centro appunti
www.centroappunti.it
Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino

Appunti universitari
Tesi di laurea
Cartoleria e cancelleria
Stampa file e fotocopie
Print on demand
Rilegature

NUMERO : 56 DATA : 24/03/2011

A P P U N T I

STUDENTE : Lanzillotta

MATERIA : Fondamenti di Macchine

Il presente lavoro nasce dall'impegno dell'autore ed è distribuito in accordo con il Centro Appunti.
Tutti i diritti sono riservati. È vietata qualsiasi riproduzione, copia totale o parziale, dei contenuti inseriti nel presente volume, ivi inclusa la memorizzazione, rielaborazione, diffusione o distribuzione dei contenuti stessi mediante qualunque supporto magnetico o cartaceo, piattaforma tecnologica o rete telematica, senza previa autorizzazione scritta dell'autore.

ATTENZIONE: QUESTI APPUNTI SONO FATTI DA STUDENTI E NON SONO STATI VISIONATI DAL DOCENTE.
IL NOME DEL PROFESSORE, SERVE SOLO PER IDENTIFICARE IL CORSO.

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 3 di 136

To, 14/09/09

CLASSIFICAZIONE DELLE MACCHINE

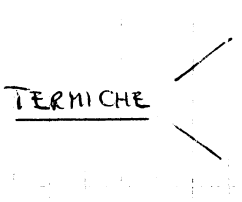
- MOTRICI: forniscono lavoro (quasi sempre sotto forma di una coppia applicata a un albero)
- OPERATRICI: forniamo noi il lavoro e ci restituiscono altro (ad esempio compressori, fluidi dotati di energia cinetica).

ALTRE TIPOLOGIE DI CLASSIFICAZIONE DELLE MACCHINE

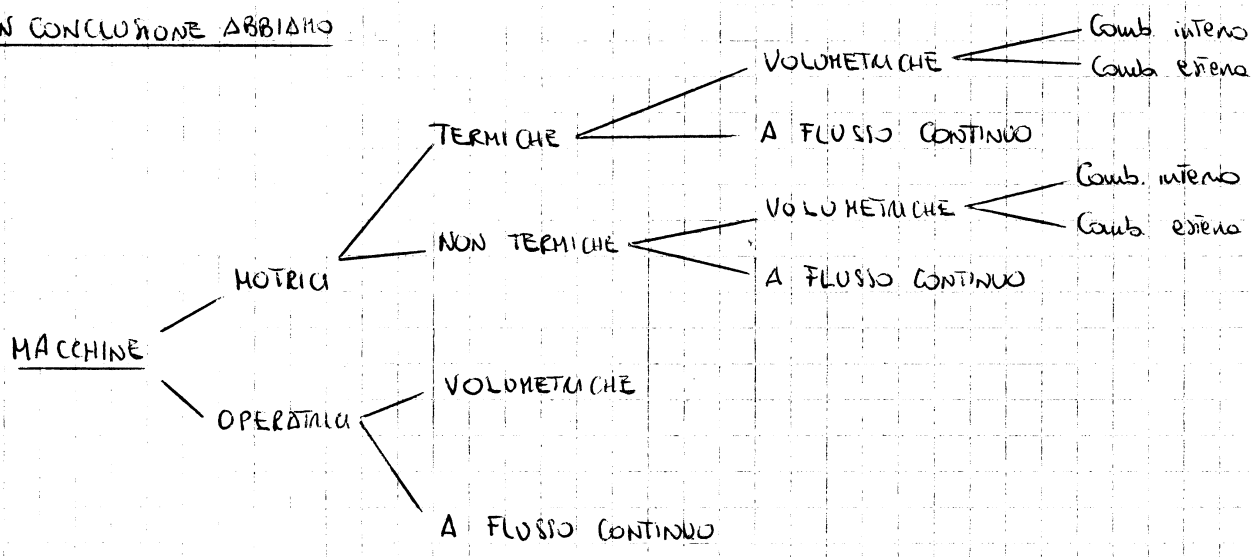
- A flusso continuo: Turbine (flusso tipo gas permanente)
- Volumetriche: macchine con una camera a volume variabile dove il gas compie volume espansori e compressori.

OPPURE:

