

TESTI DELLE APPLICAZIONI NUMERICHE

TAV. 1:

1. Impiegando il metodo di Rayleigh, determinare l'espressione analitica del periodo dell'oscillazione completa di un pendolo semplice.
2. Impiegando il metodo di Rayleigh, determinare l'espressione analitica della frequenza propria di oscillazione f di una struttura a sviluppo verticale, incastrata al suolo e considerata omogenea, sapendo che f è funzione dell'altezza h , della massa volumica ρ e del modulo elastico E (o modulo di Young, le cui dimensioni sono quelle di una pressione) della struttura stessa.
3. In una tubazione rettilinea di lunghezza $l=25\text{ m}$, avente diametro interno $d=13\text{ cm}$ e altezza media delle rugosità della superficie interna $e=520\text{ }\mu\text{m}$, scorre una portata in volume $\dot{V}=1500\text{ l/min}$ di acqua a temperatura $t=10\text{ }^\circ\text{C}$ (la cui viscosità dinamica è $\mu=1,25\text{ cP}$). Calcolare il numero di Reynolds del regime di moto, impiegando diversi sistemi di unità di misura (internazionale, tecnico e CGS), e infine calcolare la caduta di pressione del fluido tra le sezioni estreme della tubazione.

TAV. 2:

4. Calcolare il rendimento di un MCI che consuma una massa di combustibile liquido $m_F=200\text{ g}$ per ogni *kilowattora* di energia meccanica prodotta.
5. Calcolare il rendimento di un impianto motore a vapore che ha un consumo specifico di calore $CS_Q=2000\text{ kcal/kWh}$. Fissato poi il rendimento pari ad un valore numerico maggiormente plausibile, calcolare il nuovo consumo specifico di calore.
6. Calcolare il rendimento di due turbogas il cui *Heat Rate* è pari a 14400 kJ/kWh in un caso e a 10000 kJ/kWh nell'altro.
7. Dati due impianti termici motori A e B, stabilire quali dei due ha il maggior rendimento sapendo che:
impianto A) $CS_F=0,350\text{ kg/kWh}$ combustibile $h_i^F=41,0\text{ MJ/kg}$ (9800 kcal/kg);
impianto B) $CS_F=0,445\text{ kg/kWh}$ combustibile $h_i^F=23,0\text{ MJ/kg}$ (5500 kcal/kg).

TAV. 3:

8. Rappresentare sul piano entropico l'espansione adiabatica di una massa $m=1\text{ kg}$ d'aria dallo stato iniziale 1 ($P_1=8\text{ bar}$ e $T_1=1000\text{ K}$) allo stato finale 2 ($P_2=1,5\text{ bar}$ e $T_2=700\text{ K}$). Calcolare:
 - a) il lavoro all'albero;
 - b) il rendimento isoentropico.

9. Calcolare la potenza all'albero per un'espansione adiabatica reversibile di una portata in massa $\dot{m} = 10$ kg/s di prodotti della combustione (da considerare gas ideale con: $c_p = 1,11$ kJ/kg K e $k = 1,33$) dallo stato iniziale 1 ($P_1 = 8$ bar; $t_1 = 850$ °C; $C_1 = 10$ m/s; $Z_1 = 3$ m) allo stato finale 2 ($P_2 = 1,1$ bar; $C_2 = 50$ m/s; $Z_2 = 1$ m). Valutare i singoli termini (entalpico, cinetico e potenziale) di tale potenza.
10. Calcolare l'irreversibilità di un processo spontaneo di scambio termico con l'ambiente, a temperatura $T_0 = 293$ K, che porta alla fusione a pressione costante di una massa $m = 1,5$ kg di ghiaccio dalla temperatura iniziale $T_1 = 260$ K fino alla temperatura finale $T_2 = T_0 = 293$ K.
Indagare la natura "ingegneristica" di tale irreversibilità.
Dati:
capacità termica massica del ghiaccio $c_{p,ice} = 2,1$ kJ/kg K;
temperatura di fusione del ghiaccio $T_m = 273,15$ K;
entalpia differenziale di fusione (solido-fluido) $\Delta h_{s-f} = 333,5$ kJ/kg;
capacità termica massica dell'acqua $c_{p,w} = 4,2$ kJ/kg K.
11. Calcolare l'irreversibilità di uno scambiatore di calore nel quale, senza dispersioni termiche nell'ambiente che si trova a temperatura $T_0 = 290$ K, la potenza termica $\dot{Q} = 500$ MW è ceduta da mercurio che condensa a temperatura $T_M = 590$ K ed acquistata da acqua che evapora a temperatura $T_W = 550$ K.
Disegnare una configurazione impiantistica che sia in grado di realizzare esattamente gli stessi due scambi termici suddetti e che, nell'ipotesi di funzionamento ideale, non presenti alcuna irreversibilità.
12. Calcolare l'exergia fisica massica dell'aria nello stato 1 ($P_1 = 2$ bar; $T_1 = 393,15$ K) in presenza di un ambiente con $P_0 = 1$ bar e $T_0 = 293,15$ K, distinguendo il contributo dovuto alla temperatura e quello dovuto alla pressione.
13. Calcolare l'exergia fisica massica dell'anidride carbonica nello stato 1 ($P_1 = 0,7$ bar; $T_1 = 268,15$ K) in presenza di un ambiente con $P_0 = 1$ bar e $T_0 = 293,15$ K, distinguendo il contributo dovuto alla temperatura e quello dovuto alla pressione (per l'anidride carbonica si assuma: $\tilde{m} = 44,01$ g/mol e $k = 1,3$).
14. Calcolare l'exergia chimica molare di una miscela di monossido di carbonio e aria con composizione in volume (o molare) pari a 15% di CO e 85% di aria, supponendo ideali tali gas e assumendo $\tilde{\epsilon}_{0,CO} = 275430$ kJ/kmol, in presenza di un ambiente con $P_0 = 1$ bar e $T_0 = 298,15$ K.

