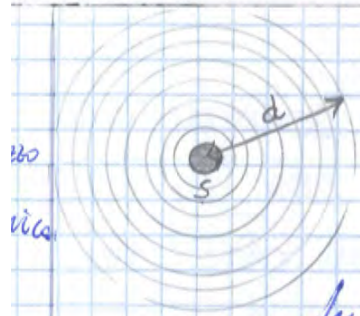
$p_{atm} = p_0$ = pressione statica (in aria)

$\Delta p(t)$ = variazione di pressione rispetto a p_0

$$= \Delta p_{max} \cdot \sin(\omega t)$$

Si definisce PRESSIONE SONORA (pressione efficace) come valore efficace della perturbazione di pressione $\Delta p(t)$

$$p_{eff} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [\Delta p(t)]^2 dt} \text{ [Pa]}$$



S = Sorgente raggio cresce con il propagarsi del suono.

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

In un campo d'onde sferiche l'intensità varia inversamente al quadrato della distanza dalla sorgente. Nello spazio libero (campo libero), per un'onda piana o un fronte d'onda sferico a sufficiente distanza dalla sorgente, si dimostra che l'intensità sonora è proporzionale al quadrato della pressione sonora.

$$I = \frac{p^2}{\rho c} \quad \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad \text{con } \rho \left[\frac{kg}{m^3} \right] = \text{massa volumica del mezzo nel quale si propaga l'onda sonora.}$$

con $\rho c =$ impedenza acustica del mezzo, per l'aria a $t = 20^\circ C$

$$p_a = 101300 \text{ Pa}, \quad \rho c = 412 \frac{kg}{m^2 \cdot s}$$

DENSITA' SONORA $U \left[\frac{J}{m^3} \right]$: è l'energia sonora localizzata nell'unità di volume all'intorno di un punto nel campo sonoro.

$$U = \frac{E}{V}$$

Per un'onda piana o fronte d'onda sferico a sufficiente distanza:

$$U = \frac{I}{c} = \frac{\rho^2}{\rho c^2} \quad \left[\frac{J}{m^3} \right]$$

IL SUONO COME FENOMENO - PERCETTIVO -

Le onde di pressione sollevano la membrana timpanica che messa in vibrazione trasmette il movimento, attraverso l'orecchio medio, alla coclea e quindi al nervo acustico.

$$L_{P, \text{TOT}} = 10 \log \left(\frac{\sum_{j=1}^m P_j^2}{P_0^2} \right) = 10 \log \left(\sum_{j=1}^m 10^{\frac{L_{P,j}}{10}} \right)$$

es. $L_{P,1} = 70 \text{ dB}$ $L_{P,2} = 75 \text{ dB}$

$$L_{P, \text{TOT}} = 10 \log \left(10^{\frac{70}{10}} + 10^{\frac{75}{10}} \right) = 76,2 \text{ dB}$$

LEGAME LIVELLO - GRANDEZZA ACUSTICA

$$W = W_0 \cdot 10^{\frac{L_W}{10}}$$

$$I = I_0 \cdot 10^{\frac{L_I}{10}}$$

$$P^2 = P_0^2 \cdot 10^{\frac{L_P}{10}}$$

$$P = P_0 \cdot 10^{\frac{L_P}{20}}$$

SENSAZIONE SONORA

Per un suono puro l'intensità soggettiva è funzione sia del livello sonoro che della frequenza.

VALUTAZIONE SUONI PURI

Audiogramma di Fletcher e Munson

Grafico rappresentante le CURVE ISOFONICHE per un suono puro in campo libero, luoghi dei punti ad uguale intensità soggettiva

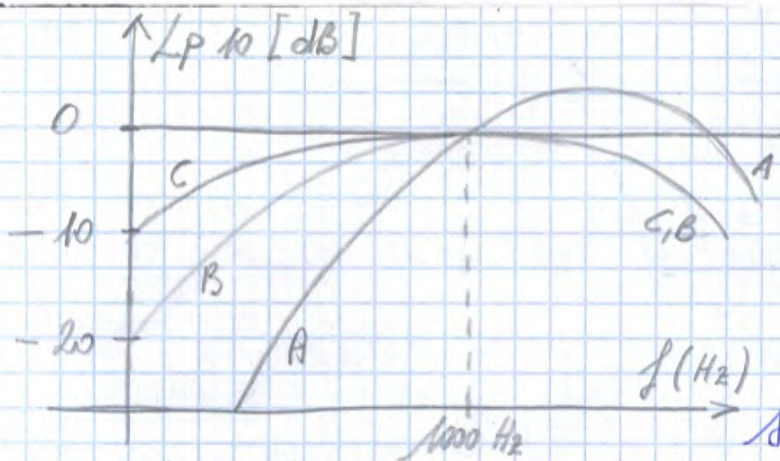
La SENSAZIONE SONORA è misurata in PHON, e coincide con il livello di pressione sonora a 1000 Hz

Audiogramma normale ISO

Grafico rappresentante le CURVE ISOFONICHE per un suono puro in campo libero, luoghi dei punti ad uguale intensità soggettiva

VALUTAZIONE SUONI COMPLESSI

Per analizzare i suoni complessi è utile dividere lo spettro energetico in BANDE D'OTTAVA e di UN TERZO D'OTTAVA



Se tali curve vengono ribaltate, corrispondono grosso modo alle curve dell'audiogramma traslate. In questo grafico. Qui sono traslate in modo che

a 1000 Hz l'incremento sia pari a 0.

$L_p(A)$ dB(A) → decibel riferiti al livello ponder. A.

LIVELLO SONORO GLOBALE PONDERATO

A

Secondo preventivamente i livelli di ciascuna frequenza con la curva A, si ottiene il valore globale in dB(A)

PESI DELLA CURVA (A)

Hz	PESO [dB(A)]
125	-16,1
250	-8,6
500	-3,2
1000	0
2000	1,2
4000	1

CAMPI SONORI

mell'aria,

Quando un'onda sonora si propaga ^{mell'aria,} v incide su una parete l'energia sonora ad essa associata viene in parte riflessa, in parte assorbita e in parte trasmessa. Le frazioni di energia riflessa, assorbita e trasmessa vengono denominate rispettivamente fattore di riflessione (r) assorbimento (a) e trasmissione (t). Si tratta di tre quantità adimensionate.

$$a_m = \frac{\sum a_i \cdot S_i + \sum u_j \cdot A_j}{\sum S_i}$$

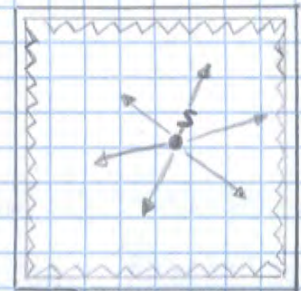
CAMPO SONORO: Porzione di spazio interessata dalle variazioni di pressione

CAMPO RIVERBERATO: Campo sonoro che si genera in un ambiente chiuso quando il contributo delle onde riflesse è largamente prevalente su quello delle onde dirette

CAMPO LIBERO: Campo sonoro che si genera in assenza di ostacoli (sussiste solo il contributo delle onde dirette)



S = SORGENTE SONORA



CAMPO LIBERO (camere anecoiche)

CAMPO SEMIRIVERBERATO: Campo sonoro che si genera negli ambienti chiusi quando per ogni punto del campo non si ha una prevalenza netta delle onde dirette (campo libero) o di quelle riflesse (campo riverberato)

Il modello di C. SEMIRIVERB. sostituisce quello di C. RIVERBERATO per elevati valori di a_m (indicativamente per $a_m > 0,4$)

EMISSIONE DI POTENZA DA UNA SORGENTE SONORA

DIAGRAMMI DI RADIAZIONE: I punti sulla curva del diagramma polare di radiazione individuano, a parità di distanza dalla sorgente, la differenza fra il livello sonoro in una data direzione e il livello sonoro nella direzione di riferimento ($\theta = 0^\circ$), nella quale è massima l'intensità irradiata dalla sorgente.

FATTORE DI DIRETTIVITÀ g_θ : $g_\theta = \frac{I_\theta}{I_{\theta_{MIN}}}$ È pari al rapporto

LIVELLO DI PRESSIONE

$$L_p = 10 \log \frac{p^2}{p_0^2} = 10 \log \frac{\rho_0 W}{4\pi d^2} \frac{p_c}{p_0^2} \frac{W_0}{W_p} =$$

$$= 10 \log \frac{W}{W_0} + 10 \log \frac{\rho_0}{4\pi d^2} + 10 \log \frac{p_c W_0}{p_0^2}$$

$$L_p = L_w + 10 \log \frac{\rho_0}{4\pi d^2} + \underbrace{10 \log \frac{p_c}{400}}_{\approx 0,2 \text{ dB}}$$

$$L_p = L_w + 10 \log \frac{\rho_0}{4\pi d^2}$$

LIVELLO D'INTENSITA'

$$L_I = 10 \log \frac{I}{I_0} = 10 \log \frac{\rho_0 W}{4\pi d^2 I_0} \frac{W_0}{W_0} = 10 \log \frac{W}{W_0} + 10 \log \frac{\rho_0}{4\pi d^2}$$

$$L_I = L_w + 10 \log \frac{\rho_0}{4\pi d^2}$$

$$L_p \approx L_I + 0,2 \text{ dB} \Rightarrow \underline{L_p \approx L_I}$$

in campo libero

CAMPO RIVERBERATO

La densità sonora in ogni punto del campo è data da:

$$U = \frac{4W}{c A_{tot}} \quad \left[\frac{J}{m^3} \right]$$

L'intensità sonora che incide sulle superfici che delimitano il locale è:

$$I = \frac{W}{A_{tot}} \quad \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

In ogni punto del campo: $U = \frac{p^2}{\rho c^2} \quad U = \frac{4W}{c A_{tot}} \Rightarrow$

$$\Rightarrow p^2 = \frac{4W}{c A_{tot}} \rho c^2$$

LIVELLO DI PRESSIONE

$$L_p = 10 \log \frac{p^2}{p_0^2} = 10 \log \frac{4W}{c A_{tot}} \frac{\rho c^2}{p_0^2} \frac{W_0}{W_0} =$$

COSTANTE ACUSTICA DELL'AMBIENTE

è definita come

$$\left| R = \frac{A_{or}}{1 - a_m} \right| \Rightarrow \left| R = \frac{\sum a_m \cdot S_i}{1 - a_m} \right| \quad [m^2]$$

Vale solo per campi semi-riverberati

Pertanto:

$$L_p = L_w + 10 \log \left(\frac{Q_0}{4\pi d^2} + \frac{4}{R} \right)$$

DISTANZA CRITICA:

è la distanza, rispetto alla sorgente, alla quale il contributo di energia dovuto al campo diretto che eguaglia quello dovuto al campo riverberato.

$$U_d = U_r$$

$$\frac{Q_0 W}{4\pi d^2 \cdot c} = \frac{4W}{c \cdot R}$$

$$d_c = \sqrt{\frac{Q_0 \cdot R}{16 \cdot \pi}} \quad [m]$$

Per distanze molto inferiori alla d_c vale l'ipotesi di campo libero pertanto $L_p = L_w + 10 \log \frac{Q_0}{4\pi d^2}$

Per distanze molto maggiori della d_c vale l'ipotesi di campo riverberato pertanto $L_p = L_w - 10 \log R + 6 \text{ dB}$

TEMPO DI RIVERBERAZIONE

Le riflessioni rinforzano il suono diretto, se però eccessive o troppo deboli si ha una cattiva ricezione. Il tempo di ricezione valuta la qualità della percezione.

TEMPO CONCEZIONALE DI RIVERBERAZIONE: è il tempo necessario affinché il livello sonoro si riduca di 60dB rispetto

α dello strato poroso.

$$\Rightarrow \text{GRADO di POROSITÀ} = \frac{\text{Volume d'aria nei pori}}{\text{Volume Totale strato poroso}}$$

SPESSORE OTTIMALE

Si calcola per la frequenza più bassa (a cui corrisponde la λ massima) del rumore che si vuole smorzare

$$S_{OTT} = \frac{\lambda(f, \text{min})}{4} = \frac{\lambda_{MAX}}{4} \text{ [m]}$$

- Per frequenze superiori alla frequenza per cui si ottiene lo S_{OTT} il coeff. di assorbimento è pressoché costante
- Per $S > S_{OTT}$ il coeff. di assorbimento acustico non cresce

PANNELLI VIBRANTI

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 centimetro. La struttura si comporta come massa vibrante (pannello) collegata ad un sostegno rigido (parete) tramite un elemento elastico (aria nell'intercapedine).

La dissipazione dell'energia sonora avviene per deformazione del pannello e del volume retrostante.

$$E_{SONORA} > E_{MECCANICA} > E_{TERMICA}$$



$$m\ddot{x} + Kx = 0$$

L'intercapedine d'aria si comporta come uno oscillatore armonico.

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_p}{c_v} \frac{p_{atm}}{md}}$$

FREQUENZA DI RISONANZA

L'assorbimento è massimo alla frequenza di risonanza del sistema pannello - aria.

FREQUENZA DI RISONANZA

$$f_0 = 5000 \sqrt{\frac{p}{l(d+0,8\Delta)}} \text{ [Hz]}$$

p = % di superf. occupata dai fori

l = profondità intercav. d'aria [mm]

d = spessore del pannello [mm]

Δ = diametro dei fori [mm]

$$p = 100 \frac{m a}{a_p}$$

a_p = area pannello [m²]

m = n° dei fori

a = area del foro [m²]

FONOSOLAMENTO

RUMORE

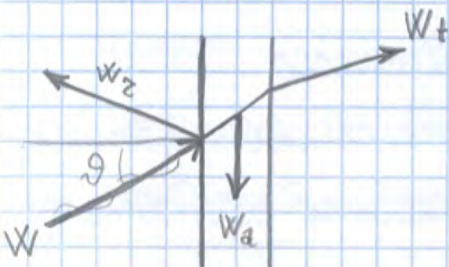
PER VIA AEREA: Il suono irradiato dalla sorgente nell'aria si propaga attraverso di esse e da esse viene irradiato nell'ambiente disturbato

IMPATTIVI: Le vibrazioni meccaniche generate da urti o da movimenti oscillatori si trasmettono attraverso le strutture e fanno vibrare le pareti dell'ambiente disturbato che, a loro volta irradia parte dell'energia ricevuta nello spettro sonoro.

