NUMERO: 1950A - ANNO: 2016

A P P U N T I

STUDENTE: Chezzi Matteo

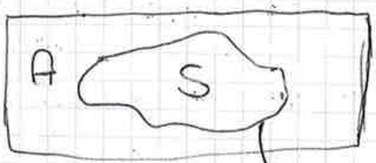
MATERIA: Fondamenti di macchine - prof. Ferrari

SISTEMA TERMODINAMICO

È UNA PORZIONE DI MATERIA O SPAZIO FISICO CHE È OGGETTO DI STUDIO.

APPROCCIO LAGRANGIANO (SEGUO PARTICELLE)

APPROCCIO EULERIANO (STUDIO UN VOLUME PRECISO DELLO SPAZIO FISICO)



$S + A = U$ ← UNIVERSO TERMODINAMICO

SUPERFICIE DI CONTROLLO → ARTIFIZIO MATEMATICO! (NON CONTIENE MATERIA E HA SPESSORE NULLO)

- REALE O IMMAGINARIA
- DEFORMABILE O RIGIDA
- PERMEABILE O IMPERMEABILE
  - PERMEABILE → SISTEMA APERTO
  - IMPERMEABILE → SISTEMA CHIUSO (NON SCAMBIA MATERIA CON L'AMBIENTE ESTERNO)

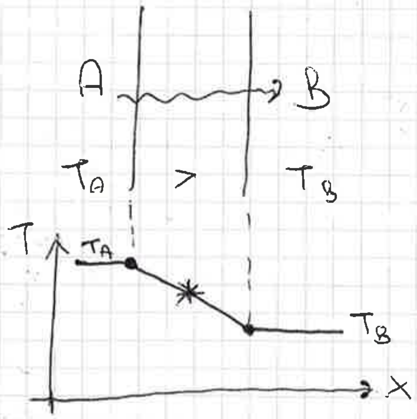
- SISTEMA ISOLATO

OLTRE AD ESSERE CHIUSO, NON SCAMBIA ENERGIA CON L'ESTERNO

PROPRIETÀ:
- INTERNE (COORDINATE TERMODINAMICHE) → STATO INTERNO DEFINITO
- ESTERNE (GRANDEZZE CINEMATICHE) → STATO ESTERNO DEFINITO
- INTENSIVE (NON DIPENDONO DALLA QUANTITÀ DI MATERIA DEL SISTEMA)
- ESTENSIVE (DIPENDONO DALLA QUANTITÀ DI MATERIA DEL SISTEMA) → GRANDEZZE SPECIFICHE (INTENSIVE)

EQUILIBRIO TERMODINAMICO

UN SISTEMA SI DEFINISCE IN EQUILIBRIO INTERNO SE, IMMAGINANDO DI INCAPSULARLO ISTANTANEAMENTE CON UNA SUPERFICIE DI CONTROLLO CHE SIA IMPERMEABILE AI FLUSSI DI MASSA E ATTRAVERSO LA QUALE NON SI HANNO SCAMBI DI CALORE O LAVORO CON L'AMBIENTE ESTERNO, IL SUO STATO RIMANE INALTERATO NEL TEMPO.



$\frac{\partial *}{\partial t} = 0$ (MOTO STAZIONARIO O PERMANENTE)

UN SISTEMA IN EQUILIBRIO INTERNO SI DEFINISCE IN EQUILIBRIO SE, RIMUOVENDO IDEALMENTE LA SUPERFICIE CHE LO INCAPSULA E QUINDI PONENDOLO IN CONTATTO CON L'AMBIENTE CIRCOSTANTE, IL SUO STATO CONTINUA A RIMANERE INALTERATO NEL TEMPO.

INTRODUCENDO UNA PICCOLA PERTURBAZIONE, SE IL SISTEMA TORNA NELLE SUE CONDIZIONI DI EQUILIBRIO INIZIALE SI DIRÀ CHE È IN EQUILIBRIO STABILE (EQUILIBRIO TERMODINAMICO).

TRASFORMAZIONE TERMODINAMICA

È UNA QUALSIASI MODIFICAZIONE CHE COMPORTI LA VARIAZIONE NEL TEMPO DI ALMENO UNA DELLE PROPRIETÀ INTERNE DEL SISTEMA (p, T, V ...) MODIFICANDONE DI CONSEGUENZA LO STATO INTERNO.

NOTAZIONE DI REGGS

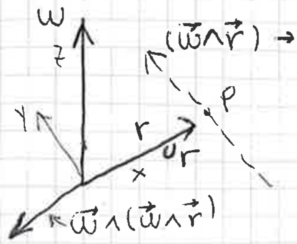
d : DERIVATA DRITTA → PROPRIETÀ DEL SISTEMA

δ → DIPENDONO DALLA TRASFORMAZIONE

$$\delta Q + \delta \mathcal{L} = d\mathcal{U} + dE_c + dE_g$$

$$ds^{(r)} = \vec{v}^{(r)} \cdot dt$$

$$-2m\left[\vec{\omega} \wedge \vec{v}^{(r)}\right] \cdot \vec{v}^{(r)}\, dt = 0$$ ← NON SI HA LAVORO DELLE FORZE DI CORIOLIS

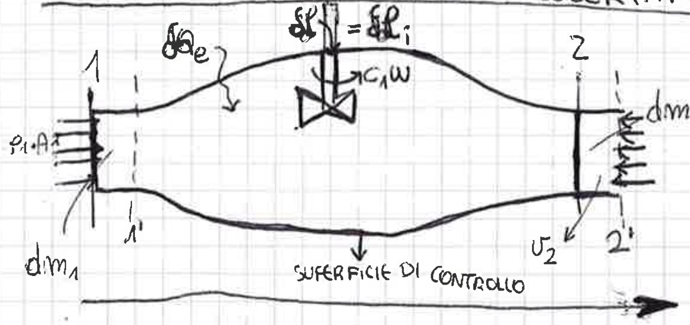


$$-m\omega^2 r(\vec{u}_r) \cdot \vec{v}^{(r)} dt = -m\vec{\omega}\wedge\vec{\omega}\wedge\vec{r} = m\omega^2 r\,dr$$

$$\delta\mathcal{L} + \delta Q + \int_m \omega^2 r\, dr\, dm = d\mathcal{U} + dE_c + dE_g$$

$$\delta\mathcal{L} + \delta Q = d\mathcal{U} + dE_c + dE_g + d\left(\int_m -\frac{\omega^2 r^2}{2}\, dm\right)$$

1° PRINCIPIO CON APPROCCIO EULERIANO



$$\delta Q + \delta\mathcal{L} = dE$$

dt : $1 \rightarrow 1'$, $2 \rightarrow 2'$ $\quad t_1 = t$, $t_2 = t + dt$ $\quad \Delta t \rightarrow 0$

$$\underbrace{\dot{Q}_e\, dt}_{\delta Q_e} + \dot{\mathcal{L}}_i\, dt$$ ← PASSO ALLE POTENZE

$$d\mathcal{U} = \mathcal{U}(t_2) - \mathcal{U}(t_1) = \mathcal{U}_{1'2}(t_2) + \mathcal{U}_{22'}(t_2) - \left[\mathcal{U}_{1'2}(t_1) + \mathcal{U}_{11'}(t_1)\right]$$

$$d\mathcal{U} = \Delta\mathcal{U}_{1'2} + \mathcal{U}_{22'}(t_2) - \mathcal{U}_{11'}(t_1)$$

$$\mathcal{U}_{22'} = \int U\, dm = \int_{v_2} U \rho\, dV = \int_2 U \rho\, dV = (U\rho\, dV)_2 = U_2\, dm_2$$

$$\mathcal{U}_{11'} = (U\rho\, dV)_1 = U_1\, dm_1$$

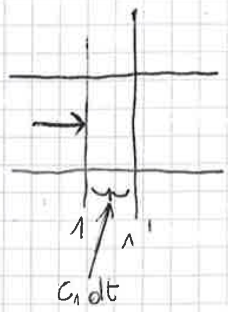
$$\dot{Q}_e\, dt + \dot{\mathcal{L}}_i\, dt + \dots = U_2\, dm_2 - U_1\, dm_1 + \frac{c_2^2}{2} dm_2 - \frac{c_1^2}{2} dm_1 + g z_2\, dm_2 - g z_1\, dm_1 + \Delta\mathcal{U}_{1'2} + \Delta E_{c_{1'2}} + \Delta E_{g_{1'2}}$$

$$\Delta\mathcal{U}_{1'2} = \mathcal{U}_{1'2}(t_2) - \mathcal{U}_{1'2}(t_1)$$

$$\Delta E_{c_{1'2}} = E_{c_{1'2}}(t_2) - E_{c_{1'2}}(t_1)$$

$$\Delta E_{g_{1'2}} = E_{g_{1'2}}(t_2) - E_{g_{1'2}}(t_1)$$

$$\delta\mathcal{L} = \underbrace{\delta\mathcal{L}_i}_{\dot{\mathcal{L}}_i dt} + \underbrace{p_1 A_1 \cdot c_1 dt - p_2 A_2 \cdot c_2 dt}_{\text{LAVORO DI SPOSTAMENTO}}$$



PORTATA

$$\dot{m} = c \cdot A \cdot \rho$$

$$\frac{dm}{dt} = \frac{\rho \cdot A \cdot \overbrace{c \cdot \Delta t}^{\Delta s}}{\Delta t} = \rho \cdot A \cdot c$$

$$v_1 = \frac{1}{\rho_1}$$

$$dm_1 = p_1 A_1 c_1 dt = (p_1 v_1) \cdot \overbrace{\rho_1 c_1 A_1}^{\dot{m}_1} dt$$

$$\dot{m} = \int_A \rho \vec{c}\, \vec{n}\, dA$$

$$p_2 \cdot A_2 \cdot c_2 dt = p_2 v_2 \cdot \underbrace{\rho_2 c_2 \cdot A_2}_{\dot{m}_2} dt$$

$$\dot{Q}_e\, dt + \dot{\mathcal{L}}_i\, dt + p_1 v_1 \dot{m}_1 dt - p_2 v_2 \dot{m}_2 dt = U_2 \dot{m}_2 dt - U_1 \dot{m}_1 dt + \frac{c_2^2}{2} \dot{m}_2 dt -$$

$$\dot{Q}_e + \dot{\mathcal{L}}_i = \frac{\partial}{\partial t}\int_{V_C}\left(U + \frac{c^2}{2} + gz\right)\rho\, dV_C + \dot{m}_2\left(i_2 + gz_2 + \frac{c_2^2}{2}\right) - \dot{m}_1\left(i_1 + gz_1 + \frac{c_1^2}{2}\right)$$

$$= \frac{\partial}{\partial t}\int_{V_C}\left(U + \frac{c^2}{2} + gz\right)\rho\, dV_C + \oint_{A_C}\left(i + \frac{c^2}{2} + gz\right)\vec{\rho}\cdot\vec{c}\cdot\vec{n}\, dA$$

← TUTTA LA SUPERFICIE È PERMEABILE (IL FLUIDO PUÒ USCIRE DA QUALSIASI PARTE)

CASO PARTICOLARE: MOTO STAZIONARIO $\left(\frac{\partial *}{\partial t} = 0\right)$ QUALUNQUE GRANDEZZA

$$\dot{Q}_e + \dot{\mathcal{L}}_i = \dot{m}_2\left(i + \frac{c^2}{2} + gz\right)_2 - \dot{m}_1\left(i + \frac{c}{2} + gz\right)_1$$

$$\frac{\partial *}{\partial t} = 0 \Longrightarrow \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$$

$$q_e = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{m}}, \quad \ell_i = \frac{\dot{\mathcal{L}}_i}{\dot{m}}$$

$$\underbrace{q_e + \ell_i}_{[J/Kg]} = \Delta i + \Delta e_c + \Delta e_g \qquad \Delta i = i_2 - i_1 \qquad \text{EULERO}$$

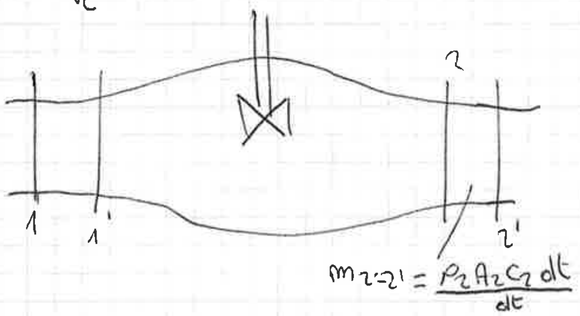
VARIAZIONE DI QUANTITÀ A TEMPO FISSATO

$$\underbrace{q_e + \ell}_{[J/Kg]} = \Delta u + \Delta e_c + \Delta e_g \qquad \text{LAGRANGE} \quad \left(\text{CON } q_e = \frac{Q_e}{m} \text{ e } \ell = \frac{\mathcal{L}}{m}\right)$$

DIFFERENZIALE LAGRANGIANO

CONSERVAZIONE DELLA MASSA

$$\frac{d}{dt}\int_{V_C}\rho\, dV_C = 0 \rightarrow \frac{dm}{dt} = 0 \qquad \text{LAGRANGE}$$



EULERO:

$m(t+\Delta t) = m(t)$

$t: 1-2$

$t+\Delta t: 1'-2'$

$$m(t+\Delta t) - m(t) = m_{1'2}(t+\Delta t) + m_{22'}(t+\Delta t) - m_{1'2}(t) - m_{11'}(t) = 0$$

$$\frac{[m_{1'2}(t+\Delta t) - m_{1'2}(t)]}{\Delta t} + \frac{m_{22'}(t+\Delta t) - m_{11'}(t)}{\Delta t} = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\int_{V_C \to 1'\text{-}2 = 1\text{-}2}\rho\, dV_C + \dot{m}_2 - \dot{m}_1 = 0 \qquad \dot{m}_2 = \frac{m_{2\text{-}2'}}{dt}$$

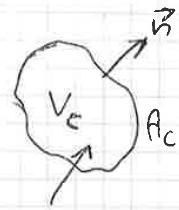
$\Delta t \to 0$

$$\underset{\dot{m}_1}{\dot{m}_{IN}} - \underset{\dot{m}_2}{\dot{m}_{OUT}} = \frac{\partial}{\partial t}\int_{V_C}\rho\, dV_C$$

$$\sum_i^I \dot{m}_i - \sum_K^U \dot{m}_K = \frac{\partial}{\partial t}\int_{V_C}\rho\, dV_C$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\int_{V_C}\rho\, dV_C + \int_{A_C}\rho\,\vec{c}\,\vec{n}\, dA = 0$$

SE SUPERFICIE È TUTTA PERMEABILE



$U^{\circ} = U + \frac{c^2}{2}$ ← ENERGIA INTERNA TOTALE

$i^{\circ} = i + \frac{c^2}{2}$ ← ENTALPIA TOTALE

$$\frac{d^2V}{dm} = \underbrace{dv}_{\text{VARIAZIONE VOLUME SPECIFICO}} = \frac{dy\,dz\,\frac{\partial c}{\partial x}\,dx\,dt}{\rho\,dx\,dy\,dz} = \frac{1}{\rho}\frac{\partial c}{\partial x}dt$$

$\frac{\partial c}{\partial x}$ → DIFFERENZA DI VELOCITÀ TRA LE 2 PARETI DEL CUBETTO ORTOGONALI ALL'ASSE x

$$dL = -p\,dv + dE_c$$

$$dL = -p\,dv + dE_c + dL_w$$

dL_w → CONTRIBUTO DELL'ATTRITO

$dL = dE_c$ (MECCANICA)

$N \qquad i = 1, 2, \dots N$

$$\sum_{\substack{J=1\\J\neq i}}^{N} \vec{F}_{Ji}^{(int)} + \vec{F}^{(ext)} = m\frac{d\vec{v}_i}{dt}$$

$$\sum \vec{F}^{(int)}\cdot d\vec{r}_i + \vec{F}_i^{(ext)}\cdot d\vec{r}_i = m\frac{d\vec{v}_i}{dt}\cdot d\vec{r}_i = m_i\frac{d}{dt}\left(\frac{1}{2}v_i^2\right)$$

$$\sum_{i=1}^{N}\sum_{\substack{J=1\\J\neq 1}}^{N} \vec{F}_{Ji}^{(int)}\cdot d\vec{r}_i + \underbrace{\sum_{i=1}^{N}\vec{F}_i^{(ext)}\cdot d\vec{r}_i}_{d\mathcal{L}^{(ext)}} = \underbrace{\sum_{i=1}^{N}\frac{d}{dt}\left(\frac{1}{2}m_i v_i^2\right)}_{d\mathcal{E}_c}$$

$J \cdot \vec{F}_{Ji}^{(int)} \qquad \vec{F}_{iJ}^{(int)}$

$$\vec{F}_{iJ}^{(int)} = -\vec{F}_{Ji}^{(int)}$$

$$\sum_{i=1}^{N}\sum_{\substack{J=1\\J<i}}^{N} \vec{F}_{Ji}^{(int)}\cdot d(\vec{r}_i - \vec{r}_J) + d\mathcal{L}^{(ext)} = d\mathcal{E}_c \qquad \vec{r}_i - \vec{r}_J = \vec{r}_{iJ}$$

$\vec{r}_{iJ}$ → DISTANZA TRA LE 2 PARTICELLE

$$\sum_{i=1}^{N}\sum_{\substack{J=1\\J<i}}^{N} \vec{F}_{Ji}^{(int)}\cdot d\vec{r}_{iJ} + \delta\mathcal{L}^{(ext)} = d\mathcal{E}_c$$

$$\vec{F}_{Ji}^{(int)}\cdot d\vec{r}_{iJ} = -d\mathcal{E}_{p_{iJ}}^{(int)}$$

→ F è CENTRALE ⟹ AMMETTE POTENZIALE $\left(d\mathcal{E}_{p_{iJ}}^{(int)}\right)$

$$\sum_{i=1}^{N}\sum_{\substack{J=1\\J<i}}^{N} -d\mathcal{E}_{p_{iJ}}^{(int)} = -d\mathcal{E}_p^{(int)} = d\mathcal{L}^{(int)}$$

$$d\mathcal{L}^{(int)} + d\mathcal{L}^{(ext)} = d\mathcal{E}_c$$

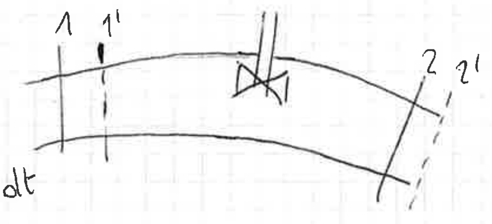
$$d\mathcal{L}^{(ext)} = d\mathcal{E}_c + d\mathcal{E}_p^{(int)} \longleftrightarrow dL + p\,dv = dE_c$$

dL → LAVORO INTERNO (SENZA POTENZIALE PERCHÉ LE FORZE NON SONO CONSERVATIVE)

CRITERIO EULERIANO

$$dL = -p\,dv + dE_c + dE_w$$

Hp: MOTO STAZIONARIO $\left(\frac{\partial *}{\partial t} = 0\right)$ E UNIDIMENSIONALE



$$\mathcal{L}^{(ext)} + \mathcal{L}^{(int)} = \Delta\mathcal{E}_c$$

$$\rho_1 c_1 A_1 dt = \rho_2 c_2 A_2 dt \qquad (dm_1 = dm_2)$$

$$d\mathcal{E}_c = \left(\frac{c_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2}\right)dm$$

$\mathcal{E}_{c_{1'2}}(t+dt) - \mathcal{E}_{c_{1'2}}(t) = 0$ PER HP

$$d\mathcal{L}^{(ext)} + d\mathcal{L}^{(int)} = d\mathcal{E}_c + d\mathcal{E}_g$$

$d\mathcal{E}_g$ → SE SCRITTA A DESTRA È SCORPORATA DA $d\mathcal{L}^{(ext)}$ E AMMETTE POTENZIALE; SE OMESSA È CONSIDERATA IN $d\mathcal{L}^{(ext)}$.

$$d\mathcal{E}_c + d\mathcal{E}_g = \left(\frac{c_2^2}{2} + gz_2\right)dm - \left(\frac{c_1^2}{2} + gz_1\right)dm$$

$dl_i = v\,dp + dE_c + dE_g + dL_w$

- MOTO STAZIONARIO 1D

$$\begin{cases} \rho A c = \text{cost.} = \dot m \\ L_i = \int v\,dp + \int dE_c + \int dE_g + \int dL_w \\ Q_e + L_i = \Delta i + \Delta E_c + \Delta E_g \\ \rho = \rho(p, T) \text{ , NEL CASO DEI GAS IDEALI } pv = RT \end{cases}$$

$R = \dfrac{\mathcal{R}}{m_{mol}}$

INCOGNITE: c, ρ, p, T → 4 EQUAZIONI IN 4 INCOGNITE → SISTEMA RISOLVIBILE

- ρ = COST.

$$\begin{cases} (1) \Rightarrow \text{RICAVO } c \\ L_i = \dfrac{\Delta p}{\rho} + \Delta E_c + \Delta E_g + L_w \rightarrow \text{RICAVO } p \end{cases}$$

2° PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA

$$\begin{cases} dQ + dL = dU + dE_c + dE_g \\ dL = -p\,dv + dL_w + dE_c + dE_g \end{cases}$$

$TdS = dQ_e + dL_w$ (LAGRANGE)

$dS = \dfrac{dQ_e}{T} + \dfrac{dL_w}{T}$

$dS = \dfrac{\delta Q_e}{T_s} + (\underbrace{\delta S_{irr_e} + \delta S_{irr_i}}_{\delta S_{irr}})$

VARIE FORMULAZ.

T_s ← TEMP. SORGENTE CON CUI SCAMBIO δQ_e

$dQ + dL_w = dU + p\,dv$

$TdS = dU + p\,dv$ ← EQUAZIONE DI STATO FONDAMENTALE DELLA TERMODINAMICA (DIPENDE SOLO DALLO STATO DEL SISTEMA)

$dL_i = v\,dp + dL_w + dE_c + dE_g$

$dQ_e + dL_i = di + dE_c + dE_g$

→ $dQ_e + dL_w = di - v\,dp$ (EULERO)

$i = U + pv$; $di - v\,dp = dU + p\,dv \rightarrow TdS = dQ_e + dL_w = dU + p\,dv$ (LAGRANGE)

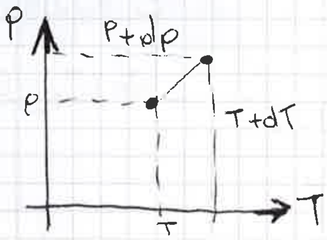
ES: EQUAZIONE DI STATO DEI GAS IDEALI

$pv = RT$

$v\,dp + p\,dv = R\,dT$

$TdS = dU + p\,dv = di - v\,dp$

$dQ + dL = dU + dE_c$



$dS = \dfrac{Q_e}{T}$ → TRASFORMAZIONE REVERSIBILE EQUIVALENTE

$dS = \dfrac{\delta Q_e}{T_s} + \delta S_{IRR_e}$ → IRREVERSIBILITÀ DOVUTA ALLO SCAMBIO TERMICO

$\dfrac{\delta Q_e}{T} = \dfrac{\delta Q_e}{T_s} + \delta S_{IRR_e}$

$dS_{IRR_e} = \delta Q_e \left(\dfrac{1}{T} - \dfrac{1}{T_s} \right)$

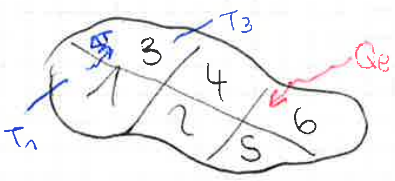
$\delta Q_e > 0 \Rightarrow \left(\dfrac{1}{T} - \dfrac{1}{T_s}\right) > 0 \Rightarrow \delta S_{IRR_e} > 0$.

$\delta Q_e < 0 \Rightarrow T > T_s \Rightarrow 0 \Rightarrow \delta S_{IRR_e} > 0$

$dS = \dfrac{\delta Q_e}{T_s} + \delta S_{IRR_e} + \delta S_{IRR_i} = \dfrac{\delta Q_e}{T} + \delta S_{IRR_i} = \dfrac{\delta Q_e}{T} + \dfrac{\delta L_w}{T}$

IRREVERSIBILITÀ DOVUTA ALLA PRODUZIONE DI ATTRITO (GENERAZIONE DI Q INTERNA AL SISTEMA)

$TdS = dQ_e + dL_w + dQ_w$



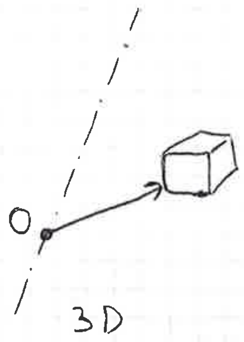
$i = 1, 2, \dots, N$

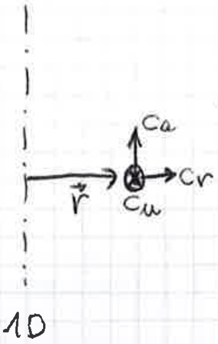
SISTEMA NON OMOGENEO, QUINDI NON È IN EQUILIBRIO INTERNO

$\sum_{i=1}^{N} T_i dS_i = \delta Q_e + \delta L_w + \delta Q^{(dis)} + \delta L_w^{(dis)}$

$\dfrac{|\delta Q_{iJ}|}{T_i} + \dfrac{|\delta Q_{iJ}|}{T_J} = |\delta Q_{iJ}| \left(\dfrac{1}{T_J} - \dfrac{1}{T_i} \right) > 0$

MOTO STAZIONARIO, 1D, 2 PORTE, MOMENTO RISPETTO ALL' ASSE DI ROTAZIONE DELLA MACCHINA





$$M_{ASSE} = \oint_{A_c} r \rho c_u (c \cdot n) dA_c =$$

$$= \dot{m} (r_2 c_{u_2} - r_1 c_{u_1})$$

MOTO STAZIONARIO $\Rightarrow \frac{\partial}{\partial t} \int_{V_c} \vec{r} \wedge \vec{c} \rho dV_c = 0$

MOMENTO RISPETTO ALL' ASSE QUINDI SI CONSIDERANO SOLO LE COMPONENTI DI VELOCITÀ CHE GENERANO MOMENTO ATTORNO ALL' ASSE (c_u)

2 PORTE $\Rightarrow \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$

r_1, r_2: RAGGIO MEDIO IN INGRESSO E IN USCITA

$$\mathcal{E}_c = \sum_{i=1}^{N} \frac{1}{2} m_i \vec{v}_i^{\,2}$$

$\vec{v}_i = \vec{v}_a + \vec{v}_i^{(r)}$ ← VELOCITÀ DEL BARICENTRO + VELOCITÀ RELATIVA AL BARICENTRO DEL SISTEMA DELLA PARTICELLA i-ESIMA

$$\vec{r}_a = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^{N} m_i \vec{r}_i \qquad m = \sum_{i=1}^{N} m_i$$

$$\vec{v}_a = = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^{N} m_i \vec{v}_i$$

$$\vec{v}_i^{\,2} = \vec{v}_a^{\,2} + \vec{v}_i^{(r)\,2} + 2 \vec{v}_a \cdot \vec{v}_i^{(r)}$$

$$\sum_{i=1}^{N} \frac{1}{2} m_i \vec{v}_i^{\,2} = \frac{1}{2} m \vec{v}_a^{\,2} + \sum_{i=1}^{N} \frac{1}{2} m_i \vec{v}_i^{(r)\,2} + \underbrace{\cancel{\sum_{i=1}^{N} m_i \vec{v}_i^{(r)}} \cdot \vec{v}_a}_{=0} = \mathcal{E}_c$$

$$\mathcal{E}_c = \sum_{i=1}^{N} \frac{1}{2} m_i \vec{v}_i^{\,2} = \frac{1}{2} m \vec{v}_a^{\,2} + \underbrace{\sum_{i=1}^{N} \frac{1}{2} m_i \vec{v}_i^{(r)\,2}}_{\mathcal{E}_c^{(int)}}$$ ← TEOREMA DI KONIG

$$d\mathcal{L}^{(ext)} = \underbrace{d\mathcal{E}_p^{(int)} + d\mathcal{E}_c^{(int)}}_{\mathcal{U}^{(int)}} + d\left(\frac{1}{2} m \vec{v}_a^{\,2}\right) = d\mathcal{U} + d\left(\frac{1}{2} m \vec{v}_a^{\,2}\right)$$

$\mathcal{U}^{(int)}$: ENERGIA INTERNA

FLUSSI 'BAROTROPICI'

$$TdS = di - v dp$$
$$TdS = dU + p dv$$

$c = c_x = T\left(\frac{\partial S}{\partial t}\right)_x$ CALORE SPECIFICO

TRASFORMAZIONE POLITROPICA: TRASFORMAZIONE A CALORE SPECIFICO COSTANTE

$c dT = di - v dp$ ← IN GENERALE

$di = c_p dt$ ← PER GAS PERFETTI

$(c - c_p) dT = -v dp$

$pv = RT \xrightarrow{\text{DIFFERENZIANDO}} p dv + v dp = R dT$

$(c - c_p) \frac{p dv + v dp}{R} = -v dp \qquad R = c_p - c_v$

$$\frac{c - c_p}{c_p - c_v} (p dv + v dp) = -v dp \Longrightarrow \dots \Rightarrow p v^m = \text{cost} \rightarrow m = \frac{c - c_p}{c - c_v}$$

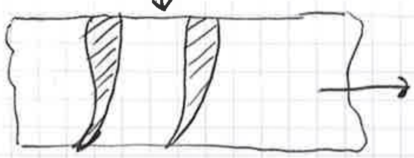
FLUSSI BAROTROPICI: FLUSSI NEI QUALI LA LEGGE DI VARIAZIONE È DEFINITA A PRIORI

SE IL FLUIDO ACCELERA, LA PRESSIONE DIMINUISCE. NELLA GIRANTE SI CERCHERÀ DI CONVERTIRE L'ENERGIA CINETICA IN LAVORO. SE NELLA GIRANTE LA PRESSIONE CONTINUA A DIMINUIRE SI AVRÀ UNA TURBINA A REAZIONE; SE INVECE RIMANE ALL'INCIRCA COSTANTE SI AVRÀ UNA TURBINA AD AZIONE.