- TERMICHE
- NON TERMICHE: ad esempio idrauliche, ma non bb



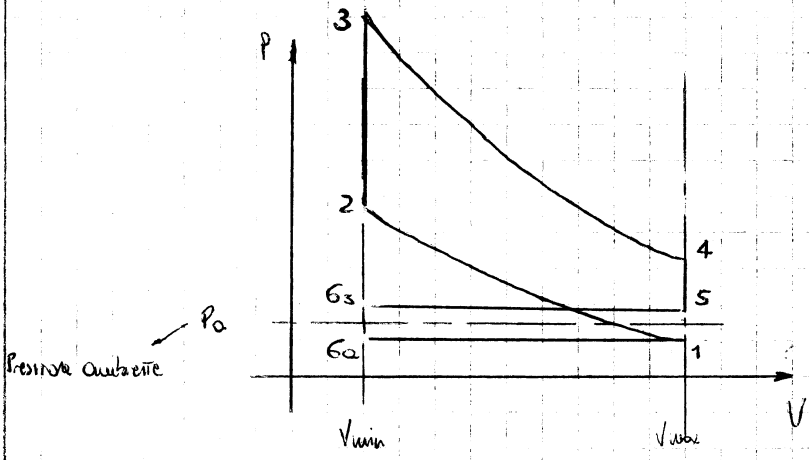
IN CONCLUSIONE ABBIAMO



© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 3 di 136

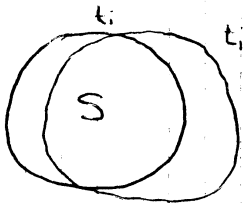
© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 5 di 136

CICLO DI UN MOTORE A 4 TEMPI (otto semplificato)



4 corse dello stantuffo, di qui 4 Tempi.

PRIMO PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA IN FORMA SOSTANZIALE



— evoluzione infinitesima.

Q = calori scambiati col sistema

$\mathcal{L}$ = lavori compiuti

$\mathcal{U}$ = energia interna del sistema

dQ_{rs} = Calore ricevuto tra t e $t+dt$
↳ ricevuto dal sistema

$$\boxed{dQ_{rs} + d\mathcal{L}_{rs} = d\mathcal{U}_{tot}}$$ PRIMO PRINCIPIO IN FORMA SOSTANZIALE

ENERGIA INTERNA

$$d\mathcal{U}_{tot} = \underbrace{d\mathcal{U}_t + d\mathcal{U}_{ch}}_{d\mathcal{U}^*} + \sum_i d\mathcal{U}_{vari} \quad (=0)$$

$d\mathcal{U}_t$: termica; $d\mathcal{U}_{ch}$: chimica

$$d\mathcal{U}_{tot} = d\mathcal{U}^*$$

CALORE RICEVUTO DAL SISTEMA

$$dQ_{rs} = dQ_{es} + (dQ_{in})_s$$

Termine dovuto alla disposizione per cicli $= 0$ NON HO STRANIERAMENTI

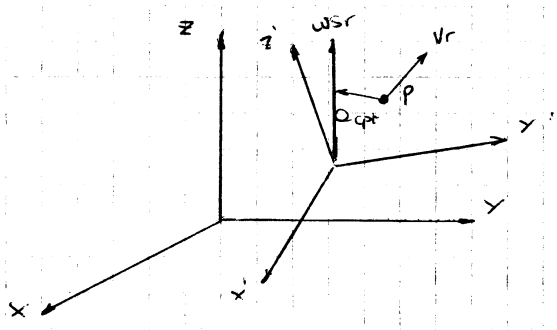
$$dQ_{es} = dQ_{cond} + dQ_{conv} + dQ_{irr}$$

dovuto a conduzione; convezione; irraggiamento

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 5 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 7 di 136

Prendo un sistema di riferimento NON inerziale



ω_{sr} = velocità del sistema di riferimento

$dt \cdot V_r = ds$

$$\vec{a} = \vec{a}_R + \vec{a}_E + \vec{a}_c$$ (di Coriolis)

$\vec{a}_R$ relativo — $\vec{a}_E$ di trascinamento

ACCELERAZIONE RELATIVA

$$d\vec{F}_i = -dm \cdot \vec{a}_E \qquad a_r = \frac{dV_r}{dt}$$

$$(d^2\mathcal{L}_{rs})_{ar} = d\vec{F}_i \times d\vec{s}$$

$$= -\underbrace{dm \frac{dV_r}{dt}}_{dF_i} \times \frac{dr \cdot dt}{ds} = -dm\, d\left(\frac{V_r^2}{2}\right)$$

$$(d\mathcal{L}_{rs})_{a_R} = -\int_m d\left(\frac{V_r^2}{2}\right) dm$$

Definiamo una nuova grandezza: ENERGIA CINETICA

$$\boxed{E_c = \frac{V_r^2}{2}} \rightarrow \boxed{\mathcal{E}_c = \int_m E_c\, dm}$$

per unità di massa — di tutto il sistema

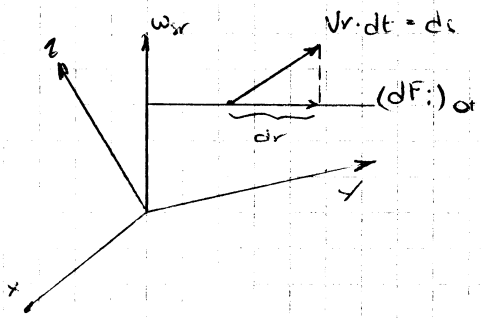
ACCELERAZIONE DI TRASCINAMENTO

Accelerazione che avrebbe P se fosse vincolato a sistema di riferimento

Il punto $\vec{P}$ con $\omega_{sr} = \cos t$ ha solo ACC. CENTRIPETA

$$\vec{a}_T = \vec{a}_{cpt} = -\omega_{sr}^2 \cdot \vec{r} \cdot \vec{k}$$

$$(dF_i)_{at} = -dm\,\vec{a}_t = -dm\left(-\omega_{sr}^2 \cdot r \cdot \vec{k}\right) = dm \cdot \omega_{sr}^2 \cdot r \cdot \vec{k}$$



