



# POLITECNICO DI MILANO

## DIPARTIMENTO DI ENERGIA

### SISTEMI ENERGETICI PER INGEGNERIA FISICA

02/02/2018

Allievi fisici

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

NOME E COGNOME.....

**Tempo a disposizione: 2 ore 30 minuti**

**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.

**Punteggio:** Punteggio totale pari a 36. Il docente si riserva di normalizzare i risultati in trentesimi con coefficienti correttivi in base all'esito medio delle risposte date.

#### Dati per la risoluzione dei quesiti

Costante universale dei gas  $\mathcal{R} = 8314 \text{ J}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$

#### □ **ESERCIZIO 1 (punti 5)**

Un impianto di pompaggio (densità acqua=  $1000 \text{ kg/m}^3$ , viscosità dinamica= $1.137 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ ) lavora tra due bacini A e B rispettivamente alla quota  $h_A=350 \text{ m}$  e  $h_B=800 \text{ m}$ . Il condotto di aspirazione è costituito da un tubo di lunghezza pari a  $250 \text{ m}$  e diametro di  $500 \text{ mm}$ . Il sistema di mandata è costituito da tre tubi uguali in parallelo (ognuno dotato di una valvola) di lunghezza pari a  $1250 \text{ m}$  e un diametro di  $250 \text{ mm}$ . Tutti i tubi hanno una rugosità assoluta  $\varepsilon$  di  $0.15 \text{ mm}$  mentre il coefficiente  $K_c$  delle perdite di carico concentrate è  $8.5$  per tutti i condotti. Sapendo che la velocità dell'acqua nel tubo di aspirazione è pari a  $1.8 \text{ m/s}$ , assumendo un rendimento idraulico della pompa di  $78\%$  e un rendimento organico elettrico di  $95.5\%$  e le valvole completamente aperte, si chiede di:

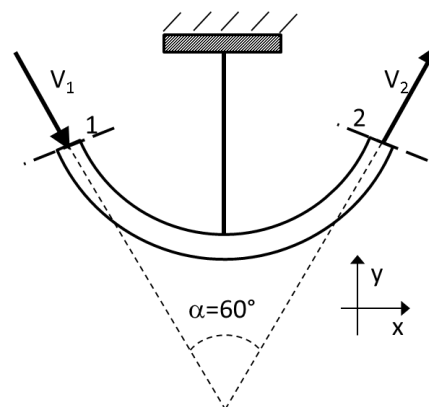
- Rappresentare lo schema di impianto evidenziando le portate e le velocità nei condotti
- Determinare la minima potenza idealmente richiesta dall'impianto
- Determinare le perdite dell'impianto
- Calcolare la potenza elettrica della pompa
- Se si chiudesse parzialmente una delle tre valvole del sistema di mandata, come si distribuirebbe la portata? (Giustificare qualitativamente la risposta)

Per il calcolo del coefficiente di attrito "f" utilizzare la correlazione:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log_{10} \left[ \frac{6.9}{Re} + \left( \frac{\varepsilon/D}{3.7} \right)^{1.11} \right]$$

### □ ESERCIZIO 2 (punti 4)

Una portata volumetrica di  $0.25 \text{ m}^3/\text{s}$  di olio (densità= $750 \text{ kg/m}^3$ ) scorre nel tubo appeso ad una barra come riportato in figura. Il tubo, a sezione circolare costante di diametro pari a  $240 \text{ mm}$ , è lungo  $1.3 \text{ m}$  e curvato con un angolo  $\alpha=60^\circ$ . La pressione nella sezione 1 è  $2 \text{ bar}$ . Assumendo una perdita di carico pari a 5 altezze cinetiche e che la gravità agisca lungo l'asse y, si chiede di calcolare:



- Il vettore che rappresenta la spinta della parete sul fluido.
- Che forza deve sopportare la barra? (Esprimere le componenti x,y,z. Trascurare il peso del materiale del tubo)

### □ ESERCIZIO 3 (punti 5)

Un cilindro di argento ( $D=1 \text{ cm}$ ,  $h=1 \text{ m}$ ,  $\rho=10490 \text{ kg/m}^3$ ,  $k=460 \text{ W/m/K}$ ,  $c=236 \text{ J/kg/K}$ ) alla temperatura di  $80^\circ\text{C}$ , viene immerso in un recipiente cilindrico (diametro  $150 \text{ cm}$  e altezza  $2 \text{ m}$ ) adiabatico in cui è contenuta acqua alla temperatura di  $15^\circ\text{C}$ . Assumendo il coefficiente di scambio termico convettivo pari a  $850 \text{ W/m}^2/\text{K}$  e le basi del cilindro adiabatiche, si chiede di:

- Calcolare il tempo necessario per raffreddare il cilindro fino a  $40^\circ\text{C}$  (giustificare le assunzioni)
- Calcolare l'energia scambiata dal cilindro durante il processo di raffreddamento
- Calcolare il numero di Fourier dopo 3 secondi
- Verificare a posteriori se è valido assumere la  $T$  dell'acqua contenuta nel recipiente costante

Nel caso in cui il coefficiente di scambio termico convettivo non fosse costante ma si potesse determinare tramite la correlazione sotto riportata (per semplicità assumere le proprietà dell'acqua costanti), si chiede di:

- Esplicitare la dipendenza del coefficiente di scambio termico convettivo dalla  $T$  del cilindro nella forma  $h=a^*(T-T_\infty)^n$  ( $a,n=\text{costante}$ )
- Calcolare il tempo necessario per raffreddare il cilindro fino a  $40^\circ\text{C}$

Correlazioni per geometria cilindrica (Dimensione caratteristica  $\rightarrow$  diametro del cilindro)

Convezione Naturale	Proprietà Acqua		
$Nu_D = 0.53 Ra_D^{\frac{1}{4}}$	$c_p$	4188	J/kgK
	$k$	0.59	W/mK
	$\mu$	1.1376E-03	Pa*s
	densità	999	kg/m <sup>3</sup>
	$\beta$	1.50841E-04	1/K

### □ ESERCIZIO 4 (punti 7)

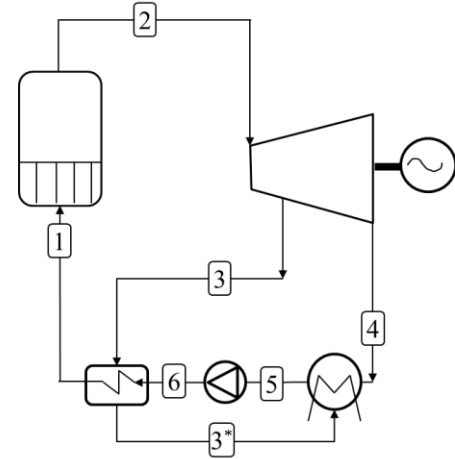
Si consideri il ciclo Rankine surriscaldato rigenerativo (acqua come fluido di lavoro e rigeneratore a superficie) riportato in figura di cui si conoscono le seguenti caratteristiche:

- Condizioni del vapore surriscaldato :  $T_2=547^\circ\text{C}$   $P_2=100 \text{ bar}$
- Condizioni del vapore spillato:  $h_3=3100 \text{ kJ/kg}$ ,  $P_3=10 \text{ bar}$
- Incremento di temperatura dell'acqua di alimento nel rigeneratore pari a  $50^\circ\text{C}$
- Condensa all'uscita del rigeneratore ( $3^*$ ) in condizioni di liquido saturo
- Titolo allo scarico della turbina pari a  $0.9$  ( $x_4=0.9$ )

- Uscita dal condensatore: liquido saturo a  $P_5=0.1$  bar ( $h_5=191.81$  kJ/kg)
- Salto entalpico isoentropico a cavallo della pompa ( $\Delta h_{is,5-6}=10.06$  kJ/kg)
- Assumendo:
- Assenza di perdite di carico nel condensatore, nel rigeneratore e nel generatore di vapore
- Potenza termica fornita all'acqua nel generatore di vapore pari a  $500$  MW<sub>t</sub>
- Liquido incompressibile nella trasformazione  $6 \rightarrow 1$  ( $c=4.17$  kJ/kg/K)
- Rendimento idraulico ed organico-elettrico della pompa pari rispettivamente a 77% e 94%
- Rendimento meccanico e rendimento elettrico della turbina pari rispettivamente a 99% e 98%

Si chiede di:

- Riportare i punti termodinamici del ciclo sul diagramma T-s allegato
- Calcolare le condizioni di mandata della pompa
- Calcolare la portata entrante nel generatore di vapore ( $m_1$ )
- Calcolare la portata dello spillamento rigenerativo ( $m_3$ )
- Calcolare il rendimento isoentropico dell'espansione  $2 \rightarrow 4$
- Calcolare la potenza termica dissipata al condensatore
- Calcolare la potenza elettrica netta prodotta dall'impianto
- Calcolare il rendimento elettrico netto



□ **QUESITO 5 (Rispondere ad una sola delle due domande) (punteggio 7.5)**

1- Descrivere il diagramma h-s per un fluido generico. Evidenziare in che zona il comportamento può essere assimilato a quello di gas ideale. Introdurre il fattore di comprimibilità e discutere la legge degli stati corrispondenti.

