



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI GENOVA
FACOLTÀ DI ARCHITETTURA

STEFANO BERGERO

ANNA CHIARI

PROBLEMI DI FISICA TECNICA E FISICA TECNICA AMBIENTALE

*sussidio ai corsi di Fisica Tecnica
e Fisica Tecnica Ambientale e Impianti Tecnici
tenuti presso la Facoltà di Architettura dell'Università di Genova*

PREFAZIONE

Il presente lavoro è il risultato dell'esperienza maturata dagli autori durante l'attività didattica svolta nell'ambito dei corsi di Fisica Tecnica e di Fisica Tecnica Ambientale e Impianti Tecnici presso la Facoltà di Architettura dell'Università di Genova.

L'obiettivo principale è quello di raccogliere in un'unica dispensa gli esercizi svolti in aula durante le esercitazioni numeriche e una scelta di esercizi proposti come temi d'esame. Pertanto tale dispensa può costituire un valido supporto alla preparazione degli studenti che devono affrontare gli esami di Fisica Tecnica e di Fisica Tecnica Ambientale e Impianti Tecnici nell'ambito del Corso di Laurea in Architettura. Per facilitare lo studio sono riportati al fondo di ciascun esercizio i relativi risultati numerici.

La dispensa è divisa in due sezioni principali. La prima sezione è relativa al Corso di Fisica Tecnica che prevede 60 ore di insegnamento complessive agli allievi del secondo anno. La seconda sezione riguarda il corso di Fisica Tecnica Ambientale e Impianti Tecnici che prevede 120 ore di insegnamento al terzo anno.

In entrambe le sezioni gli esercizi proposti sono raccolti in esercitazioni monografiche, seguendo l'ordine con cui i diversi argomenti vengono trattati in aula durante le ore di lezione dedicate alle esercitazioni numeriche.

Per quanto riguarda gli argomenti trattati nella Sezione 1, relativa al corso di Fisica Tecnica, sono dapprima proposti una serie di esercizi riguardanti i concetti fondamentali della meccanica e della teoria dei circuiti elettrici, considerato che gli allievi della Facoltà di Architettura non sostengono alcun esame di fisica generale (*Esercitazioni 1-6*). Successivamente sono presentati una serie di problemi di termodinamica tecnica riguardanti l'analisi di sistemi termodinamici elementari (*Esercitazioni 6-14*).

Nella Sezione 2, relativa al corso di Fisica Tecnica Ambientale e Impianti Tecnici, sono proposte applicazioni numeriche riguardanti gli argomenti più specifici della preparazione fisico-tecnica di un architetto: la trasmissione del calore (*Esercitazioni 1-5*), la termodinamica dell'aria umida e gli impianti di condizionamento (*Esercitazioni 6-9*), i problemi igrometrici che interessano gli edifici (*Esercitazione 10*), l'illuminotecnica (*Esercitazioni 11-13*) ed infine l'acustica (*Esercitazioni 14-17*).

Per la risoluzione degli esercizi proposti è necessario l'utilizzo di una serie di tabelle e di diagrammi riportati in Appendice.

Stefano Bergero

Anna Chiari

Genova, febbraio 2002

INDICE

| | | |
|-------------------|------|----|
| PREFAZIONE | pag. | I |
| INDICE..... | " | II |
| BIBLIOGRAFIA..... | " | IV |

SEZIONE 1 - CORSO DI FISICA TECNICA

| | | |
|--|------|----|
| Esercitazione 1 <i>VETTORI – CINEMATICA (MOTO RETTILINEO)</i> | pag. | 2 |
| Esercitazione 2 <i>CINEMATICA (MOTO CIRCOLARE UNIFORME)</i> | " | 3 |
| Esercitazione 3 <i>DINAMICA</i> | " | 4 |
| Esercitazione 4 <i>LAVORO ED ENRGIA</i> | " | 6 |
| Esercitazione 5 <i>STATICA DEI FLUIDI</i> | " | 8 |
| Esercitazione 6 <i>CIRCUITI ELETTRICI IN CORRENTE CONTINUA</i> | " | 10 |
| Esercitazione 7 <i>GAS PERFETTI</i> | " | 12 |
| Esercitazione 8 <i>CALORIMETRIA</i> | " | 13 |
| Esercitazione 9 <i>I PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA – SISTEMI CHIUSI</i> | " | 14 |
| Esercitazione 10 <i>I PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA – SISTEMI APERTI</i> | " | 16 |
| Esercitazione 11 <i>II PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA - ENTROPIA</i> | " | 17 |
| Esercitazione 12 <i>II PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA - MACCHINE TERMICHE, CICLO DI CARNOT</i> | " | 18 |
| Esercitazione 13 <i>CICLO FRIGO – POMPA DI CALORE</i> | " | 19 |
| Esercitazione 14 <i>DINAMICA DEI FLUIDI</i> | " | 21 |

SEZIONE 2 - CORSO DI FISICA TECNICA AMBIENTALE E IMPIANTI TECNICI

| | | |
|--|------|----|
| Esercitazione 1 <i>CONDUZIONE TERMICA</i> | pag. | 24 |
| Esercitazione 2 <i>CONVEZIONE TERMICA</i> | " | 26 |
| Esercitazione 3 <i>IRRAGGIAMENTO TERMICO</i> | " | 27 |
| Esercitazione 4 <i>MECCANISMI COMBINATI DI SCAMBIO TERMICO 1</i> <i>Scambio termico combinato convezione-irraggiamento</i> | " | 28 |
| Esercitazione 5 <i>MECCANISMI COMBINATI DI SCAMBIO TERMICO 2</i> <i>Coefficienti liminari, Trasmittanza</i> | " | 30 |
| Esercitazione 6 <i>DIAGRAMMA DI MOLLIER E GRANDEZZE TERMOIGROMETRICHE</i> | " | 34 |
| Esercitazione 7 <i>BILANCIO TERMICO DI UN AMBIENTE IN CONDIZIONI STAZIONARIE</i> | " | 35 |
| Esercitazione 8 <i>TRASFORMAZIONI FONDAMENTALI DELL'ARIA UMIDA</i> | " | 36 |
| Esercitazione 9 <i>BILANCI DI ENERGIA E DI MASSA DEL LOCALE CONDIZIONATO</i> | " | 38 |
| Esercitazione 10 <i>PROBLEMI IGROMETRICI</i> | " | 40 |
| Esercitazione 11 <i>FOTOMETRIA</i> | " | 42 |
| Esercitazione 12 <i>ILLUMINAZIONE ARTIFICIALE</i> | " | 44 |
| Esercitazione 13 <i>ILLUMINAZIONE NATURALE</i> | " | 47 |
| Esercitazione 14 <i>PROPAGAZIONE DEL SUONO IN CAMPO LIBERO</i> | " | 49 |
| Esercitazione 15 <i>ANALISI IN FREQUENZA E SENSAZIONE SONORA</i> | " | 50 |
| Esercitazione 16 <i>ACUSTICA ARCHITETTONICA</i> | " | 51 |
| Esercitazione 17 <i>ISOLAMENTO ACUSTICO</i> | " | 54 |
| APPENDICE - TABELLE | " | 56 |

BIBLIOGRAFIA

- AGHEMO C., AZZOLINO C., *Illuminazione naturale: metodi ed esempi di calcolo*, Edizioni CELID, 1995.
- ALFANO G., FILIPPI M., SACCHI E., *Impianti di climatizzazione per l'edilizia. Dal progetto al collaudo*, MASSON, 1997.
- BARDUCCI I., *Acustica applicata*, Editoriale ESA, 1991.
- ÇENGEL Y. A., *Termodinamica e trasmissione del calore*, McGraw-Hill, Milano, 1998.
- FORCOLINI G., *Illuminazione di interni*, HOEPLI, 1988.
- GUGLIELMINI G., PISONI C., NANNEI E., *Problemi di termodinamica tecnica e trasmissione del calore*, ECIG, 1993.
- LAZZARIN R., STRADA M., *Elementi di acustica applicata*, CLEUP, 2001.
- MONCADA LO GIUDICE G., DE LIETO VOLLARO A., *Illuminotecnica*, MASSON Editoriale ESA, 1995.
- MONCADA LO GIUDICE G., DE SANTOLI L., *Progettazione di impianti tecnici*, MASSON Editoriale ESA, 1995.
- PESCETTI D., *Termodinamica*, Piccin Editore Padova, 1975.
- RESNICK R., HALLIDAY D., *Fisica*, Editrice Ambrosiana Milano, Terza Edizione, Vol. 1 e 2, 1993.
- SACCHI A., CAGLIERIS G., *Illuminotecnica e acustica*, UTET, 1996.
- SERRA M., CALDERARO V., *Fondamenti di fotometria e tecnica dell'illuminazione*, Editoriale ESA, 1991.
- SPAGNOLO R., *Manuale di acustica*, UTET Libreria, 2001.

SEZIONE 2

Corso di Fisica Tecnica Ambientale e Impianti Tecnici

ESERCITAZIONE 1
CONDUZIONE TERMICA

1. Una parete, di spessore 15 cm e caratterizzata da una superficie di dimensioni 3.5×5 m, presenta rispettivamente le temperature superficiali di 8°C e 20°C . La conducibilità termica dello strato è pari a $\lambda = 0.224$ W/m°C. Determinare il flusso termico scambiato tra le due superfici della parete.

(Ris. $\mathbf{j} = 313.6$ W)

2. Il flusso termico specifico ϕ' attraverso una parete di spessore $L = 46$ cm è pari a 7 W/m². Essa è costituita da due strati di materiale diverso aventi rispettivamente spessore $L_1 = 6$ cm e $L_2 = 40$ cm e conducibilità termica $\lambda_1 = 0.03$ W/mK e $\lambda_2 = 0.65$ W/mK. Determinare la temperatura superficiale esterna della parete, se quella interna è pari a 23°C .

(Ris. $t_e = 4.7^\circ\text{C}$)

3. Una parete piana perimetrale di un edificio è costituita, a partire dall'interno, da due strati: 15 cm di calcestruzzo ($\lambda = 1.21$ W/mK) e 25 cm di mattoni di muratura ($\lambda = 0.65$ W/mK). Si ipotizzi che le temperature superficiali interna ed esterna della parete siano rispettivamente pari a 18°C e -2°C . Determinare la temperatura all'interfaccia calcestruzzo-mattoni e disegnare l'andamento della temperatura nella muratura.

Se si vuole aumentare del 50% la resistenza termica della parete mediante l'aggiunta sul lato esterno di uno strato di poliuretano espanso ($\lambda = 0.033$ W/mK), determinare lo spessore di isolante necessario e il nuovo andamento di temperatura nella parete (disegnarlo).

(Ris. $t_x = 13.2^\circ\text{C}$, $s = 8.2$ mm, $t_{x,1} = 14.8^\circ\text{C}$, $t_{x,2} = 4.7^\circ\text{C}$)

4. Una parete piana è costituita da tre strati in serie rispettivamente di mattoni dello spessore di 0.1 m, di calcestruzzo dello spessore di 0.08 m e di intonaco dello spessore di 0.01 m. La temperatura della faccia esterna della parete in mattoni è di 20°C e la temperatura della faccia esterna dell'intonaco è 0°C . Si valuti il flusso termico specifico e la temperatura dell'interfaccia parete di mattoni-calcestruzzo. Si considerino le conduttività termiche dei mattoni, del calcestruzzo e dell'intonaco rispettivamente pari a 0.65, 0.93 e 0.46 W/mK

(Ris. $\mathbf{j}' = 76.4$ W/m², $t_x = 8.2^\circ\text{C}$)

5. Si valuti il flusso termico specifico che attraversa una lastra di ottone le cui facce sono mantenute a $t_1 = 200^\circ\text{C}$ e $t_2 = 60^\circ\text{C}$, rispettivamente. Si assuma che la conduttività termica vari secondo la relazione: $\lambda(t) = (102 + 0.09 t)$ W/m°C e che lo spessore della lastra sia $l = 0.1$ m.

(Ris. $\mathbf{j}' = 159.18$ kW/m²)

6. Un forno industriale è costituito da pareti di mattoni refrattari dello spessore di 20 cm aventi conduttività termica pari a $\lambda_1 = 1.0$ W/mK. La superficie esterna del forno deve essere coibentata con un materiale con conduttività termica $\lambda_2 = 0.05$ W/mK. Determinare lo spessore dell'isolamento necessario per limitare il flusso termico specifico disperso dalle pareti al valore di 900 W/m² quando la temperatura interna del refrattario è $t_1 = 930^\circ\text{C}$ e quella esterna dell'isolante vale $t_3 = 30^\circ\text{C}$. Determinare inoltre la temperatura t_2 all'interfaccia tra i due materiali e rappresentare graficamente la distribuzione di temperatura.

(Ris. $s_2 = 0.04$ m, $t_2 = 750^\circ\text{C}$)

7. La parete di un edificio per 30 m^2 è costituita da mattoni di argilla refrattaria ($\lambda = 1 \text{ W/mK}$) ed ha uno spessore di 40 cm, per 25 m^2 è di calcestruzzo ($\lambda = 1.21 \text{ W/mK}$) con spessore 20 cm. Determinare:

(a) la resistenza termica della parete;

(b) la resistenza termica della parete che si ottiene ricoprendo con 3 cm di polistirolo espanso ($\lambda = 0.045 \text{ W/mK}$): (1) solo il calcestruzzo, (2) solo la parte in mattoni.

(Ris. (a) $R = 0.0044 \text{ K/W}$, (b) (1) $R = 0.0094 \text{ K/W}$, (2) $R = 0.0056 \text{ K/W}$)

8. Un fluido ad elevata temperatura percorre una tubazione di ferro ($\lambda = 50 \text{ W/mK}$) la cui superficie interna si trova alla temperatura di $400 \text{ }^\circ\text{C}$. Per limitare il flusso termico disperso, la tubazione è rivestita con due strati isolanti: uno per elevata temperatura ($\lambda = 0.09 \text{ W/mK}$) dello spessore di 0.04 m, l'altro per bassa temperatura ($\lambda = 0.07 \text{ W/mK}$) dello spessore di 0.05 m. Il condotto presenta un diametro nominale di 8 pollici (diametro interno 205.1 mm; spessore 7 mm) e la temperatura della superficie più esterna dell'isolante è di $20 \text{ }^\circ\text{C}$. Si valuti il flusso termico disperso per unità di lunghezza.

(Ris. $\dot{j}/L = 315 \text{ W/m}$)

9. Le temperature delle superfici interna ed esterna di una tubazione in acciaio ($\lambda = 37 \text{ W/mK}$) del diametro nominale di 8 pollici (diametro interno 173.1 mm, spessore 23 mm) risultano rispettivamente di $314 \text{ }^\circ\text{C}$ e $310 \text{ }^\circ\text{C}$. Si valuti lo spessore di isolante ($\lambda = 0.06 \text{ W/mK}$) che si rende necessario per ridurre il flusso termico disperso al 20% di quello corrispondente alle condizioni sopra precisate, nell'ipotesi che si stabilisca una temperatura di $80 \text{ }^\circ\text{C}$ sulla superficie esterna dell'isolante.