VELOCITÀ RELATIVA

$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}$ → VELOCITÀ DI TRASCINAMENTO $\quad u = \omega r$ → VELOCITÀ TANGENZIALE DELLA GIRANTE

MEDIO



ESEMPI DI CONFIGURAZIONI DI TURBOMACCHINE

STADI DI TURBINA ASSIALE

$\vec{c}_1$: VELOCITÀ IN USCITA DAL DISTRIBUTORE ≡ VELOCITÀ IN INGRESSO ALLA GIRANTE

$\vec{w}_1$: È $\vec{c}_1$ MA VISTA DA UN OSSERVATORE SEDUTO SULLA GIRANTE

I TRIANGOLI DELLE VELOCITÀ SI CALCOLANO A CAVALLO DELLA GIRANTE, CIOÈ ALL'INGRESSO E ALL'USCITA.
IN USCITA DALLA PALETTATURA FISSA, $\vec{c}_1$ HA DIREZIONE TANGENTE ALLA LINEA DI INARCAMENTO DELLA PALETTATURA SUL BORDO DI USCITA (IL FLUSSO È IMPOSTO DALLA PALETTATURA).
LA PALETTATURA HA SEMPRE UN BORDO D'ATTACCO DOVE RICEVE IL FLUIDO E UN BORDO DI USCITA PIUTTOSTO AGUZZO PERCHÉ SI CERCA DI INDIRIZZARE IL FLUIDO IN UNA DIREZIONE PRECISA.
SAREBBE AUSPICABILE CHE $\vec{w}_1$ FOSSE DIRETTA COME LA TANGENTE ALLA LINEA DI INARCAMENTO NEL BORDO DI ATTACCO DELLA PALETTATURA DELLA GIRANTE.
LA PALETTATURA MOBILE IMPONE LA VELOCITÀ $\vec{w}_2$: IL FLUSSO, VISTO 'SEDUTI' SULLA GIRANTE, USCIRÀ SECONDO LA LINEA DI INARCAMENTO NEL BORDO DI USCITA.
SI HA UNA COMPONENTE DI $\vec{c}_1$ LUNGO L'ASSE (ORIZZONTALE) DELLA MACCHINA CHE DIPENDERÀ DALLA PORTATA: ESSENDO LA SEZIONE COSTANTE, LA COMPONENTE ASSIALE AUMENTA ALL'AUMENTARE DELLA PORTATA.

TURBOCOMPRESSORE ASSIALE

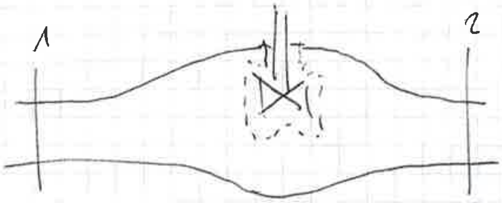
FLUIDI COMPRIMIBILI (= ARIA)

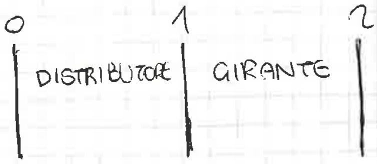
AL CONTRARIO DELLA TURBINA ASSIALE, NEL TURBOCOMPRESSORE ASSIALE SI HA PRIMA IL ROTORE E POI LO STATORE.
SI FORNISCE DEL LAVORO ALLA GIRANTE PER AUMENTARE LA PRESSIONE DEL FLUIDO MA SI POTREBBE AVERE UN AUMENTO DI ENERGIA CINETICA. PER OVVIARE A QUESTO PROBLEMA SI SAGOMANO OPPORTUNAMENTE I CANALI DEL DIFFUSORE.

TURBINA A GAS

IL GROSSO VANTAGGIO DI UNA TURBINA A GAS SI HA QUANDO PUÒ LAVORARE IN CONDIZIONI STAZIONARIE.
PER AVVIARLA È NECESSARIO UN MOTORE DI LANCIO CHE FA GIRARE IL COMPRESSORE E LA TURBINA FINO A PORTARLI A METÀ DELLA VELOCITÀ DI CROCIERA, POI SI ACCENDE IL MOTORE CHE PORTA LA VELOCITÀ DELLA TURBINA FINO AL SUO VALORE FINALE.
QUESTE MACCHINE NON SONO ADATTE AI TRANSITORI (AUTOMOBILI).
LA TURBINA PUÒ ESSERE DIVISA IN ZONA DI BASSA PRESSIONE E ZONA DI ALTA PRESSIONE.
CIÒ PUÒ ESSERE DOVUTO A: REGOLAZIONE, TENTATIVI DI ABBASSARE L'ENTALPIA, ECC...
IN QUESTO MODO LAVORANO AD ALTE TEMPERATURE SOLO I PRIMI DUE STADI DELLA GIRANTE (RISPARMIANDO SUGLI ALTRI STADI).

$M_a = \dot{m}\,(r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1})$





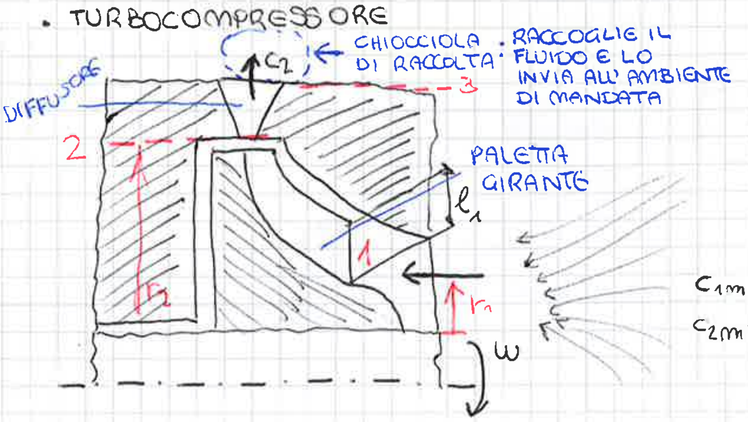
$-C = \dot{m}\,(r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1}) = \dot{m}\,(r_1 c_{u1} - r_2 c_{u2})$

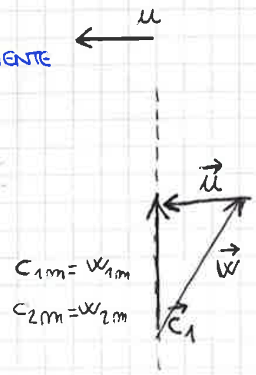
COPPIA SCAMBIATA TRA FLUIDO E PALETTATURE (TRASCURANDO GLI ATTRITI)

$P_i = \dot{m}\,(c_{u1} u_1 - c_{u2} u_2)$ ← HO MOLTIPLICATO PER ω

$L_i = \dfrac{P_i}{\dot{m}} = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}$

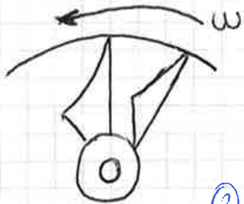
- TURBOCOMPRESSORE



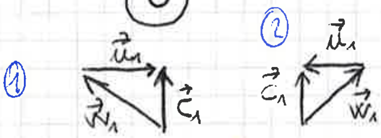


$u_2 > u_1 \quad (r_2 > r_1)$

$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}$ ALLORA LA TESTA DI $\vec{w}$ VA IN CODA AD $\vec{u}$ E LA TESTA DI $\vec{u}$ COINCIDE CON QUELLA DI $\vec{c}$



PER COME È FATTA IL RISVOLTO, NEL SECONDO CASO LA PALETTATURA RICEVE IL FLUIDO NEL MODO CORRETTO. GUARDANDO I RISVOLTI SI RIESCE A CAPIRE DA CHE PARTE GIRA LA MACCHINA.



$hp: \beta_2 = 90° \Rightarrow$ SE $\vec{u}_2$ È TANGENZIALE, $\vec{w}_2$ È RADIALE ($\equiv$ DIREZIONE MERIDIANA)

$\rho_2 A_2 c_{2m} = \rho_1 A_1 c_{1m}$ ← EQUAZIONE DI CONTINUITÀ

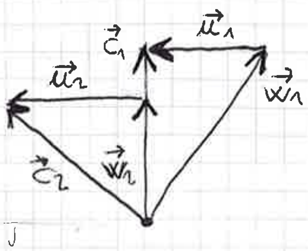
$\rho_2 A_2 c_{2m} = \rho_1 A_1 c_1$

$A_1 = \pi \cdot d_1 \cdot \ell_1 \cdot \xi_1$

$A_2 = \pi \cdot d_2 \cdot \ell_2 \cdot \xi_2$

$\xi = 0{,}96 \div 0{,}99$

COEFFICIENTE D'INGOMBRO (SI ELIMINA LO SPESSORE DELLE PALE DALL' AREA)



COMPRESSORE $\Rightarrow$ NELLA GIRANTE $\vec{c}$ E LA PRESSIONE AUMENTANO

$L_i = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}$

$c_{u1} = 0 \Rightarrow L_i = -u_2 c_{u2}$ ← $c_{u2} = c_2 \cdot \cos\alpha_2 > 0$

NON HA COMPONENTE TANGENZIALE

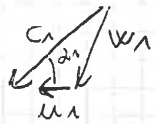
$L_i = u_2 c_{u2}$ ← MACCHINA MOTRICE

MACCHINA OPERATRICE ($L < 0$ PERCHÉ HO USATO LA CONVENZIONE DELLE MACCHINE MOTRICI)

$$i_1 - i_2 = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$$

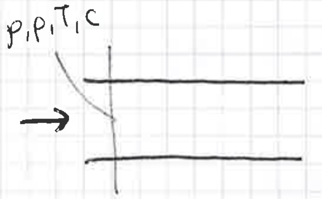
0 − 2 : TURBINA → CONVENZIONE MACCHINE MOTRICI

$$L_i = \underbrace{i_0 - i_2}_{} + \frac{c_0^2 - c_2^2}{2} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$$ ← FORMULA DI EULERO



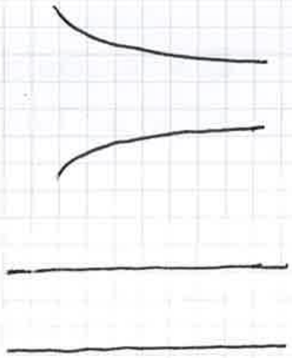
$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2 u_1 \overbrace{c_1 \cos\alpha_1}^{c_{u1}}$$ ← APPLICO IL TEOREMA DI CARNOT

UGELLI E DIFFUSORI



HP:
$A = cost.$
$L_w = 0$
$Q_e = 0$
$L_i = 0$
} ELEMENTI CHE PERTURBANO IL MOTO

A VARIABILE
$L_w = 0$
$Q_e = 0$ ⟹ ISOENTROPICA (ADIABATICA REVERSIBILE) $TdS = 0$
$L_i = 0$



FLUSSO DI FANNO

$A = cost.$
$Q_e = 0$
$L_w \neq 0$
$L_i = 0$

$TdS = \delta L_w$

FLUSSO DI RAYLEIGH

$A = cost.$
$L_w = 0$
$L_i = 0$
$Q_e \neq 0$

$TdS = \delta Q_e$

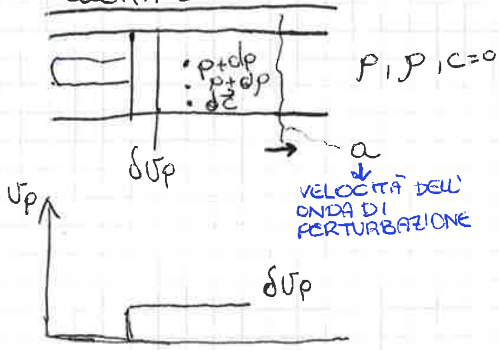
$$Q_e + L_i = \Delta i + \Delta E_c$$

$$i + \frac{c^2}{2} = cost.$$ ENTALPIA TOTALE O ENTALPIA DI STAGNAZIONE

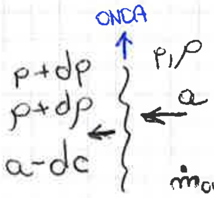
$$Q_e = \Delta i + \Delta E_c = \Delta i^0$$

$$i^0 = i + \frac{c^2}{2}$$

VELOCITÀ DEL SUONO



L'AVANZAMENTO DELLO STANTUFFO GENERA UN'ONDA CHE ATTRAVERSA IL FLUIDO PROGRESSIVAMENTE, PERTURBANDOLO.



$\dot m_{OUT} = \dot m_{IN}$ ← EQUAZIONE DI CONTINUITÀ SCRITTA RISPETTO AD UN SISTEMA DI RIFERIMENTO SOLIDALE CON L'ONDA CHE SI STA PROPAGANDO.

$$(\rho + d\rho) A (a - dc) = \rho A a$$

$$d\rho \cdot a - \rho dc = 0$$

SCRIVO LA QUANTITÀ DI MOTO → $(p+dp)A + \underbrace{(\rho + d\rho) A (a-dc)}_{\dot m = \rho A a}(a-dc) = pA + \rho A a \cdot a$

$$\cancel{pA} + dpA + \rho A a a - \rho A a dc = \cancel{pA} + \cancel{\rho A a a} \Rightarrow dp = \rho a dc$$

$$di = c_p dT = \frac{K}{K-1} RT$$

$$i = \frac{K}{K-1} RT + cost. = \frac{K}{K-1} p v + cost. = \frac{K}{K-1} \frac{p}{\rho} + cost.$$

ENTALPIA PER I GAS IDEALI

$$di = c_p dT + \frac{1-\beta T}{\rho} dp$$

PER FLUIDO QUALUNQUE

$$\beta = \frac{1}{v}\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p$$

ESPANSIVITÀ ISOBARA: INDICA COME VARIA IL VOLUME SPECIFICO AL VARIARE DELLA TEMPERATURA

DÀ INFORMAZIONI SUGLI EFFETTI TERMICI

$$a_s^2 = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s$$

→ INDICA COME VARIA LA PRESSIONE RISPETTO ALLA DENSITÀ MANTENENDO FISSA L'ENTROPIA (PROPRIETÀ ELASTICHE)

$$a_T^2 = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_T$$

PER GAS IDEALI: $pv = RT$

$$\beta = \frac{1}{v}\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p = \frac{1}{v} \frac{R\,dT}{p} = \frac{R}{pv} = \frac{1}{T}$$

$$di = c_p dT + \cancel{\frac{1-\frac{1}{T}\cdot T}{\rho} dp} = 0$$

$$i = \frac{K}{K-1} p v + cost.$$

GAS IDEALI

$$c^\circ = 0, \quad s^\circ = s$$

$$c_p T^\circ = c_p T + \frac{c^2}{2} \qquad c_p = \frac{K}{K-1} R$$

$$T^\circ = T + \frac{c^2}{2c_p} = T + \frac{K-1}{2} \cdot \frac{c^2}{KR}$$

$$\frac{T^\circ}{T} = 1 + \frac{K-1}{2} \cdot \frac{c^2}{KRT} = 1 + \frac{K-1}{2} \frac{c^2}{a_s^2} = 1 + \frac{K-1}{2} Ma^2$$

$$\frac{T^\circ}{T} = \left(\frac{p^\circ}{p}\right)^{\frac{K-1}{K}} \qquad \frac{p^\circ}{p} = \left(1 + \frac{K-1}{2} Ma^2\right)^{\frac{K}{K-1}}$$

$$\frac{p}{\rho^{\circ K}} = \frac{p}{\rho^K} \qquad \frac{\rho^\circ}{\rho} = \left(1 + \frac{K-1}{2} Ma^2\right)^{\frac{1}{K-1}}$$

LEGAMI TRA LE GRANDEZZE TOTALI E LE GRANDEZZE DELLA CORRENTE IN UN PUNTO.

ESSE SONO LEGATE TRA DI LORO ATTRAVERSO IL NUMERO DI MACH, CHE DIPENDE DALLO STATO ESTERNO.

p, ρ, T : GRANDEZZE STATICHE

$p^\circ, \rho^\circ, T^\circ$: GRANDEZZE TOTALI

VAPORE

$$\frac{p}{\rho^K} = cost.$$

$$\frac{K}{K-1} \frac{p^\circ}{\rho^\circ} = \frac{K}{K-1} \frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2}$$

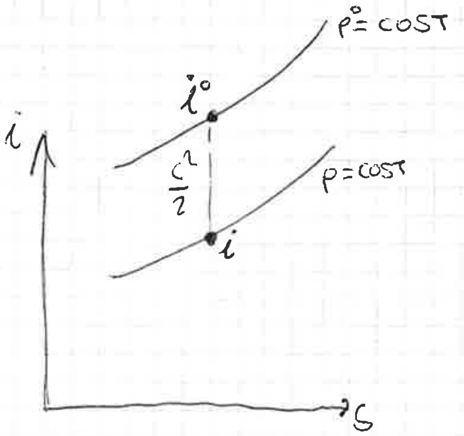
$$\frac{p}{\rho^K} = \frac{p^\circ}{\rho^{\circ K}}$$

$$a_s^2 = K \frac{p}{\rho}$$

$$i = \frac{K}{K-1} \frac{p}{\rho}$$

$$\frac{p^\circ}{p} = \left(1 + \frac{K-1}{2} Ma^2\right)^{\frac{K}{K-1}}$$

$$\frac{\rho^\circ}{\rho} = \left(1 + \frac{K-1}{2} Ma^2\right)^{\frac{1}{K-1}}$$



© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 21 di 96

$$\frac{dp}{\rho} = -c \cdot a_s^2\, dc$$

SOSTITUENDO QUESTA ESPRESSIONE NELLA (1) SI OTTIENE

$$\frac{dA}{A} + \frac{dc}{c} - \frac{c^2}{a_s^2} \cdot \frac{dc}{c} = 0 \rightarrow \frac{dA}{A} = (Ma^2 - 1)\frac{dc}{c}$$

$$c\,dc = -\frac{dp}{\rho}$$

$$\frac{dc}{c} = -\frac{dp}{\rho c^2} \underset{Ma=\frac{c}{a_s}}{=} -\frac{dp}{\rho a_s^2 Ma^2} \underset{a_s^2 = \frac{kp}{\rho}}{=} -\frac{dp}{\rho Ma^2 \cdot \frac{k \cdot p}{\rho}} = -\frac{dp}{p} \cdot \frac{1}{Ma^2 k}$$

$$\frac{dA}{A} = (Ma^2 - 1)\frac{dc}{c}$$

$$\frac{dA}{A} = \frac{1 - Ma^2}{k - Ma^2}\frac{dp}{p}$$

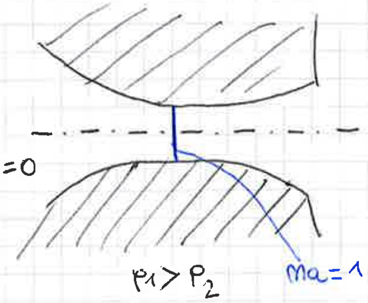
RELAZIONI DI HUGONIOT PER GLI UGELLI ED I DIFFUSORI

$$\frac{dA}{A} = (Ma^2 - 1)\frac{dc}{c} \quad (2)$$

$$c\,dc = -\frac{dp}{\rho} \quad (3)$$

$$c_p\, dT + c\,dc = 0$$

$$d\left(\frac{c^2}{2}\right) = c\,dc$$



$dc > 0$ $(dT < 0)$ $\quad dp < 0 \quad dA < 0$

$$Ma = \frac{c}{a_s} \qquad a_s = \sqrt{kRT}$$

$Ma < 1$: FLUSSO SUBSONICO

$Ma > 1$: FLUSSO SUPERSONICO

INIZIALMENTE, IL FLUIDO È FERMO ED HA PRESSIONE p_1. A CAUSA DEL Δp IL FLUIDO INIZIA AD ACCELERARE. SE IL FLUIDO È FERMO $Ma = 0$, QUINDI $Ma - 1 < 0$. DALLA (3) SI NOTA CHE ACCELERARE IL FLUIDO VUOL DIRE ESPANDERLO, QUINDI DALLA (2) IL CONDOTTO SI STA RESTRINGENDO (CONVERGENTE). SE ALL'INGRESSO IL FLUSSO AVESSE $Ma > 1$, CON UN CONDOTTO CONVERGENTE SI ANDREBBE A DECELERARLO E A COMPRIMERLO. PROCEDENDO LUNGO IL CONVERGENTE, LA VELOCITÀ AUMENTA PROGRESSIVAMENTE E

Ma AUMENTA SIA PERCHÈ c STA AUMENTANDO E SIA PERCHÈ LA VELOCITÀ DEL SUONO STA DIMINUENDO PERCHÈ DIMINUISCE LA TEMPERATURA.
NELLA SEZIONE RISTRETTA SI ARRIVA AD AVERE $Ma = 1$ (FLUSSO SONICO).
VOLENDO CONTINUARE AD AUMENTARE LA VELOCITÀ SI AVRÀ $Ma > 1$ $(dc > 0)$ IL CONDOTTO DEVE ESSERE DIVERGENTE $(dp < 0)$.

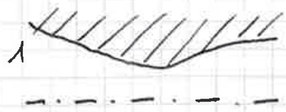
$dA = 0 <$ $Ma = 1$; $dc = 0$

$dc = 0$: SI RAGGIUNGE IL MASSIMA DELLA VELOCITÀ NELLA SEZIONE RISTRETTA

'COMPORTAMENTO DA TUBO DI VENTURI' : PRIMA IL FLUSSO È SUBSONICO E CONTINUA AD ESSERLO FINO ALLA SEZIONE RISTRETTA.
NELLA PARTE DIVERGENTE IL FLUSSO DECELERA E LA PRESSIONE RISALE.

$$v\,dp = -c\,dc$$

$$p = p_1\left(\frac{\rho}{\rho_1}\right)^k \quad \text{FLUSSO ISOENTROPICO}$$



$$\int_{c_1}^{c} c\,dc = -\int_{p_1}^{p} v\,dp$$

$$c_1 = 0$$

$$\int_0^c c\,dc = \frac{c^2}{2} \qquad \rho = \rho_1\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}}$$

$$\frac{c^2}{2} = -\int_{p_1}^{p} \frac{dp}{\rho} = -\int_{p_1}^{p} \frac{p_1^{1/k}}{\rho_1} \cdot p^{-1/k} \cdot dp$$

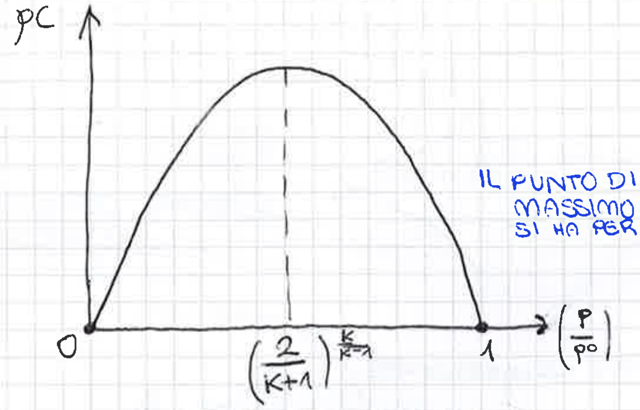
$$\rho c = \sqrt{\frac{2K}{K-1} p^o \rho^o \left[\left(\frac{p}{p^o}\right)^{\frac{2}{K}} - \left(\frac{p}{p^o}\right)^{\frac{K+1}{K}} \right]} \quad (3)$$

LA (3) SI OTTIENE MOLTIPLICANDO (1) E (2).

$$c = \sqrt{\frac{2K}{K-1} \frac{p^o}{\rho^o} \left[1 - \left(\frac{p}{p^o}\right)^{\frac{K-1}{K}} \right]} \quad (2)$$

$$\rho = \rho^o \left(\frac{p}{p^o}\right)^{\frac{1}{K}} \quad (1)$$

PER IL TEOREMA DI ROLLE SI HA UN MASSIMO TRA 0 E 1.
PER TROVARE IL MASSIMO:



$$\frac{d\,\rho c}{d\left(\frac{p}{p^o}\right)} = 0$$

IL PUNTO DI MASSIMO SI HA PER → $\frac{p_c^*}{p^o} = \left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{K}{K-1}}$

$K \in (1{,}135 \div 1{,}67) \Rightarrow \frac{p}{p^o} \simeq 0{,}5$

$p \in (0{,}487 \div 0{,}58)$

$$\rho_c = \rho^o \left(\frac{p}{p^o}\right)^{\frac{1}{K}} = \rho^o \left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{1}{K-1}} \quad (4)$$

ASCISSA DEL MASSIMO DELLA FUNZIONE ρc

$$c = \sqrt{\frac{2K}{K-1} \frac{p^o}{\rho^o} \left[1 - \left(\frac{p}{p^o}\right)^{\frac{K-1}{K}} \right]}$$

$$c = \sqrt{\frac{2K}{K-1} \frac{p^o}{\rho^o} \left[1 - \frac{2}{K+1} \right]} = \sqrt{\frac{2K}{\cancel{K-1}} \frac{p^o}{\rho^o} \left[\frac{\cancel{K-1}}{K+1} \right]} = \sqrt{\frac{2K}{K+1} \frac{p^o}{\rho^o}}$$

← HO SOSTITUITO (4) IN (2)

$$p_{c*} = p^o \left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{K}{K-1}}$$

$$\rho_{c*} = \rho^o \left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{1}{K-1}}$$

> SOSTITUISCO QUESTE EQUAZIONI NELLA FORMULA DI C

$$c_{c*} = \sqrt{\frac{2K}{K+1} \frac{p_{c*}}{\left(\frac{2K}{K+1}\right)^{\cancel{\frac{K}{K-1}}\,1}} \cdot \frac{(2/K+1)^{1/(K-1)}}{\rho_{c*}}} = \sqrt{\frac{2K}{K+1} \cdot \frac{K+1}{2} \cdot \frac{p_{c*}}{\rho_{c*}}} = \sqrt{K \cdot \frac{p_{c*}}{\rho_{c*}}} = a_s$$

$$A = \frac{\dot m}{\rho c} = \frac{\text{COST}}{\rho c}$$

PUNTO C^* = PUNTO C

QUANDO SI CERCA IL MASSIMO DI ρc SI STANNO CALCOLANDO LE CONDIZIONI IN CORRISPONDENZA DELLA SEZIONE MINIMA. QUINDI $c = a_s$.

$$\frac{T_c}{T^o} = \left(\frac{p_c}{p^o}\right)^{\frac{K-1}{K}} = \left[\left(\frac{2}{K+1}\right)^{\cancel{\frac{K}{K-1}}}\right]^{\cancel{\frac{K-1}{K}}} = \frac{2}{K+1} \rightarrow T_c = \frac{2}{K+1} T^o$$

FISSATO K, T_c/T_o, p_c/p_o, ρ_c/ρ_o SONO COSTANTI

$$Ma = \frac{c}{a_s} = \frac{\sqrt{\frac{2K}{K-1} p^o/\rho^o \left[1 - \left(\frac{p}{p^o}\right)^{\frac{K-1}{K}}\right]}}{\sqrt{K\, p/\rho}} = \sqrt{\frac{2}{K-1} \left[\left(\frac{p^o}{p}\right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right]}$$

$a_s = \sqrt{KRT} = \sqrt{K p/\rho}$

$\frac{p}{\rho^K} = \frac{p^o}{\rho^{oK}}$

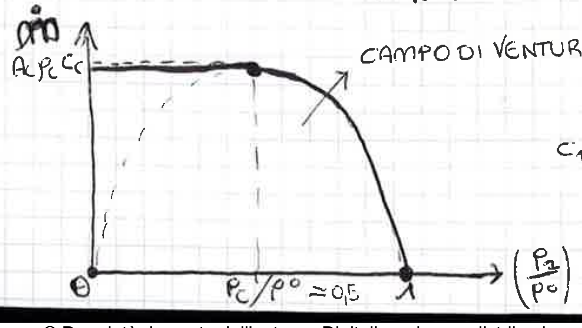
$$\frac{p_c}{p^o} = \left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{K}{K-1}} \Longrightarrow Ma = 1$$

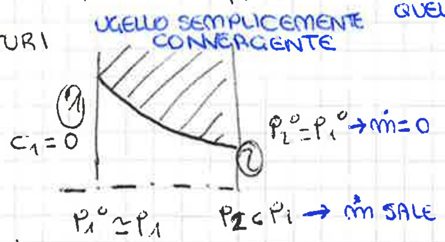
$$\dot m = \rho A c = A \cdot \sqrt{\frac{2K}{K-1} \rho^o p^o \left[\left(\frac{p}{p^o}\right)^{\frac{2}{K}} - \left(\frac{p}{p^o}\right)^{\frac{K+1}{K}} \right]}$$

$\frac{p^o}{p_2}$: RAPPORTO DI ESPANSIONE

$$\dot m = \rho_u A_u c_u = A_u \cdot \sqrt{\frac{2K}{K-1} \rho^o p^o \left[\left(\frac{p_2}{p^o}\right)^{2/K} - \left(\frac{p_2}{p^o}\right)^{\frac{K+1}{K}} \right]}$$

$u = 2$ PERCHÈ SI SUPPONE CHE NELLA SEZIONE DI USCITA u DELL'UGELLO SI ABBIA UNA PRESSIONE PARI A QUELLA DELL'AMBIENTE DI VALLE.



