



Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino

Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO: 1683A -

ANNO: 2015

A P P U N T I

STUDENTE: Faraci

MATERIA: Formulario Fisica Tecnica completo. 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.



FORMULARIO DI FISICA TECNICA AMBIENTALE

G.V. Fracastoro, M. Serraino

TERMODINAMICA
TRASMISSIONE DEL CALORE
ACUSTICA
ILLUMINOTECNICA

**POLITECNICO DI TORINO
DIPARTIMENTO DI ENERGETICA**

1. TERMODINAMICA

Definizioni fondamentali e proprietà delle sostanze

- Lavoro [J] :

$$L = -\int \bar{F} \cdot d\bar{s}$$

- Lavoro termodinamico nel caso di trasformazione reversibile [J] :

$$L = \int p \cdot dV$$

- Lavoro termodinamico nel caso di trasformazioni irreversibili [J] :

$$L = \int p \cdot dV - L_w$$

dove:

L_w = lavoro perso per irreversibilità

- Capacità termica [J/K] :

$$C = \frac{\delta Q}{dT}$$

- Equazione di stato dei gas perfetti:

$$p \cdot v = R^* \cdot T$$

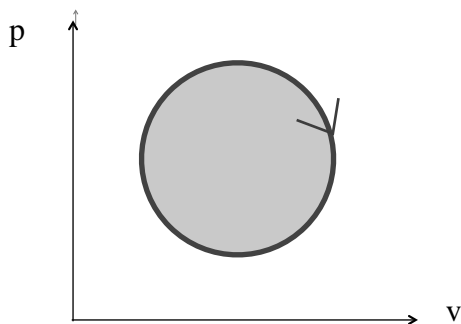
$$p = \text{Pa} \quad v = \text{m}^3 \quad T = \text{K}$$

$$R^* = R \cdot n_{(\text{mole})} / m_{(\text{massa})}$$

$R^* = R / \mu =$ elasticità del gas

$R =$ costante di Boltzman = 8314 J/kmol·K

$\mu =$ massa molecolare del gas



$L > 0$ senso orario: macchina termica

senso antiorario: macchina frigorifera
o pompa di calore

Principi della termodinamica

- Primo principio della termodinamica in forma differenziale e generale:

$$dE = \delta Q - \delta L$$

$$\Delta E = Q - L$$

$$\Delta U = Q - L$$

- Primo principio applicato a processi ciclici:

$$\oint \delta Q = \oint \delta L$$

- Portata in massa in regime stazionario:

$$\dot{m}_{ent} = \dot{m}_{usc}$$

- Portata volumica: [m³/s]

$$\rho = \frac{dm}{dV}$$

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

$$\dot{V} = w \cdot A \quad \text{con } w = \text{velocità media}$$

A = area sezione

- Trasmittanza termica: [W/m²K]

$$U = \frac{\dot{Q}}{A \cdot \Delta t}$$

- Densità: [kg/m³]

$$\rho = 1000(H_2O)$$

$$\rho = 1,2(aria)$$

- Calcolo dell'entalpia e dell'energia interna nel caso dell'acqua:

$$\Delta h = c \cdot \Delta T$$

$$\Delta u = c \cdot \Delta T$$

- Calore effettivo fornito:

$$Q_H = Q \cdot \eta$$

- Calore disperso:

$$Q_{eff} = Q_{comb} - Q_H$$

Macchine termiche (temperature in Kelvin)

- Rendimento di un motore termico

$$\eta = \frac{L}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{\dot{L}}{\dot{Q}_1}$$

L = lavoro netto

- Rendimento massimo di un motore termico (macchina di Carnot a ciclo diretto) o fattore di Carnot:

$$\eta_{max} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

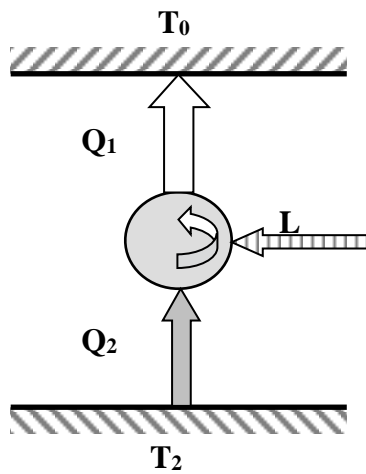
- Rendimento di un motore termico irreversibile espresso in funzione dell'entropia e delle temperature dei termostati:

$$\eta = 1 - \frac{T_0}{T_1} - \Delta S_u \cdot T_0$$

dove:

ΔS_u = variazione di entropia dell'universo ad ogni ciclo

T_0 = temperatura dell'ambiente

Fig. 1.2 - Schema di una macchina frigorifera a compressione:

T_2 = termostato a bassa temperatura

Q_2 = quantità di calore sottratta

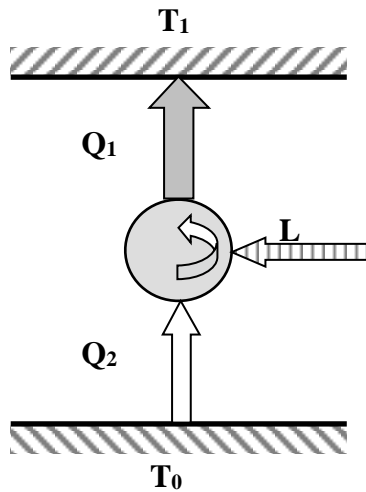
L = lavoro speso durante il ciclo

Q_1 = quantità di calore ceduta

T_0 = termostato a temperatura più alta di T_2 (ambiente)

• Effetto frigorifero:

$$\varepsilon = \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{Q_2}{|L_{netto}|} = \frac{Q_2}{|Q_1| - Q_2}$$

Fig. 1.4 - Schema di una pompa di calore:

T_0 = temperatura dell'ambiente

Q_2 = quantità di calore assorbita dalla macchina

Q_1 = quantità di calore utile ceduta al termostato T_1

L = lavoro assorbito durante il ciclo

T_1 = temperatura del termostato 1 (fluido termovettore)

$T_1 > T_0$

RENDIMENTO:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_2}{|\dot{L}|}$$

LAVORO NETTO:

$$L = |Q_1| \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right)$$

$$L = |Q_2| \left(\frac{T_1}{T_2} - 1\right)$$

2. PSICROMETRIA

- Legge di Dalton:

Pressione atmosferica = pressione dell'aria secca + pressione del vapore

1 m³ di aria umida = 1 m³ di aria secca + 1 m³ di vapore d'acqua

$$p_{am} = p_a + p_v$$

- Equazione di stato dei gas ideali in riferimento all'aria secca:

$$p_a \cdot v_a = R_a^* \cdot T$$

- Costante di elasticità dell'aria secca:

$$R_a^* = \frac{R}{\mu_a} = \frac{8314}{29} = 287,2 \quad \text{J/kg}\cdot\text{K}$$

- Equazione di stato dei gas ideali in riferimento al vapore:

$$p_v \cdot v_v = R_v^* \cdot T$$

- Costante di elasticità del vapore:

$$R_v^* = \frac{R}{\mu_v} = \frac{8314}{18} = 462 \quad \text{J/kg}\cdot\text{K}$$

- Portata in massa di vapore [kg/s] :

$$\dot{m}_v = \rho_v \cdot \dot{V}_v$$

- Densità del vapor d'acqua [kg/m³] :

$$\rho_v = \frac{p_v}{R_v \cdot T} \qquad \rho_v = \frac{1}{v_v} \qquad v = \text{volume specifico}$$

- Pressione del vapore [Pa] :

$$p_v = \varphi \cdot p_{vs}$$

- Portata in massa di vapore [kg/s] :

$$\dot{m}_v = x \cdot \dot{m}_a$$

- Portata in massa di aria umida [kg/s] :

$$\dot{m} = \dot{m}_v + \dot{m}_a = (1 + x) \cdot \dot{m}_a$$

- Massa di aria vapore:

$$m_v = x \cdot m_a \qquad \left| \dot{m}_v \right| = \dot{m}_a \cdot \Delta x = \dot{m}_a (x_2 - x_1)$$

$$\text{con } m_a = \frac{R}{R_a^*} \cdot n_a = \frac{p_a V}{R_a^* T}$$

Trasformazioni dell'aria umida

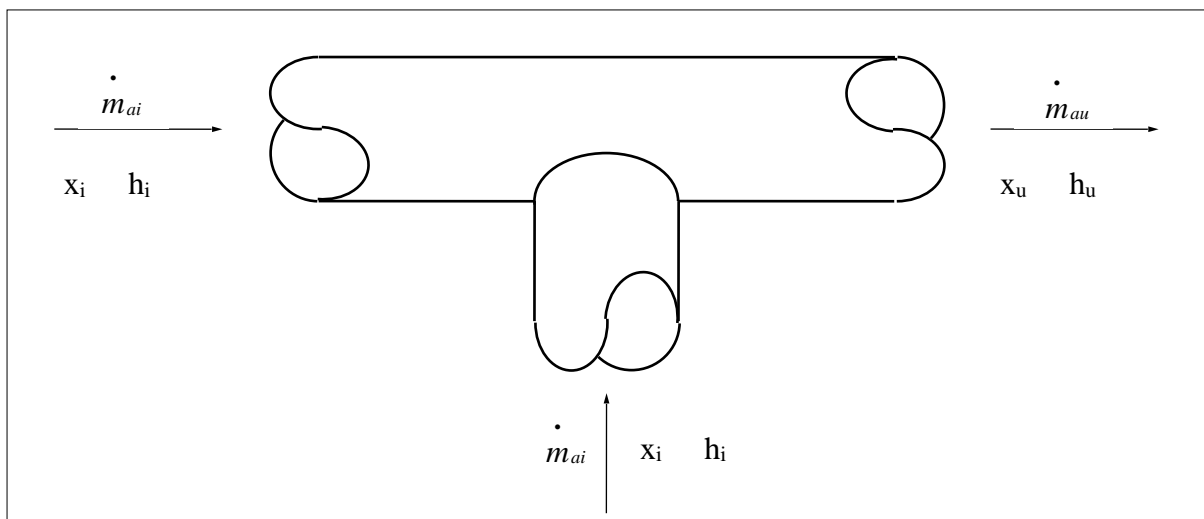
Si riportano qui di seguito gli schemi e le formule riguardanti le principali trasformazioni subite dall'aria umida negli apparecchi di trattamento dell'aria.

Il pedice "a", posto vicino alla portata in massa \dot{m} , sta ad indicare che tutti i calcoli si effettuano considerando la portata in massa di aria secca. Questo perché essa non cambia durante i trattamenti, mentre è l'aria umida nel suo complesso a subire la trasformazione.

I pedici "i" ed "u" indicano se la portata d'aria è in ingresso oppure in uscita.