2- Ricavare l'equazione che descrive il profilo di temperatura lungo un'aletta. Applicare l'equazione ricavata al caso di aletta di lunghezza infinita con temperatura alla base imposta ottenendo l'espressione del profilo di temperatura e del calore scambiato. Introdurre il concetto di efficacia ed efficienza di un'aletta.

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

Rispondere alle seguenti 15 domande a risposta guidata. Segnare la casella relativa alla **sola risposta corretta** (0.5 punto per risposta corretta, -0.125 punti se sbagliata).

In un diagramma h-s per un fluido reale:	<input type="checkbox"/> Il punto critico si trova sulla sommità della campana <input type="checkbox"/> Le isoterme sono curve a pendenza crescente con T <input checked="" type="checkbox"/> Nella zona bifase le isobare sono rette <input type="checkbox"/> La forma della campana è indipendente dal fluido
Si vuole comprimere 1.2 kmol/s di He (gas perf. Monoatom) da condizioni $T_1=15^\circ\text{C}$ , $P_1=10$ bar a $P_2=220$ bar: iso-s (comp.isoentropica) iso-T(comp.isoterma)	<input type="checkbox"/> Per iso-s Potenza=14633 kJ/kmol <input type="checkbox"/> $ \text{Potenza}_{iso-T}  >  \text{Potenza}_{iso-s} $ <input type="checkbox"/> $\text{Potenza}_{iso-T}=0$ poiché $c_p \Delta T=0$ <input checked="" type="checkbox"/> Per iso-T Potenza=8886 kW
Per un ciclo Rankine a vapore rigenerativo (ideale) con un rigeneratore a superficie:	<input checked="" type="checkbox"/> Vapore spillamento è separato dall'acqua di alimento <input type="checkbox"/> il $\eta$ è pari al rendimento del ciclo di Carnot <input type="checkbox"/> Maggiore è $P_{\text{spillamento}}$ maggiore il $\eta$ del ciclo <input type="checkbox"/> la $P_{\text{min}}$ del ciclo è di norma $>$ di $P_{\text{spillamento}}$