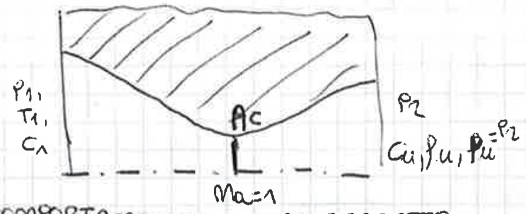


QUANDO $p_2 < p^o$ IL FLUIDO ACCELERA E SI ARRIVA A UN MASSIMO (CAMPO DI VENTURI)
SE $p_2 < 0{,}5$ LA PORTATA RIMANE ALLO STESSO VALORE

$$A_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1 C_1}$$

$$C_u = \sqrt{k \frac{P_u}{\rho_u}}$$

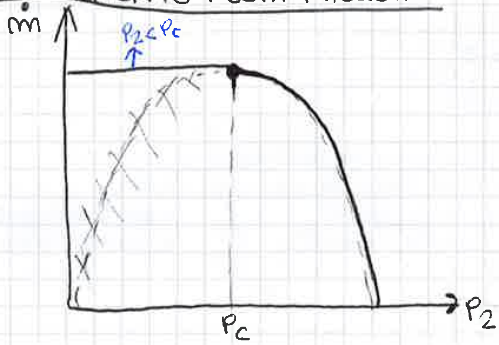
(c) $\frac{P_2}{P_1^0} < \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$ UGELLO CONVERGENTE-DIVERGENTE (DE LAVAL)



$$\dot{m} = A_u \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} P_1^0 \rho_1^0 \left[\left(\frac{P_2}{P_1^0}\right)^{2/k} - \left(\frac{P_2}{P_1^0}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} \rightarrow \text{RICAVO } A_u$$

$$\dot{m} = A_c \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} P_1^0 \rho_1^0} \longrightarrow \text{RICAVO } A_c$$

COMPORTAMENTO FUORI PROGETTO

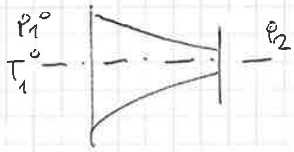


CASO (a)

$P_1^0 = \text{COST.}$

$T_1^0 = \text{COST.}$

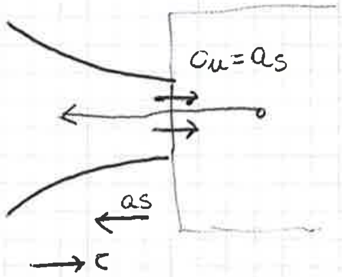
$$\dot{m} = \frac{P_1^0}{\sqrt{P_1^0/\rho_1^0}} A_u \sqrt{\frac{2k}{k-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1^0}\right)^{2/k} - \left(\frac{P_2}{P_1^0}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}$$



$\dot{m} = \rho_C A_u$ FISSATA

$P_2 = P_1^0 \rightarrow \frac{P_2}{P_1^0} = 1 \longrightarrow \dot{m} = 0 \rightarrow C = 0$

DIMINUENDO LA PRESSIONE DI VALLE SI INIZIA A VEDERE UNA PORTATA CHE SALE.
NELLA SEZIONE RISTRETTA SI RAGGIUNGE LA CONDIZIONE SONICA.
SE SI VOLESSE ABBASSARE ANCORA P_2 RISPETTO A P_C BISOGNEREBBE AVERE UNA PARTE DIVERGENTE. $\left(\frac{P_2}{P_1^0} < 0{,}5\right)$
QUANDO $P_2 < P_C$ LA PORTATA SI MANTIENE COSTANTE E NON DIPENDE DALLE CONDIZIONI DI VALLE.

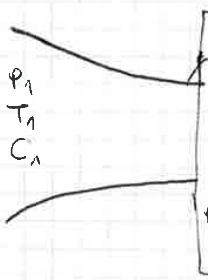


$P_2 = P_C$
$\downarrow$
$P_2 = (P_C - \Delta p)$

VELOCITÀ CON CUI L'ONDA RISALE IL CONDOTTO

$\lambda = c - a_s$ SE $c = a_s \Rightarrow \lambda = 0$

L'ONDA NON RIESCE PIÙ A RISALIRE IL CONDOTTO, QUINDI L'UGELLO NON SI ACCORGE DEI CAMBIAMENTI CHE CI SONO NELL'AMBIENTE DI VALLE.



$P_2 < P_C$

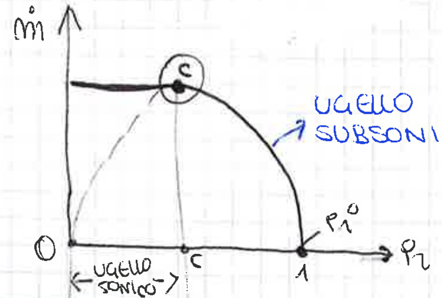
$$P_C = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \cdot P_1^0$$

$P_u \neq P_2$ $P_u = P_C > P_2$

$P_1 \rightarrow P_C$: ISOENTROPICA
FUORI UGELLO : NON ISOENTROPICA

ONDE DI ESPANSIONE LIBERE
$\downarrow$
SONO FENOMENI NON UNIDIMENSIONALI E NON ISOENTROPICI.
IL FLUIDO SI COMPRIME E SI ESPANDE ALTERNATIVAMENTE MA L'EFFETTO MEDIO FINALE È QUELLO DI UN'ESPANSIONE

(b) UGELLO SEMPLICEMENTE CONVERGENTE ADATTATO ($P_u = P_2$)



$\overline{1C}$ (ESTREMI COMPRESI): UGELLO ADATTATO
$\overline{1C}$ (ESCLUSO C): UGELLO SUBSONICO
$\overline{0C}$ (INCLUSO C): UGELLO SONICO
$\overline{0C}$ (ESTREMI NON COMPRESI): ONDE DI ESPANSIONE LIBERE
$\downarrow$
SONO AL DI FUORI DELL'UGELLO

GAS QUASI PERFETTI

$c_p(T),\ c_v(T)$ $\qquad c_p - c_v = R = \frac{\mathcal{R}}{m}$

$c_p = c_{p_0} + D(T - T_0)$

$c_v = c_{v_0} + D(T - T_0)$ $\longrightarrow c_p - c_v = c_{p_0} - c_{v_0} = R$

c_p E c_v CRESCONO NELLO STESSO MODO CON LA TEMPERATURA.

$c_v = \frac{\ell}{2} R$

ℓ: GRADI DI LIBERTÀ DELLA MOLECOLA < GDL DEL CORPO RIGIDO / GDL VIBRAZIONALI

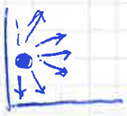
$c_p = \frac{\ell + 2}{2} R$ $\qquad \ell \leq 3n \rightarrow$ ATOMI CHE FORMANO LA MOLECOLA

SI IPOTIZZA CHE GLI ATOMI DELLA MOLECOLA SIANO LEGATI DA UNA MOLLA. SI AVRANNO 3 GDL DEL BARICENTRO, 3 ROTAZIONI INTORNO AGLI ASSI PIÙ 1 GDL VIBRAZIONALE. ALL'AUMENTARE DI T ENTRANO IN GIOCO GLI ALTRI GDL.

$\frac{pv}{RT} = z(p,T)$ FATTORE DI COMPRIMIBILITÀ (SI RICAVA DA ESPRESSIONE DEL VIRIALE) < $=1 \rightarrow$ GAS PERFETTO / $\neq 1 \rightarrow$ ALTRI MODELLI

$\left(p + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT$ $\qquad$ EQUAZIONE DI VAN DER WAALS

(b: COVOLUME)



DIMINUENDO LA TEMPERATURA E AUMENTANDO LA PRESSIONE IL GAS PUÒ NON ESSERE CONSIDERATO PERFETTO PERCHÉ NON SONO PIÙ TRASCURABILI I POTENZIALI DI INTERAZIONE TRA LE MOLECOLE.

$m_{APP} = \frac{m}{1 + \alpha(d - 1)}$ $\qquad d$: NUMERO DI PARTICELLE CHE RISULTANO DA OGNI CONNESSIONE

$\alpha = \frac{N_{DISS}}{N}$

QUANDO LA TEMPERATURA È MOLTO ALTA LE MOLECOLE COZZANO TRA DI LORO E SI SPACCANO PERCHÉ L'ENERGIA È MOLTO ALTA.

$$\frac{m}{1 + \frac{N_{DISS}}{N}(d-1)} = \frac{N \cdot m}{N + N_{DISS}(d-1)} = \frac{m}{N + N_{DISS}(d-1)}$$

SE $d > 1$ È COME SE LE MOLECOLE AUMENTASSERO E QUINDI LA MASSA APPARENTE DEL GAS DIMINUIREBBE.

$1 + \alpha(d-1) = i$: COEFFICIENTE DI VAN'T HOFF

$pV = RT$ $\qquad R = \frac{\mathcal{R}}{m_{APP}}$ $\qquad \alpha = \alpha(p, T)$

$Tds = di - v\,dp$ $\qquad Tds = c\,dT$

- TRASFORMAZIONE POLITROPICA
- GAS PERFETTO

$c\,dT = c_p\,dT - v\,dp$

$(c - c_p)\,dT = -v\,dp$

$pv = RT$

$v\,dp + p\,dv = R\,dT$ $\qquad dT = \frac{v\,dp + p\,dv}{\underbrace{c_p - c_v}_{R}}$

$$\frac{p\,dv + v\,dp}{c_p - c_v}(c - c_p) = -v\,dp$$

$$\frac{c - c_p}{c_p - c_v} \cdot p\,dv + \left(\frac{c - c_p}{c_p - c_v} + 1\right) v\,dp = 0$$

$$\frac{c - c_p}{\cancel{c_p - c_v}} \cdot p\,dv + \frac{c - c_v}{\cancel{c_p - c_v}} \cdot v\,dp = 0$$

$$\frac{c - c_p}{c - c_v} \cdot p\,dv + v\,dp = 0$$

DIVIDO PER pv:

$$\frac{c - c_p}{c - c_v} \frac{dv}{v} + \frac{dp}{p} = 0 \qquad \frac{c_p - c}{c_v - c} = m$$

$$\ln v^m + \ln p^m = \text{cost} \longrightarrow pv^m = \text{cost}$$

$p_1 V_1 = m_1 R T_1$

$pV = mRT$

$(c_v T + pv) = i = c_p T$

$$\frac{1}{k-1} p_2 V_2 - \frac{1}{k-1} p_1 V_1 = m c_v T + mRT = m c_p T$$

$$m \cdot T = \frac{1}{k-1}\left(p_2 V_2 - p_1 V_1\right)$$

$$m = \frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{c_p \cdot T (k-1)} = \frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{kRT}$$

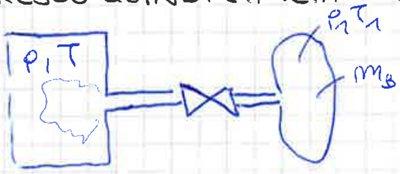
$V_2 = V_1 = V_B = 5\ \ell$

$$m = \frac{(p_2 - p_1) V_B}{kRT} = 0{,}639\ \text{Kg}$$

$$m_1 = \frac{p_1}{RT_1} V_B = 5{,}31 \cdot 10^{-3}\ \text{Kg}$$

$m_2 = m_1 + m = 0{,}645\ \text{Kg}$

$$T_2 = \frac{p_2 V}{m_2 R} \simeq 405\ K$$ ABBIAMO COMPRESSO QUINDI LA TEMPERATURA È AUMENTATA



$t = t_1 \quad m_B = m_1$

$t = t_2 \quad m_B = m_2$

• RISOLTO CON CRITERIO EULERIANO

$$\dot{Q}_e + \dot{\mathcal{L}}_i = \frac{\partial \mathcal{E}}{\partial t} + \dot{\mathcal{E}}_\ell$$

VOLUME BOMBOLA

$$\mathcal{E} = \int_{V_c} \left(U + \frac{c^2}{2} + gz\right) \rho \, dV_c$$

$$\dot{\mathcal{E}}_\ell = \oint_{A_c} \left(i + \frac{c^2}{2} + gz\right) \cdot \rho (\vec{c} \cdot \vec{n}) dA$$

$$\frac{\partial m_B}{\partial t} = \dot{m}_{IN} - \underbrace{\cancel{\dot{m}_{OUT}}}_{=0} = \dot{m}_{IN}$$

$\dot{Q}_e dt = 0$ SCAMBIO TERMICO TRASCURABILE

$\mathcal{L}_i = \int \dot{\mathcal{L}}_i dt = 0$ NON CI SONO ORGANI CHE DANNO LAVORO TECNICO

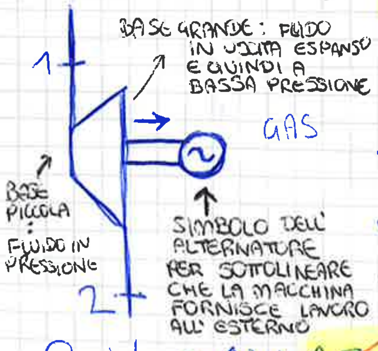
$m_2 U_2 - m_1 U_1 - m c_p T = 0$

L' ENTALPIA TOTALE SI CONSERVA

$$c_p T = c_p T_{IN} + \frac{c_{IN}^2}{2}$$

$\underbrace{Q_e}_{=0} + \underbrace{\cancel{L_i}}_{=0} = \Delta i + \Delta E_c = 0 \rightarrow i^\circ = \text{cost.}$

Es 2



TURBINA

$\dot{m} = 3\ \text{Kg/s}$ → UNICO VALORE ⇓ MOTO STAZIONARIO

$p_1 = 10\ \text{bar}$

$T_1 = 500°C$

$p_2 = 1\ \text{bar}$

$pv^m = \text{cost.} \quad (m = 1{,}5)$

LAVORO SCAMBIATO TRA IL FLUIDO E LE PALE

$L_w = 62\ \text{KJ/Kg}$

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

$\dot{Q}_e\ ?$

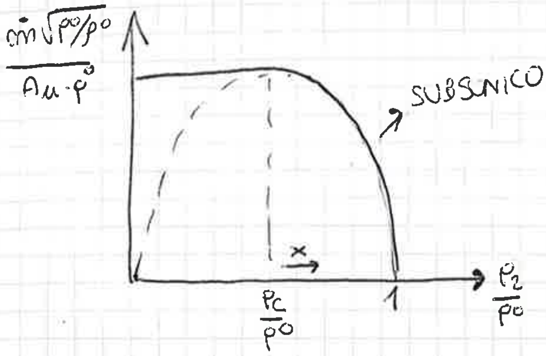
Hp: ENERGIE CINETICHE TRASCURABILI ALL' INGRESSO E ALL' USCITA

$Q_e + L_i = \Delta i + \underbrace{\cancel{\Delta E_c}}_{=0}$

$Q_e + L_i = c_p (T_2 - T_1)$

$$pv^m = \text{cost} \rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}} \Rightarrow T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}} = 358{,}8\ K$$

$T dS = \delta Q_e + \delta L_w$



IL TRATTO SUBSONICO SI PUÒ APPROSSIMARE CON UN'ELLISSE:

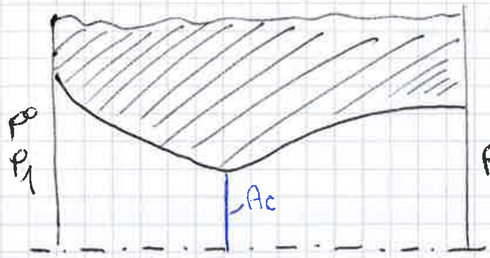
$$\frac{x^2}{a^2}+\frac{y^2}{b^2}=1$$

$$\left[\frac{\frac{\dot m\sqrt{p^o/\rho^o}}{A_u p^o}}{\sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}}\right]^2 + \frac{\left(\frac{p_2}{p^o}-\frac{p_c}{p^o}\right)^2}{\left(1-\frac{p_c}{p^o}\right)^2}=1$$

$$\dot m = \frac{p^o A_u}{\sqrt{p^o/\rho^o}}\sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$$

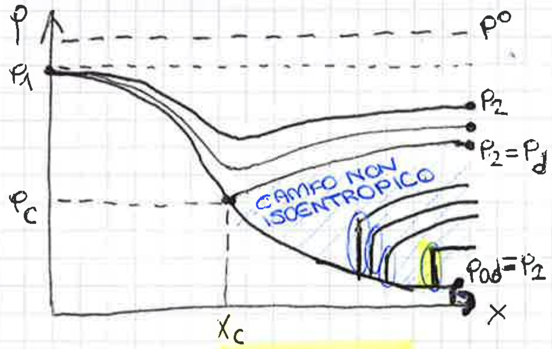
$$\left(\frac{\dot m}{\dot m_c}\right)^2+\left(\frac{p_2-p_c}{p^o-p_c}\right)^2=1$$

UGELLO DE LAVAL



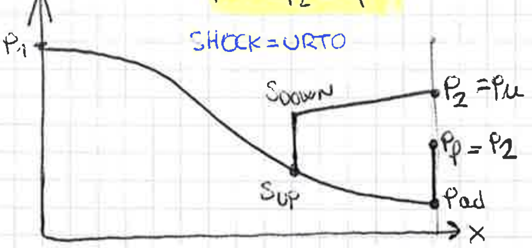
LA PRESSIONE DI ADATTAMENTO p_{ad} PER L'UGELLO CORRISPONDE AD AVERE UN FLUSSO ISOENTROPICO SU TUTTO L'UGELLO.
NELLA SEZIONE RISTRETTA SI AVRÀ UN MASSIMO DELLA VELOCITÀ (A CUI CORRISPONDE UN MINIMO DI PRESSIONE).
LA CURVA PER CUI $P_2=P_d$ (PRESSIONE DISCRIMINANTE) DELIMITA 2 ZONE: AL DI SOPRA DI ESSA SI HA IL COMPORTAMENTO DA TUBO DI VENTURI.
ABBASSANDO P_2 AL DI SOTTO DI P_d LA PORTATA COMUNQUE NON CAMBIA.

[...]



IL SEGMENTO VERTICALE È UNA DISCONTINUITÀ NELLA PRESSIONE E SI PARLA DI URTO RETTO PERCHÉ AVVIENE IN CORRISPONDENZA DI UN'UNICA ASCISSA E NON È UNA TRASFORMAZIONE ISOENTROPICA.
NEGLI URTI RETTI LA SUPERFICIE DI DISCONTINUITÀ È NORMALE ALLA VELOCITÀ NELL'INGRESSO DI QUESTA SUPERFICIE.

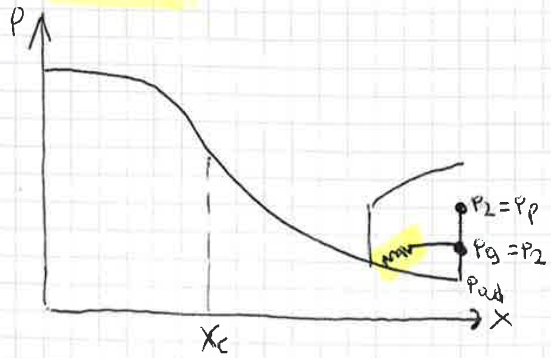
$p_{ad} < p_2 < p_l$



$$\begin{cases} \rho_{s,up}\cdot c_{s,up} = \rho_{s,down}\cdot c_{s,down} \longleftrightarrow \rho c = cost \text{ (MASSA COSTANTE)} \\ p_{s,up} + \rho_{s,up} c_{s,up}^2 = p_{s,down} + c_{s,down}^2 \rho_{s,down} \longleftrightarrow p+\rho c^2 = cost \text{ (QUANTITÀ DI MOTO COSTANTE)} \\ c_p T_{s,up} + \frac{c_{s,up}^2}{2} = c_p T_{s,down} + \frac{c_{s,down}^2}{2} \longleftrightarrow i^o = cost \text{ (CONSERVAZIONE DELL'ENERGIA)} \end{cases}$$

RELAZIONI DI RANKINE-HUGONIOT PER GLI URTI

$p_2 < p_l$



PER $P_2=P_l$ SI HA L'URTO NELLA SEZIONE DI USCITA. QUINDI, IL FLUSSO È ISOENTROPICO LUNGO TUTTO L'UGELLO E POI SI ADEGUA ISTANTANEAMENTE ALLA PRESSIONE ESTERNA NELLA SEZIONE FINALE.
PER $P_2=P_g<P_l$ SI HA UN URTO OBLIQUO CHE È 'SPALMATO' SU PIÙ X E QUINDI SI HA UN ANGOLO DIVERSO DA 90° TRA LA VELOCITÀ E LA SUPERFICIE DI DISCONTINUITÀ.

[...]

QUANDO SI HANNO PRESSIONI LEGGERMENTE SUPERIORI A P_{ad}, L'URTO OBLIQUO INIZIA ALL'INTERNO E TERMINA ALL'ESTERNO. QUINDI IL FLUSSO NON È PIÙ GUIDATO E SI PARLA DI ONDE DI COMPRESSIONE LIBERA.

A VALLE DI UN URTO RETTO SI HA SEMPRE UN FLUSSO SUBSONICO QUINDI SI HA UN FORTE AUMENTO DI PRESSIONE E IL FLUSSO DA SUPERSONICO IN INGRESSO DIVENTA SUBSONICO.

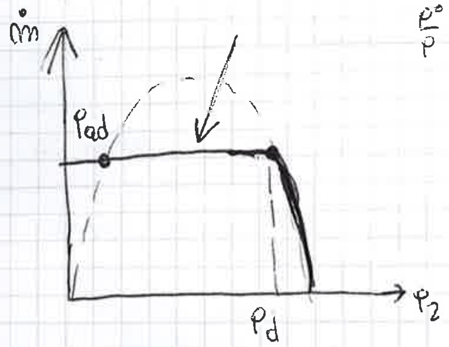
$$\dot{m} = A_c \frac{p^o}{\sqrt{p^o/\rho^o}} \cdot \sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$$

DAL PUNTO DI VISTA DELLA SEZIONE RISTRETTA (SI PUÒ USARE SEMPRE)

$$\frac{p_c}{p^o} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$\dot{m} = A_u \frac{p^o}{\sqrt{p^o/\rho^o}} \sqrt{\frac{2k}{k-1}\left[\left(\frac{p_2}{p^o}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p^o}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}$$

DAL PUNTO DI VISTA DELLA SEZIONE DI USCITA (SI PUÒ USARE SONO NEL CASO ISOENTROPICO)



$\frac{p^o}{\rho} = RT^o$

$$\frac{\dot{m}\sqrt{RT^o}}{p^o \cdot A_u} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{2k}} = \left(\frac{p}{p^o}\right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{1 - \left(\frac{p}{p^o}\right)^{\frac{k-1}{k}}}$$

$$\left(\frac{p}{p^o}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T}{T^o} \qquad \left(\frac{p}{p^o}\right)^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{T}{T^o}\right)^{\frac{1}{k-1}}$$

$$\frac{\dot{m}\sqrt{RT^o}}{p^o A_u} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{2k}} = \sqrt{1 - \frac{T}{T^o}} \cdot \left(\frac{T}{T^o}\right)^{\frac{1}{k-1}}$$

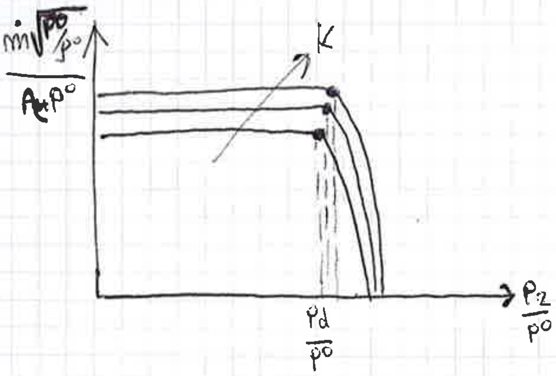
$$\left(1 - \frac{T}{T^o}\right) = \left(\frac{\dot{m}\sqrt{RT^o}}{p^o A_u}\right)^2 \frac{k-1}{2k} \cdot \left(\frac{T}{T^o}\right)^{-\frac{2}{k-1}}$$

ITERAZIONE SUBSONICA ↓

SI PUÒ PARTIRE DA UNA TEMPERATURA QUALUNQUE E SI CONVERGERÀ SEMPRE A T_d E QUINDI p_d

$$\frac{T}{T^o} = \left[\left[\frac{\dot{m}\sqrt{RT^o}}{p^o \cdot A_u} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{2k}}\right] \cdot \left(1 - \frac{T}{T^o}\right)^{-1}\right]^{\frac{k-1}{2}}$$

ITERAZIONE SUPERSONICA : SI ANDRÀ SEMPRE A CONVERGERE SULLA T_{ad} E SULLA p_{ad}.



IL RAPPORTO $\frac{p_d}{p^o}$ AUMENTA ALL'AUMENTARE DI K.

RELAZIONI DI RANKINE – HUGONIOT PER GLI URTI RETTI

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{2k}{k+1} Ma_1^2 - \frac{k-1}{k+1}$$

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{2k}{k+1}\frac{1}{Ma_1^2} - \frac{k-1}{k+1}$$

IN FUNZIONE DEL NUMERO DI MACH DI MONTE SI RIESCONO A ESPRIMERE TUTTE LE PROPRIETÀ A VALLE DELL'URTO, CONOSCENDO LE GRANDEZZE DI MONTE.

$$Ma_2^2 = \frac{Ma_1^2 + \frac{2}{k-1}}{\frac{2k}{k-1}Ma_1^2 - 1} < 1 \rightarrow Ma_1^2 + \frac{2}{k-1} < \frac{2k}{k-1}Ma_1^2 - 1 ; \; +1 + \frac{2}{k-1} < \frac{2k-k+1}{k-1}Ma_1^2 \longrightarrow$$

HO FLUSSO SONICO DOPO L'URTO

$$\rightarrow \cancel{\frac{k+1}{k-1}} < \cancel{\frac{k+1}{k-1}} Ma_1^2 \Longrightarrow Ma_1^2 > 1$$

>0

HO L'URTO SOLO CON FLUSSO SUPERSONICO (SOLO PER URTI RETTI)

QUESTE RELAZIONI VALGONO PER GLI URTI OBLIQUI SE SI CONSIDERANO LE COMPONENTI NORMALI DEL MACH ALLA SUPERFICIE D'URTO.

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{1 - \frac{k+1}{k-1}\frac{\rho_2}{\rho_1}}{\frac{\rho_2}{\rho_1} - \frac{k+1}{k-1}}$$

RELAZIONE ALGEBRICA DI HUGONIOT PER GLI URTI

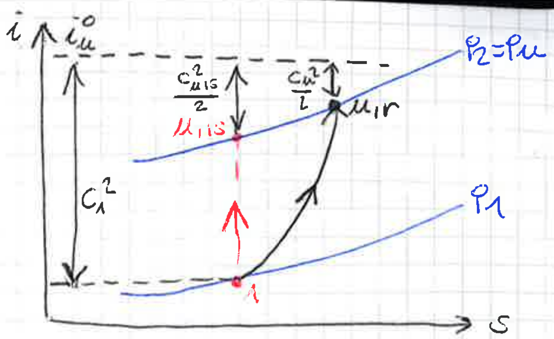
$$\frac{dA}{A} = (Ma^2 - 1)\frac{dc}{c}$$

RELAZIONE DIFFERENZIALE DI HUGONIOT

PER UN DIFFUSORE SI AVRÀ

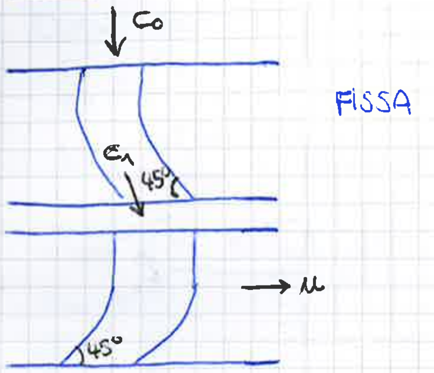
$$\eta_{DIFFUSORE} = \frac{\Delta i_s}{\Delta i} = \frac{i_{u,s} - i_1}{i_{u,r} - i_1}$$

SE SI VOLESSE USCIRE DAL DIFFUSORE CON $\frac{c_u^2}{2}$ BISOGNEREBBE COMPRIMERE ISOENTROPICAMENTE A $P'_{2is} > P_{2is}$ (GLI ATTRITI DISSIPANO dE_c)



ESERCITAZIONE 2

Es. 1



TURBOMACCHINA ASSIALE, $\rho = cost.$ (H_2O)

$d_m = 0,5\ m$

$l = cost.$ (ALTEZZA PALETTATURA)

$\omega = 240\ rad/s$

$c_0 = 50\ m/s$ (ASSIALE)

TRIANGOLI DELLE VELOCITÀ ?

L_i ?

MACCHINA MOTRICE O OPERATRICE ?

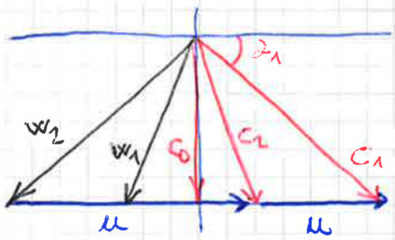
ω CHE FA DIVENTARE LA MACCHINA OPERATRICE ?

w_2: LEGATA ALLA PRESSIONE; ALLONTANA DALL' ASSE E SI HA ESPANSIONE

$\dot{m} = \xi \pi d l \rho c_{ASS}$ $\quad c_{ASS} = COST.$ (SECONDO LE IPOTESI DEL PROBLEMA)

$c_{ASS} = COST. = c_0$ $\quad$ SU TUTTO LO STADIO

$u = \omega \cdot \frac{d}{2} = 60\ m/s$



$|\vec{c}_1| = |\vec{w}_2|$
$|\vec{c}_2| = |\vec{w}_1|$ } PER RAGIONI DI SIMMETRIA

$c_1 = \frac{c_0}{sen\,\alpha_1} = 70,71\ \frac{m}{s}$

$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u} \Rightarrow w_{u1} = c_1 \cos\alpha - |\vec{u}| = -10\ m/s$

$w_1 = \sqrt{w_{1,u}^2 + w_{1,a}^2} = \sqrt{w_{1,u}^2 + c_0^2} \simeq 51\ m/s$

$180° - \beta_1 = arcsen(c_0/w_1) \Rightarrow \beta_1 = 101,3°$

$|\vec{w}_2| = |\vec{c}_1| = 70,71\ m/s$

$|\vec{c}_2| = |\vec{w}_1| = 51\ m/s$

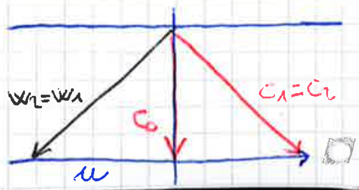
$\alpha_2 = arcsen(c_0/c_2) = 78,69° = 180° - \beta_1$

$L_i = u_1 c_{u,1} - u_2 c_{u,2} = u(c_{u,1} - c_{u,2}) = 60(50 - 10) = 2400\ J/Kg$

↳ CONVENZIONE DELLE MACCHINE MOTRICI.
SE $L_i > 0$ È LAVORO DATO DAL FLUIDO ALLA PALETTATURA

PER DETERMINARE LA ω CHE FA DIVENTARE LA MACCHINA OPERATRICE SI CONSIDERA CHE c_0 È FISSATA E LA GEOMETRIA DEL SISTEMA ANCHE.

$L_i = u(c_{u,1} - c_{u,2}) = 0$
↓
$\omega d \cdot \frac{d}{2} = 100\ m/s \Rightarrow \omega d = 400\ rad/s$



PER L'EQUAZIONE DI BERNOULLI:

$dL_i = v\,dp + dL_w + dE_c \rightarrow dL_w + dE_c = 0$ (SI È DISSIPATA ENERGIA CINETICA SALE T, SCENDE C)

dL_w: ENERGIA CHE ALIMENTA I VORTICI CHE SI FORMANO NEL BRUSCO ALLARGAMENTO

$\rightarrow$ VALE ANCORA $c_p T + \frac{c^2}{2} = cost$

SUPPONENDO $i_a = i_b$ SI HA $T_a = T_b$

$A \rho_a c_a = A \rho_b c_b$

$\frac{p_a}{RT_a} \cancel{A} \cdot c_a = \frac{p_b}{RT_b} \cdot \cancel{A} \cdot c_b \Rightarrow c_b = c_a \frac{p_a}{p_b}$ (IN REALTÀ $T_b < T_a$ PERCHÈ SE $i^\circ = cost$ SI DEVE AVERE $T_b < T_a$)

UGELLO ADATTATO $\rightarrow p_2 = p_u$

$\frac{p_2}{p_1^\circ} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = 0{,}528 \rightarrow$ UGELLO CRITICO

$p_1^\circ = \frac{p_2}{0{,}528} = 189{,}39$ kPa

$c_u = \sqrt{R^* k T_u}$ DOVE $T_u = T_{CR}$ CON $\frac{T_{CR}}{T_1^\circ} = \frac{2}{k+1} \rightarrow T_u = \frac{2}{k+1} T_1^\circ = 416{,}7$ K

$T_0 = T_0^\circ$!