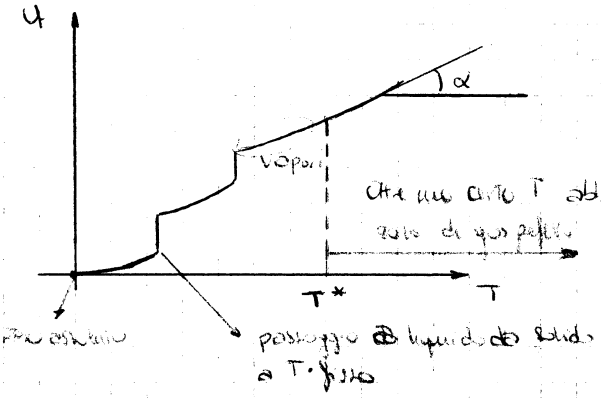
dr = proiezione dello spostamento, è la quantità che moltiplicata per $(dF_i)_{at}$ mi restituisce il lavoro

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 7 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 9 di 136

To, 23/09/09

… Supponiamo di voler disegnare



$\tan\alpha \propto c_v$ (non c'è modo in c_v costante usiamo sempre delle medie)

che una data T abbiamo una sola pressione

passaggio da liquido a solido a T. fissa

La zona di GAS PERFETTO è quella che meglio conosciamo:

$$\begin{cases} pv = RT & \text{con } R = \text{costante} \\ c_p = c_p(T) \\ c_v = c_v(T) \\ du_t = c_v\,dT \\ di = c_p\,dT \end{cases}$$

$$du_t = c_v\,dT \rightarrow \Delta u_t = \int_{T_1}^{T_2} c_v\,dT = c_{v_m}(T_2 - T_1)$$

$(c_v)_{medio}$ (N.B. $T \gg T^*$)

NOTA: è sbagliato scrivere $u_t = c_v T$ vale solo per i gas ideali. È concettualmente sbagliato per i gas reali.

Introduciamo alcune semplificazioni sulle formule:

$$\underbrace{dQ_{rs}}_{dQ} = \underbrace{(d\mathcal{L}_{re})_{fs}}_{d\mathcal{L}_{fs}} + \Delta u^* + \underbrace{\Delta \mathcal{E}_c + \Delta \mathcal{E}_\omega + \Delta \mathcal{E}_{gr}}_{\Delta \mathcal{E}_{c,\omega,gr}}$$

Tenendo i pedici devo ricordare che: $dQ > 0$ se ricevuto dal fluido

$d\mathcal{L}_{fs}$ lavoro ricevuto dall'esterno (FORZE DI SUPERFICIE)

LAVORO MECCANICO (O LAVORO INDICATO):

È un lavoro che ricevuto ad esempio all'albero motore di una macchina.

Non sempre coincide con $\mathcal{L}_{fs}$. Quest'ultimo può coincidere in parte.

Se prendiamo l'esempio fatto lo volto scorso dello stantuffo e il pistone abbiamo:

$(d\mathcal{L}_{re})_{fs} = \underbrace{p_i V}_{L_i} - \underbrace{p_0 V}_{\text{lavoro di fluido in fluido}}$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 9 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 11 di 136

Passiamo adesso al SECONDO PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA

SECONDO PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA

A noi sarà scritto come EGUAGLIANZA.

$$T\,dS = dQ + dL_{wm} + dL_{wch}$$

($dL_{wm} \geq 0$, $dL_{wch} \geq 0$)

il pedice ch mi indica l'origine chimica. Indico un TERMINE DISSIPATIVO DI ORIGINE CHIMICA

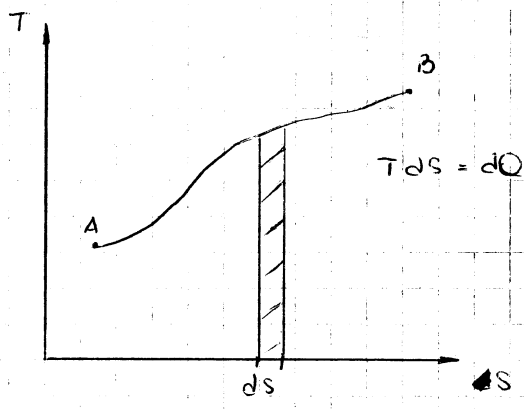
Quando la trasformazione avviene per successioni di equilibrio il $dL_{wch} \to 0$, ma nelle macchine volumetriche non succede mai.

