

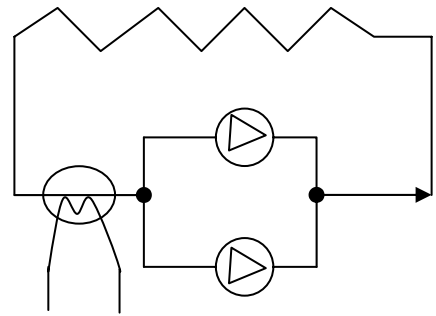
**ESAME di “MACCHINE”. luglio 2010 PROF. PERSICO
(traduzione da Fluid-Machines). Da svolgere 4 ese su 6**

ESERCIZIO 1 (punti 9) .Un impianto di circolazione (schema riportato in figura) è alimentato da due pompe identiche operanti in parallelo. La curva caratteristica e la curva di rendimento di ciascuna delle due pompe a 1500 rpm sono :

$$H_p = -a Q^2 - 20*Q + a/8$$

$$\eta = 1 - Q$$

(H [m] ; Q [m³/s])



Il circuito è costituito da un condotto di diametro pari a **0.40 m** e da diversi componenti che danno complessivamente origine ad una perdita di carico $Y = (a/4)$ quote cinetiche valutate sul condotto primario. Si chiede:

1. Determinare il punto di funzionamento dell’impianto sopra descritto e la potenza assorbita.
2. Valutare la potenza termica da asportare all’ingresso della stazione di pompaggio per mantenere condizioni di temperatura costante alla aspirazione delle due pompe.
3. Nell’ipotesi di volere operare in emergenza con una sola pompa, che velocità di rotazione sarà necessario prevedere per garantire sul circuito la portata precedentemente valutata? In questa condizione quale sarà la potenza assorbita?

ESERCIZIO 2 (punti 6) Una turbina Pelton ideale opera sotto un salto motore H_m ad una velocità di rotazione di 750 rpm. Le caratteristiche geometriche della macchina sono

- Angolo di scarico del cucchiaio: -70 deg rispetto alla direzione tang. positiva
- Rapporto diametro ugello su diametro medio girante : $d/D = 0.2$
- Portata Q , distribuita su due ugelli

Si definiscano:

- I triangoli di velocità a cavallo della girante
- La potenza motrice disponibile all’asse della macchina ed il rendimento idraulico
- La coppia all’asse a regime e all’avviamento a piena portata
- La velocità di rotazione raggiunta dalla macchina in ipotesi di brusco distacco del carico

ESERCIZIO 3 (punti 9). Di un compressore centrifugo ideale sono noti:

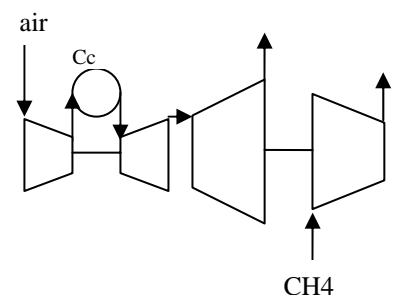
- rapporto di compressione totale (**beta**)
- velocità di rotazione **15000 rpm** e diametro della girante **D2** - angolo di scarico della girante $\beta_2 = -45$ deg
- altezza di pala allo scarico girante $b_2 = 0.15 * D_2$

Si definiscano:

1. il triangolo di velocità allo scarico della girante
2. la potenza richiesta dalla macchina
3. Si ipotizzi di voler espandere l’aria compressa in ambiente e si calcoli la sezione di scarico necessaria allo smaltimento della portata nelle due ipotesi di ugello ideale a) puramente convergente ; b) convergente-divergente adattato.

Si assumano condizioni di $T_1 = 15^\circ C$ e $P_1 = 1$ bar all’aspirazione e fluido di lavoro aria con $C_p = 1.004$ kJ/kgK; $R = 287$ J/kgK

ESERCIZIO 4. (punti 9) . Un compressore di metano inserito in metanodotto è trascinato da un turbogas organizzato su due alberi: sul primo albero (GG) sono calettati il compressore di aria e la turbina di alta pressione; sul secondo albero, la turbina di bassa



pressione (TP) trascina il compressore di metano. Conoscendo i seguenti dati:

COMPRESSORE METANO : Portata di Metano G_{CH_4} (vedi dati) ; aspirazione : $T_{inCH_4}= 300K$

- ; rapporto di compressione $\beta_{CH_4}=3$; rendimento adiabatico $\eta_{CH_4}=0.78$
- $C_{p(CH_4)}=2150 \text{ J/kgK}$; $MM_{(CH_4)}=16.043 \text{ kg/kmole}$; $\gamma_{(CH_4)}=1.32$

- **CICLO A GAS** : Rapporto di compressione $\beta= 32$; temperatura ingresso turbina $TIT=1300C$

- Rendimenti adiabatici : compressore $\eta_c = 0.8$; turbine $\eta_t=0.85$
- Combustibile : PCI = 40 MJ/kg
- fluido di lavoro in tutto il ciclo : $\gamma = 1.4$; $C_p = 1004 \text{ J/kgK}$; $R=287 \text{ J/kgK}$
- Ingresso aria : 300K, P= 1bar

Si calcoli il consumo di combustibile.