(Ris. $s = 12.9 \text{ mm}$)

ESERCITAZIONE 2
CONVEZIONE TERMICA

1. Un tubo di diametro interno $D = 15$ mm e lungo $L = 0.7$ m è percorso da acqua alla temperatura media $t_f = 90$ °C. Se la velocità dell'acqua è $w = 1.5$ cm/s e la temperatura di parete $t_p = 38$ °C, determinare il flusso termico ceduto per convezione alla parete. Per la valutazione del coefficiente di scambio termico convettivo acqua-tubo, utilizzare la seguente correlazione di scambio termico:

$$\text{Nu}_D = 1.86 \left(\text{Re}_D \text{Pr} \frac{D}{L} \right)^{0.33}$$

(Ris. $\mathbf{j} = 436.4$ W)

2. Una piastra piana verticale, mantenuta a una temperatura uniforme $t_p = 56$ °C, è immersa in un fluido. Le dimensioni della piastra sono: larghezza $l = 0.3$ m, altezza $H = 0.5$ m. Determinare il flusso termico scambiato per convezione tra la piastra e il fluido che la lambisce ($t_f = 24$ °C) sia nel caso che questo sia costituito da aria che da acqua. Per la valutazione del coefficiente di scambio termico convettivo utilizzare la seguente correlazione di scambio termico:

$$\begin{aligned} \text{Nu}_H &= 0.555 \text{Ra}_H^{1/4} & 10 < \text{Ra}_H < 10^9 \\ \text{Nu}_H &= 0.13 \text{Ra}_H^{1/3} & \text{Ra}_H > 10^9 \end{aligned}$$

ove $\text{Ra} = \text{GrPr}$ è il numero di Rayleigh.

(Ris. $\mathbf{j}_{\text{aria}} = 38$ W, $\mathbf{j}_{\text{acqua}} = 8373$ W)

3. Valutare il flusso termico smaltito per convezione dalla superficie esterna di un tubo del diametro esterno di 1 cm e di lunghezza unitaria immerso orizzontalmente in acqua. La temperatura superficiale del tubo è $t_p = 56$ °C, mentre la temperatura dell'acqua vale $t_f = 20$ °C. Per il calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo si utilizzino le seguenti correlazioni di scambio termico:

$$\begin{aligned} \text{Nu}_D &= 0.53 \text{Ra}_D^{1/4} & 10^4 < \text{Ra}_D < 10^9 \\ \text{Nu}_D &= 0.13 \text{Ra}_D^{1/3} & 10^9 < \text{Ra}_D < 10^{12} \end{aligned}$$

ove $\text{Ra} = \text{GrPr}$ è il numero di Rayleigh.

(Ris. $\mathbf{j} = 1263$ W)

ESERCITAZIONE 3
IRRAGGIAMENTO TERMICO

- Un corpo nero è mantenuto alla temperatura costante di 210 °C. Si valuti:
 - la lunghezza d'onda corrispondente al valore massimo dell'emittenza monocromatica;
 - il valore della radiazione a quella lunghezza d'onda;
 - il flusso termico specifico emesso.

(Ris. $\lambda_{max} = 6 \text{ mm}$, $M_{n\lambda} = 338.9 \text{ W/m}^2 \text{ mm}$, $M = j' = 3090 \text{ W/m}^2$)
- La temperatura di un elemento riscaldante di una stufa elettrica di 1 kW è di 850 °C. Determinare il rendimento di emissione dell'elemento di lunghezza $l = 0.3 \text{ m}$ e di diametro $d = 10 \text{ mm}$, sapendo che può essere considerato come un corpo grigio con emissività $\varepsilon = 0.92$.

(Ris. $h = 0.78$)
- Due piastre parallele grigie e molto larghe siano mantenute a temperatura costante $T_1 = 800 \text{ K}$ e $T_2 = 500 \text{ K}$ ed abbiano emissività $\varepsilon_1 = 0.2$ e $\varepsilon_2 = 0.7$ rispettivamente. Calcolare la potenza termica scambiata per irraggiamento tra le due piastre per unità di superficie.

(Ris. $j = 3625 \text{ W/m}^2$)
- Un tipo di isolamento è costituito da sottili fogli paralleli di alluminio lucidato (corpo grigio $\varepsilon = 0.03$), la cui distanza è piccola rispetto alle dimensioni. Considerando un insieme di 3 fogli di alluminio, determinare la temperatura del foglio intermedio sapendo che le temperature dei due fogli esterni valgono rispettivamente 350 °C e 45 °C. Determinare altresì l'entità dei flussi termici radiativi specifici scambiati tra i due fogli esterni in assenza ed in presenza del foglio intermedio.

(Ris. $t = 259.5 \text{ °C}$, $j'_{no\ inter} = 121.3 \text{ W/m}^2$, $j'_{inter} = j'_{no\ inter} / 2$)
- Una stanza cubica di lato 3 m è riscaldata mantenendo il soffitto alla temperatura $t_1 = 70 \text{ °C}$, mentre le altre pareti laterali ed il pavimento si trovano alla temperatura di 10 °C. Assumendo che tutte le superfici abbiano un'emissività $\varepsilon = 0.8$, determinare il flusso termico radiativo scambiato dal soffitto.

(Ris. $j = 2922.5 \text{ W}$)
- Una sfera metallica di area complessiva 1 m^2 ed emissività $\varepsilon = 0.8$ è posta in un grande ambiente a temperatura $t_a = 20 \text{ °C}$. In condizioni di regime la potenza scambiata per irraggiamento con le superfici delimitanti l'ambiente è pari a $\phi = 2 \text{ kW}$. Quanto vale la temperatura della sfera?

(Ris. $t = 203.1 \text{ °C}$)
- Un tubo di diametro esterno 100 mm, di lunghezza 10 m e avente una temperatura superficiale di 147 °C si trova in un grande ambiente a 27 °C. Considerando il tubo come un corpo nero, valutare il flusso termico scambiato per irraggiamento con l'ambiente.

(Ris. $j = 4.1 \text{ kW}$)

ESERCITAZIONE 4
MECCANISMI COMBINATI DI SCAMBIO TERMICO I
Scambio termico combinato convezione-irraggiamento

1. In un locale ($t_a = 20 \text{ }^\circ\text{C}$) sono presenti due corpi scaldanti: in essi circola una portata d'acqua di 0.01 kg/s che entra a $75 \text{ }^\circ\text{C}$ ed esce a $60 \text{ }^\circ\text{C}$. Uno dei corpi scaldanti è ricoperto di vernice di alluminio ($\epsilon_1 = 0.4$), l'altro con smalto nero opaco ($\epsilon_2 = 0.97$). Valutare le superfici di scambio dei due corpi scaldanti. Per la valutazione del coefficiente di scambio termico convettivo utilizzare la seguente correlazione di scambio termico:

$$\alpha_c = 1.98 (t_p - t_a)^{0.25}$$

Assumere trascurabili le resistenze convettiva lato acqua e conduttiva del corpo scaldante, per cui è possibile considerare come temperatura di parete la media delle temperature di ingresso e di uscita dell'acqua.

$$(Ris. A_1 = 1.63 \text{ m}^2, A_2 = 1.08 \text{ m}^2)$$

2. In un tubo orizzontale sottile in rame a sezione circolare, di diametro esterno $d_e = 0.005 \text{ m}$ e lunghezza $l = 1 \text{ m}$, scorre una portata $q_m = 1.35 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/s}$ di acqua. Vengono misurate le temperatura all'ingresso e all'uscita del condotto ottenendo: $t_{in} = 42.9 \text{ }^\circ\text{C}$ e $t_{out} = 42.05 \text{ }^\circ\text{C}$. Tenendo presente che il tubo cede energia all'ambiente circostante ($t_{amb} = 24.2$) sotto forma di calore attraverso convezione naturale ed irraggiamento (superficie del tubo grigia con emissività $\epsilon = 0.85$), determinare:

(a) la potenza termica ceduta all'esterno per convezione naturale tra le sezioni di ingresso e di uscita;

(b) il coefficiente di scambio convettivo medio tubo-aria α_c .

Assumere trascurabili le resistenze convettiva lato acqua e conduttiva del corpo scaldante, per cui è possibile considerare come temperatura di parete la media delle temperature di ingresso e di uscita dell'acqua.

$$(Ris. \mathbf{j}_c = 3.29 \text{ W}, \mathbf{a}_c 12.2 \text{ W/m}^2\text{K})$$

3. La temperatura dell'aria defluente in un condotto viene misurata per mezzo di una termocoppia il cui giunto presenta un'emissività $\epsilon = 0.8$. La temperatura delle pareti del condotto è di $100 \text{ }^\circ\text{C}$, quella indicata dalla termocoppia $53 \text{ }^\circ\text{C}$. Si valuti l'effettiva temperatura dell'aria, assumendo nullo il gradiente termico lungo i fili della termocoppia e il coefficiente di scambio termico per convezione tra il giunto e l'aria che lo lambisce pari a $35 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$.

$$(Ris. t_a = 42.5 \text{ }^\circ\text{C})$$

4. Un tubo di acciaio ossidato ($\epsilon = 0.8$), avente un diametro esterno di 20 cm ed una temperatura superficiale di $360 \text{ }^\circ\text{C}$, attraversa una stanza molto grande nella quale aria e pareti sono a $40 \text{ }^\circ\text{C}$. Determinare il flusso termico dissipato dal tubo per unità di lunghezza. Per il calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo aria-tubo si utilizzino le seguenti correlazioni di scambio termico:

$$\text{Nu}_D = 0.53 \text{Ra}_D^{1/4} \quad 10^4 < \text{Ra}_D < 10^9$$

$$\text{Nu}_D = 0.13 \text{Ra}_D^{1/3} \quad 10^9 < \text{Ra}_D < 10^{12}$$

ove $\text{Ra} = \text{GrPr}$ è il numero di Rayleigh.

$$(Ris. \mathbf{j}/L = 5793 \text{ W/m})$$

5. Un cilindro verticale, del diametro $D = 33$ cm e di altezza $H = 1.7$ m, avente una temperatura superficiale di 37 °C, si trova in un ambiente ove l'aria e le pareti presentano una temperatura di 20 °C. Si valuti il totale flusso termico trasmesso attraverso la superficie laterale del cilindro, nell'ipotesi che l'emissività del cilindro sia $\varepsilon = 0.9$. Per il calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo si utilizzino le seguenti correlazioni di scambio termico:

$$\begin{aligned} \text{Nu}_H &= 0.59 \text{Ra}_H^{1/4} & 10^4 < \text{Ra}_H < 10^9 \\ \text{Nu}_H &= 0.13 \text{Ra}_H^{1/3} & 10^9 < \text{Ra}_H < 10^{12} \end{aligned}$$

ove $\text{Ra} = \text{GrPr}$ è il numero di Rayleigh.

(Ris. $\mathbf{j} = 284.4$ W)

6. Un corpo scaldante, assimilabile ad una superficie piana verticale quadrata di lato $L = 1$ m, è posto in un ambiente a 20 °C e presenta un'emissività pari a 0.8. Ipotizzando che la temperatura superficiale del corpo sia 70 °C, determinare:

- (a) il coefficiente di scambio termico convettivo, supponendo che sia valida la seguente correlazione di scambio termico:

$$\begin{aligned} \text{Nu}_H &= 0.555 \text{Ra}_H^{1/4} & 10 < \text{Ra}_H < 10^9 \\ \text{Nu}_H &= 0.13 \text{Ra}_H^{1/3} & \text{Ra}_H > 10^9 \end{aligned}$$

ove $\text{Ra} = \text{GrPr}$ è il numero di Rayleigh.

- (b) il flusso termico scambiato per irraggiamento;
(c) il valore percentuale del flusso termico scambiato per irraggiamento rispetto al flusso totale dissipato.

(Ris. $\mathbf{a}_c = 5.43$ W/m²K, $\mathbf{j}_{irr} = 293.8$ W, 52%)

7. La superficie esterna di un serbatoio cilindrico di diametro $D = 15$ m e altezza $H = 10$ m si trova a $t_p = 50$ °C ed è ricoperta con una pittura di alluminio di emissività $\varepsilon = 0.50$. La velocità del vento che la lambisce è $w = 6$ m/s e la temperatura dell'aria esterna è $t_a = 10$ °C. Determinare i coefficienti liminari di scambio termico per convezione e irraggiamento ed il flusso termico totale disperso dal serbatoio attraverso le superfici laterale e superiore. Per la valutazione del coefficiente di scambio termico convettivo si utilizzi la seguente correlazione:

$$\alpha_c = 7.14 w^{0.78}$$

(Ris. $\mathbf{a}_c = 28.9$ W/m²K, $\mathbf{a}_{irr} = 3.17$ W/m²K, $\mathbf{j} = 831.3$ kW)

8. Una parete orizzontale, adiabatica sulla sua faccia inferiore, è sottoposta ad un irraggiamento solare di 800 W/m². Si determini la temperatura di equilibrio della parete supponendo che:

- coefficiente di assorbimento alla radiazione solare della parete: $a = 0.6$;
- emissività della parete: $\varepsilon = 0.80$;
- coefficiente di scambio termico convettivo parete-aria $\alpha_c = 10$ W/m²°C;
- temperatura dell'aria esterna: $t_a = 10$ °C;
- temperatura della volta celeste: $t_{vc} = 5$ °C.

Ipotizzare la parete come un corpo piccolo in una grande cavità avente temperatura di parete pari a t_{vc} .

(Ris. $t_p = 41$ °C)

ESERCITAZIONE 5
MECCANISMI COMBINATI DI SCAMBIO TERMICO 2
Coefficienti liminari, Trasmittanza

1. In una parete di superficie 5 m^2 è inserito un pannello radiante che presenta una temperatura superficiale $t_p = 23 \text{ }^\circ\text{C}$. L'aria che si trova a contatto con esso è a $t_a = 20^\circ\text{C}$. Determinare il flusso termico ceduto dal pannello nel caso in cui la parete sia:
- (a) parete verticale ($\alpha_i = 8.14 \text{ W/m}^2\text{K}$);
 - (b) pavimento ($\alpha_i = 9.3 \text{ W/m}^2\text{K}$);
 - (c) soffitto ($\alpha_i = 5.81 \text{ W/m}^2\text{K}$).