N.B. Se otteniamo dL_{wm} e dL_{wch} NON POSSONO RISULTARE MINORE DI ZERO!!!

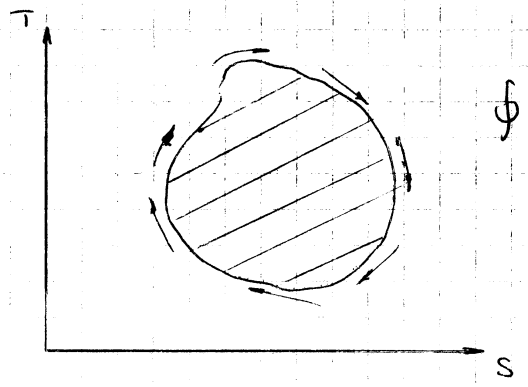
Questa relazione ci dice che l'entropia cresce per effetto
(1) DEL CALORE
(2) DEL LAVORO RESISTENTE VISCOSO
(3) DEL LAVORO CHIMICO

in modo INDIFFERENTE, ma questo assolutamente non vuol dire che Calore e Lavoro siano la stessa cosa.

INTERPRETAZIONE GRAFICA DEL SECONDO PRINCIPIO.



$$T\,dS = dQ + dL_{wm} + dL_{wch}$$



$$\oint T\,dS = 0 + L_{wm} + L_{wch}$$

A differenza di quanto visto nel corso di Termodinamica qui compaiono le DISSIPAZIONI

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 11 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 13 di 136

Parto dal primo principio in forma sottolineata:

- Scelgo come sistema la massa $M_1 + dm_i$ (è una scelta arbitraria)

↳ N.B L'elica non fa parte del sistema.

$M_1 + dm_i = M_2 + dm_u$ (CONSERVAZIONE DELLA MASSA)

$dQ = d\mathcal{L}_{fs} + dU + d\mathcal{E}_{c,\omega,gr}$ è complicato affrontare il problema alla forma più grande.

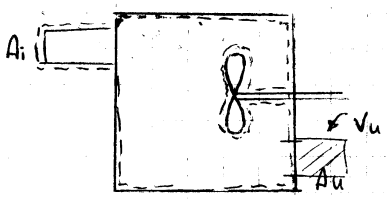
Devo inizialmente supporre:

$d\mathcal{W}_{ch} = 0$
$d\mathcal{E}_c = 0$
$d\mathcal{E}_\omega = 0$
$d\mathcal{E}_{gr} = 0$

$dQ = d\mathcal{L}_{fs} + dU_t$

$\underline{dQ = \dot{Q} \cdot dt}$ (1)

$d\mathcal{L}_{fs} = d\mathcal{L}_{elica} + d\mathcal{L}_{Au} + d\mathcal{L}_{Ai}$



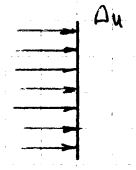
Le parte tratteggiate fa parte della SUPERFICIE DI CONTROLLO

L'elica ruota, resta, quindi non fa lavoro sull'elica ($d\mathcal{L}_{elica}$)

Ai abbiamo l'area A_1 che si sposta verso l'interno e A_2 verso l'esterno

$d\mathcal{L}_{elica} = \dot{\mathcal{L}}_i \cdot dt$

$d\mathcal{L}_{Au} = p_u \underbrace{A_u \cdot dx_u}_{dV_u \text{ (volume trasversato)}}$



Potrebbero esserci delle $\bar{\sigma}$, ma ipotizziamo di essere abbastanza lontani da poterle considerare trascurabili

↳ $dV_u = dm \cdot v_u$ e quindi infine:

$d\mathcal{L}_{Au} = p_u \cdot v_u \cdot dm_u$

$d\mathcal{L}_{Ai} = p_i v_i \cdot dm_i$

$\underline{d\mathcal{L}_{fs} = \dot{\mathcal{L}}_i \cdot dt + p_u v_u \cdot dm_u + p_i \cdot v_i \cdot dm_i}$ (2)

$dU_t = U_{t\,finale} - U_{t\,iniziale}$ questo non è un volume medio!

$U_{t\,finale} = M_2 \bar{U}_{tf} + dm_u \cdot U_{tu}$

$U_{t\,iniziale} = M_1 \cdot \bar{U}_{ti} + dm_i \, U_{ti}$ e quindi

$\underline{dU_t = M_2 \bar{U}_{tf} - M_1 \cdot \bar{U}_{ti} + dm_u \, U_{tu} - dm_i \, U_{ti}}$ (3)

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 13 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 15 di 136

$$Q = L_i + \Delta i \longrightarrow \begin{cases} \Delta E_{c,\omega,gr} = 0 \\ \Delta U_{ch} = 0 \end{cases}$$

Nel caso più generale avrai:

$$Q = L_i + \Delta i + \Delta U_{ch} + \Delta E_{c,\omega,gr}$$

Δi^*

PRIMO PRINCIPIO IN MOTO PERMANENTE (o CICLICO) NELLA FORMA PIÙ GENERALE, IN FORMA LOCALE

$$\overline{Q} = \overline{L_i} + \overline{\Delta i^*} + \overline{\Delta E_{c,\omega,gr}}$$

VALIDA ESCLUSIVAMENTE PER MOTI CICLICI. SONO TUTTE GRANDEZZE MEDIATE

Il vantaggio del primo principio in forma locale è che abbiamo immediatamente la grandezza che ci interessa, il lavoro all'albero L_i e non i lavori delle forze di superficie come nel caso sottostante.

