

Cognome e Nome _____ Matricola _____ Firma _____

Teoria (10 punti a domanda, penalizzazione errori secondo quanto indicato sul portale BEEP)

1. Mostrare (utilizzando le opportune espressioni differenziali) che a cavallo di una transizione di fase isotermobarica la variazione del potenziale di Gibbs è nulla.
2. Scrivere il bilancio entropico per un generico sistema fluente, indicando il significato dei termini che vi compaiono, e riportare un esempio di trasformazione irreversibile con variazione di entropia negativa.
3. Riportare sul diagramma T,s un ciclo Rankine inverso reale e scrivere le espressioni (in funzione di opportuni potenziali termodinamici) dei COP associati all'utilizzo del ciclo come macchina frigorifera e pompa di calore.

Esercizi (penalizzazione errori secondo quanto indicato su BEEP)

1 (10 punti). Una massa $M_l = 2$ kg di acqua liquida a $T_l = 50$ °C viene miscelata in un sistema cilindro-pistone adiabatico con un volume $V_v = 1$ m³ di vapor d'acqua a $P = 1$ bar, $T_v = 120$ °C. Durante il processo, il pistone è costantemente sottoposto alla pressione atmosferica (1 bar). Dopo il raggiungimento dell'equilibrio, determinare:

- 1) lo stato del contenuto interno al sistema cilindro-pistone;
- 2) l'irreversibilità del processo;
- 3) il lavoro scambiato dal sistema con l'ambiente esterno tra inizio e fine del miscelamento.

2 (8 punti). Una parete di spessore $s = 10$ cm e conducibilità $\lambda = 0.75$ W/mK è lambita da un lato da aria secca a $T_e = -5$ °C con h_e pari a 10 W/m²K e dall'altro da aria umida a $T_i = 20$ °C e umidità relativa $\phi_i = 73$ % con h_i pari a 5 W/m²K.

- 1) Si dimostri che si avrà condensa sulla faccia lambita dall'aria umida.
- 2) Si determini l'incremento di spessore della parete minimo (limite inferiore) per evitare la condensa (nell'ipotesi che i coefficienti convettivi non cambino).

3 (15 punti). Una portata di aria a $T_1 = 500$ °C e $P_1 = 15$ bar attraversa un condotto rettilineo lungo $L = 5$ m, con diametro interno $D_i = 30$ cm e spessore trascurabile, coibentato con un isolante di spessore $s = 1$ cm e conducibilità $\lambda_{is} = 0.1$ W/mK, subendo una riduzione di pressione di 3.2 bar. Le velocità nelle sezioni di ingresso ed uscita sono rispettivamente $w_1 = 2$ m/s e $w_2 = 2.5$ m/s. Il condotto è esternamente investito da una corrente d'aria a $T_e = 5$ °C con un coefficiente di scambio termico convettivo h_e pari a 50 W/m²K. Sapendo che il sistema è in condizioni stazionarie, si determini:

- 1) la potenza termica dispersa verso l'ambiente;
- 2) la potenza del compressore ideale che dopo l'uscita dal condotto sarebbe necessario per ricomprimere il gas fino a $P_f = 15$ bar;
- 3) il coefficiente di scambio termico convettivo nel condotto ($\mu_{aria} = 1.85 \cdot 10^{-5}$ Pa s, $\lambda_{aria} = 0.026$ W/mK; si utilizzi quella opportuna tra le correlazioni fornite nel seguito, e per il calcolo dei gruppi adimensionali si considerino le condizioni all'ingresso del condotto);
- 4) il ΔT medio logaritmico, il coefficiente globale di scambio termico K ed il fattore di correzione F per flusso non a correnti parallele se condotto ed esterno vengono considerati come uno scambiatore di calore;
- 5) l'irreversibilità del processo.