• *Miscelazione*

Fig. 1.6 - Schema esemplificativo della miscelazione dell'aria umida:



		$\left\{ \begin{aligned} \sum_i \dot{m}_{ai} \cdot x_i &= \sum_u \dot{m}_{au} \cdot x_u \\ \sum_i \dot{m}_{ai} \cdot h_i &= \sum_u \dot{m}_{au} \cdot h_u \end{aligned} \right.$
Bilancio di energia	Bilancio di massa	

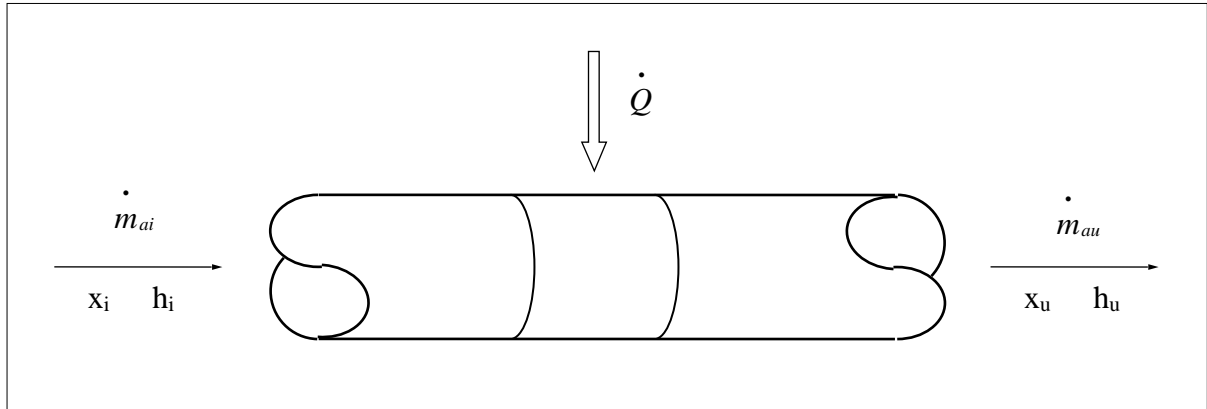
Note:

Poiché la portata in massa di aria secca non muta durante i processi di trasformazione:

$$\sum_i \dot{m}_{ai} = \sum_u \dot{m}_{au}$$

- **Riscaldamento** (iso $x \Rightarrow x_i = x_u$)

Fig. 1.7 - Schema esemplificativo del riscaldamento dell'aria umida:



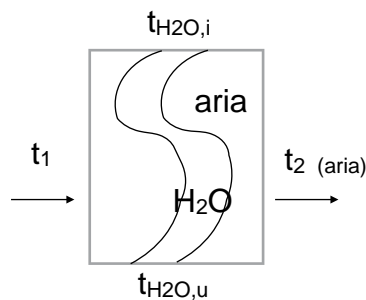
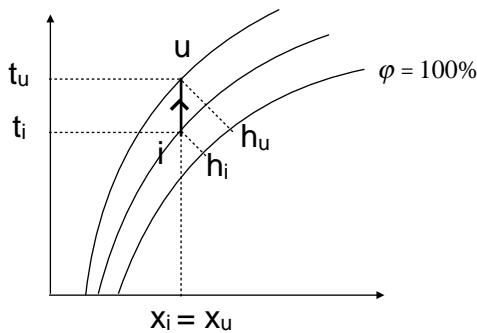
Bilancio di massa Bilancio di energia

$$\begin{cases} \dot{m}_{ai} \cdot x_i = \dot{m}_{au} \cdot x_u \\ \dot{m}_{ai} \cdot h_i + \dot{Q} = \dot{m}_{au} \cdot h_u \end{cases} \quad \begin{cases} t_2 = t_1 + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_a (c_{pa} + x c_{pv})} \\ c_{pa} = 1 \\ c_{pv} = 1,9 \end{cases}$$

$$\dot{m}_{ai} = \dot{m}_{au} \Rightarrow x_i = x_u$$

$$\left| \dot{m}_v \right| = \dot{m}_a \cdot \Delta x = \dot{m}_a (x_2 - x_1)$$

Il **riscaldamento è isotitolo** poiché la portata di aria secca durante qualunque processo di trasformazione dell'aria umida non cambia.



[> scambiatore di calore ad H₂O calda

da $i \rightarrow u$ riscaldamento iso x

- Potenza termica scambiata nella batteria di riscaldamento (scambiatore di calore):

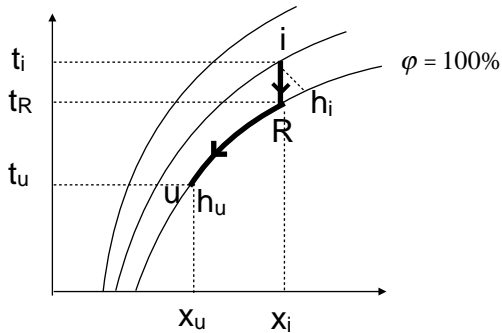
$$\dot{Q}_{riscald} = \dot{m}_{H_2O} \cdot c_{H_2O} (t_{H_2O_uscita} - t_{H_2O_ingresso})$$

$$\begin{cases} c_{H_2O} = 4186 [J / kgK] \\ \dot{Q}_{riscald} \rightarrow lato_H_2O \Rightarrow \text{negativo} \\ \dot{Q}_{riscald} \rightarrow lato_aria \Rightarrow \text{positivo} \end{cases}$$

- Potenza termica fornita all'aria nel processo di riscaldamento / post-riscaldamento: (Q positivo)

$$\dot{Q}_{post-risc} = \dot{m}_a (h_2 - h_1) \quad \begin{matrix} h_2 = h_u \\ h_1 = h_i \end{matrix}$$

• Raffreddamento e deumidificazione (caso ideale)



R = punto di rugiada

da i → R raffreddamento iso x
 da R → u raffreddamento oltre punto di rugiada sulla curva di saturazione
 da i → u raffreddamento complessivo
 da R → u deumidificazione

CASO IDEALE

• Potenza termica sottratta all'aria nel processo di raffreddamento (Q negativo):

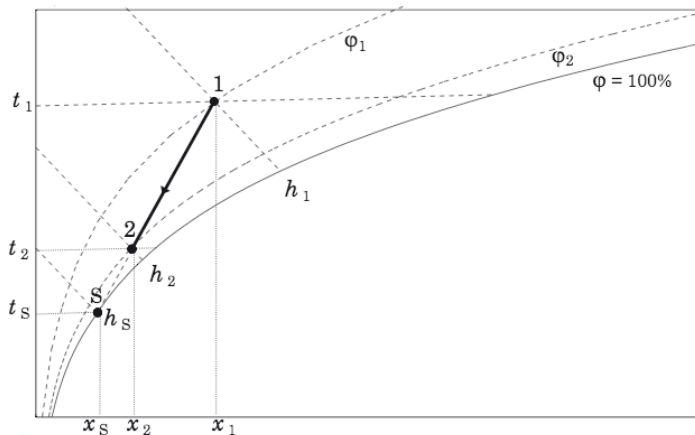
$$\dot{Q}_{raffred} = \dot{m}_a (h_2 - h_1) \quad \begin{matrix} h_1 = h_i \\ h_2 = h_u \end{matrix}$$

$$\left| \dot{m}_v \right| = \dot{m}_a \cdot \Delta x = \dot{m}_a (x_2 - x_1)$$

$$\left| \dot{m}_i \right| = \dot{m}_a (x_i - x_u)$$

$$\begin{cases} t_2 = t_1 - \frac{|\dot{Q}|}{\dot{m}_a (c_{pa} + x c_{pv})} \\ c_{pa} = 1 \\ c_{pv} = 1,9 \end{cases}$$

• Raffreddamento e deumidificazione (caso reale)
 (raffreddamento oltre punto di rugiada sulla curva di saturazione)

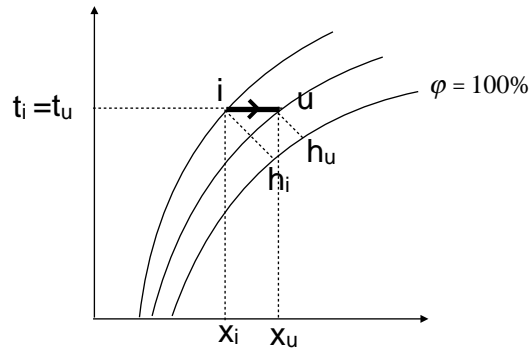


Fattore di by-pass:

$$f_{bp} = \frac{x_2 - x_s}{x_1 - x_2} = \frac{h_2 - h_s}{h_1 - h_2} = \frac{S2}{21}$$

↙
 = 0 aria tutta deumidificata
 = 1 aria non trasformata

- Umidificazione per iniezione di vapore (iso $t \Rightarrow t_i = t_u$)
(aggiungo vapore a pari temperatura)



da $i \rightarrow u$ umidificazione iso t

$$m_{v_i} = m_a \cdot x_i$$

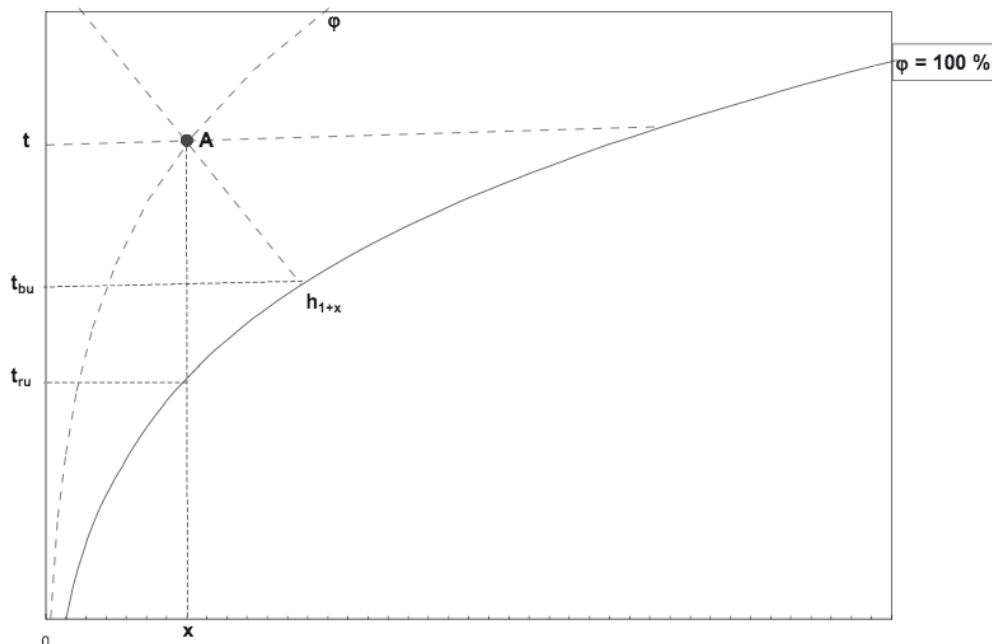
$$m_{v_u} = m_a \cdot x_u$$

$$\Delta m_v = m_{v_i} + m_{v_u}$$

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

$$\dot{m}_v h_v = \dot{m}_a (h_2 - h_1)$$

TEMPERATURA DI BULBO E DI RUGIADA



Calore specifico dell'acqua allo stato liquido	$c = 4186 \text{ J / kg} \cdot \text{K}$
Calore di fusione del ghiaccio	$i = 330 \text{ kJ / kg}$
Calore di vaporizzazione dell'acqua a 0 °C	$r_0 = 2500 \text{ kJ / kg}$

Tab. 1.2 – Espressione della pressione di saturazione in funzione della temperatura

Le temperature sono espresse in gradi centigradi e le pressioni di saturazione in Pascal

