

**CORSO DI LAUREA IN ING. MECCANICA _ IND. PROPEDEUTICO
MACCHINE – PROF. PERSICO – PROVA SCRITTA DEL 14.9.2012**

ESERCIZIO 1

Un impianto di pompaggio opera con olio ($\rho = 870 \text{ kg/m}^3$; $c_L = 1880 \text{ J/kg}$) tra due serbatoi, posti ad una quota di 1 m e 10 m rispettivamente, operanti ad un pressione di **1 bar** e **20 bar** rispettivamente; a monte del serbatoio di mandata è posto uno scambiatore di calore, al fine di mantenere costante (ed uguale) temperatura nei due serbatoi. Il condotto che collega i serbatoi, di diametro costante pari a **0.25 m**, è lungo **20 m**, ed è caratterizzato da un coefficiente di attrito pari a **0.08** e da perdite concentrate pari a **10** quote cinetiche. Sia i condotti che i serbatoi si possono assumere adiabatici. La pompa, operante a **750 rpm**, è caratterizzata dalle seguenti curve di funzionamento ($V \text{ [m}^3/\text{s]}$, $H \text{ [m]}$):

$$H_p = -300\dot{V}^2 + 25\dot{V} + 280$$

$$\eta_p = -8\dot{V}^2 + 4\dot{V} + 0.3$$

Si determini la potenza assorbita dalla pompa nella condizione di funzionamento. Ipotizzando che nel lato freddo dello scambiatore scorra una portata di **10 l/s** di acqua ($\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$; $c_L = 4186 \text{ J/kg}$), si valuti l'incremento di temperatura dell'acqua di raffreddamento.

Per accelerare il riempimento del serbatoio di mandata, la velocità di rotazione della macchina viene aumentata a **900 rpm**. Si valuti l'incremento di temperatura subito dall'acqua di raffreddamento in questa seconda condizione.

ESERCIZIO 2

Un impianto idroelettrico basato sull'applicazione di una turbina Pelton sfrutta una salto geodetico (bacino di monte – turbina) di 1000 m. La condotta forzata è caratterizzata da un diametro di 2 m, ha lunghezza 1750 m, un coefficiente di attrito $f = 0.04$ e perdite concentrate pari a 20 quote cinetiche.

La macchina, assunta ideale dal punto di vista fluidodinamico, ruota a 600 rpm ed è caratterizzata da un diametro medio di 2 m ed è alimentata da 3 ugelli, ognuno dei quali ha diametro di 0.22 m; l'angolo di scarico dei cucchiai è di -68° .

Si calcolino e si disegnino i triangoli di velocità di ingresso e di scarico dei cucchiai, e la potenza prodotta dalla macchina, nella condizione di massima apertura dei cucchiai.

Ipotizzando, in fase di regolazione, di ridurre al 40% la sezione degli ugelli, mantenendo costante il numero di giri, si valuti la potenza fornita in questa condizione; avendo infine la possibilità di modificare anche il numero di giri, a quale velocità di rotazione occorrerebbe far girare la turbina per mantenere la stessa efficienza del punto di progetto?

rpm	62.83185	rpm	62.83185
dz	1000 m	dz	1000
D	2 m	D	2
L	1750 m	L	1750
f	0.04	f	0.04
Y	20	Y	20
i	3	i	3
dg	0.22	dg	0.22
beta2	-68	beta2	-68
Sc	3.141593	Sc	3.141593
Su	0.038013	Su	0.038013
sutot	0.11404	sutot	0.045616

Vu2	18294.17	Vu2	19395.1
Vu	135.2559	Vu	139.2663
Q	15.42456	Q	6.352761
u	62.83185	u	62.83185
w	72.42408	w	76.43444
v2t	-4.31858	v2t	-8.03693
l	8769.726	l	9255.334

pw 135.2692 pw 58.79693
 kp 0.46454 u new 64.69483
 rpmnew 617.7901

ESERCIZIO 3

Un compressore centrifugo a due stadi elabora una portata di 2 kg/s. La macchina aspira aria ($c_{p,A} = 1004 \text{ J/(kgK)}$); $\gamma_A = 1.40$) in condizioni ambiente ($T_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $P_1 = 1 \text{ bar}$) e scarica in un serbatoio alla pressione di 15 bar. Allo scarico del primo stadio la pressione è $P_2 = 640000 \text{ Pa}$. Tra il primo e il secondo stadio è posto uno scambiatore di calore, che raffredda il fluido di lavoro utilizzando una portata di acqua (proprietà dell'acqua $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$, $c_L = 4186 \text{ J/kgK}$) pari a 4 kg/s, che si riscalda di 10 K. Entrambi gli stadi sono caratterizzati da un rendimento adiabatico di compressione=0.8.

Si rappresentino qualitativamente le trasformazioni su un opportuno piano termodinamico, dopo avere calcolato le condizioni termodinamiche in ingresso e in uscita al secondo stadio, e si calcoli la potenza assorbita all'asse della macchina.

Si determini il rendimento politropico del secondo compressore.

A valle del compressore è installato un ugello puramente convergente che scarica in ambiente; si calcoli la sezione di scarico necessaria per smaltire la portata elaborata.

m	cP	gamma	(gamma-1)/gamma	T1	P1	P3	P2	eta_I	eta_II	mH2O	cL	rhoH2O	DTH2O
kg/s	J/(kgK)			K	bar	bar	bar			kg/s	J/(kgK)	kg/m^3	K
2	1004	1.4	0.285714286	293.15	1	15	6.4	0.8	0.8	4	4186	1000	10
1)													
T2is	T2	Q	T2'	T3is	T3					R=cP-cv=cP*(1-1/gamma)=cP*g-1/g			
K	K	W	K	K	K								
498.2267	549.4959	167440	466.1094728	594.5342	626.6404				T*/T3=	1+(gamma-1)/2 M*^2			
wI	wII	w	W	m	eta_y	M*	T*/T3	T*	P*	c*	R	rho*	A
J/kg	J/kg	J/kg	kW					K	bar	m/s	J/(kgK)	kg/m^3	m^2
257371.3	161173.1	418544.4	837.0887753	1.53248	0.822287	1	0.833333	522.2004	7.924227	457.9472	286.8571	5.28998	0.000826

ESERCIZIO 4 Un ventilatore assiale aspira 400 kg/s di aria in condizioni di $P_1=1 \text{ bar}$ e $T_1=300\text{K}$. La macchina è composta dal solo rotore, caratterizzato da un diametro medio di 3 m e da una altezza di pala di 0.6m e rotante a 750 rpm. La macchina deve fornire un incremento di pressione totale pari a 5000 Pa. I diagrammi statistici permettono di stimare un rendimento pari a 0.7. In ipotesi di fluido con densità costante e velocità assiale costante nell'attraversamento del rotore, si calcoli la deflessione che la palettatura deve imporre al flusso.

dpt 5000 Pa
 eta 0.7
 m 400 kg/s
 tin 300 k
 pin 100000 Pa
 dm 3 m
 rpm 78.564818 rad/s
 h 0.6 m

rho	1.1614402		p2	t2
q	344.4	m3/s	105000.00	304.211
l	6150	J/kg		
u	117.84723			
v2t	52.186209			
vax	60.903291			
w1	132.65436			
beta1	-62.67014			
w2t	65.661017			
w2	89.557691			
beta2	-47.15281			
dbeta	15.517325			
v2	80.203561			