

Cognome e Nome _____ Matricola _____ Firma _____

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

1. Determinare i profili generali del flusso termico e della temperatura in funzione del raggio per un cilindro di lunghezza indefinita omogeneo ed isotropo, tramite l'integrazione dell'equazione della conduzione in condizioni stazionarie e con generazione di potenza. Commentare la condizione al contorno in corrispondenza dell'asse del cilindro per cilindri pieni.
2. Scrivere le equazioni di partenza e le ipotesi necessarie per ricavare l'equazione generale delle trasformazioni politropiche
3. 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 nulla.

Esercizi (penalizzazione errori secondo quanto indicato su BEEP)

Esercizio 1 (9 punti)

Un recipiente chiuso e perfettamente rigido e adiabatico, di volume $V = 0.5$ l, è inizialmente pieno di acqua a pressione atmosferica e temperatura $T_{ai} = 10$ °C. Nel recipiente vengono immerse due sfere di rame ($r = 8900$ kg/m³, $c = 385$ J/kgK), entrambe di diametro $D = 50$ mm e aventi temperatura $T_{1i} = 200$ °C la prima e $T_{2i} = 150$ °C la seconda. A causa dell'immersione delle sfere, un corrispondente volume di liquido esce dal recipiente che viene poi immediatamente richiuso dopo l'immersione. Trascurando l'eventuale evaporazione locale dell'acqua e ipotizzando che sia l'acqua sia le sfere siano approssimabili a perfettamente incompressibili, determinare la temperatura finale del sistema liquido + sfere una volta raggiunto lo stato di equilibrio, e la corrispondente variazione totale di entropia rispetto allo stato iniziale.

Esercizio 2 (12 punti) Un compressore adiabatico reale, con un rendimento isoentropico η_{is} pari a 0.85, comprime un flusso d'aria a pressione ambiente e temperatura di 300 K fino a 1.8 Mpa. Si determini:

- la temperatura dell'aria all'uscita del compressore
- l'entropia specifica generata per irreversibilità
- l'indice k della trasformazione ideale politropica che porti l'aria dalle stesse condizioni iniziali alle stesse condizioni finali della compressore reale descritta
- il lavoro specifico necessario se il compressore operasse una trasformazione isoterma internamente reversibile

Esercizio 3 (12 punti) Una portata pari 100 kg/s di vapore saturo alla temperatura di 40°C entra nel lato mantello di un condensatore a fascio tubiero di un ciclo Rankine, dove condensa parzialmente con un coefficiente di scambio termico convettivo h_e pari a 6000 W/(m² K). Una portata di acqua di mare (si tratti come acqua dolce) pari a 5000 kg/s scorre all'interno di 5000 tubi in parallelo del diametro di 20 mm e spessore trascurabile, riscaldandosi da una temperatura di 15°C e a 25°C. Si determini:

- il titolo di vapore in uscita dal condensatore
- il coefficiente di scambio termico totale [W/(m² K)]
- la lunghezza dei tubi
- la potenza richiesta alla pompa per vincere le perdite di carico dell'acqua nei tubi (si considerino tubi lisci)

Correlazioni per il calcolo di Nu e f (friction factor) per flusso all'interno di tubi

Re > 4000 Turbolento	$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n$	$n = 0.4$ riscaldamento
	$f = 0.184 Re^{-0.2}$	$n = 0.3$ raffreddamento
Re < 2500 Laminare	$Nu = 4.36$	flusso termico costante
	$Nu = 3.66$	T superficiale costante
	$f = 64/Re$	