(Ris. (a) $\mathbf{j} = 122.1 \text{ W}$, (b) $\mathbf{j} = 139.5 \text{ W}$, (c) $\mathbf{j} = 87.1 \text{ W}$)

2. In una parete di superficie 5 m^2 è inserito un pannello radiante che cede all'ambiente un flusso termico pari a $\phi = 130 \text{ W}$. L'aria che si trova a contatto con esso è a $t_a = 20^\circ\text{C}$. Determinare la temperatura superficiale del pannello nel caso in cui la parete sia:
- (a) parete verticale ($\alpha_i = 8.14 \text{ W/m}^2\text{K}$);
 - (b) pavimento ($\alpha_i = 9.3 \text{ W/m}^2\text{K}$);
 - (c) soffitto ($\alpha_i = 5.81 \text{ W/m}^2\text{K}$).

(Ris. (a) $t_p = 23.2 \text{ }^\circ\text{C}$, (b) $t_p = 22.8 \text{ }^\circ\text{C}$, (c) $t_p = 24.5 \text{ }^\circ\text{C}$)

3. La soletta di copertura di un edificio è caratterizzata da una trasmittanza termica $K = 2.1 \text{ W/m}^2\text{K}$. Si desidera raggiungere una trasmittanza $K^* = 0.7 \text{ W/m}^2\text{K}$ mediante l'aggiunta di uno strato di materiale isolante ($\lambda = 0.06 \text{ W/mK}$). Determinare lo spessore necessario.

(Ris. $s = 5.7 \text{ cm}$)

4. La trasmittanza delle pareti verticali di un capannone a struttura metallica è pari a $5 \text{ W/m}^2\text{K}$. Supponendo di voler realizzare una temperatura superficiale interna delle pareti pari a $13 \text{ }^\circ\text{C}$, calcolare lo spessore dell'isolante termico ($\lambda_{is} = 0.035 \text{ W/mK}$) che occorre inserire nella struttura. Si ipotizzi che la temperatura all'interno del capannone sia di $15 \text{ }^\circ\text{C}$, mentre all'esterno sia di $-2 \text{ }^\circ\text{C}$.

(Ris. $s = 3 \text{ cm}$)

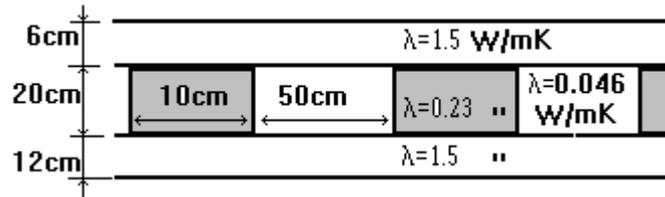
5. Una finestra verticale è costituita da una lastra di vetro ($\lambda_v = 3 \text{ W/mK}$) dello spessore $s_v = 3 \text{ mm}$. Determinare la riduzione percentuale della potenza termica dispersa se la finestra a vetro semplice viene sostituita con una a vetro doppio costituita da due lastre di vetro delle stesse caratteristiche, separate da un'intercapedine d'aria ($R' = 0.23 \text{ m}^2\text{K/W}$).

(Ris. 58%)

6. Una parete verticale di area totale pari a 15 m^2 è composta da due componenti edilizi: una superficie opaca di area pari a 13 m^2 costituita da due strati in serie ($s_1 = 30 \text{ cm}$, $\lambda_1 = 0.8 \text{ W/mK}$ e $s_2 = 10 \text{ cm}$, $\lambda_2 = 0.04 \text{ W/mK}$) e una superficie vetrata di area pari a 2 m^2 caratterizzata da una trasmittanza pari a $6 \text{ W/m}^2\text{K}$. Determinare la trasmittanza termica della parete così composta e la percentuale del flusso termico totale dispersa attraverso il perimetro vetrato.

(Ris. $K = 1.09 \text{ W/m}^2\text{K}$, 74%)

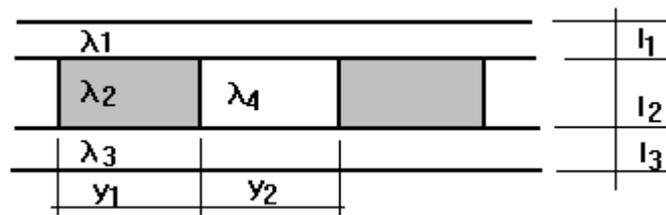
7. Valutare la trasmittanza della struttura rappresentata nella figura supponendo che essa sia un soffitto che separa un locale interno dall'ambiente esterno, ove si verifica una velocità del vento pari a 6 m/s. Supponendo che all'interno del locale la temperatura sia $t_i = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, mentre all'esterno $t_e = 5 \text{ }^\circ\text{C}$, determinare il flusso termico specifico scambiato attraverso tale struttura.



(Ris. $K = 0.33 \text{ W/m}^2\text{K}$, $j' = 4.95 \text{ W/m}^2$)

8. La struttura rappresentata in figura separa due locali, quello superiore a $t_{\text{sup}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ e quello inferiore a $t_{\text{inf}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$. Essa è costituita da uno strato di mattoni pieni ($l_1 = 10 \text{ cm}$, $\lambda_1 = 0.9 \text{ W/m}^\circ\text{C}$), da un'intercapedine d'aria (resistenza termica specifica $R' = 0.15 \text{ m}^2\text{ }^\circ\text{C/W}$, $y_2 = 16 \text{ cm}$) intercalata da supporti in legno ($l_2 = 3 \text{ cm}$, $\lambda_2 = 0.12 \text{ W/m}^\circ\text{C}$, $y_1 = 8 \text{ cm}$) e da uno strato in calcestruzzo ($l_3 = 15 \text{ cm}$, $\lambda_3 = 1.5 \text{ W/m}^\circ\text{C}$). Determinare:
- la trasmittanza termica della struttura;
 - il flusso termico complessivamente scambiato per unità di superficie;
 - la temperatura superficiale media dello strato di mattoni in corrispondenza del locale superiore.

Assumere i seguenti coefficienti liminari: $\alpha_{\text{sup}} = \alpha_{\text{inf}} = 8 \text{ W/m}^2\text{K}$.



(Ris. $K = 1.56 \text{ W/m}^2\text{K}$, $j' = 23.4 \text{ W/m}^2$, $t_{p,\text{sup}} = 17.1 \text{ }^\circ\text{C}$)

9. Una parete di mattoni ($\lambda = 0.7 \text{ W/mK}$), dello spessore di 24 cm, presenta una faccia esposta all'aria esterna alla temperatura di $-5 \text{ }^\circ\text{C}$, mentre l'altra faccia delimita un ambiente alla temperatura di $20 \text{ }^\circ\text{C}$. Si valuti la trasmittanza termica della parete, il flusso termico trasmesso e le temperature superficiali.

(Ris. $K = 1.97 \text{ W/m}^2\text{K}$, $j' = 49.2 \text{ W/m}^2$, $t_{pi} = 13.9 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{pe} = -2.9 \text{ }^\circ\text{C}$)

10. Una parete verticale si presenta costituita da tre strati:

- mattoni ($s = 12 \text{ cm}$, $\lambda = 0.65 \text{ W/mK}$);
- intercapedine d'aria ($s = 5 \text{ cm}$, $C = 8.3 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$);
- calcestruzzo ($s = 8 \text{ cm}$, $\lambda = 1.5 \text{ W/mK}$).

Determinare di quanto si riduce percentualmente il flusso termico trasmesso se l'intercapedine viene riempita di materiale isolante caratterizzato da $\lambda = 0.043 \text{ W/mK}$.

(Ris. 67%)

11. Una parete piana verticale separa due ambienti a differente temperatura ($t_i = 20\text{ }^\circ\text{C}$, $t_e = 0\text{ }^\circ\text{C}$) ed è costituita da quattro strati in serie; dall'interno si ha:

- intonaco ($s = 2\text{ cm}$, $\lambda = 0.45\text{ W/mK}$);
- mattoni ($s = 12\text{ cm}$, $\lambda = 0.65\text{ W/mK}$);
- isolante ($\lambda = 0.043\text{ W/mK}$);
- calcestruzzo ($s = 8\text{ cm}$, $\lambda = 0.93\text{ W/mK}$).

Nell'ipotesi di regime stazionario e trasmissione del calore monodimensionale, determinare:

- (a) lo spessore dell'isolante tale che il flusso termico specifico disperso attraverso la parete non sia superiore a 12 W/m^2 ;
- (b) la trasmittanza della parete;
- (c) la temperatura della superficie interna dell'isolante.

$$(Ris. s = 5.1\text{ cm}, K = 0.6\text{ W/m}^2\text{K}, t = 15.8\text{ }^\circ\text{C})$$

12. Per stimare la temperatura t_i all'interno di un forno si dispone di due misure: una corrispondente all'ambiente esterno ($t_e = 20\text{ }^\circ\text{C}$), l'altra in corrispondenza della superficie esterna della parete ($t_{pe} = 70\text{ }^\circ\text{C}$). Sapendo che la parete ($\lambda = 0.6\text{ W/mK}$) ha uno spessore pari a 20 cm , determinare la temperatura t_i all'interno del forno. Per i coefficienti liminari di scambio aria-parete lato interno e lato esterno si assuma $\alpha_i = \alpha_e = 12\text{ W/m}^2\text{K}$. Si consideri il sistema a regime e lo scambio termico monodimensionale.

$$(Ris. t_i = 320\text{ }^\circ\text{C})$$

13. Una cella frigorifera è mantenuta a $t_c = -10\text{ }^\circ\text{C}$, quando la temperatura dell'aria esterna è $t_a = 20\text{ }^\circ\text{C}$. Le pareti della cella sono caratterizzate da una conduttanza specifica $\lambda/l = 0.28\text{ W/m}^2\text{K}$ e da una superficie totale $S = 100\text{ m}^2$. Si vuole rivestire con uno strato di legno di conduttività termica $\lambda_l = 0.17\text{ W/mK}$ le pareti interne della cella; si determini lo spessore di questo strato in modo che il flusso termico entrante si riduca all'80% rispetto al caso iniziale. Si trascurino i contributi dell'irraggiamento e si assuma il coefficiente di convezione interno $\alpha_{ci} = 30\text{ W/m}^2\text{K}$ e quello esterno $\alpha_{ce} = 12\text{ W/m}^2\text{K}$.

$$(Ris. s = 0.15\text{ m})$$

14. In un tubo di acciaio inox ($\lambda = 15\text{ W/mK}$), di lunghezza $L = 80\text{ cm}$, diametro interno $D_i = 5\text{ cm}$ e spessore $s = 5\text{ mm}$, entra acqua alla temperatura di $81\text{ }^\circ\text{C}$ ed esce alla temperatura di $79\text{ }^\circ\text{C}$. Determinare lo spessore minimo dell'isolante ($\lambda_{is} = 0.06\text{ W/mK}$) necessario affinché la temperatura superficiale esterna del tubo coibentato non superi i $40\text{ }^\circ\text{C}$. Ipotizzare una velocità dell'acqua all'interno del tubo $w = 0.05\text{ m/s}$. Si trascuri lo scambio termico per irraggiamento e si calcoli il coefficiente di scambio termico convettivo interno α_{ci} attraverso la seguente correlazione:

$$\text{Nu}_D = 0.023 \text{Re}_D^{0.8} \text{Pr}^{0.33}$$

$$(Ris. 0.28\text{ mm})$$

15. Determinare la potenza termica dissipata per unità di lunghezza da un tubo di acciaio ($\lambda = 43\text{ W/mK}$), avente diametro interno di 50 mm ed esterno di 60 mm , ricoperto da uno strato di amianto ($\lambda = 0.05\text{ W/mK}$) avente diametro esterno di 86 mm . Nel tubo fluisce vapore d'acqua alla temperatura di $143.6\text{ }^\circ\text{C}$, mentre la temperatura ambiente è di $16\text{ }^\circ\text{C}$. La resistenza termica specifica liminare sulla parete interna è pari a $0.0025\text{ m}^2\text{K/W}$ ed il coefficiente di scambio termico liminare sulla superficie esterna è $20\text{ W/m}^2\text{K}$. Determinare altresì le temperature che si verificano sulla superficie interna del tubo e su quella esterna del rivestimento in amianto.

$$(Ris. j/L = 94.7\text{ W/m}, t_{pi} = 142.1\text{ }^\circ\text{C}, t_{pe} = 33.5\text{ }^\circ\text{C})$$

16. Una portata d'acqua $q_m = 10$ kg/h entra in un condotto a sezione circolare ($D_i = 3$ cm, $D_e = 3.5$ cm, $L = 20$ m) alla temperatura di 70 °C e ne esce alla temperatura di 60 °C. Si determini la potenza termica scambiata e la temperatura media della superficie esterna della tubazione nel caso in cui sia ricoperta da uno strato di isolante ($\lambda_{is} = 0.03$ W/mK) di spessore $s = 5$ cm. Si trascurino le resistenze termiche liminare interna e conduttiva della tubazione.