$c_u = 409{,}2$ m/s

$\dot m = \frac{p_u}{RT_u} A_u c_u = \frac{p_2}{RT_u} A_u c_u = 17{,}10$ kg/s

$\dot m = \frac{p_1}{\sqrt{RT_0}} A_u \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \rightarrow$ AUMENTO p_1° PER AVERE $\dot m_{max}$ FINO A p_0.

IMPIANTI MOTORE

COL TERMINE IMPIANTO SI INTENDE UN COMPLESSO DI MACCHINE DESTINATO A TRASFORMARE IN LAVORO MECCANICO L' ENERGIA CINETICA, TERMICA O POTENZIALE POSSEDUTA DA UN FLUIDO.

$\eta = \frac{L}{Q_1}$ L: LAVORO SVILUPPATO DURANTE IL CICLO; Q_1: CALORE FORNITO AL FLUIDO LUNGO IL CICLO

η: RENDIMENTO DEL CICLO

$L = Q_1 - Q_2$ RELAZIONE DI MAYER; Q_2: CALORE COMPLESSIVAMENTE CEDUTO DAL FLUIDO

$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$

$\eta_u = \frac{L_u}{Q_1}$ RENDIMENTO UTILE (ALL' UTILIZZATORE) DEL CICLO

$L_u = L_i^{=L} - L_{ATTR} - L_{ACCESSORI}$ ACCESSORI: SONO QUEGLI ORGANI DELL' IMPIANTO CHE NON SCAMBIANO DIRETTAMENTE LAVORO CON IL FLUIDO MOTORE MA SONO COMUNQUE UTILI ALL' IMPIANTO (ES. POMPA DI LUBRIFICAZIONE).

$\eta_o = \frac{L_u}{L}$ RENDIMENTO ORGANICO (USATO PER UN IMPIANTO)

$\eta_m \geq \eta_o$ RENDIMENTO MECCANICO (USATO PER UNA SINGOLA MACCHINA) $\rightarrow$ RISPETTO A η_o, AL NUMERATORE SI USA IL LAVORO DETRATTO DEGLI ATTRITI E DEL LAVORO DEGLI ACCESSORI COMANDATI DIRETTAMENTE DALL' ALBERO MOTORE.

$\eta_b = \frac{\dot Q_i}{\dot m_b H_i}$ $\dot Q_i$: POTENZA TERMICA TRASFERITA AL FLUIDO; $\dot m_b$: PORTATA COMBUSTIB.; H_i: POTERE CALORIFERO DEL COMBUSTIBILE

$kg/s \cdot MJ/kg = MW$

$\eta_{gl} = \frac{P_u}{\dot m_b H_i} = \frac{P_u}{P_i} \cdot \frac{P_i}{\dot Q_1} \cdot \frac{\dot Q_1}{\dot m_b H_i} = \eta_o \cdot \eta \cdot \eta_b = \eta_u \cdot \eta_b$ RENDIMENTO GLOBALE

η_b: RENDIMENTO TERMICO (O DI COMBUSTIONE)

$\eta_i = \frac{\eta}{\eta_{lim}}$ RENDIMENTO INTERNO; η $\rightarrow$ RENDIMENTO DEL CICLO; η_{lim} $\rightarrow$ RENDIMENTO DEL CICLO LIMITE

IL CICLO LIMITE È UN CICLO IN CUI IL FLUIDO MOTORE È UN GAS CON PROPRIETÀ REALI: GLI ATTRITI CONTINUANO A NON ESSERCI MA c_p E c_v SONO FUNZIONE DELLA T, SI TIENE CONTO DELLA COMBUSTIONE, ECC...

FASE DI COMPRESSIONE, CHE RICHIEDE UN LAVORO DI COMPRESSIONE MOLTO BASSO MENTRE IN TURBINA SI USA INVECE UN VAPORE CHE DÀ UN LAVORO DECISAMENTE SUPERIORE.

Es. 3.3

UGELLO DE LAVAL

$\dot{m}$?

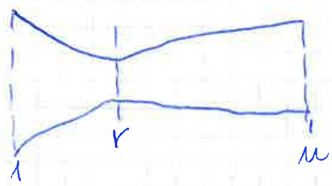
c_u ?

ARIA $\left(R = 287 \frac{J}{kg\,K},\ k = 1{,}4\right)$

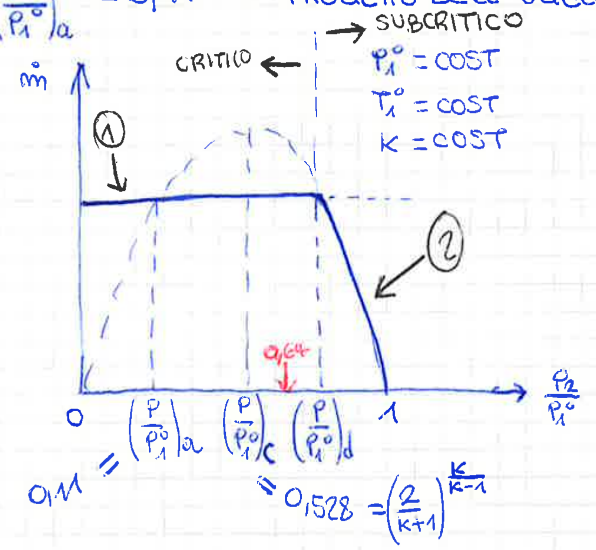
$p_1 = 0{,}25$ MPa $\qquad p_2 = 0{,}16$ MPa

$T_1 = 543$ K $\qquad c_1 \simeq 0$

$A_u = 5{,}493\ cm^2$



$\left(\frac{p}{p_1^\circ}\right)_a = 0{,}11$ ← INDICA LE CONDIZIONI DI PROGETTO DELL' UGELLO



① $\dot{m} = A_r \frac{p_1^\circ}{\sqrt{p_1^\circ/\rho_1^\circ}} \sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$

L'ASCISSA NON COMPARE PERCHÈ È 1 TRATTO DI RETTA ORIZZONTALE

② $\dot{m} = A_u \frac{p_1^\circ}{\sqrt{p_1^\circ/\rho_1^\circ}} \sqrt{2\frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{p}{p_1^\circ}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_1^\circ}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}$

$\sqrt{p_1^\circ/\rho_1^\circ} = \sqrt{RT_1^\circ}$ PER GAS PERFETTO

CALCOLIAMO IL RAPPORTO DI ESPANSIONE ED ENTRIAMO NEL DIAGRAMMA CARATTERISTICO CON L'ASCISSA CORRISPONDENTE.

$c_1 \simeq 0 \Rightarrow \begin{cases} p_1^\circ = p_1 \\ T_1^\circ \simeq T_1 \end{cases}$

$\frac{p_2}{p_1^\circ} \simeq \frac{p_2}{p_1} = \frac{0{,}16\ MPa}{0{,}25\ MPa} = 0{,}64 > \left(\frac{p}{p_1^\circ}\right)_c = 0{,}528$

NON CONOSCENDO $\left(\frac{p}{p_1^\circ}\right)_d$ NON SAPPIAMO DIRE SE L' UGELLO SIA CRITICO O SUBCRITICO.

$\left(\frac{p}{p_1^\circ}\right)_c < \left(\frac{p_2}{p_1^\circ}\right) < \left(\frac{p}{p_1^\circ}\right)_d$ OPPURE $\left(\frac{p}{p_1^\circ}\right)_d < \frac{p_2}{p_1^\circ} < 1$

$\Downarrow \qquad\qquad \Downarrow$

$\dot{m}_2 > \dot{m}_1$ ← SI USA SEMPRE LA PORTATA MINORE → $\dot{m}_2 < \dot{m}_1$

$\dot{m} = \dot{m}_1 \Rightarrow$ UGELLO CRITICO $\qquad \dot{m} = \dot{m}_2 \Rightarrow$ UGELLO SUBCRITICO

SE IL RAPPORTO DI ESPANSIONE È UGUALE A QUELLO DISCRIMINANTE SI PUÒ USARE LA ① O LA ② INDIFFERENTEMENTE

NELLA RELAZIONE ① COMPARE A_r CHE È INCOGNITA!

$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \left(\frac{p}{p_1^\circ} = \left(\frac{p_1}{p_1^\circ}\right)_r\right)$

$\dot{m}_1 = A_r \frac{p_1^\circ}{\sqrt{p_1^\circ/\rho_1^\circ}} \sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} = A_u \frac{p_1^\circ}{\sqrt{RT_1^\circ}} \sqrt{2\frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{p_2}{p_1^\circ}\right)_a^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1^\circ}\right)_a^{\frac{k+1}{k}}\right]} =$

$= 5{,}493 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0{,}25 \cdot 10^6}{\sqrt{287 \cdot 543}} \sqrt{2\frac{1{,}4}{0{,}4}\left[0{,}11^{2/1{,}4} - 0{,}11^{2{,}4/1{,}4}\right]} = 0{,}130\ \frac{kg}{s}$

$\dot{m}_2 = 0{,}232$ kg/s

$\dot{m}_1 < \dot{m}_2 \Rightarrow$ UGELLO CRITICO E $\dot{m} = \dot{m}_1 = 0{,}130$ kg/s ← PORTATA EFFETTIVA

NELLA PARTE DIVERGENTE DELL' UGELLO SI AVRÀ UN URTO. SE L' URTO È RETTO SI PUÒ DIRE CHE $p_u = p_2$.

$\begin{cases} \dot{m} = \rho_u c_u \cdot A_u & \leftarrow \text{EQ. DI CONTINUITÀ} \\ \rho_u = \frac{p_u = p_2 \text{ (IN CASO DI URTO RETTO)}}{R T_u} & \text{INCOGNITA} \\ \cancel{Q} - \cancel{L_i} = \Delta i + \Delta e_c \Leftrightarrow c_p(T_u - T_1) + \frac{c_u^2}{2} = 0 \end{cases}$

CONDOTTO FISSO

NO ISOENTROPICA PERCHÈ L' URTO È UN FENOMENO CON DISSIPAZIONI (L_w)

SISTEMA DI 3 EQUAZIONI IN 3 INCOGNITE (c_u, ρ_u, T_u)

1° PRINCIPIO TRA O E K (TURBINA A VAPORE):

- MOTO STAZIONARIO
- UNITÀ DI MASSA

$$\cancel{Q} - L_i = \Delta i + \cancel{\Delta E_c}$$

ADIABATICA; $\Delta E_c = 0$ IN TUTTE LE TUBAZIONI

$$-L_i = i_K - i_O \Rightarrow L_i = i_O - i_K$$

1° PRINCIPIO TRA L' E O (GENERATORE DI VAPORE):

$$Q - \cancel{L_i} = \Delta i + \cancel{\Delta E_c} \quad (L_i = 0,\ \Delta E_c = 0)$$

$L_i = 0$ PERCHÈ NON SI HANNO ORGANI MECCANICI IN MOVIMENTO

$$Q_1 = i_O - i_{L'} = i_O - i_L \quad (i_{L'} \simeq i_L)$$

1° PRINCIPIO TRA K E L (CONDENSATORE):

$$Q - \cancel{L_i} = \Delta i + \cancel{\Delta E_c} \quad (L_i = 0,\ \Delta E_c = 0)$$

$$Q = i_K - i_L$$

METODI UTILIZZATI PER AUMENTARE IL RENDIMENTO

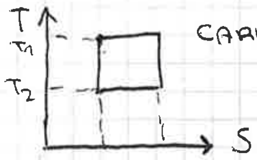
$$\eta_g = \eta_u \eta_b = \eta \cdot \eta_o \cdot \eta_b$$

η: CICLO; η_o: ORGANICO (0,95 ÷ 0,96); η_b: GENERATORE DI VAPORE (0,89 ÷ 0,92)

- AUMENTO DELLA PRESSIONE DI VAPORIZZAZIONE p_O
- AUMENTO DELLA TEMPERATURA DI VAPORIZZAZIONE T_O
- SURRISCALDAMENTI RIPETUTI
- DIMINUZIONE DELLA PRESSIONE DI CONDENSAZIONE p_K
- RIGENERAZIONE
- CICLI COMBINATI (GAS-VAPORE)

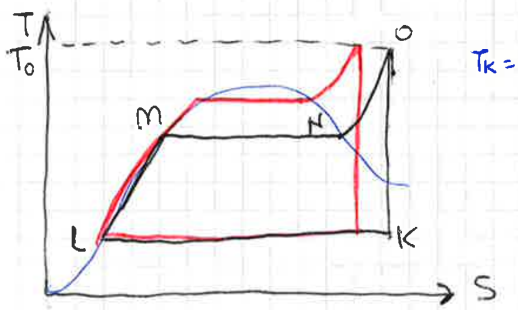
VENGONO USATI DI SOLITO INSIEME PERCHÈ AUMENTARE SOLO p_O AVREBBE UN INCREMENTO DEL RENDIMENTO BASSO A FRONTE DI UN COSTO ELEVATO.

$$\eta = \frac{L_i}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \qquad \eta_c = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$



SE $T_2 \downarrow$ O $T_1 \uparrow \Rightarrow \eta_c \uparrow$

AUMENTO DELLA PRESSIONE DI VAPORIZZAZIONE p_O



$T_K = T_L$; $\overline{T_2}$ NON È CAMBIATA (Q_2 È SOTTRATTO ALLA STESSA $\overline{T_2}$)

Q_1' È FORNITO A UNA $\overline{T_1}' > \overline{T_1}$ (CON $p_O' > p_O$; BASE)

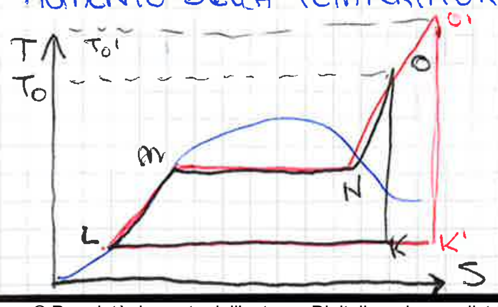
$\eta \uparrow$

$$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

$$\eta' = 1 - \frac{Q_2 - \Delta Q_2}{Q_1 - \Delta Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \cdot \frac{1 - \frac{\Delta Q_2}{Q_2}}{1 - \frac{\Delta Q_1}{Q_1}} \qquad \left(\frac{\Delta Q_1}{Q_1} < \frac{\Delta Q_2}{Q_2}\right)$$

($Q_2 - \Delta Q_2 = Q_2'$, $Q_1 - \Delta Q_1 = Q_1'$)

AUMENTO DELLA TEMPERATURA DI VAPORIZZAZIONE T_O



NEL NUOVO CICLO SI FORNISCE CALORE Q_1' A UNA $\overline{T_1}' > \overline{T_1}$ DEL CICLO BASE.

$\eta \nearrow$ (DA ANALOGIA CON IL CICLO DI CARNOT)

$Q_1 \rightarrow Q_1 + \Delta Q_1$, $Q_2 \rightarrow Q_2 + \Delta Q_2$

$$\eta' = 1 - \frac{Q_2 + \Delta Q_2}{Q_1 + \Delta Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \cdot \frac{1 + \Delta Q_2/Q_2}{1 + \Delta Q_1/Q_1} \qquad \left(\frac{\Delta Q_1}{Q_1} > \frac{\Delta Q_2}{Q_2}\right) \square$$

$\eta < \eta_c$ A PARITÀ DI ESTREMI DI TEMPERATURA

SI VUOLE SOTTRARRE DEL CALORE AL FLUIDO CHE SI STA ESPANDENDO IN TURBINA E DARLO AL FLUIDO IN USCITA DALLE POMPE PRIMA CHE ENTRI NEL GENERATORE DI VAPORE.

TRASFORMAZIONE OK' ISO-DIABATICA CON LM: $\forall T, \overset{\text{FISSATO}}{\forall dT}, \ |\delta Q'| = \delta Q$

NELLA TURBINA SOTTRAGGO AL FLUIDO IL CALORE $Q \simeq K_0 K' O K_0$ E LO FORNISCO AL FLUIDO PRIMA CHE ENTRI NEL GENERATORE CORRISPONDENTE ALL'AREA $L_0 L M M_0$.

CICLO DI CARNOT: $MM'OK$

$$\eta_c = 1 - \frac{Q_{2C}}{Q_{1C}}$$

$Q_{2C} \simeq M_0 M' K K_0$

$Q_{1C} \simeq M_0 M O K_0 = Q_1'$

CICLO RIGENERATIVO: $LMOK'$

$Q_1' = M_0 M O K_0$ PERCHÈ $Q = L_0 L M M_0$ È SCAMBIATO TRA PORZIONI DI SISTEMA

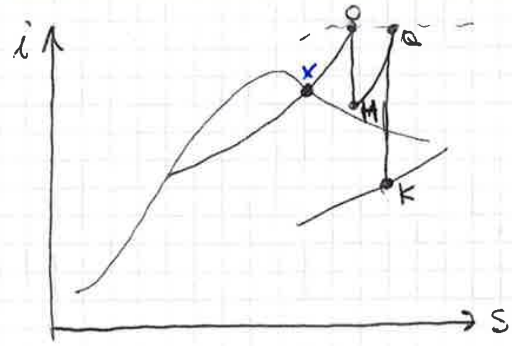
SE LE TRASFORMAZIONI SONO ADIABATICHE HANNO LO STESSO VALORE NUMERICO $\Longleftrightarrow$

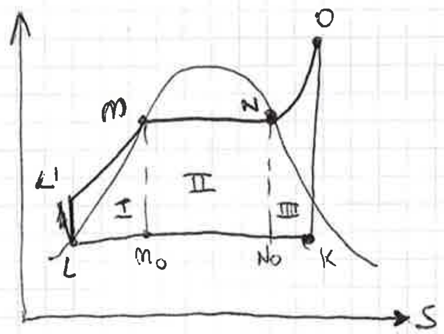
$Q_2' \simeq L_0 L K' K_0'$

$\Longrightarrow \eta' = \eta_c > \eta_{BASE}$

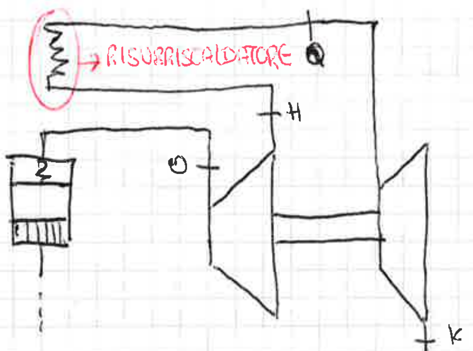
NON RIESCO A REALIZZARE UNA MACCHINA IN CUI SOTTRAGGO CALORE AL FLUIDO CHE SI ESPANDE PER POI CEDERLO A QUELLO CHE ENTRA NEL GENERATORE DI VAPORE.
SE ANCHE SI RIUSCISSE IL TITOLO x_K SAREBBE TROPPO BASSO.
ALLORA SI REALIZZA LA RIGENERAZIONE IN UN ALTRO MODO: INVECE DI SOTTRARRE UNA PARTE DI CALORE A TUTTO IL FLUIDO CHE SI ESPANDE SI SOTTRARRÀ TUTTO IL CALORE CHE SI PUÒ A SOLO UNA PARTE DEL FLUIDO CHE SI ESPANDE.

SURRISCALDAMENTI RIPETUTI (CONTINUAZIONE)





IL CICLO 'PRINCIPALE' PUÒ ESSERE SUDDIVISO IN 3 'SOTTO CICLI'
I: RISCALDAMENTO
II: EVAPORAZIONE
III: SURRISCALDAMENTO



$LL'MOK = LL'MM_0 + M_0 MNN_0 + N_0 NOK$

$$\eta = \frac{L}{Q_1}$$

$$L = L_I + L_{II} + L_{III} = \eta_I \cdot Q_{1I} + \eta_{II} + Q_{1II} + \eta_{III} Q_{1III}$$

$$\eta = \underset{\text{MIN}}{\eta_I} \frac{Q_{1I}}{Q_1} + \eta_{II} \frac{Q_{1II}}{Q_1} + \underset{\text{MAX}}{\eta_{III}} \frac{Q_{1III}}{Q_1}$$

$\eta_{II} = 1 - \frac{T_{COND}}{T_{EVAP}}$ ← CICLO DI CARNOT

QUESTA PRATICA CONVIENE SICURAMENTE QUANDO IL PUNTO H HA TEMPERATURA SUPERIORE ALL'ISOTERMA DEL PUNTO X.
IN QUESTO MODO NON PEGGIORA NEANCHE η_3 E INOLTRE AUMENTA LA QUOTA $\frac{Q_{1III}}{Q_1}$.

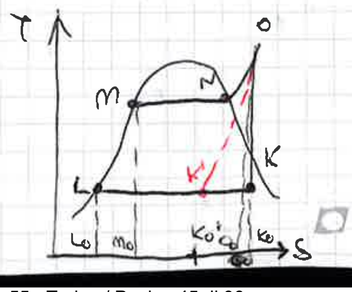
RIGENERAZIONE (CONTINUAZIONE)

$$\eta = 1 - \frac{T_{COND}}{T_{EVAP}} = 1 - \frac{T_L}{T_M} \qquad (T_L = T_K, \ T_N = T_M)$$

IRREVERSIBILITÀ IN TURBINA

$S_K > S_0$ (CICLO SEMPLICE) , $S_K' < S_0$

LMNOK CICLO SEMPLICE OK' → IN TURBINA



$\beta = 10^{-3} \div 10^{-4}\ K^{-1}$

$i_{L''} - i_L = \dfrac{20 \cdot 10^5}{10^3 \cdot 10^3} = 2\ \dfrac{kJ}{kg}$ IN QUESTO CASO L'ERRORE È MINORE

OGNI VOLTA CHE SI HA UN PUNTO NELLA ZONA DI LIQUIDO CI SI MUOVE A T COSTANTE (QUINDI A P VARIABILE) FINO AD ARRIVARE SULLA CLI. LÌ SI LEGGE IL VALORE DI ENTALPIA E LO SI ATTRIBUISCE AL PUNTO CHE SI TROVA NELLA ZONA DEL LIQUIDO SOTTORAFFREDDATO.

$$\eta_u = \frac{P_u}{\dot{Q}_1} = \frac{(\dot{m}_c + \delta\dot{m})(i_o - i_E) + \dot{m}_c(i_E - i_K)}{(\dot{m}_c + \delta\dot{m})(i_o - i_{m^*})} \cdot \eta_o$$

← SI APPLICA A TRATTI IL PRINCIPIO DELLA CONSERVAZIONE DELL'ENERGIA

$$\dot{m}_c (i_{m^*} - i_{L'}) = \delta\dot{m}(i_E - i_{m^*}) \qquad (i_{L'} \simeq i_L)$$

$$(\dot{m}_c + \delta\dot{m})(i_o - i_{m^*}) + \dot{m}_c(i_{m^*} - i_L) - \delta\dot{m}(i_E - i_{m^*}) =$$

$$\dot{m}_c(i_o - i_L) + \delta\dot{m}(i_o - i_{m^*}) + \delta\dot{m}(i_{m^*} - i_E) =$$

$$\dot{m}_c(i_o - i_L) + \delta\dot{m}(i_o - i_E)$$

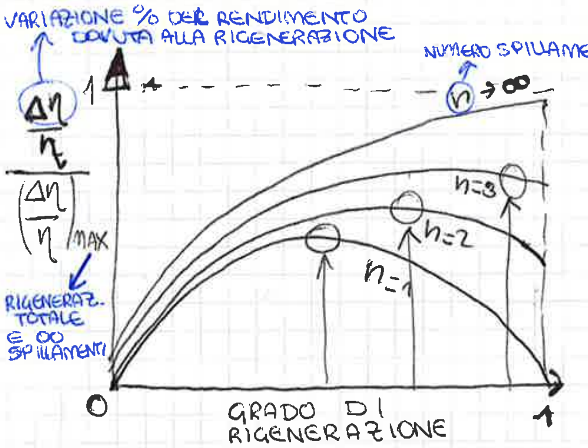
$i_o - i_L$: CALORE DA FORNIRE ALL'UNITÀ DI MASSA NEL CASO IN CUI NON SI AVESSE RIGENERAZIONE

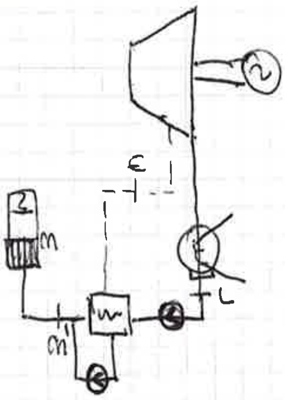
NUMERATORE:

$$(\dot{m}_c + \delta\dot{m})(i_o - i_E) + \dot{m}_c(i_E - i_K) = \dot{m}_c(i_o - i_K) + \delta\dot{m}(i_o - i_E)$$

$$\eta_u = \eta_o \cdot \frac{i_o - i_K + \frac{\delta\dot{m}}{\dot{m}_c}(i_o - i_E)}{i_o - i_L + \frac{\delta\dot{m}}{\dot{m}_c}(i_o - i_E)} = \eta_o \cdot \underbrace{\frac{i_o - i_K}{i_o - i_L}}_{\text{RENDIMENTO DEL CICLO NON RIGENERATIVO}} \underbrace{\frac{1 + \frac{\delta\dot{m}}{\dot{m}_c}\frac{i_o - i_E}{i_o - i_K}}{1 + \frac{\delta\dot{m}}{\dot{m}_c}\frac{i_o - i_L}{i_o - i_K}}}_{\text{FATTORE} > 1}$$

$i_o - i_L > i_o - i_K$

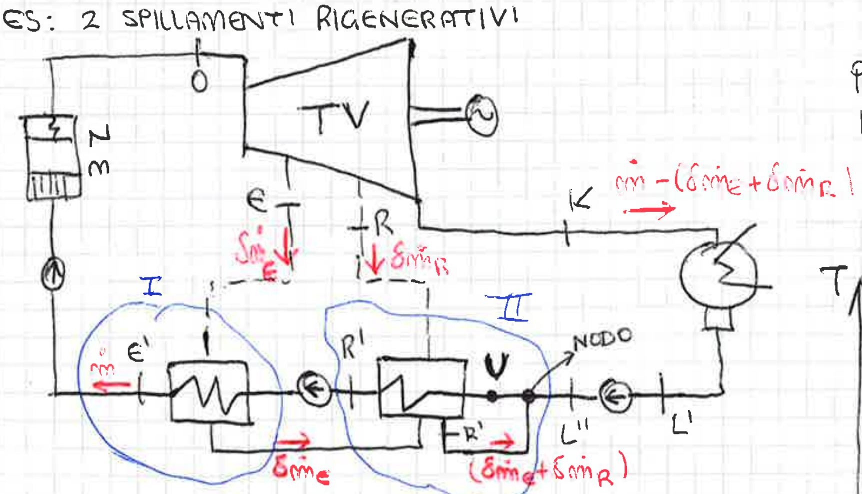




FISSATO IL NUMERO DI SPILLAMENTI LE COSE CAMBIANO A SECONDA DEL GRADO DI RIGENERAZIONE. CAMBIARLO, CIOÈ CAMBIARE m', SIGNIFICA CAMBIARE LO STATO NEL QUALE SI VA A EFFETTUARE LO SPILLAMENTO LUNGO L'ESPANSIONE IN TURBINA. A SECONDA DELLO STATO DEL FLUIDO IN E SI HA UN GRADO DI RIGENERAZIONE VARIABILE E SI AVRÀ UNA VARIAZIONE PIÙ O MENO SIGNIFICATIVA DEL RENDIMENTO.

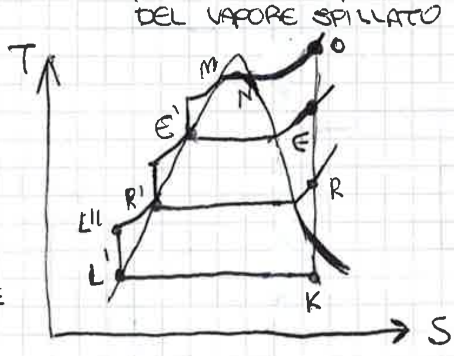
$= 1$ SE RIGENERAZIONE È TOTALE ← $\dfrac{i_{m'} - i_L}{i_m - i_L}$

ES: 2 SPILLAMENTI RIGENERATIVI



P_o, t_o, P_K ASSEGNATI

Hp: ACQUA E VAPORE CONDENSATO ESCONO DAL RIGENERATORE A T UGUALE A QUELLA DI SATURAZIONE DEL VAPORE SPILLATO



DA O A K SI HA L'ESPANSIONE, POI LA CONDENSAZIONE TRA K E L', POI COMPRESSIONE FINO A L''.
NEL RIGENERATORE I SI PRENDE IL FLUIDO DA R, LO SI SPILLA NELLA TURBINA E LO SI CONDENSA FINO AD ARRIVARE A R'.
IN USCITA DA R' SI HA LA COMPRESSIONE, POI UN ALTRO TRATTO IN CUI SI HA P COSTANTE E POI AVVIENE UN SECONDO SPILLAMENTO DA E FINO A E'.

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 47 di 96

$$\eta_u = \frac{P_u}{\dot{Q}_1 - \dot{Q}_u}$$ RENDIMENTO DI TIPO 'ECONOMICO' : SI IMPUTA ALLA POTENZA UTILE LA QUANTITÀ DI COMBUSTIBILE CHE SI BRUCIA PER PRODURRE QUELLA POTENZA UTILE.

