

Cognome e Nome _____ Matricola _____ Firma _____

Teoria (valutazione secondo quanto indicato sul portale BEEP, sufficiente con almeno 5 risposte corrette)

1. Il principio di stato e la relazione fondamentale per un sistema termodinamico.
2. Processo di scambio termico isobaro reversibile (dimostrare come si ricavano C_p e α_P).
3. Dimostrare come l'espressione dell'energia interna specifica per una sostanza reale in funzione di T e v : $du = c_v dT + (T \alpha_P / k_T - P) dv$, si riduca per un gas ideale a $du = c_v dT$
4. Equazione di Clausius-Clapeyron (ipotesi, dimostrazione, significato fisico del risultato nella transizione liquido vapore).
5. Applicazione del bilancio energetico ed entropico a turbine e compressori.
6. Mostrare le differenze fra i gruppi adimensionali Nusselt e Bio, spiegandone il significato fisico e i termini che compaiono.
7. Scrivere l'equazione generale della conduzione per un mezzo avente conduttività variabile con la temperatura.

Esercizio 1 (12 punti)

Il frigorifero di bordo di un peschereccio deve congelare durante le attività di pesca in mare aperto una quantità di pesce modellizzabile come una portata $\dot{m}_p = 360$ kg/h di pesce, le cui proprietà termofisiche possono essere approssimate a quelle dell'acqua, liquida prima del congelamento, solida dopo ($\lambda_{\text{liquido-ghiaccio}} = -334$ kJ/kg, $c_{p\text{ghiaccio}} = 1940$ J/kg). Tale pesce deve essere portato da una temperatura $T_{pi} = 10$ °C (pari alla temperatura dell'acqua di mare ad una certa profondità) ad una temperatura $T_{pf} = -40$ °C, attraversando la transizione di fase da liquido a solido. Tale processo è realizzato tramite un ciclo inverso, in cui la sorgente calda è rappresentata da una portata $\dot{m}_a = 3.1$ kg/s di acqua di mare (si considerino proprietà termofisiche uguali a quelle dell'acqua dolce) che viene riscaldata da $T_{ai} = 15$ °C (temperatura marina in superficie) a $T_{af} = 20$ °C.

Si determinino la **potenza meccanica** richiesta dal frigorifero, la **produzione entropica** totale del processo ed il **rendimento di II Principio** del ciclo (considerando che le condizioni di processamento del pesce e la temperatura di ingresso dell'acqua di mare non possono cambiare).

Esercizio 2 (8 punti)

Due masse uguali, una di acqua a P atmosferica e $T_{hi} = 70$ °C e una di refrigerante liquido ($C_{pr} = 1415$ J/kgK) anch'essa a P atmosferica ma a $T_{ri} = 52$ °C vengono miscelate in un miscelatore adiabatico e di massa trascurabile, ma contenente anche un blocco di ferro ($C_f = 450$ J/kgK) di massa M_f inizialmente a $T_{fi} = 15$ °C. Sapendo che il miscelatore è progettato per mantenere la pressione costante durante il processo, che al termine del miscelamento sia la miscela sia la massa di ferro sono a temperatura $T_{mu} = 30$ °C e che la variazione entropica della massa di refrigerante è $\Delta S_r = -5.8$ kJ/K, determinare la **massa del blocco di ferro** e l'**irreversibilità del processo**.

Esercizio 3 (10 punti)

Una parete piana, indefinitamente estesa lungo due direzioni spaziali (y,z), è costituita da due strati di cui quello a sinistra (strato 1 $s_1 = 10$ cm, $\lambda_1 = 0.75$ W/(m K)) è sede di una generazione interna di potenza $\dot{q}''' = 10^4$ W/m³, mentre quello di destra (strato 2 $s_2 = 20$ cm, $\lambda_2 = 5$ W/(m K)) è puramente passivo. La superficie di destra è lambita da aria a pressione atmosferica, con temperatura indisturbata $t_\infty = 40$ °C e $w_\infty = 10$ m/s ($\lambda_{\text{aria}} = 0.0271$ W/mK, $\mu_{\text{aria}} = 1.9 \cdot 10^{-5}$ kg/m s). Lo strato limite tra il fluido e la parete può essere considerato sufficientemente sviluppato da avere spessore uniforme e il coefficiente convettivo tra aria e parete può essere calcolato con la seguente correlazione (in cui si deve considerare $L = 1$ m come dimensione caratteristica e le proprietà termofisiche calcolate a t_∞):

$$\text{Nu} = 0.45 \text{Re}^{1/2} \text{Pr}^{1/3}$$

La faccia sinistra della parete può essere invece considerata perfettamente adiabatica.