(Ris. $\dot{Q} = 116$ W, $t_{pe} = 23.5$ °C)

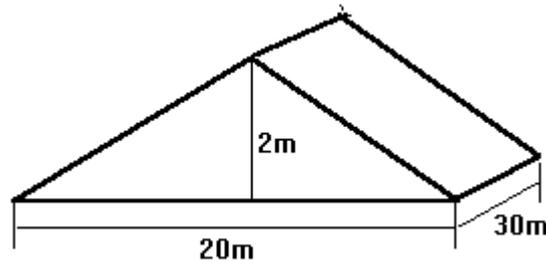
ESERCITAZIONE 6
DIAGRAMMA DI MOLLIER E GRANDEZZE TERMOIGROMETRICHE

1. Si valutino l'umidità relativa e l'entalpia dell'aria alla pressione atmosferica, quando la temperatura è pari $23.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e il grado di umidità vale $0.0123\text{ kg}_v/\text{kg}_a$.
(Ris. $i = 68\%$, $I' = 54.8\text{ kJ/kg}_a$)
2. Dell'aria a pressione atmosferica si trova nelle seguente condizione: $t_a = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $i = 70\%$. Si valutino il grado igrometrico, l'entalpia, la temperatura di rugiada e la temperatura al bulbo umido.
(Ris. $x = 0.0116\text{ kg}_v/\text{kg}_a$, $I' = 51.5\text{ kJ/kg}_a$, $t_r = 16.3\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_b = 18.3\text{ }^{\circ}\text{C}$)
3. Uno psicrometro ad appannamento effettua la seguente misura: temperatura di rugiada $t_r = 16\text{ }^{\circ}\text{C}$ e temperatura al bulbo asciutto $28\text{ }^{\circ}\text{C}$. Valutare l'umidità relativa dell'aria e la pressione di vapore.
(Ris. $i = 48\%$, $p_v = 1821\text{ Pa}$)
4. Una parete piana verticale separa due ambienti a differente temperatura ($t_i = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_e = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$) ed è costituita da quattro strati in serie; dall'interno si ha:
 - intonaco ($s = 2\text{ cm}$, $\lambda = 0.45\text{ W/mK}$);
 - mattoni ($s = 12\text{ cm}$, $\lambda = 0.65\text{ W/mK}$);
 - isolante ($\lambda = 0.043\text{ W/mK}$);
 - calcestruzzo ($s = 8\text{ cm}$, $\lambda = 0.93\text{ W/mK}$).Nell'ipotesi di regime stazionario e trasmissione del calore monodimensionale, determinare:
 - (a) lo spessore dell'isolante tale che il flusso termico specifico disperso attraverso la parete non sia superiore a 12 W/m^2 ;
 - (b) valutare inoltre se si verifica formazione di condensa superficiale sulla superficie interna della parete sapendo che nell'ambiente interno si ha $i_i = 70\%$.
(Ris. $s = 5.1\text{ cm}$, non si ha condensa superficiale)
5. Un capannone a struttura metallica ha una copertura orizzontale non isolata avente trasmittanza $K = 4\text{ W/m}^2\text{K}$. Sapendo che la temperatura all'interno del capannone è $t_i = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$ e l'umidità relativa è pari $i_i = 80\%$, mentre all'esterno si ha $t_e = -2\text{ }^{\circ}\text{C}$, determinare se si verifica formazione di condensa sulla superficie interna della copertura e in tal caso calcolare lo spessore minimo di isolante termico ($\lambda_{is} = 0.035\text{ W/mK}$) atto ad evitarla.
(Ris. si ha condensa superficiale, $s_{is} > 13\text{ mm}$)
6. Una parete piana perimetrale di un edificio è costituita, a partire dall'interno, da due strati: 8 cm di calcestruzzo ($\lambda = 1.5\text{ W/mK}$) e 20 cm di mattoni di muratura ($\lambda = 0.65\text{ W/mK}$). Ipotizzando che la temperatura dell'aria esterna sia pari a $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$ e che la temperatura superficiale della parete interna sia pari a $16\text{ }^{\circ}\text{C}$, determinare:
 - (a) il flusso termico specifico che attraversa la parete;
 - (b) la distribuzione di temperatura nella parete (disegnarla);
 - (c) la condizione di umidità relativa interna necessaria perché si realizzi un fenomeno di condensazione superficiale sulla parete interna.
(Ris. $\mathbf{j}' = 44.6\text{ W/m}^2$, $t_{pi} = 16\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{interfaccia\text{ calcestruzzo-mattoni}} = 13.6\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{pe} = -0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$, $i_i = 70\%$)

ESERCITAZIONE 7
BILANCIO TERMICO DI UN AMBIENTE IN CONDIZIONI STAZIONARIE

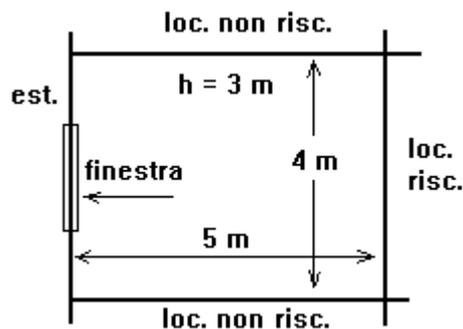
1. Calcolare la temperatura che si stabilisce nel sottotetto rappresentato nella figura, sapendo che la temperatura del locale sottostante risulta $t_a = 20\text{ }^\circ\text{C}$, mentre la temperatura esterna è $t_e = -5\text{ }^\circ\text{C}$. Assumere il rinnovo d'aria $n = 0.5\text{ vol/h}$, la trasmittanza delle falde del tetto $K_1 = 1.2\text{ W/m}^2\text{K}$, la trasmittanza del pavimento $K_2 = 0.7\text{ W/m}^2\text{K}$ e la trasmittanza dei timpani $K_3 = 1\text{ W/m}^2\text{K}$. Trascurare il contributo dei ponti termici.

(Ris. $t_{\text{sot}} = 3.1\text{ }^\circ\text{C}$)



2. Determinare il fabbisogno termico invernale ($t_a = 20\text{ }^\circ\text{C}$, $t_e = 0\text{ }^\circ\text{C}$) dell'ambiente rappresentato in figura (vista dall'alto). Il locale presenta una sola parete rivolta verso l'esterno, mentre il piano soprastante e sottostante presentano la stessa situazione del locale in figura. Si ipotizzi che la trasmittanza delle pareti valga $K = 0.65\text{ W/m}^2\text{K}$, $K_{\text{vetro}} = 5.8\text{ W/m}^2\text{K}$, il coefficiente lineico dei ponti termici $K_L = 0.15\text{ W/mK}$, ed il rinnovo d'aria $n = 0.5\text{ Vol/h}$. Le dimensioni della finestra sono $(3 \times 1.5)\text{ m}$ e la temperatura dei locali non riscaldati sia $t_a' = 10\text{ }^\circ\text{C}$.

(Ris. $\dot{j}_i = 1114.5\text{ W}$)



ESERCITAZIONE 8
TRASFORMAZIONI FONDAMENTALI DELL'ARIA UMIDA

Per tutti gli esercizi è richiesto di rappresentare sul diagramma di Mollier le trasformazioni in oggetto.

1. Una portata di aria umida $G = 1000 \text{ kg/h}$, avente grado di umidità $x = 0.013 \text{ kg}_v/\text{kg}_a$, attraversa una batteria di scambio ove si verifica un processo di raffreddamento sensibile. Se la temperatura della corrente d'aria all'ingresso vale $t_1 = 30^\circ\text{C}$ e all'uscita è pari a $t_2 = 20^\circ\text{C}$, valutare il flusso termico ϕ scambiato.

(Ris. $\mathbf{j} = -2.79 \text{ kW}$)

2. Una portata di aria umida di $800 \text{ m}^3/\text{h}$, avente una temperatura di 22°C e un'umidità relativa del 70% subisce un processo di raffreddamento e deumidificazione a pressione atmosferica costante fino alla temperatura di 8°C e umidità relativa 100%. Si valuti la portata di vapore che condensa e il flusso termico sottratto dalla batteria di raffreddamento.

(Ris. $G_{H_2O} = -0.0013 \text{ kg/s}$, $\mathbf{j} = -6.94 \text{ kW}$)

3. Una portata d'aria secca pari a $5000 \text{ m}^3/\text{h}$ attraversa una batteria di riscaldamento. Le condizioni all'ingresso risultano $t_1 = 0^\circ\text{C}$ e $i_1 = 100\%$, mentre all'uscita si ha $t_2 = 35^\circ\text{C}$. Determinare l'umidità assoluta e relativa dell'aria all'uscita della batteria e il flusso termico scambiato.

(Ris. $x_2 = 0.0038 \text{ kg}_v/\text{kg}_a$, $i_2 = 11\%$, $\mathbf{j} = 62.94 \text{ kW}$)

4. Si vuole raffreddare una portata di aria secca pari a $10000 \text{ m}^3/\text{h}$ da $t_1 = 29^\circ\text{C}$, $i_1 = 50\%$ fino a $t_2 = 14^\circ\text{C}$, $i_2 = 80\%$. Determinare la potenza termica complessivamente scambiata e la quantità di acqua che condensa.

(Ris. $\mathbf{j} = -85.86 \text{ kW}$, $G_{H_2O} = -0.015 \text{ kg/s}$)

5. Una portata d'aria umida di $15 \text{ m}^3/\text{s}$, a temperatura $t_1 = 10^\circ\text{C}$ e grado igrometrico $x_1 = 7 \text{ g}_v/\text{kg}_a$, passa attraverso una batteria di riscaldamento che le cede una potenza termica pari a 250 kW . Calcolare la temperatura e l'umidità relativa finali dell'aria.

(Ris. $t_2 = 23.3^\circ\text{C}$, $i_2 = 39\%$)

6. Due portate di aria umida, caratterizzate rispettivamente da $G_1 = 1.5 \text{ kg/s}$, $t_1 = 42^\circ\text{C}$, $x_1 = 11 \text{ g}_v/\text{kg}_a$ e da $G_2 = 0.8 \text{ kg/s}$, $t_2 = 20^\circ\text{C}$, $x_2 = 4 \text{ g}_v/\text{kg}_a$, si miscelano adiabaticamente in un condotto. Determinare le condizioni termoigrometriche (temperatura, grado di umidità, umidità relativa, pressione di vapore, entalpia) della miscela.

(Ris. $t_f = 34.3^\circ\text{C}$, $x_f = 8.6 \text{ g}_v/\text{kg}_a$, $i_f = 25\%$, $p_{vf} = 1355 \text{ Pa}$, $I'_f = 56.4 \text{ kJ/kg}_a$)

7. In un impianto di condizionamento, una portata di aria umida esterna caratterizzata da $t_1 = 35^\circ\text{C}$ e $x_1 = 0.0142 \text{ kg}_v/\text{kg}_a$ è miscelata con una portata di ricircolo nelle condizioni $t_2 = 26.7^\circ\text{C}$ e $x_2 = 0.0112 \text{ kg}_v/\text{kg}_a$. Determinare la temperatura e l'umidità relativa della corrente risultante dalla miscelazione sapendo che le portate di aria secca di ricircolo ed esterna sono nel rapporto 1:2.

(Ris. $t_f = 32.2^\circ\text{C}$, $i_f = 41\%$)

8. Una corrente di aria calda a pressione atmosferica, caratterizzata da una temperatura di 45 °C e da un'umidità relativa di 0.3, è sottoposta ad un processo di saturazione adiabatica. Valutare il grado di umidità e l'entalpia dell'aria all'uscita del saturatore adiabatico e la massa di acqua immessa nella corrente per kilogrammo di aria secca.

$$(Ris. x = 0.025 \text{ kg}_v/\text{kg}_a, I' = 92 \text{ kJ/kg}_a, Dx = 0.007 \text{ kg}_v/\text{kg}_a)$$

9. Una portata di aria umida $G = 1 \text{ kg/s}$, inizialmente a temperatura $t_1 = 26 \text{ °C}$, viene trattata in un saturatore adiabatico fino alla temperatura $t_2 = 16 \text{ °C}$. Determinare l'umidità relativa e la pressione di vapore dell'aria in ingresso e la portata di acqua consumata dall'umidificatore. Successivamente in una batteria di postriscaldamento viene fornito all'aria un flusso termico pari a 10 kW. Valutare le condizioni termoigrometriche (t_3, i_3) dell'aria all'uscita della batteria.

$$(Ris. i_1 = 0.35, p_{v1} = 1179 \text{ Pa}, G_{H_2O} = 4 \text{ g/s}, t_3 = 25.5 \text{ °C}, i_3 = 0.55)$$

10. Una portata di aria umida a pressione atmosferica, avente temperatura al bulbo secco di 35 °C e al bulbo umido di 25.6 °C, è trattata in un impianto di condizionamento fino ad ottenere le condizioni finali di temperatura 22 °C e umidità relativa 50%. Il processo termodinamico consiste in un raffreddamento al di sotto della temperatura di rugiada e di un successivo riscaldamento sensibile. Determinare la quantità d'acqua condensata, il calore sottratto durante il raffreddamento e quello fornito nella fase di riscaldamento (riferiti al kg di aria secca).

$$(Ris. Dx = -0.0088 \text{ kg}_v/\text{kg}_a, Q_{raff} = -48 \text{ kJ/kg}_a, Q_{risc} = 12 \text{ kJ/kg}_a)$$

11. Una portata d'aria umida di 0.8 kg/s, caratterizzata da una temperatura al bulbo secco di 30 °C e una temperatura di rugiada di 23 °C, viene introdotta in una batteria di raffreddamento. Il 20% della portata d'aria bypassa la batteria. Sapendo che l'aria che attraversa la batteria viene raffreddata fino alla temperatura di 15 °C, determinare:

- (a) la portata d'acqua condensata sulla batteria;
- (b) il flusso termico totale sottratto dalla batteria di raffreddamento;
- (c) la temperatura e l'umidità assoluta dell'intera portata d'aria in uscita dalla batteria.

$$(Ris. G_{H_2O} = -4.5 \text{ g/s}, j = -21 \text{ kW}, t_f = 18.1 \text{ °C}, x_f = 0.0121 \text{ kg}_v/\text{kg}_a)$$

12. Le caratteristiche termoigrometriche di una portata di aria umida alla temperatura di 30 °C e umidità relativa 0.4 vengono modificate in un processo a regime permanente così da ottenere un flusso di aria umida alla temperatura di 20 °C. Il processo consiste nella ripartizione della portata complessiva in due correnti con successiva miscelazione. Una corrente permane nelle condizioni iniziali precisate (by-passa la batteria), mentre l'altra subisce prima della miscelazione un raffreddamento fino alla temperatura di 5 °C con sottrazione di condensato. Valutare:

- (a) il grado di umidità e l'entalpia dell'aria a miscelazione avvenuta;
- (b) il rapporto tra le portate di aria secca delle due correnti;
- (c) il calore scambiato (per kg di aria secca) durante il raffreddamento.

$$(Ris. x = 0.0085 \text{ kg}_v/\text{kg}_a, I' = 41.6 \text{ kJ/kg}_a, G_{a1}/G_{a2} = 1.48, Q = -38.5 \text{ kJ/kg}_a)$$

13. In un impianto di condizionamento estivo, la batteria di raffreddamento ($BF = 0$) sottrae una quantità di calore pari a 42 kJ/kg_a, mentre la batteria di riscaldamento ha una potenzialità di 38 kW. Sapendo che l'aria all'uscita del condizionatore ha una temperatura di 18 °C e un'umidità relativa del 40% e che nella batteria condensano 70 kg/h di acqua, determinare la portata di aria secca che circola nell'impianto e le condizioni termoigrometriche (temperatura ed umidità relativa) dell'aria all'ingresso della batteria di raffreddamento.

$$(Ris. G_a = 2.92 \text{ kg/s}, t = 29 \text{ °C}, i = 51\%)$$

ESERCITAZIONE 9
BILANCI DI ENERGIA E DI MASSA DEL LOCALE CONDIZIONATO

Per tutti gli esercizi è richiesto di rappresentare sul diagramma di Mollier le trasformazioni in oggetto.

1. In estate si vuole mantenere una grande sala climatizzata nelle condizioni $t_a = 26\text{ °C}$ e $i_a = 60\%$. Le persone presenti in sala producono nell'ambiente 10 kg/h di vapore acqueo ($I_v = 2570\text{ kJ/kg}_v$), mentre il flusso termico sensibile dell'ambiente è pari a 20 kW . Ipotizzando di immettere aria nell'ambiente a $t_i = 18\text{ °C}$, valutarne il grado igrometrico e la portata.