RUMORI PER VIA AEREA

POTERE FONOSOLANTE R : è il grado di isolamento di una parete piana, sia orizzontale che verticale, nei confronti dei rumori aerei che incidono su di esse.

$$R = 10 \log \frac{1}{t} = 10 \log \frac{W}{W_t} \text{ [dB]}$$



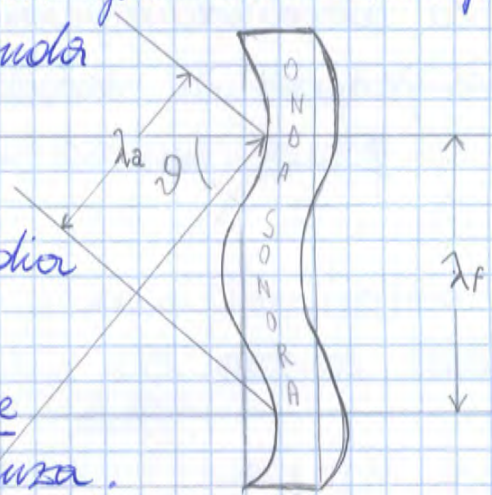
Quando $f_{sonoro} \equiv f_0$ (RISONANZA) \Rightarrow parete oscilla con un'ampiezza nettamente maggiore che alle altre frequenze e trasmette quasi tutta l'energia sonora che riceve. Le oscillazioni di risonanza sono di ampiezza decrescente al crescere delle frequenze di risonanza e per le pareti di uso comune le freq. di ris. importanti cadono generalmente al di sotto delle freq. di interesse pratico ($< 100 \text{ Hz}$)

EFFETTO DI COINCIDENZA

Quando un'onda piana incide obliquamente sul piano di un divisorio possono instaurarsi oscillazioni flessionali di lunghezza d'onda λ_f , che si propagano sul pannello medesimo. L'effetto di coincidenza si verifica quando esistono onde acustiche incidenti che hanno lunghezza d'onda λ_a la cui proiezione sul pannello è pari alla lunghezza d'onda

in tali si λ_f , ovvero $\lambda_f = \frac{\lambda_a}{\sin \theta}$

in tali situazioni la parete irradia onde acustiche nell'aria circostante; R diminuisce alle frequenze di coincidenza.



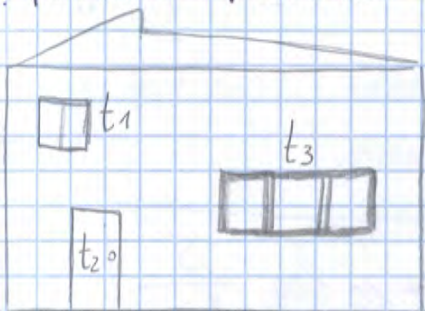
La più bassa frequenza di coincidenza per la quale $\lambda_f = \lambda_a$ viene definita "frequenza critica" e si ha che per incidenza radente dell'onda sonora ($\theta = 90^\circ$, $\sin \theta = 1$) (per pareti in laterizio o cls la f.c. discende tra qualche centinaio di Hertz, mentre per pareti di cartongesso esse s'innalzano a valori molto elevati: $f_c > 1000 \text{ Hz}$)

R DEI VETRI

- VETRI MONOCROMATICI:
 - Maggiore è lo spessore maggiore è R
 - Maggiore è lo spessore e più f.e. code all'interno della banda di freq. d'interesse
- VETRI STRATIFICATI
 - Lastre di diverso spessore riducono le perdite per coincidenza
 - Maggiore è lo spessore dello strato viscoelastico migliore è la prestazione
 - L'utilizzo di resine acriliche coate e polimerizzate con raggi UV/PMMA (polimetilmetacrilato), alternative al PVB (polivinilbutirale), migliora le prestazioni acustiche

- VETRO CAMERA
 - Lastre di diverso spessore riducono le perdite per coincidenza;
 - Per migliorare il comportamento acustico utilizzare vetri stratificati
 - L'inserimento nell'intercapedine di esafluoruro di zolfo migliora le prestazioni
 - incrementare lo spessore dell'intercapedine

POTERE FONOISOLANTE MEDIO (ISOLAMENTO DI FACCIATA)



pareti con diverso R

$$R_{m} = 10 \log \frac{1}{t_m} \quad [dB]$$

$$\frac{1}{t_m} = \frac{t_1 \cdot S_1 + t_2 \cdot S_2 + t_3 \cdot S_3}{S_1 + S_2 + S_3}$$

L_1 = livello sonoro nell'ambiente disturbante [dB]

L_2 = livello sonoro nell'ambiente disturbato [dB]

R' = potere fonoisolante apparente del tramezzo [dB]

S = Superf. del tramezzo [m^2]

$A_{TOT,2}$ = Assorbimento Totale dell'ambiente disturbato [m^2]

ISOLAMENTO ACUSTICO Δ è una grandezza relativa ai 2 ambienti.

$$\Delta = L_1 - L_2 = R' - 10 \log \frac{S}{A_{TOT,2}} \quad [dB] \quad \text{INTERNO-INTERNO (riverberato)}$$

$$\Delta = L_{EXT} - L_{INT} = R_{m} - 10 \log \frac{S}{A_{TOT,2}} \quad [dB] \quad \text{ESTERNO-INTERNO}$$

RUMORI IMPATTIVI

Il grado di isolamento di un solaio dai rumori i_m battivi si valuta attraverso il LIVELLO DI PRESSIONE SONORA DI CALPESTIO L . Definito come il livello medio di pressione sonora nell'ambiente disturbato quando sul pavimento di quello disturbante agisce un generatore di calpestio normalizzato

Chiarimenti sugli indici:

R'_N → potere fonoisolante apparente tramite ambiente interni secondo l'indice di valutazione

$\Delta_{2m, mT, (w)}$: indice dell'isolamento acustico di facciata misurato a 2m di distanza normalizzato rispetto al tempo di riverberazione

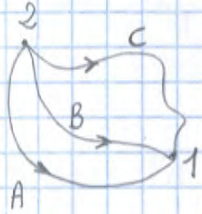
$L'_{mT, (w)}$: indice del livello di rumore di calpestio di solai normalizzato rispetto al tempo di riverberazione

ato

FORMULE, EQUAZIONI, e DIMOSTRAZIONI DA SAPERE PER L'ESAME

1) ENTALPIA: $H = U + p dV$

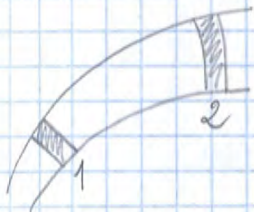
2) I PRINCIPIO T.D. (per sistemi chiusi): $\Delta U = Q - W$



Dim: $\int_B^1 \delta Q - \int_C^2 \delta Q = \int_B^1 \delta W - \int_C^2 \delta W$

$\Rightarrow \int_B^1 (\delta Q - \delta W) = \int_C^2 (\delta Q - \delta W) \Rightarrow$ Non dipende dal percorso
↑ UGUALI ↑

3) I PRINCIPIO T.D. (per sistemi aperti),



$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$

$Q - W_i = \sum_{OUT} m_j \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right) - \sum_{IN} m_j \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)$

Dim: $\delta Q - \delta W = dU + dE_K + dE_P$

$dE_K = \frac{1}{2} \dot{m} (v_2^2 - v_1^2) dt$

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

dopo alcuni algoritmi e sostituendo coerentemente: c.v.d.

4) II PRINCIPIO T.D. (per sistemi chiusi)

$\Delta S = \frac{\delta Q}{T} + dS_{IRR}$

Dim. $\Delta S_A = -\frac{\delta Q}{T_A}$; $\Delta S_B = \frac{\delta Q}{T_B}$

$\Delta S = \Delta S_A + \Delta S_B + \Delta S_{AMB} = -\frac{|\delta Q|}{T_A} + \frac{|\delta Q|}{T_B} = |\delta Q| \cdot \left(-\frac{1}{T_A} + \frac{1}{T_B} \right) \geq 0$

$= T_A \geq T_B$

8) EQUAZIONI DI GIBBS

1° ES:

$$dU = Tds - pdV$$

VALIDE PER QUALUNQUE TRASFORMAZIONE
TERMODINAMICA

2° ES:

$$dH = Tds - Vdp$$

9) REGOLA DI GIBBS

$$V = N - F + 2$$

↑ VARIANZA ↑ N° DI COMPON. ↑ FASI

per trovare i gradi di libertà

10) LEGGE DI BOYLE

$$pV = cost$$

11) LEGGE DI GAY-LUSSAC

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

↑ VOLUME GAS
A 0°C

12) LEGGE DI FOURIER

Se un corpo è isotropo, cioè la sua reazione ad una forza non dipende dalla sua direzione, il flusso termico che attraversa una superficie iso-termica è \perp , in ogni p.to alla superficie stessa.

$$q = \frac{d\phi}{dA} = -\lambda \Delta T$$

13) LEGGE DI NEWTON

$$\phi = A \cdot h_e \cdot (t_p - t_f)$$

Esercizi di Termodinamica:

1° PRINCIPIO TD.

Es 1

DATI:

- Un contenitore cilindrico, di raggio $R = 25\text{cm}$ e altezza $H = 55\text{cm}$
- Pieno d'olio ($\rho = 900\text{ kg/m}^3$)
- Attraverso una potenza di $8,5\text{KW}$ l'olio viene riscaldato da $T_{INIZ} = 21^\circ\text{C}$ a $T_{FIN} = 50^\circ\text{C}$

TESI:

- ? calcolare la quantità di calore necessaria per risc. l'olio
- ? Il tempo necessario per riscaldare l'olio

Se fosse acqua calcolare la portata che sarebbe in grado di riscaldare un boiler che fornisce la stessa potenza ($8,5\text{KW}$) per la produzione istantanea di acqua a 50°C partendo da una $T_{INIZ} = 15^\circ\text{C}$

Sapendo che il calore specifico dell'olio è 2000 J/kgK e quello dell'acqua 4186 J/kgK

Svolgimento:

$$a) \text{ Area di base} = \pi \cdot r^2 = \pi \cdot (0,25)^2 = 0,196\text{ m}^2$$

$$\text{Volume contenit.} = A_{\text{base}} \cdot h = 0,196 \cdot 0,55 = 0,108\text{ m}^3$$

$$\text{Massa (m)} = V \cdot \rho = 0,108 \cdot 900 = 97,2\text{ Kg}$$

$$Q = m \cdot c \cdot \Delta t = 97,2 \cdot 2000 \cdot (50 - 21) = 5637600\text{ J} = 5637,6\text{ KJ}$$

$$b) \tau = \frac{Q}{\dot{Q}} = \frac{5637,6\text{ KJ}}{8,5\text{ KW}} = 663,25\text{ s}$$

$$c) \dot{m} = \frac{\dot{Q}}{c \cdot \Delta t} = \frac{8500}{(4186 \cdot (50 - 15))} = 0,058\text{ Kg/s}$$

La portata volumica: $\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{0,0698}{1000} = 6,98 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
 $= 0,0698 \frac{\text{l}}{\text{s}}$

ES 3

DATI:

- Un Boyler aperto contiene acqua a $T_{INIZ} = 75^\circ\text{C}$ ($\rho = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$)
 $(c = 4186 \frac{\text{J}}{\text{kgK}})$
- In 8 h l'acqua passa a $T_{FIN} = 40^\circ\text{C}$ e che il flusso termico medio trasmesso all'esterno è di 872 W

TESI Si calcoli

a) Il volume V di acqua contenuta all'interno

Successivamente viene prelevato $\frac{1}{3}$ di acqua e miscelato con 30 l di acqua a 10°C .

b) Calcolare la T_{FIN} dell'acqua

Svolgimento;

a) Calcolo $Q = \dot{Q} \cdot t = (-) 872 \cdot (3600 \cdot 8) = -25,114 \text{ MJ}$
 (valore negativo perché il calore è uscente)

Calcolo la massa $m = \frac{Q}{c \cdot \Delta t} = \frac{-25,114 \cdot 10^6}{4186 \cdot (40 - 75)} = 171,41 \text{ kg}$

Calcolo il $\dot{V} = \frac{m}{\rho} = \frac{171,41}{1000} = 0,171 \text{ m}^3 = 171 \text{ l}$

b) Acqua prelevata dal Boyler = $\frac{1}{3} \cdot 171,41 = 57,14 \text{ kg}$

Quindi: $m_1 = 57,41 \text{ kg}$

$t_1 = 40^\circ\text{C}$

$V_2 = 30 \text{ l} = V_2 \cdot \rho = 30 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 30 \text{ kg}$

$t_2 = 10^\circ\text{C}$

$t_{m} = \frac{(m_1 \cdot t_1 + m_2 \cdot t_2)}{(m_1 + m_2)} = \frac{57,14 \cdot 40 + 30 \cdot 10}{57,14 + 30} =$
 $= 29,7^\circ\text{C}$

È perciò la temperatura dell'acqua fredda all'uscita dello scambiatore di calore è:

$$t_{w,f, FINALE} = t_{w,f, IN} + \Delta t_{w,f} = 10 + 54 = 64^{\circ}\text{C}$$

Es 5

DATI:

- Un cubetto di rame di 100 g viene tolto dal forno e immerso in 0,5 kg di acqua a $T_{IN} = 15^{\circ}\text{C}$.
- All'equilibrio la $T_{FIN} = 24^{\circ}\text{C}$ [$T_{FIN} = \text{ACQUA} + \text{CUBETTO}$]

TESI: Si calcoli

- La temperatura a cui si trovava il cubetto quando è stato immerso
 - La quantità di calore scambiata dal cubetto con l'acqua e dire se è ceduta o ricevuta dal cubetto
- Sapendo $C_{\text{RAME}} = 391,8 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C}}$ e $C_{\text{H}_2\text{O}} = 4186 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C}}$

Svolgimento:

- La quantità di calore ceduta/acquistata è la stessa (con segno opposto). La temp. di equil. è, in questo caso, la temperatura finale.

$$Q_{\text{ACQUA}} = m_{\text{ACQUA}} \cdot C_{\text{ACQUA}} \cdot (T_F - T_{IN}) = 0,5 \cdot 4,186 \cdot (24 - 15) = 18837 \text{ J}$$

(Segno positivo in quanto l'acqua ha ricevuto calore da cubetto riscaldandosi)

$$Q_{\text{CUBETTO}} = m_{\text{CUBETTO}} \cdot C_{\text{CUBETTO}} \cdot (T_F - T_{IN})$$

\uparrow NOTO \uparrow NOTO \uparrow NOTO \uparrow NOTO \uparrow INCOGNITO

Infatti come detto prima:

$$Q_{\text{CUB}} = Q_{\text{ACQUA}} \cdot (-)$$

MENO

$$\Rightarrow T_{IN_{\text{CUB}}} = T_F + \frac{Q_{\text{CUB}}}{m_{\text{CUB}} \cdot C_{\text{CUB}}} = 24 + \frac{18837}{0,1 \cdot 391,8} = 504,8^{\circ}\text{C}$$

Es 2

DATI:

- Abbiamo una pompa di calore con ciclo di Carnot inverso reversibile $T_{AMB\ OUT} = -8^\circ C$ $T_{AMB\ IN} = T_1 = 22^\circ C$
- Tale pompa deve fornire all'amb. int. una potenza termica $\dot{Q}_1 = 5000\ W$

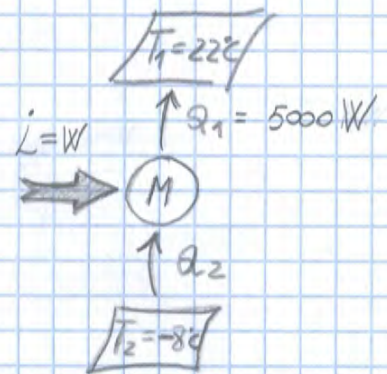
TESI: Si calcoli

- Il COP della macchina (coeff. di performance) (ϵ^*)
- Il calore prelevato dall'esterno (\dot{Q}_2)
- La potenza meccanica della pompa (L)

Svolgimento:

- Il COP si calcola $\epsilon^* = \frac{|\dot{Q}_{CED}|}{|W|} = \frac{|\dot{Q}_{ASS}|}{|W|}$ ma in questo caso essendo il processo reversibile il COP è possibile calcolarlo come:

$$COP = \epsilon_{MAX} = \frac{T_1}{T_1 - T_2} = \frac{295,15}{295,15 - 265,15} = 9,84$$



