NUMERO: 1763A - ANNO: 2015

A P P U N T I

STUDENTE: Pecora Alessandra

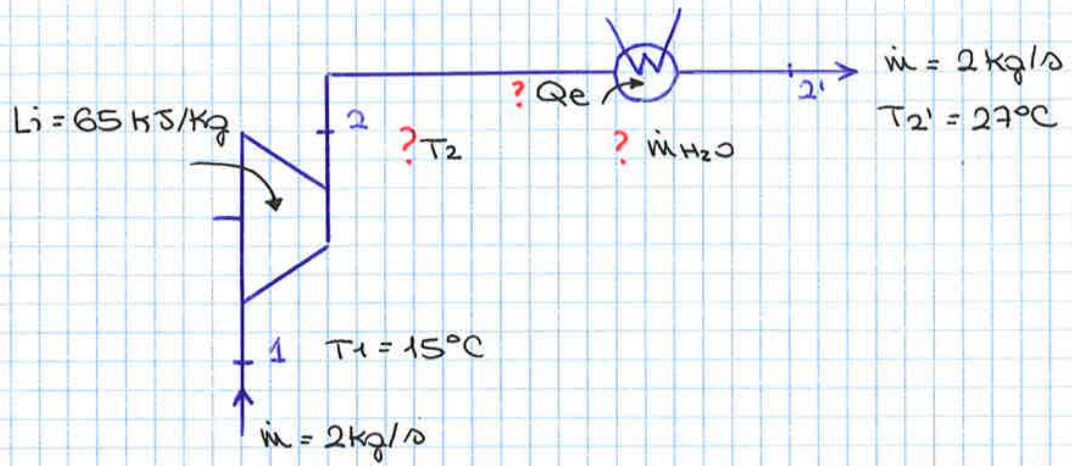
MATERIA: Fondamenti di macchine, esercitazioni - prof. Poggio

Richiami di Termodinamica

Esercizio 1

Una portata di aria (c_p = 1004,5 J/kgK, k = 1,4) di 2 kg/s, prelevata dall'ambiente a 15°C, viene compressa e successivamente raffreddata fino a 27°C attraverso uno scambio termico a superficie con acqua (c_p = 4186 J/kgK).
Sapendo che il lavoro massico effettuato dal compressore è pari a 65 kJ/kg, determinare:

- la temperatura di uscita dal compressore;
- il calore massico sottratto nello scambiatore;
- la portata di acqua necessaria per effettuare il raffreddamento richiesto, ipotizzando per quest'ultima un incremento di temperatura di 10°C



Applico il PRIMO PRINCIPIO per i SISTEMI APERTI

$$Q_e + L_i = \Delta i + \Delta E_c + \Delta E_g + \Delta E_{cF}$$

lo applico solo al COMPRESSORE $1 \to 2$

$$\Big|_1^2 \underbrace{Q_e}_{=0} + \boxed{L_i = \Delta i} + \underbrace{\Delta E_c}_{\cong 0} + \underbrace{\Delta E_g}_{\approx 0} + \underbrace{\Delta E_{cF}}_{=0}$$

adiabatico — aeriforme

$$L_i = c_p \Delta T = c_p (T_2 - T_1)$$

$L_i \to$ J, $c_p \to$ J/kgK

$$65'000 \text{ J/kg} = 1004{,}5 \text{ J/kgK} \, (T_2 - 15°C)$$

$$\hookrightarrow T_2 = 79{,}7 °C$$

lo applico solo allo SCAMBIATORE $2 \to 2'$

$$\Big|_2^{2'} \boxed{Q_e} + \underbrace{L_i}_{=0} = \boxed{\Delta i} + \underbrace{\Delta E_{c,g,cF}}_{\cong 0}$$

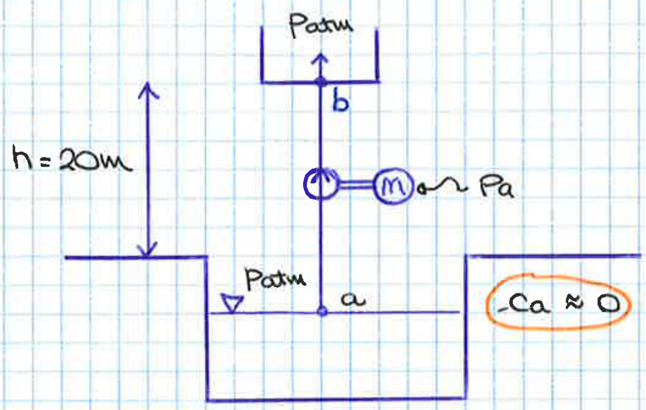
isobaro

$$Q_e = c_p (T_{2'} - T_2) = -52{,}9 \text{ kJ}$$

Esercizio 2

Una turbopompa deve sollevare acqua da un pozzo fino ad un serbatoio aperto posto 20 m sopra il pelo libero dell'acqua del pozzo. Il circuito idraulico in cui é inserita la pompa è costituito da condotti con diametro costante pari a 10 cm. L'acqua effluisce all'atmosfera con una velocità di 2 m/s. Calcolare la potenza del motore (rendimento meccanico $\eta_m = 0.97$) che aziona la pompa nei due casi seguenti:

a) nel caso di resistenze passive nulle nella pompa e nei condotti;
b) nel caso di resistenze passive complessive circuito-pompa pari al 15% del lavoro massico compiuto nella pompa



$c_a \approx 0$ la sorgente è molto grande

$$\boxed{P_a = \frac{P_i}{\eta_m}} \leftarrow \text{potenza interna} \Rightarrow \frac{\dot{m} L_i}{\eta_m}$$

$1^\circ P: \quad \Big|_a^b \underbrace{Q_e}_{=0} + L_i = \Delta i + \Delta E_c + \Delta E_g + \underbrace{\Delta E_{cF}}_{\simeq 0}$

$$\Big|_a^b L_i = \int v\,dp + L_w + \Delta E_c + \Delta E_g + \cancel{\Delta E_{cF}}$$

$$\Delta E_c \Big|_a^b = \frac{c_b^2 - \cancel{c_a^2}^{=0}}{2} = \frac{c_b^2}{2}$$

$$\Delta E_g \Big|_a^b = g(z_b - z_a) = gh$$

$$\int_a^b v\,dp = \frac{1}{\rho}\underbrace{(P_b - P_a)}_{=0} = 0$$

$$L_i = 0 + \frac{c_b^2}{2} + gh + L_w$$

suppongo che le resistenze nei condotti siano nulle $L_w = 0$

$$L_i = \frac{c_b^2}{2} + gh = 198{,}2 \text{ J/kg}$$

$$P_i = \dot{m} L_i$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 5 di 66

Esercizio 3

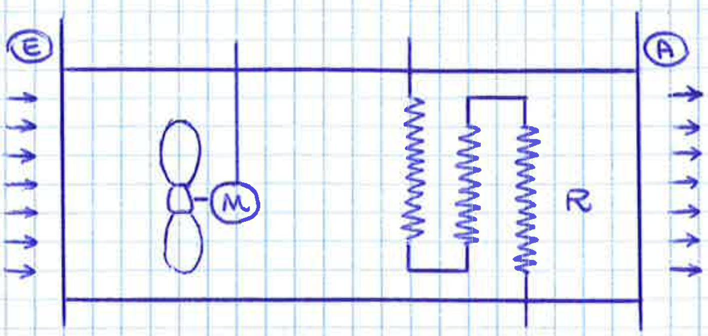
3. In un impianto di riscaldamento, un ventilatore (V) aspira una portata pari a 1,5 m³/s di aria (c_p = 1004,5 J/kgK, k = 1,4) dall'ambiente esterno (E) che si trova alle condizioni di 1 bar e 5°C. Tale portata è inviata in una tubazione in cui è inserito un riscaldatore (R). L'aria effluisce nell'ambiente interno (A) con una pressione pari a quella dell'ambiente esterno e con una velocità trascurabile. Sapendo che il ventilatore è azionato da un motore (M) che eroga una potenza di 3,7 kW (rendimento meccanico η_m = 0.97), valutare la potenza termica richiesta al riscaldatore affinché la temperatura di immissione dell'aria sia pari a 35°C.

$p_E = 1\,bar$

$T_E = 5°C$

$\dot V = 1{,}5\,m^3/s$

$c_E \cong 0\,m/s$



$p_A = p_E = 1\,bar$

$T_A = 35°C$

$\dot V$

$c_A \cong 0\,m/s$

$$\Big|_E^A Qe_R + Li_V = \underbrace{\Delta i}_{c_p(T_A - T_E)} + \underbrace{\Delta Ec, g, cF}_{\cong 0 \text{ aria}}$$

$$\boxed{\dot m = \rho \dot V} = 1{,}9\,kg/s$$

$pv = RT$

$p\frac{1}{\rho} = RT$

$$\rho = \frac{p_E}{RT_E} = 1{,}27\,kg/m^3$$

p_A!

$\hookrightarrow \boxed{R_{aria} = 287\,J/kgK}$ ⚠

$$\boxed{\eta_m = \frac{P_r}{P_{id}}}$$

$P_{id} \hookrightarrow 3{,}7\,kW$

$$P_r = \eta_m \cdot P_{id} = 3589\,W = 3{,}6\,kW$$

$$\dot m\, Li_V = P_r \rightarrow Li_V = 1{,}9\,kJ/kg$$

$$Qe_R = c_p(T_A - T_E) - Li_V = 28{,}2\,kJ/kg$$

$$\dot Q_R = \dot m_{aria} \cdot Qe_R = 53{,}5\,kW$$

$L_{i,b} - L_{i,a}$ = lavoro di controrecupero disperso a causa degli attriti

$L_{i,b} = \int v\,dp + L_w + \ldots$

$$L_w = L_{i,b} - \boxed{\int_1^2 v\,dp} = \underset{\downarrow\, KJ}{L_{i,b}} - \boxed{\frac{m}{m-1}\underset{\downarrow\, J}{R}(T_{2b}-T_1)} = L_{i,b} - 65{,}4\ KJ/kg$$

$L_{ib} - L_w = 65{,}4\ KJ/kg$

$L_{i,a} = 63{,}8\ KJ/kg$

$65{,}4 - 63{,}8 = 1{,}6\ KJ/kg = L_{CR}$

non basta descrivere la differenza tra lavoro reale e quello ideale

$L_w = 15{,}9\ KJ$

? rendimento isentropico

$$\boxed{\eta_{is} = \frac{L_{i,is}}{L_i}} = \frac{L_{ia}}{L_{ib}} = 0{,}785 \rightarrow 78{,}5\%$$

? rendimento idraulico

$$\boxed{\eta_y = \frac{L_i - L_w}{L_i}} \rightarrow \text{lavoro ideale se non ci fosse il controrecupero}$$

$$= \frac{L_{ib} - L_{wb}}{L_{ib}} = 0{,}804 \rightarrow 80{,}4\%$$

c) refrigerazione senza attriti $\qquad m = 1{,}28$

refrigerazione → $Q_e \neq 0$

attriti → $L_w = 0$

$$Q_e + L_i = \Delta i = c_p(T_{2c} - T_1)$$

$$T_{2c}\, p_2^{\frac{1-m}{m}} = T_1\, p_1^{\frac{1-m}{m}}$$

$$T_{2c} = 64{,}5°C$$

$$L_i = \int_1^2 v\,dp + \underbrace{L_w}_{=0} = \frac{m}{m-1} R (T_{2c} - T_1) = 623\ KJ/kg$$

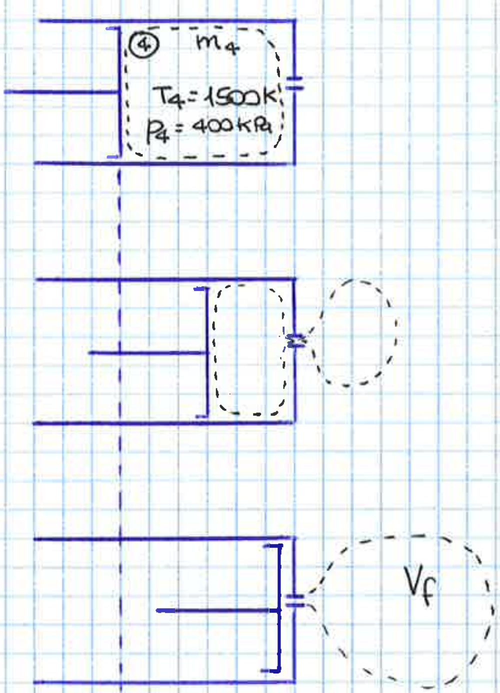
$$R \rightarrow \frac{R}{1000}$$

$$Q_e = \Delta i - L_i = (-)\ 14{,}6\ KJ/kg$$

il calore è sottratto ⇒ raffreddamento!