Proprietà dell'acqua in transizione di fase

Temperature (K)	Pressure (MPa)	Liquid Density (kg/m ³)	Vapor Density (kg/m ³)	Liquid Int. Energy (kJ/kg)	Vapor Int. Energy (kJ/kg)	Liquid Enthalpy (kJ/kg)	Vapor Enthalpy (kJ/kg)	Liquid Entropy (kJ/kg-K)	Vapor Entropy (kJ/kg-K)
278.15	0.00087258	999.92	0.0068022	21.019	2381.8	21.020	2510.1	0.076254	9.0248
283.15	0.0012282	999.65	0.0094071	42.020	2388.6	42.021	2519.2	0.15109	8.8998
288.15	0.0017058	999.06	0.012841	62.980	2395.5	62.981	2528.3	0.22446	8.7803
293.15	0.0023393	998.16	0.017314	83.912	2402.3	83.914	2537.4	0.29648	8.6660
298.15	0.0031699	997.00	0.023075	104.83	2409.1	104.83	2546.5	0.36722	8.5566
303.15	0.0042470	995.61	0.030415	125.73	2415.9	125.73	2555.5	0.43675	8.4520
308.15	0.0056290	993.99	0.039674	146.63	2422.7	146.63	2564.5	0.50513	8.3517
313.15	0.0073849	992.18	0.051242	167.53	2429.4	167.53	2573.5	0.57240	8.2555
318.15	0.0095950	990.17	0.065565	188.43	2436.1	188.43	2582.4	0.63861	8.1633
323.15	0.012352	988.00	0.083147	209.33	2442.7	209.34	2591.3	0.70381	8.0748
328.15	0.015762	985.66	0.10456	230.24	2449.3	230.26	2600.1	0.76802	7.9898
333.15	0.019946	983.16	0.13043	251.16	2455.9	251.18	2608.8	0.83129	7.9081
338.15	0.025042	980.52	0.16146	272.09	2462.4	272.12	2617.5	0.89365	7.8296
343.15	0.031201	977.73	0.19843	293.03	2468.9	293.07	2626.1	0.95513	7.7540
348.15	0.038595	974.81	0.24219	313.99	2475.2	314.03	2634.6	1.0158	7.6812
353.15	0.047414	971.77	0.29367	334.96	2481.6	335.01	2643.0	1.0756	7.6111
358.15	0.057867	968.59	0.35388	355.95	2487.8	356.01	2651.3	1.1346	7.5434
363.15	0.070182	965.30	0.42390	376.97	2494.0	377.04	2659.5	1.1929	7.4781
368.15	0.084608	961.88	0.50491	398.00	2500.0	398.09	2667.6	1.2504	7.4151
373.15	0.10142	958.35	0.59817	419.06	2506.0	419.17	2675.6	1.3072	7.3541
378.15	0.12090	954.70	0.70503	440.15	2511.9	440.27	2683.4	1.3633	7.2952
383.15	0.14338	950.95	0.82693	461.26	2517.7	461.42	2691.1	1.4188	7.2381
388.15	0.16918	947.08	0.96540	482.41	2523.3	482.59	2698.6	1.4737	7.1828
393.15	0.19867	943.11	1.1221	503.60	2528.9	503.81	2705.9	1.5279	7.1291
398.15	0.23224	939.02	1.2987	524.83	2534.3	525.07	2713.1	1.5816	7.0770
403.15	0.27028	934.83	1.4970	546.09	2539.5	546.38	2720.1	1.6346	7.0264

Proprietà del vapore surriscaldato

Temperature (K)	Pressure (MPa)	Density (kg/m ³)	Int. Energy (kJ/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)
373.15	0.10000	0.58967	2506.2	2675.8	7.3610
378.15	0.10000	0.58127	2514.1	2686.1	7.3885
383.15	0.10000	0.57315	2521.9	2696.3	7.4155
388.15	0.10000	0.56529	2529.6	2706.5	7.4418
393.15	0.10000	0.55767	2537.3	2716.6	7.4678
398.15	0.10000	0.55028	2545.0	2726.7	7.4932
403.15	0.10000	0.54311	2552.6	2736.7	7.5183

Correlazioni per la previsione del coefficiente convettivo per flusso all'interno di tubi

Re > 4000	Moto turbolento	$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n$	n = 0.4	riscaldamento
			n = 0.3	raffreddamento
Re < 2500	Moto laminare	Nu = 4.36	se flusso termico costante	
		Nu = 3.66	se T superficiale del condotto costante	

Soluzioni

Esercizio 1

```
%dati

Ml=2;
Tl=50+273.15;

Vv=1;
P=1e5;
Tv=120+273.15;

cpl=4186;

hl=cpl*(Tl-273.15);
%hlTAB=209.42e3;
Hl=Ml*hl;

sl=cpl*log(Tl/273.15);
%slTAB=0.70377e3;
Sl=Ml*sl;

%dati da tabella
rhov=0.55767;
%cfr densità da GI
rhovGI=P/(462*Tv);

Mv=Vv*rhov;

hv=2716.6e3;
sv=7.4678e3;

Hv=Mv*hv;
Sv=Mv*sv;

Stot_i=Sl+Sv;

%dato che il processo è adiabatico e isobaro, è isoentalpico
Hmix=Hl+Hv;
hmix=Hmix/(Ml+Mv);

%l'entalpia specifica finale è intermedia tra quelle di LS e di VS a P (1 bar),
%quindi lo stato finale è in condizioni bifase a Tsat(P)
Tmix=373.15;
Pmix=1e5;

hLS=419.17e3;
hVS=2675.6e3;

xmix=(hmix-hLS)/(hVS-hLS);

%calcolo dell'entropia finale
sLS=1.3072e3;
sVS=7.3541e3;
smix=xmix*sVS+(1-xmix)*sLS;

Smix=(Ml+Mv)*smix;

%irreversibilità
DS=Smix-Stot_i;

%lavoro scambiato con l'esterno, dato che il sistema è costantemente
%sottoposto a Patm
Vtot_i=Vv+Ml/1000;
```

```

vLS=1/958.35;
vVS=1/0.59817;
vmix=xmix*vVS+(1-xmix)*vLS;
Vmix=vmix*(Mv+Ml);
L=-P*(Vmix-Vtot_i);