- Formula inversa

$$COP = \frac{|\dot{Q}_1|}{|\dot{Q}_1| - \dot{Q}_2} \Rightarrow \dot{Q}_2 = |\dot{Q}_1| - \frac{|\dot{Q}_1|}{COP}$$

$$= 5000 - \frac{5000}{9,84} = 4492\ W$$

- La potenza meccanica o lavoro che die si voglia ancora tramite una formula inversa:

$$L = W = \frac{|\dot{Q}_1|}{COP = \epsilon^*} = \frac{5000}{9,84} = 508\ W$$

Es 4

DATI

- Si vuole utilizzare una macchina frigorifera aria-acqua per produrre acqua a $T_2 = 7^\circ\text{C}$
- La $T_{\text{MED, ARIA OUT}} = 27^\circ\text{C}$
- Motore elettrico potenza $L = 2\text{KW}$
- valore eff. frigorifero 40% della macchina di Carnot

TESI Si calcoli

- L'effetto frigorifero specifico medio della macchina frig.
- La portata massica \dot{m} di acqua a 7°C mediom. prodotta superando la $T_{\text{MEDIA ACQUEDOTTO}} = 15^\circ\text{C}$
- La spesa di energia elettrica per il funz. del macc. in un mese (ore utilizzo 8 per 5 gg/sett) Prezzo $0,20\text{€}/\text{kWh}$

Svolgimento

a) $T_1 = 27^\circ\text{C} = 300,15\text{K}$

$T_2 = 7^\circ\text{C} = 280,15\text{K}$

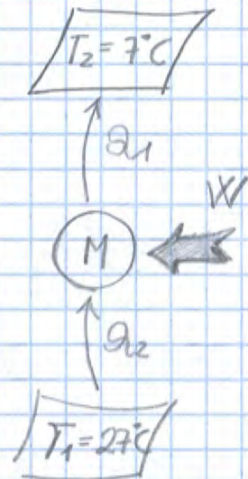
$$E_c = \frac{T_2}{T_1 - T_2} = \frac{280,15}{300,15 - 280,15} = 14$$

$$E_{\text{REALE}} = E_c \cdot 0,4 = 14 \cdot 0,4 = 5,6$$

b) $\dot{Q}_2 = E \cdot |L| = 5,6 \cdot 2000 = 11200\text{W}$

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_2}{c \cdot \Delta T} = \frac{11200}{4186 \cdot (15 - 7)} = 0,334 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 1204 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

c) $C_{\text{el}} = L \cdot \gamma \cdot C_{\text{el}} = 2000\text{W} \cdot 8 \frac{\text{h}}{\text{gg}} \cdot 5 \frac{\text{gg}}{\text{sett}} \cdot 4 \frac{\text{sett}}{\text{mese}} \cdot 0,2 \frac{\text{€}}{\text{kWh}} \cdot 10^{-3} \frac{\text{kWh}}{\text{Wh}}$
 $= 64\text{€}/\text{mese}$



$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_1}{c \Delta T} = \frac{27000}{4186 \cdot 35} = 0,184 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 663 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

ES 6:

DATI:

- Massa di un corpo 1000 kg con $c = 1000$ (calore specifico) $\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$
- $T_{INIZ} = 700^\circ\text{C}$ che scambia con $T_{AMB} = 22^\circ\text{C}$

TESI:

Calcolare il lavoro massimo (W_{MAX})

Svolgimento:

Affinché il W sia quello massimo:

$$\Delta S_U = \Delta S_{AMB} + \Delta S_{CORPO} + \Delta S_{MACCH.} = 0$$

$$\Rightarrow \Delta S_{MACCH.} = 0 \quad (\text{perché opera ciclicamente})$$

$$\Rightarrow \Delta S_{CORPO} = \int_I^F \frac{\delta Q}{T} = \int_{T_{in}}^{T_2} \frac{c m dT}{T} = c m \ln \frac{T_2}{T_{in}} =$$

$$= 1000 \cdot 1000 \cdot \ln \left(\frac{295,15}{973,15} \right) = -1,193 \cdot 10^6 \frac{\text{J}}{\text{K}}$$

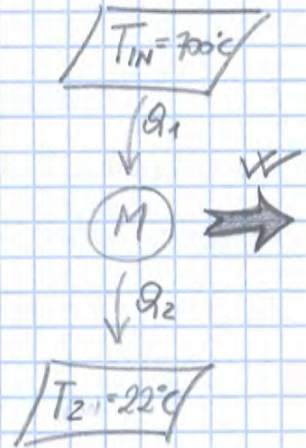
$$\Rightarrow \Delta S_{AMB} = \frac{Q_{IN}}{T_{IN}}$$

So però che

$$|Q_1| = T_{IN} (-\Delta S_{CORPO}) = 295,15 \cdot 1,193 \cdot 10^6 = 352 \text{ MJ}$$

$$Q_2 = m c \cdot (T_2 - T_1) = 1000 \cdot 1000 \cdot (973,15 - 295,15) = 678 \text{ MJ}$$

$$L = Q_i - |Q_o| = 678 - 352 = 326 \text{ MJ}$$



$$C_{p,v} = 0,45 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \cdot 4186 \frac{\text{J}}{\text{Kcal}} = 1884 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

• Trovo il calore necessario per passare da B a C (riscald. vapore)

$$Q_{2-3} = 10 \cdot 1884 \cdot (150 - 100) = 94,2 \cdot 10^4 \text{ J}$$

• Quindi calcolo il $Q_{\text{tot}} = Q_{A-B} + Q_B + Q_{B-C} =$

$$= 41,9 \cdot 10^4 + 2256 \cdot 10^4 + 94,2 \cdot 10^4 = 2392 \cdot 10^4 \approx 24 \text{ MJ}$$

Q_{A-B} e Q_{B-C} rappresentano il calore sensibile

Q_B rappresenta il calore latente (cioè quello necessario per il passaggio di stato)

Es 2

DATI:

• Un blocco di ghiaccio di massa pari a 7 Kg si trova a $T_1 = -3^\circ\text{C}$ e a $P = 1 \text{ atm}$

Sapendo che il $c_{gh} = 0,5 \text{ cal/g}^\circ\text{C}$ e $r_o = 80 \frac{\text{cal}}{\text{g}}$

TESI: Si calcoli:

↑
CALORE DI FUSIONE

a) La quantità di calore necessaria per fondere il blocco

Svolgimento:

$$C_{p,gh} = 0,5 \frac{\text{cal}}{\text{g}^\circ\text{C}} \cdot 0,001 \frac{\text{Kcal}}{\text{g}^\circ\text{C}} \cdot 1000 \frac{\text{g}}{\text{Kg}} \cdot 4186 \frac{\text{J}}{\text{Kcal}} =$$

$$= 2093 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

$$r_o = 80 \frac{\text{cal}}{\text{g}} \cdot 0,001 \frac{\text{Kcal}}{\text{g}} \cdot 1000 \frac{\text{g}}{\text{Kg}} \cdot 4186 \frac{\text{J}}{\text{Kcal}} =$$

$$= 334,9 \frac{\text{J}}{\text{Kg}}$$

TESI:

a) Calcolare la massa volumica ad entrambe le temperature.

Svolgimento:

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{1}{v} \quad \Rightarrow \quad R^* = \frac{R}{M} = \frac{8314 \frac{\text{J}}{\text{kmol K}}}{29 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}} =$$

$$T_{20^\circ\text{C}} = 20 + 273,15 = 293,15 \text{ K} \quad = 286,69 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$$

$$\Rightarrow p v = R^* \cdot T \rightarrow v = \frac{R^* T}{p}$$

$$v_{20^\circ\text{C}} = \frac{R^* \cdot T_{20^\circ\text{C}}}{p} = \frac{286,69 \cdot 293,15}{101325} = 0,829 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$v_{0^\circ\text{C}} = \frac{R^* \cdot T_{0^\circ\text{C}}}{p} = \frac{286,69 \cdot 273,15}{101325} = 0,773 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\rho_{20^\circ\text{C}} = \frac{1}{v_{20^\circ\text{C}}} = \frac{1}{0,829} = 1,21 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho_{0^\circ\text{C}} = \frac{1}{v_{0^\circ\text{C}}} = \frac{1}{0,773} = 1,29 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Esercizio 5

DATI:

• Cilindro con stantuffo contiene 25 g di O_2 alla $p = 1 \text{ atm}$ e a $T = 38^\circ\text{C}$

TESI:

a) Calcolare il volume del gas, sapendo che la Massa molare dell' O_2 vale 32 kg/kmol

Svolgimento:

$$pV = nRT \rightarrow V = \frac{nRT}{p}$$

Es 7:

DATI:

- Sapendo che 1 kg di aria secca è costituito da 0,236 kg di O_2 ($M = 32 \frac{kg}{kmol}$) e da 0,764 kg di N_2 ($M = 28 \frac{kg}{kmol}$)

RESI: Si calcoli

- La costante R^* dell'aria secca;
- La ripartizione delle pressioni parziali;
- Il peso molecolare fittizio dell'aria;
- La massa volumica dell'aria nelle condizioni normali ($t = 0^\circ C$; $p = 1 \text{ atm}$) (ρ_a);
- Il volume specifico nelle condizioni normali

Svolgimento:

$$a) R_a^* = \frac{R}{M_a} \quad \text{bisogna calcolare } M_a = \frac{m_a}{n_a}$$

$$\text{dove } m_a = m_{O_2} + m_{N_2}$$

Quindi:

$$n_{O_2} = \frac{m_{O_2}}{M_{O_2}} = \frac{0,236}{32} = 73,75 \cdot 10^{-4} \text{ kmol}$$

$$n_{N_2} = \frac{m_{N_2}}{M_{N_2}} = \frac{0,764}{28} = 272,86 \cdot 10^{-4} \text{ kmol}$$

$$n_a = n_{O_2} + n_{N_2} = 346,6 \cdot 10^{-4} \text{ kmol}$$

Per trovare M_a :

$$M_a = \frac{m_a}{n_a} = \frac{1}{346,6 \cdot 10^{-4}} = 28,85 \frac{kg}{mol}$$

$$d) p_a \cdot v_a = R_a^* \cdot T \Rightarrow v_a = \frac{R_a^* \cdot T}{p_a}$$

$$\Rightarrow v_a = \frac{288,2 \cdot 273,15}{101325} = 0,777 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$p_a = \frac{1}{v_a} = \frac{1}{0,777} = 1,29$$

e) Trovato al punto d):

$$v_a = 0,777 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

PSICROMETRIA (Variabili psicrometriche)

ES 1:

DATI

- Si ha una portata in volume di aria umida di $1000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ a pressione atmosferica, avente temperatura $t = 20^\circ\text{C}$ con umidità relativa $\varphi = 50\%$
- Conoscendo le cost. di elasticità dei gas per l'aria secca e per il vapore acqueo valgono rispettivamente $287 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$ e $461,5 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$

TESI

a) Si determinino le portate in massa di

- aria secca
- aria umida
- vapore

Svolgimento:

A $T = 20^\circ\text{C}$ e umidità relativa del 50% da tabella:

$$p_v = p_{vs, 20^\circ\text{C}} \cdot \varphi = 2338 \cdot 0,5 = 1169 \text{ Pa}$$

DA TABELLA

TESI: Si calcoli:

- a) L'umidità specifica dell'aria (x)
 b) La q.tà di vapore d'acqua contenuta nell'ambiente

Svolgimento:

$$x = 0,622 \cdot \frac{p_{vs}(t) \cdot \varphi}{p - p_{vs}(t) \cdot \varphi} = 0,622 \cdot \frac{2338 \cdot 0,64}{101325 - 2338 \cdot 0,64}$$

$$= 0,0093 \frac{\text{Kg}_v}{\text{Kg}_a} = 9,3 \frac{\text{g}_v}{\text{Kg}_a}$$

b) $x = \frac{m_v}{m_a} \Rightarrow m_v = x \cdot m_a$

$$p_a = p - p_v = p - [p_{vs}(t) \cdot \varphi] = 101325 - (2338 \cdot 0,64) = 99829 \text{ Pa}$$

$$p_a \cdot V = m_a \cdot R \cdot T \Rightarrow m_a = \frac{p_a \cdot V}{R \cdot T} = \frac{99829 \cdot 64,3}{8314 \cdot 293,15} = 2,634 \text{ kmol}$$

$$m_a = \frac{R}{R_a^*} \cdot m_a = \frac{8314}{287} \cdot 2,634 = 76,3 \text{ Kg}$$

$$m_v = 0,0093 \cdot 76,3 = \underbrace{9,3 \cdot \frac{1}{1000}}_{0,71} \text{ Kg}$$

Es 3:

DATI:

- Aria umida ad una temperatura di $5,3^\circ\text{C}$ e ad una umidità relativa del 70%

TESI: Si calcoli:

- a) L'umidità specifica e l'entalpia specifica

Svolgimento:

$$p_{v,5,3^\circ\text{C}} = 889 \text{ Pa}$$

$$x = \frac{(h - c_{p,a} \cdot t)}{(z_0 + c_{p,v} \cdot t)} = \frac{[5 - 1,006 \cdot (-1,4)]}{[2501 + 1,875 \cdot (-1,4)]} = 0,0026 \frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_a}$$

$$p_{v,s,-1,4^\circ\text{C}} = 544 \text{ Pa}$$

$$\varphi = \frac{x \cdot p}{(0,622 + x) \cdot p_{v,s}(t)} = \frac{0,0026 \cdot 101325}{(0,622 + 0,0026) \cdot 544} = 0,77 \Rightarrow 77\%$$

Es 6:

DATI

• Aria umida $\varphi = 35\%$ $x = 8 \frac{\text{g}_v}{\text{kg}_a}$

TESI: Si calefatti

a) La temperatura e l'entalpia specifica h_{1+x}

Svolgimento:

$$p_{v,s}(t) = \frac{x \cdot p}{(0,622 + x) \cdot \varphi} = \frac{0,008 \cdot 101325}{(0,622 + 0,008) \cdot 0,35} = 3676 \text{ Pa}$$

\Rightarrow Da tabella = $27,5^\circ\text{C}$

$$h_{1+x} = (c_{p,a} + c_{p,v} \cdot x) \cdot t + z_0 \cdot x = (1,006 + 1,875 \cdot 0,008) \cdot 27,5 + 2501 \cdot 0,008 = 48,09 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

PSICROMETRIA (Trasformazioni psicometriche)

Es 1:

TESI:

Si determinino con l'aiuto del diagramma di Mollier, l'umidità relativa e l'entalpia specifica dell'aria umida ad una temperatura di 13°C e ad una umidità specifica di $4 \frac{\text{g}_v}{\text{kg}_a}$.

