



POLITECNICO DI MILANO

DIPARTIMENTO DI ENERGIA

ESAME DI SISTEMI ENERGETICI PER INGEGNERIA FISICA

10/02/2017

Allievi fisici

Allegare alle soluzioni il presente testo indicando (in STAMPATELLO):

NOME E COGNOME.....

<input type="checkbox"/> II PROVA ITINERE	<input type="checkbox"/> ESAME COMPLETO
--	--

Tempo a disposizione: 3 ore 0 minuti per ESAME COMPLETO
2 ore 30 minuti per II PROVA ITINERE

Leggere attentamente le avvertenze: Indicare chiaramente nome e cognome su tutti i fogli da consegnare. Rispondere brevemente ma con chiarezza solamente ai quesiti posti, evidenziando le necessarie unità di misura. Calcoli e spiegazioni - pur corretti in sé - che non rispondono ai quesiti posti non saranno considerati ai fini della valutazione del compito. Nel caso sia richiesta una soluzione grafica indicare con chiarezza sui grafici allegati la soluzione proposta.

Tenere spenti i telefoni cellulari, non usare appunti, dispense, etc. Riportare i risultati richiesti su questo foglio e procedimento/calcoli intermedi sul foglio a quadretti (intestato con nome e matricola).

Punteggio: Punteggio totale pari a 35. Il docente si riserva di normalizzare i risultati in trentesimi con coefficienti correttivi in base all'esito medio delle risposte date.

□ **ESERCIZIO 1 (punti 5) SOLO ESAME COMPLETO**

In un impianto di sollevamento acqua (densità 1000 kg/m^3) il condotto di aspirazione è costituito da un tubo di diametro pari a 200 mm e lunghezza 60 m, mentre il circuito di mandata è costituito da 2 condotti identici in parallelo di diametro 180 mm e lunghezza pari a 150 m. L'impianto collega due serbatoi (A e B) in pressione. La quota del pelo libero dei due serbatoi è rispettivamente $h_A=10 \text{ m}$ e $h_B=120 \text{ m}$ mentre la pressione è rispettivamente $P_A=3 \text{ bar}$ e $P_B=10 \text{ bar}$.

La portata in aspirazione alla pompa è 60 kg/s e il fattore di attrito "f" è pari a 0.02 per entrambi i circuiti di aspirazione e mandata. Le perdite concentrate per ciascuno condotto sono pari a 5 altezze cinetiche. Sapendo che il rendimento idraulico η_{idr} della pompa è 0.8 e il rendimento organico-elettrico è pari a 0.93, viene richiesto:

- lo schema di impianto con evidenziate le portate e velocità
- le perdite dell'impianto in [J/kg]
- il lavoro ideale necessario per spostare l'acqua tra i due bacini in assenza di perdite
- le perdite della pompa [J/kg]
- La differenza di temperatura tra mandata e aspirazione della pompa ($c_{acqua}=4.2 \text{ kJ/kgK}$)
- la potenza elettrica richiesta dalla pompa

Se i due tubi di mandata avessero diametri differenti come si distribuirebbe la portata?

□ **ESERCIZIO 2 (punti 4) ESAME COMPLETO / II PROVA**

Una parete piana (superficie 30 m^2) è costituita da due strati di mattoni identici ($k_{\text{mattoni}} = 0.658 \text{ W/m/K}$) di spessore pari a 6 cm tra i quali è interposto uno strato di materiale isolante di spessore pari a 4 cm. Le superficie esterne sono rispettivamente alla temperatura di 25°C e 10°C , mentre la superficie fredda dello strato isolante è di 13°C .