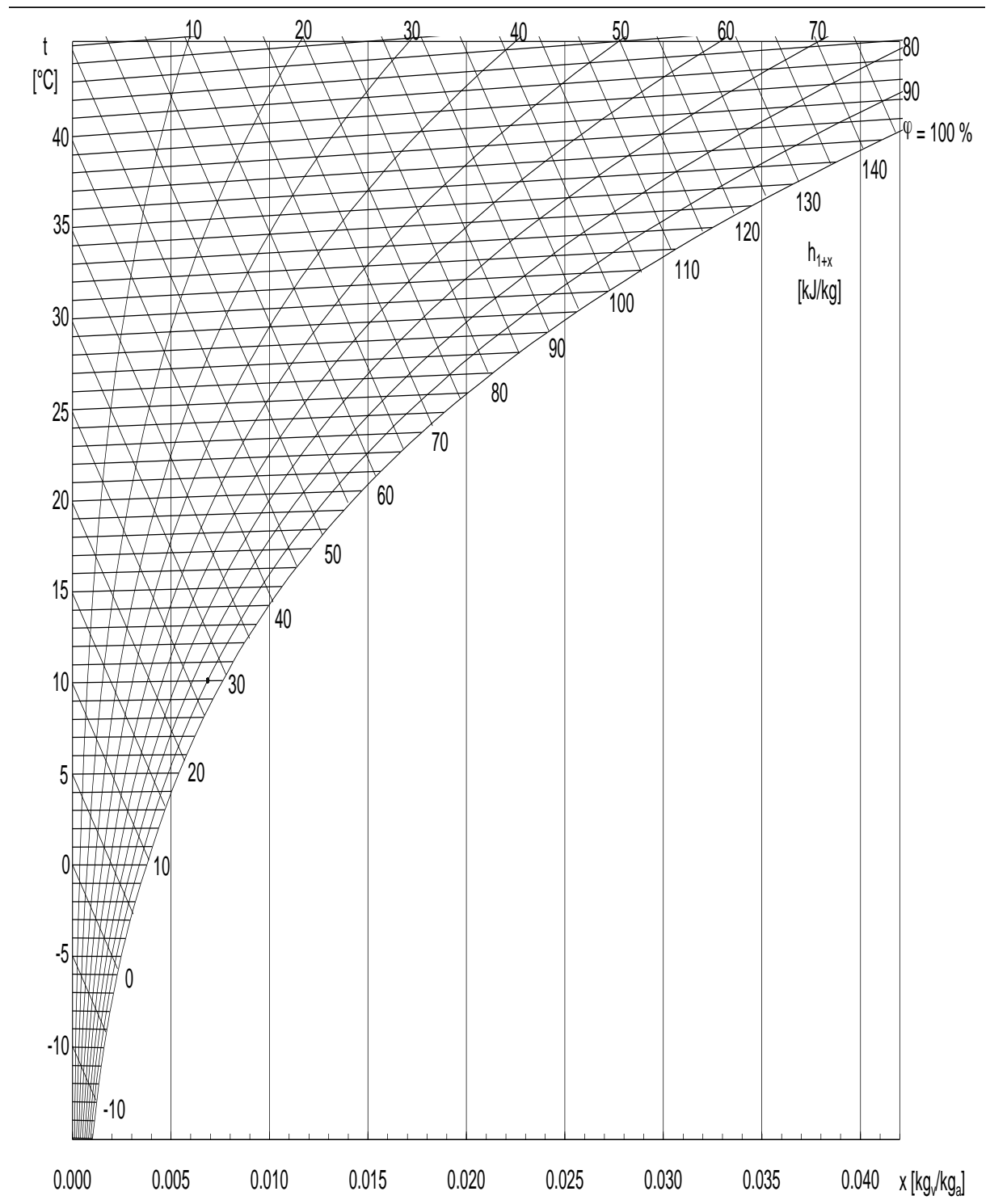
T	pvs	T	pvs	T	pvs	T	pvs	T	pvs
-20	103	-8	310	4	813	16	1818	28	3782
-19	114	-7	338	5	872	17	1938	29	4008
-18	125	-6	369	6	935	18	2064	30	4246
-17	137	-5	402	7	1002	19	2198	31	4496
-16	151	-4	437	8	1073	20	2339	32	4759
-15	165	-3	476	9	1148	21	2488	33	5034
-14	181	-2	518	10	1228	22	2645	34	5324
-13	198	-1	563	11	1313	23	2810	35	5628
-12	217	0	611	12	1403	24	2985	36	5947
-11	238	1	657	13	1498	25	3169	37	6281
-10	260	2	706	14	1599	26	3363	38	6631
-9	284	3	758	15	1705	27	3567	39	6999

Nel caso in cui si voglia conoscere la pressione di saturazione del vapore d'acqua in corrispondenza di una temperatura non riportata in tabella si adotti un procedimento di interpolazione lineare, commettendo così un errore trascurabile, oppure si ricavi il valore di pvs utilizzando le formule qui di seguito riportate:

$$\text{Per } -30 < T < 0 \text{ °C} \quad p_{vs} = 611 \cdot e^{(82,9 \cdot 10^{-3} \cdot T - 288,1 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 + 4,403 \cdot 10^{-6} \cdot T^3)}$$

$$\text{Per } 0 < T < 40 \text{ °C} \quad p_{vs} = 611 \cdot e^{(72,5 \cdot 10^{-3} \cdot T - 288,1 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 + 0,79 \cdot 10^{-6} \cdot T^3)}$$

Fig. 1.10 – Diagramma di Mollier:



3. TRASMISSIONE DEL CALORE

Condizione

Trasmissione del calore tra parti di un mezzo continuo, senza movimento macroscopico di materia, per trasferimento di energia cinetica tra particelle o gruppi di particelle a livello atomico.

- Legge di Fourier (flusso termico o potenza termica trasmessa) [W] :

$$\Phi = \dot{Q} = \frac{\lambda}{s} \cdot \Delta t \cdot A$$

dove:

$$\Delta t = t_1 - t_2$$

$$\lambda = \text{conducibilità termica [W/mK]} = [\text{W/m}^\circ\text{C}]$$

$$s = \text{spessore [m]}$$

$$A = \text{area attraverso cui avviene lo scambio termico [m}^2\text{]}$$

$1 < \lambda < 400$	SOLIDI
$0,1 < \lambda < 1$	LIQUIDI
$0,01 < \lambda < 0,3$	GAS

- Flusso termico areico [W/m²] :

in condizioni stazionarie

$$\varphi = \frac{\Phi}{A}$$

$$\frac{\Phi}{A} = \frac{\Phi_{1 \rightarrow 4}}{A} = \frac{t_1 - t_4}{R_{1 \rightarrow 4}} = \Lambda(t_1 - t_4) = \frac{\Phi_{1 \rightarrow 2}}{A} = \frac{\Phi_{2 \rightarrow 3}}{A} = \frac{\Phi_{3 \rightarrow 4}}{A}$$

- Diffusività termica [m²/s] :

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

dove:

$$\lambda = \text{conducibilità termica}$$

$$\rho = \text{densità del mezzo}$$

$$c = \text{calore specifico}$$

- Trasmittanza pareti multistrato $[W/m^2 \cdot K] = [W/m^2 \cdot ^\circ C]$:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \frac{s_j}{\lambda_j} + \sum R_{isol/interc} + \frac{1}{h_e}} \quad \text{con } 1/h_i \text{ e } 1/h_e = \text{resistenze termiche superficiali}$$

- Flusso termico areico trasmesso attraverso una parete piana $[W/m^2]$:

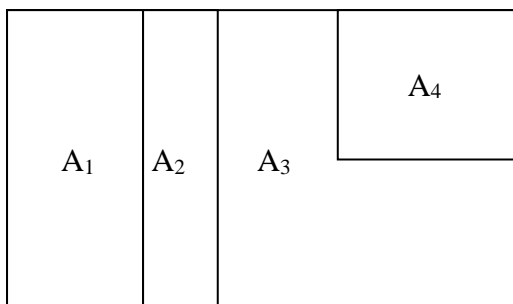
$$\frac{\Phi}{A} = \frac{\dot{Q}}{A} = U(t_e - t_i) \quad \begin{array}{l} <0 \text{ negativo} \Rightarrow \text{flusso uscente (verso l'ambiente esterno)} \\ >0 \text{ positivo} \Rightarrow \text{flusso entrante (verso l'ambiente interno)} \end{array}$$

N.B. nei dati il flusso solitamente è dato in valori assoluti, calcola $t_e - t_i$
 se >0 flusso positivo metti il segno +
 se <0 flusso negativo metti il segno -

- Trasmittanza equivalente, valida per pareti composite, ossia aventi stratigrafie per aree diverse $[W/m^2 \cdot K]$:

$$U_{eq} = \frac{\sum_{i=1}^n U_i \cdot A_i}{\sum_{i=1}^n A_i}$$

Fig. 2.2 – Schema esemplificativo di parete composita



- Flusso termico trasmesso per unità di lunghezza attraverso una parete cilindrica formata da n strati concentrici [W/m] :

$$\frac{\dot{Q}}{L} = U_L \cdot (T_i - T_e)$$

dove:

T_i e T_e sono rispettivamente le temperature interna ed esterna

- Trasmittanza riferita all'unità di superficie esterna [W/m²·K] :

$$U_e = \left(\frac{r_e}{r_i \cdot h_i} + r_e \sum_{j=1}^n \frac{1}{\lambda_j} \cdot \ln \frac{r_{j+1}}{r_j} + \frac{1}{h_e} \right)^{-1}$$

- Trasmittanza riferita all'unità di superficie interna [W/m²·K] :

$$U_i = \left(\frac{1}{h_i} + r_i \sum_{j=1}^n \frac{1}{\lambda_j} \cdot \ln \frac{r_{j+1}}{r_j} + \frac{r_i}{r_e \cdot h_e} \right)^{-1}$$

- Flusso termico trasmesso attraverso una parete cilindrica formata da n strati concentrici [W/m²·K] :

$$\dot{Q} = U_e \cdot A_e \cdot (T_i - T_e) = U_i \cdot A_i \cdot (T_i - T_e)$$

Terra	2000	1,840	0,52	-
Ghiaccio	913	1,930	2,22	-
Legno (pino)	550	1,660	0,15	1·10
Legno (acero)	720	1,220	0,18	0,5·10
Legno (quercia)	850	1,260	0,22	1·10
Legno (abete)	450	1,380	0,12	1·10

Materiali isolanti				
Moquette su supporto di gomma	80	1,380	0,045	-
Lana di vetro in pannelli	25	0,670	0,040	-
Lana di roccia in pannelli rigidi	80	0,670	0,039	-
Perlite espansa in granuli	100	1,340	0,066	178·10
Sughero espanso	80	1,880	0,036	-
Polistirolo espanso	15	1,220	0,054	8·10
Resine ureiche espanse	12	1,610	0,054	-
Poliuretano espanso	35	1,600	0,035	-
Schiuma formaldeide	10	1,400	0,040	-
Metalli				
Alluminio	2700	0,902	236	0
Bronzo-alluminio	8280	0,400	100	-
Ferro	7870	0,440	80	-
Acciaio Inox AISI 316	8238	0,468	13	-
Ottone	8310	0,400	120	-
Piombo	11340	0,129	35	-
Nickel	8890	0,440	59	-
Rame	8933	0,385	399	-
Zinco	7140	0,388	117	-

Irraggiamento

Emissione di energia da una superficie, nella propagazione dell'energia attraverso onde elettromagnetiche e nell'assorbimento da parte di una superficie ricevente.