Si determini allo stesso modo l'umidità specifica e l'umidità relativa dell'aria umida ad una temperatura di $-1,4^\circ\text{C}$ e ad un'entalpia specifica di 5 kJ/kg

Es 2

DATI:

Ad una massa d'aria $m_a = 10 \text{ kg}$ alla $T = 20^\circ\text{C}$ ed umidità relativa $\varphi = 30\%$ vengono aggiunti $m_v = 50 \text{ g}$ alla $T = 20^\circ\text{C}$

TESI: Si calcoli

- a) Le condizioni dell'aria umida (x (umidità specifica) e h_{1+x} (entalpia specif.) prima dell'aggiunta del vapore
 b) Le condizioni dell'aria umida (h_{1+x} , x , φ (umidità relativa)) al termine dell'umidificazione

Svolgimento:

$$a) \quad x_1 = 0,622 \cdot \frac{p_{vs}(t_1) \cdot \varphi_1}{p - p_{vs}(t_1) \cdot \varphi_1} = 0,622 \frac{2338 \cdot 0,3}{101325 - 2338 \cdot 0,3}$$

$$= 0,0043 \frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_a}$$

$$h_1 = (C_{p,a} + C_{p,v} \cdot x_1) \cdot t_1 + \gamma_0 \cdot x_1 = (1,006 + 1,875 \cdot 0,0043) \cdot 20 + 2501 \cdot 0,0043 = 31,04 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_a}$$

$$b) \quad m_{v_1} = m_a \cdot x_1 = 10 \cdot 0,0043 = 0,043 \text{ kg}_v$$

$$m_{v_2} = m_{v_1} + \Delta m_v = 0,043 + 0,05 = 0,093 \text{ kg}_v$$

$$x_2 = \frac{0,093}{10} = 0,0093 \frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_a}$$

$$t_2 = t_1$$

$$h_2 = (C_{p,a} + C_{p,v} \cdot x_2) \cdot t_2 + \gamma_0 \cdot x_2 = (1,006 + 1,875 \cdot 0,0093) \cdot 20 + 2501 \cdot 0,0093 = 43,73 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_a}$$

$$h_1 = (C_{p,a} + C_{p,v} \cdot x_1) t_1 + z_0 \cdot x_1$$

$$= (1,006 + 1,875 \cdot 0,018) \cdot 32 + 2501 \cdot 0,018 = 78,29 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_a}$$

c) Potenza termica scambiata (ceduta dall'aria)

$$\dot{Q}_{1,2} = \dot{m}_a (h_2 - h_1) = -60 \text{ kW}$$

$$\Rightarrow h_2 = h_1 + \frac{\dot{Q}_{1,2}}{\dot{m}_a} = 78,29 + \frac{(-60)}{1,5} = 38,29 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_a}$$

Sul diagramma di Mollier nuovo $t_2 = 13,8^\circ\text{C}$

Ricaviamo l'umidità specifica (x)

$$x_2 = \frac{h_2 - C_{p,a} \cdot t_2}{z_0 - C_{p,v} \cdot t_2} = \frac{38,29 - 1,006 \cdot 13,8}{2501 + 1,875 \cdot 13,8} = 0,0097 \frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_a}$$

oppure

$$x_2 = 0,622 \cdot \frac{p_{vs}(t_2) \varphi_2}{p - p_{vs}(t_2) \varphi_2} = 0,622 \cdot \frac{1574 \cdot 1}{101325 - 1574 \cdot 1} = 0,0098 \frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_a}$$

$\varphi = 100\%$

$$d) |\dot{m}_{v,1,2}| = \dot{m}_a (x_1 - x_2) = 1,5 \cdot (0,018 - 0,0097) = 0,012 \frac{\text{kg}_v}{\text{s}}$$

$$e) \dot{Q}_{1,2} = \dot{m}_a (h_3 - h_2)$$

$$t_3 = 24^\circ\text{C}$$

$$x_3 = x_2 = 0,0097 \frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_a}$$

$$h_3 = (C_{p,a} + C_{p,v} \cdot x_3) \cdot t_3 + z_0 x_3 = (1,006 + 1,875 \cdot 0,0097) \cdot 24 + 2501 \cdot 0,0097 = 48,84 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_a}$$

$$\dot{Q}_{2,3} = \dot{m}_a (h_3 - h_2) = 1,5 \cdot (48,84 - 38,29) = 15,83 \text{ kW}$$

$$b) x_2 = x_1 = 0,00726 \frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_a}$$

$$h_2 = (c_{p,a} + c_{p,v} \cdot x_2) \cdot t_2 + r_0 \cdot x_2 =$$

$$= (1,006 + 1,875 \cdot 0,00726) \cdot 30 + 2501 \cdot 0,00726 = 48,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_a}$$

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

$$\dot{m}_a = \frac{1000 \frac{\text{kg}_a}{\text{h}}}{3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}} = \frac{1000}{3600} \frac{\text{kg}_a}{\text{s}} = 0,278 \frac{\text{kg}_a}{\text{s}}$$

$$\Rightarrow 0,278 \cdot (48,9 - 38,6) = 2,86 \text{ kW}$$

$$d) h_3 = h_2 = 48,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_a}$$

$$x_3 = \frac{h - c_{p,a} \cdot t_3}{r_0 + c_{p,v} \cdot t_3} = \frac{48,9 - 1,006 \cdot 20}{2501 + 1,875 \cdot 20} = 0,0113 \frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_a}$$

$$\varphi_3 = \frac{x_3 \cdot p}{(0,622 + x_3) p_{v,s}(t_3)} = \frac{0,0113 \cdot 101325}{(0,622 + 0,0113) \cdot 2338} = 0,77 \rightarrow 77\%$$

$$e) \dot{m}_{v,1-3} = \dot{m}_a \cdot (x_3 - x_2) = 0,278 \cdot (0,0113 - 0,00726) =$$

$$= 0,00112 \frac{\text{kg}_v}{\text{s}}$$

ES5

DATI:

- Un impianto di condizionamento tratta una portata d'aria secca di $5000 \text{ m}^3/\text{h}$ di cui $3000 \text{ m}^3/\text{h}$ di ricircolo ($t_i = 20^\circ\text{C}$; $\varphi_i = 55\%$) e $2000 \text{ m}^3/\text{h}$ di rinnovo prelevata dall'ambiente esterno ($t_e = 0^\circ\text{C}$; $\varphi_e = 60\%$).
- Nell'impianto l'aria subisce trasformazioni di riscaldamento, saturazione adiabatica e post-riscaldamento, fino ad essere immessa in ambiente alla temperatura di mandata $t_{\text{mand}} = 28^\circ\text{C}$ ed umidità relat. $\varphi_{\text{mand}} = 45\%$

YESI: Si calcoli:

$$f_M = \frac{X_M \cdot P}{(0,622 + X_M) \cdot P_{vs}(t_M)} = \frac{0,0057 \cdot 101325}{(0,622 + 0,0057) \cdot 1389} = 0,66 \Rightarrow 66\%$$

$$X_{mand} = 0,622 \cdot \frac{P_{vs}(t_{mand}) \cdot P_{mand}}{P - P_{vs}(t_{mand}) \cdot P_{mand}} = 0,622 \cdot \frac{3782 \cdot 0,45}{101325 - 3782 \cdot 0,45}$$

$$= 0,0106 \frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_a}$$

$$h_{mand} = (C_{p,a} + C_{p,v} \cdot X_{mand}) \cdot t_{mand} + r_0 \cdot X_{mand} =$$

$$= (1,006 + 1,875 \cdot 0,0106) \cdot 28 + 2501 \cdot 0,0106 = 55,23 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_a}$$

Riscaldamento \rightarrow da "M" a "1"

$$\dot{Q}_{risc} = \dot{m}_{a,tot} \cdot (h_1 - h_M)$$

$$h_1 = h_2$$

$$X_2 = X_{MAND} = 0,0106 \frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_a}$$

$$\varphi_2 = 100\%$$

$$\Rightarrow P_{vs}(t_2) = \frac{X_2 \cdot P}{(0,622 + X_2) \varphi_2} = \frac{0,0106 \cdot 101325}{(0,622 + 0,0106) \cdot 1} = 1698 \text{ Pa}$$

$$\Rightarrow t_2 = 15^\circ\text{C} \quad (\text{Tabella})$$

$$h_2 = (C_{p,a} + C_{p,v} \cdot X_2) \cdot t_2 + r_0 \cdot X_2 =$$

$$= (1,006 + 1,875 \cdot 0,0106) \cdot 15 + 2501 \cdot 0,0106 = 41,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_a}$$

$$\dot{Q}_{risc} = \dot{m}_{a,tot} \cdot (h_1 - h_M) = 1,67 \cdot (41,9 - 26,4) = 25,88 \text{ kW}$$

Post riscaldamento \rightarrow da "2" a "mand"

$$\dot{Q}_{post-risc} = \dot{m}_{a,tot} \cdot (h_{mand} - h_2) = 1,67 \cdot (55,23 - 41,9) = 22,26 \text{ kW}$$

$$\phi = \frac{\lambda}{S} (t_1 - t_2) \cdot A = \frac{0,75}{0,40} (22-3) \cdot 25 = 890,6 \text{ W}$$

683

DATI:

- Una parete è composta da 2 strati paralleli, il primo in muratura $S_m = 30\text{cm}$ e l'altro di materiale isolante, $S_{is} = 10\text{cm}$
- Note $t_1 = 40^\circ\text{C}$ e $t_3 = 5^\circ\text{C}$ delle facce della parete.
- Si assume $\lambda_m = 0,93 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{C}}$ (per lo strato di mattoni) e $\lambda_{is} = 0,058 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{C}}$ (per lo strato isolante)

TESI: Si calcoli

- Il flusso termico areico φ che attraversa la parete (cond. staz.)
- La temperatura della superficie di separazione tra mattoni e isolante

Svolgimento:

per una parete multistrato

$$a) \varphi = \frac{\phi}{A} = \frac{t_1 - t_{m+1}}{\frac{S_1}{\lambda_1} + \frac{S_m}{\lambda_m}}$$

$$= \frac{t_1 - t_3}{\frac{S_m}{\lambda_m} + \frac{S_{is}}{\lambda_{is}}} = \frac{40 - 5}{\left(\frac{0,3}{0,93} + \frac{0,1}{0,058}\right)}$$

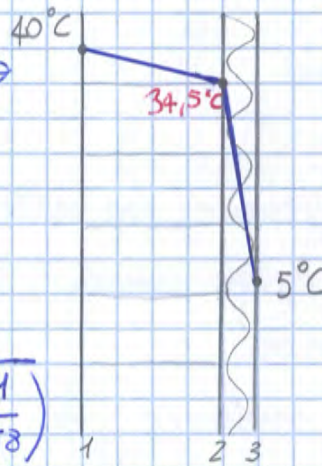
$$= 17,1 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

b) $\phi_{1,2} = \phi_{2,3} = \phi$ (in condiz. stazionarie)

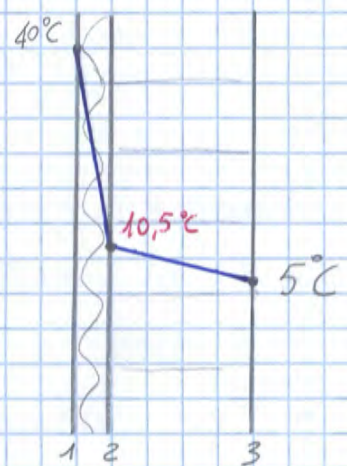
$$\varphi = \frac{\phi}{A} = \frac{t_1 - t_2}{\left(\frac{S_m}{\lambda_m}\right)} \Rightarrow t_2 = t_1 - \frac{\phi}{A} \cdot \frac{S_m}{\lambda_m} =$$

$$= 40 - 17,1 \cdot \frac{0,3}{0,93} = 34,5^\circ\text{C} \quad (\text{CASO A})$$

CASO A:



CASO B:



d) Il profilo della temperatura

$$a) R = \frac{S_m}{\lambda_m} + \frac{S_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{S_f}{\lambda_f} = \frac{0,26}{0,8} + \frac{0,12}{0,034} + \frac{0,03}{1,1} = 3,88 \frac{m^2 K}{W}$$

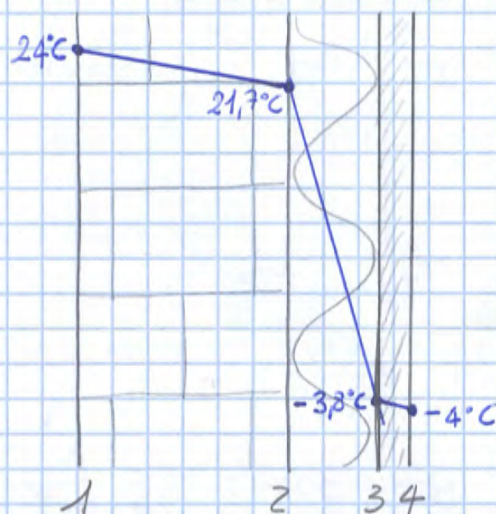
$$b) \Delta = \frac{1}{R} = \frac{1}{3,88} = 0,26 \frac{W}{m^2 K}$$

$$c) \varphi = \frac{\Phi}{A} = \frac{24+4}{\underbrace{\frac{S_m}{\lambda_m} + \frac{S_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{S_f}{\lambda_f}}_R} = \frac{28}{3,88} = 7,22 \frac{W}{m^2}$$

d) In condizioni stazionarie

$$\frac{\Phi}{A} = \frac{(t_1 - t_2)}{\left(\frac{S_m}{\lambda_m}\right)} \Rightarrow t_2 = t_1 - \frac{\Phi}{A} \frac{S_m}{\lambda_m} = 24 - 7,22 \cdot \frac{0,26}{0,8} = 21,7^\circ C$$

$$\frac{\Phi}{A} = \frac{(t_1 - t_3)}{\left(\frac{S_m}{\lambda_m} + \frac{S_{is}}{\lambda_{is}}\right)} \Rightarrow t_3 = t_1 - \frac{\Phi}{A} \cdot \left(\frac{S_m}{\lambda_m} + \frac{S_{is}}{\lambda_{is}}\right) = 24 - 7,22 \cdot \left(\frac{0,26}{0,8} + \frac{0,12}{0,034}\right) = -3,8^\circ C$$



Es 6: Tipo exam

DATI:

• Una parete di superficie pari a 10m^2 è caratterizzata dalla seguente stratigrafia:

- intonaco ($S_{int} = 2\text{cm}$; $\lambda_{int} = 0,9 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$)
- laterizio ($S_m = 12\text{cm}$; $\lambda_m = 0,5 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$)
- intercapedine d'aria ($R_a = 0,18 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}}$)
- calcestrizzo ets ($S_{ets} = 8\text{cm}$, $\lambda_{ets} = 1,1 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$)

• La t_{ext} dell'intonaco vale 20°C ; la t_{ext} a contatto con l'intercapedine d'aria vale 18°C .