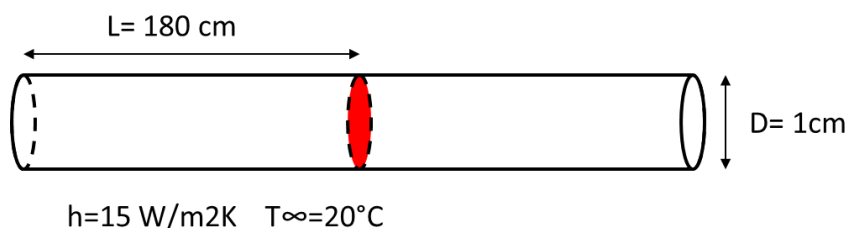
In regime stazionario e sistema schematizzabile come monodimensionale si chiede:

- La potenza termica dispersa
- La temperatura della superficie calda dell'isolante
- La conduttività termica dello strato isolante
- La resistenza termica dei singoli strati e della parete
- Di rappresentare graficamente la distribuzione di temperatura nella parete

□ **ESERCIZIO 3 (punti 4) ESAME COMPLETO / (punti 5) II PROVA**

Due barrette cilindriche identiche di rame ($k=365 \text{ W/mK}$) di lunghezza pari a 180 cm e diametro di 1 cm vengono saldate insieme. Affinchè la saldatura avvenga correttamente si deve garantire una temperatura alla giunzione di 680°C . Assumendo di essere in condizioni stazionarie, in riferimento ai dati riportati nella figura sottostante, si chiede di:

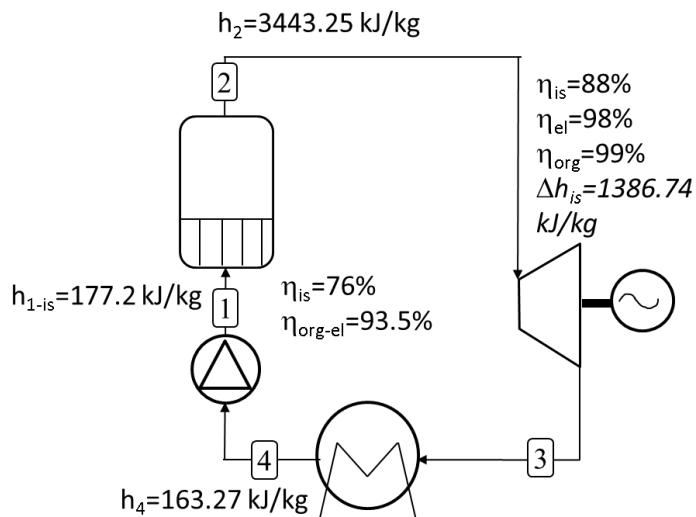
- Giustificare l'approccio utilizzato (semplificazioni al problema)
- Calcolare la temperatura a 30 cm dalla giunzione.
- Calcolare la potenza termica necessaria per saldare le due barre



□ **ESERCIZIO 4 (punti 8) ESAME COMPLETO / (punti 6) II PROVA**

Una centrale termoelettrica è realizzata mediante il ciclo Rankine non rigenerativo rappresentato in figura. Il rendimento del generatore di vapore è pari a 95%. La potenza elettrica assorbita dagli ausiliari (compresa la pompa dell'acqua di raffreddamento) è pari a 400 kW. La potenza elettrica netta prodotta dall'impianto è pari a 7500 kW. Alla luce dei dati riportati in figura si chiede:

- il lavoro specifico di turbina e pompa
- la portata di fluido circolante nell'impianto
- la potenza termica entrante con il combustibile nel generatore di vapore
- il rendimento elettrico netto dell'impianto.



SOLO ESAME COMPLETO

- Stimare approssimativamente T_2 , P_3 , x_3 ipotizzando $P_2 = 50 \text{ bar}$ (riportare i punti 2 e 3 nel diagramma h-s allegato).
- Rappresentare qualitativamente il ciclo nel piano T-s

□ **ESERCIZIO 5 (punti 5) SOLO II PROVA**

La superficie superiore di una lastra quadrata di acciaio ($k_{acc}=45\text{W/m/K}$, $c_{acc}=515\text{ J/kg/K}$) (lato pari a 1.5 m) è mantenuta ad una temperatura di 40°C. L'aria della stanza può essere assunta in quiete ad una temperatura di 20°C. Assumendo di trascurare lo scambio termico radiativo, si chiede di:

- Determinare il coefficiente di scambio termico convettivo
- Valutare la potenza termica necessaria a mantenere la lastra a 40°C