Esercizio 5

5. Determinare la temperatura media dei gas scaricati da un motore alternativo, note le condizioni di pressione e temperatura all'interno della camera di combustione al termine della fase di corsa/espansione (indicate come punto 4), 400 kPa e 1500 K. Supporre trascurabili lo spazio morto, gli scambi termici con le pareti e l'ambiente esterno; considerare inoltre che la pressione all'interno del cilindro si mantenga costante e pari a 110 kPa per tutta la durata della fase di esplusione, ipotizzando per semplicità che l'apertura e la chiusura della valvola di scarico avvengano istantaneamente in corrispondenza dei punti morti e che i gas combusti si comportino come un gas perfetto ideale (k = 1,4).



Pest = 110 KPa

Qe = 0

$$\Big|_i^f \; \underbrace{Qe}_{=0} + Le = \Delta U + \underbrace{\Delta E_{c,p,cF}}_{=0} \qquad [kJ]$$

nei sistemi chiusi considero un'evoluzione temporanea $(i \to f)$

Qe = 0 → ipotizziamo che l'espulsione del gas sia così rapida che non si ha il tempo di cedere calore

$$\Delta U = U_f - U_i = m c_v (T_f - T_i)$$

$$Le = Le_{int} + Le_{est}$$

$$Le = \int_i^f p\,dv - \underbrace{L_w}_{=0} - \underbrace{\Delta E_{c,p,cF}}_{=0}$$

$$Le_{int} = \int_i^f p\,dv = \underbrace{p_r}_{= Pest} \int_i^f dV = p_r (V_f - V_i) = p_r (0 - V_4) = -p_r V_4$$

$$Le_{,est} = \int_i^f p\,dV = pest (V_f - V_i) = pest (V_f - 0) = pest\, V_f$$

$$Le = Le_{est} + Le_{int} = pest\, V_f - p_r V_4$$
$$= \Delta U = m_4 \cdot c_v (T_f - T_4)$$

$$p_4 V_4 = m_4 R T_4 \qquad V_4 = m_4 \frac{R T_4}{p_4}$$

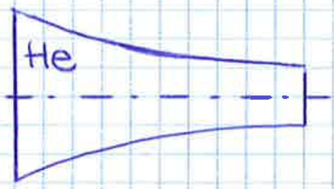
faccio lo stesso per $V_f = \dfrac{m_4 R T_f}{pes}$

$$Le = m_4 R T_f - p_r \frac{m_4 R T_4}{p_4}$$

Esercizio 2

In un ugello semplicemente convergente, si espande elio (massa atomica μ = 4 kg/kmol, k = 1.667) che si trova a 8 bar e 25°C con una velocità di ingresso di 120 m/s. Sono noti la pressione nell'ambiente di valle, pari a 2 bar, e il diametro dell'ugello nella sezione circolare di sbocco, pari a 4 cm. Calcolare la velocità e la portata in uscita nell'ipotesi di espansione isentropica all'interno dell'ugello. Calcolare inoltre la pressione di laminazione necessaria per ridurre la portata del 30% rispetto alle condizioni iniziali, a parità di condizioni a monte e a valle dell'ugello.

$p_1 = 8\,bar$, $T_1 = 25°C$, $c_1 = 120\ m/s$



$p_2 = 2\,bar$, $c_u = ?$, $?\ \dot{m}_u$

$\to c_1 \neq 0 \Rightarrow$ devo trovare le condizioni totali

$$\Delta i + \Delta E_c = 0$$

$$\Delta\left(i + \frac{c^2}{2}\right) = 0 \rightarrow i^\circ = \text{cost} = i + \frac{c^2}{2} \Rightarrow T + \frac{c^2}{2c_p} = T^\circ$$

$$\boxed{R = \frac{\mathcal{R}}{\mu} = \frac{8314\ J/\cancel{kmol}\,K}{4\ kg/\cancel{kmol}}} = 2079\ J/kg\,K$$

$\mu \to$ massa atomica He

$$\boxed{c_p = R\frac{k}{k-1}} = 5196\ J/kg\,K$$

1° P

$$\underbrace{Q}_{=0} + \cancel{L}^{\,0} = \Delta i + \Delta E_c + \underbrace{\cancel{\Delta E_g}^{\,0}}_{\text{aeriforme}} + \underbrace{\Delta E_{cF}}_{=0}$$ non c'è moto accelerato

$$\Delta i + \Delta E_c = 0$$

$$c_p T_1^\circ + \frac{c_1^{\circ 2}}{2} = c_p T_1 + \frac{c_1^2}{2}$$

$$T_1^\circ + \frac{\cancel{c_1^{\circ 2}}^{\,0}}{2c_p} = T_1 + \frac{c_1^2}{2c_p} \longrightarrow T_1^\circ = T_1 + \frac{c_1^2}{2c_p} = 26\,°C = 299{,}5\,K$$

$$p_1^\circ = p_1\left(\frac{T_1^\circ}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = 8{,}1\ bar$$

$$\rho_1^\circ = \frac{p_1^\circ}{RT_1^\circ} = 1{,}3\ kg/m^3$$

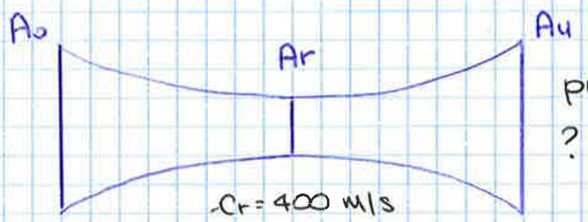
$$\frac{p_{cr}}{p_1^\circ} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = 0{,}487 \Rightarrow p_{cr} = 3{,}94\ bar$$

$p_1^\circ \to 8{,}1\,bar$

Esercizio 3

lavora a Pad

Un ugello convergente-divergente opera in condizioni di progetto espandendo isentropicamente aria (R = 287 J/kgK, k = 1,4). Nella sezione ristretta, di area A_r = 100 cm², si ha una velocità pari a 400 m/s e una pressione di 1 bar. La pressione allo sbocco è pari a 0.1 bar. Calcolare la portata, la velocità dell'aria e l'area della sezione di sbocco; determinare inoltre la pressione e la velocità nella sezione di sbocco qualora l'ugello lavori in condizioni limite.



$p_u = 0{,}1$ bar

? $\dot{m}_u$, c_u, A_u

$c_r = 400$ m/s

$p_r = 1$ bar

$$c_r = \sqrt{k R T_r}$$

$$T_r = \frac{c_r^2}{R k} = 125\,°C$$

$$\rho_r = \frac{p_r}{R T_r} = 0{,}875 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_r = A_r \cdot c_r \cdot \rho_r = 3{,}5 \text{ kg/m}^3$$

$$T_r = T_1^\circ \left(\frac{2}{k+1}\right)$$

$$\to T_1^\circ = 204{,}7\,°C$$

$$\frac{p_{cr}}{p_1^\circ} = \frac{2}{k+1} \to p_1^\circ \qquad (p_{cr} = p_r)$$

$$T_r \, p_r^{\frac{k-1}{k}} = T_u \, p_u^{\frac{k-1}{k}} \to T_u$$

$$\rho_1^\circ = \frac{p_1^\circ}{R T_1^\circ} = 1{,}38 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_u = \rho_1^\circ \left(\frac{p_u}{p_1^\circ}\right)^{1/k} = 0{,}169 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_u = A_u \frac{p_1^\circ}{\sqrt{p_1^\circ V_1^\circ}} \sqrt{2 \frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{p_u}{p_1^\circ}\right)^{2/k} - \left(\frac{p_u}{p_1^\circ}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}$$

$$\downarrow$$

$$A_u = 280{,}5 \text{ cm}^2$$

$$c_u = \frac{\dot{m}_u}{A_u \rho_u} = 739 \text{ m/s}$$

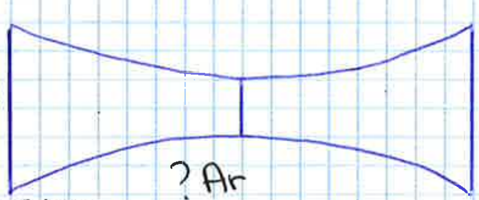
oppure 1°P $\quad \frac{c_u^2}{2} + c_p (T_u - T_1^\circ) = 0$

$$c_u = 739 \text{ m/s}$$

Esercizio 4

In un ugello convergente-divergente del distributore di una turbina a vapore si fanno espandere 3.5 kg/s di vapore d'acqua da 30 bar e 500°C (con velocità in ingresso trascurabile) fino a 10 bar. Ammettendo isentropica l'espansione, calcolare la sezione finale del condotto e valutare l'area della sezione ristretta.

$p_1 = 30$ bar
$T_1 = 500°C$
$c_1 \cong 0$
$h_1^\circ = 3450$ kJ/kgK



? A_r

$p_2 = 10$ bar
? A_u

nella parte divergente si raggiunge una velocità pressochè supersonica

$\rho = 8,928$

dato che l'espansione è isentropica, dal diagramma di Mollier posso ricavare le condizioni in uscita

$p_2 = 10$ bar
$i_{u,is} = 3120$ kJ/kg
$\rho_{u,is} = 3,84$ kg/m^3

$$0 = (i_u - i_1^\circ) + \left(\frac{-c_u^2}{2} - \frac{-\cancelto{0}{c_1^{\circ 2}}}{2}\right)$$

$$c_u = \sqrt{2(i_1^\circ - i_u)} = 824 \text{ m/s}$$

$$\dot m = A \rho c \qquad A_u = \frac{\dot m}{\rho_{u,is} \cdot c_{u,is}} = 11,03 \text{ cm}^2$$

si valuti l'esponente locale dell'isentropica, che è valido solo in queste condizioni. I vapori, a differenza dei gas, hanno dei valori di k che dipendono dalle condizioni

$$p v^k = \text{cost} \qquad p_u v_u^k = p_1^\circ v_1^{\circ k}$$

$$\frac{p_u}{p_1^\circ} = \left(\frac{v_1^\circ}{v_u}\right)^k$$

$$y = e^x \qquad x = \ln y$$

$$k = \ln\left(\frac{p_u}{p_1^\circ}\right) \cong 1,305$$

$$p_{cr} = 0,585\, p_0 = 17,55 \text{ bar}$$

dal grafico di mollier

$i_{CR} = 3280$ kJ/kg
$v_{cr} = 0,178$ m^3/kg $\rightarrow \rho_{cr} = 5,61$ kg/m^3

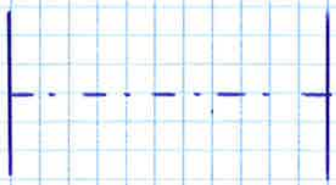
Esercizio 5

Un ugello isentropico smaltisce una portata di 10 kg/s di ossigeno ($\Re$ = 8314 J/kmolK), a partire dalle condizioni di ingresso 10 bar e 300°C (con velocità trascurabile) fino alla pressione di uscita di 1 bar. Sapendo che in tali condizioni l'ugello è adattato, determinarne la geometria e calcolare la temperatura e la velocità di efflusso.