TESI: Si calcoli:

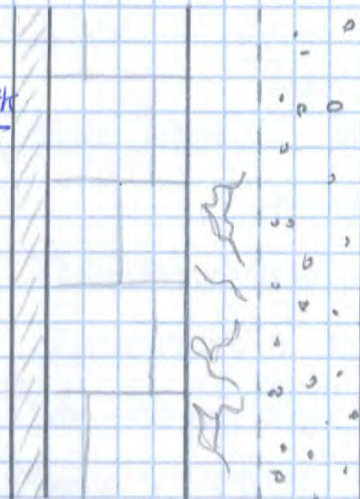
- a) La resistenza termica della parete
- b) La conduttanza termica della parete
- c) Il flusso termico che attraversa la parete in cond. staz.
- d) La t tra intonaco e laterizio, la t tra intercapedine d'aria e il ets e la t sulla sup. esterna del ets
- e) Lo spessore minimo di materiale isolante che permette di dimezzare il flusso trasmesso (si assume $0,05 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$ la conduttività termica λ del mat isol. con invariate le temp. sulle due facce della parete)

$$a) R = \frac{S_{int}}{\lambda_{int}} + \frac{S_m}{\lambda_m} + R_a + \frac{S_{ets}}{\lambda_{ets}}$$

$$= \frac{0,02}{0,9} + \frac{0,12}{0,5} + 0,18 + \frac{0,08}{1,1} = 0,515 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}}$$

$$b) \Lambda = \frac{1}{R} = \frac{1}{0,515} = 1,942 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

c) Sempre in cond. staz.



di 200 W/m^2 .

c) Calcolare il flusso termico che in condizioni stazionarie attraversa la parete nei due casi, in assenza e in presenza della resistenza elettrica

Svolgimento

$$a) \frac{(t_1 - t_2)}{R_1} A = \frac{(t_2 - t_3)}{R_2} A$$

$$\frac{(t_1 - t_2)}{R_1} = \frac{(t_2 - t_3)}{R_2}$$

$$\Rightarrow t_2 = \frac{R_2 \cdot t_1 + R_1 \cdot t_3}{R_1 + R_2} = \frac{0,57 \cdot 15 + 0,22 \cdot 2}{0,57 + 0,22} = 11,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$b) \phi_{1 \rightarrow 2} + \dot{q}_i \cdot A = \frac{(t_2 - t_3)}{R_2} \cdot A$$

$$\frac{(t_1 - t_2)}{R_1} \cdot A + \dot{q}_i \cdot A = \frac{(t_2 - t_3)}{R_2} \cdot A$$

$$\Rightarrow t_2 = \frac{R_2 \cdot t_1 + R_1 \cdot t_3 + \dot{q}_i \cdot R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2}$$

$$= \frac{0,57 \cdot 15 + 0,22 \cdot 2 + 200 \cdot 0,22 \cdot 0,57}{0,57 + 0,22} = 43,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

In assenza di generazione interna di calore:

$$\phi = \frac{t_1 - t_2}{R_1} \cdot A = \frac{(15 - 11,4)}{0,22} \cdot 10 = 164 \text{ W}$$

In presenza di generazione interna di calore:

$$a) \phi_{2 \rightarrow 1} = \frac{(t_2 - t_1)}{R_1} \cdot A = \frac{(43,1 - 15)}{0,22} \cdot 10 = 1277 \text{ W}$$

$$b) \phi_{2 \rightarrow 3} = \frac{(t_2 - t_3)}{R_2} \cdot A = \frac{(43,1 - 2)}{0,57} \cdot 10 = 721 \text{ W}$$

b) In cond. staz.

$$\frac{\Phi_{1 \rightarrow 2}}{L} = \frac{\Phi_{2 \rightarrow 3}}{L} = \frac{\Phi}{L}$$

$$\frac{\Phi}{L} = 2 \cdot \pi \cdot \lambda_{PVC} \cdot \frac{(t_1 - t_2)}{\ln \frac{r_2}{r_1}}$$

$$\Rightarrow \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) \cdot \frac{\Phi}{L} = 2 \cdot \pi \cdot \lambda_{PVC} \cdot (t_1 - t_2)$$

$$\Rightarrow t_2 = t_1 - \frac{\ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) \cdot \frac{\Phi}{L}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{PVC}} = 80 - \frac{\ln \left[\frac{(0,025 + 0,002)}{0,025} \right] \cdot 4926}{2 \cdot \pi \cdot 1,5} = 79,7^\circ \text{C}$$

In alternativa:

$$\frac{\Phi}{L} = 2 \cdot \pi \cdot \lambda_{is} \cdot \frac{(t_2 - t_3)}{\ln \frac{r_3}{r_2}} \quad \text{e trovando } t_2 = 79,7^\circ \text{C}$$

ES: 2:

DATI:

- Si ha un tubo di diam. int. = 4 cm e spessore 2,5 mm con condue. term. $15 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$.
- La ΔT tra superf. interna ed esterna è 60°C .

TESI: Si calcoli

- Il flusso termico disperso per unità di lungh. del cond.
- Lo spessore di isolante ($\lambda = 0,08 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$) da aggiungere affinché il flusso termico disperso si riduca a $90 \frac{\text{W}}{\text{m}}$ (mantenendo invariate le due temperature)

Svolgimento:

$$a) \frac{\Phi}{L} = 2 \cdot \pi \cdot \lambda_c \cdot \frac{\Delta t}{\ln \frac{r_2}{r_1}} = 2 \cdot \pi \cdot 15 \cdot \frac{60}{\ln \frac{(0,02 + 0,0025)}{0,02}} =$$

Es 3:

Un elemento riscaldante a forma di piastra quadrata di lato 1m e spessore trascurabile è disposto verticalmente in un ambiente in cui vi è aria in quiete alla temperatura di 20°C. Valutare la potenza termica trasmessa per convezione all'aria nei casi di temperatura della piastra di 50°C e 80°C.

Sono noti i coef. di scambi termico convettivo nei due casi, pari rispet. a $3,9 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2 \text{°C}}$ ed $4,7 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2 \text{°C}}$

$$h_{c,1} = 3,9 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2 \text{°C}} \cdot 4186 \frac{\text{J}}{\text{Kcal}} \cdot \frac{1}{3600} \frac{\text{h}}{\text{s}} = 4,53 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{°C}}$$

$$h_{c,2} = 4,7 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2 \text{°C}} \cdot 4186 \frac{\text{J}}{\text{Kcal}} \cdot \frac{1}{3600} \frac{\text{h}}{\text{s}} = 5,46 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{°C}}$$

$$t_{p,1} = 50^\circ\text{C}$$

$$\Phi_1 = A \cdot h_{c,1} \cdot (t_{p,1} - t_a) = 2 \cdot 4,53 \cdot (50 - 20) = 272 \text{ W}$$

$$t_{p,2} = 80^\circ\text{C}$$

↑ FORSE ERARRO IL 2

$$\Phi_2 = A \cdot h_{c,2} \cdot (t_{p,2} - t_a) = 2 \cdot 5,46 \cdot (80 - 20) = 655 \text{ W}$$

Es 4:

DATI:

- Un tubo orizzontale di acqua calda del diametro di 8cm attraversa un grande ambiente alla temperatura di 18cm per un tratto lungo 6m.
- T tubo esterno è di 70°C

RESI:

a) Determinare la potenza termica dispersa dal tubo

$$h_c = 1,75 \cdot |\Delta t|^{0,33} = 1,75 \cdot (t_a - t_p)^{0,33} = 1,75 (20 - 17)^{0,33} =$$

$$= 2,51 \frac{W}{m^2 K}$$

$$\phi = A h_c (t_p - t_a) = 20 \cdot 2,51 (17 - 20) =$$

$$= -151 W \Rightarrow \text{USCENTE}$$

IRRAGGIAMENTO TERMICO

Es 1

DATI:

- Due superfici circolari nere, tra di loro parallele e coassiali, sono disposte a 4m di distanza.
- Note: - la superf. 1 ha diametro di 10cm ed è ad una Temp. di 850°C
- la superf. 2 ha un diametro di 175cm ed è ad una Temp. di 40°C

TESI: Si calcoli

- La potenza termica che si scambiano per irraggiamento le due superf., noto $F_{1,2} = 0,046$
- Calcolare $F_{2,1}$

Svolgimento:

$$a) \dot{Q}_{12} = \phi = \overset{\text{CONSTANTE}}{\epsilon} \overset{\text{VARIA TRA } \epsilon \text{ e } 1}{\text{IT SECONDA DELL'EMISSIV.}} F_{1 \rightarrow 2} A_1 (T_1^4 - T_2^4)$$

$$= 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 1 \cdot 0,046 \cdot (0,05^2 \cdot \pi) \cdot [(850 + 273,15)^4 - (40 + 273,15)^4] =$$

$$= 1 \cdot 0,046 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot [1,591 \cdot 10^{12} - 9,616 \cdot 10^9] = 32,6 W$$

Es 3

DATI:

- In una sfera cava di rame di 20cm di diametro esterno è contenuta una resistenza elettrica
- La sup. ext sfera grigia ha un coeff. di emiss. $\epsilon = 0,8$
- La sfera è sospesa in un ambiente con pareti nere a 15°C e aria a 20°C
- La potenza elettrica assorbita dalla resistenza è 270W
- In cond. staz la T della sfera è di 156°C

ES: Si calcoli:

- a) I coeff. di scambio termico per convezione e per irraggiamento della sfera

Svolgimento,

$$\epsilon_{\text{SFERA}} = 0,8 \Rightarrow \epsilon_{\text{SFERA}} = 0,8 \quad (\text{Legge di Kirchoff})$$

$$\epsilon_{\text{PARETI}} = 1$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_c + \dot{Q}_r = 270\text{W}$$

\uparrow CONV \uparrow IRR

$$\dot{Q}_r = F_\epsilon \cdot F_{\text{SFERA-PARETI}} \cdot A_{\text{SFERA}} \cdot \sigma (T_{\text{SFERA}}^4 - T_{\text{PARETI}}^4)$$

$$\bullet A_{\text{SFERA}} = 4 \cdot r^2 \cdot \pi = 4 \cdot (0,1)^2 \cdot \pi = 0,126 \text{ m}^2$$

$$\bullet F_\epsilon = 0,8$$

$$\bullet F_{\text{SFERA-PARETI}} = 1$$

$$\bullet \sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}^4}$$

$$\bullet T_{\text{SFERA}} = 156 + 273,15 = 429,15 \text{ K}$$

$$\bullet T_{\text{PARETI}} = 15 + 273,15 = 288,15 \text{ K}$$

Per cui:

$$\dot{Q}_r = 0,8 \cdot 1 \cdot 0,126 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot [(429,15)^4 - (288,15)^4] = 154,44 \text{ W}$$

a)
$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \frac{S_i}{\lambda_i} + \sum R_1 + \frac{1}{h_e}} =$$

↑ COEFF. DI SCAMBIO TERMICO INTERNO
 ← COEFF. DI SCAMBIO TERMICO ESTERNO

$$= \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,02}{0,7} + \frac{0,12}{0,43} + \frac{0,18}{1} + \frac{0,06}{0,43} + \frac{1}{25}}$$

$$= 1,26 \frac{W}{m^2 K}$$

b)
$$\frac{\dot{Q}}{A} = U (t_e - t_i) = 1,26 (5 - 20) = -18,9 \frac{W}{m^2} \text{ (USCENTE)}$$

c)
$$\frac{\dot{Q}}{A} = h_i \cdot (t_{p,i} - t_i) \Rightarrow t_{p,i} = \frac{\dot{Q}}{h_i \cdot A} + t_i =$$

$$= \frac{-18,9}{8} + 20 = 17,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

d)
$$\frac{\dot{Q}}{A} = h_e \cdot (t_e - t_{p,e}) \Rightarrow t_{p,e} = -\frac{\dot{Q}}{h_e \cdot A} + t_e =$$

$$= -\frac{(-18,9)}{25} + 5 = 5,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

e)
$$\frac{\dot{Q}}{A} = \frac{(t_{1,2} - t_{p,i})}{\frac{S_1}{\lambda_1}} \Rightarrow t_{1,2} = \frac{\dot{Q}}{A} \left(\frac{S_1}{\lambda_1} \right) + t_{p,i} =$$

$$= -18,9 \cdot \frac{0,02}{0,7} + 17,6 = 17,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\frac{\dot{Q}}{A} = \frac{(t_{2,3} - t_{1,2})}{\frac{S_2}{\lambda_2}} \Rightarrow t_{2,3} = \frac{\dot{Q}}{A} \left(\frac{S_2}{\lambda_2} \right) + t_{1,2}$$

$$= -18,9 \cdot \frac{0,12}{0,43} + 17,1 = 11,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$c) \dot{Q} = A \cdot \lambda \cdot (t_{p,e} - t_{p,i}) \Rightarrow \lambda = \frac{\dot{Q}}{A (t_{p,e} - t_{p,i})}$$

$$= \frac{-450}{15 \cdot (-1,5 - 19)} = 1,463 \frac{W}{m^2 K}$$

$$d) \dot{Q} = A \cdot U \cdot (t_e - t_i) \Rightarrow U = \frac{\dot{Q}}{A (t_e - t_i)} = \frac{-450}{15 (-3 - 22)}$$

$$= 1,2 \frac{W}{m^2 K}$$

$$e) \dot{Q}' = (1 - 0,45) \cdot \dot{Q} = (1 - 0,45) \cdot (-450) = -247,5 W$$

$$U' = \frac{\dot{Q}'}{A (t_e - t_i)} = \frac{-247,5}{15 \cdot (-3 - 22)} = 0,66 \frac{W}{m^2 K} \quad (45\%)$$

$$U' = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{1}{\lambda} + \frac{S_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{1}{h_i}}$$

$$\Rightarrow S_{is} = \lambda_{is} \left(\frac{1}{U'} - \frac{1}{h_e} - \frac{1}{\lambda} - \frac{1}{h_i} \right)$$

$$= 0,04 \left(\frac{1}{0,66} - \frac{1}{20} - \frac{1}{1,463} - \frac{1}{10} \right)$$

$$= 0,0273 m = 2,73 cm$$

G26

DATI:

- Una parete piana, costituita da c.a. ($\lambda = 0,8 \frac{W}{mK}$) di spessore $S_{c.a.} = 24 cm$, divide l'ambiente est da quello int.
- La T superf della parete interna è pari a $18^\circ C$

$$\Delta R = R'_{TOT} - R_{TOT} = \frac{1}{U'} - \frac{1}{U} = \frac{1}{1,722} - \frac{1}{2,245} = 0,446 \frac{m^2K}{W}$$

$$\Delta R = \frac{S_{15}}{\lambda_{15}} \Rightarrow S_{15} = \lambda_{15} \cdot \Delta R = 0,04 \cdot 0,446 = 0,0178 m \approx 1,8 cm$$

TEMPERATURA SOLE-ARIA → VERIFICA DELLA FORMAZIONE DI CONDENSA SUPERFICIALE

Es 1:

DATI:

- Una parete piana è costituita da due strati esterni di cls, $\lambda = 0,7 \text{ W/mK}$, di spessore 7 cm ognuno
- Tra questi è interposto uno strato isolante di spessore incognito, caratterizzato da una conduc. term. (λ) di $0,04 \frac{W}{mK}$
- La temperatura dell'ambiente interno è $19,5^\circ C$ mentre quella superficiale esterna è pari a $1,5^\circ C$
- Adduttanza termica (h) (o coeff. di scambio term. luminare) interna ed esterna rispettivamente pari a $10 \frac{W}{m^2K}$ e $20 \frac{W}{m^2K}$

TESI: Si calcoli

- Lo spessore di isolante necessario a mantenere una temperatura superf. interna di parete pari a $18,5^\circ C$
- La conduttanza termica della parete
- La trasmittanza della parete
- La temperatura dell'aria esterna

Ricalcolare infine la temperatura sup. est. della parete (coeff. di assorb. solare 0,9), ipotizzando che su di essa incida un'irradianza solare di $150 \frac{W}{m^2}$

Svolgimento

$$a, b) \frac{\dot{Q}}{A} = h_i (t_{pi} - t_i) = 10 (18,5 - 19,5) = -10 \frac{W}{m^2}$$

ES2

DATI:

- Una parete di tamponamento di un capannone è costituita da uno strato di 12 cm di mattoni pieni ($\lambda = 0,9 \frac{W}{mK}$ $\delta = 20 \cdot 10^{-12} \frac{Kg}{m \cdot s \cdot Pa}$).
- Le condizioni interne ed esterne risultano essere $t_i = 20^\circ C$ $\varphi_i = 70\%$ e $t_e = 3^\circ C$

ES1: Si calcoli

- a) La trasmittanza termica della parete e la sua permeabilità ~~al vapore~~

Verificare:

- b) Se in tali condizioni si ha condensa superficiale sul lato interno della parete
- c) In caso affermativo, di quanto deve essere incrementata la resistenza termica della parete affinché non si verifichi la condensa superf.