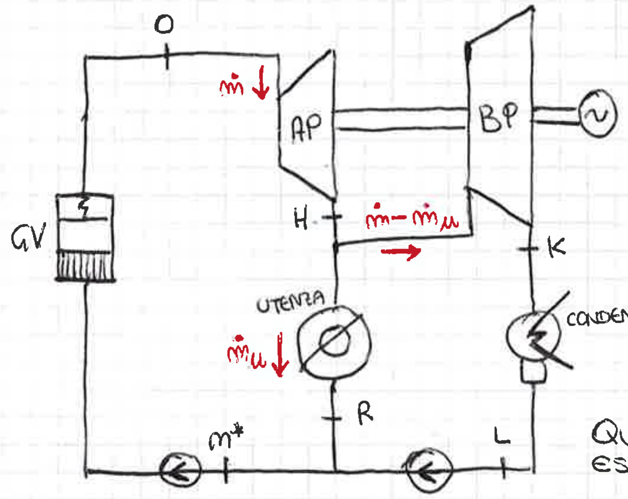
$\dot{Q}_u$ → POTENZA SCAMBIATA NELL'UTENZA TERMICA

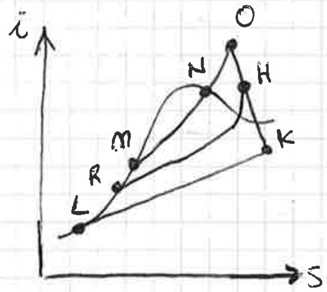
$$\eta_u = \frac{P_u}{\dot{Q}_1}$$ RENDIMENTO DI TIPO TERMODINAMICO

$$P_i = \dot{Q}_1 - \dot{Q}_u$$ ← DAL I° PRINCIPIO

$$\eta_u = \frac{P_u}{P_i} = \eta_o$$ ← RENDIMENTO MECCANICO INTORNO AL 95% MA NON BISOGNA FARSI INGANNARE PERCHÉ DERIVA DALLA DEFINIZIONE DI RENDIMENTO 'ECONOMICO'.

- IMPIANTO A RECUPERO PARZIALE





IN QUESTI DIAGRAMMI NON SI VEDONO MASSE E PORTATE MA SOLO GLI STATI TERMODINAMICI

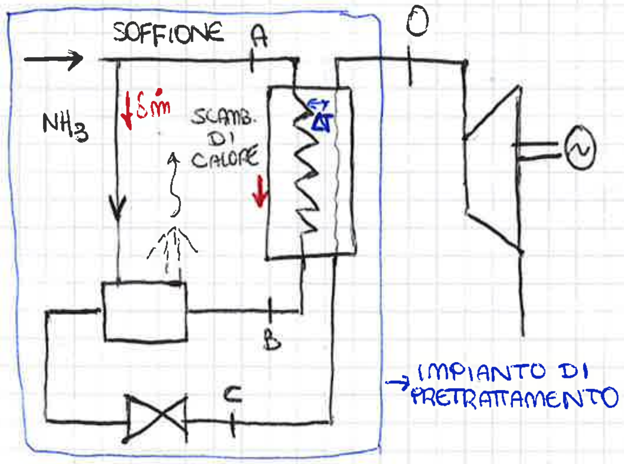
IL GV PRODUCE VAPORE E UNA PARTE DEL FLUIDO, ALL'USCITA DEL CORPO DI ALTA PRESSIONE DELLA TURBINA, VA VERSO IL CORPO DI BASSA PRESSIONE ($\dot{m} - \dot{m}_u$) MENTRE L'ALTRA VIENE PRELEVATA DALL'UTENZA TERMICA ($\dot{m}_u$).
QUINDI, UNA PARTE DEL FLUIDO CONTINUA LA SUA ESPANSIONE DA H FINO A K.

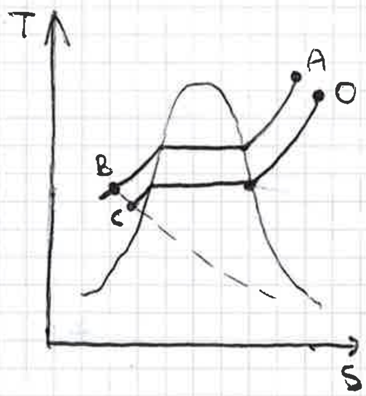
$$\eta_u = \frac{P_u}{\dot{Q}_1 - \dot{Q}_u}$$

$$\cancel{\eta_u = \frac{P_u + \dot{Q}_u}{\dot{Q}_1}}$$ NO! ← A NUMERATORE SI STANNO SOMMANDO POTENZA MECCANICA E POTENZA TERMICA CHE DAL PUNTO DI VISTA DEL II° PRINCIPIO NON SONO UGUALI.

$$\eta_u = \frac{P_u + \text{FATTORE} \cdot \dot{Q}_1}{\dot{Q}_1}$$ IL FATTORE DA USARE È UNA SORTA DI RENDIMENTO DI CARNOT. SI VA A VEDERE TUTTO IL LAVORO CHE SI RIESCE A ESTRARRE DA $\dot{Q}_1$ (EXERGIA).

ENERGIA GEOTERMICA





IL SOFFIONE È COMPOSTO AL 95% D'ACQUA MA ANCHE DA AMMONIACA INDESIDERATA.
IL SOFFIONE VIENE MANDATO IN UNO SCAMBIATORE DI CALORE E CONDENSA.
IL DEGASATORE PERMETTE DI ESTRARRE I GAS INDESIDERATI COME L'AMMONIACA.
È SOSTANZIALMENTE UNO SCAMBIATORE A MISCELA IN CUI SI SPILLA UNA PARTE DEL SOFFIONE MENTRE LA RIMANENTE VIENE CONDENSATA.
SI PASSA POI NELLA VALVOLA E SI FA UN ISOENTALPICA E SI ARRIVA NEL PUNTO C.
A QUESTO PUNTO SI RITORNA NELLO SCAMBIATORE E SI RAGGIUNGE IL PUNTO O DOPODICHÉ SI PUÒ EVOLVERE IN TURBINA.
LA VALVOLA DI LAMINAZIONE SERVE A CREARE UN Δp CHE DIVENTA UN ΔT NELLO SCAMBIATORE E SI PUÒ CONSENTIRE LO SCAMBIO TERMICO.
QUINDI LA VALVOLA PERMETTE DI RIDURRE LA PRESSIONE E CIÒ IMPLICA, QUANDO SI TORNA TRA LE CURVE LIMITE, UNA RIDUZIONE DELLA TEMPERATURA DI EVAPORAZIONE.

$$\eta_{uL} = \eta_0 \cdot \frac{P_i}{\dot{Q}_1} \cdot \eta_b = \frac{P_u}{(\dot{Q}_1/\eta_b)} = 0{,}305$$ ← LA RIGENERAZIONE AUMENTA IL RENDIMENTO MA RIDUCE LA POTENZA

SENZA RIGENERAZIONE:

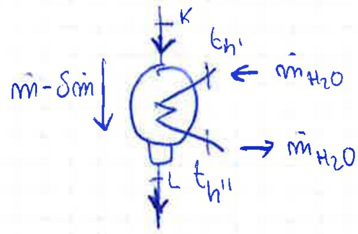
$$P_{u}' = \eta_o \cdot \dot{m}\,(i_o - i_K) = 109{,}5 \text{ MW}$$ ← MANTENENDO FISSI I CAPISALDI DEL CICLO LA POTENZA AUMENTA PERCHÈ NON SI ESTRAE PIÙ UNA CERTA QUANTITÀ DI VAPORE

$$\dot{Q}_1' = \dot{m}\,(i_o - i_L) = 342{,}7 \text{ MW}$$

$$\eta_{uL}' = 0{,}9 = \eta_b \cdot \frac{P_u'}{\dot{Q}_1} = 0{,}288$$

CON RIGENERAZIONE:

$$\underbrace{(\dot{m} - \delta\dot{m})(i_K - i_L)}_{|\dot{Q}_2|} = \underbrace{\dot{m}_{H_2O}\,(i_{H''} - i_{H'})}_{\text{CIRCUITO DELL'ACQUA}}$$

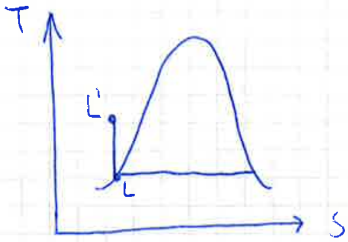


$$\dot{Q}_e + \overset{=0}{\cancel{\dot{L}_i}} = \dot{m}_{H_2O} \cdot \Delta i$$

$$|\dot{Q}_2| = \dot{m}_{H_2O}\,(i_{H''} - i_{H'})$$

$$di = c_p\,dT + \cancel{\frac{1-\beta T}{\rho}\,dp} \xrightarrow{\text{SI CONSIDERA ISOBARO}} i_{H''} - i_{H'} = \bar{c}_p\,(t_{h''} - t_{h'})$$

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{(\dot{m} - \delta\dot{m})(i_K - i_L)}{\bar{c}_p\,(t_{h''} - t_{h'})}$$

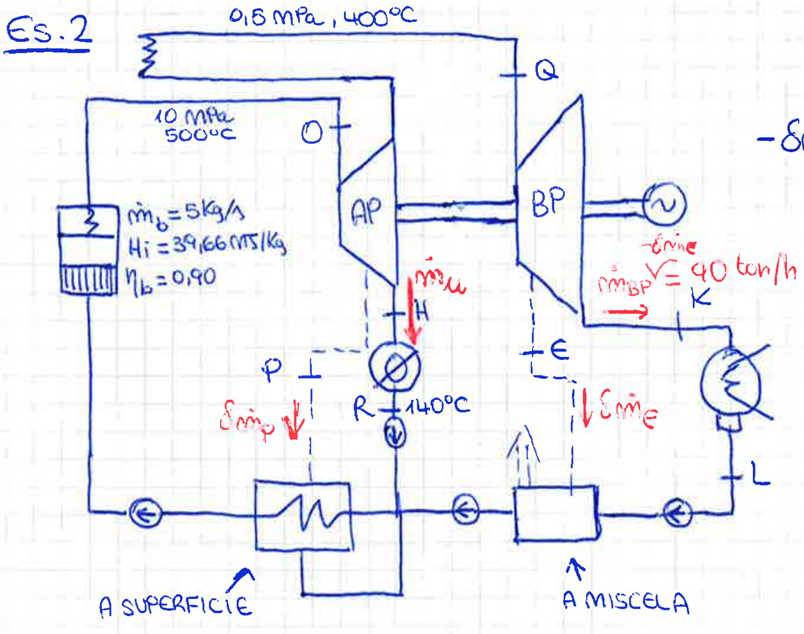


$$L_i = \frac{\Delta p}{\rho} \simeq 0 \qquad i_{L'} \simeq i_L$$

$$T\,\overset{=0}{\cancel{dS}} = di - v\,dp$$

$$di = v\,dp$$

Es. 2



$$P_i = \dot{m}_{AP}(i_o - i_P) + (\dot{m}_{AP} - \delta\dot{m}_P)(i_P - i_H) + \dot{m}_{BP}(i_Q - i_E) + (\dot{m}_{BP} - \delta\dot{m}_E)(i_E - i_K)$$

$$-\delta\dot{m}_P + \dot{m}_{AP} = \dot{m}_{BP} + \dot{m}_u$$

$$\sum_K \dot{Q}_K - P_i = 0$$ ← CONVENZIONE DELLE MACCHINE MOTRICI

$$P_i = \dot{Q}_1 - \dot{Q}_{COND} - \dot{Q}_u$$

$$\dot{Q}_1 = \eta_b \cdot \dot{m}_b\, H_L = 178{,}47 \text{ MW}$$

$$\dot{Q}_{COND} = \dot{m}_{COND}\,(i_K - i_L) = (\dot{m}_{BP} - \delta\dot{m}_E)(i_K - i_L)$$

$$i_L \begin{Bmatrix} \text{CLI} \\ 0{,}06 \text{ bar} \end{Bmatrix} = 151{,}5\ \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

$$i_K \begin{Bmatrix} p_K = 0{,}06 \text{ bar} \\ x_K = 0{,}98 \end{Bmatrix} = 2528\ \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{Q}_{COND} = 59{,}41 \text{ MW}$$

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_u\,(i_H - i_R)$$

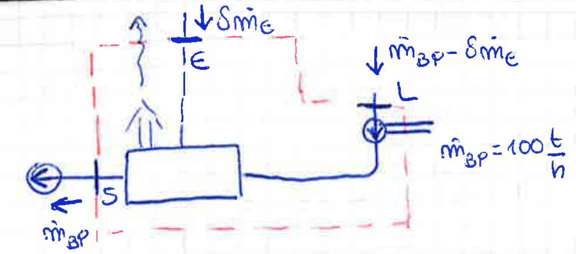
$$i_H \begin{Bmatrix} p_H = 5 \text{ bar} \\ 155°C \end{Bmatrix} = 2774\ \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

$$i_R \begin{Bmatrix} p_H = 5 \text{ bar} \\ 140°C \end{Bmatrix} \simeq \begin{Bmatrix} \text{CLI} \\ 140°C \end{Bmatrix} = 589\ \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

R SI TROVA NELLA ZONA DEL LIQUIDO SOTTORAFFREDDATO, ALLORA L'ENTALPIA VIENE LETTA SULLA CLI.

$$\dot{Q}_u = 60{,}69 \text{ MW}$$

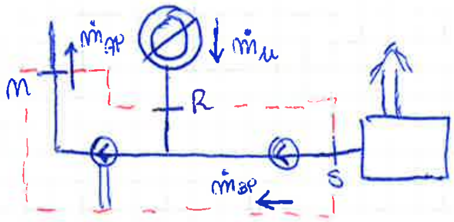
$$P_i = \dot{Q}_1 - \dot{Q}_{COND} - \dot{Q}_u = 58{,}37 \text{ MW}$$



$$\delta \dot{m}_E \cdot i_E + (\dot{m}_{BP} - \delta \dot{m}_E) \cdot i_L = \dot{m}_{BP} \cdot i_S$$

$$\frac{\delta \dot{m}_E}{\dot{m}_{BP}} = \frac{i_S - i_L}{i_E - i_L} = 0{,}1213$$

$$\delta \dot{m}_E = 0{,}1213 \, \dot{m}_{BP} = 12{,}13 \ t/h$$



$$\dot{m}_u \cdot i_R + \dot{m}_{BP} \cdot i_S = \dot{m}_{AP} \cdot i_M$$

$$\dot{m}_u = \dot{m}_{AP} - \dot{m}_{BP} = 100 \ t/h$$

$$i_M = 572{,}4 \ KJ/Kg$$

$$P_u = \eta_0 \left[\dot{m}_{AP} (i_0 - i_H) + \dot{m}_{BP} (i_Q - i_E) + (\dot{m}_{BP} - \delta \dot{m}_E)(i_E - i_K) \right] = 45{,}07 \ MW$$

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_{AP} (i_0 - i_M) + \dot{m}_{BP} (i_Q - i_H) = 164{,}31 \ MW$$

$$\dot{Q}_u = (\dot{m}_{AP} - \dot{m}_{BP})(i_H - i_R) = 59{,}11 \ MW$$

$$\eta_{gl} = \eta_b \frac{P_u}{\dot{Q}_1 - \dot{Q}_u} = 0{,}386$$

$$\eta_b \dot{m}_b \cdot H_i = \dot{Q}_1 \longrightarrow \dot{m}_b = \frac{\dot{Q}_1}{\eta_b H_i} = 16{,}43 \ \frac{t}{h}$$

È IMPORTANTE CONSIDERARE IL SURRISCALDAMENTO PER NON OTTENERE UN $\dot{m}$ SOTTODIMENSIONATA

STADI DI TURBINA

- PERDITE

0: INGRESSO DISTRIBUTORE

1: USCITA DISTRIBUTORE / INGRESSO GIRANTE

2: USCITA GIRANTE

- $\frac{c_2^2}{2}$: ENERGIA CINETICA DI SCARICO (SE NON PUÒ ESSERE RECUPERATA NELLO STADIO SUCCESSIVO)

- ATTRITO NEI CONDOTTI FISSI E MOBILI

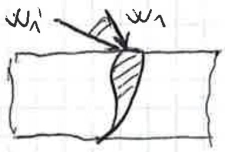
$c_1 = \varphi \, c_{1S}$ $\qquad \varphi = \frac{c_1}{c_{1S}}$ $\rightarrow$ FISSI

$w_2 = \psi \, w_{2S}$ $\rightarrow$ MOBILI

I COEFFICIENTI φ E ψ TENGONO CONTO DELLE PERDITE PER URTO, CIOÈ SI FORMANO DEI VORTICI.

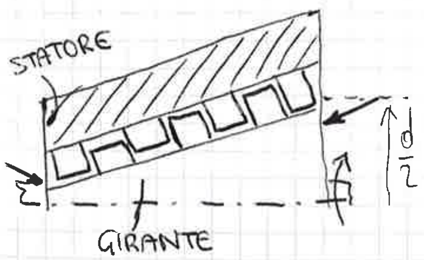
$$\frac{c_{1S}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right) \frac{c_1^2}{2}$$

$$\frac{w_{2S}^2 - w_2^2}{2} = \left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right) \frac{w_2^2}{2}$$



SE L'ANGOLO TRA w_1 E w_1' SUPERA I 20° IL RISCHIO DI AVERE IL DISTACCO DI VENA È MOLTO ALTO.

- PER ATTRITO SU DISCO E PER EFFETTO VENTILANTE



$$\tau_w \propto \rho u^2$$

$$u = \omega r$$

$$P_w' = F_w \cdot u = \pi \rho u^2 \frac{d^2}{4} \cdot u = K \frac{u^3 d^2}{\nu}$$

$\leftarrow$ POTENZA PER ATTRITO SU DISCO

$\nu \searrow \frac{1}{\rho}$

$$K = 1{,}06 \cdot 10^{-3} \div 1{,}42 \cdot 10^{-3}$$

SE GRANDEZZE DI P_w' ESPRESSE NEL SI

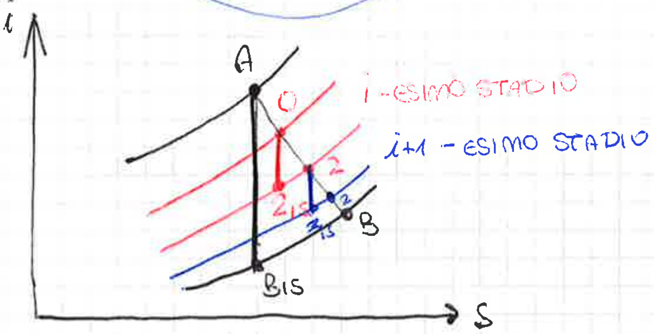
$$\eta_{\otimes} = \frac{\sum i_0^\circ - i_2^\circ}{i_A^\circ - i_{B1S} - \frac{c_B^2}{2}}$$ ← CADUTE DI ENTALPIA SU TUTTI GLI STADI

$$\eta_{\otimes} = \eta_{\otimes}^{(i)} \frac{\sum (i_0^\circ - i_{21S} - \frac{c_2^2}{2})_i}{i_A^\circ - i_{B1S} - \frac{c_B^2}{2}} = \underbrace{\frac{i_A - i_{B1S}}{i_A^\circ - i_{B1S} - \frac{c_B^2}{2}}}_{\simeq 1} \cdot \left[\frac{\sum (i_0 - i_{21S}) + \underbrace{\sum \left(\frac{c_0^2}{2} - \frac{c_2^2}{2}\right)}_{\simeq 0}}{i_A - i_{B1S}} \right]$$

↑ SE UGUALE PER TUTTI GLI STADI

$$i_A - i_{B1S} \simeq i_A^\circ - i_{B1S} - \frac{c_B^2}{2} = i_A - i_{B1S} + \underbrace{\left(\frac{c_A^2}{2} - \frac{c_B^2}{2}\right)}_{\simeq 0}$$

$$\eta_{\otimes} = \eta_{\otimes}^{(i)} \frac{\sum (i_0 - i_{21S})_i}{i_A - i_{B1S}}$$ → FATTORE DI RECUPERO Y



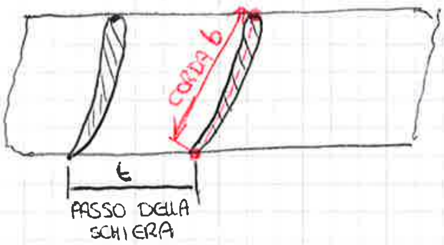
$\sum (i_0 - i_{21S})_i > (i_A - i_{B1S})$ ← PERCHÉ LE ISOBARE TENDONO A DIVERGERE NELLA ZONA DEL VAPORE

$\eta_{\otimes} = \eta_{\otimes}^{(i)} \cdot Y$

$Y \simeq 1{,}05 \div 1{,}1$

PALETTATURA DI UNA TURBINA

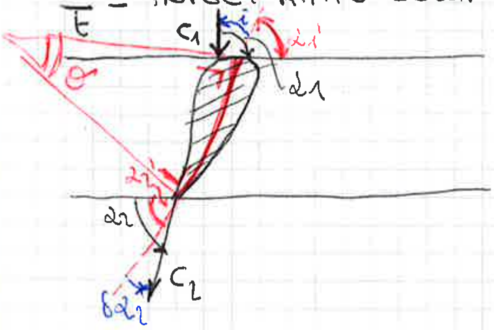
LE PALETTATURE SONO UNA SPECIE DI DIAFRAMMI PRESENTI NELLA GIRANTE E NEL DISTRIBUTORE. POSSONO ESSERE CILINDRICHE O SVERGOLATE (O A DOPPIA CURVATURA).



$\frac{b}{t}$ = SOLIDITÀ DELLA SCHIERA

ALTEZZA PALA: DISTANZA DELL'ESTREMITÀ DELLA PALA DALL'ATTACCO DELLA CORONA INTERNA

$\frac{l}{t}$ = ASPECT RATIO DELLA PALA (l → ALTEZZA DELLA PALA)



$i = \alpha_1 - \alpha_1'$: ANGOLO DI INCIDENZA

$\delta\alpha_2$: ANGOLO DI DEVIAZIONE

$\delta\alpha_2 = \alpha_2 - \alpha_2'$

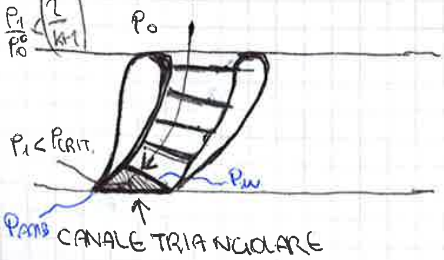
θ : ANGOLO DI INARCAMENTO ← DATO GEOMETRICO

$\theta = \alpha_1' - \alpha_2'$

ε : ANGOLO DI DEFLESSIONE ← DATO CINEMATICO

$\varepsilon = \alpha_1 - \alpha_2 = \theta + i + \delta\alpha_2$

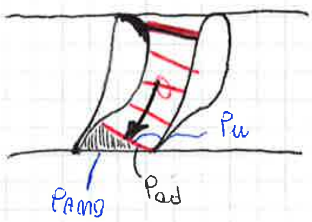
$\frac{p_1}{p_0^\circ} < \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$ ⇒ POST ESPANSIONE QUINDI ONDE DI COMPRESSIONE LIBERE



UGELLO SEMPLICEMENTE CONVERGENTE

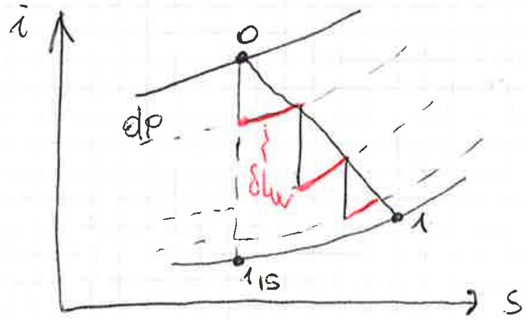
↓

SI ARRIVA A UN FLUSSO SONICO



UGELLO DE LAVAL

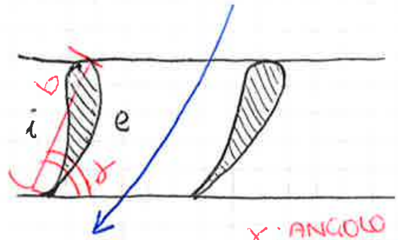
$\ominus$ = SEZIONE RISTRETTA



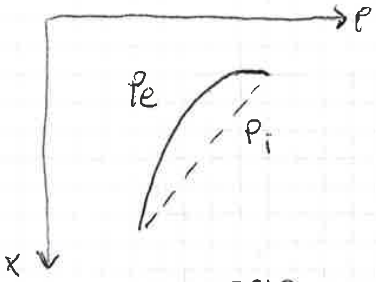
A CAUSA DI L_w SI HA UN'INTRODUZIONE DI CALORE A PRESSIONE COSTANTE. POI SI CONTINUA CON UN'ESPANSIONE ISOENTROPICA E POI DI NUOVO INTRODUZIONE DI CALORE E COSÌ VIA.
SE SI FA TENDERE dp A O SI RITROVA LA CURVA CONTINUA INCLINATA (O1).

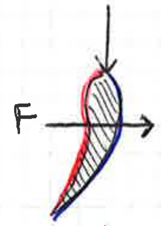
PER UN FLUIDO PERFETTO (ρ = COST.), $\int_0^1 v - v_{is}\, dp = 0$
RECUPERO

NELLE TURBINE A VAPORE, IN GENERALE, RECUPERO $\neq 0$.



γ: ANGOLO DI CALETTAMENTO DELLA SCHIERA





$w > w$

$p > p$

TEOREMA DI BERNOULLI IN UN SR SOLIDALE CON LA GIRANTE:

$$v\,dp + dL_{wg} + w\,dw + g\,dz + \cancel{dL_w} = 0$$

p = COST, u = COST, $L_{wg} \simeq 0$

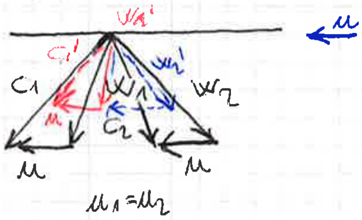
$$\frac{p}{\rho} + \frac{w^2}{2} = \text{COST.}$$

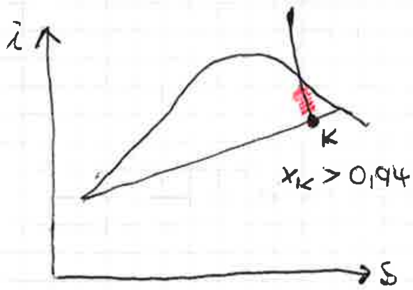
$$dF = \left[\int_0^{b\,\text{sen}\gamma} (p_i - p_e)\, dx \right] \cdot dr$$

$$\frac{c_{1IS}^2 - c_1^2}{2} = L_{wd} - |\text{RECUPERO}| = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right) \frac{c_1^2}{2} \cdot \left(\frac{10^5}{Re}\right)^{0,25}$$

$=1$ SE MOTO TURBOLENTO COMPLETAMENTE SVILUPPATO ($Re = 10^5$)

PERDITE DOVUTE ALLA PRESENZA DI VAPORE UMIDO





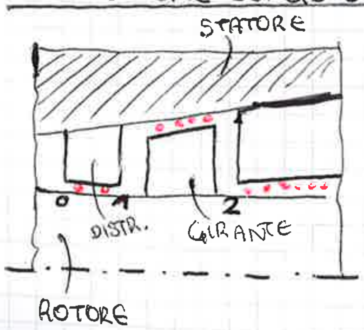
ENTRANDO TRA LE CURVE LIMITE SI CREANO DELLE GOCCE DI LIQUIDO CHE GENERANO PROBLEMI DI EROSIONE DELLE PALE.

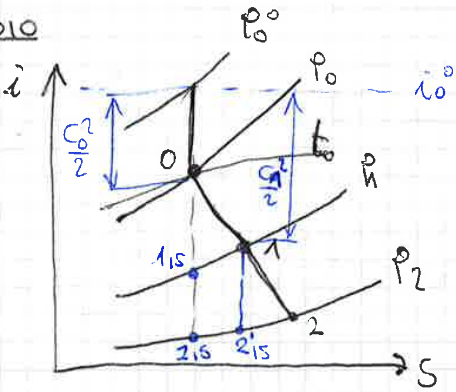
QUANTITÀ DI MOTO

$$Q = (\rho A c) \cdot c$$

SE LA DENSITÀ AUMENTA LA VELOCITÀ TENDERÀ A DIMINUIRE.

EVOLUZIONE LUNGO LO STADIO





$$\chi = \frac{\frac{w_2^2}{\psi^2} - w_1^2}{\left(\frac{c_1^2}{\varphi^2} - c_0^2\right) + \left(\frac{w_2^2}{\psi^2} - w_1^2\right)}$$

$$\Delta i_{is_d} = \frac{c_1^2}{2\varphi^2} - \frac{c_0^2}{2} = \frac{c_{1s}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2}$$

$$\Delta i_{is_g} = i_1 - i_{2'is} = \left(\frac{w_2^2}{\psi^2} - w_1^2\right) \cdot \frac{1}{2}$$

$\boxed{\text{ESERCITAZIONE 5}}$

Es. 1

$p_0 = 10$ bar, $t_0 = 400°C$, $c_0 = 120$ m/s

$p_1 = 8$ bar

$\varphi = 0{,}94$

$\alpha_1 = 25°$

$l_1 = 50$ mm

$u = 0{,}7 \cdot c_1 \rightarrow \frac{u}{c_1}$: RAPPORTO CARATTERISTICO DI FUNZIONAMENTO

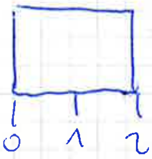
$n = 3000$ rpm

$p_2 = 6$ bar

$\psi = 0{,}9$

$l_2 = 60$ mm

$d_1 = d_2 = d \rightarrow$ TURBINA ASSIALE



0: INGRESSO DISTRIBUTORE

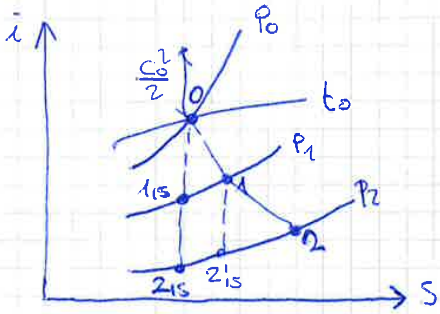
1: USCITA DISTRIBUTORE/ INGRESSO GIRANTE

2: USCITA GIRANTE

TRIANGOLI VELOCITÀ ?

P_i ?

$\eta^{(i)}$?