- Fattore di assorbimento [-] :

$$\alpha = \frac{\Phi_a}{\Phi_i}$$

- Fattore di riflessione [-] :

$$\rho = \frac{\Phi_r}{\Phi_i}$$

$$\alpha + \rho + \tau = 1$$

- Fattore di trasmissione [-] :

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

Leggi del corpo nero

- Potere emissivo monocromatico [W/(m²·μm)] :

$$E_\lambda^n = \frac{\partial^2 \dot{Q}^n}{\partial A \cdot \partial \lambda}$$

- Legge di Stefan-Boltzmann per il calcolo del potere emissivo integrale:

$$E^n = \int_0^{\infty} E_{\lambda}^n \cdot d\lambda = \sigma \cdot T^4$$

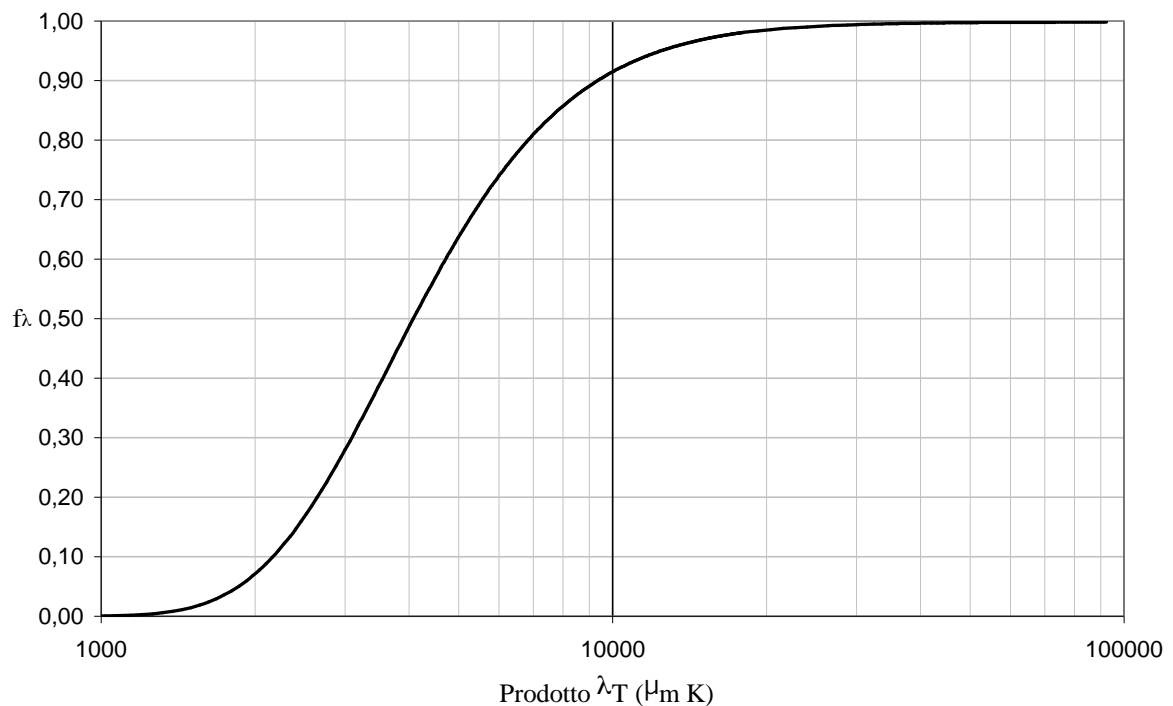
dove:

$$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$$

- Fattore di radiazione (frazione dell'energia emessa da un corpo nero nell'intervallo $0 - \lambda$, rispetto al totale):

$$f_{\lambda} = \frac{\int_0^{\lambda} E_{\lambda}^n \cdot d\lambda}{\sigma \cdot T^4}$$

Fig. 2.2 – Fattore di radiazione:



Irraggiamento fra due superfici grigie

- Flusso termico netto scambiato [W] :

$$\dot{Q} = F_{\varepsilon} \cdot \sigma \cdot A_1 \cdot (T_1^4 - T_2^4)$$

- Flusso termico scambiato calcolato come funzione lineare della differenza di temperatura [W]:

$$\dot{Q} = h_r \cdot A_1 \cdot (T_1 - T_2)$$

- Coefficiente di scambio termico liminare per irraggiamento [W/m²·K] :

$$h_r = 4 \cdot F_{\varepsilon} \cdot \sigma \cdot T_m^3$$

- Fattore geometrico e ottico-radiativo F_{ε} [-] :

$$F_{\varepsilon} = \left(\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} + \frac{A_1}{A_2} \cdot \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2} \right)^{-1}$$

- Fattore ottico-radiativo F_{ε} per superfici piane parallele e infinite (es. intercapedini):

$$F_{\varepsilon} = \left(\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)^{-1}$$

Pareti opache esposte all'irraggiamento solare

- Temperatura sole-aria [°C] : temperatura che dovrebbe avere l'ambiente esterno in assenza di radiazione solare affinché il flusso termico trasmesso tra l'ambiente interno ed esterno sia pari a quello trasmesso in presenza della radiazione

$$T_{s,a} = T_e + \frac{\alpha \cdot I}{h_e}$$

- Flusso termico effettivo che attraversa la parete [W/m²] :

$$\frac{\dot{Q}}{A} = U \cdot (T_i - T_{s,a})$$

FLUSSO TERMICO

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{\Delta T} + \dot{Q}_s = U \cdot A(t_{sa} - t_i)$$

- Flusso termico attraversante la parete visto come somma tra la potenza trasmessa per differenza di temperatura e quella indotta dalla radiazione solare [W/m²] :

$$\frac{\dot{Q}}{A} = \frac{\dot{Q}_{\Delta T}}{A} - \frac{\dot{Q}_{solare}}{A} = U \cdot (T_i - T_e) - \frac{\alpha \cdot I}{h_e} \cdot U$$

**TRASMISSIONE DEL CALORE
PARETE MONOSTRATO OMOGENEA**

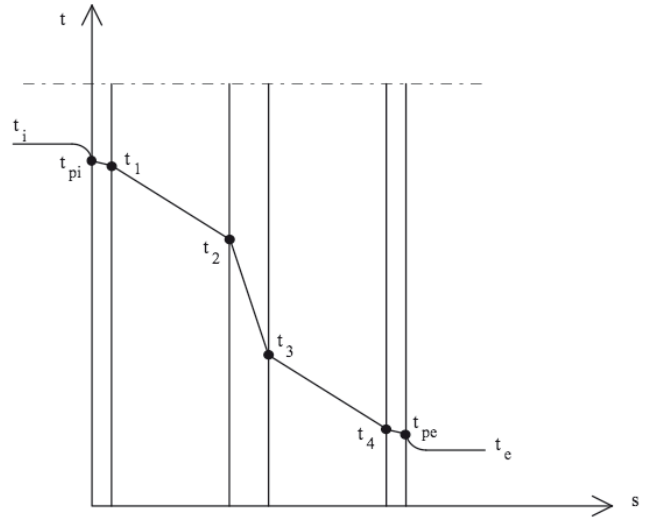
$$\frac{\dot{Q}}{A} = \frac{t_i - t_e}{\frac{1}{h_i} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{h_e}} \quad [W/m^2]$$

t_i, t_e = temperature dell'aria interna ed esterna [°C], [K]
 h_i, h_e = coefficiente di scambio termico liminare interno ed esterno [W/m²°C], [W/m²K]
 s = spessore della parete [m]
 λ = conducibilità termica della parete [W/m°C], [W/mK]

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{h_e}}$$

U = trasmittanza termica della parete monostrato [W/m²°C], [W/m²K]

**TRASMISSIONE DEL CALORE
PROFILO DELLE TEMPERATURE**



**TRASMISSIONE DEL CALORE
PARETE MULTISTRATO**

Resistenza termica strato di materiale omogeneo → s/λ [m²K/W]

Resistenza termica strato di materiale non omogeneo e intercapedini → R [m²K/W]

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

n = numero di strati costituiti da materiale omogeneo

m = numero di strati costituiti da materiale non omogeneo o intercapedini d'aria

**TRASMISSIONE DEL CALORE
PARETE MULTISTRATO**

La trasmittanza termica di una parete multistrato si calcola come :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum_{j=1}^n \frac{s_j}{\lambda_j} + \sum_{j=1}^m R_j + \frac{1}{h_e}} \quad [W/m^2K]$$

Diffusione del vapore

- Legge di Fick [kg/m²s] :

$$\frac{G}{A} = \delta \cdot \frac{p_{v1} - p_{v2}}{s}$$

G = portata di vapore acqueo [kg/s]

A = area frontale della parete [m²]

δ = permeabilità al vapore acqueo [kg/msPa]

p_{v1} = pressione parziale del vapore sulla faccia interna della parete [Pa]

p_{v2} = pressione parziale del vapore sulla faccia esterna della parete [Pa]

s = spessore della parete [m]

- Resistenza alla diffusione del vapore acqueo [m²sPa/kg] :

$$R_v = \frac{s}{\delta}$$

- Fattore di resistenza al vapore [-] :

$$\mu_r = \frac{\delta_a}{\delta}$$

δ_a = permeabilità aria

δ = permeabilità materiale considerato

- Spessore di aria equivalente [m] :

$$s_d = \mu_r \cdot s$$

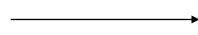
Materiali	Permeabilità δ [kg/(s m Pa)] · 10 ¹²	Fattore di resistenza al vapore μ_r [-]
Aria in quiete	193	1
Calcestruzzo a struttura chiusa	2,80	69
Calcestruzzo a struttura aperta	64,3	3
Cartongesso in lastre	22,2	8,7
Fibre di vetro e fibre minerali	148	1,3
Malta di gesso	17,4	11,1
Malta di calce/cemento	8,21	23,5
Laterizi	26,1	7,4
Asfalto	0,00905	21320
Impermeabilizzazione sintetica	0,0724	2665
Argilla espansa	60,3	3,2
Polietilene espanso estruso	0,906	213
Polistirene espanso sintetizzato	3,06	63
Polistirene espanso estruso	1,01	192
Poliuretano in lastre	1,45	133
Fibra di legno	25,1	7,7
Vetro da finestra	0,00000181	106382979

- Condensa superficiale:

► Verifica della condensazione superficiale del vapore acqueo sul lato interno dell'involucro edilizio

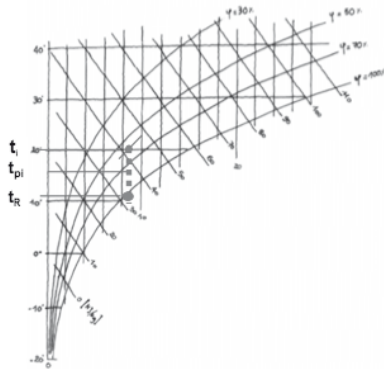
deve essere

$$t_{pi} > t_R$$



Assenza di condensa superficiale

$$t_{pi} \Rightarrow t_{pi} = t_i - \frac{U}{h_i} (t_i - t_e)$$

 $t_R \Rightarrow$ Diagramma di Mollier


in cui t_{pi} [°C] è la temperatura di parete interna, t_R [°C] è la temperatura di rugiada, t_i [°C] è la temperatura dell'aria interna, U [W/m²°C] è la trasmittanza termica della parete, h_i [W/m²°C] è il coefficiente di scambio termico liminare interno, t_e [°C] è la temperatura dell'aria esterna

• Soluzione del problema della condensa superficiale:

1) Determinazione della resistenza termica addizionale R_a [m²K/W] :

$$t_{pi} = t_R \quad (\text{metodo analitico})$$

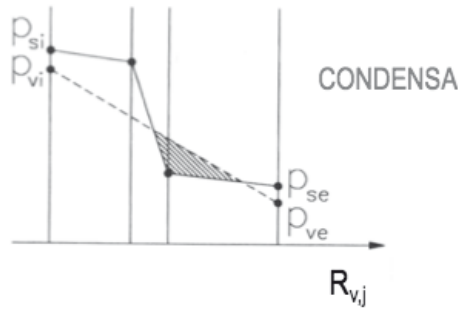
2) Determinazione della trasmittanza termica unitaria max ammissibile [W/m²K] :

$$U_{\max} = \frac{t_i - t_R}{t_i - t_e} \cdot h_i$$

$$R_a = \frac{1}{U_{\max}} - \frac{1}{U}$$

$$R_a = \frac{S_{is}}{\lambda_{is}}$$

- 3) Gli andamenti della pressione di saturazione e della pressione di vapore si intersecano in due punti e nella zona compresa fra essi la pressione risulta "maggiore" di quella di saturazione: in questo caso si avrà condensa all'interno della parete nella zona di intersezione.