15. Una portata in massa $\dot{m} = 5 \text{ kg/s}$ di salamoia (fluido frigorifero con $c_p = 2,85 \text{ kJ/kg K}$ costante) scorre in una tubazione e la sua pressione non varia (si trascurano gli effetti dell'attrito dovuto alla viscosità del fluido). La temperatura del fluido all'ingresso della tubazione è $T_1 = 250 \text{ K}$ e quella all'uscita è $T_2 = 253 \text{ K}$ a causa del calore che attraversa l'isolamento termico della tubazione provenendo dall'ambiente la cui temperatura è $T_0 = 293 \text{ K}$. Calcolare e rappresentare graficamente il flusso di irreversibilità (irreversibilità nell'unità di tempo) e indagare la natura "ingegneristica" di tale irreversibilità.

TAV. 4:

16. Calcolare il lavoro massico totale che deve essere fornito alle pompe di un sistema motore a vapore per portare l'acqua dalla pressione bassa $P_L = 0,05 \text{ bar}$ alla pressione alta $P_H = 150 \text{ bar}$, nell'ipotesi che le pompe siano ideali (rendimento unitario).

17. Con riferimento ad un ipotetico impianto motore a vapore in grado di realizzare un ciclo limite di Hirn caratterizzato da: pressione bassa $P_L = 0,05 \text{ bar}$, pressione alta $P_H = 150 \text{ bar}$ e temperatura di surriscaldamento pari a 500 °C , calcolare:

- la portata in massa \dot{m}_v di fluido motore che deve circolare nell'impianto affinché questo eroghi una potenza all'albero $\dot{W}_x = 300 \text{ MW}$;
- il rendimento limite del ciclo di Hirn;
- la potenza termica \dot{Q}_H che deve essere fornita al fluido motore per ottenere la potenza all'albero detta sopra.

18. Con riferimento alla combustione completa di ciascuno dei tre combustibili seguenti:

- metano, combustibile gassoso con formula chimica CH_4 ;
 - benzina auto, combustibile liquido con composizione in massa: 85,5% di carbonio; 14,4% di idrogeno e 0,1% di zolfo;
 - carbone (litantrace a lunga fiamma), combustibile solido con composizione in massa: 76,0% di carbonio; 5,0% di idrogeno; 1,0% di zolfo; 6,5% di ossigeno; 1,5% di azoto; 3,0% di umidità e 7,0% di ceneri;
- calcolare il rapporto tra la massa dei prodotti della combustione e la massa di combustibile, per valori plausibili dell'eccesso d'aria;
 - calcolare il potere calorifico inferiore h_i^F mediante la formula di Dulong e confrontare il valore trovato con quello eventualmente riportato nelle tabelle dei combustibili;
 - usando il valore di h_i^F maggiormente attendibile per ciascuno dei tre combustibili calcolare, nell'ipotesi di assenza di incombusti, sia la temperatura fittizia di combustione adiabatica, sia le due temperature reali di combustione che si hanno se il 20% o il 40% dell'energia termica

svilupata nella combustione è trasmessa per irraggiamento e non si ritrova quindi nei fumi come calore sensibile (considerare in ogni caso un valore pari a $0,3 \text{ kcal/kg K}$ per la capacità termica massica a pressione costante dei fumi).

19. Per ciascuno dei seguenti cicli termodinamici ideali a gas:

- a) Lenoir;
- b) Otto ($\rho = 12$);
- c) Diesel ($\rho = 12$);
- d) Sabathé ($\rho = 12$; $\tau_p = \tau_v$);
- e) Joule ($\beta = 6$);
- f) Holzwarth ($\beta = 6$);

assumendo sempre l'esponente dell'adiabatica, $k=1,4$; la temperatura minima, $T_{min}=300 \text{ K}$; e la temperatura massima, $T_{max}=2400 \text{ K}$:

- effettuare la rappresentazione grafica del ciclo sul piano di Clapeyron e sul piano entropico;
- calcolare il rendimento del ciclo e le temperature estreme del ciclo di Carnot equivalente (di pari rendimento);
- rappresentare graficamente – per ciascuna trasformazione e per l'intero ciclo – gli scambi di calore, di lavoro di trasformazione e di lavoro all'albero, e inoltre le variazioni di energia interna e di entalpia (con l'indicazione del segno di ciascuna delle cinque quantità rappresentate).