STADIO DI TURBINA A VAPORE ASSIALE

$i_0 \left\{ \begin{matrix} p_0 \\ t_0 \end{matrix} \right\} = 3268 \frac{kJ}{kg}$ $\left(v_0 = 0{,}288 \frac{m^3}{kg}\right)$

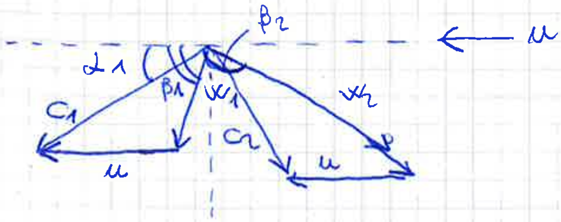
$0 \rightarrow 1_{is}$: $i_0 + \frac{c_0^2}{2} = i_{1is} + \frac{c_{1is}^2}{2} \longrightarrow c_{1is} = \sqrt{2(i_0 - i_{1is} + c_0^2)} = 377{,}76$ m/s $\left(i_{1is} = \left\{ \begin{matrix} p_1 \\ s_0 \end{matrix} \right\} = 3204 \frac{kJ}{kg}\right)$

$c_1 = \varphi \cdot c_{1is} = 354{,}7$ m/s

$0 \rightarrow 1$: $i_0 + \frac{c_0^2}{2} = i_1 + \frac{c_1^2}{2} \longrightarrow i_1 = i_0^0 - \frac{c_1^2}{2} = 3212 \frac{kJ}{kg}$

$u = 0{,}7 \cdot c_1 = 248{,}3$ m/s

$d = \frac{u}{\pi \cdot n} = 1{,}581$ m



$\vec{c_1} = \vec{w_1} + \vec{u}$

$c_1 \cos\alpha_1 = u + w_{u1}$

$c_1 \operatorname{sen}\alpha_1 = c_{a1} + w_{a1}$

$w_1 = \sqrt{w_{u1}^2 + w_{a1}^2} = 166{,}82 \frac{m}{s}$, $w_{u1} = 73{,}18 \frac{m}{s}$, $w_{a1} = 149{,}9 \frac{m}{s}$

$\beta_1 = \operatorname{arctg} \frac{w_{a1}}{w_{u1}} = 63{,}98°$

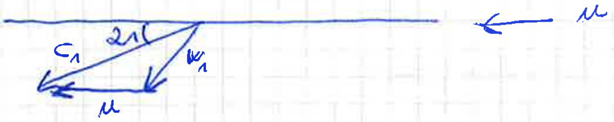
$1 \rightarrow 2'_{is}$:

$Q_e + L_i = \Delta i + \Delta E_c + \Delta E_w$

$\Delta E_w = -\cancel{\frac{U_2^2 - U_1^2}{2}} = 0$ PERCHÉ $d_1 = d_2$

$i_{2'is} - i_1 + \frac{w_{2'is}^2 - w_1^2}{2} = 0 \longrightarrow w_{2'is} = \sqrt{2(i_1 - i_{2'is}) + w_1^2} = 442{,}5$ m/s $\quad i_{2'is} = \left\{ \begin{matrix} p_2 \\ s_1 \end{matrix} \right\} = 3128 \frac{kJ}{kg}$

$u = \pi \cdot d \cdot n = 157{,}1\ m/s$



$c_{u1} = c_1 \cdot \cos\alpha_1 = 403 \cdot \cos 20° = 378{,}7\ \frac{m}{s}$

$w_{u1} = c_{u1} - u = 222{,}4\ m/s$

$w_{a1} = c_1 \operatorname{sen}\alpha_1 = c_{a1} = 138\ m/s$

$w_1 = \sqrt{w_{u1}^2 + w_{a1}^2} = 261{,}8\ m/s$

$\beta_1 = \operatorname{arcsen} \frac{w_{a1}}{w_1} =$

$1 \equiv 2'_{IS} \rightarrow$ SOLO TURBINE AD AZIONE $(\Delta p = 0)$

$1 \longrightarrow 2'_{IS}: \quad i_{2'IS} - i_1 + \frac{w_{2'IS}^2 - w_1^2}{2} = 0$

$i_{2'IS} = i_1 \Rightarrow w_{2'IS} = w_1$

$w_2 = \psi\, w_{2'IS} = \psi \cdot w_1 = 0{,}92 \cdot 261{,}8 = 240{,}9\ m/s$ ← QUESTA RELAZIONE VALE SOLO PER LE TURBINE AD AZIONE

$1 \longrightarrow 2: \quad i_1 + \frac{w_1^2}{2} = i_2 + \frac{w_2^2}{2} \longrightarrow i_2 = \left(i_1 + \frac{w_1^2}{2}\right) - \frac{w_2^2}{2}$ $\quad i_1 = c_p T_1 \quad i_2 = c_p T_2$

$T_2 = T_1 + \frac{1}{2c_p}(w_1^2 - w_2^2) = 567{,}9\ K > T_1$

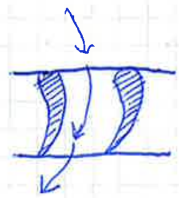
SONO NOTI w_2 E u, QUINDI MANCA UN ALTRO ELEMENTO. SI APPLICA L'EQUAZIONE DI CONTINUITÀ:

$\dot m_1 = \dot m_2$

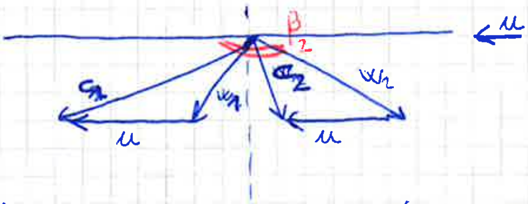
$\cancel{\xi_1} \rho_1 \cancel{\pi d_1 l_1} c_{a1} = \cancel{\xi_2} \rho_2 \cancel{\pi d_2 l_2} c_{a2}$

$\frac{\cancel{p_1}}{T_1 \cdot \cancel{R}} c_{a1} = \frac{\cancel{p_2}}{\cancel{R} T_2} c_{a2} \longrightarrow \frac{c_{a1}}{T_1} = \frac{c_{a2}}{T_2}$

$c_{a2} = \frac{T_2}{T_1} \cdot c_{a1} = 139{,}4\ \frac{m}{s} = w_{a2}$



LE VARIAZIONI DI VELOCITÀ SI COMPENSANO CON VARIAZIONI DI TEMPERATURA E LA SEZIONE DELLE PALETTATURE RIMANE COSTANTE.



$c_{a1} = c_1 \cdot \operatorname{sen}\alpha_1 = 138{,}1\ m/s$

$\beta_2 = 90° + \arccos \frac{c_{a2}}{w_2} \overset{=w_{a2}}{=} 144{,}64°$

$c_{u2} = w_2 \cdot \cos\beta_2 + u = -39{,}36\ m/s$

$L_i = u_1 \cdot c_{u1} - u_2 c_{u2} = u\,(c_{u1} - c_{u2}) = 65{,}794\ kJ/kg$

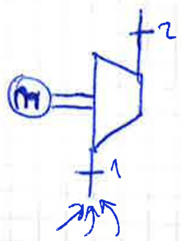
$\dot m = \xi \cdot \frac{p_1}{RT_1} \cdot \pi d_1 l_1 c_{a1} = 38{,}56\ \frac{kg}{s}$

$P_i = \dot m \cdot L_i = 2{,}44\ MW$

$\eta_e^{(i)} = \frac{(i_0^0 - i_2^0) = L_i}{i_0 + \frac{c_0^2}{2} - i_{2IS} - \cancel{\frac{c_2^2}{2}}} = \frac{L_i}{c_p(T_0 - T_{2IS}) + \frac{c_0^2}{2} - \cancel{\frac{c_2^2}{2}}} = 0{,}744$ → SI HA UNO STADIO SOLO

TURBOCOMPRESSORI

COMPRESSORI → TURBOCOMPRESSORI / COMPRESSORI VOLUMETRICI

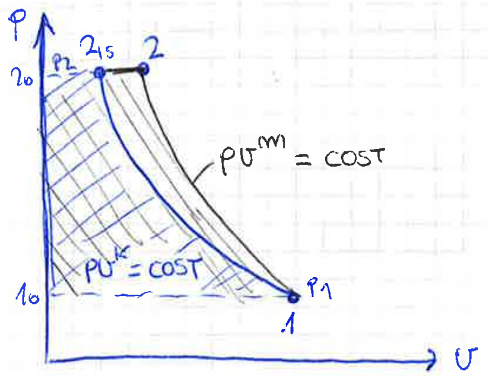


TURBOCOMPRESSORI:

1 ↓ ASPIRAZIONE GIRANTE

↓ DIFFUSORE (PALETTATO O NON)
CHIOCCIOLA DI RACCOLTA

2 MANDATA DEL TURBOCOMPRESSORE

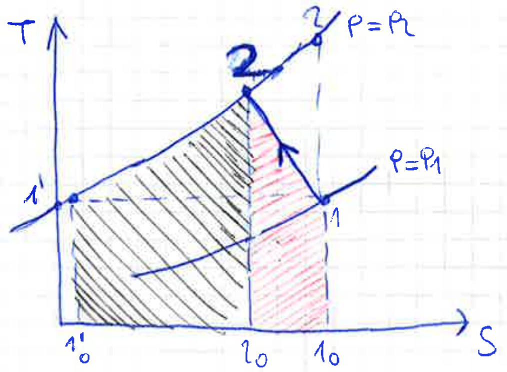


$$L_{i_{IS}} = \int_1^2 v_{IS}\, dp$$

$$L_i = \int_1^2 v\, dp + L_w$$

$$L_i - L_w = \int_1^2 v\, dp = 1_0 1 2 2_0 = 1_0 1 2_{IS} 2_0 + 1 2_{IS} 2$$

$$L_i = L_{IS} + L_w + \underbrace{1 2_{IS} 2}_{\text{CONTRORECUPERO}}$$



$$L_{i_{IS}} = 1_0' 1' 2_{IS} 1_0$$

$$Q_e + L_i = c_p (T_2 - T_1)$$

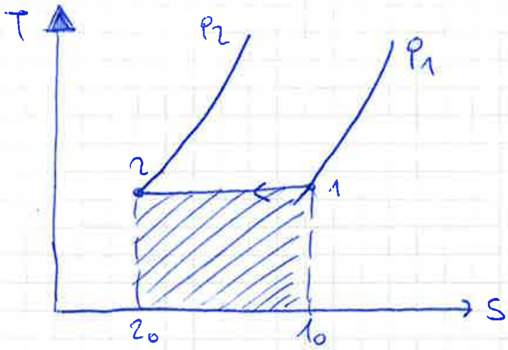
$$L_i = c_p (T_2 - T_1) - Q_e$$

CASO IDEALE ($L_w = 0$)

$$\int_1^2 T dS = Q_e + \underbrace{\cancel{L_w}}_{=0} < 0$$

$$|Q_e| = 2_0 2 1 1_0$$

$$L_i = c_p (T_2 - T_1) + |Q_e|$$



$$Q_e + L_i = \Delta i = c_p (T_2 - T_1) = 0$$

$$L_i = - Q_e \quad (Q_e < 0)$$

$$\beta = \frac{p_2}{p_1}$$

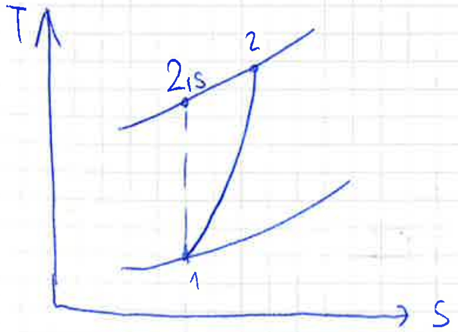
$$|Q_e| = 1_0 1 2 2_0$$

$$L_i = \int_{p_1}^{p_2} v\, dp = c_p T_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \leftarrow \text{CASO ISO-S}$$

$$pv^k = p_1 v_1^k \rightarrow v = \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{1}{k}} \cdot v_1$$

$$\int_{p_1}^{p_2} v\, dp = \int_{p_1}^{p_2} v_1 \cdot p_1^{1/k} \cdot p^{-1/k} \cdot dp = p_1^{1/k} \cdot v_1 \cdot \left. \frac{p^{-\frac{1}{k}+1}}{-\frac{1}{k}+1} \right|_{p_1}^{p_2}$$

$$\text{ISOTERMA: } L_i = \int_{p_1}^{p_2} \frac{RT}{p} dp = RT \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{p} = RT \ln \beta$$



$$pv^m = cost$$

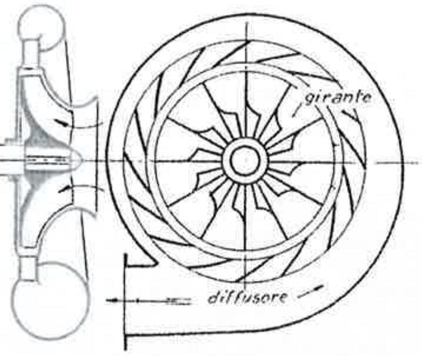
$$c = c_v \frac{m-k}{m-1} = \frac{dL_w^{>0}}{dT_{>0}}$$

$$\underbrace{\cancel{Q_e}}_{=0} + \underbrace{L_w}_{=0} = c (T_2 - T_1)$$

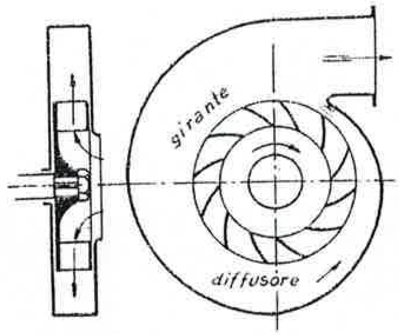
$$m > k$$

Turbocompressori centrifughi

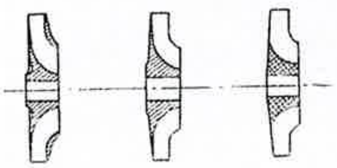
Turbocompressore misto



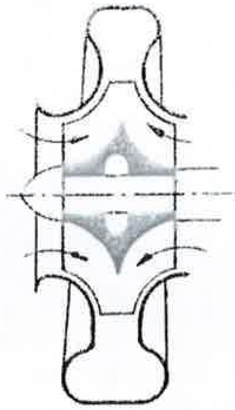
Turbocompressore radiale



Tipologie di girante



CHIUSA SEMIAPERTA APERTA



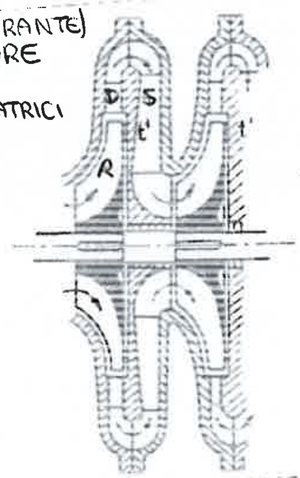
Macchina a doppio ingresso
(PER GRANDI PORTATE)

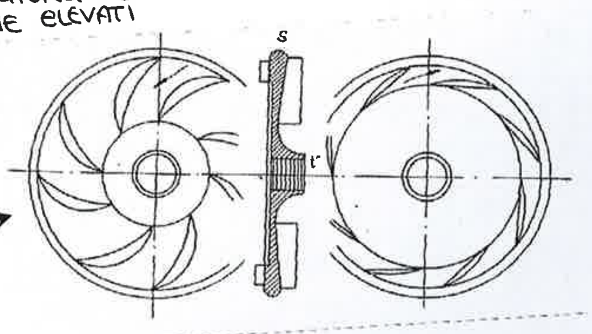
Turbocompressori centrifughi

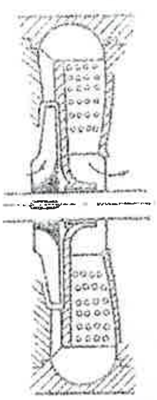
QUANDO SI VOGLIONO RAGGIUNGERE RAPPORTI DI COMPRESSIONE ELEVATI

① Turbocompressore multistadio

R: ROTORE (GIRANTE)
D: DIFFUSORE
S: PALETTE RADDRIZZATRICI





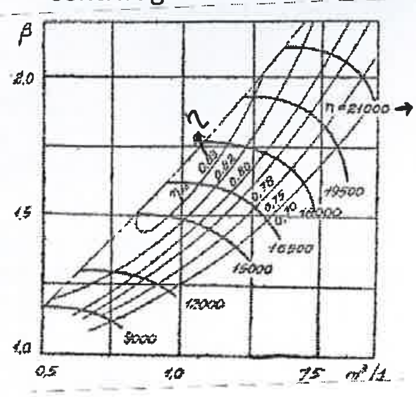


Turbocompressore multistadio inter-refrigerato

↓

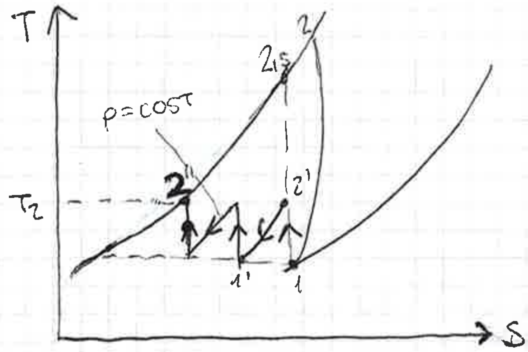
NELLE PALETTATURE DEL RADDRIZZATORE SI HA ANCHE UN CIRCUITO DI RAFFREDDAMENTO

Caratteristica del turbocompressore centrifugo monostadio ≡ MAPPA DI FUNZIONAMENTO DEL TC



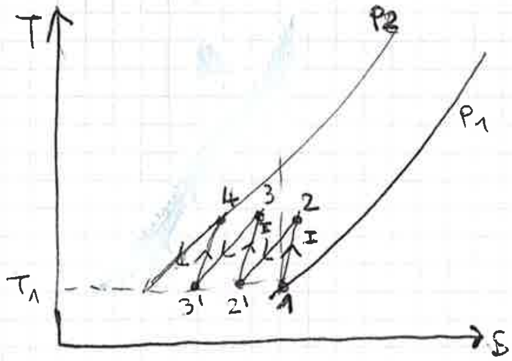
$$L_i - L_{i_{ID}} - L_w = 1 2'_{ID} 2'_R$$

COMPRESSIONE INTERREFRIGERATA UNIFORME IDEALE



TRA UNA COMPRESSIONE E L'ALTRA SI HANNO DELLE REFRIGERAZIONI A PRESSIONE COSTANTE.
SI DICE UNIFORME PERCHÈ SI ARRIVA SEMPRE ALLA STESSA TEMPERATURA INIZIALE E CI SI FERMA SEMPRE ALLA STESSA TEMPERATURA MASSIMA.

COMPRESSIONE INTERREFRIGERATA UNIFORME REALE



LE FASI DI COMPRESSIONE SONO AD ENTROPIA CRESCENTE (SI STANNO CONSIDERANDO GLI ATTRITI)

Hp: 1) PER TUTTI GLI STADI DI COMPRESSIONE SI HA LA STESSA LEGGE DI EVOLUZIONE POLITROPICA ($\equiv$ STESSO m)

2) $L_{w_I} = \alpha \int_I v\,dp$ (IDEM PER GLI ALTRI STADI)

3) IL FLUIDO ALL'USCITA DI OGNI REFRIGERATORE SIA ALLA TEMPERATURA T_1

SOTTO QUESTE IPOTESI SI PUÒ SCRIVERE:

$$dL_i = v\,dp + dL_w + \cancel{dE_c}^{=0} \Rightarrow dL_i = (1+\alpha)\, v\,dp$$

$$dL_w = \alpha\, v\,dp$$

$$L_i = \sum_{J=1}^{z} (1+\alpha) \int_{p_J}^{p_{J+1}} v\,dp =$$

z: NUMERO DI STADI DI COMPRESSIONE (IN QUESTO CASO $z=3$)

$$= \sum_{J=1}^{z} (1+\alpha) \frac{m}{m-1} R T_1 \left[\left(\frac{p_{J+1}}{p_J} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] = (1+\alpha) \frac{m}{m-1} R T_1 \underbrace{\sum_{J=1}^{z} \left[\left(\frac{p_{J+1}}{p_J} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]}$$

BISOGNA MINIMIZZARLA PER RIDURRE AL MINIMO L_i

$$\frac{p_4}{p_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \cdot \left(\frac{p_3}{p_2} \right) \cdot \left(\frac{p_4}{p_3} \right) = \text{COST.}$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_2} = \frac{p_4}{p_3} = \sqrt[z]{\beta} = \sqrt[z]{\frac{p_4}{p_1}}$$

• CONDOTTO D'INGRESSO

AMBIENTE ESTERNO $\rightarrow$ INGRESSO GIRANTE: $\underbrace{i_1 + \frac{c_1^2}{2}}_{c_p T_1^\circ} = i' + \frac{c'^2}{2}$

• GIRANTE: $L_i = i'' - i' + \frac{c''^2 - c'^2}{2}$

$$L_i = u'' \cdot c_u'' - \cancel{u' c_u'}$$ =0 PERCHÈ C' È MERIDIANA

• DIFFUSORE: $i'' + \frac{c''^2}{2} = i''' + \frac{c'''^2}{2}$

• CHIOCCIOLA DI RACCOLTA (O VOLUTA DEL COMPRESSORE CENTRIFUGO): $i''' + \frac{c'''^2}{2} = i_2 + \frac{c_2^2}{2}$

• TUTTA LA MACCHINA: $L_i = \underset{\simeq i_2 - i_1}{i_2^\circ - i_1^\circ} = u'' c_u'$

ESERCITAZIONE 6

Es. 1

TURBOCOMPRESSORE CENTRIFUGO MONOSTADIO

$\dot{V}_{ASP} = 9000\ m^3/h$ $\quad (K = 1,4\ ,\ R = 287)$ $\quad$ } ASPIRAZIONE

$p_1 = 1\,bar\ ,\ t_1 = 18°C$

$\dot{V}_{MAN} = 6800\ m^3/h$ $\quad$ } MANDATA

$p_2 = 1,7\ bar$

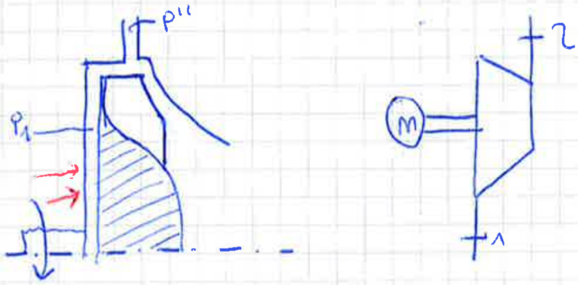
$\eta_m = 0,98$

P_{ASS} ?

η_{is} ?

η_y ?

CONTRORECUPERO ?



$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = COST.$ ← MACCHINA STAZIONARIA

$\rho_1 \dot{V}_{ASP} = \rho_2 \dot{V}_{MAN}$

$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1}\ ,\ \rho_2 = \frac{p_2}{RT_2}$

$\frac{p_1}{T_1}\dot{V}_{ASP} = \frac{p_2}{T_2}\dot{V}_{MAN}$

$$T_2 = \frac{p_2}{p_1} \cdot T_1 \cdot \frac{\dot{V}_{MAN}}{\dot{V}_{ASP}} = 346,3\ K$$

$$\dot{m} = \rho_1 \dot{V}_{ASP} = \frac{p_1}{RT_1}\dot{V}_{ASP} = \frac{10^5}{287 \cdot 291} \cdot 9000 = 1,197\ \frac{Kg}{h}$$

$$P_{ASS} = \frac{\dot{m} \cdot L_i}{\eta_m}$$

$$\overset{=0}{\cancel{Q_e}} + L_i = \Delta i + \overset{=0}{\cancel{\Delta E_c}} \rightarrow L_i = c_p(T_2 - T_1) = 55,55\ KJ/Kg$$

$$P_{ASS} = \frac{\dot{m} \cdot L_i}{\eta_m} = 169,62\ KW \quad (P_i = 166,23\ KW)$$

$$L_{i_{IS}} = c_p(T_{2_{IS}} - T_1) = c_p T_1\left(\frac{T_{2_{IS}}}{T_1} - 1\right) = \frac{K}{K-1} R T_1 \left(\frac{T_{2_{IS}}}{T_1} - 1\right)$$

$$\frac{T_{2_{IS}}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{K-1}{K}} = \beta^{\frac{K-1}{K}}$$

$$L_{i_{IS}} = \frac{K}{K-1} R T_1 \left(\beta^{\frac{K-1}{K}} - 1\right) = 47,85\ KJ/Kg$$

$$\eta_{IS} = \frac{L_{i_{IS}}}{L_i} = 0,861$$

$$L_i = \int_1^2 v\,dp + L_w + \overset{=0}{\cancel{\Delta E_c}} + \overset{=0}{\cancel{\Delta E_g}} \rightarrow L_i - L_w = \int_1^2 v\,dp = L_{i,pol}$$

$$p v^m = COST.$$

$$p_1 v_1^m = p_2 v_2^m \rightarrow \ln(p_1 v_1^m) = \ln(p_2 v_2^m)$$

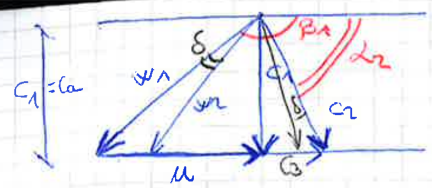
$$\ln p_1 + m \ln v_1 = \ln p_2 + m \ln v_2 \rightarrow m = \frac{\ln\frac{p_2}{p_1}}{\ln\frac{v_1}{v_2}} = \frac{\ln\frac{p_2}{p_1}}{\ln\left(\frac{RT_1}{p_1} \Big/ \frac{RT_2}{p_2}\right)} = \frac{1}{1 - \frac{\ln(T_2/T_1)}{\ln(p_2/p_1)}} = 1,488$$

$$p_1 v_1^m = p v^m \rightarrow v = \left(\frac{p_1}{p}\right)^{1/m} v_1$$

$$L_{i,pol} = \int v\,dp = p_1^{\frac{1}{m}} \cdot v_1 \cdot \int_1^2 p^{-\frac{1}{m}}\,dp = p_1^{\frac{1}{m}} \cdot v_1 \left[\frac{p^{-\frac{1}{m}+1}}{-\frac{1}{m}+1}\right]_{p_1}^{p_2} = p_1^{\frac{1}{m}} v_1 \left[p_2^{\frac{m-1}{m}} - p_1^{\frac{m-1}{m}}\right] \cdot \frac{m}{m-1} =$$

$$= p_1^{\frac{1}{m}} \cdot p_1^{\frac{m-1}{m}} v_1 \left[\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right] \frac{m}{m-1} = p_1 v_1 \frac{m}{m-1}\left[\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right] = \frac{m}{m-1} R T_1 \left[\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right]$$

$$= 48,4\ KJ/Kg$$



$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2} = 277{,}1 \ m/s$

$\beta_1 = 180° - \arcsen \frac{c_1}{w_1} = 154{,}36°$

$L_i = u\, c_{u2} \Longrightarrow$ FISSO w_2

$\uparrow$ CONVENZIONE DELLE MACCHINE OPERATRICI

$\beta_2 = \beta_1 - \delta = 134{,}36°$

$w_2 = \frac{c_1 \ (= w_{2a})}{sen\beta_2} = 167{,}84 \ \frac{m}{s}$

$c_{u2} = w_2 \cdot \cos\beta_2 + u = 132{,}66 \ m/s$

$c_2 = \sqrt{c_{u2}^2 + \underbrace{c_{a2}^2}_{= c_1^2}} = 178{,}88 \ m/s$

$\alpha_2 = \arcsen \frac{c_1}{c_2} = 47{,}13°$

$L_i = u \cdot c_{u2} - u \overbrace{\cancel{c_{u1}}}^{=0} = 33{,}16 \ kJ/kg$

$c_3 = \frac{c_1}{sen\,\alpha_3} = \frac{c_1}{sen(\alpha_2 + \delta)} = 135{,}74 \ \frac{m}{s}$ $\leftarrow$ USCITA DAL DIFFUSORE

$L_i = c_p (T_3 - T_1) + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2} \longrightarrow T_3 = 319 \ K$

$L_{i,is} = \eta_{c,is} \cdot L_i = 29{,}5 \ kJ/kg$

$L_{i,is} = c_p (T_{3,is} - T_1) + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2} \longrightarrow T_{3,is} = 315{,}38 \ K$

SI USA c_3 ANZICHÈ $c_{3,is}$ PERCHÈ È QUELLA CHE SI RECUPERA DALLO STADIO PRECEDENTE

$\left(\frac{T_{3,is}}{T_1}\right) = \left(\frac{p_3}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \longrightarrow p_{3,is} = p_3 = 140{,}16 \ kPa$

$\frac{T_3}{T_1} = \left(\frac{p_3}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}} \longrightarrow \frac{m-1}{m} = \frac{\ln(T_3/T_1)}{\ln(p_3/p_1)} = 0{,}032 \longrightarrow m = 1{,}478$

$L_i = c_p (T_2 - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \longrightarrow T_2 = 312{,}25 \ K$

$p_2 = p_1 \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{m-1}{m}} = 131{,}15 \ kPa$

PARAMETRI ADIMENSIONATI CARATTERIZZANTI IL FLUSSO IN TURBOCOMPRESSORI

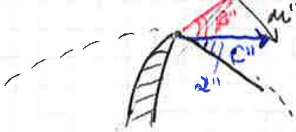
$\Phi = \frac{w_r''}{u''}$ COEFFICIENTE DI PORTATA (w_m'' SE COMPR. ASSIALE; COMPONENTE CHE DÀ PORTATA) $\quad ''$: USCITA GIRANTE

$\Psi = \frac{L_i}{u''^2/2}$ COEFFICIENTE DI PRESSIONE O DI LAVORO

$\xi = \frac{L_w}{u''^2/2}$ COEFFICIENTE DI PERDITA

$Cr = \frac{u''}{\sqrt{RT_1°}}$ NUMERO DI CROCCO $\left(\text{O ANCHE } Cr = \frac{u''}{\sqrt{2c_p T_1°}} \text{ DA } c_p = \frac{k}{k-1} R \right)$

$L_i = u'' \cdot c_u'' - u' \cdot \overbrace{\cancel{c_u'}}^{=0}$ $\uparrow$ NO PREGIRANTE O DISTRIBUTORE



$c_u'' = c'' \cdot \cos\alpha''$

$c_u'' = w_u'' + u''$

$w_u'' = w_r'' \cdot \cotg\beta'' = \Phi \cdot u'' \cdot \cotg\beta''$

ANGOLO GEOMETRICO

$L_i = u'' \cdot c_u''$

$L_i = u'' (w_u'' + u'')$

$L_i = u'' (\Phi \cotg\beta'' + 1) u'' = (1 + \Phi \cotg\beta'') u''^2$

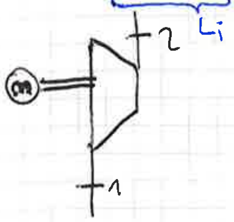
$\frac{L_i}{2 u''^2/2} = 1 + \Phi \cotg\beta''$