Proprietà dell'acqua in transizione di fase

Press. p kPa	Temp. sat. T _{sat} °C	Volume specifico m³/kg		Energia interna kJ/kg			Entalpia kJ/kg			Entropia kJ/(kg · K)		
		Liquido sat. u _l	Vapore sat. u _v	Liquido sat. u _l	Evap. u _{lv}	Vapore sat. u _v	Liquido sat. h _l	Evap. h _{lv}	Vapore sat. h _v	Liquido sat. s _l	Evap. s _{lv}	Vapore sat. s _v
0.6113	0.01	0.001000	206.14	0.00	2375.3	2375.3	0.01	2501.3	2501.4	0.0000	9.1562	9.1562
1.0	6.98	0.001000	129.21	29.30	2355.7	2385.0	29.30	2484.9	2514.2	0.1059	8.8697	8.9756
1.5	13.03	0.001001	87.98	54.71	2338.6	2393.3	54.71	2470.6	2525.3	0.1957	8.6322	8.8279
2.0	17.50	0.001001	67.00	73.48	2326.0	2399.5	73.48	2460.0	2533.5	0.2607	8.4629	8.7237
2.5	21.08	0.001002	54.25	88.48	2315.9	2404.4	88.49	2451.6	2540.0	0.3120	8.3311	8.6432
3.0	24.08	0.001003	45.67	101.04	2307.5	2408.5	101.05	2444.5	2545.5	0.3545	8.2231	8.5776
4.0	28.96	0.001004	34.80	121.45	2293.7	2415.2	121.46	2432.9	2554.4	0.4226	8.0520	8.4746
5.0	32.88	0.001005	28.19	137.81	2282.7	2420.5	137.82	2423.7	2561.5	0.4764	7.9187	8.3951
7.5	40.29	0.001008	19.24	168.78	2261.7	2430.5	168.79	2408.0	2574.8	0.5764	7.6750	8.2515
10	45.81	0.001010	14.67	191.82	2246.1	2437.9	191.83	2392.8	2584.7	0.6493	7.5009	8.1502
15	53.97	0.001014	10.02	225.92	2222.8	2448.7	225.94	2373.1	2599.1	0.7549	7.2536	8.0085
20	60.06	0.001017	7.649	251.38	2205.4	2456.7	251.40	2358.3	2609.7	0.8320	7.0766	7.9085
25	64.97	0.001020	6.204	271.90	2191.2	2463.1	271.93	2346.3	2618.2	0.8931	6.9383	7.8314
30	69.10	0.001022	5.229	289.20	2179.2	2468.4	289.23	2336.1	2625.3	0.9439	6.8247	7.7686
40	75.87	0.001027	3.993	317.53	2159.5	2477.0	317.58	2319.2	2636.8	1.0259	6.6441	7.6700

Proprietà dell'acqua (liquida) alla pressione di 1 atm

Temperatura K	Densità kg/m³	Calore specifico J/(KgK)	Conducibilità termica W/(mK)	Diffusività termica m²/s	Viscosità dinamica kg/(m s)	Viscosità cinematica m²/s	Numero di Prandtl Pr
Acqua (T in K)							
273.2	000	4205	0.564	1.34×10^{-7}	1.79×10^{-3}	1.79×10^{-6}	13.4
280	000	4197	0.582	1.39×10^{-7}	1.44×10^{-3}	1.44×10^{-6}	10.4
300	997	4177	0.608	1.46×10^{-7}	0.857×10^{-3}	0.86×10^{-6}	5.88
320	989	4176	0.637	1.54×10^{-7}	0.579×10^{-3}	0.59×10^{-6}	3.79
340	980	4187	0.659	1.61×10^{-7}	0.423×10^{-3}	0.43×10^{-6}	2.69
360	967	4204	0.674	1.66×10^{-7}	0.320×10^{-3}	0.33×10^{-6}	2.00
373.2	958	4220	0.681	1.68×10^{-7}	0.282×10^{-3}	0.29×10^{-6}	1.75
400	937	4241	0.686	1.73×10^{-7}	0.219×10^{-3}	0.23×10^{-6}	1.35
450	890	4419	0.673	1.71×10^{-7}	0.153×10^{-3}	0.17×10^{-6}	1.01
500	832	4647	0.635	1.64×10^{-7}	0.118×10^{-3}	0.14×10^{-6}	0.86
550	756	5272	0.571	1.43×10^{-7}	0.095×10^{-3}	0.13×10^{-6}	0.88
600	650	6691	0.481	1.11×10^{-7}	0.076×10^{-3}	0.12×10^{-6}	1.05