Correlazione per convezione naturale per lastra piana orizzontale scaldata sulla superficie superiore (lunghezza caratteristica pari al lato del quadrato):

$$Nu = 0.15Ra^{\frac{1}{3}} = 0.15(Gr * Pr)^{\frac{1}{3}}$$

Proprietà termofisiche aria (gas perfetto) valutate alla temperatura di film di 30°C:

cp	1006.73	J/kgK
k	0.0262	W/mK
μ	1.873E-05	Pa*s
densità	1.15	kg/m ³

Se la lastra quadrata fosse incollata al soffitto con la faccia calda rivolta verso il basso, la potenza termica necessaria per mantenere la superficie a 40°C sarebbe superiore o inferiore al caso precedente? (Giustificare la risposta da un punto di vista qualitativo)

□ **QUESITO 5 (Rispondere ad una sola delle due domande per entrambe le parti del corso) (punteggio 7.5)**

PRIMA PARTE CORSO (SOLO ESAME COMPLETO)

1- Disegnare qualitativamente il diagramma T-s di un fluido generico (es. acqua), evidenziando il punto critico e la zona bifase. Definire il titolo di vapore e riportare le linee isotitolo e la procedura per tracciarle.

2- Descrivere e commentare la relazione di Darcy-Weisbach per il calcolo della caduta di pressione riportando le unità di misura delle varie grandezze. Descrivere l'utilizzo dell'abaco di Moody (commentandone le caratteristiche) nel calcolo della caduta di pressione.

SECONDA PARTE CORSO (ESAME COMPLETO / II PROVA)

1- Ricavare l'equazione di scambio termico conduttivo generale (regime variabile, generazione interna di potenza, 3D). A partire dall'equazione ottenuta, ricavare l'espressione del profilo di temperatura al caso di conduzione monodimensionale in regime stazionaria e senza generazione di potenza per una lastra piana con temperatura imposta ai due estremi e conduttività termica uniforme e indipendente da T.

2- Descrivere l'effetto di una riduzione della pressione di condensazione per un ciclo Rankine surriscaldato ideale. Rappresentare nel piano T-s i due cicli e fare le opportune considerazioni.

❑ **QUESITO 6 (DOMANDE A RISPOSTA GUIDATA) (punteggio 7.5)**

Rispondere alle 15 domande a risposta guidata. Segnare la sola risposta corretta (0.5 punti per risposta corretta, -0.125 punti se sbagliata).