$\Psi = \frac{L_i}{\frac{u''^2}{2}} = 2(1 + \Phi \cotg\beta'')$

GRADO DI REAZIONE

$$\chi = \underbrace{\frac{i'' - i_1^\circ}{i_2^\circ - i_1^\circ}}_{L_i} < 1$$

1: INGRESSO MACCHINA
2: USCITA MACCHINA
'': USCITA GIRANTE



$$L_i = i'' - i_1 + \frac{c''^2}{2} - \frac{c_1^2}{2}$$

$$L_i = i'' + \frac{c''^2}{2} - i_1^\circ$$

$$L_i - \frac{c''^2}{2} = i'' - i_1^\circ$$

$$\chi = \frac{L_i - \frac{c''^2}{2}}{L_i}$$

VA OLTRE I TURBOCOMPRESSORI E RIGUARDA ANCHE I VENTILATORI

$$L_i = \Delta i + \Delta E_c \qquad L_i - \Delta E_c = \Delta i$$

$$L_i = \int v\,dp + L_w + \Delta E_c \qquad L_i - \Delta E_c = \int v\,dp + L_w$$

χ ALTO: L'AUMENTO DI PRESSIONE È IMPORTANTE SULLA GIRANTE

χ BASSO: L'AUMENTO DI PRESSIONE LO FA TUTTO IL DIFFUSORE

IL GRADO DI REAZIONE SI PUÒ LEGARE AL COEFFICIENTE DI PORTATA:

$$\chi = 1 - \frac{c''^2}{\psi \cdot u''^2} = 1 - \left(\frac{c_u''}{u''}\right)^2 \cdot \frac{1}{\psi \cos^2 \alpha''}$$

$L_i = \psi \cdot \frac{u''^2}{2}$ $\qquad c_u'' = c'' \cdot \cos\alpha''$

$$\frac{1}{\cos^2\alpha''} = 1 + tg^2\alpha''$$

$$tg\,\alpha'' = \frac{c_r''}{c_u''} = \frac{w_r''}{c_u''} = \frac{w_r'' \cdot u''}{c_u'' \cdot u''} = \frac{w_r''}{u''} \cdot \frac{u''^2}{c_u'' \cdot u''} = \Phi \cdot \frac{2 \cdot u''^2/2}{c_u'' \cdot u''} = \frac{2\Phi}{\psi}$$

$$\psi = \frac{u'' \cdot c_u''}{\frac{u''^2}{2}}$$

$$\frac{1}{\cos^2\alpha''} = 1 + tg''\alpha'' = 1 + \frac{4\Phi^2}{\psi^2}$$

$$\chi = 1 - \frac{1}{\psi}\left(1 + \frac{4\Phi^2}{\psi^2}\right) \cdot \left(\frac{c_u''}{u''}\right)^2$$

$$\frac{c_u''}{u''} = \frac{c_u'' \cdot u''}{2 \cdot u''^2/2} = \frac{\psi}{2}$$

$$\chi = 1 - \frac{1}{\cancel{\psi}}\left(1 + \frac{4\Phi^2}{\psi^2}\right) \cdot \frac{\cancel{\psi^2}}{4} = 1 - \frac{\psi}{4}\left(1 + \frac{4\Phi^2}{\psi^2}\right) = 1 - \frac{\psi}{4} - \frac{\Phi^2}{\psi}$$

COMMENTI:

1) $\psi = 2(1 + \Phi\, cotg\, \beta'')$ $\qquad$ PALE RADIALI $(\beta'' = 90°) \Rightarrow \psi = 2$

$$\chi = \frac{1}{2} - \frac{1}{2}\Phi^2$$

IL GRADO DI REAZIONE DIMINUISCE AL CRESCERE DEL COEFFICIENTE DI PORTATA Φ.
SE Φ È ALTO SI AVRÀ UNA COMPONENTE DI VELOCITÀ ALTA ALL'USCITA DELLA GIRANTE E QUINDI SI AVRÀ BISOGNO DEL DIFFUSORE PER RECUPERARE ENERGIA CINETICA.

$$tg\,\alpha'' = \frac{2\Phi}{\psi} = \Phi$$

$tg\,\alpha'' = \Phi''$ $\qquad$ α'' È BASSO, Φ È BASSO E χ SI AVVICINA A 0,5

2) Φ FISSATO, Φ COSTANTE

$$\chi = 1 - \frac{\psi}{4} - \frac{\Phi^2}{\psi}$$

$$\frac{d\chi}{d\psi} = -\frac{1}{4} + \frac{\Phi^2}{\psi^2} = -\frac{\psi^2 - 4\Phi^2}{4\psi^2} \gtrless 0$$

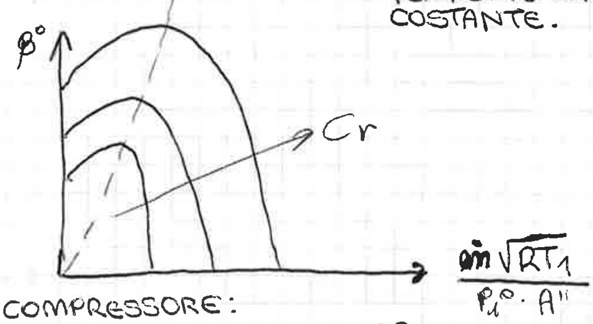
$$\psi \gtrless 2\Phi$$

$$tg\,\alpha'' = \frac{2\Phi}{\psi} \gtrless 1$$

SE α'' È BASSO $\Rightarrow tg\,\alpha'' < 1$; $\frac{2\Phi}{\psi} < 1$; $2\Phi < \psi$; $\frac{d\chi}{d\psi} < 0$

PER AVERE UN GRADO DI REAZIONE ELEVATO IL COEFFICIENTE DI PRESSIONE ψ DOVRÀ DIMINUIRE.

$$\frac{\dot{m}\sqrt{RT_1^\circ}}{p_1^\circ A_1} \cdot \left(\frac{A_1}{A''}\right)$$ → MACCHINE GEOMETRICAMENTE SIMILI AVRANNO LO STESSO RAPPORTO A_1/A''.
PER NOI IL TURBOCOMPRESSORE È FISSATO QUINDI A_1/A'' È COSTANTE.



COMPRESSORE:

$$L_i - L_w = \int v\,dp + \cancel{\Delta E_c}^{=0}$$

$$L_i - L_w = \frac{m}{m-1} RT_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right)$$

$$\frac{m-1}{m} = \frac{1}{\eta_{Yc}} \cdot \frac{k-1}{k} \rightarrow \frac{m}{m-1} = \eta_{Yc} \cdot \frac{k}{k-1}$$

$$L_i - L_w = \eta_{Yc} \frac{k}{k-1} RT_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k} \cdot \frac{1}{\eta_{Yc}}} - 1\right)$$

$$c_p = \frac{k}{k-1} R$$

DIVIDO PER $\frac{u''^2}{2}$:

$$\psi - \xi = \eta_Y \left(\frac{2c_pT_1}{u''^2}\right)\left(\beta^{\frac{k-1}{k} \cdot \frac{1}{\eta_{Yc}}} - 1\right)$$

$$\beta^{\frac{k-1}{k}\frac{1}{\eta_{Yc}}} - 1 = (\psi - \xi) \cdot \frac{Cr^2}{\eta_{Yc}}$$

$$\beta = \left[1 + (\psi - \xi)\frac{Cr^2}{\eta_{Yc}}\right]^{\frac{k}{k-1}\eta_{Yc}} \qquad \eta_{Yc} = \frac{\psi - \xi}{\psi}$$

$$\beta = (1 + \psi Cr^2)^{\frac{k}{k-1}\eta_{Yc}} = \beta(\Phi, Cr)$$

$$\frac{\dot{m} v''}{d''^2} = \pi \frac{\ell''}{d''} \cdot \Phi \cdot u''$$

$$\frac{\dot{m} v_1}{d''^2} = \pi \frac{\ell''}{d''} \Phi \cdot u'' \cdot \left(\frac{\rho''}{\rho_1}\right)$$

$$\frac{\dot{m}\sqrt{RT_1}}{p_1 d''^2} = \pi \frac{\ell''}{d''} \Phi \frac{u''}{\sqrt{RT_1}} \cdot \left(\frac{\rho''}{\rho_1}\right)$$

$$\frac{\rho''}{\rho_1} = \left(\frac{T''}{T_1}\right)^{\frac{1}{m-1}} = \left(\frac{T''}{T_1}\right)^{\left(\frac{k\eta_Y}{k-1} - 1\right)} \qquad \frac{m-1}{m} = \frac{1}{\eta_{Yc}} \frac{k-1}{k}$$

$$\chi = \frac{T'' - T_1}{T_2 - T_1}$$

$$\frac{T''}{T_1} = 1 + \chi\left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right)$$

$$\chi = 1 - \frac{\psi}{4} - \frac{\Phi^2}{\psi}$$

$$\frac{T_2}{T_1} - 1 = \frac{T_2 - T_1}{T_1} = \frac{c_p(T_2 - T_1)}{c_p T_1} = \frac{L_i}{c_p T_1} = \frac{\psi \cdot u''^2}{2c_pT_1} = \psi \cdot Cr^2$$

$L = Q_1 - Q_2$

$$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{c_p (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \cdot \cancel{\frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1}}$$

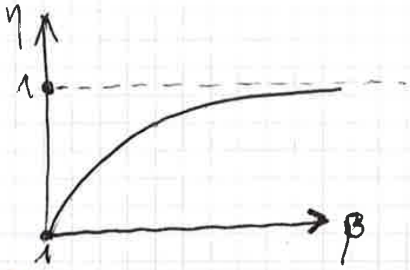
$T_1 \cdot T_3 = T_2 \cdot T_4 \Rightarrow \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$ ← QUANDO IL CICLO È FORMATO DA TRASFORMAZIONI A 2 A 2 UGUALI

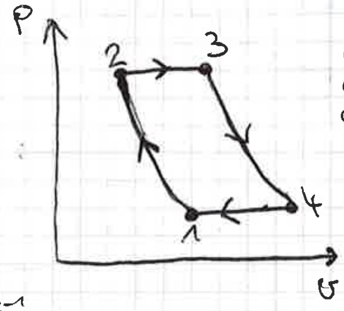
$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2}$ $\quad T_2 = T_1 \beta^{\frac{k-1}{k}}$

$\eta = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}$

↑

NON DIPENDE DA T_3 MA SOLO DA β





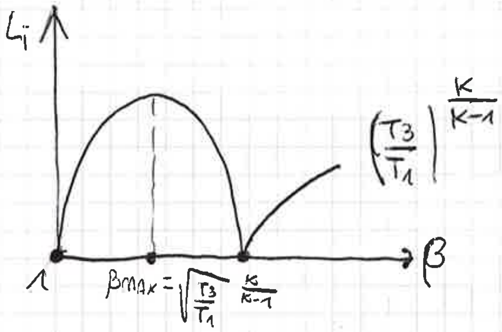
4-1 NEL CICLO REALE È UNA SOSTITUZIONE DI FLUIDO MOTORE.

1) $L_i = \eta_{ID} \cdot \underbrace{c_p (T_3 - T_2)}_{Q_1} = \left(1 - 1/\beta^{\frac{k-1}{k}}\right) \cdot c_p \left(T_3 - T_1 \beta^{\frac{k-1}{k}}\right)$

2) $L_i = Q_1 - Q_2 = c_p (T_3 - T_2) - c_p (T_4 - T_1) = c_p (T_3 + T_1) - c_p (T_2 + T_4)$

↓ BISOGNA MINIMIZZARLA (SI HA PER $T_2 = T_4$)

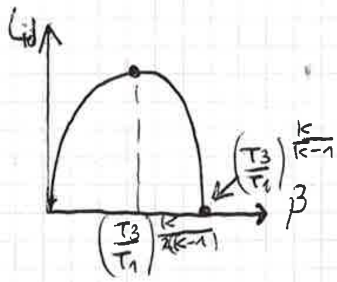
$L_i = 0$ PER $\beta = 1$ E $\beta = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$

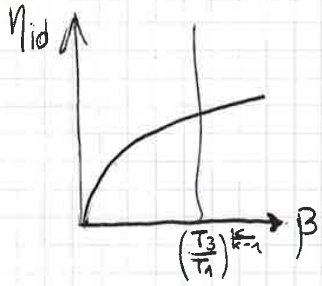


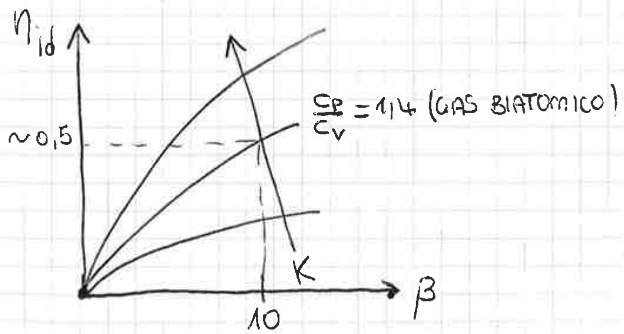
$T_2 = T_4$

$\underbrace{T_1 \beta^{\frac{k-1}{k}}}_{T_2} = T_3 / \beta^{\frac{k-1}{k}} = T_4$

$\beta = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{k}{2(k-1)}}$





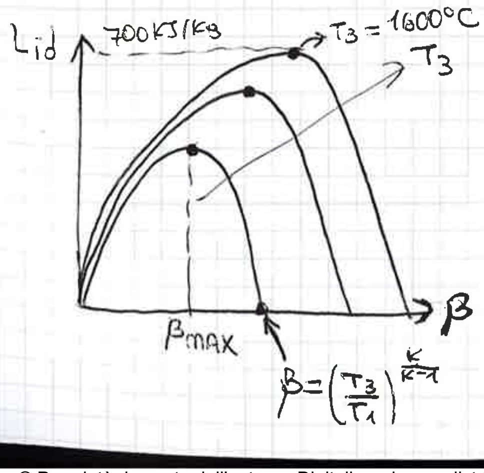


$L_{id} = \eta_{id} \, c_p (T_3 - T_2)$

$\eta_{id} = 1 - 1/\beta^{\frac{k-1}{k}}$

$L_{id} = c_p T_3 \left(1 - \sqrt{\frac{T_1}{T_3}}\right)^2$

$\eta_{id_{L_{id\,max}}} = 1 - \sqrt{\frac{T_1}{T_3}}$



© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 77 di 96

$2' \rightarrow 1: \quad \frac{T_2'}{T_1} = \underbrace{\left(\frac{p_2'}{p_1}\right)}_{\beta \equiv \beta_{id}}^{\frac{k-1}{k}} \cdot e^{-\underbrace{\frac{D(T_2'-T_1)}{c_{p_0}}}}$

$D = 0 \rightarrow$ L'ESPONENZIALE SI ANNULLA $\rightarrow$ LEGGE ISOENTROPICA

$$\eta_{id} = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}$$

OPPURE

PRIMA APPROSSIMAZIONE: $k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{R + c_v}{c_v} = 1 + \frac{R}{c_v} = 1 + \frac{R}{c_{v_0} + DT} = 1 + \frac{R}{c_{v_0}|_{T_1} + \underbrace{D(T-T_1)}_{=0}}$ (CICLO IDEALE)

$k_m < k = cost$

3) $pv = RT \qquad pv = R'T$

$R = \frac{\mathcal{R}}{m} \qquad R' = \frac{\mathcal{R}}{m'}$

$R' > R$

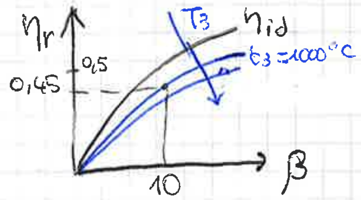
$C_nH_m + \left(n + \frac{m}{4}\right) O_2 \rightarrow n\, CO_2 + \frac{m}{2} H_2O$

$1 + \left(n + \frac{m}{4}\right) \quad : \quad \left(n + \frac{m}{2}\right)$ ← SEMPRE MAGGIORE DI $\left(1 + n + \frac{m}{4}\right)$

$\frac{v_3}{v_2} = \frac{T_3}{T_2}$ CICLO IDEALE COMBUSTIONE A $P = COST.$

$\frac{v_3}{v_2} = \underbrace{\frac{R'}{R}}_{>1} \frac{T_3}{T_2}$

$L_i = -\int v\,dp$ ← v_3 È MAGGIORE E SI FA PIÙ LAVORO



• CICLO REALE

CAUSE DI PERDITA:

1) ATTRITO L_w

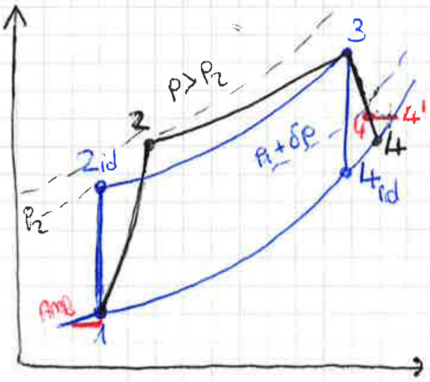
$\eta_{c_{is}}, \eta_{t_{is}} \quad (\eta_{y_c}, \eta_{y_t})$

2) PERDITE DI CALORE + PERDITE DI COMBUSTIONE INCOMPLETA $\quad \eta_b = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_{comb}}$ ($\dot{Q}_1$ → TRASFERITO AL FLUIDO (2→3); $\dot{Q}_{comb}$ → OTTENUTO DALLA COMBUSTIONE DI C_nH_m)

3) CADUTE DI PRESSIONE SUL COMBUSTORE

RENDIMENTO PNEUMATICO: $\eta_{\pi b} = \frac{p_3}{p_2} < 1$

4) PERDITE ORGANICHE O MECCANICHE (η_m)



— CICLO IDEALE

$i^0 = cost.$

$Q_e + L_i = \Delta i^0 = \Delta i + \cancel{\Delta E_c}^{=0}$

SE HO η_{Yc} IN LUOGO DI $\eta_{c_{is}}$:

$$T_1 \cdot \beta_{id}^{\frac{k-1}{k}} = T_2$$

$$T_2' = T_1 \cdot \beta^{\frac{m-1}{m}}$$

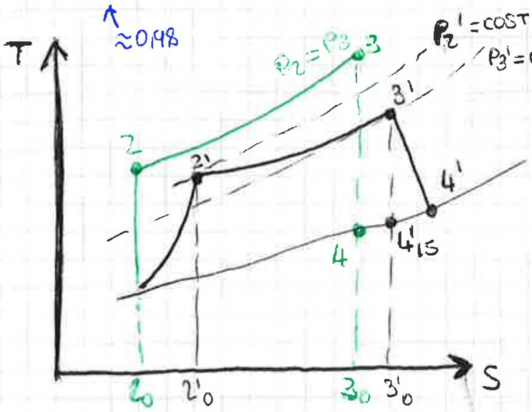
$$\frac{m-1}{m} = \frac{1}{\eta_{Yc}} \frac{k-1}{k}$$

$$T_2' = T_2$$

$$\beta^{\frac{k-1}{k} \cdot \frac{1}{\eta_{Yc}}} = \beta_{id}^{\frac{k-1}{k}} \longrightarrow \beta = \beta_{id}^{\eta_{Yc}} \qquad \beta < \beta_{id}$$

$$p_3' = \eta_{\pi b} \cdot p_2' < p_2'$$

$\eta_{\pi b} \simeq 0{,}98$



$$AREA(2_0 2 3 3_0) = Q$$

$$Q_1' \nearrow \underbrace{AREA(2_0' 2' 3' 3_0')}_{\text{CALORE INTRODOTTO TRA 2' E 3' (A MENO DI } L_w)} = \underbrace{\eta_b \cdot AREA(2_0 2 3 3_0)}_{\text{CALORE SVILUPPATO DALLA COMBUSTIONE}}$$

$3' \rightarrow 4'$

$$c_p'(T_3' - T_4') = \eta_{t_{is}} \cdot c_p'(T_3 - T_{4'_{is}})$$

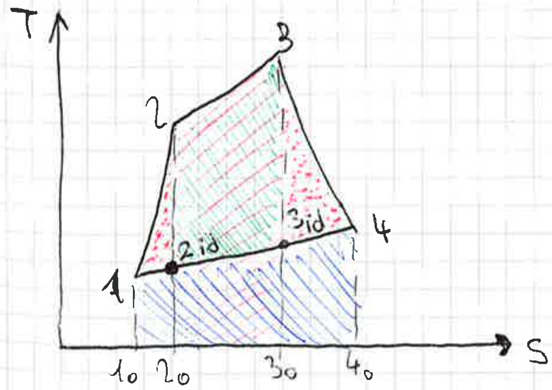
$$T_{4'_{is}} = T_3' / \beta_t^{\frac{k'-1}{k'}}$$

$$\beta_t = \frac{p_3'}{p_4'} = \frac{p_3'}{p_1'} = \eta_{\pi b} \cdot \frac{p_2'}{p_1' \simeq p_1} = \beta_c \cdot \eta_{\pi b}$$

$$T_3' - T_4' = \eta_{t_{is}} \left(T_3' - T_3' / \beta_t^{\frac{k'-1}{k'}} \right)$$

$$T_4' = T_3 \left[1 - \eta_{t_{is}} \left(1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{k'-1}{k'}}} \right) \right]$$

SE AVESSI η_{Yc}: $\quad \frac{T_4'}{T_3'} = \frac{1}{\beta_t^{\frac{k'-1}{k'} \eta_{Yt}}}, \quad \frac{k'-1}{k'} \eta_{Yt} = \frac{m'-1}{m'}$



$Q_1 \simeq 2_0 2 3 3_0$

$p_2 = p_3 \rightarrow L_w = \int -v\,dp = 0$

$Q_2 = 1_0 1 4 4_0$

$L_{w_{COMP}} = 1_0 1 2 2_0 \quad , \quad L_{w_{TURB}} = 3_0 3 4 4_0$

$$L = Q_1 - Q_2 = \underbrace{2_{id} 2 3 3_{id}}_{L_{id}} + 1 2 2_{id} + 3_{id} 3 4$$

$2_0 2_{id} 3_{id} 3_0$

$$Q_1 - Q_2 = 2_{id} 2 3 3_{id} - 1_0 1 2_{id} 2_0 - 3_0 3_{id} 4 4_0 = L_{id} - 1_0 1 2_{id} 2_0 - 3_0 3_{id} 4 4_0 =$$

$$= L_{id} - (1_0 1 2 2_0 - 1 2 2_{id}) - (3_0 3 4 4_0 - 3_{id} 3 4) = L_{id} - L_{w_{COMP}} - L_{w_{TURB}} + 1 2 2_{id} + 3_{id} 3 4$$

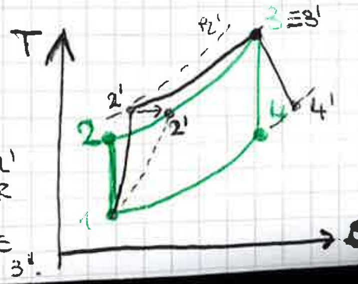
2ª STRADA:

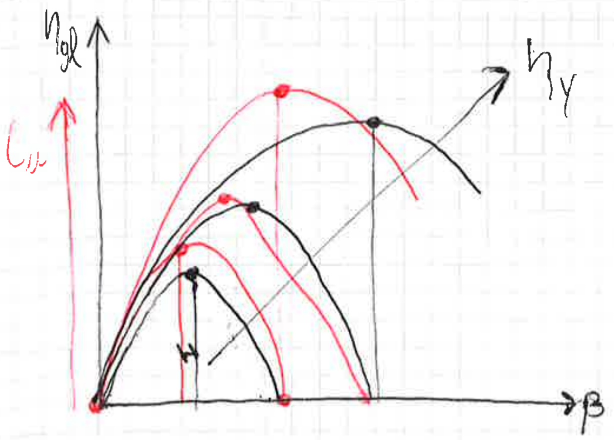
$$L_u = \eta_{mt} \cdot \eta_{t_{is}} \cdot L_{t_{is}} - \frac{L_{c_{is}}}{\eta_{c_{is}} \cdot \eta_{mc}}$$

$$\eta_u = \frac{L_u}{Q_1'}$$

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

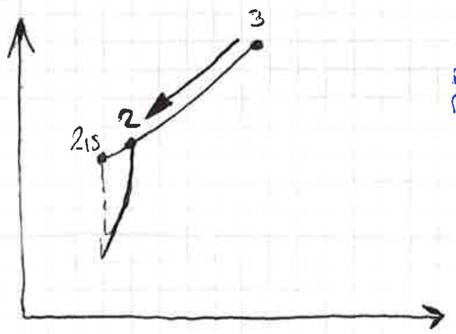
SI RIPORTA 2' SULL' ISOBARA DI 3' PER AVERE UNA TRASFORMAZIONE ISOBARA TRA 2' E 3'.





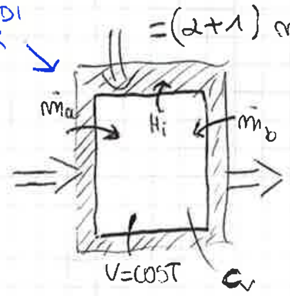
η_{yc}, η_{yt}
$T_3 = cost.$

COMBUSTIONE



$$\underbrace{\dot m_b H_i}_{\text{CALORE SVILUPPATO DALLA COMBUSTIONE}} = \underbrace{(\dot m_a + \dot m_b)\, c_p' (T_3 - T_2)}_{\text{CALORE INTRODOTTO NEL FLUIDO}} = (\alpha+1)\, \dot m_b\, c_p' (T_3 - T_2) \qquad \alpha = \frac{\dot m_a}{\dot m_b}$$

BOMBA DI MAHLER



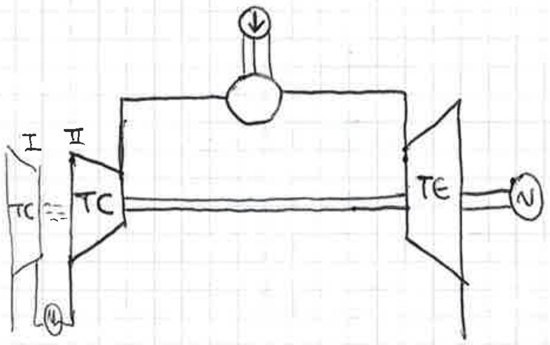
SI INSERISCE LA BOMBA IN UN BAGNO D'ACQUA TERMOSTATIZZATO E SI MISURA LA QUANTITÀ DI CALORE TRASFERITA ALL'ACQUA DI RAFFREDDAMENTO DAI GAS COMBUSTI.

$$\dot m_b H_i = (\dot m_a + \dot m_b)\, c_v' (T_3 - T_2) = (\alpha+1)\, \dot m_b\, c_v' (T_3 - T_2)$$

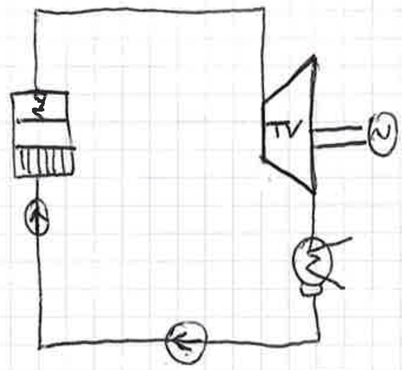
POTERE CALORIFICO INFERIORE

$$\frac{H_i}{1+\alpha} = c_p' (T_3 - T_2) \rightarrow \text{CALORE INTRODOTTO PER UNITÀ DI PORTATA}$$

IMPIANTI A CICLO COMBINATO



IMPIANTO TURBINA A GAS
A CICLO SEMPLICE



IMPIANTO A VAPORE

UNA DELLE CRITICITÀ DELL'IMPIANTO TURBINA A GAS È IL FATTO CHE SCARICA A TEMPERATURA RELATIVAMENTE ELEVATA, QUINDI ENTALPIA CHE POTREBBE ESSERE RIUTILIZZATA.
UN PUNTO DI FORZA INVECE È L'ALTA TEMPERATURA RAGGIUNTA DOPO IL COMBUSTORE ($T_3 \simeq 1500-1600°C$).
D'ALTRO CANTO L'IMPIANTO A VAPORE HA COME PUNTO DI FORZA LA PRESENZA DEL CONDENSATORE E QUINDI LA POSSIBILITÀ DI RAGGIUNGERE PRESSIONI E TEMPERATURE MOLTO BASSE.

$$L_u = \eta_{mt} \cdot \eta_{tis} \cdot L_{tis} - \frac{L_c}{\eta_{cis} \cdot \eta_{mc}}$$

L'IDEA È DI METTERE INSIEME I 2 IMPIANTI E QUINDI PENSARE A UN CICLO TOPPING (TURBOGAS) E A UN CICLO BOTTOMING (IMPIANTO A VAPORE).
SI DEVE SOSTITUIRE ALLA CALDAIA UNO SCAMBIATORE DI CALORE CHE RECUPERI IL CALORE DAI GAS DI SCARICO DEL TURBOGAS E LO SCAMBI CON IL FLUIDO CHE DEVE CAMBIARE DI STATO NELL'IMPIANTO A VAPORE.