Note le addeuttanze interne ed esterne (h_i, h_e) pari a $8 \frac{W}{m^2K}$ e $23 \frac{W}{m^2K}$

Svolgimento:

$$a) U = \frac{1}{h_e + \sum_{j=1}^m \frac{S_j}{\lambda_j} + \frac{1}{h_i}} = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,12}{0,9} + \frac{1}{23}} = 3,313 \frac{W}{m^2K}$$

$$M = \frac{1}{\sum_{j=1}^m \frac{S_j}{\delta_j}} = \frac{1}{\frac{0,12}{20 \cdot 10^{-12}}} = 1,667 \cdot 10^{-10} \frac{Kg}{m^2 s Pa}$$

- b) Si ha condensa superficiale quando $t_{pi} < t_{tr}$

ES 3

DATI:

Una parete verticale ($h_i = 8 \frac{W}{m^2K}$, $h_e = 20 \frac{W}{m^2K}$), con fattore di assorbimento solare della superficie esterna $\alpha_s = 0,6$ è costituita da 2 strati: laterizio ($\lambda = 1 \frac{W}{mK}$) di $S_{lat} = 20 \text{ cm}$ ed un'intercapedine interposta ($R_{int} = 0,16 \frac{m^2K}{W}$), separa un altro ambiente a $T = 20^\circ\text{C}$ da un ambiente esterno a $T = 0^\circ\text{C}$ con irradianza solare incidente sulla parete pari a $200 \frac{W}{m^2}$.

TESI: Si calcoli

- Il flusso termico per unità di superficie che attraversa la parete
- La T sulle facce esterna ed interna della parete
- La massima umidità relativa che permette di evitare la condens. superficiale

Svolgimento:

$$a) U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \sum_{j=1}^m \frac{S_j}{\lambda_j} + \sum_{k=1}^m R_k + \frac{1}{h_i}} = \frac{1}{\frac{1}{8} + 2 \cdot \frac{0,2}{1} + 0,16 + \frac{1}{20}}$$

$$= 1,36 \frac{W}{m^2K}$$

$$t_{s,e} = t_e + \frac{I \alpha}{h_e} = 0 + \frac{200 \cdot 0,6}{20} = 6^\circ\text{C}$$

$$\frac{\dot{Q}}{A} = U (t_{s,e} - t_i) = 1,36 \cdot (6 - 20) = -19 \frac{W}{m^2}$$

$$b) t_{p,e} = t_{s,e} - \frac{\dot{Q}}{A} \cdot \frac{1}{h_e} = 6 + 19 \cdot \frac{1}{20} = 7^\circ\text{C}$$

$$t_{p,i} = t_i + \frac{\dot{Q}}{A} \cdot \frac{1}{h_i} = 20 - 19 \cdot \frac{1}{8} = 17,6^\circ\text{C}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{S_{LAT}}{\lambda_{LAT}} + \frac{S_{CLIS}}{\lambda_{CLIS}} + \frac{1}{h_i}} = \frac{1}{\frac{1}{25} + \frac{0,12}{0,7} + \frac{0,06}{1,16} + \frac{1}{8}} = 2,576 \frac{W}{m^2K}$$

$$b) t_{sa} = t_e + \frac{I \alpha}{h_e} = -5 + \frac{200 \cdot 0,6}{25} = -0,2^\circ C$$

$$t_{p,e} = t_{sa} - U(t_{sa} - t_i) \cdot \frac{1}{h_e} = -0,2 - 2,576 \cdot (-0,2 - 22) \cdot \frac{1}{25} = 2,1^\circ C$$

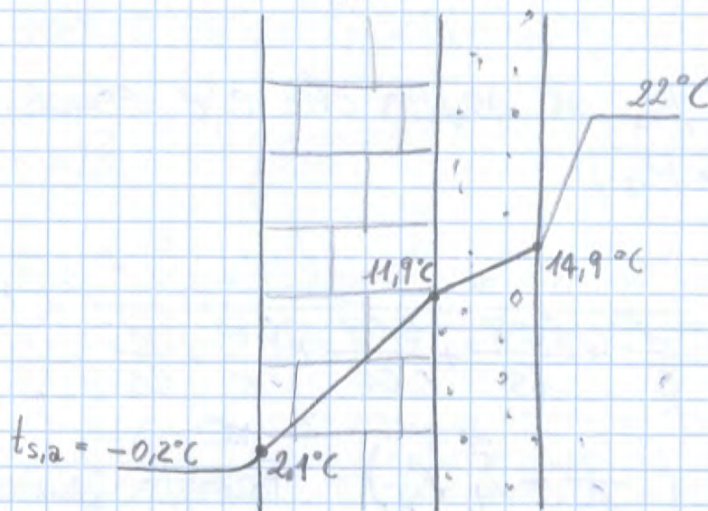
$$t_{LAT-CLIS} = t_{p,e} - U(t_{sa} - t_i) \cdot \frac{S_{LAT}}{\lambda_{LAT}} = 2,1 - 2,576 \cdot (-0,2 - 22) \cdot \frac{0,12}{0,7} = 11,9^\circ C$$

$$t_{p,i} = t_{LAT-CLIS} - U(t_{sa} - t_i) \cdot \frac{S_{CLIS}}{\lambda_{CLIS}} = 11,9 - 2,576 \cdot (-0,2 - 22) \cdot \frac{0,06}{1,16} = 14,9^\circ C$$

$$c) p_{v,i} = p_{vs}(t_i) \cdot \varphi_i = p_{vs}(22^\circ C) \cdot 0,5 = 2646 \cdot 0,5 = 1323 Pa$$

$$\Rightarrow t_{tra,i} = 11,2^\circ C \quad \Rightarrow 11,2^\circ C < 14,9^\circ C$$

NON CONDENSA SUPERF.



$$t_1 = 20 - 0,66 \cdot (20 - 0) \cdot \left(\frac{1}{8} + \frac{0,1}{1,5} \right) = 17,5^\circ\text{C} \quad \text{a cui corrispon.}$$

$$P_{v,1} = 1997 \text{ Pa}$$

$$t_2 = 20 - 0,66 \cdot (20 - 0) \cdot \left(\frac{1}{8} + \frac{0,1}{1,5} + \frac{0,05}{0,04} \right) = 1^\circ\text{C} \quad \text{a cui corrispon.}$$

$$P_{v,2} = 657 \text{ Pa}$$

$$\frac{V}{K} t_{se} = 20 + 0,66 \cdot (20 - 0) \cdot \left(\frac{1}{8} + \frac{0,1}{1,5} + \frac{0,05}{0,04} + \frac{0,05}{1,5} \right) =$$

$$= 0,5^\circ\text{C} \quad \text{a cui corrisponde} \quad P_{v,se} = 634 \text{ Pa}$$

$$M = \frac{1}{\sum_{j=1}^m \frac{S_j}{\delta_j}} = \frac{1}{\frac{0,10}{2 \cdot 10^{-12}} + \frac{0,05}{4 \cdot 10^{-12}} + \frac{0,05}{2 \cdot 10^{-12}}} = \dots = 0,114 \cdot 10^{-10} \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{Pa}}$$

$$P_{v,i} = P_{v,i} - M (P_{v,i} - P_{v,e}) \cdot \sum_{j=1}^m R_{v,j} \quad \text{con } P_{v,i} = \gamma_i \cdot P_{v,s,i}$$

Formula generale

$$P_{v,e} = \gamma_e \cdot P_{v,s,e}$$

Quindi:

$$P_{v,i} = \gamma_i \cdot P_{v,s,i} = 0,5 \cdot 2338 \text{ Pa} = 1169 \text{ Pa}$$

$$P_{v,e} = \gamma_e \cdot P_{v,s,e} = 0,8 \cdot 611 \text{ Pa} = 489 \text{ Pa}$$

$$P_{v,1} = 1169 - 0,114 \cdot 10^{-10} \cdot (1169 - 489) \cdot 5 \cdot 10^{10} = 780 \text{ Pa}$$

$$P_{v,2} = 1169 - 0,114 \cdot 10^{-10} \cdot (1169 - 489) \cdot (5 \cdot 10^{10} + 1,25 \cdot 10^{10}) = 683 \text{ Pa}$$

$$P_{v,s,2} = 657 \text{ Pa}$$

$$R_v^* = R_{v,ca} + R_{v,iso} = 5 \cdot 10^{10} + 1,25 \cdot 10^{10} = 6,25 \cdot 10^{10} \frac{\text{m}^2 \text{Pa}}{\text{kg}}$$

$$R_{v,tot} = R_{v,1} + R_{v,2} + R_{v,3} = 8,75 \cdot 10^{10} \frac{\text{m}^2 \text{Pa}}{\text{kg}}$$

$$\dot{m}_{cond} = \frac{P_{v,i} - P_v^*}{R_v^*} - \frac{P_v^* - P_{v,e}}{R_{v,tot} - R_v^*}$$

$$= \frac{1169 - 657}{6,25 \cdot 10^{10}} - \frac{657 - 489}{8,75 \cdot 10^{10} - 6,25 \cdot 10^{10}} = 14,8 \cdot 10^{-10} \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}}$$

DA TABELLA

$$b) \quad P_{v,i} = \gamma_i \cdot P_{v,s,i} = 0,45 \cdot 2338 = 1052,1 \text{ Pa}$$

$$P_{v,e} = \gamma_e \cdot P_{v,s,e} = 0,8 \cdot 871 = 696,8 \text{ Pa}$$

$$\frac{\dot{Q}}{A} = U (t_i - t_e) = 1,049 (20 - 5) = 15,735 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

$$\frac{G}{A} = M (P_{v,i} - P_{v,e}) = 1,042 \cdot 10^{-10} (1052,1 - 696,8) = 370,22 \cdot 10^{-10} \frac{\text{kg}}{\text{s m}^2}$$

$$P_{v, \text{interfaccia}} = P_{v,i} - \frac{G}{A} \cdot R_{v,cls} = 1052,1 - 370,22 \cdot 10^{-10} \cdot \frac{0,15}{3,1 \cdot 10^{-11}}$$

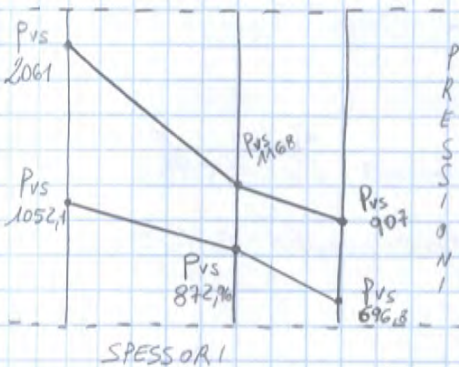
$$= 872,96 \text{ Pa}$$

$$t_{\text{INTERFACCIA}} = t_i - \frac{\dot{Q}}{A} \left(\frac{1}{h_i} + \frac{S_{cls}}{\lambda_{cls}} \right) = 20 - 15,735 \cdot \left(\frac{1}{8} + \frac{0,15}{0,27} \right)$$

$$= 9,3^\circ\text{C} \Rightarrow P_{v,s, \text{INTERFACCIA}} (9,3^\circ\text{C}) = 1168 \text{ Pa}$$

$$t_{p,i} = t_i - \frac{\dot{Q}}{A} \cdot \left(\frac{1}{h_i} \right) = 20 - 15,735 \cdot \left(\frac{1}{8} \right) = 18^\circ\text{C} \Rightarrow P_{v,s,p,i} = 2061 \text{ Pa}$$

$$t_{p,e} = t_e - \frac{\dot{Q}}{A} \cdot \left(\frac{1}{h_o} \right) = 5 + 15,735 \cdot \left(\frac{1}{25} \right) = 5,6^\circ\text{C} \Rightarrow P_{v,s,p,e} = 907 \text{ Pa}$$



NON SI FORMA CONDENZA INTERSTIZIALE
 N.B. Il diagramma a lato non è di Glaser, perché in ascissa ci sono gli spessori e non le resistenze al vapore dei materiali.

es. 3:

DATI:

- Una superficie vetrata ha una trasmissione solare globale $g = 0,59$ e trasmittanza termica $U = 3 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$
- Sapendo che la superf. della finestra è di 2 m^2 che la $t_{\text{int}} = 26^\circ\text{C}$ e $t_{\text{est}} = 32^\circ\text{C}$ e che l'intensità della radiazione solare incidente è di $350 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$, determinare:

Il coeff. di shading è per definizione il rapporto tra il fattore solare g (o coeff. di trasmissione solare totale T_{ser}) e un fattore solare di un vetro di riferimento pari a 0,87 per cui si ha:

$$SC = \frac{g}{g_{REF}} = \frac{0,85}{0,87} = 0,977$$

c) Per determinare il flusso energetico totale è necessario conoscere il flusso termico trasmesso per differenza di temperatura che vale

$$\dot{Q}_{dt} = U \cdot A (t_e - t_i) = 5,92 \cdot 10 \cdot (0 - 20) = -1184 \text{ W}$$

e il flusso totale

$$\Phi_s = g \cdot I \cdot A = 0,85 \cdot 500 \cdot 10 = 4250 \text{ W}$$

Il flusso totale che attraversa il vetro vale

$$\Phi = \Phi_s + \dot{Q}_{dt} = 4250 - 1184 = 3066 \text{ W}$$

d) Il flusso solare trasmesso per irraggiamento a bassa lunghezza d'onda Φ_t , dato il coeff. di trasmissione solare τ_s

$$\Phi_t = \tau_s \cdot I \cdot A = 0,8 \cdot 500 \cdot 10 = 4000 \text{ W}$$

Es 5

DATI:

Il componente vetrato di una finestra ha area $A = 2,5 \text{ m}^2$, resistenza termica $R_v = 0,28 \frac{\text{m}^2 \text{K}}{\text{W}}$, fattori di trasmissione e riflessione rispettivamente pari a $\tau_s = 0,65$ e $\beta_s = 0,23$ e N_i (frazione di radiazione solare assorbita e ceduta all'ambiente interno) = 0,4

Supponendo che esso sia esposto a una irradiazione

L'irradianza solare I che consente di annullare il flusso netto è dunque,

$$I = \frac{\Phi_s}{g \cdot A} = \frac{107}{0,7 \cdot 2,5} = 61 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

BILANCI DI ENERGIA E DI MASSA DELL'AMBIENTE INTERNO

ES 1

DATI

- Un ambiente di forma parallelepipedica, di dimensioni in pianta $10 \times 5 \text{ m}$ e altezza 2 m
- È caratterizzato da due pareti adiacenti, ^{che con funzione con l'out. esterno} mentre le altre due, soffitto e pavimento sono adiabatici.
- La trasmittanza media delle pareti esterne è $1,2 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$.
- Si consideri la presenza di un ponte termico in corrispondenza dello spigolo formato dalle due pareti esterne ($\Psi = 0,1 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$).
- L'ambiente è a 26°C e l'umidità relativa $\varphi = 50\%$ attraverso un impianto di condizionamento a tutt'aria che immette una portata di $600 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$
- Sapendo che nell'ambiente sono presenti 10 persone che svolgono lavoro d'ufficio e che l'aria esterna si trova a temperatura di 32°C .