$p_1 = 10 \text{ bar}$

$T_1 = 300°C$

$C_1 \cong 0$



$p_2 = 1 \text{ bar}$

le assumo totali!

non so se si tratta di ugello convergente o divergente → bisogna determinarlo

dato che so che lavora in condizioni di adattamento si può intuire che si tratta di un ugello di Laval

per i gas monoatomici $K = 1{,}667$

$K = 1{,}4$ poiché è biatomico

$R = \frac{8314}{32} = 259{,}81 \; J/K$

$T p^{\frac{1-K}{K}} = \text{cost}$

$T_1^\circ p_1^{\circ\,\frac{1-K}{K}} = T_u p_u^{\frac{1-K}{K}}$

$\left(\frac{p_u}{p_1^\circ}\right)^{\frac{1-K}{K}} = \frac{T_1^\circ}{T_u}$

$\left(\frac{p_{cr}}{p_1^\circ}\right) = \left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{K}{K-1}} = 0{,}528$

$\frac{p_u}{p_1^\circ} < 0{,}528? \rightarrow 0{,}1$

condizioni critiche!

$\rho_0 = \frac{p_0}{R T_0} = 6{,}72 \; kg/m^3$

$p_{cr} = 5{,}28$ bar l'ugello è in condizioni convergenti - divergenti poiché sta lavorando in condizioni di adattamento $p_{ad} < p_{cr}$

$T_{cr} = T_0' \frac{2}{K+1} = 205\,°C$ è la T che si ottiene nella sezione ristretta

$C_{cr} = \sqrt{K R T_{cr}} = 417 \; m/s$

Esercizio 6

Ad un ugello adiabatico con resistenze passive perviene azoto a 7 bar e 500°C con velocità di ingresso pari a 100 m/s. Sapendo che la sezione di sbocco é pari a 2 cm² e che le condizioni di adattamento si verificano per una pressione di sbocco di 2 bar e 300°C, trovare la portata, la velocità di sbocco e il valore di L_w.

l'ugello non è isentropico → la velocità d'ingresso non è nulla, quindi le condizioni d'ingresso sono differenti da quelle iniziali dato che si sta lavorando in condizioni d'adattamento ipotizzo l'ugello di De Laval

ho dissipazioni a causa delle resistenze

condizioni di isentropia → viene dissipata energia solo lungo l'ugello

$$\frac{c_1^{\circ 2}}{2} - \frac{c_1^2}{2} + c_p T_1^\circ - c_p T_1 = 0$$

$$T_1^\circ = T_1 + \frac{c_1^2}{2c_p}$$

$$\left(\frac{p_1^\circ}{p_0}\right) = \left(\frac{T_1^\circ}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$\cancel{Q} + \cancel{L} = \Delta h + \Delta E_c + \cancel{\Delta E_g} + \cancel{\Delta E_{CF}}$$

$$c_u = \sqrt{c_0^2 + 2c_p(T_0 - T_u)} = 652 \ m/s$$

$$\rho_u = \frac{p_u}{RT_u} = 1{,}175 \ kg/m^3$$

$$\dot m_u = c_u \cdot \rho_u \cdot A_u = 0{,}153 \ kg/s$$

$$\frac{p_{cr}}{p_1^\circ} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k+1}}$$

$$\frac{T_u}{T_0} = \left(\frac{p_u}{p_0}\right)^{\frac{m-1}{m}}$$

devo ricavare l'esponente della politropica

$$\frac{m-1}{m} = \frac{\ln\left(\frac{T_u}{T_0}\right)}{\ln\left(\frac{p_u}{p_0}\right)} = 0{,}239$$

$$m = 1{,}314$$

$$\frac{dT}{dS} = \frac{T}{c}$$

$$Q + L_w = T\,dS$$

$$L_w = c\,(T_u - T_0)$$

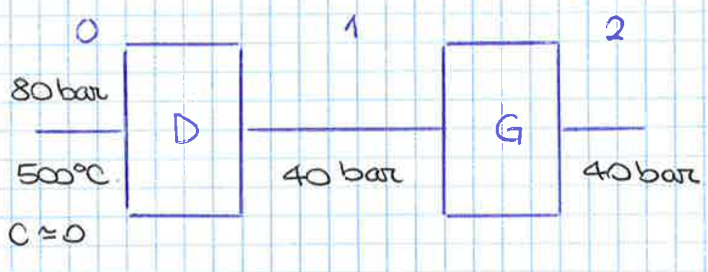
$$c = \frac{c_p}{k}\,\frac{m-k}{m-1} = -203 \ J/kgK$$

$$L_w = 40{,}696$$

Esercizio 2

Uno stadio di turbina assiale ad azione semplice riceve una portata di vapore di 150 kg/s con velocità trascurabile alle seguenti condizioni: p_0 = 80 bar, T_0 = 500°C; lo scarico avviene alla pressione p_2 = 40 bar. Ipotizzando i seguenti valori dei parametri geometrici e di funzionamento: α_1 = 30°, $(u/c_1) = 0,5 \cos \alpha_1$ (palettatura rotante simmetrica), n = 3000 giri/min ed i seguenti valori dei coefficienti di perdita: φ = 0,95, ψ = 0,90, determinare:

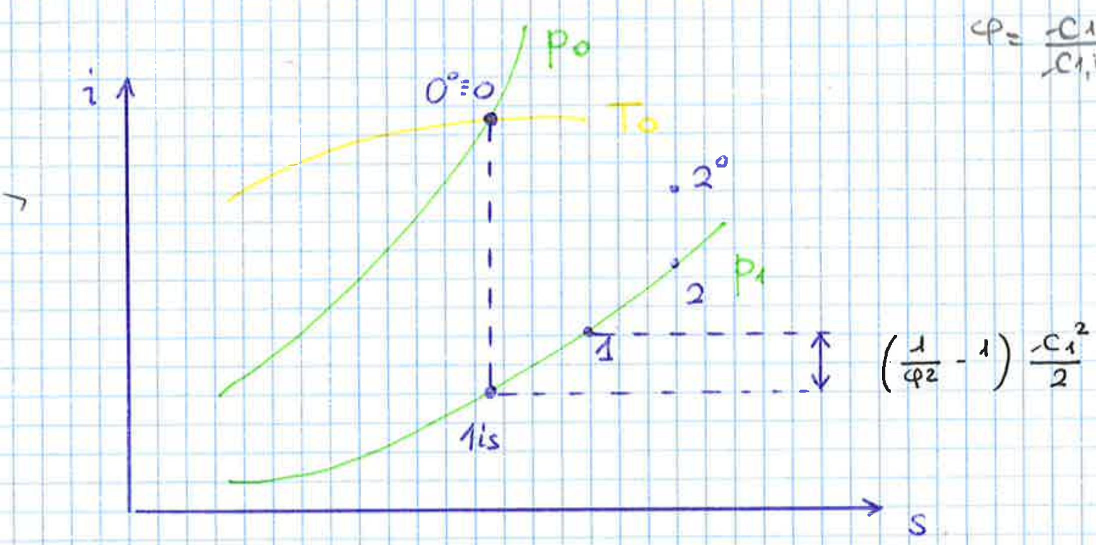
- i triangoli di velocità dello stadio
- il profilo schematico della paletta
- il lavoro massico elaborato e la potenza indicata dello stadio
- il rendimento interno dello stadio
- la lunghezza dello spigolo di ingresso della palettatura della girante, e l'eventuale grado di parzializzazione necessario ad avere una lunghezza minima pari a 10 mm oppure un rapporto l/d ≥ 0,01

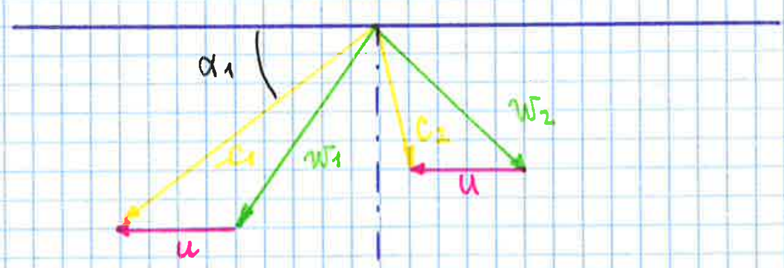


$$c_{1,is} = \sqrt{2(i_0 - i_{1,is})} = 648 \text{ m/s}$$

da Mollier $\left.\begin{array}{l} p_0 = 80 \text{ bar} \\ T_0 = 500°C \end{array}\right\}$ $i_0 = 3400$ kJ/kg $\rightarrow$ $i_{is} = 3192$ kJ/kg

$\varphi = \dfrac{c_1}{c_{1,is}} \rightarrow c_1 = 615,6$ m/s



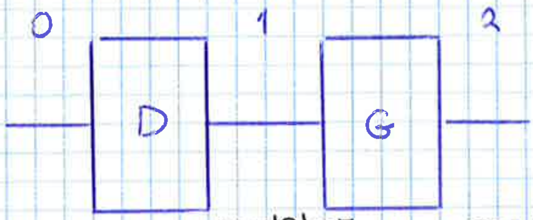


$$u = c_1 \cdot \frac{1}{2} \cos \alpha_1 = 265,3 \text{ m/s}$$

$$w_1 = \sqrt{\left(\frac{1}{2} c_1 \cos\alpha_1\right)^2 + (c_1 \operatorname{sen} \alpha_1)^2} = 405,3 \text{ m/s}$$

Esercizio 3

Una girante di turbina assiale adiabatica espande aria ($k=1{,}4$, $R=287$ J/KgK) secondo una politropica di esponente $m=1{,}35$. Le condizioni di funzionamento sono le seguenti: pressione, temperatura e velocità del fluido in ingresso alla girante rispettivamente $p_1 = 10$ bar, $T_1 = 750°C$, $c_1 = 450$ m/s; velocità periferica $u = 300$ m/s, $n = 3000$ giri/min, angolo di uscita al distributore $\alpha_1 = 20°$; pressione di uscita della girante $p_2 = 7$ bar, palette della girante di altezza radiale costante $l = 25$ cm, coefficiente di ingombro palette $\xi = 0{,}95$. Calcolare la potenza interna dello stadio.