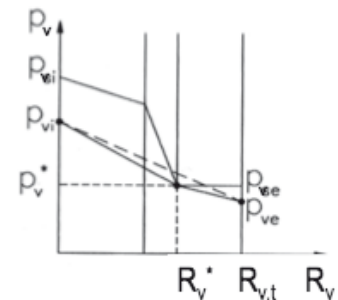


- Quantità di H₂O condensata o evaporata :

$$m_{\text{cond}} = \left(\frac{p_{vi} - p_v^*}{R_v^*} - \frac{p_v^* - p_{ve}}{R_{v,t} - R_v^*} \right) \cdot 3600 \cdot 24 \cdot d_{\text{cond}} \quad [\text{kg/m}^2]$$

p_v^* e R_v^* = coordinate del punto in cui i profili della pressione di vapore e della pressione di saturazione sono tangenti (interfaccia di condensazione)

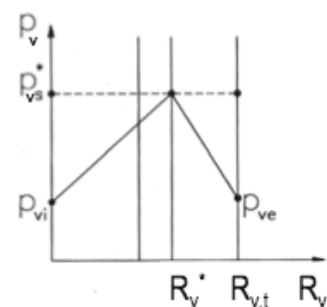
d_{cond} = numero di giorni del periodo di condensazione



$$m_{\text{evap}} = \left(\frac{p_s^* - p_{vi}}{R_v^*} + \frac{p_s^* - p_{ve}}{R_{v,t} - R_v^*} \right) \cdot 3600 \cdot 24 \cdot d_{\text{evap}} \quad [\text{kg/m}^2]$$

p_s^* e R_v^* = coordinate del punto in cui i profili della pressione di vapore e della pressione di saturazione sono tangenti (interfaccia di evaporazione)

d_{evap} = numero di giorni del periodo di evaporazione



Nel caso non si riesca ad intervenire attraverso una corretta successione stratigrafica, il metodo più diretto per evitare fenomeni di condensazione interstiziale risulta essere l'inserimento di strati di barriera al vapore sul lato caldo dell'isolante.

- Trasmittanza termica [W/m²K] :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \frac{s_j}{\lambda_j} + \sum R_j + \frac{1}{h_e}}$$

- Massa frontale [kg/m²] :

$$MF = \sum \rho \cdot d$$

- Capacità termica frontale [kJ/m²K] :

$$CF = \sum c \cdot \rho \cdot d$$

- Coefficiente di trasmissione solare totale TSET / g :

$$g = \tau_s + (N_i \cdot \alpha_s)$$

\downarrow \downarrow
 bassa alta
 lunghezza lunghezza
 d'onda d'onda

- Shading coefficient :

$$SC = \frac{\phi_{sol}}{\phi_{sol}^*} = \frac{g}{g_{riferim}}$$

- Trasmittanza termica della finestra [W/ m²K]:

$$U_w = \frac{A_g U_g + A_f U_f + I_g \Psi_g}{A_g + A_f}$$

A_g = area del componente trasparente [m²]

U_g = trasmittanza termica del componente trasparente [W/m²K]

A_f = area del telaio [m²]

U_f = trasmittanza termica del telaio [W/m²K]

I_g = perimetro totale della vetrata [m]

Ψ_g = trasmittanza termica lineare (la considero solo in caso di vetrata mutistrato) [W/m²K]

- in presenza di schermi completamente chiusi:

La trasmittanza termica complessiva U_{ws} è pari a:

$$U_{ws} = (\Delta R + 1/U_w)^{-1}$$

ΔR = resistenza aggiuntiva dovuta alla eventuale presenza della schermatura abbassata, che crea un'ulteriore intercapedine (ventilata) e un ulteriore strato resistente

Bilancio energetico dell'elemento di involucro trasparente

- Flusso che attraverso l'elemento di involucro trasparente:

$$\phi = A + B + C$$

A = FLUSSO TERMICO DOVUTO ALLA DIFFERENZA DI TEMPERATURA TRA INTERNO ED ESTERNO

B = ENERGIA RADIANTE SOLARE TRASMessa ATTRAVERSO IL COMPONENTE TRASPARENTE

C = FRAZIONE DELL'ENERGIA SOLARE INCIDENTE ASSORBITA E SUCCESSIVAMENTE RIEMESSA ALL'INTERNO

Il bilancio energetico riferito all'unità di area è espresso dalla relazione:

$$\phi_{TR} = U_w (t_e - t_i) + \tau_s I + N_i \alpha_s I$$

dove:

U_w [W/m² K] è la trasmittanza termica (indicata anche con il simbolo K)

t_i [°C] è la temperatura dell'aria interna

t_e [°C] è la temperatura dell'aria esterna

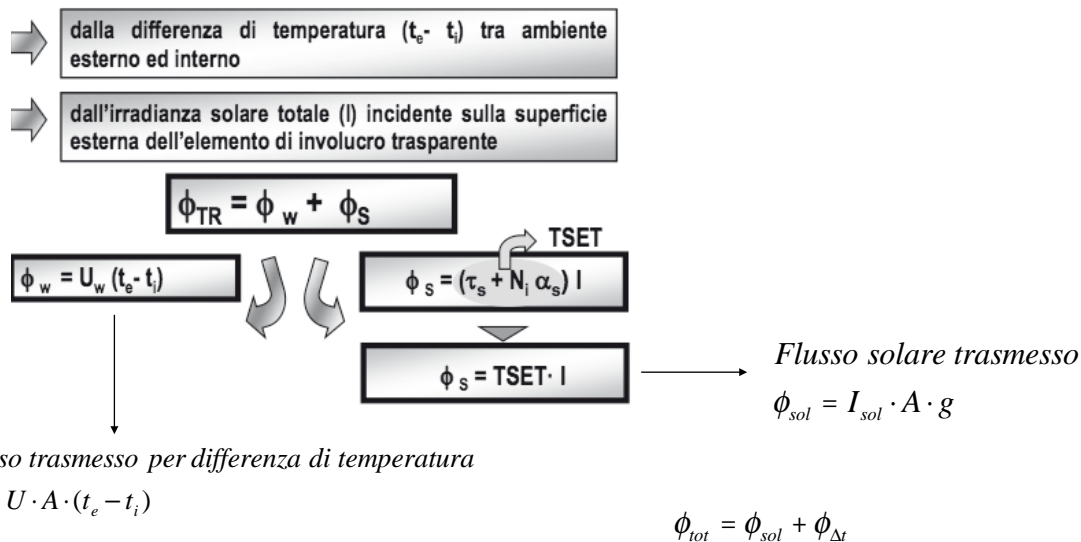
I [W/m²] è l'irradianza solare totale

τ_s [-] è il coefficiente di trasmissione solare

N_i [-] è la frazione dell'energia solare assorbita e ceduta all'ambiente per irraggiamento e convezione

α_s [-] è il coefficiente di assorbimento solare

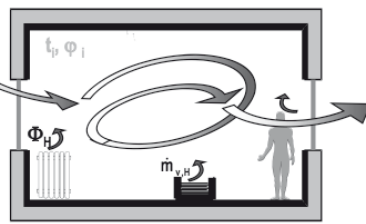
La propagazione dell'energia attraverso l'elemento di involucro trasparente dipende quindi:



3. BILANCI DI MASSA E DI ENERGIA DELL'AMBIENTE INTERNO

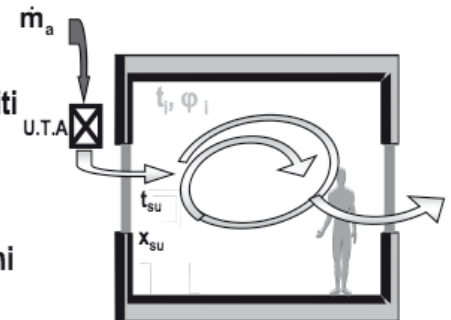
Gli impianti ad acqua permettono il controllo della temperatura attraverso l'immissione (o l'estrazione) di una potenza termica (Φ_H), il controllo dei ricambi d'aria

attraverso l'apertura delle finestre (ventilazione naturale), l'eventuale umidificazione mediante l'immissione di vapore in ambiente ($\dot{m}_{v,H}$).



($\dot{m}_{v,H}$).

Gli impianti ad aria soddisfano tutti i requisiti ambientali attraverso l'immissione di aria esterna sottoposta a opportune trasformazioni (UTA).



Ventilazione

Ingresso di aria esterna (verosimilmente più pulita di quella interna) al fine di garantire il controllo della qualità dell'aria interna (IAQ). La ventilazione è definita

- *naturale* quando avviene attraverso aperture (finestre, griglie) per effetto di forze naturali (galleggiamento, vento);
- *meccanica* quando avviene per effetto di macchine (ventilatori) e con consumo di energia.

BILANCIO DI MASSA

- Bilancio di massa di aria :

$$\sum \dot{m}_a^{in} - \sum \dot{m}_a^{ex} = \frac{dm_a}{d\tau} = 0 \quad \left[\frac{kg}{s} \right]$$

$$\sum \dot{m}_a^{in} = \sum \dot{m}_a^{ex} \quad \left[\frac{kg}{s} \right]$$

PRODUZIONE TERMICA DEL CORPO UMANO

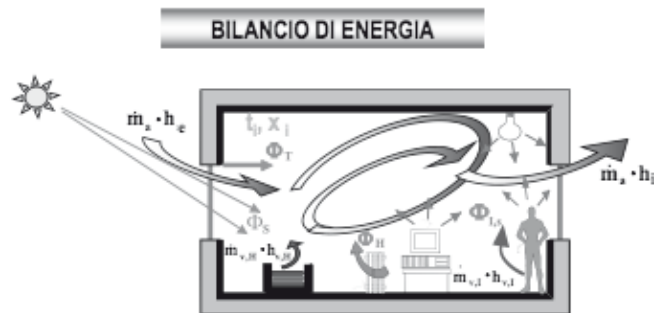
Attività	Emissione termica (W)	Temperatura ambiente (°C)									
		15		20		22		24		26	
		sens. (W)	lat. (W)	sens. (W)	lat. (W)	sens. (W)	lat. (W)	sens. (W)	lat. (W)	sens. (W)	lat. (W)
Seduto	115	100	15	90	25	80	35	75	40	65	50
Lavoro in ufficio	140	110	30	100	40	90	50	80	60	70	70
In cammino	160	120	40	110	50	100	60	85	75	75	85
Lavoro leggero	235	150	85	130	105	115	120	100	135	90	155
Lavoro medio	265	160	105	140	125	125	140	105	160	90	175
Lavoro pesante	440	220	220	190	250	165	275	135	305	105	335

per determinare la portata di vapore acqueo \dot{m}_v prodotto alle diverse temperature e in diverse condizioni di metabolismo si può scrivere:

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{Q}_L}{2534}$$

dove 2534 kJ/kg è il valore assunto per l'entalpia del vapore a temperatura ambiente 20 °C, in condizioni di lavoro di ufficio

$$\begin{aligned} \Rightarrow \dot{m}_v &= \frac{40}{2534 \cdot 10^3} \cdot 10^3 \cdot 3600 = 57 \text{ g/h} \\ &\left[\frac{\text{W}}{\text{J/kg}} \cdot \frac{\text{g}}{\text{kg}} \cdot \frac{\text{s}}{\text{h}} = \frac{\text{g}}{\text{h}} \right] \end{aligned}$$