- Fino a qui abbiamo eliminato alcune semplificazioni, tra le quali l'ipotesi che tutta la massa entra ed esce da una bocca (una in Ingresso una in Uscita).

Estendiamo il primo principio a più bocche.

$$Q = L_i + \Delta i^* + \Delta E_{c,\omega,gr}$$

moltiplichiamo per $\dot{m}$

$$\dot{m}Q = \dot{m}L_i + \dot{m}\left(\Delta i^* + \Delta E_{c,\omega,gr}\right)$$

$$\dot{Q} = \dot{\mathcal{L}} + \dot{m}\left\{\left[i^*_u + (E_{c,\omega,gr})_u\right] - \left[i^*_i + (E_{c,\omega,gr})_i\right]\right\}$$

/ odio chiamarlo P_i

$$\dot{Q} = P_i + \dot{m}\left\{\left[i^*_u + (E_{c,\omega,gr})_u\right] - \left[i^*_i + (E_{c,\omega,gr})_i\right]\right\}$$

$$\dot{Q} = P_i + \sum_{j=1}^{m_j} \dot{m}_j \left[i^*_j + (E_{c,\omega,gr})_j\right] - \sum_{k=1}^{m_k} \dot{m}_k \left[i^*_k + (E_{c,\omega,gr})_k\right]$$

CASO CON PIÙ BOCCHE IN INGRESSO E IN USCITA

- Avremmo anche potuto arrivare ad un risultato simile partendo dalla

$$dQ + dL_{Wm} = dU^* + p\,dv \qquad \text{(metodo SOSTANZIALE)}$$

e applicandola come sopra ad una $H_1 + dH_1 = H_2 + dH_2$ si ottiene (non dimostrato)

$$Q + L_{Wm} = \Delta U^* + \int_i^u p\,dv$$

VALIDA PER MOTO PERMANENTE O CICLICO (1)

$$Q = L_i + \Delta i^* + \Delta E_{c,\omega,gr} \quad (2)$$

Sottraiamo la 1 dalla 2, e otteniamo:

$$-L_{iWm} = L_i - \Delta U^* + \Delta i^* - \int_i^u p\,dv + \Delta E_{c,\omega,gr}$$

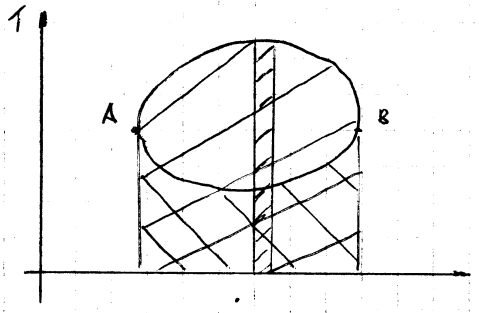
© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 15 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 17 di 136

Scrivo il 2° PRINCIPIO:

$$TdS = dQ + dL_{wm} + \cancel{dL_{wch}}^{=0 \text{ per ipotesi}}$$

$$\underbrace{\oint TdS}_{\text{area del ciclo}} = \oint dQ + \oint dL_{wm} = Q + L_{wm}$$



$$\int_A^B TdS$$

$$\int_B^A TdS < 0$$

L'integrale chiuso è la somma algebrica e il risultato è l'area del ciclo.

Quindi l'area del ciclo è uguale alla somma $Q + L_{wm}$

$$\boxed{\oint TdS = Q + L_{wm}}$$

Scrivo adesso il PRIMO PRINCIPIO:

$$Q = L_i + \cancel{\Delta i}^{=0} + \cancel{\Delta E_{c,w,gr}}^{=0} \qquad \text{MOTO CICLICO}$$

$$\boxed{Q = L_i} \qquad \underline{\text{IL CALORE FORNITO LUNGO UN CICLO È IL LAVORO INDICATO!}}$$

$$\hookrightarrow \underline{\oint TdS = Q + L_{wm} = L_i + L_{wm}}$$

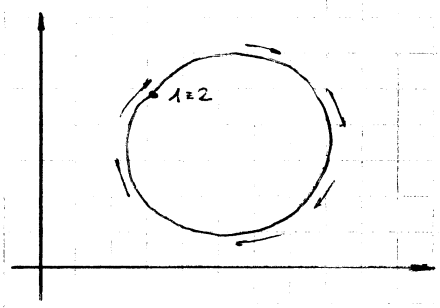
Riprendiamo ora il primo principio in forma ~~totale~~ sostanziale.