$p_1 = 10$ bar $\quad p_2 = 7$ bar

$T_1 = 750°C$

$c_1 = 450$ m/s

$u = 300$ m/s

? potenza interna allo stadio

$$T p^{\frac{1-m}{m}} = \text{cost}$$

$$T_1 p_1^{\frac{1-m}{m}} = T_2 p_2^{\frac{1-m}{m}} \qquad \text{devo mettere T in K!}$$

$\hookrightarrow T_2 = 659°C$

$p_2 < p_1$ stadio a reazione

$P_{interna}$? $\rightarrow$ portata di fluido e lavoro interno

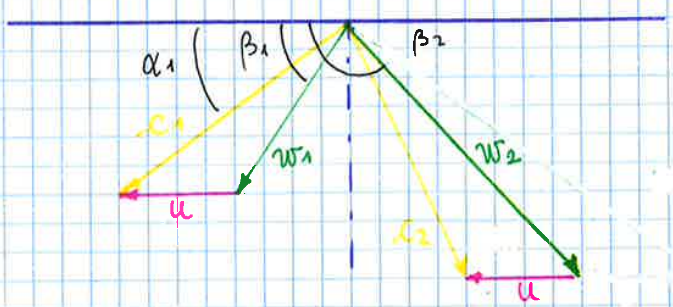
$$\boxed{P_i = \dot{m} L_i}$$

$$\boxed{\dot{m} = \xi \pi d l_1 \rho_1 c_1 \operatorname{sen}\alpha_1} = 747 \text{ kg/s}$$

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} = 3{,}14 \text{ kg/m}^3$$

$$\boxed{d = \frac{u}{\pi n}} = 1{,}91 \text{ m}$$

$$L_i = u\,(c_1 \cos\alpha_1 - c_2 \cos\alpha_2)$$



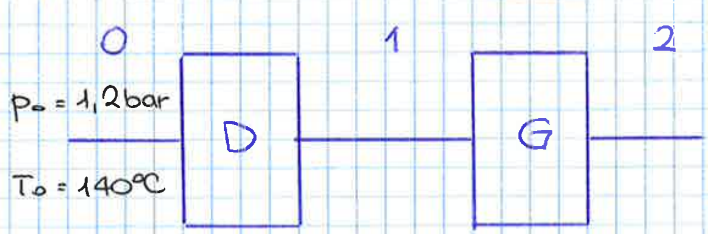
$$\beta_1 = \operatorname{arcsen} \frac{c_1 \operatorname{sen}\alpha_1}{w_1} = 51{,}4°C$$

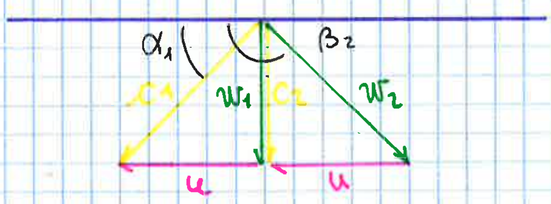
© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 25 di 66

Esercizio 4

Uno stadio di turbina a reazione funziona alimentato con una portata di vapore di 150 kg/s, con velocità trascurabile alle seguenti condizioni: p_0 = 1,2 bar, T_0 = 140°C. Si ipotizzino i seguenti valori dei parametri geometrici e di funzionamento: d = 2 m, α_1 = 20°, $(u/c_1) = \cos\alpha_1$ (triangoli delle velocità simmetrici), n = 3000 giri/min ed i seguenti valori dei coefficienti di perdita: φ = 0,96, ψ = 0,96. Determinare:

- i triangoli di velocità dello stadio
- il profilo schematico della paletta
- il lavoro massico elaborato e la potenza indicata
- la pressione all'uscita dal distributore e dalla girante
- il rendimento interno dello stadio, nelle due ipotesi che l'energia cinetica dello stadio venga persa oppure recuperata
- la lunghezza dello spigolo di ingresso della palettatura della girante, supponendo un coefficiente di ingombro palette ξ = 0,95





$u = \pi d n = 314$ m/s

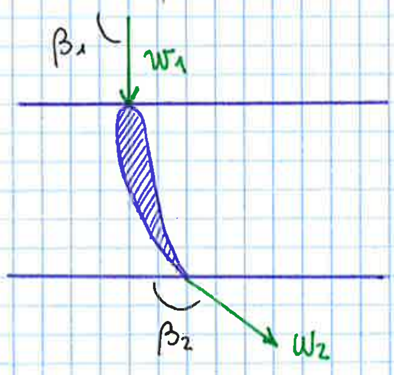
$c_1 = \dfrac{u}{\cos\alpha_1} = 334$ m/s

$w_1 = \sqrt{c_1^2 - u^2} = 114$ m/s

$|w_2| = |c_1|$ e $|c_2| = |w_1|$

$\beta_2 = \pi - \alpha_1 = 160°$

$\beta_1 = \alpha_2 = 90°$



profilo della paletta

? L_i, P_i

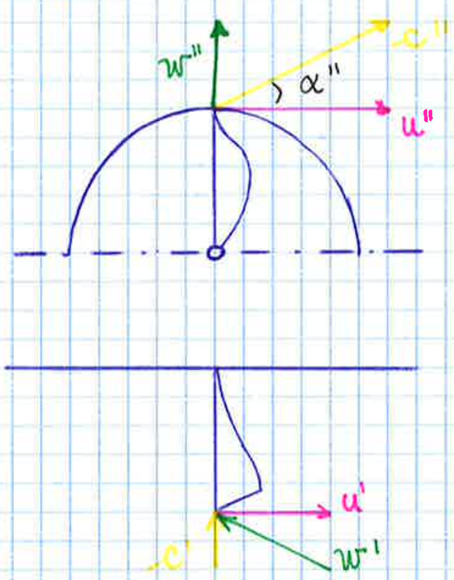
$$\boxed{L_i^{max\,\eta} = u^2} = \frac{314^2}{1000} = 98{,}7 \text{ kJ/kg}$$

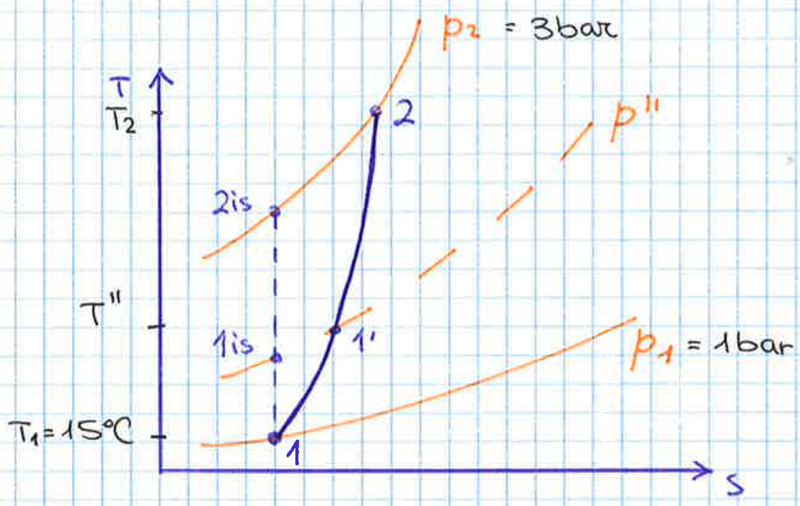
$P_i = \dot m L_i = 14{,}8$ MW

Turbocompressori

Esercizio 1

Eseguire il dimensionamento di massima di un compressore centrifugo con girante a palette radiali che comprime una portata d'aria pari a 25 kg/s dalle condizioni ambiente (p_1 = 1 bar, T_1 = 15°C) sino alla pressione di 3 bar. Assumere: $\eta_{yc} = 0{,}75$; $\xi = 0{,}9$; $l''/d'' = 0{,}10$; $\alpha'' = 20°$. Ammettere la compressione politropica con un unico esponente m (c_p = 1004,5 J/kgK, k = 1,4).





1°P sul compressore 1→2

$$\underbrace{Q}_{=0} + L_i = \Delta i + \underbrace{\Delta E_c}_{c_1 \approx c_2} + \underbrace{\Delta E_g}_{=0} + \underbrace{\Delta E_{cF}}_{=0}$$

$$L_i = \Delta i$$

$$L_i = c_p\,(\underline{\underline{T_2}} - T_1) \quad \rightarrow\ ?$$

$$T_1\, p_1^{\frac{1-m}{m}} = T_2\, p_2^{\frac{1-m}{m}}$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1-m}{m}} = 437{,}7\,K = 164{,}7°C$$

$$\boxed{\frac{m-1}{m} = \frac{1}{\eta_{y,c}} \cdot \frac{k-1}{k}} \Rightarrow m = 1{,}615$$

$$\Rightarrow L_i = 150{,}3\ kJ/kg$$

$$\boxed{u'' = \sqrt{L_i}} \xrightarrow{J/kg} = 387{,}7\ m/s$$

$$w'' = u''\, tg\,\alpha'' = 141{,}1\ m/s$$

$$c'' = \sqrt{u''^2 + w''^2} = 412{,}5\ m/s$$

$$\dot m = \rho'' A'' w_r'' \qquad w_r'' = w'' \qquad A = \xi \pi d'' l'' = \xi \pi \frac{l''}{d''} d''^2$$

$$\rho = \frac{p''}{RT''}$$

Esercizio 2

Un turbocompressore centrifugo a pale radiali aspira 1 kg/s di argon (k= 1.67; R= 207 J/kgK) da un ambiente con condizioni pari a 1.5 bar e 10 °C, mandando in un ambiente a 4 bar. A 20000 g/min il compressore assorbe 92 kW (η_m = 0.97), funzionando con φ = 0.25. Calcolare l'esponente m della politropica di compressione, la pressione e la temperatura in uscita alla girante.

$$L_i = c_p(T_2 - T_1) = c_p T_1\left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right) = c_p T_1\left[\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1-m}{m}} - 1\right] = c_p T_1\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}} - 1\right]$$

so che $T_1 p_1^{\frac{1-m}{m}} = T_2 p_2^{\frac{1-m}{m}}$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1-m}{m}}$$

e che $\beta = \dfrac{p_2}{p_1} = 2{,}667$

$$\boxed{c_p = \frac{k}{k-1} R} = 0{,}516 \text{ kJ/kgK}$$

$$\boxed{\eta_m = \frac{\dot{m} L_i}{P_a}} \longrightarrow L_i = 89{,}18 \text{ kJ/kg}$$

$$L_i = c_p T_1\left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right)$$

$$\beta^{\frac{m-1}{m}} = \frac{L_i}{c_p T_1} + 1 \longrightarrow \frac{m-1}{m}\log\beta = \log\left[\frac{L_i}{c_p T_1} + 1\right]$$

$$\frac{m-1}{m} = \frac{\log\left[\frac{L_i}{c_p T_1} + 1\right]}{\log\beta}$$

$$m = 1{,}945$$

condizioni di uscita della girante "

$$L_i = (i'' - i_1) + \frac{c''^2 - \overset{=0}{\cancel{c_1^2}}}{2} =$$

$$= c_p(T'' - T_1) + \frac{c''^2}{2}$$

$$L_i = u'' \overset{=0}{\cancel{c_u''}} - u' \overset{=0}{\cancel{c_u'}} = u''^2 \qquad \boxed{L_i = u''^2}$$

$$u'' = \sqrt{L_i} = 298{,}6 \text{ m/s}$$

$$\varphi = \frac{w''}{u''} \longrightarrow w'' = 74{,}7 \text{ m/s}$$

$$c'' = \sqrt{u''^2 + w''^2} = 307{,}8 \text{ m/s}$$

$$T'' = T_1 + \frac{L_i - \frac{c''^2}{2}}{c_p} = 91°C = 364K$$

Esercizio 4

Due turbocompressori centrifughi geometricamente simili e funzionanti in condizioni di similitudine fluidodinamica ruotano alla stessa velocita angolare e aspirano aria dall'ambiente (p_1 = 1 bar, T_1 = 300 K). Il primo compressore comprime 1 kg/s di aria con β_I = 1,5 (η_{yc} = 0,80). Il secondo compressore presenta dimensioni geometriche metà di quelle del precedente. Determinare il rapporto di compressione β_{II} del secondo compressore e la sua portata nell'ipotesi di poter trascurare la differenza tra i volumi massici all'uscita della girante nei due compressori. (Si assuma c_p = 1004,5 J/kgK, k = 1,4).