ESAME COMPLETO/ II PROVA

Le perdite di carico distribuite in regime turbolento sono espresse dalla seguente funzione $\Delta P = f(v, \mu, \rho, D, \text{rugosità}, L)$ che:	<input type="checkbox"/> Presenta 4 grandezze fondamentali <input type="checkbox"/> Lega 6 parametri fisici <input type="checkbox"/> viene espressa come $\Pi_1 = g(\Pi_2)$ (Π adimensionale) <input type="checkbox"/> Può essere scritta come funzione di 4 gruppi Π
In un ciclo a gas reale: $\beta \rightarrow$ Rapporto di Compressione $T_3 \rightarrow$ Temperatura Ingresso Turbina	<input type="checkbox"/> Il rendimento aumenta all'aumentare del β <input type="checkbox"/> Il lavoro specifico aumenta all'aumentare del β <input type="checkbox"/> Il rendimento diminuisce all'aumentare di T_3 <input type="checkbox"/> Il rendimento aumenta all'aumentare di T_3
Una semisfera ($r=1$ cm, $k=40$ W/mK) appoggiata su un piano adiabatico a $T_{\text{iniziale}}=300^\circ\text{C}$ è raffreddata da aria ($h=100$ W/m ² K $T=0^\circ\text{C}$):	<input type="checkbox"/> Il numero di Biot=0.0167 <input type="checkbox"/> La temperatura dopo 100 s è 318.5°C <input type="checkbox"/> Il prodotto di Biot*Fourier è costante <input type="checkbox"/> La T per $r=0.25$ cm è circa uguale a T per $r=0.35$ cm
Considerando il coefficiente di scambio termico convettivo di un fluido (h), generalmente si ha:	<input type="checkbox"/> $h_{\text{vapore}} > h_{\text{liquido}} > h_{\text{liquido-vapore}}$ <input type="checkbox"/> $h_{\text{liquido-vapore}} > h_{\text{liquido}} > h_{\text{vapore}}$ <input type="checkbox"/> $h_{\text{liquido-vapore}} > h_{\text{vapore}} > h_{\text{liquido}}$ <input type="checkbox"/> $h_{\text{liquido}} > h_{\text{vapore}} > h_{\text{liquido-vapore}}$
In un tubo di vetro ($d_i=8$ cm, $\text{spess}=2$ mm, $k=1.5$ W/mK) scorre un fluido a 100°C . La superficie esterna è lambita da aria (20°C , $h=25$ W/m ² K). Se lo spessore del tubo aumenta del 50%:	<input type="checkbox"/> La potenza termica scambiata aumenta <input type="checkbox"/> La potenza termica scambiata diminuisce <input type="checkbox"/> La potenza termica scambiata è uguale <input type="checkbox"/> Nessuna delle precedenti
In un ciclo Rankine, ad una riduzione della pressione massima (a pari T massima e P minima):	<input type="checkbox"/> il rapporto di espansione aumenta <input type="checkbox"/> Il titolo di vapore diminuisce <input type="checkbox"/> Il rendimento del ciclo diminuisce <input type="checkbox"/> Nessuna delle precedenti
La potenza radiativa emessa da un corpo grigio ad una temperatura pari a T espressa in $^\circ\text{C}$, è:	<input type="checkbox"/> $\epsilon \sigma (T)^4$ [W/m ²] <input type="checkbox"/> Indipendente dall'emissività <input type="checkbox"/> Minore di $\sigma (T+273.15)^4$ [W/m ²] <input type="checkbox"/> Dipendente dal fattore di vista della superficie
Il rendimento di secondo principio (per un ciclo che opera tra due sorgenti) :	<input type="checkbox"/> E' maggiore del rendimento di primo principio <input type="checkbox"/> E' pari a 1 per ogni ciclo di Carnot <input type="checkbox"/> E' sempre minore di 1 per un ciclo reale <input type="checkbox"/> E' indipendente dal tipo di ciclo

II PROVA

In un ciclo Joule-Brayton ideale, la potenza del compressore è:	<input type="checkbox"/> Molto minore di quella dell'espansore <input type="checkbox"/> Minore di quella dell'espansore <input type="checkbox"/> Maggiore di quella dell'espansore <input type="checkbox"/> Molto maggiore di quella dell'espansore
Il numero di Grashof (Gr) è definito come:	<input type="checkbox"/> $g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3/(v^2)$ <input type="checkbox"/> $c_p\mu/k$ <input type="checkbox"/> $g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3/(\mu^2)$ <input type="checkbox"/> $Ra \cdot Pr$
In un ciclo Joule-Brayton chiuso ideale il lavoro utile è (a pari T_1):	<input type="checkbox"/> Massimo per $\beta \rightarrow \infty$ <input type="checkbox"/> Indipendente dal fluido <input type="checkbox"/> Espresso generalmente in kW <input type="checkbox"/> Crescente con la temperatura massima