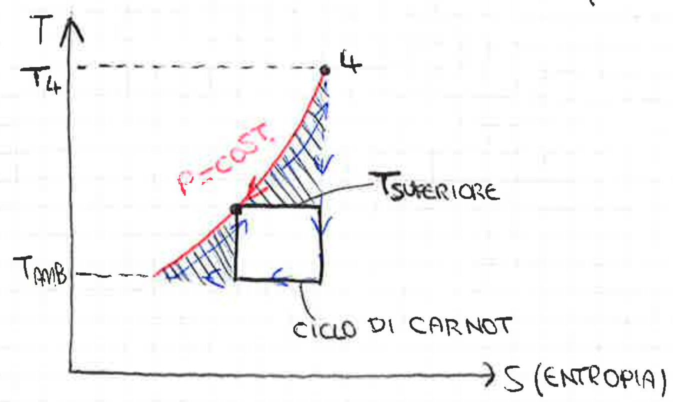
2) $\dot{m}_g \, c_p' \left[T_4 - (T_m + \Delta T_{PP}) \right] = \dot{m}_v (i_0 - i_m)$ VAPORIZZATORE + SURRISCALDATORE

L'OBIETTIVO È CERCARE DI MASSIMIZZARE $\dot{m}_v$.
SICCOME CI SONO 2 VINCOLI DA RISPETTARE BISOGNA VEDERE QUALE TRA I 2 È IL PIÙ STRINGENTE (DI SOLITO IL PP).
QUINDI ESISTONO 2 CATEGORIE DI PROGETTI: VINCOLATI AL PP O AL CAMINO.
(ES. T_4 TROPPO ALTA)

$$\eta_{GVR} = \frac{\dot{Q}_{REC}}{c_p' (T_4 - T_{AMB}) \cdot \dot{m}_g} = \eta_{HRB} \text{ (HEAT RECOVERY BURNER)}$$

SE $T_4 \uparrow \Rightarrow \eta_{GVR} \uparrow$

$$\dot{Q}_{REC} = \dot{m}_v (i_0 - i_L) = \dot{m}_g c_p' (T_4 - T_f)$$

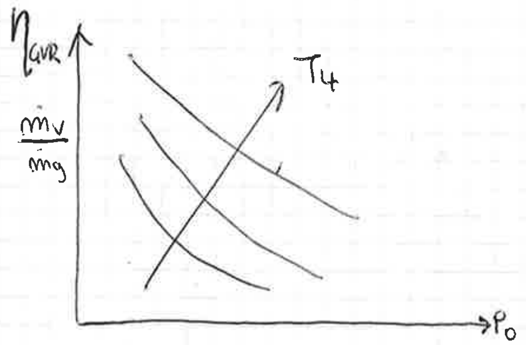


BISOGNA SCEGLIERE $T_{SUPERIORE}$ IN MODO DA MINIMIZZARE LE PERDITE.

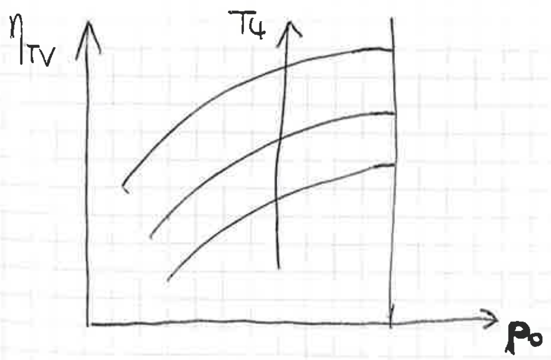
SE $T_{SUP.} = T_4 \Rightarrow \eta_{CARNOT}$ ALTO MA NON SI SCAMBIEREBBE CALORE

SE $T_{SUP} = T_{AMB} \Rightarrow$ SI RECUPERA TUTTO IL CALORE MA $\eta_{CARNOT} = 0$.

ALLORA, BISOGNA TROVARE UN COMPROMESSO.



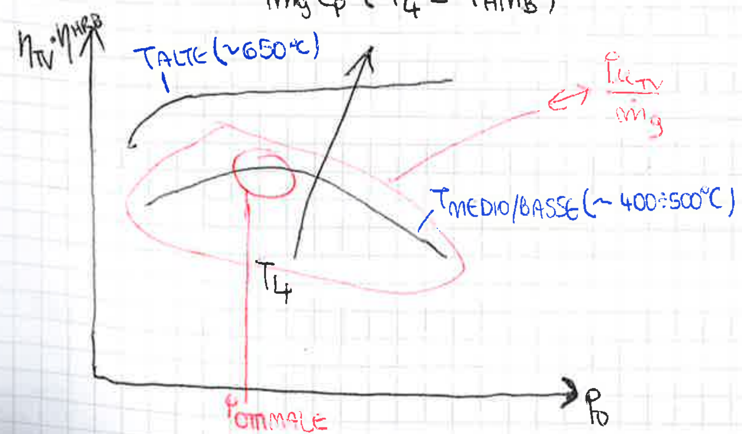
$\eta_{GVR} \uparrow$ SE $P_0 \downarrow$



$$\eta_{TV} = \frac{P_u}{\dot{Q}_{REC}}$$

NON SI PUÒ AUMENTARE LA PRESSIONE A DISMISURA PERCHÈ SI HANNO DEI VINCOLI SUL TITOLO.
ATTUALMENTE P_0 NON SUPERA I 100 bar.

$$\eta_{TV} \cdot \eta_{HRB} = \frac{P_u}{\dot{m}_g c_p' (T_4 - T_{AMB})}$$



AD ALTA TEMPERATURA PREVALE η_{TV} E IL PRODOTTO $\eta_{TV} \cdot \eta_{HRB}$ SALE SEMPRE.

A TEMPERATURE MEDIO/BASSE PREVALE IL CONTRIBUTO DI η_{HRB}, CHE DECRESCE ALL'AUMENTARE DI P_0, E SI TROVA UNA PRESSIONE OTTIMALE.

LA SUPERFICIE DI SCAMBIO AUMENTA CON P_0 QUANDO LA TEMPERATURA È ALTA MENTRE DIMINUISCE CON P_0 QUANDO LE TEMPERATURE SONO MEDIO/BASSE.

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 85 di 96

* TURBINE A GAS

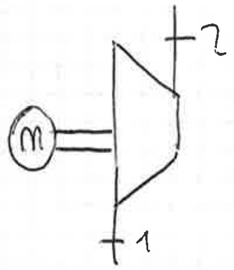
$$P_{UTG} = \eta_{mt} \cdot \dot m_g \cdot L_t - \frac{\dot m_a \cdot L_c}{\eta_{mc}}$$

$$\frac{P_{UTG}}{\dot m_a} = L_u = \eta_{mt} \frac{\dot m_g}{\dot m_a} L_t - \frac{L_c}{\eta_{mc}}$$

$$\frac{\dot m_g}{\dot m_a} = \frac{\dot m_a + \dot m_b}{\dot m_a} = 1 + \frac{1}{\alpha} = \frac{\alpha+1}{\alpha}$$

$$L_u = \eta_{mt} \cdot \frac{\alpha+1}{\alpha} L_t - \frac{L_c}{\eta_{mc}} \simeq \eta_{mt} \cdot L_t - \frac{L_c}{\eta_{mc}}$$

TURBOPOMPE



$\rho = \text{cost}$

$$L_i = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + g(z_2 - z_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + L_w$$

$\dot m_1 = \dot m_2$

$\rho Q_1 = \rho Q_2 \Rightarrow Q_1 = Q_2$ PORTATA VOLUMETRICA

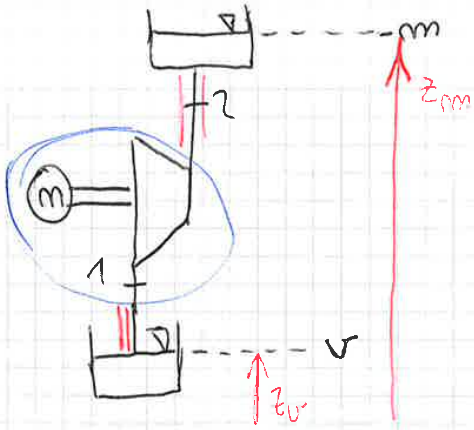
$H = z + \frac{p}{\rho g}$: ALTEZZA PIEZOMETRICA

$H^\circ = H + \frac{c^2}{2g}$: CARICO TOTALE

$H_u = H_2^\circ - H_1^\circ$: PREVALENZA (MANOMETRICA) DELLA POMPA

$L_i = g(H_2^\circ - H_1^\circ) + L_w = g H_u + L_w$

$\eta_y = \frac{L_i - L_w}{L_i} = \frac{g H_u}{L_i}$ RENDIMENTO IDRAULICO



$\gamma = \rho g$

$$H_m^\circ = z_m + \frac{p_m}{\gamma} + \frac{c_m^2}{2g}$$

$$H_v^\circ = z_v + \frac{p_v}{\gamma} + \frac{c_v^2}{2g}$$

$H_t = H_m^\circ - H_v^\circ = z_m - z_v$: PREVALENZA TOTALE

H_g : DISLIVELLO GEODETICO

$H_u = H_t + Y$ → PERDITE NEI CONDOTTI

$Y = KQ^2$ SE MOTO COMPLETAMENTE TURBOLENTO

$$\eta_{CONDOTTA} = \frac{H_t}{H_u} = \frac{\text{PREVALENZA TOTALE}}{\text{PREVALENZA MANOMETRICA}} = 1 - \frac{Y}{H_u}$$

$$\eta_v = \frac{\dot m}{\dot m + \Delta \dot m} = \frac{Q_{MANDATA}}{Q_{MAND.} + \Delta Q_{FUGHE}}$$ RENDIMENTO VOLUMETRICO

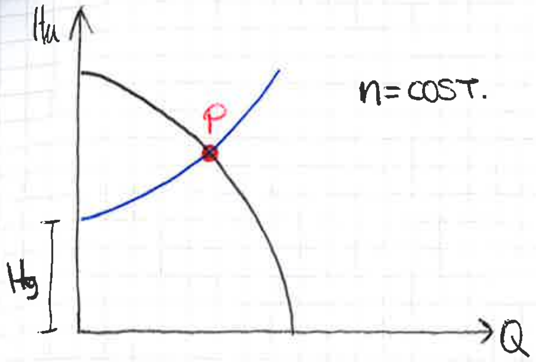
$$P_i = (\dot m + \Delta \dot m) L_i = \rho (Q + \Delta Q) \cdot \frac{g H_u}{\eta_y} = \frac{\rho Q}{\eta_v} \cdot \frac{1}{\eta_y} g H_u = \frac{1}{\eta_y \eta_v} \rho g H_u Q$$

DURANTE LA COMPRESSIONE UNA PARTE DI FLUIDO SFUGGE E RITORNA ALL' ASPIRAZIONE

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_{ASS}}$$

$$P_{ASS} = \frac{1}{\eta_m} P_i = \frac{1}{\eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_y} \rho g H_u Q$$

$\eta_p = \eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_y$ RENDIMENTO TOTALE DELLA POMPA

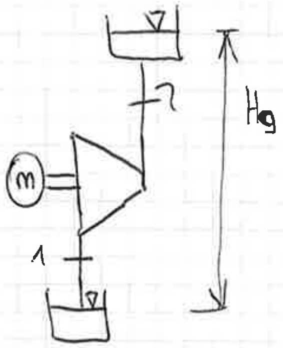


$n = cost.$

CARATTERISTICA INTERNA

IL PUNTO DI FUNZIONAMENTO SI RICAVA INTERSECANDO LA CARATTERISTICA INTERNA E QUELLA ESTERNA

INTERNA: DIPENDE SOLO DAI PARAMETRI DELLA POMPA



$$H_u = H_t + Y = H_g + KQ^2$$

CARATTERISTICA ESTERNA

ESERCITAZIONE 7

ES. 1

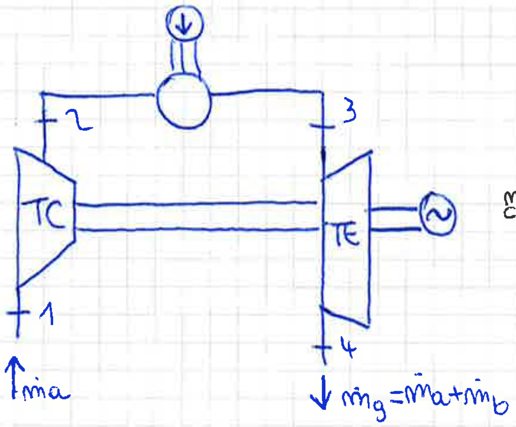
TURBOGAS A CICLO SEMPLICE

$p_1 = 1\ bar$, $t_1 = 15°C$

$\beta_c = 30$ $\quad t_3 = 1280°C$ $\quad \eta_c = 0{,}805$ $\quad \eta_{yt} = 0{,}87$ $\quad P_u ?$

$\dot{m}_a = 550\ kg/s$ $\quad \eta_b = 0{,}97$ $\quad \eta_{\pi b} = 0{,}97$ $\quad \eta_{gl} ?$

$\eta_o = 0{,}95$ $\quad H_i = 44\ MJ/kg$



$$P_u = \eta_o\left[(\dot{m}_a + \dot{m}_b)L_t - \dot{m}_a \cdot L_c\right] =$$

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

$$L_c = c_p T_1\left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)\cdot\frac{1}{\eta_c} = 575\ \frac{kJ}{kg} \qquad \frac{k-1}{k} = \frac{R}{c_p}$$

MANDATA DEL COMPRESSORE

$$\cancel{Q_e} + L_c = \Delta i + \cancel{\Delta E_c} \Rightarrow T_2 = T_1 + \frac{L_c}{c_p} = 837{,}1\ K$$

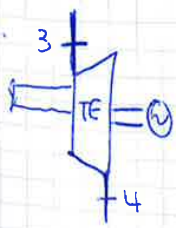
COMBUSTORE

$$\begin{cases} \eta_b \cdot \dot{m}_b H_i = (\dot{m}_a + \dot{m}_b)\, c_p'(T_3 - T_2) \\ \eta_b H_i = (\alpha+1)\, c_p'\,(T_3 - T_2) \\ \dfrac{\eta_b \cdot H_i}{c_p'(\alpha+1)} = T_3 - T_2 \rightarrow \alpha = \dfrac{H_i \cdot \eta_b}{c_p'(T_3 - T_2)} - 1 = 52{,}22 \end{cases}$$

$$\beta_t = \frac{p_3}{p_4} = \frac{p_3}{p_1} = \frac{p_3}{p_2}\cdot\frac{p_2}{p_1} = \eta_{\pi b}\cdot\beta_c = 29{,}1$$

CASO IDEALE: $\beta_t = \beta_c$

CASO REALE: $\beta_t = \eta_{\pi b}\,\beta_c$



$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{m'-1}{m'}} = \beta_t^{\frac{m'-1}{m'}}$$

$$\frac{m'-1}{m'} = \eta_{yt}\,\frac{k'-1}{k'}$$

$$T_4 = \frac{T_3}{\beta_t^{\eta_{yt}\frac{k'-1}{k'}}} = 730{,}7\ K$$

$$L_t = c_p'(T_3 - T_4) = 921{,}18\ \frac{kJ}{kg}$$

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

$\dot m_g c_p' (T_4 - T_6) = \dot m_{AP} (i_o - i_m) \longrightarrow T_4 = 934,4\,K$

$L_t = c_p'(T_3 - T_4) = 584,7\ KJ/Kg$

$P_{uTG} = \eta_o[\dot m_g \cdot L_t - \dot m_a L_c] = 69,57\ MW$

$P_{uTV} = \eta_o[\dot m_{AP}(i_o - i_H) + \dot m_{BP}(i_H - i_K)] = 63,65\ MW$

$\eta_{gl} = \frac{P_{uTG}+P_{uTV}}{\dot m_b H_i - \frac{\dot Q_u}{\eta_{b,eq}}} = 0,478$ $\quad \eta_{b,eq} \simeq 0,9$

$\dot Q_u = \dot m_u (i_H - i_u) = 65,2\ MW$

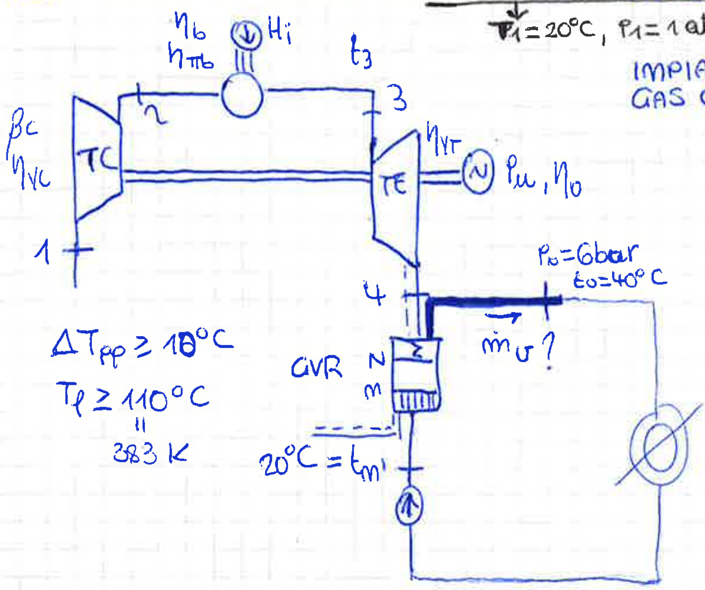
Es. 5

TG A CICLO SEMPLICE IN CONDIZIONI AMBIENTE STANDARD

$T_1 = 20°C,\ P_1 = 1\,atm$

$\dot m_v$? $\quad \eta_{gl}$? $\quad \eta_{gl\ \text{ciclo semplice}}$?

IMPIANTO TURBINA A GAS COGENERATIVO



$L_c = c_p T_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}\cdot\frac{1}{\eta_{yc}}} - 1\right) = 409,5\ KJ/Kg$

$T_2 = T_1 + \frac{L_c}{c_p} = 683\ K$

$\eta_b \cdot \dot m_b \cdot H_i = (\dot m_a + \dot m_b)\, c_p'(T_3 - T_2)$

$\alpha = \frac{\eta_b H_i}{c_p'(T_3 - T_2)} - 1 = 52,22$

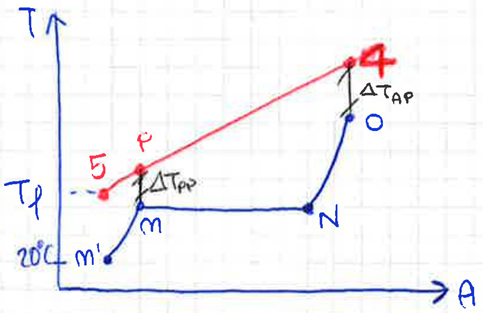
$L_t = c_p' T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{k'-1}{k'}\eta_{yt}}}\right) = 630,9\ \frac{KJ}{Kg}$

$\beta_t = \frac{P_3}{P_4} = \eta_{\pi b} \cdot \beta_c = 13,48$

$L_t = c_p'(T_3 - T_4) \rightarrow T_4 = T_3 - \frac{L_t}{c_p'} = 818\ K$

$P_u = \dot m_a \cdot \eta_o\left[\frac{\alpha+1}{\alpha} L_t - L_c\right] \rightarrow \dot m_a = 466,7\ \frac{Kg}{s}$

$\dot m_b = \frac{\dot m_a}{\alpha} = 8,94\ Kg/s$



$\dot m_g c_p'(T_4 - T_p) = \dot m_v (i_o - i_m)$ $\qquad i_o\{P_o, t_o\} = 3274\ \frac{KJ}{Kg}$

$\dot m_g = \frac{\alpha+1}{\alpha}\dot m_a = 475,64\ Kg/s$ $\qquad i_m\{P_o, CLI\} = \cancel{83,86}\ 670\ \frac{KJ}{Kg}$ (ricavo T_m)

$T_p = T_m + \Delta T_{PP} = 441,9\,K \quad (\Delta T_{PP} = 10°C)$

$\dot m_v = 79,04\ Kg/s$

BILANCIO ALL'ECONOMIZZATORE:

$\dot m_g c_p'(T_p - T_5) = \dot m_v (i_m - i_{m'})$ $\qquad i_{m'}\{20°C, CLI\} = 83,7\ \frac{KJ}{Kg}$

$T_5 = 344,8\,K < T_f$ RICHIESTA $\Longrightarrow$ AUMENTO ΔT_{PP}

LA IMPONGO 383 K

$\dot m_g c_p'(T_4 - T_5) = \dot m_v (i_o - i_{m'})$ $\qquad$ ECO + VAP + SURR

$\dot m_v = 72,65\ Kg/s$

$\dot Q_u = \dot m_v (i_o - i_{m'}) = 231,76\ MW$

$\eta_{gl} = \frac{P_{uTG}}{\dot m_b H_i - \dot Q_u/\eta_{beq}} = 0,85$ $\quad \leftarrow$ CON COGENERAZIONE

$\eta_{gl} = \frac{P_{uTG}}{\dot m_b H_i} = 0,32$ $\quad \leftarrow$ SENZA COGENERAZIONE

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_J}\left(\rho\, u_J\right)}_{\sum_{J=1}^{3} \frac{\partial}{\partial x_J}(\rho\, u_J)} = 0 \qquad \frac{d\rho}{dt} + \rho \frac{\partial u_J}{\partial x_J} = 0$$

NOTAZIONE DI EINSTEIN

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \nabla \cdot \vec{u} = 0$$

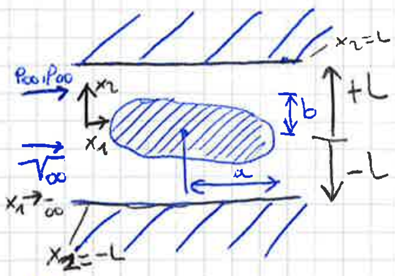
$$\rho \underbrace{\left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_J \frac{\partial u_i}{\partial x_J} \right)}_{\frac{du_i}{dt}} + \frac{\partial p}{\partial x_i} - \mu \left[\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_J^2} - \underbrace{\frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_J} \right)}_{=0 \text{ se } \frac{d\rho}{dt}=0} \right] = 0 \qquad i = 1,2,3$$

EQUAZIONE SCALARE

TERMINE DI ∇p

$$\underbrace{\rho \frac{d\vec{u}}{dt}}_{\text{ACCELERAZIONE}} + \nabla p - \underbrace{\mu \Delta \vec{u}}_{\text{TERMINE VISCOSO}} = 0$$

EQUAZIONE VETTORIALE



$$\begin{cases} \frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1 \\ u_1 = u_2 = 0 \end{cases}$$

$x_2 = \pm L \quad u_1 = u_2 = 0$ SULLE PARETI LA VELOCITÀ È NULLA

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_J}\left(\rho u_J\right) = 0$$

$$\rho^* = \frac{\rho}{\rho_\infty} \qquad u_J^* = \frac{u_J}{V_\infty} \qquad x_J^* = \frac{x_J}{L} \qquad t^* = \frac{t}{L/V_\infty}$$

← NORMALIZZO LE VARIE GRANDEZZE E LE RENDO ADIMENSIONATE

$$\rho_\infty \frac{\partial \rho^*}{\partial t^* \cdot L/V_\infty} + \frac{\partial}{\partial x_J^* \cdot L} \left(\rho_\infty \rho^* \cdot u_J^* \cdot V_\infty \right) = 0$$

$$\cancel{\frac{\rho_\infty L}{V_\infty}} \frac{\partial \rho^*}{\partial t^*} + \cancel{\frac{\rho_\infty L}{V_\infty}} \frac{\partial}{\partial x_J^*} \left(\rho^* \cdot u_J^* \right) = 0$$

$$\frac{\partial \rho^*}{\partial t^*} + \frac{\partial}{\partial x_J^*} \left(\rho^* \cdot u_J^* \right) = 0$$

$$\rho_\infty \rho^* \left(\frac{\partial u_i^*}{\partial t^*} \cdot \frac{V_\infty}{L/V_\infty} + u_J^* \cdot V_\infty \cdot \frac{\partial u_i}{\partial x_J} \cdot \frac{V_\infty}{L} \right) + \frac{\partial p^*}{\partial x_i^*} \cdot \frac{p_\infty}{L} - \mu \left[\frac{\partial^2 u_i^*}{\partial x_J^{*2}} \cdot \frac{V_\infty}{L^2} - \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial x_i^*} \left(\frac{\partial u_i^*}{\partial x_J^*} \right) \frac{V_\infty}{L^2} \right]$$

$$\rho_\infty \frac{V_\infty^2}{L} \rho^* \left(\frac{\partial u_i^*}{\partial t^*} + u_J^* \frac{\partial u_i^*}{\partial x_J^*} \right) + \frac{p_\infty}{L} \frac{\partial p^*}{\partial x_i^*} - \mu \left[\frac{V_\infty}{L^2} \left(\frac{\partial^2 u_i^*}{\partial x_J^{*2}} - \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial x_i^*} \left(\frac{\partial u_i^*}{\partial x_J^*} \right) \right) \right] = 0$$

$$\rho^* \left(\frac{\partial u_i^*}{\partial t^*} + u_J^* \cdot \frac{\partial u_i^*}{\partial x_J^*} \right) + \frac{p_\infty}{\rho_\infty V_\infty^2} \frac{\partial p^*}{\partial x_i^*} - \frac{\mu}{V_\infty L \rho_\infty} \left[\frac{\partial^2 u_i^*}{\partial^2 x_J^*} - \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial x_i^*} \left(\frac{\partial}{\partial x_J^*} u_J^* \right) \right] = 0$$

$$\frac{\mu}{V_\infty L \rho_\infty} \to \frac{1}{Re_\infty}$$

$$\frac{p_\infty}{\rho_\infty V_\infty^2} = \frac{K p_\infty}{\rho_\infty V_\infty^2 \cdot K} = \frac{1}{K Ma_\infty^2} \qquad a_\infty^2 = K \frac{p_\infty}{\rho_\infty}$$

$$\begin{cases} \rho^* \left(\frac{\partial u_i^*}{\partial t^*} + u_J^* \frac{\partial u_i^*}{\partial x_J^*} \right) + \frac{1}{\gamma Ma_\infty^2} - \frac{1}{Re_\infty} \left[\frac{\partial^2 u_i^*}{\partial^2 x_J^*} - \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial x_i^*} \left(\frac{\partial}{\partial x_J^*} u_J^* \right) \right] = 0 \\ \frac{\partial \rho^*}{\partial t^*} + \frac{\partial}{\partial x_J^*} \left(\rho u_J^* \right) = 0 \end{cases}$$

$x_2 = \pm L$

$$x_2^* = \pm 1 \quad \begin{cases} u_1^* = 0 \\ u_2^* = 0 \end{cases}$$

$x_2^* = x_2 / L$

$x_2^* = \pm 1 \qquad u_1^* = u_2^* = 0$

$$\frac{x_1^2}{a^2} + \frac{x_2^2}{b^2} = 1 \qquad u_1 = u_2 = 0$$

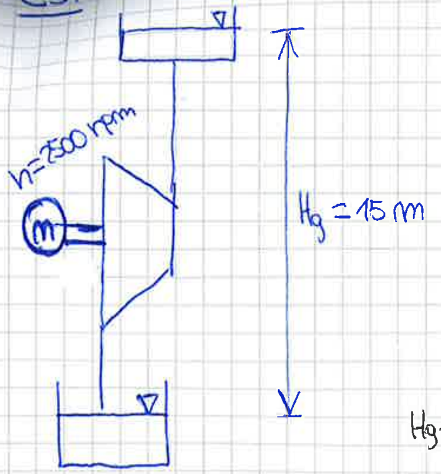
$$\frac{x_1^{*2}}{a^{*2}} + \frac{x_2^{*2}}{b^{*2}} = 1 \qquad u_1^* = u_2^* = 0 \qquad a^* = a/L \qquad b^* = b/L$$

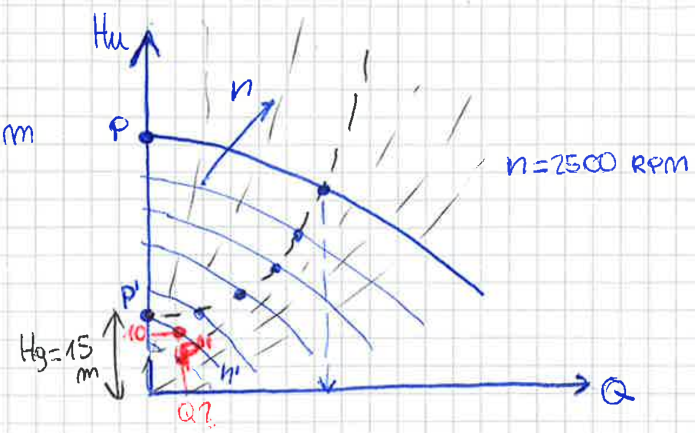
© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 93 di 96

Es.

n' cui deve restare la pompa affinché $Q = 0$?

Q' con $H_{u_{P''}} = 10\,m$?





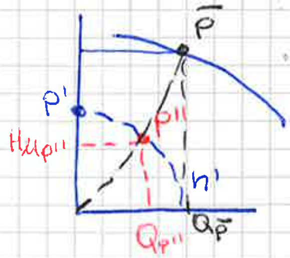
$H_u = 15 + KQ^2$

$H_{u_P} = 36{,}5\ m$

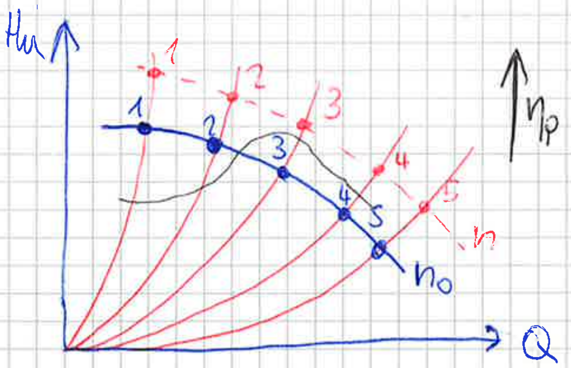
$$\frac{H_{u_{P'}}}{H_{u_P}} = \left(\frac{n'}{n}\right)^2 \longrightarrow n' = n \cdot \sqrt{\frac{H_{u_{P'}}}{H_{u_P}}} = 1602\ rpm$$

$$\frac{H_{u_{\bar{P}}}}{H_{u_{P''}}} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2 \longrightarrow H_{u_{\bar{P}}} = 24{,}35\ m \quad (1)$$

$$\frac{Q_{\bar{P}}}{Q_{P''}} = \frac{n}{n'} \longrightarrow Q_{P''} = 325\ \frac{m^3}{h} \quad (3)$$



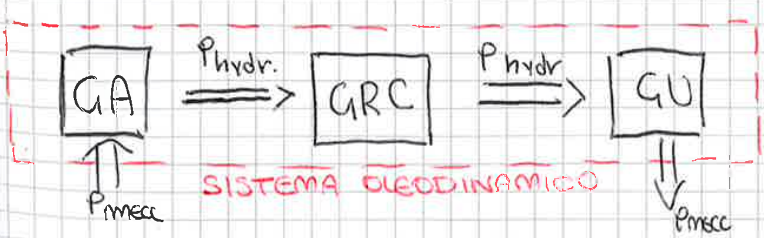
(2) $Q_{\bar{P}} = 517{,}5\ \frac{m^3}{h}$



$$H_u = H_{u_0}\left(\frac{n}{n_0}\right)^2$$

$$Q = Q_0\left(\frac{n}{n_0}\right)$$

OLEODINAMICA



GA: Gruppo di alimentazione
- serbatoio
- filtro
- pompa

GRC: Gruppo di regolazione e controllo
- valvole ← - pressione
  - portata
  - direzione

GU: Gruppo di utilizzazione
- attuatori { - rotativi
  - lineari