CARICO TERMICO SENSIBILE (ESCLUSA LA VENTILAZIONE)

$$\Phi_T + \Phi_S + \Phi_{Ls} + \Phi_H$$

+

CARICO TERMICO LATENTE (ESCLUSA LA VENTILAZIONE)

$$\dot{m}_{v,i} \cdot h_{v,i} + \dot{m}_{v,H} \cdot h_{v,H}$$

+

CARICO DI VENTILAZIONE

$$\dot{m}_a \cdot h_e - \dot{m}_a \cdot h_i = 0$$

$h_{v,i}$ = entalpia specifica del vapore acqueo o di acqua nebulizzata prodotta dalle sorgenti interne [kJ/kg]

$h_{v,H}$ = entalpia specifica del vapore acqueo o di acqua nebulizzata prodotta dall'impianto termico [kJ/kg]

h_e = entalpia specifica aria esterna [kJ/kg]

h_i = entalpia dell'aria interna [kJ/kg]

Bilancio di massa

$$\begin{cases} \dot{m}_a (x_e - x_i) + \dot{m}_{v,I} + \dot{m}_{v,H} = 0 \\ \dot{m}_a (h_e - h_i) + \Phi_{Op} + \Phi_W + \Phi_{PT} + \Phi_S + \Phi_{I,s} + \Phi_H \\ + \dot{m}_{v,I} \cdot h_{v,i} + \dot{m}_{v,H} \cdot h_{v,H} = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} \dot{m}_a (x_{su} - x_i) + \dot{m}_{v,I} + \dot{m}_{v,H} = 0 \\ \dot{m}_a (h_{su} - h_i) + \Phi_{Op} + \Phi_W + \Phi_{PT} + \Phi_S + \Phi_{I,s} + \Phi_H \\ + \dot{m}_{v,I} \cdot h_{v,i} + \dot{m}_{v,H} \cdot h_{v,H} = 0 \end{cases}$$

Bilancio di energia

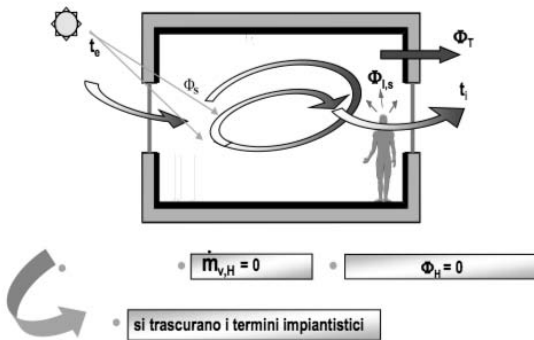
- CONDIZIONI INVERNALI**

 - $t_e < t_i$, $h_e < h_i$
 - $\Phi_T, \Phi_{Op}, \Phi_W, \Phi_{PT} < 0$
 - $\Phi_H > 0$, $\dot{m}_{v,H} > 0$

CONDIZIONI ESTIVE

 - $t_e > t_i$, $h_e > h_i$
 - $\Phi_T, \Phi_{Op}, \Phi_W, \Phi_{PT} > 0$
 - $\Phi_H < 0$, $\dot{m}_{v,H} = 0$

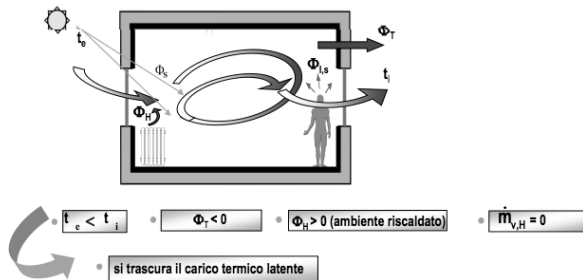
BILANCI DI MASSA E DI ENERGIA DELL'AMBIENTE INTERNO AMBIENTE NON CLIMATIZZATO



$$\dot{m}_a \cdot (x_i - x_e) = \dot{m}_{v,I} \quad \left[\frac{\text{kg}_v}{\text{s}} \right]$$

$$\dot{m}_a \cdot c_a (t_i - t_e) - \Phi_T = \Phi_S + \Phi_{I,s} \quad [\text{kW}]$$

BILANCI DI MASSA E DI ENERGIA DELL'AMBIENTE INTERNO RISCALDAMENTO INVERNALE



$$\dot{m}_a \cdot c_a \cdot (t_e - t_i) + \Phi_T + \Phi_S + \Phi_{I,s} + \Phi_H = 0$$

c_a = calore specifico della massa di aria secca introdotta in ambiente [J/kgK]

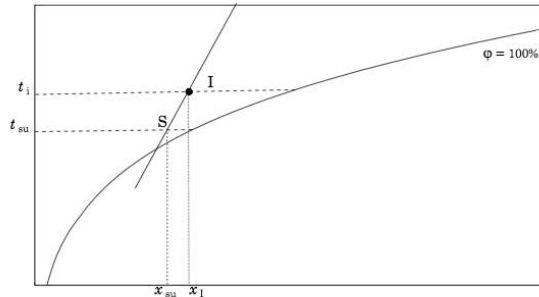
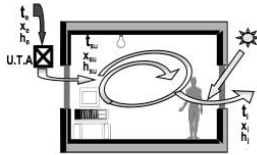
$$\Phi_H = |\Phi_T| + \dot{m}_a \cdot c_a \cdot (t_i - t_e) - \Phi_{I,s} - \Phi_S$$

carico termico invernale dispersioni termiche per ventilazione apporti interni sensibili apporti solari
 dispersioni termiche per trasmissione $|\Phi_V|$

$$\Phi_H = -\Phi_T - \Phi_V - \Phi_S - \Phi_{I,s} \quad [\text{kW}]$$

BILANCI DI MASSA E DI ENERGIA DELL'AMBIENTE INTERNO
CONDIZIONAMENTO ESTIVO
 (impianto a tutt'aria)

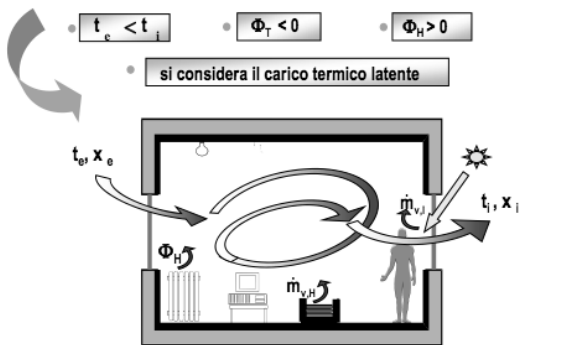
- $t_e > t_i$
- $\Phi_T > 0$
- $\Phi_H = 0$
- $\dot{m}_{v,H} = 0$
- si considera il carico termico latente
- \dot{m}_a è introdotta ad una temperatura $t_{su} < t_i$ e ad una umidità specifica $x_{su} < x_i$ per bilanciare gli apporti termici e la produzione di vapore acqueo dell'ambiente



$$\begin{cases} \dot{m}_a \cdot (h_{su} - h_i) + \Phi_T + \Phi_S + \Phi_{l,s} + \dot{m}_{v,l} \cdot h_{v,l} = 0 \\ \dot{m}_a \cdot (x_{su} - x_i) + \dot{m}_{v,l} = 0 \end{cases}$$

$$\frac{\Delta h}{\Delta x} = \frac{h_{su} - h_i}{x_{su} - x_i} = \frac{\Phi_T + \Phi_S + \Phi_{l,s} + \dot{m}_{v,l} \cdot h_{v,l}}{\dot{m}_{v,l}}$$

BILANCI DI MASSA E DI ENERGIA DELL'AMBIENTE INTERNO
CONDIZIONAMENTO INVERNALE (sistema ibrido: corpo scaldante ad acqua ed umidificatore locale)



$$\begin{cases} \dot{m}_a \cdot (h_e - h_i) + \Phi_T + \Phi_S + \Phi_{l,s} + \Phi_H + \dot{m}_{v,l} \cdot h_{v,l} + \dot{m}_{v,H} \cdot h_{v,H} = 0 \\ \dot{m}_a \cdot (x_e - x_i) + \dot{m}_{v,l} + \dot{m}_{v,H} = 0 \end{cases}$$

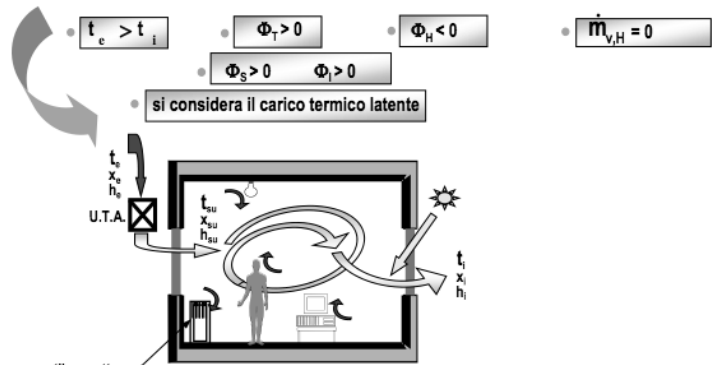
La potenza termica del corpo scaldante bilancia le dispersioni termiche a meno del carico termico latente e degli apporti gratuiti

$$\Phi_H = \Phi_{H'} = \dot{m}_a \cdot (h_i - h_e) - \Phi_T - \Phi_S - \Phi_{l,s} - \dot{m}_{v,l} \cdot h_{v,l} - \dot{m}_{v,H} \cdot h_{v,H}$$

$$\dot{m}_{v,H} = \dot{m}_a \cdot (x_i - x_e) - \dot{m}_{v,l}$$

produzione di vapore acqueo dell'umidificatore per bilanciare la carenza di vapore acqueo in ambiente

BILANCI DI MASSA E DI ENERGIA DELL'AMBIENTE INTERNO
CONDIZIONAMENTO ESTIVO (sistema ibrido: corpo raffreddante [ventilconvettore] e "aria primaria")



$$\begin{cases} \dot{m}_a \cdot (h_{su} - h_i) + \Phi_T + \Phi_S + \Phi_{l,s} + \Phi_H + \dot{m}_{v,l} \cdot h_{v,l} + \dot{m}_{v,H} \cdot h_{v,H} = 0 \\ \dot{m}_a \cdot (x_{su} - x_i) + \dot{m}_{v,l} + \dot{m}_{v,H} = 0 \end{cases}$$

Il corpo raffreddante bilancia il carico termico totale (anche nel caso di $t_{su} = t_i$)

$$-\Phi_H = \Phi_{H'} = \dot{m}_a \cdot (h_{su} - h_i) + \Phi_T + \Phi_S + \Phi_{l,s} + \dot{m}_{v,l} \cdot h_{v,l}$$

$$\dot{m}_a \cdot (x_i - x_{su}) = \dot{m}_{v,l}$$

"aria primaria" bilancia la produzione di vapore acqueo in ambiente

- Bilancio di massa :

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

$$\dot{m}_a(x_{su} - x_i) + \dot{m}_{V,I} + \dot{m}_{V,H} = 0$$

- Bilancio di energia globale per impianto di condizionamento :

$$\dot{m}_a(h_{su} - h_i) + \Phi_{I,tot} + \Phi_T + \Phi_S + \Phi_H + \dot{m}_{V,H} \cdot h_{V,H} = 0$$

- Φ_H —> impianto ad H₂O altrimenti nullo (potenza termica)
- $\dot{m}_{V,H} \cdot h_{V,H}$ —> quota latente => se c'è un umidificatore se no nullo

$$\Phi_S = A_{fin} \cdot I_{sol} \cdot TSET \quad \text{—> si calcola rispetto solo ai componenti trasparenti e non opachi}$$

$$\Phi_T = (U_{media} \cdot A + \Psi \cdot l)(t_e - t_i) \quad \text{—> pareti senza finestre con ponte termico}$$

area involucro disperdente l = lunghezza ponte termico

$$\Phi_T = (U_{op} \cdot A_{op})(t_{sa} - t_i) + (U_{fin} \cdot A_{fin})(t_e - t_i) \quad \text{—> pareti con finestre} \quad t_{sa} = t_e + \frac{I_{sol} \cdot \alpha}{h_e}$$

