

**ESERCIZIO 1 (8 punti)**

Una **pompa centrifuga** con diametro della girante pari a  $D_p = 0.5 \text{ m}$  e velocità di rotazione  $n = 1500 \text{ rpm}$  opera secondo le seguenti caratteristiche operative (con  $H \text{ [m]}$  e  $Q \text{ [m}^3\text{/s]}$ ):

$$H = -300 Q^2 + 62$$

$$\eta = -25 Q^2 + 10 Q - 0.1$$

La macchina andrà inserita in un impianto di sollevamento per accumulo di acqua in un bacino posto ad una quota di **20 m** sopra il pelo libero di aspirazione. Il bacino è alimentato da una condotta di diametro  $D_c = 0.3 \text{ m}$  e lunghezza  $L = 100 \text{ m}$ . La condotta è inoltre caratterizzata da un coefficiente di attrito  $f = 0.02$  e da perdite di carico localizzate che ammontano complessivamente a **50** quote cinetiche.

Richieste:

1. Valutare il punto di funzionamento ( $Q_f; H_f$ ) e la potenza assorbita nelle condizioni operative sopra descritte.
2. Nell'ipotesi di voler riprogettare la macchina (mantenendola in similitudine geometrica con quella originale), valutare il **diametro e la velocità di rotazione** in grado di garantire, nello stesso impianto, **la portata  $Q_f$**  determinata al punto 1, ma in condizioni di ottimo rendimento; si calcoli la potenza assorbita in questa nuova condizione.
3. Determinare la velocità di rotazione che porti **la macchina originale ( $D_p = 0.5 \text{ m}$ )** a lavorare nel punto di massima efficienza quando operata nello stesso impianto, indipendentemente dalla portata erogata. Si calcoli la portata e la potenza assorbita in questa nuova condizione.

**ESERCIZIO 2 (5 punti)**

Una turbina **Kaplan operante in condizioni ottimizzate** è alimentata da una portata volumetrica  $Q = 100 \text{ m}^3\text{/s}$  di acqua ( $c_{L} = 4186 \text{ J/(kgK)}$ ;  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ ) alla pressione totale assoluta  $P_T = P + 0.5 \rho V^2 = 10 \text{ bar}$ . La macchina è posta **2 m** al di sopra del bacino di valle, cui è connessa tramite un diffusore la cui sezione di scarico è pari a **40 m<sup>2</sup>**. Il diffusore genera perdite distribuite pari a **5** quote cinetiche, da valutare sulla sezione di scarico, in cui l'acqua si trova a pressione ambiente di **1 bar**. L'incremento di temperatura misurato tra ingresso macchina e scarico girante è pari a  $\Delta T = 0.05 \text{ K}$ . La macchina richiede, nelle condizioni di funzionamento suddette, un valore di **NPSH** pari a **8 m**.

Si richiede di determinare:

1. la potenza generata dalla macchina ed il suo rendimento, dopo averne data opportuna definizione;
2. il margine rispetto alla cavitazione, assumendo **0.01 bar** per il termine ( $P_v + P_g$ )

**ESERCIZIO 3 (8 punti)**

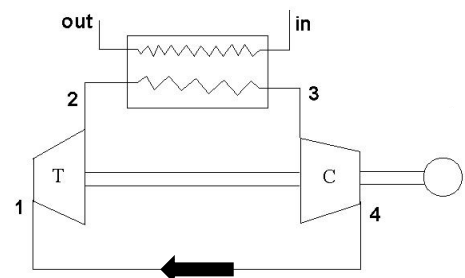
Un **compressore assiale ideale** è composto da **tre stadi ripetuti** in serie ed elabora aria ( $c_{p,A} = 1004 \text{ J/(kgK)}$ ;  $\gamma_A = 1.4$ ) a partire da un ambiente a temperatura di **300 K** e pressione di **1 bar**. La velocità di rotazione è **3000 rpm**, il diametro medio della macchina è pari a **1.5 m**. Gli stadi hanno **ingresso e scarico assiale**, e il numero di Mach assoluto all'ingresso del primo rotore è  $M_1 = 0.5$ . L'altezza di pala del primo rotore è pari a  $h_1 = 0.2 \text{ m}$ . Il primo stadio genera un rapporto di compressione total-total pari  $\beta_{TT} = 1.4$ . La **componente assiale è assegnata costante** su tutta la macchina.