(Ris. $x_i = 0.0117\text{ kg}_v/\text{kg}_a$, $G_a = 2.47\text{ kg}_a/\text{s}$)

2. Un impianto di condizionamento estivo è attraversato da una portata di aria umida pari a 10000 kg/h che proviene per il 35% dall'esterno ($t_e = 35\text{ °C}$, $i_e = 80\%$) e per il resto dal ricircolo ($t_a = 26\text{ °C}$, $i_a = 50\%$). Si vuole determinare la portata di acqua che condensa sulla batteria ($\text{BF} = 0$), la potenza termica che deve essere fornita all'aria dalla batteria di postriscaldamento, il valore della retta di carico R del locale e il flusso termico totale che viene sottratto all'ambiente, sapendo che le condizioni di immissione dell'aria nell'ambiente sono $t_i = 20\text{ °C}$ e $i_i = 60\%$. Determinare inoltre il numero di persone presenti nel locale, sapendo che ciascuna produce una quantità di vapore acqueo pari a 60 g/h .

(Ris. $G_{H_2O} = -0.022\text{ kg/s}$, $\mathbf{j}_{pr} = 21.8\text{ kW}$, $R = 6471\text{ kJ/kg}_v$, $\mathbf{j}_{tot} = 30\text{ kW}$, $n = 259\text{ persone}$)

3. Nel periodo estivo si vuole mantenere un grande ambiente nelle condizioni termoigrometriche $t_a = 26\text{ °C}$ e $i_a = 50\%$. L'impianto di condizionamento tratta una portata d'aria secca pari a $10000\text{ m}^3/\text{h}$ di cui il 30 % viene prelevato dall'esterno ($t_e = 32\text{ °C}$, $i_e = 70\%$), mentre il resto è aria di ricircolo. Si determini la potenzialità delle batterie di raffreddamento ($\text{BF} = 0$) e di riscaldamento dell'impianto e la portata di acqua che condensa, sapendo che il flusso termico sensibile del locale è pari a 15 kW e che la quantità di vapore prodotta all'interno dell'ambiente è pari a 15 kg/h ($I_v = 2570\text{ kJ/kg}_v$).

(Ris. $\mathbf{j}_{raff} = -82.9\text{ kW}$, $\mathbf{j}_{risc} = 28.4\text{ kW}$, $G_{H_2O} = -0.014\text{ kg/s}$)

4. Un impianto di condizionamento estivo dotato di ricircolo dell'aria deve provvedere a smaltire un flusso termico sensibile pari a 10 kW e un apporto di vapore pari a 14.4 kg/h ($I_v = 2570\text{ kJ/kg}_v$). L'aria trattata viene immessa nel locale alla temperatura di 15 °C ed il locale è mantenuto alla temperatura di 24 °C e umidità relativa 50% . La portata di aria umida di rinnovo vale 2800 kg/h . Sapendo che all'esterno la temperatura è di 35 °C e l'umidità relativa è pari al 70% e ipotizzando un fattore di by-pass nullo, determinare la portata d'aria secca ricircolata e la portata d'acqua che condensa nella batteria di raffreddamento.

(Ris. $G_a = 0.29\text{ kg}_a/\text{s}$, $G_{H_2O} = -54\text{ kg/h}$)

5. In inverno un impianto di condizionamento mantiene un ambiente a $t_a = 20\text{ °C}$ e $i_a = 45\%$, fornendo un flusso termico sensibile pari a 15 kW . Sapendo che la produzione di vapore all'interno dell'ambiente è pari a 7 kg/h ($I_v = 2570\text{ kJ/kg}_v$) e che la temperatura di immissione dell'aria è $t_i = 38\text{ °C}$, determinare la portata di aria umida immessa nel locale e l'umidità relativa di immissione i_i . Ipotizzando quindi che l'aria entri nella prima batteria di riscaldamento a $t = 3\text{ °C}$ e $i = 40\%$, determinare la portata di vapore fornita all'aria dal saturatore adiabatico e il flusso termico scambiato nella batteria di postriscaldamento.

(Ris. $G = 0.772\text{ kg/s}$, $i_i = 10\%$, $G_{H_2O} = 5.54\text{ kg/h}$, $\mathbf{j}_{pr} = 30\text{ kW}$)

6. Un locale (20×50 m, $h = 4$ m) è fornito di un impianto di condizionamento dell'aria che tratta 3 Vol/h di aria esterna. Le due pareti più lunghe, rivolte verso l'esterno, sono costituite ciascuna da due strati di mattoni forati ($L_1 = 12$ cm, $C_1 = 3.7$ W/m²K e $L_3 = 8$ cm, $C_3 = 4.2$ W/m²K), con interposto uno strato di isolante caratterizzato da $L_2 = 4$ cm, $\lambda_2 = 0.046$ W/mK. Su ciascuna di dette pareti è prevista una finestratura di 50 m² costituita da vetri semplici ($K = 5.8$ W/m²K). Ipotizzando che le temperature interna ed esterna siano $t_a = 20$ °C e $t_e = 2$ °C, determinare:
- se si verifica condensa superficiale sulle superfici interne delle finestre nel caso in cui l'umidità relativa all'interno sia $i_a = 50$ %;
 - la temperatura e l'umidità relativa di immissione dell'aria in ambiente, supponendo che le due pareti più lunghe siano le sole confinanti con zone a diversa temperatura, che l'umidità relativa dell'aria esterna sia pari a 0.5 e che nel locale siano presenti 250 persone ciascuna delle quali produce 35 g/h di vapore ($I_v = 2570$ kJ/kg_v).
- (Ris. si ha condensa superficiale, $t_i = 24$ °C, $i_i = 35\%$)
7. Un ambiente, di volume netto pari a 500 m³, è caratterizzato da un carico termico sensibile estivo di 9 kW e da un carico termico sensibile invernale di 7 kW. La produzione di vapore acqueo all'interno del locale è pari a 4 kg/h ($I_v = 2570$ kJ/kg_v) sia nel caso estivo che nel caso invernale. Volendo mantenere l'ambiente a $t_a = 20$ °C e $i_a = 55$ % in inverno e a $t_a = 24$ °C e $i_a = 50$ % in estate, calcolare la pendenza della retta di carico e il numero di ricambi orari forniti dall'impianto in ambedue i casi, estivo e invernale. La temperatura di immissione dell'aria nell'ambiente sia pari a 32 °C in inverno e 16 °C in estate.
- (Ris. $R_{est} = 10751$ kJ/kg_v, $n_{est} = 7$ vol/h, $R_{inv} = -3794$ kJ/kg_v, $n_{inv} = 3.8$ vol/h)

ESERCITAZIONE 10
PROBLEMI IGROMETRICI

1. Calcolare lo spessore L_{is} dello strato di materiale isolante ($\lambda_{is} = 0.05 \text{ W/mK}$) da inserire in una parete verticale piana bistrato ($L_1 = 1 \text{ cm}$, $\lambda_1 = 1.0 \text{ W/mK}$, $L_2 = 6 \text{ cm}$, $\lambda_2 = 0.8 \text{ W/mK}$) al fine di evitare condensazione di vapore sulla superficie rivolta verso l'ambiente interno. Si assumano le seguenti condizioni: $t_e = -8 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_i = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $i_i = 70\%$.

(Ris. $L_{is} = 1.7 \text{ cm}$)

2. Un ambiente, a temperatura $t_a = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ e umidità relativa $i_a = 0.5$, presenta finestre vetrate caratterizzate da una trasmittanza $K_v = 5 \text{ W/m}^2\text{K}$. Verificare se si ha condensazione sulla superficie interna dei vetri quando la temperatura dell'ambiente esterno risulta $t_e = -2 \text{ }^\circ\text{C}$. In caso positivo, determinare il valore massimo di umidità relativa dell'ambiente per cui non si abbia condensazione sulla superficie interna del vetro.

(Ris. Si ha condensazione sulla superficie interna dei vetri, $i_a = 42\%$)

3. Valutare il fattore di temperatura f_{pi} minimo ammissibile per un ambiente a forma di parallelepipedo di dimensioni ($7 \times 5 \times 3 \text{ m}$), abitato da una persona e nelle seguenti condizioni: $t_e = 4 \text{ }^\circ\text{C}$, $i_e = 88\%$, $t_i = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $n = 0.5 \text{ Vol/h}$. Si valuti quindi la trasmittanza termica delle pareti perimetrali necessaria per assicurare il valore di f_{pi} prima calcolato.

| Numero abitanti | Produzione media oraria di vapore G_v [kg/h] |
|-----------------|--|
| 1 | 0.25 |
| 2 | 0.33 |
| 3 | 0.42 |
| 4 | 0.50 |
| 5 | 0.57 |
| 6 | 0.63 |

(Ris. $f_{pi} = 0.68$, $K = 2.59 \text{ W/m}^2\text{K}$)

4. Determinare la portata specifica di vapore che attraversa un pannello di polistirene espanso, di spessore $L = 10 \text{ cm}$, posto tra due ambienti isotermi 1 e 2. Si assuma $t_1 = t_2 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $i_1 = 0.7$, $i_2 = 0.3$, $\delta = 7 \cdot 10^{-12} \text{ kg/msPa}$.

(Ris. $g'_v = 0.24 \text{ g/hm}^2$)

5. Ipotizzando assenza di fenomeni di condensazione interstiziale, tracciare sia su un diagramma (p , x), con x direzione del vettore flusso di vapore, che su un diagramma (p , z'_v), con z'_v resistenza specifica alla diffusione del vapore, l'andamento della pressione di vapore in una parete bistrato composta da due strati piani paralleli di identico spessore $L = 5 \text{ cm}$, ma di diverso materiale (A rivolto verso l'esterno e B verso l'interno). Le permeabilità al vapore siano rispettivamente $\delta_A = 19 \cdot 10^{-12} \text{ kg/msPa}$ e $\delta_B = 9.6 \cdot 10^{-12} \text{ kg/msPa}$. Si assuma $t_i = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $i_i = 50\%$, $t_e = 0 \text{ }^\circ\text{C}$, $i_e = 80\%$.

(Ris. $p_{v,interfaccia} = 691.2 \text{ Pa}$)

6. Si consideri una parete verticale in mattoni di spessore 13 cm, rivestita sul lato interno da uno strato di materiale isolante dello spessore di 8 cm e da uno strato di intonaco dello spessore di 1 cm. Nel caso di condizioni termoigrometriche interne caratterizzate da una temperatura di 20 °C e un'umidità relativa pari a 0.5 e condizioni termoigrometriche esterne caratterizzate da una temperatura di 0 °C e un'umidità relativa pari a 0.8, si verifichi con il metodo di Glaser l'esistenza di condensazione all'interno della parete e si riporti su un diagramma l'andamento della pressione di vapore e della pressione di saturazione all'interno della stessa in funzione della resistenza alla diffusione del vapore (diagramma di Glaser). La permeabilità al vapore e la conducibilità termica dei vari materiali è la seguente:

| | | | | |
|----------|-------------------------------|---------|-------------------|------|
| intonaco | $\delta = 8 \cdot 10^{-12}$ | kg/msPa | $\lambda = 0.45$ | W/mK |
| isolante | $\delta = 150 \cdot 10^{-12}$ | kg/msPa | $\lambda = 0.035$ | W/mK |
| mattoni | $\delta = 30 \cdot 10^{-12}$ | kg/msPa | $\lambda = 0.65$ | W/mK |

Sapendo che la parete ha una superficie pari a 12 m², valutare la quantità di acqua che condensa in 30 giorni.

(Ris. Si ha condensazione all'interfaccia mattoni-isolante, $Q_c = 6.8$ kg)

7. Una parete verticale di un edificio, avente area totale pari a 15 m², è formata da due componenti edilizi posti in parallelo: una superficie opaca di area pari a 13 m², costituita da due strati piani paralleli caratterizzati a partire dall'esterno da $s_1 = 30$ cm, $\lambda_1 = 0.8$ W/mK, $\delta_1 = 6.33 \cdot 10^{-12}$ kg/msPa e $s_2 = 10$ cm, $\lambda_2 = 0.04$ W/mK, $\delta_2 = 3.16 \cdot 10^{-11}$ kg/msPa ed una superficie vetrata di area pari a 2 m², caratterizzata da una trasmittanza pari a 6 W/m²K. Dire se si verificano fenomeni di condensazione superficiale o interstiziale nel caso in cui all'interno si abbia $t_i = 20$ °C e $i_i = 50\%$ e all'esterno $t_e = 0$ °C e $i_e = 50\%$.

(Ris. Si ha cond. sup. sulla superficie interna della parete vetrata, si ha cond. interst. all'interfaccia strato 1-strato 2 della parete opaca)

8. Una parete verticale di un edificio è costituita da due strati piani paralleli caratterizzati a partire dall'esterno da $s_1 = 30$ cm, $\lambda_1 = 0.8$ W/mK, $\delta_1 = 6.33 \cdot 10^{-12}$ kg/msPa e $s_2 = 10$ cm, $\lambda_2 = 0.04$ W/mK. Nel caso in cui le condizioni termoigrometriche dell'ambiente interno siano $t_i = 20$ °C e $i_i = 50\%$, mentre quelle dell'ambiente esterno $t_e = 0$ °C e $i_e = 50\%$, determinare il valore massimo della permeabilità al vapore dello strato 2 affinché non si abbia condensazione all'interno della parete.

(Ris. $d_2 = 2.14 \cdot 10^{-12}$ kg/msPa)

9. I pannelli di tamponamento di un fabbricato costruito in cemento armato sono costituiti da due strati di calcestruzzo ($\lambda = 0.9$ W/m°C, $\delta = 3.16 \cdot 10^{-11}$ kg/msPa) di spessore pari a 3 cm ciascuno, con interposto uno strato di polistirolo ($\lambda = 0.03$ W/m°C, $\delta = 6.33 \cdot 10^{-12}$ kg/msPa) di spessore pari a 5 cm. Sapendo che $t_e = 0$ °C, $i_e = 50\%$, $t_i = 20$ °C, $i_i = 50\%$, verificare se si hanno fenomeni di condensazione all'interno della parete e in caso negativo valutare la portata specifica di vapore che attraversa la parete.

(Ris. Non si ha condensazione interstiziale, $g'_v = 8.83 \cdot 10^{-8}$ kg/sm²)

10. Una parete verticale è costituita da due strati piani paralleli posti in serie caratterizzati a partire dall'esterno da $s_1 = 25$ cm, $\lambda_1 = 0.65$ W/mK, $\delta_1 = 20 \cdot 10^{-12}$ kg/msPa e $s_2 = 10$ cm, $\delta_2 = 10 \cdot 10^{-12}$ kg/msPa. Nel caso in cui all'interno la temperatura sia $t_i = 20$ °C e l'umidità relativa sia $i_i = 50\%$, mentre nell'ambiente esterno si abbia $t_e = 2$ °C e $i_e = 80\%$, determinare la portata specifica di vapore che diffonde attraverso la parete nell'ipotesi che non si abbiano fenomeni di condensazione interstiziale. Determinare inoltre il valore minimo della conducibilità termica dello strato 2 affinché non si verifichi condensazione all'interno della parete.