• Flusso luminoso integrale [lm] :

$$\phi = \int_{\lambda_{\min}}^{\lambda_{\max}} \phi_{e,\lambda} \cdot K(\lambda) \cdot d\lambda \quad K(\lambda) = K_{\max} \cdot V(\lambda) \longrightarrow \text{fattore di visibilità relativo}$$

$$\phi = \int_{\lambda_{\min}}^{\lambda_{\max}} \phi_{e,\lambda} \cdot K_{\max} \cdot V(\lambda) \cdot d\lambda$$

$$\phi = \phi_{e,\lambda} \cdot K_{\max} \cdot \int_{\lambda_{\min}}^{\lambda_{\max}} V(\lambda) \cdot d\lambda$$

se mi trovo agli estremi dell'intervallo di visibilità uso intervalli da 5nm = 0,005ym
ovvero:
0,005ym•V(0,38ym)+0,01•ΣV(lamb)+0,005ym•V(0,78ym)

discretizzando l'integrale, otteniamo per $\Delta\lambda = 10 \text{ nm} = 0,01 \mu\text{m}$

$$\phi = \phi_{e,\lambda} \cdot K_{\max} \cdot \Delta\lambda \cdot \sum_{\lambda_{\min}}^{\lambda_{\max}} V(\lambda) \quad [\text{lm}]$$

devo sommare tutti i valori in tabella prendendo i valori in mezzo all'intervallo

es: se lamb_min=605 prendo come primo valore 610 e se lamb_max=675 prendo 670

$$\phi_{e,\lambda} = \frac{\phi_e}{\lambda_{\max} - \lambda_{\min}} \quad \left[\frac{W}{nm} \right]$$

• Flusso energetico [W] :

$$d\phi_e = \phi_{e,\lambda} \cdot d\lambda$$

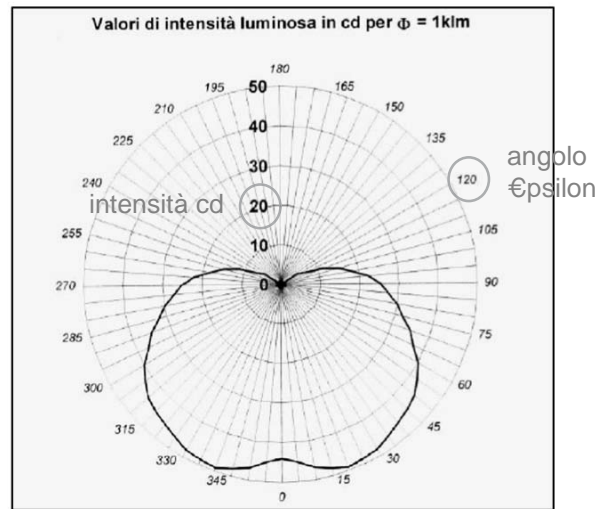
$$\phi_e = \int_0^{\infty} \phi_{e,\lambda} \cdot d\lambda$$

$$\phi_e = \phi_{e,\lambda} \cdot (\lambda_{\max} - \lambda_{\min(\mu\text{m})}) \quad [W]$$

- Intensità luminosa [cd (=lm/sr)] :

$$I = \frac{d\phi}{d\omega} = \frac{\phi}{\omega} \rightarrow \text{uniforme}$$

INDICATORE DI EMISSIONE

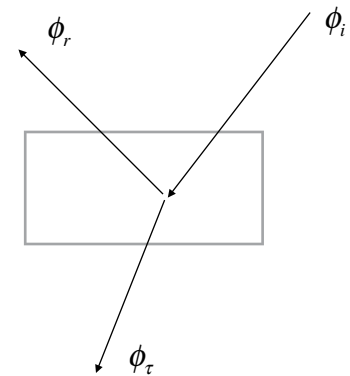


- Emettenza [lm/m² (=lux)] :

$$M = \frac{d\phi}{dA} = \frac{\phi}{A} \rightarrow \text{uniforme}$$

$$M_1 = \frac{\phi \cdot \rho_l}{A} = \frac{\phi_r}{A} \rightarrow \text{in caso di riflessione (superficie perfettamente diffondente o Lambertiana)}$$

$$M_2 = \frac{\phi \cdot \tau_l}{A} = \frac{\phi_t}{A}$$



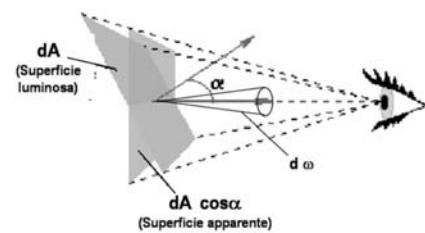
$$\Rightarrow L_1 = \frac{M_1}{\pi}$$

$$L_2 = \frac{M_2}{\pi}$$

- Luminanza [cd/m²] oppure [nit] :

$$L = \frac{d^2\phi}{dA \cdot \cos \alpha \cdot d\omega} = \frac{dI}{dA \cdot \cos \alpha} = \frac{I}{A \cdot \cos \alpha} \rightarrow \text{alfa=angolo tra normale alla superficie e direzione di emissione}$$

uniforme



- Legame tra emetenza e luminanza nel caso di superfici Lambertiane:

$$M = \pi \cdot L$$

Illuminotecnica

- Efficienza luminosa di una lampada [lm/W] :

$$\varepsilon = \frac{\Phi}{W_{el}} = \eta$$

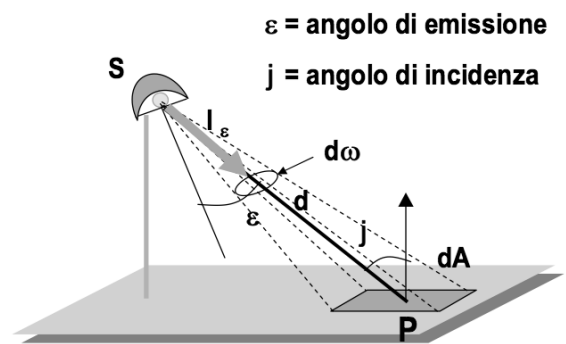
flusso luminoso emesso [lm]

dove:

W_{el} = potenza elettrica assorbita [W]

- Illuminamento puntuale prodotto da una sorgente puntiforme [lx] :
(caso generale valido sempre)

$$E_p = \frac{I_\varepsilon \cdot \cos j}{d^2}$$



ε = angolo di emissione

j = angolo di incidenza

dove:

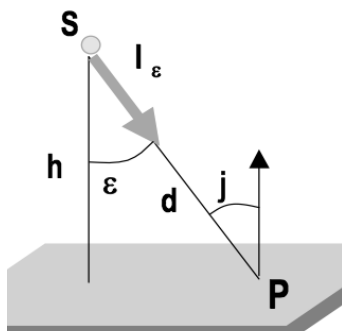
I = intensità luminosa della sorgente nella direzione del punto illuminato [cd]

j = angolo d'incidenza (fra congiungente sorgente-punto illuminato e dalla normale alla superficie illuminata nel punto) [cd]

ε = angolo di emissione (fra congiungente sorgente-punto illuminato e l'asse passante per la sorgente) [rad]

d = distanza tra la sorgente e il punto considerato [m]

- Illuminamento puntuale prodotto da una sorgente ad asse verticale su una superficie orizzontale [lx] :



$$\varepsilon = j$$

$$E_p = \frac{I_\varepsilon \cdot \cos^3 \varepsilon}{h^2} = \frac{I_\varepsilon \cdot \cos^3 j}{h^2}$$

h = distanza tra sorgente e piano illuminato [m]

- Emettenza luminosa relativa alla riflessione di una superficie illuminata [lm/m^2] :

$$M_r = \rho \cdot E$$

E=illuminamento sulla superficie [lx]

- Emettenza luminosa relativa alla trasmissione di una superficie trasparente illuminata [lm/m^2] :

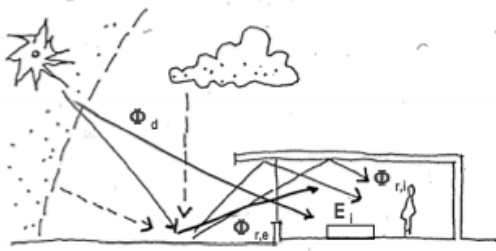
$$M_\tau = \tau \cdot E$$

- Luminanza di una superficie diffondente [cd/m^2] :

$$L = \frac{M}{\pi}$$

M=emettenza luminosa della superficie [lm/m^2]

IL PROGETTO DELL'ILLUMINAZIONE NATURALE



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

- dal flusso luminoso diretto proveniente dalle sorgenti primarie esterne (sole e volta celeste) Φ_d
- dal flusso luminoso riflesso proveniente dalle ostruzioni e dalle superfici esterne (terreno, edifici adiacenti) $\Phi_{r,e}$
- dal flusso luminoso indiretto generato dalle riflessioni multiple che si verificano sulle superfici interne dell'ambiente $\Phi_{r,i}$

$$E_i = E_d + E_{r,e} + E_{r,i} \quad [\text{lux}]$$

METODI DI CALCOLO

I metodi di calcolo possono essere suddivisi in due categorie:



Metodi basati sul concetto di FATTORE DI LUCE DIURNA

Forniscono un valore adimensionale, costante nel tempo, che caratterizza le condizioni di illuminamento interno rispetto all'esterno



Metodi basati sul concetto di COEFFICIENTE DI UTILIZZAZIONE

Forniscono un valore di illuminamento, variabile nel tempo e in rapporto alle condizioni esterne di cielo, in alcuni punti dell'ambiente interno

FATTORE DI LUCE DIURNA

$$FLD = \frac{E_i}{E_{e,h}} = \frac{E_d + E_{r,e} + E_{r,i}}{E_{e,h}} \quad [\%]$$

$$FLD = SC + ERC + IRC \quad [\%]$$

E_i = illuminamento in un punto interno all'ambiente
 $E_{e,h}$ = illuminamento su un piano orizzontale esterno, dovuto all'intera volta celeste, escludendo il contributo della radiazione solare diretta

$SC = E_d / E_{e,h}$ = componente diretta
 $ERC = E_{r,e} / E_{e,h}$ = componente riflessa esternamente
 $IRC = E_{r,i} / E_{e,h}$ = componente riflessa internamente

• Fattore finestra [-] :

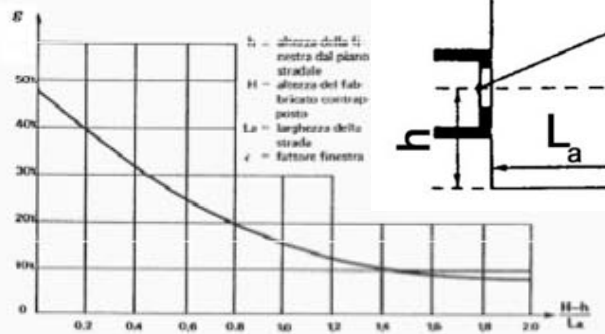
$$\varepsilon = \text{fattore finestra} = \frac{E_{e,f}}{E_{e,h}}$$

ψ = fattore di riduzione dovuto all'incassamento della finestra rispetto al filo parete esterno