	I	II
$\dot{m}$ [kg/s]	1	
β	1,5	
η_{yc}	0,8	
n	n_I	n_I
d	d_I	$d_{II} = \frac{1}{2} d_I$
v	v_I	$v_{II} \approx v_I$

$\frac{l''_I}{d''_I} = \frac{l''_{II}}{d''_{II}}$ similitudine geometrica

$\varphi_I = \varphi_{II}$
$\xi_I = \xi_{II}$
$v_I \approx v_{II}$
similitudine termofluidodinamica

$$\beta = \frac{p_2}{p_1} \rightarrow p_2 = 1,5 \text{ bar}$$

$$u'' = \frac{\pi}{60} n d'' \qquad n_I = n_{II}$$

$$d_I = 2 d_{II}$$

$$u''_I = 2 u''_{II}$$

$$\dot{m} = \rho'' A'' w_r'' \qquad A'' = \xi'' \pi l'' d'' = \xi'' \pi \frac{l''}{d''} d''^2$$

$$w_r'' = \varphi u''$$

$$\dot{m} = \rho''\left(\xi'' \pi \frac{l''}{d''} d''^2\right)\varphi u''$$

$$\dot{m}_I = \frac{1}{v_I}\left(\xi'' \pi \frac{l''_I}{d''_I} d''^2_I\right)\varphi u''_I$$

$$\frac{\dot{m}_{II}}{\dot{m}_I} = \underbrace{\left(\frac{d''_{II}}{d''_I}\right)}_{\frac{1}{2}}{}^2 \underbrace{\frac{u''_{II}}{u''_I}}_{\frac{1}{2}} = \frac{1}{4}\cdot\frac{1}{2} = \frac{1}{8}$$

$$\dot{m}_I = 1 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{II} = 0,125 \text{ kg/s}$$

Esercizio 5

Si consideri un compressore bistadio in cui ciascuno degli stadi presenti la caratteristica allegata. Tale caratteristica è costituita facendo riferimento alle condizioni ambiente (p_0 = 1 bar, T_0 = 300 K) che sono pure le condizioni alle quali aspira il 1° stadio. Il punto di funzionamento del 1° stadio è definito dai seguenti valori:

$\frac{n}{n_0}\sqrt{\frac{T_0}{T}} = 1{,}10$ $\quad \dot{m}\sqrt{\frac{T}{T_0}}\frac{p_0}{p} = 35\,\frac{kg}{s}$ $\quad \eta_c = 0{,}825$ $\quad \beta = 3{,}05$

Nell'ipotesi che il 2° stadio giri alla stessa velocità angolare del 1°, determinare il presumibile punto di funzionamento.

$T_{1I} = T_0$

$p_{1I} = p_0$

$$\dot{m}_I = \frac{\sqrt{\cancel{\frac{T_{1I}}{T_0}}}}{\sqrt{\cancel{\frac{p_{1I}}{p_0}}}} = \dot{m}_I = 35\ kg/s$$

$$\frac{n_I}{n_0}\sqrt{\frac{T_{1I}}{T_0}} = \frac{n_I}{n_0} = 1{,}1$$

$L_{iI} = c_p(T_{2I} - T_{1I})$ appeico il 1P all'intera macchina

$$L_{iI} = \frac{c_p T_{1I}}{\eta_{is,c\,I}}\left(\beta_I^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) = 137{,}1\ kJ/kg$$

$\rightarrow T_{2I} = 436{,}4\ K$

$T_{2I} = T_{1II}$ $\qquad p_{2I} = p_{1II}$

↳ ingresso secondo stadio

portata corretta II stadio e numero di giri

$$\frac{\dot{m}_{II}\cdot\sqrt{\frac{T_{2II}}{T_0}}}{\frac{p_{2I}}{p_0}} = 13{,}8\ kg/s$$

$$\frac{\frac{n_{II}}{n_0}}{\sqrt{\frac{T_{2I}}{T_0}}} = 0{,}91$$

in questa condizione il turbocompressore non può lavorare, andrebbe in una situazione di pompaggio → non trovo il valore di portata nel grafico

b. $\dfrac{\dot{m}\sqrt{\frac{T_1}{T_0}}}{\frac{p_1}{p_0}} = \dot{m} = 27{,}6$ kg/s dal grafico

$\eta_c \approx 0{,}65$ $\quad \dfrac{n}{n_0} = 0{,}965$

$n = 11580$ giri/min

$L_i = 150{,}1$ kJ/kg

$P_i = \dot{m}\, L_i = 4{,}14$ MW

l'obiettivo è diminuire la portata all'utenza, diminuiamo il n° di giri, ma la potenza richiesta è maggiore di quella nominale

c. β aumenta, perché c'è la strozzatura, n rimane costante

$\dfrac{\dot{m}\sqrt{\frac{T_1}{T_0}}}{\frac{p_1}{p_0}} = \dot{m} = 28{,}5$ kg/s

↓

non variano le condizione di aspirazione

$L_i = 159{,}8$ kJ/kg $\quad P_i = 4{,}56$ MW

↳ L è aumentato e riusciamo a scendere di meno come portata, sempre con la stessa diminuzione di η

d. cambio le condizioni all'ingresso del compressore

T_1 rimane la stessa → isentalpico

$\dfrac{\dot{m}\sqrt{\frac{T_1}{T_0}}}{\frac{p_1}{p_0}} = 28{,}5$ kg/s

$L_i = 159{,}8$ kJ/kg

$P_i = 4{,}31$ MW

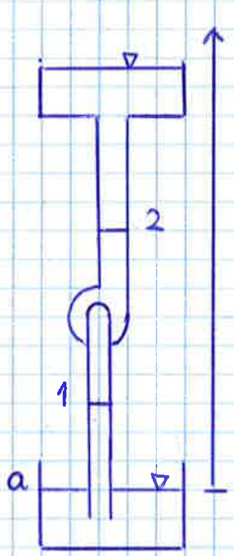
la potenza cambia perché cambia la portata

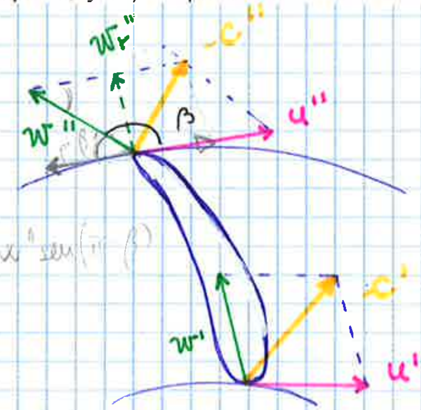
L rimane lo stesso, ma a parità di L e di β si può scendere di più come portata, abbiamo più possibilità di regolare

Turbopompe

Esercizio 1

Una turbopompa centrifuga presenta: D"=0,4 m; l" = 5 cm; β" = 120° (rispettivamente diametro, altezza e angolo costruttivo della palettatura in uscita girante); diametro del condotto d'aspirazione e mandata d = 0,28 m; portata 200 kg/s con η_{yp} = 0,78 e n = 1200 giri/min; bocca di aspirazione a 1,8 m sopra il bacino d'aspirazione a pressione ambiente (1 bar e 20°C), con perdite di carico nel tubo aspirante di 0,46 m; fluido acqua ρ = 1000 kg/m³.
Calcolare la prevalenza H, la potenza assorbita ($\eta_v = \eta_m = 1$; $\xi = 1$) e la pressione di mandata della pompa.





CIRCUITO APERTO

Turbopompa centrifuga → NO pregirante

c_1 → no componente tangenziale

$c_u' = 0$

$L_i = u'' c_u''$

$u'' = D'' \pi n = 25,13$ m/s

$\varphi = \dfrac{w_r''}{u''}$

$Q = \dfrac{\dot m}{\rho} = 0,2\ m^3/s$

$w_r''\, \xi \pi D'' l'' = Q \rightarrow w_r'' = 3,18$ m/s

β grande → palette rivolte all'indietro per evitare la cavitazione

per calcolare i moduli $w'' = \dfrac{w_r''}{\operatorname{sen}\beta} = 3,67$ m/s

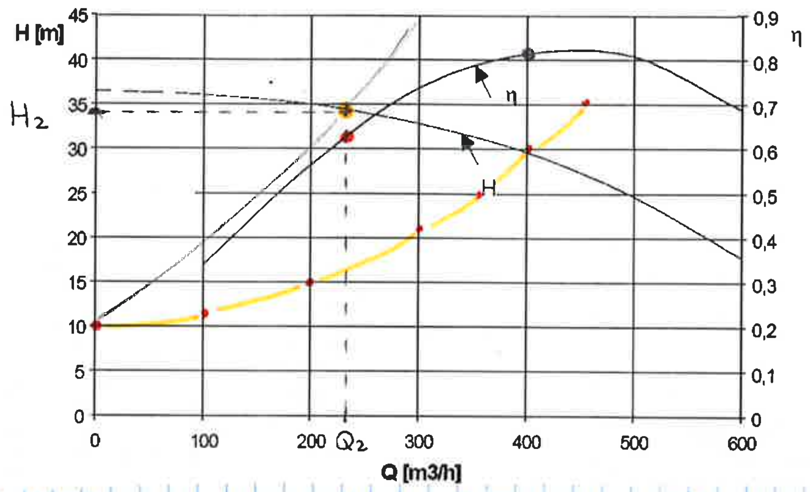
non avendo la pregirante i moduli delle velocità in uscita saranno ridotti

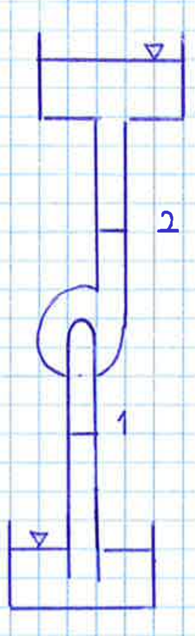
$\varphi = 0,127$

Esercizio 2

Una turbopompa centrifuga è installata tra due serbatoi a pelo libero con un dislivello di 10 m. Il circuito in cui la macchina è installata presenta una perdita di carico di 0,5 m quando passa una portata di acqua di 17,5 l/s. Noti gli andamenti della caratteristica manometrica e del rendimento idraulico della pompa alla velocità di rotazione di 1500 g/min (riportati nel diagramma seguente), determinare la potenza assorbita $\eta_m = 0{,}92$, $\eta_v \cong 1$ e la portata mandata dalla turbopompa.

Determinare inoltre la potenza assorbita ed il rendimento della turbopompa qualora la caratteristica esterna del circuito venga modificata in modo da ridurre la portata mandata del 40% rispetto alle condizioni di progetto.