Soluzioni

Esercizio 1

```
%DATI
P=1e5;
rhoCu=8900;
cCu=385;
rhoH2O=1000;
cH2O=4186;
vH2Oi=1e-3;
D=50e-3;
T1i=200+273.15;
T2i=150+273.15;
TH2Oi=10+273.15;
Vltot=0.5e-3;
Vs1=4/3*pi*(D/2)^3;
Vs2=Vs1;
kp=2.1e-4;
Vl=Vltot-Vs1-Vs2;    %dopo l'uscita del liquido causa immersione delle sfere

Ms1=rhoCu*Vs1;
Ms2=Ms1;

MH2O=Vl*rhoH2O;

Tf=(MH2O*cH2O*TH2Oi+Ms1*cCu*T1i+Ms2*cCu*T2i)/(MH2O*cH2O+Ms1*cCu+Ms2*cCu);

DS=MH2O*cH2O*log(Tf/TH2Oi)+Ms1*cCu*log(Tf/T1i)+Ms2*cCu*log(Tf/T2i);

D            0.0500            Vl            3.6910e-04
DS           40.3581            Vltot         5.0000e-04
MH2O         0.3691            Vs1           6.5450e-05
Ms1          0.5825            Vs2           6.5450e-05
Ms2          0.5825            cCu           385
P            100000           cH2O          4186
T1i          473.1500         kp            2.1000e-04
T2i          423.1500         rhoCu         8900
TH2Oi        283.1500         rhoH2O        1000
Tf           320.2727         vH2Oi         1.0000e-03
```

Esercizio 2

```
%DATI
Pi=1e5;
Ti=300;
Pf=1.8e6;
eta_is=0.85;

%soluzione
R=8314/29;
cp=7/2*R;
gamma=7/5;

Tf_id=Ti*(Pi/Pf)^((1-gamma)/gamma);

l_id=cp*(Tf_id-Ti);
l_r=l_id/eta_is;

%Tf reale
Tf_r=Ti+l_r/cp;
```

```

%ds per il caso isoentropico, deve dare 0
ds_i=cp*log(Tf_id/Ti)-R*log(Pf/Pi);

%ds
ds=cp*log(Tf_r/Ti)-R*log(Pf/Pi);

%calcolo dell'indice direttamente da T e P
%n=(log(Tf_r/Ti)/log(Pi/Pf)+1)^-1;

%calcolo dell'indice passando attraverso v
vi=R*Ti/Pi;
vf=R*Tf_r/Pf;
n=log(Pi/Pf)/log(vf/vi);

%l per compressore isoterma int. rev.
%dl = v dp = RT/P dP
l_isoT=R*Ti*log(Pf/Pi);

```

Pf	1800000	eta_is	0.8500
Pi	100000	gamma	1.4000
R	286.6897	l_id	3.8644e+05
Tf_id	685.1261	l_isoT	2.4859e+05
Tf_r	753.0896	l_r	4.5464e+05
Ti	300	n	1.4672
cp	1.0034e+03	vf	0.1199
ds	94.9041	vi	0.8601
ds_i	0		

Esercizio 3

```

%DATI
N=5000;
Mv=100;
Ma=5000;
Tv=40+273.15;
Tai=15+273.15;
Tau=25+273.15;
he=6000;

D=20e-3;

%proprietà acqua
lambda=0.6;
mi=1e-3;
cp=4186;
rho=1000;
Pr=cp*mi/lambda;

Qa=Ma*cp*(Tau-Tai);
Qv=-Qa;

x=1+Qv/(Mv*2406e3); %2406 = Dhlv @ 40°C

w=Ma/(N*rho*pi*D^2/4);

Re=rho*w*D/mi;

Nu=0.023*Re^0.8*Pr^0.4; %moto turbolento e fluido che si sta scaldando

hi=Nu*lambda/D;

%coefficiente di scambio termico globale

```

%Di=De dato che s trascurabile

$U_i = (1/h_i + 1/h_e)^{-1};$

%DTml e lunghezza

$DT_0 = T_v - T_{ai};$

$DTL = T_v - T_{au};$

$DT_{ml} = (DTL - DT_0) / \log(DTL / DT_0);$

$A_i = Q_a / (U_i * DT_{ml});$

$L = A_i / (N * \pi * D);$

%perdita di carico, è la stessa a cavallo di tutti i tubi
%dato che sono in parallelo

$f = 0.184 * Re^{-0.2};$

$DP = f * L / D * \rho * w^2 / 2;$

Ai	2.8044e+03	Re	6.3662e+04
D	0.0200	Tai	288.1500
DP	4.5537e+04	Tau	298.1500
DT0	25	Tv	313.1500
DTL	15	Ui	3.8125e+03
DTml	19.5762	cp	4186
L	8.9265	f	0.0201
Ma	5000	he	6000
Mv	100	hi	1.0457e+04
N	5000	lambda	0.6000
Nu	348.5709	mi	1.0000e-03
Pr	6.9767	rho	1000
Qa	209300000	w	3.1831
Qv	-209300000	x	0.1301