(Ris. $g'_v = 2.7 \cdot 10^{-8}$ kg/m²s, $I_2 = 0.06$ W/mK)

ESERCITAZIONE 11
FOTOMETRIA

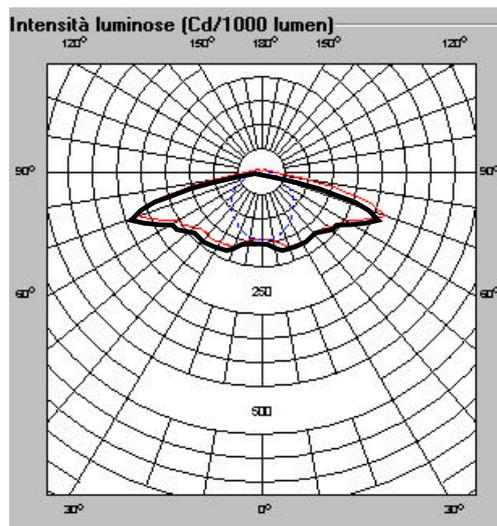
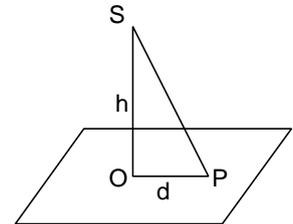
1. Il filamento di una lampada ad alogeni si trova alla temperatura di 3000 °C. Calcolare per quale valore di lunghezza d'onda si ha il massimo della radiazione emessa e dire in quale zona dello spettro elettromagnetico cade tale valore. Supponendo che il filamento possa essere schematizzato come un cilindro di diametro 0.5 mm e lunghezza 15 mm e che si comporti come un corpo grigio di emissività $\epsilon = 0.3$, valutare il valore del flusso luminoso monocromatico alla lunghezza d'onda $\lambda = 0.5 \mu\text{m}$ in condizioni di visione fotopica.

(Ris. $I_{\text{max}} = 0.89 \text{ mW}$, cade nell'infrarosso, $f_{l,\lambda} = 2841 \text{ lm/mW}$)

2. Una sorgente luminosa perfettamente isotropa di potenza $P = 500 \text{ W}$ è caratterizzata da un'efficienza luminosa $\eta = 15 \text{ lm/W}$. Si valuti la corrispondente intensità luminosa I .

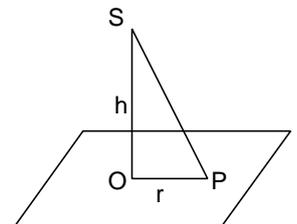
(Ris. $I = 597 \text{ cd}$)

3. Si calcoli l'illuminamento E_P prodotto su un piano orizzontale nel punto P da parte della sorgente luminosa S disposta come in figura, di cui si riporta anche la curva fotometrica. La sorgente è sospesa a $h = 4 \text{ m}$ dal suolo e P si trova a $d = 2.3 \text{ m}$ dal punto O sottostante la sorgente stessa. Il flusso luminoso complessivo emesso dalla sorgente è pari a 6000 lm.



(Ris. $E_P = 42.8 \text{ lx}$)

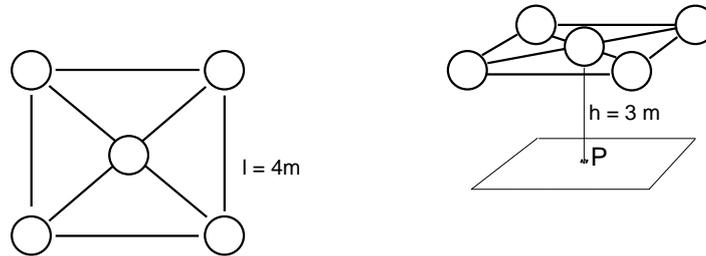
4. Tracciare le curve isolux 10 lx, 20 lx, 30 lx che una sorgente luminosa puntiforme isotropa S di intensità $I = 1000 \text{ cd}$ provoca sul piano orizzontale. La sorgente è sospesa ad un'altezza $h = 4 \text{ m}$ dal suolo.



(Ris. $r_1 = 6.18 \text{ m}$, $r_2 = 4.26 \text{ m}$, $r_3 = 3.18 \text{ m}$)

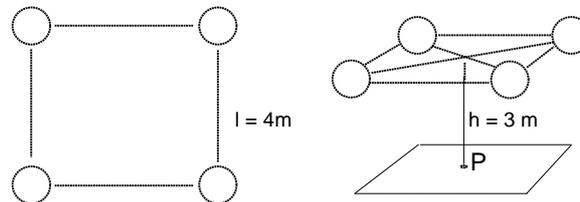
5. Si consideri un reticolo quadrato di lato $l = 4 \text{ m}$ con sorgenti luminose uguali puntiformi, disposte come in figura. Se le sorgenti sono isotrope ($I = 50 \text{ cd}$), si valuti l'illuminamento nel punto P posto lungo la verticale passante per la sorgente centrale ($h = 3 \text{ m}$).

(Ris. $E_p = 14.12 \text{ lx}$)



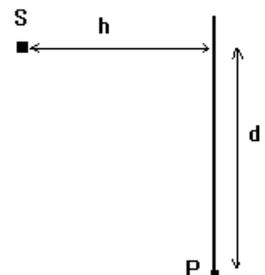
6. Si hanno a disposizione 4 sorgenti luminose uguali, puntiformi e isotrope, aventi intensità pari a $I = 400 \text{ cd}$, disposte come in figura. Determinare quante di esse devono essere accese per ottenere nel punto P un illuminamento non inferiore a 50 lx .

(Ris. 3 lampade)



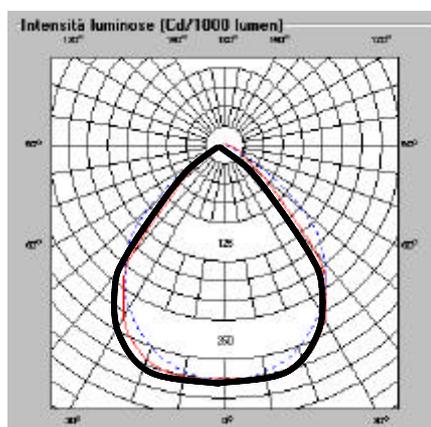
7. Valutare a quale distanza h dalla parete verticale deve essere posta la sorgente luminosa S puntiforme ed isotropa ($I = 360 \text{ cd}$) affinché l'illuminamento nel punto P posto sulla parete risulti pari a 30 lx . Assumere $d = 2 \text{ m}$.

(Ris. $h = 2.21 \text{ m}$)



8. Un piano di dimensioni $(180 \times 80 \text{ cm})$ è illuminato direttamente mediante una sorgente luminosa, di cui è riportata la curva fotometrica, posta al centro dello stesso ad un'altezza di 70 cm . Sapendo che l'efficienza luminosa della sorgente è pari a 70 lm/W e che la sua potenza è pari a 60 W , determinare l'illuminamento medio sul piano, supponendo di dividere il piano stesso in 24 piccole aree di dimensioni $(30 \times 20 \text{ cm})$ e di valutare l'illuminamento al centro di ciascuna di esse.

(Ris. $E_m = 1119.7 \text{ lx}$)



ESERCITAZIONE 12
ILLUMINAZIONE ARTIFICIALE

1. Un ufficio (dimensioni in pianta 10×12 m e altezza 4 m) è illuminato in maniera diretta da 40 lampade (riflettori a fascio largo posti a soffitto da 3000 lm ciascuno). Ipotizzando che il coefficiente di riflessione medio delle pareti sia $\rho = 0.5$ ed il coefficiente di riflessione del soffitto sia $\rho = 0.75$ e considerando una buona manutenzione delle lampade, determinare l'illuminamento medio sul piano di lavoro.

(Ris. $E = 435 \text{ lx}$)

2. Valutare, ai fini del progetto di massima dell'illuminazione di un capannone di dimensioni in pianta 20×10 m, il numero di lampade a incandescenza necessarie e la potenza elettrica richiesta, sapendo che ciascuna lampada è caratterizzata da una potenza $P = 150 \text{ W}$ e da un'efficienza luminosa $\eta = 14 \text{ lm/W}$. Il livello di illuminazione prescritto è di 180 lx, con fattore di utilizzazione $u = 0.5$; si ipotizzi un fattore di manutenzione pari a 0.6.

(Ris. 58 lampade, $P = 8700 \text{ W}$)

3. Determinare il numero di lampade da installare in un'aula da disegno di dimensioni in pianta 7×10 m e altezza 3 m, ove si prevede un'illuminazione generale diretta con riflettori a fascio largo fluorescenti a soffitto di potenza 58 W ed efficienza luminosa 60 lm/W per garantire un illuminamento medio sul piano di lavoro pari a 500 lx. Si assuma un grado di pulizia mediocre delle lampade ed un coefficiente di riflessione delle pareti e soffitto pari al 50%.

(Ris. 26 lampade)

4. In un ambiente di dimensioni in pianta 5×6 m è installato un impianto di illuminazione artificiale che consente un illuminamento medio del piano di lavoro pari a 100 lx. Tale impianto è costituito da 6 lampade ad incandescenza, ciascuna di efficienza luminosa pari a 11 lm/W e potenza pari a 75 W. Calcolare il fattore di utilizzazione, ipotizzando un fattore di manutenzione pari a 0.7.

(Ris. $u = 0.87$)

5. Calcolare il numero minimo di lampade (diffusori) affinché l'illuminamento medio sul piano di lavoro di un locale di dimensioni in pianta 6×8 m e altezza 4 m sia di 300 lx. Ciascun diffusore è caratterizzato da un flusso luminoso di 3500 lm. Assumere:

- distanza lampada-soffitto 0.5 m;
- fattore di riflessione delle pareti 0.5;
- fattore di riflessione del soffitto 0.5;
- illuminazione diretta;
- condizioni di pulizia scarsa della lampada.

Sapendo che ciascuna lampada presenta un'efficienza luminosa pari a 50 lm/W, determinare il consumo totale di energia elettrica in un anno, nel caso in cui le lampade funzionino per 8 ore al giorno. Calcolare anche il costo di funzionamento dell'impianto in un anno, supponendo che l'energia elettrica costi circa 0.1 euro al kWh.

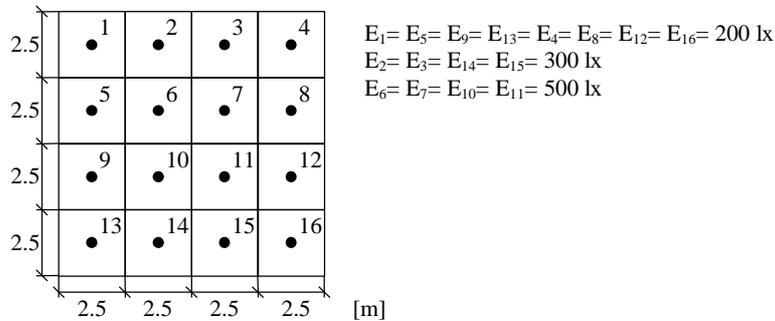
(Ris. 19 lampade, consumo = 3883.6 kWh, costo = 388 euro)

6. Per illuminare un'area esterna di 10000 m² con un illuminamento medio di 20 lx si dispongono le lampade in modo da ottenere un coefficiente di utilizzazione pari a 0.4. Supponendo di poter impiegare lampade con efficienza luminosa pari a 80 lm/W caratterizzate da un flusso di 5000 lm, calcolare il numero di lampade necessarie e la potenza elettrica complessivamente consumata.

(Ris. 100 lampade, $P = 6250 \text{ W}$)

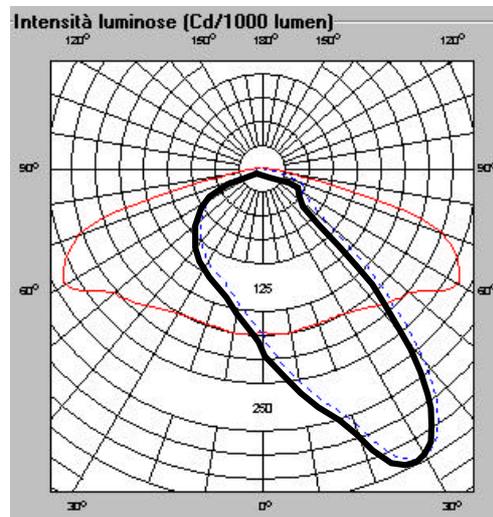
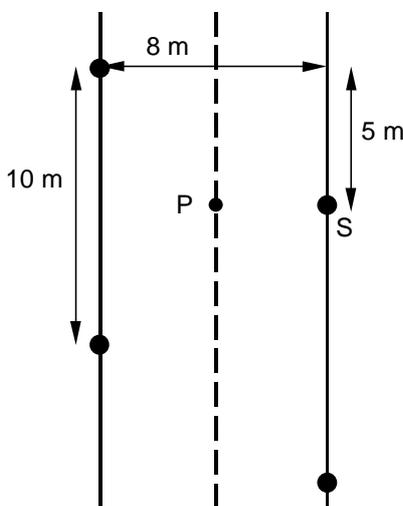
7. Una volta misurati sul piano di lavoro all'interno di un locale di dimensioni in pianta 10×10 m i valori di illuminamento indicati in figura, calcolare il coefficiente di utilizzazione dell'impianto di illuminazione, nell'ipotesi che nel locale siano installate 22 lampade a luminescenza, ciascuna caratterizzata da una potenza di 60 W e da un'efficienza luminosa di 75 lm/W. Si assuma il fattore di manutenzione pari a 0.7.

(Ris. $u = 0.43$)



8. In un impianto di illuminazione stradale le lampade sono disposte ai bordi della carreggiata ad un'altezza di 4 m, in modo alternato alla distanza di 10 m l'una dall'altra. Supponendo che la carreggiata sia larga 8 m e che l'illuminamento medio misurato su di essa sia pari 40 lx, calcolare il coefficiente di utilizzazione dell'impianto. Assumere che il coefficiente di manutenzione sia pari a 0.8 e che il flusso luminoso emesso da ciascuna lampada sia pari a 13000 lm. Utilizzando la curva fotometrica evidenziata in figura, determinare l'illuminamento prodotto dalla sorgente S nel punto P al centro della carreggiata.