```

DS	80.1293
HI	418600
Hmix	1.9336e+06
Hv	1.5150e+06
L	3.6148e+04
Ml	2
Mv	0.5577
P	100000
Pmix	100000
SI	1.4073e+03
Smix	5.6520e+03
Stot_i	5.5719e+03
Sv	4.1646e+03
T1	323.1500
Tl	323.1500
Tmix	373.1500
Tv	393.1500
Vmix	0.6405
Vtot_i	1.0020
Vv	1
cpl	4186
hLS	419170
hVS	2675600
hl	209300
hmix	7.5599e+05
hv	2716600
rhov	0.5577
rhovGl	0.5506
sLS	1.3072e+03
sVS	7.3541e+03
sl	703.6478
smix	2.2098e+03
sv	7.4678e+03
vLS	0.0010
vVS	1.6718
vmix	0.2504
xmix	0.1493

Esercizio 2

```

%dati
s=0.1;
k=0.75; %conduttività
Te=-5+273.15;
he=10;
Ti=20+273.15;
fii=0.73;
hi=5;

%calcolo TR dell'aria umida
Pvs_Ti=0.0023393e6; %da tabella
Pvi=Pvs_Ti*fii;
TR=288.15; %da tabella

```

```

%bisogna verificare se Tpi<=>TR
Qp2=-(Ti-Te)/(1/he+s/k+1/hi);
%Qp2=-hi*(Ti-Tpi) => ...
Tpi=Qp2/hi+Ti; %Tpi<TR quindi si ha rugiada

%il limite inferiore per non avere rugiada è che Tpi sia esattamente
%coincidente con TR
%quindi
Qp2_NoR=-hi*(Ti-TR);
%essendo poi Rtot=1/he+s/k+1/hi=(Ti-Te)/Qp2_noR
s_noR=k*(-(Ti-Te)/Qp2_NoR-(1/he+1/hi));

```

Pvi	1.7077e+03
Pvs_Ti	2.3393e+03
Qp2	-57.6923
Qp2_NoR	-25
TR	288.1500
Te	268.1500
Ti	293.1500
Tpi	281.6115
fii	0.7300
he	10
hi	5
k	0.7500
s	0.1000
s_noR	0.5250

Esercizio 3

```

%dati
T1=500+273.15;
P1=15e5;
L=5;
Di=0.3;
s=0.01;
kis=0.1;
DP=-3.2e5;
w1=2;
w2=2.5;
Te=5+273.15;
he=50;
Pf=15e5;
mia=1.85e-5;
ka=0.026;

%soluzione
%nell'ipotesi di aria secca e gas ideale
R=8314/29;

rho1=P1/(R*T1);
M=rho1*w1*pi*Di^2/4;
rho2=M/(w2*pi*Di^2/4);
P2=P1+DP;
T2=P2/(rho2*R);

cp=7/2*R;

%potenza termica smaltita (corretto anche considerare anche il contributo cinetico Ck,
che però risulta trascurabile)
Q=M*cp*(T2-T1);
Ck=(w2^2-w1^2)/2;

%potenza del compressore (hp: politropico adiabatico)

```

```
Tf=T2*(P2/Pf)^( (1-1.4)/1.4 );
Lcompr=M*cp*(Tf-T2);
```

```
%coefficiente convettivo
Re=rho1*w1*Di/mia;
Pr=cp*mia/ka;
Nu=0.023*Re^0.8*Pr^0.3;
hi=Nu*ka/Di;
```

```
%DT medio logaritmico
DT0=T1-Te;
DTL=T2-Te;
DTml=(DTL-DT0)/log(DTL/DT0);
```

```
%coefficiente globale di scambio
De=Di+2*s;
K=(1/(hi*pi*Di*L)+log(De/Di)/(2*pi*kis*L)+1/(hi*pi*De*L))^-1;
```

```
%fattore F
Q_corr_par=K*DTml;
F=-Q/Q_corr_par;
```

```
%irreversibilità
DSa=M*(cp*log(T2/T1)-R*log(P2/P1));
DSe=-Q/Te;
DStot=DSa+DSe;
```

Ck	1.1250	Q	-1.2370e+04
DP	-320000	Q_corr_par	1.4935e+04
DSa	49.6787	R	286.6897
DSe	44.4725	Re	2.1948e+05
DStot	94.1512	T1	773.1500
DT0	495	T2	760.2642
DTL	482.1142	Te	278.1500
DTml	488.5288	Tf	814.2141
De	0.3200	cp	1.0034e+03
Di	0.3000	he	50
F	0.8283	hi	33.7909
K	30.5710	ka	0.0260
L	5	kis	0.1000
Lcompr	5.1790e+04	mia	1.8500e-05
M	0.9567	rho1	6.7673
Nu	389.8947	rho2	5.4138
P1	1500000	s	0.0100
P2	1180000	w1	2
Pf	1500000	w2	2.5000
Pr	0.7140		