$\varepsilon = 1$ per superfici orizzontali prive di ostruzioni

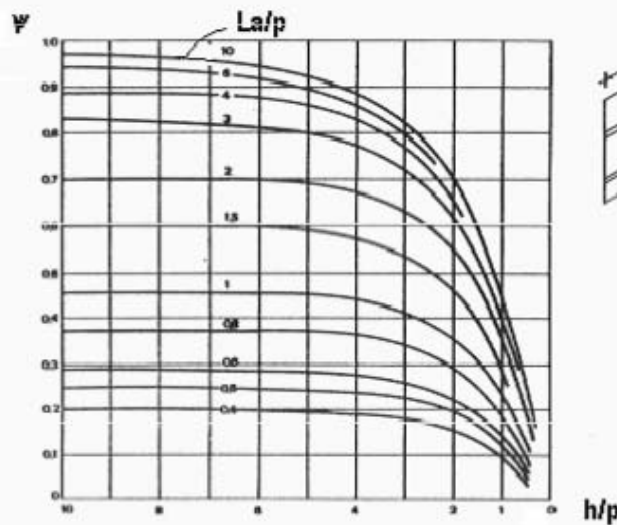
$\varepsilon = 0,5$ per superfici verticali prive di ostruzioni

$\varepsilon < 0,5$ per superfici verticali in presenza di ostruzioni



$$\frac{H-h}{L_a}$$

Valori di ψ in funzione della geometria dell'incasso della finestra



$$\frac{L}{p}$$

$$\frac{h}{p}$$

$$FLD_m = \frac{E_{i,med}}{E_{e,h}} = \frac{E_{e,h} \cdot \varepsilon \cdot A_f \cdot \tau_l \cdot \psi}{E_{e,h} \cdot (1 - \rho_{l,m}) \cdot A_{tot}} = \frac{\varepsilon \cdot A_f \cdot \tau_l \cdot \psi}{(1 - \rho_{l,m}) \cdot A_{tot}}$$

con lucernaio

$$FLD_m = \frac{A_f \cdot \tau \cdot \varepsilon \cdot \psi + A_{lucernaio} \cdot \tau_{luc} \cdot \varepsilon_{luc} \cdot \psi_{luc}}{(1 - \rho_m) \cdot A_{tot}}$$

- \approx Illuminamento superficie esterna in corrispondenza del baricentro della finestra e del lucernario quando all'esterno vi è un illuminamento sul piano orizzontale di x lx [lx] :

$$E_{e,fin} = E_{e,h} \cdot \varepsilon_{fin} \cdot \psi_{fin}$$

- Coefficiente di riflessione luminosa medio di un ambiente [-] :

$$\rho_m = \frac{\sum A_k \cdot \rho_k}{\sum A_k} = \frac{\sum A_k \cdot \rho_k}{A_{tot}}$$

$\rho_k =$ coefficiente di riflessione luminosa medio della superficie k -esima [-]

$A_k =$ area di superficie k -esima [m^2]

Metodo del flusso totale

- Flusso luminoso totale emesso dalle sorgenti appena installate [lm]

$$\phi_{tot} = \frac{E_m \cdot A}{U \cdot M}$$

$E_m =$ illuminamento medio di esercizio sul piano di lavoro [lx]

$A =$ area del piano utile [m^2]

$U =$ fattore di utilizzazione [-]

$M =$ fattore di manutenzione [-]

$$\phi_{tot} = N \cdot \phi_{lamp}$$

$I_{lamp}(f_i) =$ flusso nominale delle sorgenti

$N =$ numero sorgenti necessarie

- Indice del locale [-] :

$$i = \frac{a \cdot b}{h \cdot (a + b)} \quad \text{per illuminazione diretta}$$

dove:
h = distanza tra le lampade e il piano utile

$$i = \frac{a \cdot b}{h' \cdot (a + b)} \quad \text{per illuminazione indiretta}$$

dove:
h' = distanza tra il soffitto e il piano utile

- Fattore di manutenzione M [-]

	M
ordinario	0,8
forte	0,7
molto elevato	0,6

$$\Phi_e = \Phi_t \cdot M$$

Tab. 3.4 – Determinazione dell'indice del locale:

A	<i>i</i> = 4,50 – 6,00	F	<i>i</i> = 1,38 – 1,75
B	<i>i</i> = 3,50 – 4,50	G	<i>i</i> = 1,12 – 1,38
C	<i>i</i> = 2,75 – 3,50	H	<i>i</i> = 0,90 – 1,12
D	<i>i</i> = 2,25 – 2,75	I	<i>i</i> = 0,70 – 0,90
E	<i>i</i> = 1,75 – 2,25	J	<i>i</i> = 0,50 – 0,70

Tab. 3.2 - Coefficienti di riflessione per alcune tinte di impiego comune

Tinta	Coefficiente di riflessione	Tinta	Coefficiente di riflessione
bianco	0.90-0.75	azzurro chiaro	0.45-0.40
avorio	0.85-0.80	grigio chiaro	0.40-0.15
crema	0.80-0.70	grigio scuro, marrone	0.15-0.05
giallo chiaro	0.70-0.60	blu, verde e rosso scuro	0.10-0.05
rosa	0.60-0.45	nero	0.04-0.01
verde chiaro	0.50-0.40		

- Coefficiente di uniformità U [-] :

$$U = \frac{L_{\min}}{L_{\max}} = \frac{E_{\min}}{E_{\max}}$$

oppure:

$$F'_u = \frac{L_{\min}}{L_{\max}} = \frac{E_{\min}}{E_{\max}}$$

- Coefficiente di utilizzazione del flusso [-] :

$$C_u = \frac{\Phi_u}{\Phi_e}$$

- \approx Flusso effettivo [lm] :

$$\Phi = \frac{\Phi_e}{D \cdot M} = \frac{\Phi_u}{D \cdot M \cdot C_u} = \frac{\bar{E} \cdot S}{D \cdot M \cdot C_u}$$

- \approx Contrasto luminoso [-] :

$$C = \frac{|L_2 - L_1|}{L_1}$$

Colorimetria

- Coordinate tricromatiche ridotte:

$$x_A = \frac{X_A}{X_A + Y_A + Z_A} = \frac{X_A}{T_A}$$

$$x + y + z = 1$$

$$T = X + Y + Z$$

- Purezza colorimetrica o saturazione o fattore di purezza:

$$f_{P,A} = \frac{\overline{WA}}{\overline{WH}} = \frac{\sqrt{(x_W - x_A)^2 + (y_W - y_A)^2}}{\sqrt{(x_W - x_H)^2 + (y_W - y_H)^2}}$$

dove:

WA = distanza fra il bianco e il colore

WH = distanza fra colore e dominante

H è la lunghezza d'onda dominante di A $\Rightarrow \lambda_D$

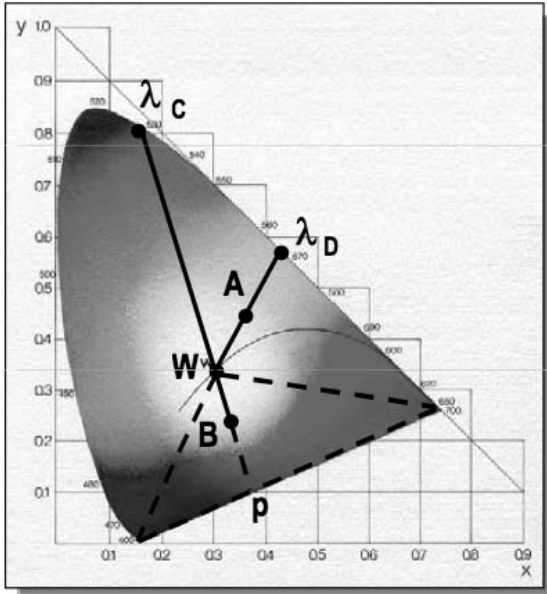
- Coordinate tricromatiche di un colore C somma di due colori A e B:

$$x_C = \frac{x_A \cdot T_A + x_B \cdot T_B}{T_A + T_B} \quad y_C = \frac{y_A \cdot T_A + y_B \cdot T_B}{T_A + T_B}$$

dove:

$$T_A = \frac{Y_A}{y_A} \quad T_B = \frac{Y_B}{y_B}$$

LUNGHEZZA D'ONDA DOMINANTE E COMPLEMENTARE



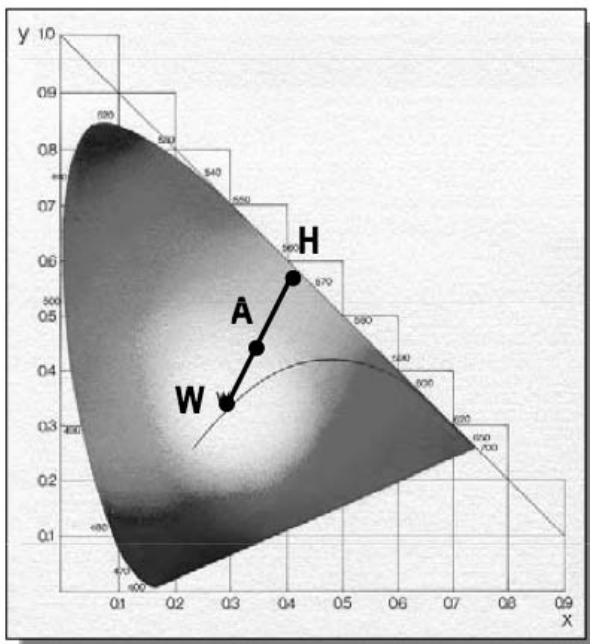
λ_D = lunghezza d'onda dominante di A

Il triangolo tratteggiato delimita la zona delle porpore

p = porpora dominante di B

λ_C = lunghezza d'onda complementare di B

PUREZZA



$\frac{WA}{WH}$ = fattore di purezza di A

$$X_3 = X_1 + X_2$$

$$Y_3 = Y_1 + Y_2$$

$$Z_3 = Z_1 + Z_2$$

$$x_3 = \frac{X_3}{X_3 + Y_3 + Z_3} = \frac{X_1 + X_2}{X_1 + Y_1 + Z_1 + X_2 + Y_2 + Z_2}$$

$$y_3 = \frac{Y_3}{X_3 + Y_3 + Z_3} = \frac{Y_1 + Y_2}{X_1 + Y_1 + Z_1 + X_2 + Y_2 + Z_2}$$

$$x_3 = \frac{X_1 + X_2}{T_1 + T_2} \quad \text{e} \quad y_3 = \frac{Y_1 + Y_2}{T_1 + T_2}$$

$$x_3 = \frac{x_1 T_1 + x_2 T_2}{T_1 + T_2} \quad y_3 = \frac{y_1 T_1 + y_2 T_2}{T_1 + T_2}$$

- Ampiezza dell'oscillazione di pressione per un suono puro:

$$\Delta p = \Delta p_{\max} \cdot \cos(\omega t + \varphi)$$

dove:

φ = sfasamento

- Pressione efficace [Pa] :

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

- Potenza sonora W [W] : $W = W_0 \cdot 10^{L_w/10}$

Potenza (W)	Sorgente
10^5	Aereo turbogetto con postbruciatori
10^4	Aereo turbogetto, 7000 lb spinta
10^3	Aereo turboelica 4 motori
10^2	
10	Orchestra di 75 elementi - Picchi valori eff. Motore di piccolo aereo
1	Martello pneumatico Piano Tuba
10^{-1}	Radio a tutto volume Ventilatore centrifugo (13000 giri/s)
10^{-2}	Passaggio auto su autostrada
10^{-3}	Ventilatore assiale (1500 giri/1')
10^{-4}	Voce - grido
10^{-5}	
10^{-6}	Voce livello di conversazione media, eff. lungo termine
10^{-7}	
10^{-8}	
10^{-9}	Voce - sussurro molto lieve