$H_e = H_g + KQ^2$ $\qquad H_g = 10\,m$

$Y = H_e - H_g = 0{,}5 \qquad H_e = 10{,}5\,m$

K si ricava dai valori dei punti sul grafico

H_g indica di quanto la parabola viene traslata verso l'alto

$$K = \frac{\overset{(H_e - H_g)}{H_c}}{Q_c^2} = \frac{0{,}5}{63^2} = 1{,}26 \cdot 10^{-4}$$

$$17{,}5\ l/s \rightarrow 17{,}5 \cdot \frac{10^{-3}\,m^3}{\frac{1}{3600}\,h} = 63\,m^3/h$$

$Q \cong 30{,}6\ m^3/h$

$H \cong 29{,}6\ m$

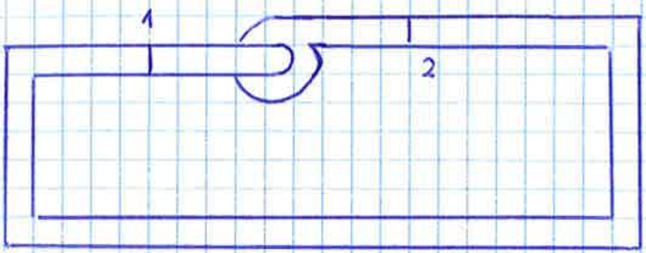
$\eta_y = 0{,}82$

Q	H
0	10
63	(10+0,5) = 10,5
100	11,25
150	12,83
200	15,04
250	17,87
300	21,34
350	25,43
400	30,16
450	35,51

tracciare i punti sul grafico

Esercizio 3

Una turbopompa centrifuga monostadio a 1500 g/min fa circolare in un circuito chiuso 200 l/s di acqua con $\eta_p = 0{,}75$. Trovare la potenza assorbita sapendo che le perdite di carico sono pari a 40 m. Volendo diminuire la portata a 150 l/s, valutare il nuovo "n" e la nuova potenza (a parità di η_m e η_v), ammettendo perdite nel circuito proporzionali al quadrato della velocità.



! CIRCUITO CHIUSO

la prevalenza è uguale alle perdite $\boxed{H = Y}$

$Q = 200\ l/s = 0{,}2\ m^3/s$

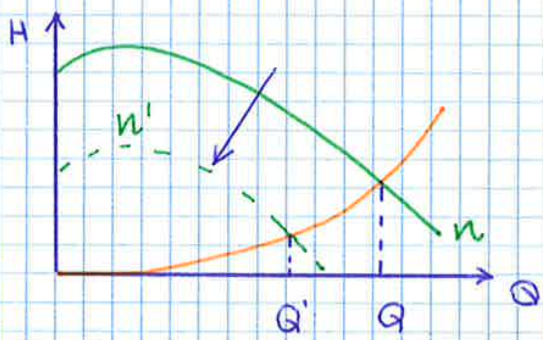
$$P_a = \frac{\rho Q g H}{\eta_p} = 104{,}64\ kW$$

→ variazione n giri ⇒ variazione della caratteristica interna!

$Q' = 150\ l/s = 0{,}15\ m^3/s$

$Y = kQ^2 = H$

se cambia la portata cambiano le perdite



$$\boxed{\frac{H}{H'} = \frac{Q^2}{Q'^2}}$$

$$H' = H\left(\frac{Q'}{Q}\right)^2 = 22{,}5\ m$$

$Q \propto n$

$$\boxed{\frac{n'}{n} = \frac{Q'}{Q}}$$

$$n' = n\left(\frac{Q'}{Q}\right) = 1125\ giri/min$$

$$P_a = \frac{\rho Q g H}{\eta_p} = 44{,}15\ kW$$

η_p?

rendimento idraulico

↑

in un circuito chiuso le isorendimento sono delle parabole centrate nell'origine (~ caratteristica interna) quindi lo consideriamo costante $\eta_p = 0{,}75$

le curve isorendimento coincidono con la caratteristica esterna per ogni punto della caratteristica devo associare i rispettivi punti a $n = 2100$ giri/min

$Q \propto n$ $\qquad \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \qquad \frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2}$

$H \propto n^2$

caratteristica interna

Q_1	H_1
160	56
170	51,5
182	46,5
190	41,5
200	37

conviene prendere 5 punti attorno al punto di funzionamento (leggo dal grafico)

la caratteristica esterna non varia perchè ipotizzo le perdite costanti

da Q_1 e H_1 attraverso le relazioni $\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}$ e $\frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2}$ trovo Q_2 e H_2

(m^3/h) Q_2	H_2
134	39,5
143	36,3
153	32,8
160	29,3
168	26,1

$Q_2 = 141\ m^3/h = 0{,}039\ m^3/s$ ↳ per tracciare le isorendim.

$H_2 \cong 37\ m$

↳ trovo $k = 2{,}41 \cdot 10^4$

↳ anche Q sarà in m^3/s

altrimenti mantengo Q in m^3/h e trovo k nella stessa unità di misura

per calcolare il rendimento mi devo riportare nella curva originaria, devo cercare un punto che sia isorendimento con l'ultimo punto trovato

$\eta_{is} = H = kQ^2$ isorendimento

$k = \frac{H_2}{Q_2^2} = 2{,}41 \cdot 10^4$

$\eta = 0{,}83$

$\boxed{\eta_{is} = kQ^2}$

Q	H
150	41,9
160	47,6
170	53,8
180	60,3

hp: il fluido è a T ambiente!

$p_v = 23,4 \cdot 10^{-3}$ bar $= 2340$ Pa

$$NPSH_{disp} = \frac{1 \cdot 10^5 - 2340}{1000 \cdot 9,81} - 3 - 1,46 = 5,5 \text{ m}$$

dal grafico trovo il valore di NPSH minimo

$$\left.\begin{array}{l} 90 \text{ l/s} \\ 800 \text{ g/min} \end{array}\right\} NPSH = 2$$

n max evitando la cavitazione

impongo NPSH = $\underbrace{\text{NPSH limite}}_{5,5}$

n = 1750 giri/min → dal grafico!

Esercizio 2 (continuazione del precedente)

Dato un compressore volumetrico a stantuffo monostadio avente le stesse caratteristiche e funzionante nelle medesime condizioni del compressore oggetto dell'esercizio 1, se ne vuole dimezzare la portata mandata. Si provvede quindi ad effettuare una delle seguenti regolazioni:

A) variazione della velocità di rotazione;
B) strozzamento all'aspirazione;
C) variazione del volume di spazio morto mediante aggiunta di una capacità;
D) riflusso all'aspirazione.

Calcolare :
- la nuova potenza assorbita per ciascuno dei sistemi citati;
- la nuova velocità di rotazione nel caso A);
- la nuova pressione a monte del compressore nel caso B);
- il volume della capacità aggiuntiva nel caso C).

$\dot{m}' = \frac{1}{2}\dot{m}$

$\beta = 5 = \frac{p_2}{p_1 \to 1 bar}$

$p_2 = 5 bar$

A. variazione n giri

il lavoro al ciclo rimarrà costante

$L'_c = L_c$

$\lambda'_v = \lambda_v$

$\frac{\dot{m}'}{\dot{m}} = \frac{n'}{n}$ $\qquad n' = \frac{1}{2}n = 1000$ giri/min

$Pa' = \frac{P'_i}{\eta_m} = \frac{L'_c \cdot n'}{\eta_m} = \frac{L_c \cdot n'}{\eta_m} \Rightarrow \frac{1}{2} Pa = 3{,}14 \text{ kW}$

B. laminazione all'aspirazione $\qquad \dot{m}\,V$

$\dot{m} = \lambda_v \, \rho' \, V \, i \, n$

$\rho' = f(p') \qquad \lambda_v = f(p')$

se $p' \downarrow \qquad V'_A > V_A \qquad V'_B = V_B \qquad \lambda'_v < \lambda_v \qquad \rho' < \rho_a$

$\dot{m}' = \frac{1}{2}\dot{m}$

p'	$\frac{\dot{m}'}{\dot{m}}$
0,6	0,4939
0,61	0,5063
0,605	0,5000

$\dot{m} = \left\{1 - \mu\left[\left(\frac{p_2}{p'}\right)^{1/k} - 1\right]\right\} \frac{p'}{RT'} \cdot V i n$

$\lambda = 1 - \mu\left[\beta^{1/k} - 1\right]$

da p' trovo β e calcolo λ!

$\beta_c = 8{,}26 = \frac{p_2}{p_1 \to p'}$

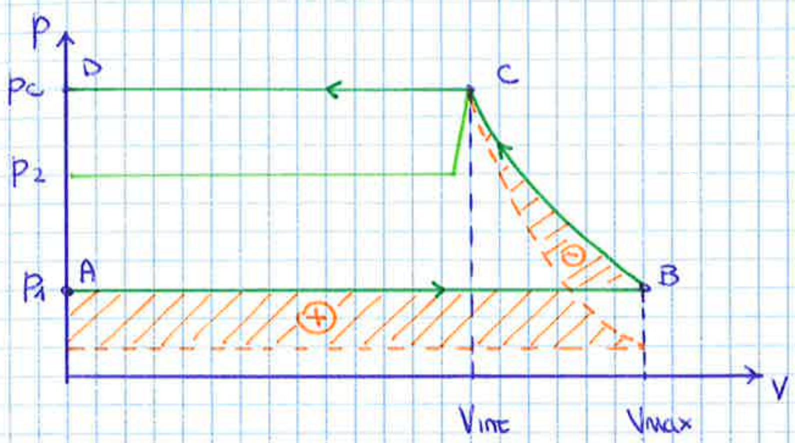
$\lambda_v = 0{,}648$

$L_c = 113{,}6$ J/ciclo

$Pa = 4{,}45$

Esercizio 3

Un compressore a palette (6 palette) aspira aria (k = 1,4, R = 287 J/kgK) dall'ambiente (1 bar e 15°C) e la manda a 2 bar, con un rapporto volumetrico di compressione ρ pari a 2,5. Sapendo che l'esponente della trasformazione nella compressione graduale è m = 1,35, che la velocità di rotazione è n = 1500 giri/min, che il volume massimo di ogni vano in comunicazione con l'aspirazione è 0,5 dm³, valutare la portata e la potenza assorbita all'albero (η_m = 0,90). Volendo ridurre del 30% la portata con laminazione del gas all'aspirazione, calcolare la nuova potenza assorbita.



non ci sono problemi di laminazione

le palette nel ciclo di lavoro hanno degli strisciamenti

$$L_i = RT_1\left[\frac{m}{m-1}\left(\rho^{m-1}-1\right)+\frac{\beta+\rho^m}{\rho}\right]$$

$p_c = p_B\,\rho^m = 3,445$ bar $> p_2$ non coincidono

$\beta = \frac{p_2}{p_1} = 2 \implies L_i = 72,77$ kJ/kg

$P_a = \frac{P_i}{\eta_m} = \frac{\dot m L_i}{\eta_m} = 7,34$ kW   hp: fughe trascurabili

$\dot m = \rho\, i\, V n = 90,7 \cdot 10^{-3}$ kg/s

$\rho = \frac{p_1}{RT_1} = 1,21$ kg/m³

$\dot m' = 0,7 \cdot \dot m = 63,5 \cdot 10^{-3}$ kg/s

↳ ridurre del 30% la portata con laminazione all'aspirazione → T non varia

$\dot m' = \rho'\, i\, V n$ $\rho' \propto \dot m'$ $\frac{p_1'}{RT_1}$

$p_1' \propto \rho' \propto \dot m'$

$\frac{\dot m'}{\dot m} = \frac{\rho_1'}{\rho'} = \frac{p_1'}{p_1}$ → 0,7 bar

$\beta' = \frac{p_2}{p_1'} = 2,857$

$L_i' - L_i = \Delta L_i = \frac{\beta'-\beta}{\rho} RT_1 = 28,33$ kJ/kg

$L_i' = L_i + \Delta L_i = 101,1$ kJ/kg

$P_a' = \frac{\dot m' \cdot L_i'}{\eta_m} = 7,17$ kW

Esercizio 5

Un compressore Roots monostadio, non refrigerato, avente cilindrata complessiva $V_1 = 2000\ cm^3$, aspira aria nelle condizioni $p_1 = 100$ kPa e $T_1 = 290$ K, e la invia in un serbatoio alla pressione $p_2 = 180$ kPa, ruotando a 209,5 rad/s (con laminazioni alla mandata ed all'aspirazione trascurabili). Assumendo $\eta_v = 0{,}8$, calcolare la portata, il lavoro al ciclo, la potenza assorbita, la temperatura di mandata ed il lavoro per unità di massa (($\eta_m = 0{,}95$). Viene in seguito modificata la pressione di valle, portandola al valore $p_2' = 200$ kPa. Calcolare il nuovo valore del coefficiente di riempimento e la corrispondente portata.