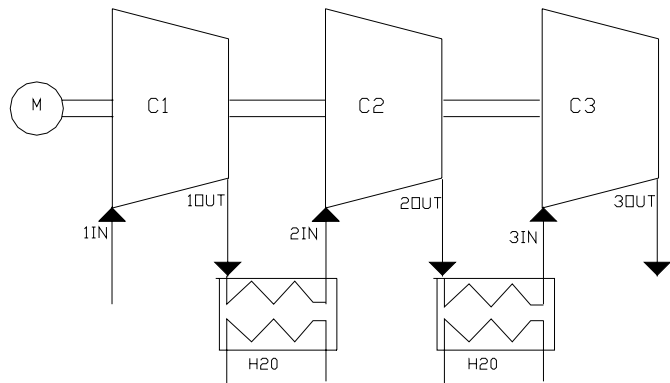
ESERCIZIO 5 (punti 7) . Uno stadio di turbina assiale ideale opera a 3000 giri elaborando una portata di $G \text{ kg/s}$ di gas combusti aventi le seguenti caratteristiche: $C_p= 1250 \text{ J/kgK}$; $\gamma=1.3$. I gas entrano in condizioni di pressione e temperatura totali pari a $P_{t0}=20 \text{ bar}$ e $T_{t0}=900 \text{ K}$. Lo stadio è definito da:

- Angolo di scarico statore **alfa1**
- Angolo di scarico dal rotore (relativo) : $\beta_2= -68 \text{ deg}$
- Coefficiente di velocità periferica **Kp**= U/V_1
- Rapporto di espansione sulla statore $P_{t0}/P_1=1.3$
- Velocità assiale costante in tutto lo stadio.

Si calcolino:

1. Triangoli di velocità in ingresso e uscita al rotore
2. Il grado di reazione e il rendimento total-static dopo averne dato opportune definizioni
3. Le altezze di pala all'uscita di statore e rotore.

ESERCIZIO 6. (punti 6). Un compressore è costituito da 3 stadi in serie, ciascuno caratterizzato da rendimento adiabatico pari 0.75. Due interrefrigeratori riducono la temperatura all'ingresso del secondo e terzo stadio. La portata di aria elaborata è G con un assorbimento di potenza pari a W . Le condizioni dell'aria all'ingresso sono $T_{1in}=300K$ e $P_{1in}=1 \text{ bar}$. I primi due stadi forniscono lo stesso rapporto di



compressione $\beta I=\beta II=2.5$. Il primo interrefrigeratore riduce la temperatura al valore di T_{1in} , usando acqua a 20C in ingresso che aumenta la propria temperatura di 10C nell'attraversamento dello scambiatore. La stessa acqua viene poi inviata la secondo scambiatore, il quale ne incrementa di ulteriori 10C la temperatura.

Si richiede:

1. La rappresentazione qualitativa delle trasformazioni del gas in un diagramma h-s
2. il calcolo delle condizioni termodinamiche (T e P) all'ingresso e all'uscita dei tre stadi.

tema n. 1

ESERCIZIO 1 DATI

a = 100.000000
 RISULTATI
 a2p= 25.000000 b2p= 10.000000 ap. imp0 80.690410
 QF= 2.998346E-01 HF= 7.254133 dis= 5384.521000
 pw= 25.100080 pwth= 25.100080
 alfa= 7.118437E-01 rpmm= 2107.204000
 etan= 5.787914E-01 pwn= 36.865000

ESERCIZIO 2 : DATI

Q = 9.847220 (m3/s)
 Hm = 600.000000 (m)
 RISULTATI
 v1= 108.498800 u= 62.929330 v2t= 20.107990
 du= 2.403723E-01 Dm= 1.602482
 leu= 5562.377000 pw= 54773.960000 eta= 9.450182E-01
 cnom= 697.403700 cavv= 1660.485000 vfuga= 135.413500

ESERCIZIO 3 : DATI

beta= 3.500000
 D2= 5.350319E-01 (m)
 RISULTATI
 leu= 124.506800 v2t= 296.444700 v2r= 123.555300 v2=
 321.162600
 t2t= 412.160800 t2= 360.793500 p2= 2.196547
 g = 35.337960 pw= 4399.817000
 CONV: rhocr= 1.875713 tcr= 343.467300 dcr= 2.541084E-01
 DIV: rhoad= 1.209204 tad= 288.150000 dad= 2.730678E-01 vad=
 499.012600

EXERCISE 4 : DATA

GCH4= 120.000000 (kg/s)
 RESULTS
 T4= 948.743600K P4= 354002.600000Pa T5= 704.275900 K
 alfa= 61.389920 fuel 1.977484 kg/s

EXERCISE 5 : DATA

G 320.000000 kg/s
 alfa1 74.500000
 kp deg 7.500000E-01
 RESULTS
 V1 363.573300 m/s beta1 38.74 deg
 work 86753.580000 J/kg W 2.776115E+07 W
 T1 847.125800 K P1 1538462.000000 Pa T2 826.406400 K P2
 1381927.000000 Pa
 Dm 1.735936 m b1 9.592353E-02 m b2 1.041772E-01 m

EXERCISE 6 : DATA

G 15.909090 kg/s
 W 5250.000000 kW
 RESULTS
 GH2O 45.676540 kg/s
 Tin1 300.000000K Pin1 100000.000000 Pa Tout1 419.705300K Pout
 1 250000.000000 Pa
 Tin2 300.000000K Pin2 250000.000000 Pa Tout2 419.705300K Pout
 2 625000.000000 Pa
 Tin3 335.911600K Pin3 625000.000000 Pa Tout3 425.186300K Pout
 3 1180758.000000 Pa
 LIc= 120184.100000 LIc= 89631.790000