TESI: Si calcoli

- La portata di vapore prodotta in ambiente dalle persone
- Le condiz. (umidità specifica e temp.) dell'aria immessa in ambiente

Assumendo $1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ la massa volumica dell'aria, trascurando gli apporti solari. La pressione di saturazione del

BILANCIO DI ENERGIA

$$\dot{m}_a \cdot (h_{su} - h_i) + \Phi_{I, \text{tot}} + \Phi_T = 0$$

$$\dot{m}_a \cdot (h_{su} - h_i) + \Phi_{I, \text{tot}} + (U \cdot A + \psi \cdot l) \cdot (t_e - t_i) = 0$$

$$h_{su} = h_i - \frac{\Phi_{I, \text{tot}} + (U \cdot A + \psi \cdot l) \cdot (t_e - t_i)}{\dot{m}_a}$$

$$h_i = (C_{p,a} \cdot t_i) + x_i \cdot (C_{p,v} \cdot t_i + r_0) = 1,006 \cdot 26 + 0,0105 \cdot (1,875 \cdot 26 + 2501) = 52,93 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$A = 5 \cdot 4 + 10 \cdot 4 = 60 \text{ m}^2$$

$$h_{su} = 52,93 \cdot 10^3 - \frac{1400 + (1,2 \cdot 60 + 0,1 \cdot 4) \cdot (32 - 26)}{0,2} = 43,76 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$t_{su} = \frac{h_{su} - r_0 \cdot x_{su}}{(C_{p,a} + C_{p,v} \cdot x_{su})} = \frac{43,76 - 2501 \cdot 0,00913}{(1,006 + 1,875 \cdot 0,00913)} = 20,4^\circ\text{C}$$

Abbiamo trovato le condizioni di temperatura e umidità specifiche immerse in ambiente

es 2

DATI:

- In un ambiente di forma parallelepipedica (dimensioni $5 \times 7 \text{ m}$, altezza 3 m) è presente un impianto di riscaldamento che fornisce una potenza di 1000 W .
- Il coeff. globale di scambio termico per trasmissione H_T verso l'esterno è pari a $160 \frac{\text{W}}{\text{K}}$, gli apporti solari in ambiente ammontano a 2000 W e non vi sono apporti interni.

BILANCIO DI MASSA:

$$\dot{m}_a (x_e - x_i) + \dot{m}_{v,H} = 0$$

$$\Rightarrow x_i = x_e + \frac{\dot{m}_{v,H}}{\dot{m}_a} = 0,002 + \frac{0,1944 \cdot 10^{-3}}{0,035} = 0,0076 \frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_a}$$

Es 3

DATI:

- Un ambiente è mantenuto alla temperatura di 22°C e $\varphi = 60\%$.
- Attraverso l'immissione di una portata d'aria di $300 \frac{\text{t}}{\text{h}}$.
- Nell'amb. sono presenti 15 persone che svolgono un lavoro assimilabile ad un lavoro leggero.
- L'area dell'involucro è di 22 m^2 con trasmittanza termica di $3,2 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$ e il coeff. di assorbim. solare della superficie esterna opaca vale $0,3$; il fattore solare del vetro (TSET) vale $0,7$.
- Il valore medio dell'irradiazione solare incidente sull'involucro edilizio è $100 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$. La temperatura dell'aria esterna vale -4°C .

TESI: Si calcoli

- L'umidità specifica e l'entalpia specifica dell'aria all'interno dell'ambiente
- La portata di vapore acqueo prodotta dagli occupanti
- La potenza termica trasmessa attraverso l'involucro edilizio per differenza di temperatura
- L'entalpia specifica dell'aria in ambiente.

Massa volumica aria $1,29 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$.

Coeff di scambio termico superficiale esterno $25 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$

$$\dot{V}_a = 300 \text{ l/s} = 0,3 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{m}_a = \dot{V}_a \cdot \rho_a = 0,3 \cdot 1,29 = 0,387 \text{ kg/s}$$

$$\Phi_s = I \cdot A_{fin} \cdot TSET = 100 \cdot 22 \cdot 0,7 = 1540 \text{ W}$$

$$h_{su} = 47300 - \frac{(-5550 + 1540 + 3525)}{0,387} = 48,55 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

CONTINUA...

je

$$h_i = 1,006 \cdot 22 + 0,0099 (1,875 \cdot 22 + 2501) = 47,30 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

b) PERSONE:

$$\Phi_{I,S,PERS} = 3 \text{ pers} \cdot 95 \frac{\text{W}}{\text{pers}} = 285 \text{ W}$$

$$\dot{m}_{V,I} = 3 \text{ pers} \cdot 0,06 \frac{\text{kg}}{\text{h} \cdot \text{pers}} \cdot \left(\frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \right) = 0,05 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}_v}{\text{s}}$$

$$\Phi_{I,L,PERS} = \dot{m}_{V,I} \cdot h_{V,I} = 0,05 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}_v}{\text{s}} \cdot 2542,25 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}} = 127,1 \text{ W}$$

$$h_{V,I} = c_{p,v} \cdot t_i + \tau_0 = 1,875 \cdot 22 + 2501 = 2542,25 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

APPARECCHI:

$$\Phi_{I,S,APP} = 15 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \cdot 24 \text{ m}^2 = 360 \text{ W}$$

$$\Phi_{I,TOT} = \Phi_{I,S,PERS} + \Phi_{I,L,PERS} + \Phi_{I,S,APP} = 285 + 127,1 + 360 = 772,1 \text{ W}$$

$$c) \dot{m}_a \cdot (h_{su} - h_i) + \Phi_{I,TOT} + \Phi_T = 0$$

$$\dot{m}_a = \frac{(-\Phi_{I,TOT} - \Phi_T)}{(h_{su} - h_i)} = \frac{(-772,1 + 912)}{(56 \cdot 10^3 - 47,30 \cdot 10^3)}$$

$$\Phi_T = U_m \cdot A \cdot (t_e - t_i) = 0,8 \cdot 60 \cdot (3 - 22) = -912 \text{ W}$$

$$\Rightarrow \dot{m}_a = \frac{(-772,1 + 912)}{(56 \cdot 10^3 - 47,30 \cdot 10^3)} = 0,016 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Es 5

DATI:

- Un ambiente ($l=6\text{m}$; $alt=3\text{m}$) ha due pareti che confinano con l'amb. esterno a 30°C ; mentre le altre due pareti, il soffitto e il pavimento sono superfici adiabatiche.
- Una delle due pareti esterne ha due finestre di $2,5\text{m}^2$

LAVORO MEDIO, A 24°C: $105 \frac{W}{pers} \cdot 2 pers = 210 W$
 $(\Phi_{r,s})$
 FLUSSO SENS. DONATO
 A Sorg. INTERNE

$$\Rightarrow \Phi_{H-} = -0,018 \cdot 1000 \cdot (30-24) - 390 - 210 - [2 \cdot 2,5 \cdot 2,2 + (6 \cdot 3 + 6 \cdot 3 - 2 \cdot 2,5) \cdot 0,3] \cdot (30-24) =$$

$$= -108 - 390 - 210 - 121,8 = -830 W$$

ILLUMINAMENTO

☺+1

DATI:

- Due sorgenti luminose emettono un flusso luminoso monocromatico, la prima a lungh. d'oncia $\lambda = 550 \text{ nm}$ la seconda $\lambda = 650 \text{ nm}$.

TESI: Si calcoli

- Il valore del flusso luminoso di ciascuna sorgente (Φ_{s1}, Φ_{s2}) (visione diurna) considerando che entrambe ha un flusso energetico di 1,2 W
- Il flusso energetico necessario affinché la 2^a sorgente emetta lo stesso flusso energetico della prima.

Svolgimento:

$$V(\lambda_{s1}) = 0,995 \quad (\text{Da tabella})$$

$$\Phi_{s1} = \Phi_{e,s1} \cdot K_{MAX} \cdot V(\lambda_{s1}) = 1,2 W \cdot 683 \frac{lm}{W} \cdot 0,995 = 815,5 lm$$

↑
FLUSSO ENERGETICO

$$V(\lambda_{s2}) = 0,107 \quad (\text{Da tabella})$$

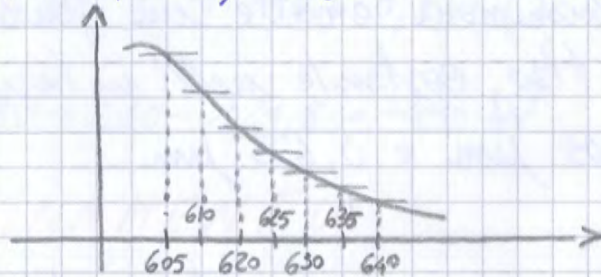
$$\Phi_{s2} = \Phi_{e,s2} \cdot K_{MAX} \cdot V(\lambda_{s2}) = 1,2 W \cdot 683 \frac{lm}{W} \cdot 0,107 = 87,7 lm$$

$$\Phi = K_{MAX} \cdot \Delta\lambda \cdot \Phi_{e,\lambda} \cdot \sum_{605}^{675} V_{\lambda}$$

$$= 683 \frac{\text{lm}}{\text{W}} \cdot 10 \text{ mm} \cdot 2,14 \frac{\text{W}}{\text{mm}} \cdot (0,503 + 0,381 + 0,265 + 0,175 +$$

$$+ 0,107 + 0,061 + 0,032) \Rightarrow 683 \cdot 10 \cdot 2,14 \cdot (1,524)$$

$$= 22275 \text{ lm}$$



Es 3

DATI:

- Una sorg. lumin. emette una luce bianca $\Phi_{e,\lambda} = 200 \frac{\text{W}}{\mu\text{m}}$
- La visib. massima in condizioni fotopiche è di $683 \frac{\text{lm}}{\text{W}}$ e $1700 \frac{\text{lm}}{\text{W}}$ la visib. massima in cond. scotopiche

TESI: Si calcoli

- se il flusso luminoso è maggiore per condiz. di visione scotopiche o fotopiche calcolandone il valore
- il flusso energetico totale

Svolgimento:

$$\Phi = K_{MAX} \cdot \int_{\lambda_{MIN}}^{\lambda_{MAX}} \Phi_{e,\lambda} \cdot V(\lambda) d\lambda = K_{MAX} \cdot \Phi_{e,\lambda} \cdot \int_{\lambda_{MIN}}^{\lambda_{MAX}} V(\lambda) d\lambda$$

$$\Phi = K_{MAX} \cdot \Phi_{e,\lambda} \cdot \sum_{i=1}^m V_{\lambda,i} \cdot \Delta\lambda_i$$

$$\Delta\lambda_i = 0,005 \mu\text{m} \quad \text{per } \lambda = 0,38 \mu\text{m} \text{ e } \lambda = 0,78 \mu\text{m}$$

$$\Delta\lambda_i = 0,01 \mu\text{m} \quad \text{per tutte le altre lungh. d'onda}$$

$$I = \frac{d\phi}{d\omega}$$

Nel caso in cui l'emissione avvenga con intensità costante entro un angolo solido finito ω :

$$I = \frac{\phi}{\omega} \Rightarrow \phi = I \cdot \omega$$

$$\omega = \frac{A}{R^2} = \frac{4\pi R^2}{R^2} = 4\pi \text{ [Steradiani (sr)]}$$

$$\phi = 500 \cdot 4 \cdot \pi = 6283,2 \text{ lm}$$

Es 5

DATI:

- Una sorgente luminosa con una superficie di 50 cm^2 emette uniformemente un flusso luminoso di 250 lm con intensità costante in un angolo solido pari a π steradiani entro un cono circolare avente asse \perp alla superficie

TESI: Si calcoli

- 2) L'emittenza, l'intensità e la luminanza di tale sorgente nella direz. \perp alla sorgente.

Svolgimento:

$$I = \frac{d\phi}{d\omega} = \frac{\phi}{\omega} = \frac{250}{\pi} = 79,58 \text{ cd}$$

poiché la sorgente emette in modo uniforme:

$$M = \frac{d\phi}{dA} = \frac{\phi}{A} = \frac{250}{0,005} = 50000 \frac{\text{lm}}{\text{m}^2}$$

Ad una distanza elevata rispetto all'estensione della superficie:

LATO 1:

$$L = \frac{M_1}{\pi} = \frac{150}{\pi} = 47,7 \frac{\text{cd}}{\text{m}^2} = 47,7 \text{ nit}$$

LATO 2:

$$L = \frac{M_2}{\pi} = \frac{300}{\pi} = 95,5 \frac{\text{cd}}{\text{m}^2} = 95,5 \text{ nit}$$

Es 7

DATI:

- Una lampada è caratt. da un solido fotometrico con intensità luminosa costante. La lampada è collocata al centro di una piazza circolare costante di diametro 30m ad un' altezza di 6m
- Sul bordo esterno della piazza si misura un illuminamento di 12 lx

TESI: Si calcoli

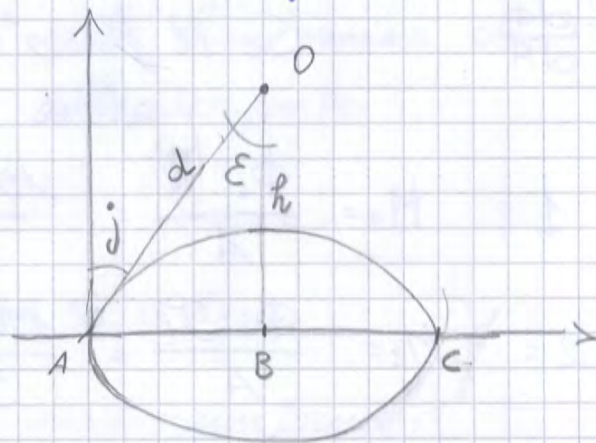
- L'illuminamento massimo
- Il flusso luminoso emesso dalla lampada

Svolgimento:

$$\overline{AB} = \overline{BC} = 15 \text{ m}$$

$$h = \overline{OB} = 6 \text{ m}$$

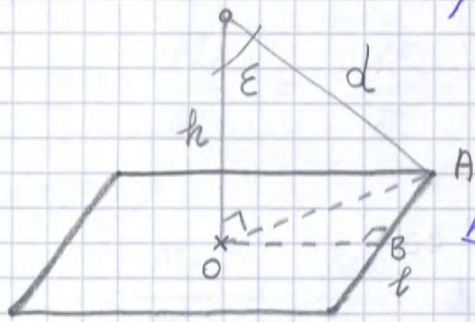
$$E_A = 12 \text{ lx}$$



$$a) E = \frac{I \cos j}{d^2}$$

$$\text{Possiamo assumere: } E_A = \frac{I \cos j}{d^2} = \frac{I \cos^3 \epsilon}{h^2} = \frac{I \cos^3 j}{h^2}$$

$$\Rightarrow I = \frac{E_A \cdot h^2}{\cos^3 \epsilon}$$



a) In corrispondenza del punto O, $\varepsilon = 0^\circ$

Dall'indicatore di emissione, grafico: $I_{\varepsilon=0} = 45 \cdot 100 = 4500 \text{ cd}$

b) L'illuminamento al centro della piazza (sorgente ad asse verticale):

$$E_0 = \frac{I_{\varepsilon} \cos^3 \varepsilon}{h^2} = \frac{4500 \cdot 1}{8^2} = 70,31 \text{ lx}$$

c) Il punto A coincide con uno dei vertici della piazza:

$$\varepsilon = \arccos \frac{h}{d} = \arccos \frac{8}{15} = 57,8^\circ \quad \text{con } d = \sqrt{[(\sqrt{2} \cdot l)/2]^2 + h^2}$$

$$I_{(\varepsilon=57,8^\circ)} = 41 \cdot 100 = 4100 \text{ cd} \quad \text{Sempre dal grafico}$$

$$d) E_A = \frac{I_{\varepsilon} \cos^3 \varepsilon}{h^2} = \frac{4100 \cdot 0,5334^3}{8^2} = 9,72 \text{ lx}$$

$$\cos \varepsilon = \frac{h}{d} = 0,5334 \quad d = \sqrt{h^2 + OA^2} = \sqrt{8^2 + 12,73^2} = 15 \text{ m}$$

$$OA = \sqrt{AB^2 + OB^2} = \sqrt{9^2 + 9^2} = 12,73 \text{ m}$$

Per formulario prendersi nota come si trovano i vari angoli in una generica figura

$$E_B = \frac{4800 \cdot 0,555^2 \cdot 0,833}{2^2} = 307,9 \text{ lx}$$

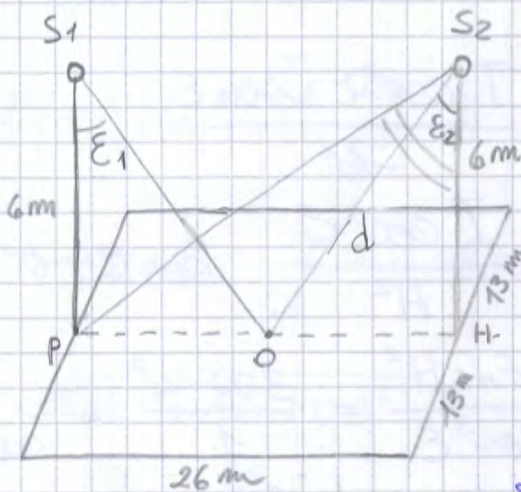
Es 2

DATI:

- Una piazza a forma quadrata (lato pari a 26m) è illuminata da due sorgenti luminose ad asse verticale, con indicatrice di emissione mostrata in figura a lato
- Le sorgenti sono posizionate nel punto centrale dei due lati opposti della piazza ad un'altezza di 6m.