(Ris. $u = 0.15$, $E_P = 57.5 \text{ lx}$)



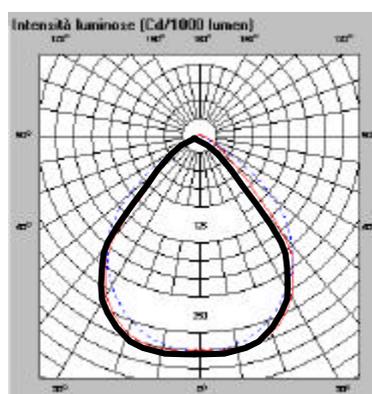
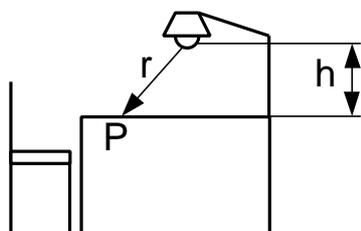
9. Un ufficio è illuminato mediante un'illuminazione generale di tipo misto che utilizza 8 lampade fluorescenti dotate di diffusore. Il locale, alto 5.5 m, ha dimensioni in pianta 10×5 m e le sorgenti luminose sono poste alla distanza di 0.5 m dal soffitto. Ciascuna lampada ha potenza pari a 80 W ed efficienza luminosa pari a 60 lm/W. Il fattore di riflessione medio delle superfici interne è pari a 0.5 e si può ipotizzare una buona manutenzione.

In corrispondenza delle singole postazioni, il piano di lavoro è illuminato direttamente da un'ulteriore sorgente luminosa, disposta come in figura, avente efficienza luminosa pari a 70 lm/W e caratterizzata dalla curva fotometrica evidenziata in figura. Nel punto P ($h = 70$ cm, $r = 90$ cm) è garantito complessivamente un illuminamento di 750 lx.

Determinare:

- l'illuminamento medio sul piano di lavoro dovuto alla sola illuminazione generale;
- l'illuminamento in P dovuto unicamente alla sorgente ausiliaria;
- la potenza della sorgente ausiliaria.

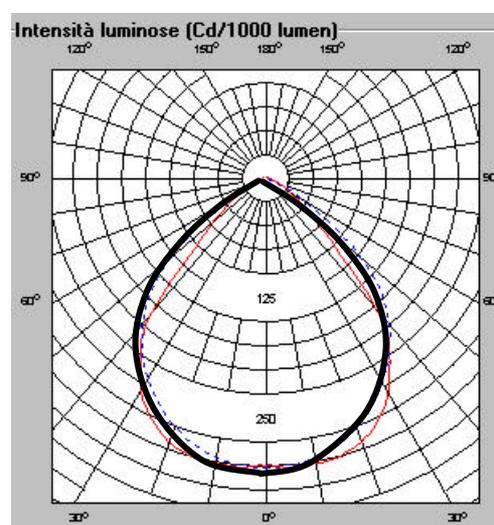
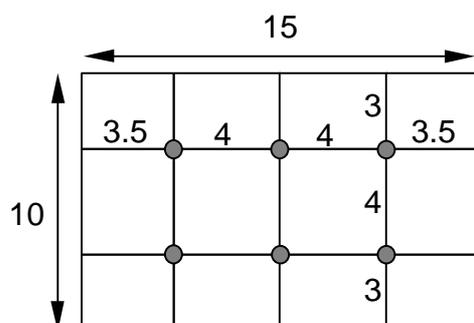
(Ris. $E_m = 161.3$ lx, $E_{P,S} = 588.7$ lx, $P = 43.8$ W)



10. Un'aula scolastica di dimensioni in pianta 15×10 m e altezza 4 m è illuminata da 6 riflettori a fascio medio disposti come in figura e posti alla distanza di 0.5 m dal soffitto. Ciascuna lampada ha potenza unitaria di 130 W ed efficienza luminosa 80 lm/W. Il fattore di riflessione medio delle superfici interne è pari a 0.5. Determinare:

- l'illuminamento medio sul piano di lavoro con il metodo del fattore di utilizzazione, ipotizzando una pulizia frequente delle lampade;
- l'illuminamento al centro piano di lavoro dovuto alla sola componente diretta (curva fotometrica delle sorgenti evidenziata in figura).

(Ris. $E_m = 184.1$ lx, $E = 372.6$ lx)



ESERCITAZIONE 13
ILLUMINAZIONE NATURALE

1. Valutare il fattore medio di luce diurna η_m di un'aula scolastica di dimensioni in pianta 10×6 m ed altezza 3 m dotata di due finestre, ciascuna di superficie netta pari a 6 m^2 . Sono noti il coefficiente di trasmissione della superficie vetrata $\tau = 0.6$, il fattore di riflessione medio delle superfici interne del locale $\rho_m = 0.65$ ed il fattore finestra $q = 0.4$.

(Ris. $\mathbf{h}_m = 0.038$)

2. Determinare la superficie che dovrebbe avere un lucernario orizzontale per garantire un valore del fattore medio di luce diurna $\eta_m = 0.06$ all'interno di un ambiente destinato ad aula scolastica. Il locale ha dimensioni in pianta 4×7 m e altezza 3.2 m, il coefficiente di riflessione medio delle pareti è $\rho_m = 0.6$, il fattore di trasmissione del vetro è $\tau = 0.8$.

(Ris. $\mathbf{A} = 3.8 \text{ m}^2$)

3. Il fattore medio di luce diurna di un ambiente risulta $\eta_m = 3 \%$. Sapendo che l'area complessiva delle superfici interne è pari a 120 m^2 , che il loro fattore di riflessione medio risulta $\rho_m = 0.7$, che la superficie vetrata verticale è 3 m^2 , che il fattore di trasmissione del vetro è $\tau = 0.87$, calcolare quanta superficie vetrata orizzontale bisogna aggiungere perché risulti $\eta_m = 5 \%$, ipotizzando che ρ_m non vari.

(Ris. $\mathbf{A} = 0.83 \text{ m}^2$)

4. Una palestra di dimensioni in pianta 20×40 m e altezza 8 m presenta 10 lucernari orizzontali, ciascuno di dimensione 4×1.5 m, con vetri doppi ($\tau = 0.6$). Il fattore di riflessione medio delle pareti risulta $\rho_m = 0.53$. Determinare il fattore medio di luce diurna del locale.

(Ris. $\mathbf{h}_m = 0.03$)

5. Un ambiente è caratterizzato da un rapporto tra la superficie vetrata e la superficie totale delle pareti, del soffitto e del pavimento pari a 0.03. Supponendo che la superficie vetrata sia ricavata su una parete verticale antistante uno spazio verde di grandi dimensioni e che il coefficiente di riflessione medio delle pareti interne dell'ambiente sia $\rho_m = 0.5$, calcolare il fattore medio di luce diurna nei seguenti due casi:

a) finestre con vetro semplice, $\tau = 0.8$;

b) finestre con vetro a camera, $\tau = 0.6$.

(Ris. a) $\mathbf{h}_m = 2.4 \%$, b) $\mathbf{h}_m = 1.8 \%$)

6. Le pareti di due edifici del centro storico affacciati su un vicolo distano tra loro 5 m. Sapendo che i locali di uno dei due palazzi affacciati sul vicolo hanno dimensioni in pianta 3×4 m e altezza 3 m e che ciascuno è illuminato da una finestra con vetro doppio ($\tau = 0.7$) di dimensioni 1.7×1 m, determinare:

a) il fattore medio di luce diurna per un locale posto al primo piano;

b) il fattore medio di luce diurna per un locale posto al quinto piano;

c) il valore del fattore di riflessione medio delle pareti interne necessario per avere al quinto piano un fattore di luce diurna pari a 1.5 %.

Sono noti i seguenti dati: altezza del baricentro della finestra di un locale posto al primo piano pari a 4 m dalla strada, altezza del baricentro della finestra di un locale posto al quinto piano pari a 14 m; altezza del palazzo antistante pari a 20 m; fattore di riflessione delle pareti verticali interne e del soffitto pari a 0.7, fattore di riflessione del pavimento pari a 0.2.

(Ris. a) $\mathbf{h}_m = 0.037$, b) $\mathbf{h}_m = 0.006$, c) $\mathbf{r}_m = 0.84$)

7. In un capannone di dimensioni in pianta 30×60 m e altezza netta pari a 10 m, l'illuminazione naturale è ottenuta mediante lucernari di dimensioni 6×2 m ciascuno, aventi un fattore di trasmissione pari a 0.6. Il fattore di riflessione medio delle superfici interne è pari a 0.55. Determinare :

- il numero di lucernari necessario affinché nel corso dell'anno alle ore 12 l'illuminamento all'interno dell'ambiente non scenda mai al di sotto di 100 lx;
- la percentuale di superficie di soffitto occupata dai lucernari;
- il massimo valore di illuminamento che si ottiene alle ore 12 all'interno dell'ambiente nel corso dell'anno nel caso di cielo coperto.

Nella tabella sono riportati i valori dell'illuminamento esterno su superficie orizzontale a Genova, nel caso di cielo coperto alle ore 12.

(Ris. 88 lucernari, 59 %, $E_{max} = 237.4$ lx)

Genova:

44.4° nord, 8.9° est G.
Cielo coperto - ore 12

| data | Eehsky |
|--------|--------|
| 21-gen | 434 |
| 21-feb | 567 |
| 21-mar | 707 |
| 21-apr | 827 |
| 21-mag | 892 |
| 21-giu | 913 |
| 21-lug | 896 |
| 21-ago | 833 |
| 21-set | 716 |
| 21-ott | 566 |
| 21-nov | 433 |
| 21-dic | 380 |

ESERCITAZIONE 14
PROPAGAZIONE DEL SUONO IN CAMPO LIBERO

1. Calcolare l'intensità sonora media trasportata da un'onda piana progressiva le cui variazioni di pressione hanno un'ampiezza pari a $p_{\max} = 1 \text{ Pa}$.

(Ris. $I = 1.2 \cdot 10^{-3} \text{ W/m}^2$)

2. Una sorgente sonora puntiforme, caratterizzata da una potenza pari a $5 \cdot 10^{-5} \text{ W}$, opera in campo libero. Determinare il livello di pressione sonora che si rileva ad una distanza di 5 m da essa.

(Ris. $L_p = 52 \text{ dB}$)

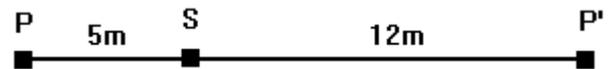
3. Un suono, generato da una sorgente puntiforme, si propaga liberamente nell'aria. Sapendo che a 1 m dalla sorgente l'intensità è pari a 10^{-3} W/m^2 , calcolare a quale distanza dalla sorgente l'intensità sonora risulta 100 volte minore.

(Ris. $d = 10 \text{ m}$)

4. Un suono, generato da una sorgente puntiforme, si propaga liberamente nell'aria. Sapendo che a 1 m dalla sorgente il livello di pressione sonora è pari a 70 dB, calcolare a quale distanza dalla sorgente esso risulta pari a 50 dB.

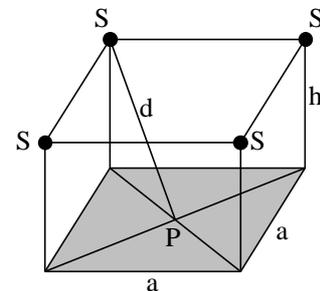
(Ris. $d = 10 \text{ m}$)

5. Una sorgente sonora puntiforme S opera in campo libero: determinare la riduzione di livello di intensità sonora che si verifica se ci si sposta da P a P'.



(Ris. $L_{IP'} - L_{IP} = -7.6 \text{ dB}$)

6. Al centro di una pedana quadrata di lato $a = 10 \text{ m}$ che costituisce la zona da ballo di una discoteca all'aperto si rileva un livello di pressione sonora pari a 103 dB: esso è prodotto da quattro sorgenti sonore puntiformi uguali poste ai lati della pedana ad un'altezza pari a $h = 4 \text{ m}$. Supponendo di essere in condizioni di campo libero, calcolare la potenza sonora che caratterizza ciascuna sorgente.



(Ris. $P = 4.1 \text{ W}$)

7. Tre sorgenti sonore puntiformi operanti in campo libero, disposte rispettivamente a distanza $r_1 = 10 \text{ m}$, $r_2 = 5 \text{ m}$ e $r_3 = 8 \text{ m}$ da un punto P, sono caratterizzate da una potenza sonora $\Pi = 10^{-4} \text{ W}$ ciascuna. Determinare il livello di pressione sonora che complessivamente si rileva in P.

(Ris. $L_p = 57.1 \text{ dB}$)

8. In ogni punto di un'immaginaria superficie sferica di raggio 3 m, il cui centro coincide con il punto in cui è collocato un altoparlante, viene rilevata una pressione sonora pari a 0.2 Pa. Determinare il corrispondente livello di pressione sonora ed il livello di potenza sonora della sorgente.

(Ris. $L_p = 80 \text{ dB}$, $L_P = 100.4 \text{ dB}$)

9. In un punto di un ambiente aperto si misura un livello sonoro di fondo pari a 45 dB. Supponendo di installare in detto ambiente una sorgente sonora di potenza 10^{-5} W alla distanza di 3 m dal punto considerato, calcolare l'incremento di livello sonoro che si rileva nel punto stesso.

(Ris. $DL_p = 5.8 \text{ dB}$)

ESERCITAZIONE 15
ANALISI IN FREQUENZA E SENSAZIONE SONORA

1. Il rumore prodotto da un ventilatore operante in campo libero presenta il seguente spettro di frequenza in banda di ottava del livello di potenza sonora:

| | | | | | | | | |
|----------------|----|-----|-----|-----|------|------|------|------|
| f [Hz] | 63 | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 |
| L_{Π} [dB] | 88 | 97 | 110 | 108 | 102 | 96 | 90 | 85 |

Calcolare il livello di pressione sonora complessivo alle distanze di 1 m e di 500 m dal ventilatore stesso.

(Ris. $L_{p,1m} = 101.8$ dB, $L_{p,500m} = 47.8$ dB)

2. Un rumore presenta il seguente spettro di frequenza in banda di ottava:

| | | | | | | |
|---------------|-----|-----|-----|------|------|------|
| f [Hz] | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 |
| L_p [dB(A)] | 70 | 68 | 63 | 64 | 58 | 50 |

Determinare il corrispondente valore dell'indice NR.

(Ris. NR = 75)

3. Viene effettuata in un punto P una misura del livello di pressione sonora in banda di ottava con i risultati riportati in tabella.

| | | | |
|------------|-----|-----|------|
| F [Hz] | 250 | 500 | 1000 |
| L_p [dB] | 79 | 77 | 82 |

Calcolare l'intervallo di frequenza Δf relativo all'intero campo considerato ed il corrispondente livello complessivo in scala A.