$$Q = L_{fs} + \cancel{\Delta U}^{=0} + \cancel{\Delta E_{c,w,gr}}^{=0}$$

$$\boxed{Q = L_{fs}} \Rightarrow \boxed{Q = L_i = L_{fs}}$$

$$\underline{\oint TdS = L_i + L_{wm} = L_{fs} + L_{wm}}$$

2. DIAGRAMMA P-v



© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 17 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 19 di 136

$$\vec{F}\,dt = d\vec{Q} = \vec{Q}_{t+dt} - \vec{Q}_t$$

$$\vec{F}\,dt = \vec{Q}_{M_2} + dm_u \vec{Q}_u - \vec{Q}_{m_i} - dm_i \vec{Q}_i =$$

quantità di moto di $1\,kg = m \cdot \vec{v} = \vec{v} \cdot \vec{c}$ $\rightarrow$ $Q = m \cdot c$ (se $m = 1\,kg \Rightarrow \vec{Q} = \vec{c}$)

$$\boxed{\vec{F}\,dt = \vec{Q}_{M_2} + dm_u \vec{c}_u - \vec{Q}_{M_1} - dm_i \vec{c}_i}$$

TEOREMA QUANTITÀ DI MOTO IN FORMA GENERALE

ma in caso di moto permanente:

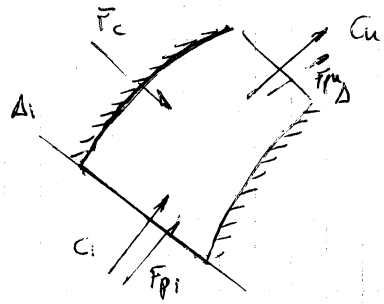
$$\vec{Q}_{M_2} = \vec{Q}_{M_1} \qquad dm_i = dm_u$$

$$\vec{F}\,dt = dm\,\vec{c}_u - dm_i\,\vec{c}_i \quad \text{dividiamo per } dt$$

$$\boxed{\vec{F} = \dot{m}\,\vec{c}_u - \dot{m}\,\vec{c}_i}$$ VALIDA PER MOTO PERMANENTE

VEDIAMO UN'APPLICAZIONE

Fluido in una condotta di forma variabile

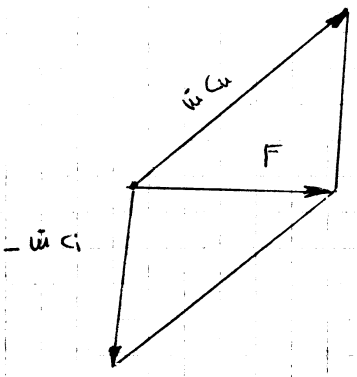


$$\vec{F} = \dot{m}\,\vec{c}_u - \dot{m}\,\vec{c}_i$$

Il fluido essenzialmente sulle 3 forze:

1. Forza della condotta sul fluido F_c
2. Forza in ingresso dovuta alle pressioni F_{p_i}
3. Forza in uscita dovuta alle pressioni F_{p_u}

Supponiamo il vettore $\dot{m}\,c_u$



Forza $\vec{F}$ che esercita dal fluido

$$\vec{F} = \vec{F}_{p_u} + \vec{F}_{p_i} + \vec{F}_c = \dot{m}\,\vec{c}_u - \dot{m}\,\vec{c}_i$$

Quello che mi serve (probabilmente) sarà F_c:

$$\vec{F}_c = \dot{m}\,\vec{c}_u - \dot{m}\,\vec{c}_i - \vec{F}_{p_u} - \vec{F}_{p_i}$$

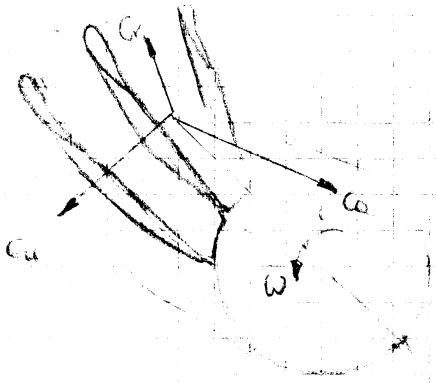
ipotizziamo le velocità così elevate da poter trascurare le componenti delle pressioni

$$\vec{F}_c = \underbrace{\dot{m}\,(\vec{c}_u - \vec{c}_i)}_{\text{molto grande}} - \vec{F}_{p_u} - \vec{F}_{p_i}$$

$$\vec{F}_c \approx \dot{m}\,(\vec{c}_u - \vec{c}_i)$$

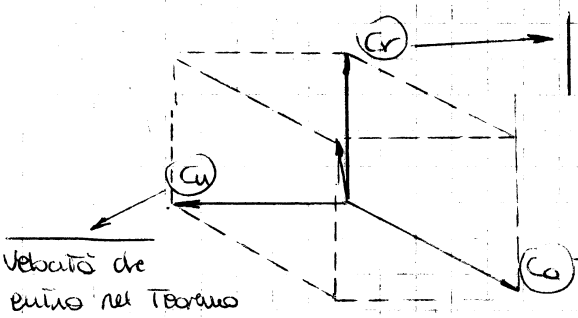
© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 19 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 21 di 136