20. Rappresentare graficamente l'andamento del rapporto delle potenze e del rendimento totale di un sistema combinato gas-vapore, in funzione del rendimento del gruppo a vapore e per alcuni valori del parametro di integrazione termica, sulla base delle prestazioni energetiche di un turbogas scelto nell'apposita tabella.

21. Con riferimento a un sistema CHP, utilizzare il piano che riporta sugli assi i seguenti *indici di utilizzazione dell'energia primaria*: in ascisse quello meccanico/elettrico e in ordinate quello termico, per rappresentare graficamente le seguenti famiglie di curve:

- a) a costante indice di utilizzazione globale;
- b) a costante indice meccanico/elettrico;
- c) a costante indice di risparmio di energia primaria (motivando i valori numerici utilizzati).

TAV. 5:

22. Si suppone che in condizioni ideali la compressione di una portata in volume d'aria $\dot{V} = 1000 \text{ m}^3/\text{h}$ da una pressione iniziale $P_i=1 \text{ bar}$ a una pressione finale $P_f=16 \text{ bar}$ venga suddivisa in due compressioni adiabatiche reversibili con una refrigerazione intermedia isobara che riporta la temperatura dell'aria all'ingresso del secondo stadio al valore iniziale $t_i=15 \text{ }^\circ\text{C}$. Calcolare il valore assoluto della potenza

necessaria per la compressione e riportarne graficamente l'andamento, al variare della pressione intermedia (tra il primo e il secondo stadio di compressione), individuando la condizione ottimale.

23. Nell'ipotesi che un frigorifero a semplice compressione di vapore di ammoniaca (NH_3) operi secondo un ciclo limite tra le temperature estreme $t_L = -15^\circ\text{C}$ e $t_H = 30^\circ\text{C}$ con una fase di condensazione che va dalla curva del vapore saturo ($x=1$) alla curva del liquido saturo ($x=0$). Calcolare l'effetto utile relativo ad una massa $m=1\text{ kg}$ di NH_3 e il COP del frigorifero. Confrontare i risultati ottenuti con quelli di un ciclo di Carnot inverso che deriva dalla sostituzione della laminazione con un'espansione adiabatica reversibile.
24. Una pompa di calore a semplice compressione di vapore di freon R22 fornisce la potenza termica $\dot{Q}_H = 50\text{ kW}$ necessaria per mantenere costante la temperatura interna $t=20^\circ\text{C}$ di un edificio quando l'ambiente esterno è alla temperatura $t_0=2^\circ\text{C}$. Si suppone che la pompa di calore operi secondo un ciclo limite con inizio della fase di compressione nello stato di vapore saturo secco e con scambi termici che avvengono sotto una differenza di temperatura non inferiore a $\Delta T = 20^\circ\text{C}$. Calcolare la potenza meccanica da fornire al compressore e il coefficiente di effetto utile della pompa di calore. Verificare se è possibile ottenere una riduzione del 4% della potenza assorbita dal compressore mediante il sottoraffreddamento isobaro del fluido operatore a valle della condensazione e in caso affermativo calcolare il nuovo COP.

TAV. 6:

25. Una centrale idroelettrica dispone di un salto utile $H=795\text{ m}$ e di una portata in volume d'acqua $Q=9,2\text{ m}^3/\text{s}$. La turbina idraulica deve essere direttamente collegata ad un alternatore avente regime di rotazione pari a $N=375\text{ giri/min}$. Si ritiene che il rendimento totale della turbina idraulica sia $\eta_{TOT}=90\%$ e che il coefficiente di riduzione della portata sia $\varphi=0,98$. Calcolare il numero di giri specifico, il tipo di turbina da installare e il diametro della girante.
26. Calcolare l'altezza di aspirazione massima di una pompa centrifuga avente $NPSH_R=3\text{ m}$, installata in posizione più elevata rispetto ad un serbatoio di aspirazione aperto alla pressione atmosferica standard, la quale solleva acqua la cui temperatura è $t=60^\circ\text{C}$, sapendo che a tale temperatura la massa volumica dell'acqua è $\rho=983\text{ kg/m}^3$. Considerare la perdita di energia (per unità di peso) nel ramo di aspirazione pari a $h_p=1,5\text{ m}$. Porre $g=9,81\text{ m/s}^2$.
27. Calcolare la temperatura massima dell'acqua in una pompa centrifuga avente $NPSH_R=3,8\text{ m}$, installata sotto un battente di 80 cm rispetto ad un serbatoio di aspirazione aperto alla pressione atmosferica standard. Considerare la perdita di energia (per unità di peso) nel ramo di aspirazione pari a $h_p=2,5\text{ m}$. Porre $g=9,81\text{ m/s}^2$.