(Ris. $\Delta f = 1237.4$ Hz, $L_{pA} = 82.9$ dB(A))

ESERCITAZIONE 16
ACUSTICA ARCHITETTONICA

1. Un ambiente a forma di parallelepipedo, di dimensioni in pianta 8×6 m e altezza 3.3 m, ha le pareti verticali caratterizzate da una superficie vetrata pari a 16 m^2 (coefficiente medio di assorbimento acustico del vetro $a = 0.03$). Le superfici che delimitano l'ambiente sono: pavimento in linoleum con coefficiente medio di assorbimento acustico $a = 0.03$, pareti intonacate in calce grezza $a = 0.05$, controsoffitto con pannelli assorbenti $a = 0.7$. Calcolare il coefficiente di assorbimento acustico medio dell'ambiente ed il tempo di riverberazione del locale vuoto.

(Ris. $a_m = 0.21$, $t_c = 0.64 \text{ s}$)

2. In una palestra di dimensioni in pianta 20×40 m e altezza 8 m il pavimento presenta un coefficiente di assorbimento acustico $a = 0.03$. Determinare il valore minimo che può assumere il coefficiente di assorbimento delle pareti e del soffitto (supposte di uguale materiale) in modo che il tempo di riverberazione sia $t_c \leq 2 \text{ s}$.

(Ris. $a = 0.28$)

3. Un locale di dimensioni in pianta 10×10 m e altezza 3.5 m, destinato a sala conferenze, è caratterizzato da un tempo di riverberazione $t_c = 1.6 \text{ s}$. Poiché tale valore risulta troppo elevato per una buona percezione delle parole, si desidera ridurlo a $t_c = 0.8 \text{ s}$ intervenendo sul soffitto intonacato ($a = 0.03$). Calcolare la percentuale della superficie del soffitto da ricoprire con pannelli fonoassorbenti aventi coefficiente di assorbimento $a = 0.55$.

(Ris. 67.3 %)

4. In un ambiente cubico, di volume pari a 216 m^3 ed avente le pareti caratterizzate da un coefficiente di assorbimento uniforme, si misura un tempo di riverberazione $t_c = 1.5 \text{ s}$. Sapendo che una superficie pari a 60 m^2 viene ricoperta con un materiale fonoassorbente caratterizzato da un coefficiente di assorbimento acustico pari a 0.8, calcolare il nuovo tempo di riverberazione dell'ambiente.

(Ris. $t_c = 0.53 \text{ s}$)

5. Un auditorium di dimensioni in pianta 15×30 m e altezza 7 m ha un tempo di riverberazione a 1000 Hz pari a $t_c = 2 \text{ s}$ a sala vuota. Si determini il coefficiente di assorbimento medio della sala. Se nell'auditorium sono presenti 400 persone (assorbimento per persona $A_i = 0.5 \text{ m}^2$), si calcoli il nuovo tempo di riverberazione t'_c .

(Ris. $a_m = 0.16$, $t'_c = 1.12 \text{ s}$)

6. Un ambiente di dimensioni in pianta 8×15 m e altezza 4 m, avente le pareti ed il soffitto intonacati ($a_{1000 \text{ Hz}} = 0.03$) ed il pavimento in marmo ($a_{1000 \text{ Hz}} = 0.02$), è stato destinato a sala da conferenze con 80 posti. Verificare se il tempo di riverberazione della sala è idoneo a tale scopo. Si consideri la situazione in cui la sala è occupata per 1/3 della capienza massima (assorbimento per persona $A_i = 0.5 \text{ m}^2$). Nel caso in cui il tempo di riverberazione risultasse troppo elevato, si determini la percentuale della superficie del soffitto da rivestire con pannelli fonoassorbenti aventi un coefficiente di assorbimento $a_{1000 \text{ Hz}} = 0.8$.

(Ris. $t_{c,1000 \text{ Hz}} = 3.08 \text{ s}$, troppo elevato in quanto $t_{\text{ott},1000 \text{ Hz}} @ 0.8 \text{ s}$, 76.9 %)

7. Un ambiente di dimensioni in pianta 20×12 m e altezza 8 m viene adibito a sala da concerto. Determinare l'assorbimento acustico medio che deve caratterizzare le pareti verticali ed il soffitto affinché il tempo di riverberazione a 1000 Hz sia pari a quello ottimale. Si consideri il pavimento in marmo ($a = 0.02$) e 80 poltroncine presenti nella sala, ciascuna caratterizzata da un assorbimento acustico $A_i = 1 \text{ m}^2$.
(Ris. $a = 0.16$)
8. Un ambiente di dimensioni in pianta 20×40 m e altezza 4 m è caratterizzato da un coefficiente di assorbimento medio pari a $a_m = 0.04$. Una sorgente sonora posta all'interno è caratterizzata da un livello di potenza sonora $L_{\Pi} = 90$ dB. Determinare la densità sonora di regime D_0 del campo diffuso nell'ambiente.
(Ris. $D_0 = 1.34 \times 10^{-7} \text{ J/m}^3$)
9. Un ambiente di dimensioni in pianta 20×20 m e altezza 5 m è caratterizzato da un coefficiente di assorbimento medio pari a $a_m = 0.2$. Si misura nell'ambiente un livello di pressione sonora $L_p = 80$ dB. Volendo ridurre tale livello a 75 dB intervenendo sulle 6 pareti, determinare il nuovo coefficiente di assorbimento medio delle stesse.
(Ris. $a_m = 0.44$)
10. In un ambiente di dimensioni in pianta 7×15 m e altezza 6 m, caratterizzato da pareti e soffitto intonacati ($a = 0.03$) e da pavimento in marmo ($a = 0.02$), opera una sorgente sonora. A distanza sufficiente dalla sorgente, ove il contributo del campo diffuso è predominante, il livello di pressione sonora risulta $L_p = 70$ dB. Valutare il nuovo valore del livello di pressione sonora che si registra nell'ambiente se alle pareti laterali vengono appesi tendaggi di velluto sottile ($a = 0.5$) ed il pavimento viene ricoperto da moquette pesante ($a = 0.44$).
(Ris. $L_p = 56.7 \text{ dB}$)
11. In un ambiente di dimensioni in pianta 20×20 m e altezza 5 m si misura un tempo di riverberazione pari a 2 s. Dopo aver effettuato un intervento teso ad aumentare l'assorbimento acustico, si ottiene un tempo di riverberazione pari a 1 s. Nell'ipotesi che nell'ambiente sia presente una sorgente sonora di potenza pari a 10^{-3} W, calcolare il livello di pressione sonora all'interno del locale prima e dopo l'intervento.
(Ris. $L_{p1} = 73.5 \text{ dB}$, $L_{p2} = 69.5 \text{ dB}$)
12. All'interno di un capannone industriale, avente dimensioni in pianta 20×42 m ed altezza interna pari a 11 m, sono presenti 20 macchine, caratterizzate ciascuna da un livello di potenza sonora pari a 100 dB, e 15 macchine, caratterizzate ciascuna da un livello di potenza sonora pari a 98 dB. Il coefficiente di assorbimento medio delle superfici interne è pari a 0.3. Valutare il livello di pressione sonora risultante con tutte le macchine in funzione. Nel caso si voglia mantenere all'interno dell'ambiente un livello di pressione sonora massimo pari a 85 dB rivestendo il soffitto metallico ($a = 0.03$) con pannelli di materiale fonoassorbente, determinare il coefficiente di assorbimento dei pannelli. Calcolare inoltre il tempo di riverberazione dell'ambiente prima e dopo l'intervento di correzione acustica.
(Ris. $L_p = 89.6 \text{ dB}$, $a = 0.94$, $t_{c1} = 1.62 \text{ s}$, $t_{c2} = 0.88 \text{ s}$)

13. Tre sorgenti sonore puntiformi ed isotrope, caratterizzate ciascuna da una potenza sonora $\Pi = 10^{-4}$ W, sono poste rispettivamente a distanza $r_1 = 2$ m, $r_2 = 1$ m e $r_3 = 3$ m da un punto P. Determinare il livello di pressione sonora che complessivamente si rileva in P nel caso che:

- P si trovi all'aperto;
- P si trovi all'interno di una stanza cubica di lato 6 m, caratterizzata da un coefficiente di assorbimento medio delle pareti pari a 0.1.

(Ris. (a) $L_p = 70.4$ dB, (b) $L_p = 77.8$ dB)

14. Una sorgente sonora opera all'interno di una stanza di dimensioni in pianta 4×4 m e altezza 3 m, con pavimento in marmo e pareti laterali e soffitto intonacati. In tabella sono riportati lo spettro di emissione in banda di ottava della sorgente (livello di potenza sonora) ed i valori dei coefficienti di assorbimento del marmo e dell'intonaco. Determinare:

- il livello di pressione sonora alle diverse frequenze e quello risultante all'interno della stanza;
- il tempo di riverberazione del locale alle diverse frequenze;
- il coefficiente di assorbimento medio delle superfici che delimitano il locale necessario per ridurre di 10 dB il livello di pressione sonora alle diverse frequenze.

| | | | | | | |
|----------------------------------|------|------|------|------|------|------|
| f [Hz] | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 |
| L_{Π} [dB] | 87 | 80 | 60 | 58 | 58 | 54 |
| Fattore di assorbimento marmo | 0.01 | 0.01 | 0.01 | 0.02 | 0.02 | 0.02 |
| Fattore di assorbimento intonaco | 0.01 | 0.01 | 0.02 | 0.03 | 0.04 | 0.05 |

(Ris $L_p = 94.7$ dB)

| | | | | | | |
|------------|------|------|------|------|------|------|
| f [Hz] | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 |
| L_p [dB] | 93.9 | 86.9 | 64.3 | 60.4 | 59.3 | 54.4 |
| t_c [s] | 9.6 | 9.6 | 5.3 | 3.4 | 2.7 | 2.2 |
| a_m | 0.09 | 0.09 | 0.16 | 0.22 | 0.27 | 0.32 |

ESERCITAZIONE 17
ISOLAMENTO ACUSTICO

1. Un tramezzo in mattoni, caratterizzato da un potere fonoisolante pari a 50 dB ed avente area frontale 5×3.5 m divide due ambienti uguali aventi dimensioni in pianta 4×5 m e altezza 3.5 m. Sapendo che le pareti del divisorio sono rivestite da intonaco (coefficiente di assorbimento acustico $a = 0.03$), così come il soffitto e le altre pareti laterali, mentre il pavimento è ricoperto di moquette ($a = 0.44$), calcolare l'isolamento acustico determinato dal divisorio.

(Ris. $L_1 - L_2 = 48.1$ dB)

2. Due ambienti di uguali dimensioni (pianta 7×5 m, altezza 3 m), aventi le superfici delimitanti caratterizzate da un fattore di assorbimento acustico medio $a_m = 0.05$, sono separati da un tramezzo avente area frontale 5×3 m. Se si misura un isolamento acustico pari a 30 dB, valutare il potere fonoisolante del tramezzo ed il relativo coefficiente di trasmissione.

(Ris. $R = 33.2$ dB, $t = 4.8 \times 10^{-4}$)

3. Calcolare il potere fonoisolante della parete di separazione tra un ambiente disturbante (1) e uno disturbato (2), noti i seguenti dati:

- livelli di pressione sonora: $L_{p1} = 100$ dB, $L_{p2} = 70$ dB;
- volume dell'ambiente disturbato: $V_2 = 300$ m³;
- tempo di riverberazione dell'ambiente disturbato: $\tau_{c2} = 1.2$ s;
- area della parete divisoria 10×5 m.

(Ris. $R = 31$ dB)

4. Un tramezzo, separante due ambienti uguali di dimensioni in pianta 4×4 m e altezza 3 m, è caratterizzato da un'area frontale $S = 12$ m². Sapendo che il suo potere fonoisolante è pari a 35 dB, si valuti il livello di pressione sonora L_{p2} che si instaura nell'ambiente (2) (coefficiente di assorbimento medio $a_m = 0.3$), quando nell'ambiente (1) sia operante una sorgente sonora tale per cui risulti $L_{p1} = 70$ dB.

(Ris. $L_{p2} = 32$ dB)

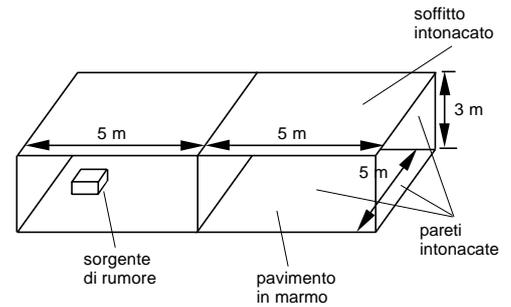
5. Due ambienti di forma cubica con lato 10 m presentano una parete comune di 20 m². L'assorbimento medio delle pareti è pari a 0.3 per l'ambiente disturbante e pari a 0.6 per quello disturbato.

- Calcolare il potere fonoisolante della parete comune affinché l'isolamento acustico sia pari a 40 dB.
- Calcolare inoltre la potenza massima della sorgente operante nella camera disturbante affinché nella camera disturbata non si superi il livello di pressione sonora di 44 dB.

(Ris. $R = 27.4$ dB, $P = 1.6 \times 10^{-2}$ W)

6. Si considerino i due ambienti rappresentati in figura, separati da una parete realizzata in mattoni pieni intonacati. In uno dei due locali è attiva una sorgente sonora che produce all'interno del locale stesso un livello di pressione sonora il cui spettro di frequenza in banda di ottava è dato dalla seguente tabella:

| | | | | | | |
|------------|-----|-----|-----|------|------|------|
| f [Hz] | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 |
| L_p [dB] | 65 | 58 | 50 | 50 | 50 | 47 |



Determinare nel locale disturbato:

- il livello di pressione sonora per banda di ottava;
- il livello di pressione sonora complessivo.

Sono noti i seguenti dati:

| | | | | | | |
|----------------------------------|------|------|------|------|------|------|
| f [Hz] | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 |
| Fattore di assorbimento intonaco | 0.01 | 0.01 | 0.02 | 0.03 | 0.04 | 0.05 |
| Fattore di assorbimento marmo | 0.01 | 0.01 | 0.01 | 0.02 | 0.02 | 0.02 |
| Potere fonoisolante divisorio | 34 | 35 | 40 | 50 | 55 | 57 |

(Ris. $L_p = 43$ dB)

| | | | | | | |
|------------|------|------|------|------|------|------|
| f [Hz] | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 |
| L_p [dB] | 42.3 | 34.3 | 18.9 | 6.9 | 0.9 | 0 |

7. Due ambienti (A) e (B) sono separati da una lastra di vetro di dimensioni 3.3×3 m. In uno di essi (A) sono opportunamente disposti degli altoparlanti che determinano nell'ambiente un campo sonoro diffuso. Le pareti dell'ambiente disturbato (B), avente dimensioni in pianta 4×3.3 m e altezza 3 m, sono rivestite di materiale fonoassorbente ($\alpha = 0.7$). In condizioni di regime si misura un livello di pressione sonora nell'ambiente A pari a $L_A = 110$ dB, mentre in B risulta $L_B = 77$ dB. Si valuti il potere fonoisolante della lastra di vetro.

(Ris. $R = 26$ dB)