$$P_i = \dot{m} L_i = n \cdot L_c$$

$$\dot{m} = \rho_1 V n \cdot \eta_v = 0{,}0641$$

η_v → fughe non trascurabili

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} = 1{,}201\ kg/m^3$$

$$L_c = \underbrace{iV}_{V_{TOT}} (p_2 - p_1) = 160\ J/ciclo$$

$$L_i = \frac{n L_c}{\dot{m}} = 83{,}2\ kJ/kg$$

$$n = \frac{\omega}{2\pi} = 2000\ giri/min \longrightarrow giri/s\ !$$

$$P_a = \frac{n L_c}{\eta_m} = 5{,}61\ kW$$

$$T_2 = T_1 + \frac{L_i}{c_p} = 372{,}8\ K \quad \Leftarrow 1^\circ P$$

$p_2' = 200$ kPa

$$L_c' = iV(p_2' - p_1) = 200\ J/ciclo$$

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_m}{\dot{m}_a} = \frac{\dot{m}_a - \dot{m}_f}{\dot{m}_a}$$

$$\frac{\dot{m}_f'}{\dot{m}_f} = \frac{p_2'}{p_2} \qquad hp:\ fughe \propto \beta$$

$$\eta_v' = \frac{\dot{m}_a' - \dot{m}_f'}{\dot{m}_a'} = 1 - \frac{\dot{m}_f'}{\dot{m}_a} = 1 - \frac{p_2'}{p_2}(1 - \eta_v) = 0{,}78$$

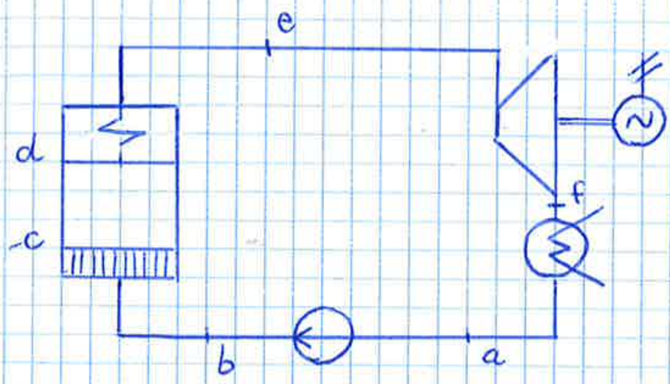
$$\dot{m}' = \dot{m}\frac{\eta_v'}{\eta_v} = 0{,}0625\ kg/s$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 53 di 66

Impianti a vapore e turbogas

Esercizio 1

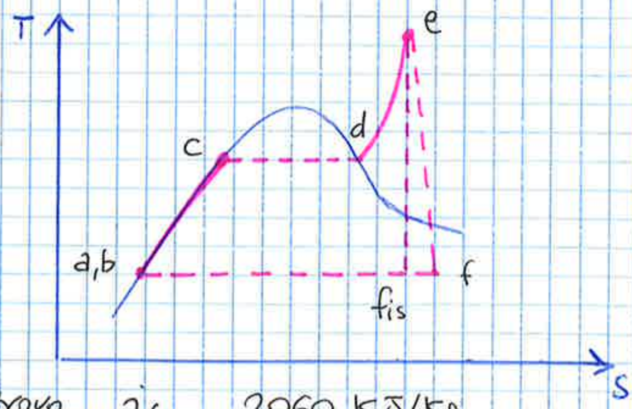
Un impianto a vapore non rigenerativo e senza risurriscaldamento presenta in condizioni di ingresso in turbina p_e = 100 bar e T_e = 550 °C, ed al condensatore una pressione p_a = 0.05 bar.
Noti il rendimento isentropico in turbina η_{is}= 0.80 ed il rendimento organico η_o= 0.95, calcolare il rendimento globale η_g.
Con gli stessi dati, ricalcolare il rendimento globale per il ciclo reso rigenerativo con un solo spillamento che alimenta uno scambiatore a miscela, che realizza la condizione ottimale (R=0,5).
Si richiede pertanto di individuare la pressione di spillamento, e le nuove condizioni di alimentazione della caldaia.
Considerare un rendimento di combustione η_b= 0.93 nel caso di generatore di vapore alimentato a gas e η_b= 0.88 nel caso di alimentazione a carbone.
Calcolare inoltre la portata di vapore e il consumo di combustibile nel caso di alimentazione a gas naturale e carbone al fine di erogare una potenza elettrica utile di 250 MW.
Si considerino i seguenti valori: $H_{i,gas}$=32 MJ/Sm³; $H_{i,coal}$=32 MJ/kg.



p_e = 100 bar
T_e = 550°C
p_a = 0,05 bar
η_{is} = 0,80
η_o = 0,95
? η_g

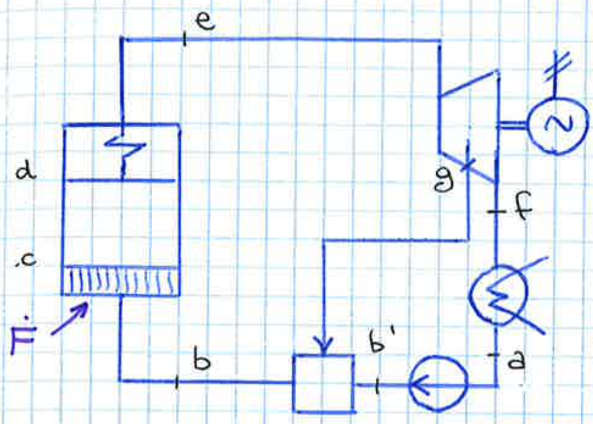
	p[bar]	T[°C]	i[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
a	$\boxed{0,05}$	32,9	138	
b	100		138	
c	100			
d	100			
e	$\boxed{100}$	$\boxed{550}$	3500	6,76
f	0,05		2348	

→ ricavo tutti i valori da Mollier



$$\boxed{\eta_{is} = \frac{i_e - i_f}{i_e - i_{f_{is}}}}$$

f_{is}: $S_{f_{is}} = S_e = 6,76$ kJ/kgK
$P_{f_{is}} = P_a = P_f = 0,05$
da Mollier note $S_{f_{is}}$, $P_{f_{is}}$ trovo $i_{f_{is}} = 2060$ kJ/kg



considero la tabella precedente con b' che costituisce il punto b

	p	i
b'	$\boxed{100}$	$\boxed{138}$
b	10,6	774

$R = 0,5$ condizioni massime di rigenerazione → analizzo il ciclo prima della rigenerazione

$$\boxed{R = \frac{i_c - i_b}{i_c - i_{b'}}}$$ → condizioni senza rigenerazione

↳ i_c ⇒ condizione di liquido saturo con $p_c = p_e$

ricavo $i_b = 774\ kJ/kg$

dalle tabelle $i_c(p_e) = 1407\ kJ/kg$

→ nota i_b → liquido saturo → dalle tabelle di vapore trovo..

$p = 10 \quad h = 762,9$

$p = 11 \quad h = 781,4$

$P_b = 10,6\ bar \equiv P_g = P_{g_{is}}$

↳ interpolazione

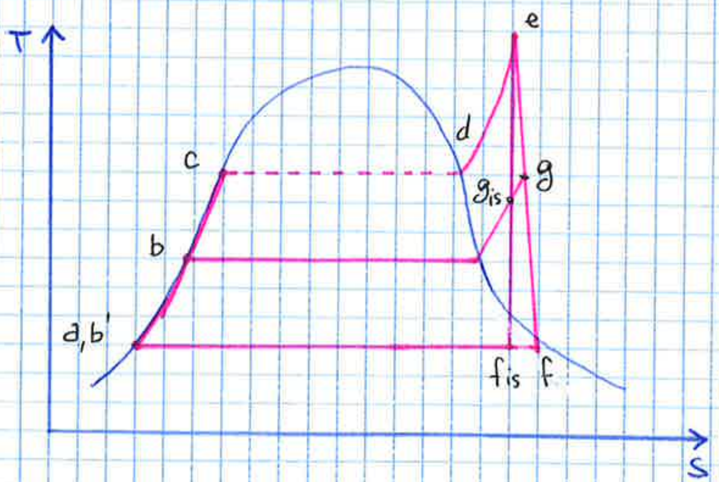
$P_{g_{is}} = 10,6\ bar$
$S_{g_{is}} = 6,76\ kJ/kgK$ } trovo $i_{g_{is}}$ da Mollier

$i_{g_{is}} = 2870\ kJ/kg$

da η_{is} ricavo i_g

$$\eta_{is} = \frac{i_e - i_g}{i_e - i_{g_{is}}}$$

$$i_g = i_e - \eta_{is}(i_e - i_{g_{is}}) = 2996\ kJ/kg$$

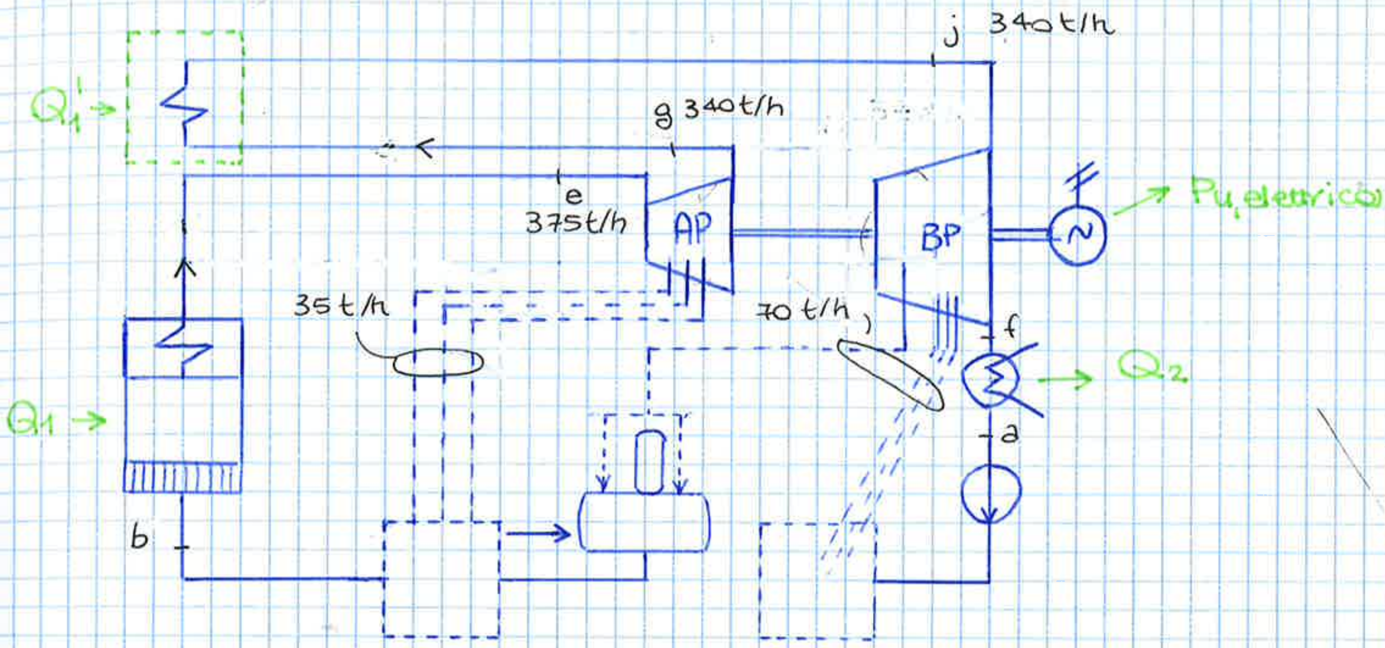


$$\boxed{\eta = \frac{(i_e - i_g) + \Psi(i_g - i_f)}{i_e - i_b}}$$ → con rigenerazione