In regime, di convezione forzata, il coefficiente di scambio h è generalmente ottenibile da una correlazione di tipo:	<input type="checkbox"/> $Nu = A \cdot Gr^B \cdot Pr^C$ <input type="checkbox"/> $h = -A \cdot S \cdot (T_P - T_\infty)$ <input type="checkbox"/> $Nu = A \cdot Re^B \cdot Pr^C$ <input type="checkbox"/> Nessuna di queste
Si consideri un ciclo A reversibile e un ciclo B irreversibile:	<input type="checkbox"/> η_A sempre maggiore di η_B <input type="checkbox"/> La Potenza A > Potenza B <input type="checkbox"/> $\eta_A > \eta_B$ sicuramente solo se A e B lavorano tra sorgenti a T diverse <input type="checkbox"/> E' possibile $\eta_A < \eta_B$ <input type="checkbox"/> Nessuna delle precedenti
Il diagramma di Nukiyama per ebollizione statica:	<input type="checkbox"/> Mostra che il legame tra ΔT_s e Φ è monotono <input type="checkbox"/> È diverso a seconda del fluido considerato <input type="checkbox"/> E' indipendente dalla pressione dell'esperimento <input type="checkbox"/> Evidenzia 3 zone distinte
Per un corpo opaco con riflessività pari a 0.80, se vale la legge di Kirchhoff:	<input type="checkbox"/> L'emissività è pari a 0.2 <input type="checkbox"/> l'energia incidente è il 20% di quella del corpo nero <input type="checkbox"/> Il coefficiente di assorbimento è 0.8 <input type="checkbox"/> Parte della radiazione incidente attraversa il corpo

SOLO ESAME COMPLETO

Il Principio degli Stati Corrispondenti:	<input type="checkbox"/> Implica fattore di comprimibilità >1 per gas reali <input type="checkbox"/> E' utile per stimare il comportamento del fluido lontano dal punto critico <input type="checkbox"/> Non è rigorosamente valido <input type="checkbox"/> E' espresso in funzione della P_{crit} [Pa] e T_{crit} [K]
Un liquido è contenuto in un serbatoio chiuso. Se la densità diminuisce all'aumentare di T, allora in un processo di riscaldamento:	<input type="checkbox"/> Il livello di riempimento diminuisce <input type="checkbox"/> La massa contenuta diminuisce <input type="checkbox"/> Il volume occupato aumenta <input type="checkbox"/> Il livello di riempimento dipende dalla viscosità
Una portata di fluido incomprimibile scorre in un tubo a sezione costante con una curva. La spinta del fluido sulla parete (1→Ingresso 2→Uscita)	<input type="checkbox"/> Dipende da $ v_2 - v_1 $ <input type="checkbox"/> Nulla se perdite carico nulle <input type="checkbox"/> Dipende dalla densità del fluido <input type="checkbox"/> E' nulla se angolo della curva è $180^\circ C$
Un portata massica "m" scorre in tubo a sezione costante. Se il regime è laminare:	<input type="checkbox"/> Il coefficiente di attrito "f" non dipende dal fluido <input type="checkbox"/> Le perdite sono inversamente proporzionali alla densità <input type="checkbox"/> Il numero di Reynolds è certamente uguale a 2300 <input type="checkbox"/> Il coefficiente di attrito dipende dalla scabrezza
Un gas perfetto monoatomico viene compresso da $P_1 = 3$ bar a $P_2 = 6$ bar. Se la temperatura di aspirazione del gas è $25^\circ C$ (T_1):	<input type="checkbox"/> Il lavoro specifico è minore per una compressione isoterma rispetto a compressione isoentropica <input type="checkbox"/> Il lavoro specifico non dipende dalla trasformazione <input type="checkbox"/> Per compressione reale $T_2 < T_{2is}$ <input type="checkbox"/> Per compressione isoentropica $T_{2is} = 305.6$ K
La conoscenza del coefficiente di Joule Thomson è:	<input type="checkbox"/> Possibile solo per gas perfetto <input type="checkbox"/> Ricavabile a partire dall'equazione di stato del fluido <input type="checkbox"/> Possibile solo all'interno della curva di inversione <input type="checkbox"/> utile nel caso di Z circa apri a 1
In un piano h-s, le isobare di un liquido incomprimibile:	<input type="checkbox"/> mostrano la dipendenza dalla pressione <input type="checkbox"/> hanno andamento logaritmico <input type="checkbox"/> hanno una rappresentazione identica in un piano T-s <input type="checkbox"/> collassano tutte su un'unica linea

Una laminazione adiabatica di un fluido reale:

- ☐ Causa una diminuzione della T
- ☐ Produce un lavoro pari a Δh
- ☐ Poiché adiabatica è isoentropica
- ☐ Può essere approssimata come isoentalpica