Si determini il **coefficiente di scambio termico convettivo** fra aria e parete, la **temperatura t_0** della parete adiabatica e si rappresentino qualitativamente, ma in modo fisicamente accurato, i **profili di temperatura $T(x)$** e **flusso termico $\dot{q}'''(x)$** nei due strati della parete e nell'aria.

SOLUZIONI

SOLUZIONE ES. 1

%DATI

```
Mp=360/3600;  
cph=4186;  
Thg=273.15; %temperatura di congelamento  
ldbhg=-334e3;  
cpg=1940;
```

```
Tpi=10+273.15;  
Tpf=-40+273.15;
```

```
Mh=3.1;  
Thi=15+273.15;  
Thf=20+273.15;
```

%SOLUZIONE

%calcolo della potenza da asportare dal pesce (raffreddamento,
%congelamento, ulteriore raffreddamento)

```
qsc1=cph*(Thg-Tpi);  
qsc2=ldbhg;  
qsc3=cpg*(Tpf-Thg);  
Qsc=Mp*(qsc1+qsc2+qsc3);
```

%calcolo della potenza fornita alla sorgente calda

```
Qsh=Mh*cph*(Thf-Thi);
```

%passaggio al punto di vista del fluido di lavoro

```
Qh=-Qsh;  
Qc=-Qsc;
```

%calcolo della potenza meccanica e dell'efficienza

```
L=-Qh-Qc;  
eps=Qc/L;
```

%calcolo della variazione entropica della sorgente calda...

```
Dsh=cph*log(Thf/Thi);  
DSh=Mh*Dsh;
```

%e della sorgente fredda...

```
Dsc1=cph*log(Thg/Tpi);  
Dsc2=ldbhg/Thg;  
Dsc3=cpg*log(Tpf/Thg);  
Dsct=Dsc1+Dsc2+Dsc3;  
DSc=Mp*Dsct;
```

%e totale

```
DStot=DSh+DSc;
```

%per il calcolo del rendimento di II Principio si impone DStot=0 (quindi DSh=-DSc),
%a pari DSc e Thi, come detto nel testo. Da questo si ricava la nuova temperatura
%finale della sorgente calda ed i nuovi Qh e L.

%Noto questo:

```
%eps=Qc/L  
%eps_max=Qc/L_n  
%etaII=eps/eps_max=L_n/L  
DSh_n=-DSc;  
%DSh_n=Mh*cph*log(Thf_n/Thi);
```

```
%log (Thf_n/Thi)=-DSc/ (Mh*cph) ;
Thf_n=Thi*exp (-DSc/ (Mh*cph)) ;
```

```
Qh_n=-Mh*cph* (Thf_n-Thi) ;
L_n=-Qh_n-Qc ;
eta_II=L_n/L ;
```

Risultati numerici (tutti in unità SI base)

```
DSc = -168.045972; DSh = 223.239636; DSh_n = 168.045972; DStot = 55.193664;
Dsc1 = -150.510551; Dsc2 = -1222.771371; Dsc3 = -307.177799; Dsct = -1680.459721;
Dsh = 72.012786; L = 19537.000000; L_n = 3391.338134; Mh = 3.100000;
Mp = 0.100000; Qc = 45346.000000; Qh = -64883.000000; Qh_n = -48737.338134;
Qsc = -45346.000000; Qsh = 64883.000000; Thf = 293.150000; Thf_n = 291.905786;
Thg = 273.150000; Thi = 288.150000; Tpf = 233.150000; Tpi = 283.150000;
cpg = 1940.000000; cph = 4186.000000; eps = 2.321032; eta_II = 0.173585;
ldbhg = -334000.000000; qsc1 = -41860.000000; qsc2 = -334000.000000; qsc3 = -77600.000000;
```