Ψ deve tener conto della portata che è stata spillata

Esercizio 2

Un impianto a vapore rigenerativo presenta in uscita caldaia le condizioni 160 bar e 550 °C, un risurriscaldamento a 70 bar e 550 °C, la condensazione alla pressione di 0.05 bar.
La portata di vapore prodotta in caldaia è 375 t/h, quella che va al risurriscaldamento è 340 t/h, quella al condensatore 270 t/h.
L'acqua all'ingresso della caldaia, proveniente dagli scambiatori di rigenerazione, è alla temperatura di 230 °C.
Assumendo per i rendimenti dell'impianto i valori: η_b = 0.94, η_{is} = 0.80, η_o = 0.97, calcolare la potenza utile ed il rendimento globale dell'impianto.



p_e = 160 bar
T_e = 550 °C

p_j = 70 bar
T_j = 550 °C

p_a = 0,05 bar
T_b = 230 °C
η_b = 0,94
η_{is} = 0,8
η_o = 0,97

? η_g
? P_u

da Mollier
$i_e \rightarrow$ 3440 kJ/kg
$i_j \rightarrow$ 3530 kJ/kg
$i_a \rightarrow$ liquido saturo
nota pa leggo dalle tabelle
i_a = 138 kJ/kg

$$\eta_{is} = \frac{i_g - i_e}{i_{g_{is}} - i_e}$$

$\downarrow$

da Mollier $\quad s_{g_{is}} = s_e \quad p_{g_{is}} = p_j$ surriscaldatore isobaro

$i_{g_{is}}$ = 3180 kJ/kg

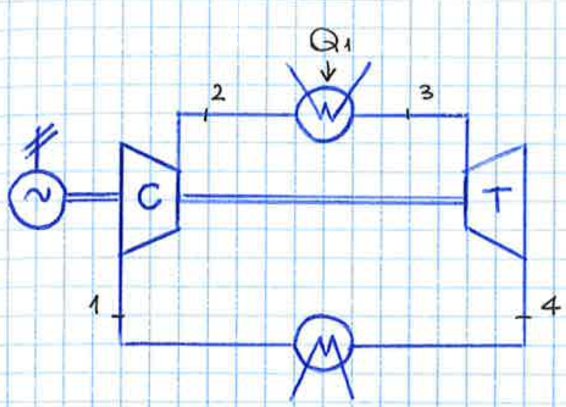
ricavo $i_g = i_e + \eta_{is}(i_{g_{is}} - i_e)$ = 3232 kJ/kg

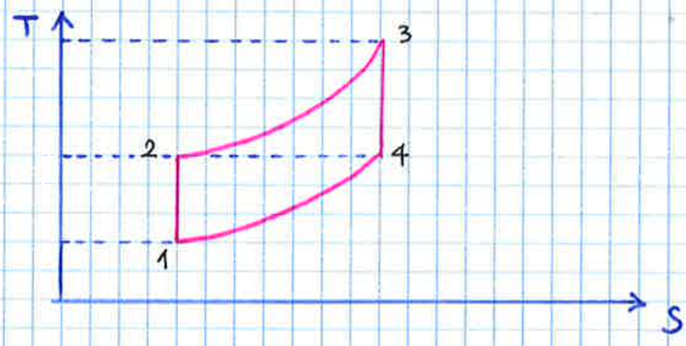
© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 59 di 66

Esercizio 4

Si consideri un impianto di turbina a gas che realizzi un ciclo ideale, chiuso, avente le seguenti caratteristiche: p_1=1 bar; T_1=15 °C.
Si assuma come limite di temperatura di lavoro per i materiali costituenti il diffusore di turbina 1100 °C e rapporto di compressione ideale (β_c) tale da massimizzare il lavoro interno.
Le caratteristiche del gas risultano le seguenti $c_{p,a}$=1,005 KJ/KgK e k_a=1,4;
Considerando l'impianto ideale:

1. calcolare la potenza utile e il rendimento globale;
2. calcolare la potenza utile e il rendimento globale considerando un rapporto di compressione β_c=25;
3. calcolare la potenza utile e il rendimento globale considerando una temperatura di ingresso in turbina T_3=900 °C.





$p_1 = 1$ bar

$T_1 = 15°C$

$T_3 = T_{lim} = 1100°C$ limite costruttivo

$\beta_c = \sqrt{\beta_{lim}}$ massimizza L_i

$c_{pa} = 1{,}005$ KJ/Kg K

$k_a = 1{,}4$

? P_u, η_g

$$\beta_{lim} = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \rightarrow \beta_c = \sqrt{\beta_{lim}} = 15{,}4 \text{ bar}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \beta^{\frac{k-1}{k}} \rightarrow T_2 = T_1 \beta^{\frac{k-1}{k}} = 629 \text{ K} = 356°C$$

$$T_4 = T_2$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \beta^{-\frac{k-1}{k}} \rightarrow T_4 = 629 \text{ K}$$

$$L_c = c_{pa}(T_2 - T_1) = 343 \text{ KJ/Kg}$$

$$L_e = c_{pa}(T_3 - T_4) = 748 \text{ KJ/Kg}$$

$$\dot{Q}_1 = c_{pa}(T_3 - T_2) = 748 \text{ KJ/Kg}$$

$$L_i = L_e - L_c = 401 \text{ KJ/Kg}$$

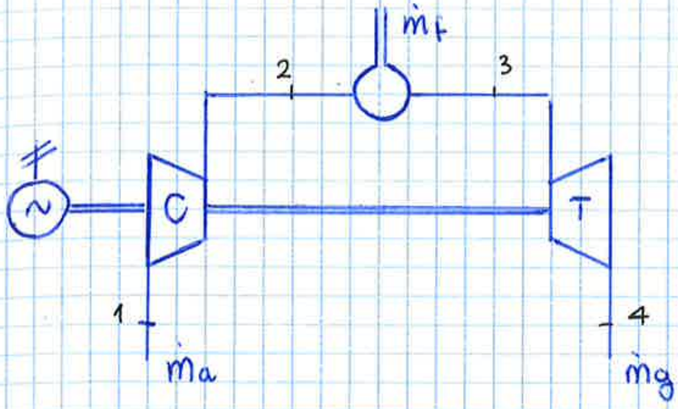
$$\eta = \frac{L_i}{\dot{Q}_1} = 54\%$$

se $\beta_c = 25$ $\quad T_2 = 722$ K

$T_4 = 547$ K

Esercizio 5

Ricalcolare il rendimento globale (η_g), il lavoro utile e calcolare il rapporto di dosatura (α) considerando un ciclo reale, aperto, che lavori nelle stesse condizioni di T_3 e β_c dell'esercizio precedente (punto 4.1).
Si considerino i seguenti valori di rendimento $\eta_{yc}=\eta_{yt}=0.88$; $\eta_{\pi b}=0.99$; $\eta_b=0.99$; $\eta_0=0.97$.
Si assumano le seguenti proprietà per l'aria: $c_{p,a}=1{,}005$ KJ/KgK $k_a=1{,}4$;
e le seguenti proprietà per i gas a valle del combustore: $c_{p,g}=1{,}150$ KJ/KgK $k_g=1{,}333$;



$$\boxed{\dot m_g = \dot m_a + \dot m_f}$$

$T_3 = 1100\,°C$

$\beta_c = 15{,}4$

$\eta_{y,c} = \eta_{y,t} = 0{,}88$

$\eta_{\pi b} = 0{,}99$

$\eta_b = 0{,}99$

$\eta_0 = 0{,}97$

$k_g = 1{,}333$

$T_1 = 15\,°C$

$c_{pa} = 1{,}005\ \frac{KJ}{KgK}$

$c_{pg} = 1{,}15\ \frac{KJ}{KgK}$

$$\frac{T_2}{T_1} = \beta_c^{\frac{1}{\eta_{yc}}\cdot\frac{k-1}{k}} \Rightarrow T_2 = 699\ K$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \beta_e^{-\eta_{ye}\frac{k-1}{k}} \Rightarrow T_4 = 755\ K$$

$$\beta_e = \frac{p_3}{p_4} \longrightarrow \boxed{p_3 = p_2\,\eta_{\pi b}}$$

$p_4 \to 1$ bar $\Rightarrow$ ciclo aperto

tengo conto delle cadute di pressione sul combustore

$$\boxed{\eta_{\pi b} = \frac{p_3}{p_2}}$$

$$\beta_e = 15{,}2$$

$$\boxed{\alpha = \frac{\dot m_a}{\dot m_f}}$$ rapporto di dosatura

bilancio al combustore

$$\dot m_f H_i \cdot \eta_b + \dot m_a \cdot c_{pa}\,(T_2 - \underset{25°C}{T_0}) = \dot m_g\, c_{pg}\,(T_3 - T_0)$$

25 °C ! perché H_i è calcolato a 25 °C !

divido per $\dot m_f$ → $\dot m_g = \dot m_a + \dot m_f$

$$\underset{32}{H_i}\cdot\eta_b + \underset{\frac{\dot m_a}{\dot m_f}}{\alpha}\, c_{pa}\,(T_2 - 298) = \underset{\alpha+1}{\frac{\dot m_g}{\dot m_f}}\cdot c_{pg}\,(T_3 - 298)$$

Esercizio 6

Considerando il ciclo analizzato all'esercizio 5, calcolare la portata di aria ($\dot{m}_a$), la portata di combustibile ($\dot{m}_f$) e la portata dei gas ($\dot{m}_g$) necessari a realizzare un impianto di potenza utile pari a 100 MW.
Si consideri un potere calorifico H_i=8250 kcal/Sm³ e una densità del combustibile ρ_g=0.94 kg/Sm³.
Si calcoli inoltre il valore di potenza entrante ($\dot{F}$) e la portata volumetrica di combustibile ($\dot{v}$).

$P_u = 100$ MW

$H_i = 8250$ kcal/Sm^3 $\rightarrow$ kJ

$\rho_f = 0{,}94$ kg/Sm^3

? $\dot{m}_a, \dot{m}_f, \dot{m}_g$

? $\dot{F}$

? $\dot{v}$

$$P_u = \eta_o \cdot P_i = \eta_o \left[\frac{1+\alpha}{\alpha} \cdot \dot{m}_a L_t - \dot{m}_a L_c \right]$$

ricavo $P_i = 103$ MW

$\dot{m}_a = 326{,}6$ kg/s

sapendo α trovo $\dot{m}_f = 8{,}3$ kg/s e di conseguenza calcolo

$\dot{m}_g = 334{,}9$ kg/s

$$\alpha = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} = \frac{\dot{m}_g - \dot{m}_f}{\dot{m}_f} \rightarrow \dot{m}_f = 8{,}3 \text{ kg/s}$$

$\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_f = 335{,}3$ kg/s

$\dot{F} = \dot{v} H_i = 304$ MW

285   8,8 Sm³/s

$$\eta_g = \frac{P_u}{\dot{F}}$$

$P_{cam} = 176$ MW

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 65 di 66