Dall'esperienza di Nukiyama si nota che, nel processo di ebollizione statica:	<input type="checkbox"/> il flusso termico è monotono crescente con la T della piastra riscaldante <input type="checkbox"/> Il legame $q=f(T-T_{sat})$ non dipende dalla pressione <input type="checkbox"/> Il comportamento è identico per tutti i fluidi <input checked="" type="checkbox"/> Identifica un flusso critico dipendente dal fluido e da P
In due tubi uguali di lunghezza e diametro D fluiscono due fluidi differenti (1 e 2). Se $Re_1=Re_2=1000$ . Si può concludere:	<input type="checkbox"/> se $v_2>v_1$ allora $m_2>m_1$ <input type="checkbox"/> se $\mu_1>\mu_2$ allora $\rho_1>\rho_2$ <input checked="" type="checkbox"/> se $m_1=m_2$ allora $\mu_1=\mu_2$ <input type="checkbox"/> se $v_1>v_2$ allora $f_1>f_2$
Dati due corpi neri a $T_1=1200^\circ\text{C}$ e $T_2=2400^\circ\text{C}$ si può dire che:	<input type="checkbox"/> Potenza emessa da 2 è 16 volte quella emessa da 1 <input checked="" type="checkbox"/> $\lambda_{\max-2}<\lambda_{\max-1}$ <input type="checkbox"/> Hanno potere emissivo indipendente da lunghezza onda <input type="checkbox"/> Hanno un potere emissivo dipendente dall'emissività
Quali di queste trasformazioni può portare senza dubbio ad un raffreddamento di un gas reale?	<input checked="" type="checkbox"/> Compressione isoentropica + espansione isoentropica con $\beta_{exp}>\beta_{comp}$ <input type="checkbox"/> Espansione isoterma + laminazione adiabatica <input type="checkbox"/> Laminazione adiabatica se $(\partial T/\partial P)_h<0$ <input type="checkbox"/> Nessuna delle precedenti
Una parete piana ( $s=10\text{ cm}$ , $k=25\text{ W/m/K}$ ) è sede di assorbimento di potenza ( $q=-10\text{ W/m}^3$ ): (regime stazionario)	<input type="checkbox"/> Il profilo di T dipende dalla densità del materiale <input checked="" type="checkbox"/> Se $T_1=T_2$ allora $T_{\max}=T_2$ ( $T_1, T_2$ Temp. sulle facce) <input type="checkbox"/> Il massimo valore di T non si trova su linea adiabatica <input type="checkbox"/> $T_{\max}$ si trova sempre nella mezzeria della parete
Per un ciclo Rankine ideale surriscaldato:	<input checked="" type="checkbox"/> Il $\eta_{II}$ è sempre minore di 1 <input type="checkbox"/> Se $P_{\text{cond}} \uparrow$ allora $\eta \uparrow$ <input type="checkbox"/> Se $P_{\text{eva}} \downarrow$ allora $x(\text{scarico}) \downarrow$ <input type="checkbox"/> Il fluido di lavoro può essere solo acqua
Un ciclo Joule-Brayton ideale: $\gamma=C_p/C_v$ $\beta=\text{rapp. compressione}$	<input type="checkbox"/> E' costituito da due isocore e due isoentropiche <input type="checkbox"/> $\eta=1-\beta^{((\gamma+1)/\gamma)}$ <input checked="" type="checkbox"/> $\eta_{II} \rightarrow 1$ se $\beta \rightarrow \infty$ <input type="checkbox"/> Il lavoro utile è indipendente da $\beta$
La relazione $Tds=du+pdv$ , è valida:	<input type="checkbox"/> Solo lungo un'isoterma <input type="checkbox"/> Solo per gas perfetti <input checked="" type="checkbox"/> Sempre <input type="checkbox"/> Solo per sistemi aperti
Una macchina idraulica adiabatica elabora acqua. $A_1/A_2=4$ . Se $v_1=1\text{ m/s}$ , $P_1=3\text{ bar}$ , $P_2=2.5\text{ bar}$ e $z_1=z_2$ , allora: ( $\rho=1000\text{ kg/m}^3$ )	<input checked="" type="checkbox"/> La macchina è motrice <input type="checkbox"/> La macchina è operatrice <input type="checkbox"/> A causa delle perdite la temperatura può diminuire <input type="checkbox"/> $ \text{lavoro} =50\text{ [J/kg]}$
Se due cicli termodinamici (1 e 2) hanno $\eta_{II1}>\eta_{II2}$ allora :	<input type="checkbox"/> Se $T_{\min1}=T_{\min2}$ allora sicuramente $T_{\max1}>T_{\max2}$ <input type="checkbox"/> Sempre $\eta_1>\eta_2$ <input checked="" type="checkbox"/> Se $(T_{\max1}-T_{\min1})>(T_{\max2}-T_{\min2})$ e $T_{\max1}=T_{\max2}$ allora $\eta_1>\eta_2$ <input type="checkbox"/> Nessuna delle precedenti
Un'aletta cilindrica ( $D=3\text{ mm}$ , altezza= $4\text{ cm}$ , $k=160\text{ W/m/K}$ , $\rho=7000\text{ kg/m}^3$ ) con $T_{\text{base}}=60^\circ\text{C}$ è investita da un flusso di aria a $30^\circ\text{C}$ ( $h=10\text{ W/m}^2/\text{K}$ ).	<input type="checkbox"/> Ha comportamento approssimabile a aletta infinita <input type="checkbox"/> $T(x=2\text{ cm})<45^\circ\text{C}$ <input type="checkbox"/> Il parametro "m" è $9.128\text{ 1/m}^2$ <input checked="" type="checkbox"/> Nessuna delle precedenti
Per due gas perfetti biatomici (1 e 2) si può dire che:	<input type="checkbox"/> Se $P_1=P_2\text{ [Pa]}$ e $T_1=T_2\text{ [K]}$ allora $v_1=v_2\text{ [m}^3/\text{kg]}$ <input type="checkbox"/> $c_{1v,\text{mass}}\text{ [J/kg/K]}=c_{2v,\text{mass}}\text{ [J/kg/K]}$ <input type="checkbox"/> $c_{1p,\text{mol}}\text{ [J/kmol/K]}=5/2R$ <input checked="" type="checkbox"/> Nessuna delle precedenti