TESI: Si calcoli:

- L'illuminamento al centro della piazza
- L'illuminamento sotto ciascuna sorgente



Svolgimento:

a) $E_o \rightarrow$ da S_1 $E_{0,1} = \frac{I_{E_1} \cos^3 E_1}{h^2}$

da S_2 $E_{0,2} = \frac{I_{E_2} \cos^3 E_2}{h^2}$

dove $E_1 = E_2 = E$

$$E_o = 2 \cdot \frac{I_E \cos^3 E}{h^2}$$

$$\cos E = \frac{h}{d} = \frac{6}{\sqrt{13^2 + 6^2}} = 0,419 \Rightarrow 65,2^\circ; I_E = 950 \text{ cd}$$

Da grafico qui non riportato

$$E_o = 2 \cdot \frac{I_E \cos^3 E}{h^2} = 2 \cdot \frac{950 \cdot 0,419^3}{6^2} = 3,88 \text{ lx}$$

b)

$$E_p \rightarrow \text{da } S_1 \quad E_{p,1} = \frac{I_{E_1} \cos^3 E_1}{h^2}$$

Sempre da tabella

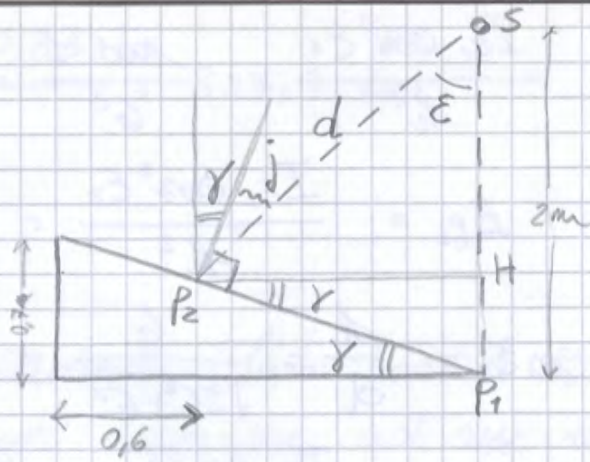
dove $\cos E_1 = \frac{h}{d} = 1 \Rightarrow E_1 = 0^\circ; I_{E_1} = 1000 \text{ cd}$

$$b) E_{P_2} = \frac{I_\varepsilon \cdot \cos j}{d^2}$$

$$j = \varepsilon - \gamma$$

$$\gamma = \arctan \frac{0,7}{1,7} = 22,38^\circ$$

$$\varepsilon = \arccos \frac{SH}{d} = \arccos \frac{1,547}{1,9} = 35,5^\circ$$



$$SH = SP_1 - HP_1 = 2 - 0,453 = 1,547 \text{ m}$$

$$HP_1 = P_2H \cdot \tan \gamma = 1,1 \cdot \tan 22,38^\circ = 0,453 \text{ m}$$

$$d = \sqrt{SH^2 + P_2H^2} = \sqrt{1,547^2 + 1,1^2} = 1,9 \text{ m}$$

$$I_\varepsilon = 890 \text{ cd}$$

$$j = \varepsilon - \gamma = 35,5^\circ - 22,38^\circ = 13,12^\circ$$

$$E_{P_2} = \frac{I_\varepsilon \cos j}{d^2} = \frac{890 \cos 13,12^\circ}{1,9^2} = 240 \text{ lx}$$

ES 1

COLORIMETRIA

DATI:

• Si consideri un colore avente coordinate tricromatiche
 $X=5$; $Y=9$; $Z=5$.

TESI: Si calcoli

a) Le coordinate tricromatiche ridotte, individuare tale punto nel triangolo dei colori, calcolare la purezza colorimetrica e individuare la lungh. d'onda dominante

Svolgimento:

$$x = \frac{X}{X+Y+Z} = \frac{5}{5+9+5} = 0,263$$

$$y = \frac{Y}{X+Y+Z} = \frac{9}{5+9+5} = 0,474$$

$$H: x_H = 0,5; y_H = 0,5$$

$$W: x_W = 0,333; y_W = 0,333$$

$$f_P = \frac{WA}{WH} = \frac{\sqrt{(x_W - x_A)^2 + (y_W - y_A)^2}}{\sqrt{(x_W - x_H)^2 + (y_W - y_H)^2}} = \frac{\sqrt{(0,333 - 0,385)^2 + (0,333 - 0,385)^2}}{\sqrt{(0,333 - 0,5)^2 + (0,333 - 0,5)^2}}$$

$$= \frac{0,0735}{0,2362} = 0,31$$

Es 6

DATI:

- Sono dati due colori aventi rispettivamente coordinate cromatiche ridotte $x_A = 0,2$ $y_A = 0,4$ e $x_B = 0,3$ $y_B = 0,7$.
- Inoltre sono note $Y_A = 4$ $Y_B = 2$

TESI: Si calcoli

- a) Le coordinate cromatiche ridotte del colore risultante dalla somma dei due, determ. la lung. d'ondata dominante e colorimetrico il fattore di purezza

Svolgimento:

$$x_C = \frac{x_A + x_B}{x_A + Y_A + Z_A + x_B + Y_B + Z_B} = \frac{x_A + x_B}{T_A + T_B}$$

$$y_C = \frac{Y_A + Y_B}{x_A + Y_A + Z_A + x_B + Y_B + Z_B} = \frac{Y_A + Y_B}{T_A + T_B}$$

$$T_A = \frac{Y_A}{y_A} = \frac{4}{0,4} = 10$$

$$T_B = \frac{Y_B}{y_B} = \frac{2}{0,7} = 2,86$$

$$FLD_m = \frac{E_{INT}}{E_{e,h}} = \frac{E_{e,h} \cdot \epsilon A_f \tau \cdot \psi}{(1 - \rho_m) \cdot A_{TOT}} \cdot \frac{1}{E_{e,h}}$$

ILLUMIN. SU UN
PIANO ORIZZ. ESTERNO
DOVUTO DALL'INTERA
VOLTA CELESTE

$$\rho_m = \frac{\sum_{i=1}^m A_i \cdot \rho_{l,i}}{\sum_{i=1}^m A_i} = \frac{6 \cdot 5 \cdot 0,6 + 6 \cdot 5 \cdot 0,7 + 5 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 0,7 + (6 \cdot 4 \cdot 2 - 1,4 \cdot 6) \cdot 0,7 + (1,4 \cdot 6 \cdot 0,3)}{6 \cdot 5 \cdot 2 + 5 \cdot 4 \cdot 2 + 6 \cdot 4 \cdot 2}$$

$$= \frac{97,24}{148} = 0,657$$

$$\Rightarrow FLD_m = \frac{0,15 \cdot 1,4 \cdot 6 \cdot 0,6 \cdot 1}{(1 - 0,657) \cdot 148} = 0,05 \Rightarrow 5\%$$

ES 2

DATI:

- Un locale di dimensioni in pianta 5×4 m e altezza 3 m ha una finestra di dimensioni 2,4 m di larghezza e 1,5 m di altezza, posta a filo interno (spessore parete 30 cm).
- Il bordo inferiore della finestra è a 75 cm dal suolo.
 - La finestra è parzialmente ostruita da un edificio parallelo al locale, distante da esso 10 m e alto 9,5 m.
 - Il coeff. di trasmissione luminosa del vetro è 0,8; il valor medio del coeff. di riflessione luminosa del locale vale 0,7.

TESI: Si calcoli

- a) L'illuminamento medio all'interno del locale nel caso in cui l'illuminamento esterno sul piano orizzontale valga 20000 lx in condizioni di cielo aperto.

Svolgimento

di quello del pavimento. La superf. vetrata è incassata di 40 cm e non vi sono ostruzioni esterne.

- Le pareti e il soffitto hanno coeff. di riflessione pari a 0,5, il pavimento pari a 0,4 e la superficie vetrata pari a 0,1.
- Il coeff. di trasmissione luminosa della vetrata vale 0,8.

TESI: Si calcoli:

- Il fattore medio di luce diurna
- Nel caso in cui non siano soddisfatti i requisiti della normativa vigente, la superficie minima di un lucernario ($\tau_l = 0,8$) da inserire sul tetto fiano (a filo esterno) per rispettare la norm. vigente (si consideri invariato il coeff. di riflessione medio al fiano)

Svolgimento

$$a) \quad FLD_m = \frac{E_f \cdot A_f \cdot \tau_{l,f} \cdot \psi_f}{(1 - \rho_m) \cdot A_{tot}} \quad \text{AREA FINES.}$$

$$A_f = \frac{A_{FIN}}{10} = \frac{6 \cdot 5}{10} = 3 \text{ m}^2$$

Determinazione di ψ_f

$$\frac{L_a}{P} = \frac{\sqrt{3}}{0,4} = \frac{1,732}{0,4} = 4,33$$

$$\frac{h}{P} = \frac{\sqrt{3}}{0,4} = \frac{1,732}{0,4} = 4,33$$

LARGH.
FINESTRA

Da grafico Attenzo $\psi_f = 0,85$

$$FLD_m = \frac{E_f \cdot A_f \cdot \tau_{l,f} \cdot \psi_f}{(1 - \rho_m) \cdot A_{tot}} = \frac{0,5 \cdot 3 \cdot 0,8 \cdot 0,85}{(1 - 0,465) \cdot 119,4} = \frac{1,02}{63,879} = 0,016$$

$\Rightarrow 1,6$ Valore normativo NON RISPETTATO

- Il lucernario è privo di ostruzioni
- Coeff. di trasmissione vetro 0,85, coeff. di riflessione 0,1 (finestra)
- Coeff. di trasmissione vetro lucernario 0,65, e un coeff. di riflessione 0,1
- Coeff. di riflessione delle superf. interne: 0,7 (pavimento), 0,6 (pareti), 0,7 (soffitto)

TESI: Si calcoli

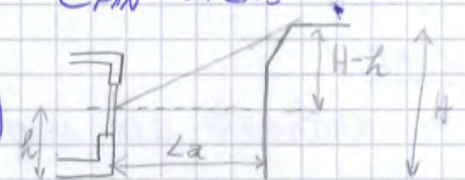
- Il fattore medio di luce diurna dell'ambiente e si dica se rispetta la normativa vigente
- L'illuminamento della superf. esterna in corrispondenza del baricentro della finestra e del lucernario, quando all'esterno vi è un illuminamento sul piano orizzontale (in assenza di ombre e in presenza di radiazione solare diffusa) pari a 12000 lx

$$a) \text{FLD}_m = \frac{(E_{FIN} \cdot A_{FIN} \cdot \tau_{1,FIN} \cdot \psi_{FIN}) + (E_{LUC} \cdot A_{LUC} \cdot \tau_{1,LUC} \cdot \psi_{LUC})}{(1 - \rho_m) \cdot A_{TOT}}$$

Determinazione di E :

FINESTRA $\frac{H-h}{L_a} = \frac{10}{8} = 1,25 \Rightarrow E_{FIN} = 12\%$

LUCERNARIO $E_{LUC} = 1$ (No ostruzioni!)



Determinazione di ψ

FINESTRA $\frac{L_a}{p} = \frac{2}{0,2} = 10$ $\frac{h}{p} = \frac{1,2}{0,2} = 6 \Rightarrow \psi_{FIN} = 0,94$

LUCERNARIO $\psi_{LUC} = 1$

d) Il risparmio di energia elettrica giornaliero (ore di funzionamento) rispetto alla soluzione precedente

Svolgimento:

$$a) \Phi_{LAMP} = W \cdot \eta = 150 \cdot 60 = 9000 \text{ lm} \quad (\text{FLUSSO LUMINOSO EMESSE DA UNA LAMPADA})$$

$$\Phi_t = \Phi_{LAMP} \cdot n_{LAMP} = 9000 \cdot 12 = 108000 \text{ lm} \quad (\text{FLUSSO TOT...})$$

$$b) \Phi_t = \frac{E_m \cdot A}{U \cdot M} \Rightarrow U = \frac{E_m \cdot A}{\Phi_t \cdot M} = \frac{200 \cdot 30}{108000 \cdot 0,8} = \frac{6000}{86400} = 0,069$$

$$c) U' = U \cdot 2 = 0,069 \cdot 2 = 0,138$$

$$\eta' = \eta \cdot 2 = 60 \cdot 2 = 120 \text{ lm/W}$$

$$n'_{LAMP} = \frac{\Phi'_t}{\Phi'_{LAMP}} = \frac{E_m \cdot A}{U' \cdot M \cdot W \cdot \eta'} = \frac{200 \cdot 30}{0,138 \cdot 0,8 \cdot 150 \cdot 120} = 3$$

Avendo raddoppiato sia l'effic. luminosa sia il fattore di utilizzazione, e mantenuto fissi gli altri parametri, il numero di sorgenti si riduce di 4 volte.

$$d) Q_e = W \cdot n_{LAMP} \cdot \tau = 150 \cdot 12 \cdot 8 = 14400 \text{ Wh} = 14,4 \text{ kWh}$$

$$Q'_e = W \cdot n'_{LAMP} \cdot \tau = 150 \cdot 3 \cdot 8 = 3600 \text{ Wh} = 3,6 \text{ kWh}$$

$$\Delta Q_e = Q_e - Q'_e = 14,4 - 3,6 = 10,8 \text{ kWh}$$