Si richiede di determinare:

1. gli angoli caratteristici che permettano di disegnare rotore e statore del primo stadio, poi ripetuti nei successivi;
2. la pressione totale allo scarico del terzo stadio;
3. l'altezza di pala allo scarico dell'ultimo statore di alta pressione;

**ESERCIZIO 4 (6 punti)**

Un sistema energetico a ciclo chiuso opera con aria ( $c_{p,A} = 1004 \text{ J/(kgK)}$ ;  $\gamma_A = 1.4$ ) ed è costituito da una turbina, uno scambiatore di calore e un compressore, secondo lo schema riportato in Figura. Le macchine sono collegate allo stesso albero e sono connesse ad una macchina elettrica esterna. La portata di aria è  $G = 3 \text{ kg/s}$ , e le condizioni in ingresso in turbina sono  $T_1 = 450 \text{ K}$  e  $P_1 = 5 \text{ bar}$ . Il rapporto di espansione ed il rendimento politropico della turbina sono rispettivamente  $\beta_T = 2.5$  ed  $\eta_{vT} = 0.87$ , mentre il compressore ha rendimento politropico  $\eta_{vC} = 0.83$ . Dopo avere rappresentato le trasformazioni che descrivono il ciclo del fluido nella macchina su un opportuno piano termodinamico, si valuti:



1. la variazione di temperatura di aria nello scambiatore, specificandone il segno;
2. la potenza meccanica scambiata dal gruppo turbina-compressore, specificando se il sistema è motore/operatore.

**DOMANDA (3 punti)**

Si discutano le problematiche tecniche connesse allo smaltimento di portata volumetrica negli stadi di bassa pressione delle grandi turbine a vapore.

ESERCIZIO 1	
Punto 1	
A_sol	-878,635
C_sol	-42
Q_f	0,219 m <sup>3</sup> /s
eta	0,8913
H_f	47,66 m
P	114,69 kW
Punto 2	
eta_opt	0,9
φ_opt	0,001067
ψ_opt	8,89E-05
D_new	0,529 m
n_new	1383,98 RPM
Pwnew	113,5788 kW
Punto 3	
eta_opt	0,9
q_opt	0,2 m <sup>3</sup> /s
H_opt	50 m
A_opt	1250
q_rpm_opt	0,173 m <sup>3</sup> /s
H_rpm_opt	37,238 m
n_ott	1294,48 RPM
Pw_ott	70,06 kW

ESERCIZIO 4	
Punto 1	
etaist	0,8843
etaisc	0,8070
dhis	104064,5 J/kg
w	92026,05 J/kg
T2	358,3 K
T3	328,3 K
Punto 2	
wc	122219,3 J/kg
W	90579,87 W

ESERCIZIO 2	
Punto 1	
V3	2,5 m/s
lw	209,3 J/kg
YD	15,625 J/kg
l	-691,57 J/kg
H	93,74 m
eta	0,7520
P	-69,157 MW
Punto 2	
Pv	0,01 bar
NPSHava	10,00 m
NPSHr	8 m
Margin	2,00 m

ESERCIZIO 3		
Punto 1		
P1	84301,92 pa	
T1	285,7 k	
V1ax	169,4 m/s	
u	235,5 m/s	
w1t	-235,50 m/s	
w1	290,10 m/s	
beta1	144,27	-54,27
l	30393,4 J/kg	
v2t	129,1 m/s	
v2	213,0 m/s	
w2t	-106,4 m/s	
w2	200,1 m/s	
beta2	122,1	-32,1
alfa2	52,7	37,3
alfa1	90	0
Punto 2		
rho1	1,028 kg/m <sup>3</sup>	
G	159,7 kg/s	
2*I	60786,7 J/kg	
TToutII	360,5 K	
PToutII	190297 Pa	
3*I	91180,1 J/kg	
TTOut	390,817 K	
pt_out	252338 Pa	
Punto 3		
Tout	376,52 K	
pout	221488 Pa	
rhout	2,0496 kg/m <sup>3</sup>	
h_out	0,0976 m	