Il momento [illegible] che [illegible]

- Supponiamo che il fluido giunga dal retro e esca dal foglio venendo verso di noi



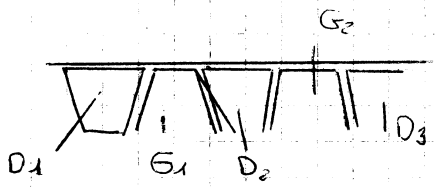
Non ha una sua funzione specifica, ma ci deve essere perché le palette non è costante, poiché il fluido si espande e ha un volume massico maggiore.

Componente che serve a smaltire la portata in

Velocità che entra nel Teorema della quantità di moto

- Co → $\dot{m}$
- Cu → $\vec{M}$

- Il primo stadio della Turbina è fatto da palette fisse: DISTRIBUTORE



Altrove Distributore - Giunge:

Parte mobile.

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 21 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 23 di 136

Facciamo volutamente espandere piccole con STADI multiple, per avere piccole ENERGIE CINETICHE. In questo modo, quando arrivo all'ultimo stadio (dove non posso più recuperare energia cinetica) la perdo in definitiva poco.

SCRIVIAMO IL TEOREMA DELLA QUANTITÀ DI MOTO

$$\vec{M} = \dot{m}\,\vec{m}_u - \dot{m}\,\vec{m}_i$$

$$M_p = \dot{m}\,\vec{C}_{u_2}\cdot r_2 - \dot{m}\,\vec{C}_{u_1}\cdot r_1$$

momento della quantità di moto in uscita — momento della quantità di moto in ingresso.

proietto lungo l'asse y e ottengo:

l'unica velocità che da momento è la $\vec{C}_u$

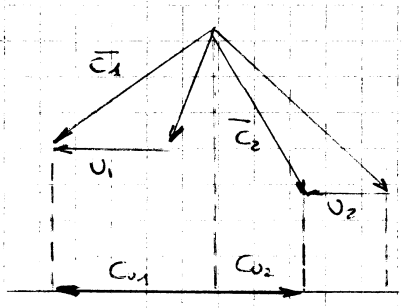
$$M_p = -M_f = \dot{m}\,(\vec{C}_{u_1}\cdot r_1 - \vec{C}_{u_2}\cdot r_2)$$

$$P_i = M_p\cdot\omega = \dot{m}\,\vec{C}_{u_1}\omega r_1 - \dot{m}\,\vec{C}_{u_2}\omega r_2$$

($\omega r_1 = u_1$, $\omega r_2 = u_2$)

POTENZA SCAMBIATA SULLE PALETTE

$$\boxed{P_i = \dot{m}\,(\vec{C}_{u_1}\cdot u_1 - \vec{C}_{u_2}\cdot u_2)}$$



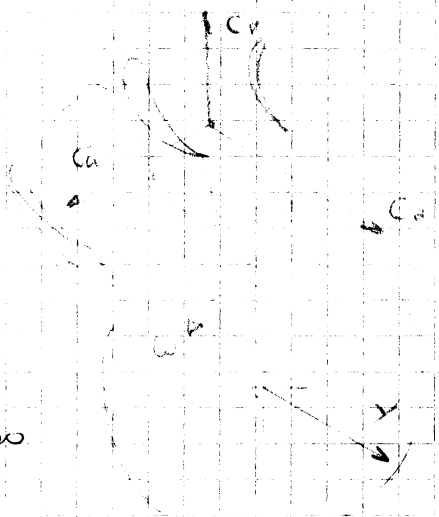
componenti tangenziali

Prendiamo adesso come verso positivo quello della ω (orario)

Nello schema dei triangoli delle velocità

$C_{u_1} > 0$
$C_{u_2} < 0$

} ce le ritroviamo anche



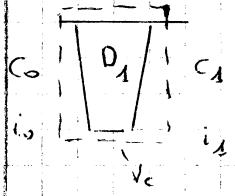
da versi delle $\vec{u}$ che sono sempre nel verso delle $\vec{\omega}$ e quindi sempre > 0.

