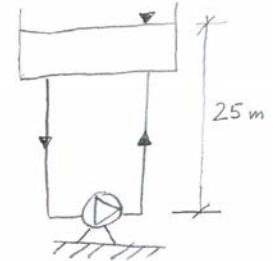


**CORSO DI LAUREA IN ING. MECCANICA _ IND. PROPEDEUTICO
MACCHINE – PROVA SCRITTA DEL 3.7.2012**

ESERCIZIO 1 (8 punti). Una pompa centrifuga con diametro della girante pari a $D=200\text{ mm}$ e operante a 3000 rpm è inserita in un impianto di circolazione. Nel punto più alto dell'impianto (25 m sopra il livello di installazione della pompa) è posta una vasca di espansione a pressione atmosferica che opera come serbatoio di aspirazione e mandata. Il ramo di aspirazione, realizzato con tubi di diametro pari a 200 mm , è caratterizzato da perdite di carico complessivamente corrispondenti a Z_a quote cinetiche, mentre il ramo di mandata, realizzato con condotti di 150 mm , è caratterizzato da perdite di carico complessivamente corrispondenti a Z_m quote cinetiche.



Il funzionamento e il rendimento della pompa sono caratterizzati dalle seguenti espressioni analitiche:

$$H = A Q^2 + B Q + C \quad (Q[\text{m}^3/\text{s}]; H[\text{m}])$$

$$\eta = B * Q^2 - B / 10 * Q + 0.4$$

- 1) Si calcoli il punto di funzionamento e la potenza assorbita dalla pompa.
- 2) Nell'ipotesi di installare nello stesso impianto una pompa geometricamente simile alla precedente e operante allo stesso numero di giri, ma caratterizzata da un diametro della girante $D^* = D/K$, si calcoli il punto di funzionamento e la potenza assorbita nella nuova configurazione.

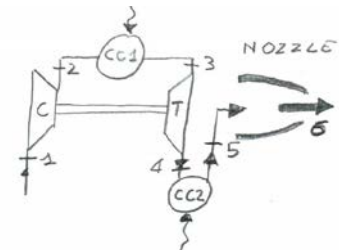
ESERCIZIO 2 (9 punti) Uno stadio **ideale di turbina assiale ad azione pura** operante in aria (Aria: $C_{p_a} = 1004\text{ J/kgK}$; $\gamma_a = 1.4$) è costituito da uno statore e due rotor controrotanti (entrambi ad azione) a palettatura simmetrica ($\beta_{out} = -\beta_{in}$). Considerati

- Temperatura totale e pressione totale in ingresso alla stadio **T0, P0**
- Angolo del flusso allo assoluto allo scarico statore : $\alpha_1 = 73\text{ gradi}$
- Velocità assiale costante, Diametro medio **D1m**, altezza di pala allo scarico statore **h1**
- Velocità di rotazione : **n**
- Pressione allo scarico : **Pout**
 1. Si rappresentino qualitativamente i punti termodinamici su un diagramma h,s
 2. Si disegnino i triangoli di velocità a cavallo dei due rotor e si calcoli la potenza fornita dallo stadio.
 3. Si calcoli il rendimento total static dello stadio, dopo averne dato opportuna definizione
 4. Nell'ipotesi di riprogettare i rotor, si valuti il valore della velocità di rotazione che avrebbe massimizzato il rendimento total-static dello stadio a pari diametro medio

ESERCIZIO 3 (8 punti). Il turbogetto rappresentato in figura è caratterizzato dai segg. parametri:

- rapporto di compressione β ; temperatura ingresso turbina **TIT**; Portata di aria aspirata **G**
- Aspirazione **P1=0.75 bar; T1= 250K**
- Combustibile : **PCI=40 MJ/kg**

All'uscita della turbina i gas combusti vengono inviati ad un secondo combustore che riporta il fluido alla temperatura TIT prima dell'immissione all'ugello propulsivo puramente convergente, trattato come componente ideale e privo di perdite.