SOLUZIONE ES. 2

```
%DATI
```

```
Thi=70+273.15;
cph=4186;
Tri=52+273.15;
cpr=1415;
cf=450;
```

```
Tfi=15+273.15;
```

```
Tmu=30+273.15;
```

```
DSr=-5800;
```

```
%SOLUZIONE
```

```
%trasformazione adiabatica e isobara, che coinvolge le due masse di liquido e
%il blocco di ferro:
```

```
%DHh+DHr+DHf=0;
```

```
%Mh*cph*(Tmu-Thi)+Mr*cpr*(Tmu-Tri)+Mf*cf*(Tmu-Tfi)=0;
```

```
%e sapendo che le masse di acqua e refrigerante sono uguali:
```

```
%Mr*cph*(Tmu-Thi)+Mr*cpr*(Tmu-Tri)+Mf*cf*(Tmu-Tfi)=0;
```

```
%Quindi:
```

```
%Mf=-Mr*(cph*(Tmu-Thi)+cpr*(Tmu-Tri))/(cf*(Tmu-Tfi));
```

```
%la massa di acqua e refrigerante può essere determinata dalla conoscenza della
```

```
%variazione entropica della parte refrigerante:
```

```
%DSr=Mr*cpr*log(Tmu/Tri);
```

```
%Mr=DSr/(cpr*log(Tmu/Tri));
```

```
Mr=DSr/(cpr*log(Tmu/Tri));
```

```
Mh=Mr;
```

```
Mf=-Mr*(cph*(Tmu-Thi)+cpr*(Tmu-Tri))/(cf*(Tmu-Tfi));
```

```
%produzione entropica
```

```
Dsh=cph*log(Tmu/Thi);
```

```
Dsr=cpr*log(Tmu/Tri);
```

```
Dsf=cf*log(Tmu/Tfi);
```

```

DSh=Mh*Dsh;
%Dsr=Mr*Dsr; %deve ovviamente tornare con il dato
DSf=Mf*Dsf;

DStot=DSh+DSr+DSf;

```

Risultati numerici (tutti in unità SI base)

```

DSf = 39304.048853; DSh = -30354.203884; DSr = -5800.000000; DStot = 3149.844969;
DSf = 22.835950; Dsh = -518.812576; Dsr = -99.133318; Mf = 1721.147995;
Mh = 58.507070; Mr = 58.507070; Tfi = 288.150000; Thi = 343.150000;
Tmu = 303.150000; Tri = 325.150000; cf = 450.000000; cph = 4186.000000;
cpr = 1415.000000

```

SOLUZIONE ES. 3

```
%DATI
```

```

s1=0.1;
s2=0.2;
lbd1=0.75;
lbd2=5;
Up31=1e4;

```

```

Too=40+273.15;
woo=10;

```

```

lbda=0.0271;
mua=1.9e-5;

```

```
Dcar=1;
```

```
P=1e5;
```

```
%SOLUZIONE
```

```

%Qp=Up31*Vp; Qp2=Qp/Ap; %flusso diretto solo verso lo strato 2, dato che la
%faccia sinistra della parete è adiabatica
Qp2=Up31*s1;

```

```
%il flusso viene smaltito per convezione
```

```
%Qp2=-h*(Too-Tdx);
```

```
%quindi una volta stimato h si può determinare Tdx=T(s1+s2) dall'equazione di
%Newton
```

```

Ra=8314/29;
rhoa=P/(Ra*Too);
cpa=7/2*Ra;
Re=rhoa*woo*Dcar/mua;
Pr=cpa*mua/lbda;
Nu=0.45*Re^(1/2)*Pr^(1/3);
%Nu=h*Dcar/lbda
h=Nu*lbda/Dcar;

```

```

%Qp2=-hToo+hTdx;
Tdx=Too+1/h*Qp2;

```

```

%a questo punto sono calcolabili le temperature Tint all'interfaccia tra i
%due strati e Tsx sulla faccia adiabatica

```

```

%nello strato passivo: Qp2=-(Tdx-Tint)/(s2/lbd2), per cui:

```

```
Tint=Tdx+s2/lbd2*Qp2;  
%nello strato con generazione di potenza, integrando l'eqz. di Poisson in  
%coordinate piane e imponendo Qp2(0)=0 e T(s1)=Tint, si ottiene:  
%C1=0; C2=Tint+Up31*s1^2/(2*lbd1);  
%da cui:  
T0=Tint+Up31*s1^2/(2*lbd1);
```

Risultati numerici (tutti in unità SI base)

```
Dcar = 1.000000; Nu = 306.437295; P = 100000.000000; Pr = 0.703500;  
Qp2 = 1000.000000; Ra = 286.689655; Re = 586248.791870; T0 = 540.234023;  
Tdx = 433.567357; Tint = 473.567357; Too = 313.150000; Up31 = 10000.000000;  
cpa = 1003.413793; h = 8.304451; lbd1 = 0.750000; lbd2 = 5.000000;  
lbda = 0.027100; mua = 0.000019; rhoa = 1.113873; s1 = 0.100000;  
s2 = 0.200000; woo = 10.000000
```