- Si determinino le caratteristiche di pressione e temperatura dei punti del ciclo termodinamico e la portata di combustibile al primo combustore
- Si determini la portata di combustibile al secondo combustore e si calcoli la sezione di passaggio necessaria all'uscita dell'ugello convergente.

Per quanto sopra si assumano i segg. valori

$$\text{Aria: } C_{p_a} = 1004\text{ J/kgK}; \gamma_a = 1.4; \text{ Gas combusti: } C_{p_{gc}} = 1250\text{ J/kgK}, \gamma_{gc} = 1.33$$

$$\eta_{ad_turbina} = 0.87; \eta_{ad_compr} = 0.82.$$

ESERCIZIO 4 (7 punti). Una turbina idraulica a reazione è installata tra due bacini disposti ad una differenza di quota pari a DZ . Allo scarico della macchina è installato un diffusore caratterizzato da una sezione scarico in corrispondenza della quota del bacino di valle pari a 3 m^2 . Il diffusore origina perdite di carico distribuite pari a 2 quote cinetiche valutate sulla sezione di scarico. La macchina elabora una portata pari a $12\text{ m}^3/\text{s}$ e richiede un $NPSHr = 5\text{ m}$. Un rilievo sperimentale evidenzia un riscaldamento dell'acqua tra l'ingresso e l'uscita della macchina/inizio diffusore, pari a DT . Nell'ipotesi di considerare nulle le perdite nella condotta di alimentazione della macchina, si calcoli:

- 1) La potenza prodotta dalla turbina idraulica e il suo rendimento dopo averne dato opportuna definizione.
- 2) La massima quota di installazione della macchina, assumendo 0.01 bar per il termine $p_v + p_g$.

MACCHINE PROVA SCRITTA(03/07/12)

tema n. 1
ESERCIZIO 1 : DATI
ZA = 4.000000 ; ZM= 12.000000
COEFF: A= -750.000000 B= -75.000000 C= 21.000000
rapporto diametri K= 1.200000

RISULTATI
a_imp= 2165.1330
qf = .0730 Hf= 11.5318 etaf= .5479 Pw=15068.8300
apn =-1555.2000 bpn= -90.0000 cpn= 14.5833
qfn = .0517 Hfn= 5.7807 etafn= .4717 Pwfn= 6211.5240
aetan= -223.9489 betan= 12.9600 cetan= .4000
dis= 250496.200000 disn= 225119.400000

ESERCIZIO 2 : DATI
n 3000.000000
Dm = 7.313404E-01 (m) ; h1= 2.925362E-02 (m)
P0= 24.000000(bar); T0= 1000.000000(K)
Pout= 12.000000 (bar)

RISULTATI
w1= 491.9274 vax= 175.6097 v1t= 574.3934
v2t= -344.636000 le1= 105576.900000Tout= 820.335400
rho1= 5.0969 g= 60.1597
w3t= 229.7574 v4t= -114.8787 v4= 209.8473
leu= 52788.450000 pw= 9527206.000000 etats= 8.779380E-01
omegaopt= 392.699100 pwopt= 9924174.000000 etaopt= 9.145188E-01

ESERCIZIO 3 : DATI
G= 40.000000 (kg/s)
beta = 12.000000
TIT= 950.000000 (K)

RISULTATI
t2is= 508.484200 t2= 565.224700 p2= 9.000000
t4= 699.556400 t4is= 662.133700 p4= 2.100778
alfa1= 91.242030 alfa2= 126.773300 gtot= 40.757370
pcr= 1.135185 tcr= 815.450600 rhocr= 4.488452E-01
vcr= 579.977100 sout= 1.565665E-01

ESERCIZIO 4 : DATI
DZ= 28.000000 (m)
Dt= 2.333333E-02 (k)

RISULTATI
ve= 4.000000 alwt= 97.673320
al= 153.006700 t4is= 1836080.000000 eta= 5.570361E-01
zeta2= 7.538226