A questo punto calcoliamo quanto lavoro per 1 kg di massa nel rotore:

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

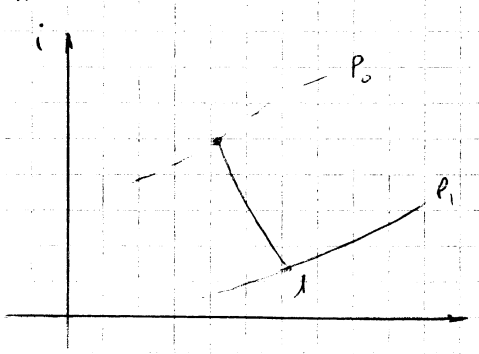
$$\boxed{L_i = \vec{C}_{u_1}\cdot u_1 - \vec{C}_{u_2}\cdot u_2}$$

1 e 2 sono ovviamente ingresso e uscita della GIRANTE.



Applichiamo il 1° PRINCIPIO PER SISTEMI APERTI

D. MOLLIER



© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 23 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 25 di 136

Rimane:

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

$$(i_2 - i_1) + \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}\right) + \left(-\frac{U_2^2}{2} + \frac{U_1^2}{2}\right) = 0$$

ΔE_c = in questo sistema non vediamo le velocità assolute, ma le velocità relative w !!

$$(i_1 - i_2) = \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}\right) - \left(\frac{U_2^2}{2} - \frac{U_1^2}{2}\right) \quad (2)$$

SALTO ENTALPICO NELLA GIRANTE

Riprendiamo la stessa GIRANTE, ma questa volta SISTEMA DI RIFERIMENTO INERZIALE

$$\cancel{Q}^{=0} = L_i + \Delta i + \Delta E_c + \cancel{\Delta E_\omega}^{=0} + \cancel{\Delta E_{gr}}^{=0}$$

Compare L_i perché sistema mobile, scompare ΔE_ω per sistema inerziale

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

$$L_i = (i_1 - i_2) + \left(\frac{c_1^2}{2} - \frac{c_2^2}{2}\right) \quad (3)$$

ΔE_c = questa volta velocità assolute

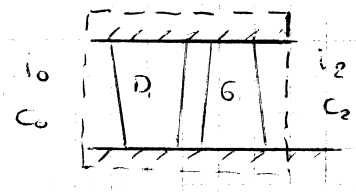
ALTRO MODO DI SCRIVERE IL LAVORO

Prendiamo ora $(i_1 - i_2)$ dalla (2) e lo mettiamo nella (3):

$$L_i = \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}\right) - \left(\frac{U_2^2}{2} - \frac{U_1^2}{2}\right) + \left(\frac{c_1^2}{2} - \frac{c_2^2}{2}\right) \quad (4)$$

ALTRO MODO DI SCRIVERE IL LAVORO, DOVE COMPAIONO LE VELOCITÀ TUTTE!!

Adesso applichiamo il primo principio al sistema DISTRIBUTORE + GIRANTE:



$$Q = L_i + \Delta i + \Delta E_c + \Delta E_\omega + \Delta E_{gr}$$

Prendo x, y, z, INERZIALE e dentro:

$$\cancel{Q} = L_i + \cancel{\Delta E_z} + \Delta E_c + \cancel{\Delta E_\omega} + \cancel{\Delta E_{gr}}$$

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

$$L_i = (i_0 - i_2) + \left(\frac{c_0^2}{2} - \frac{c_2^2}{2}\right) \quad (5)$$

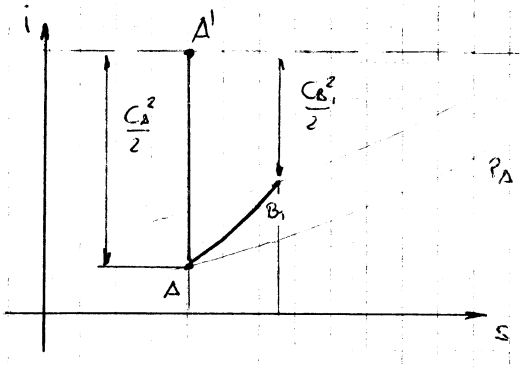
$$L_i = \left(i_0 + \frac{c_0^2}{2}\right) - \left(i_2 + \frac{c_2^2}{2}\right) \quad (6)$$

significa porre dal punto 0 del diagramma di mollier e ritrovare l'altro delle quantità $\frac{c_0^2}{2}$ e lo stesso per il punto 2

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 25 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 27 di 136

Possiamo disegnare due i-s.



- Trasformazione generica
- Trasformazione portata dal solo isentropicamente

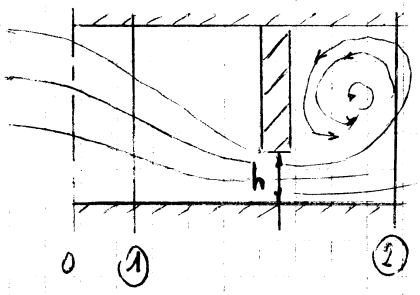
Prende il nome, il punto A', di ARRESTO ISENTROPICO: (o di ristagno)

Idealmente esiste:

Prendiamo un condotto di sez a sezione ∞ senza perdite

CONDIZIONI TOTALI: il fluido assorbe lavoro cinetico incrementando la sua entalpia Tutto in maniera ISENTROPICA.

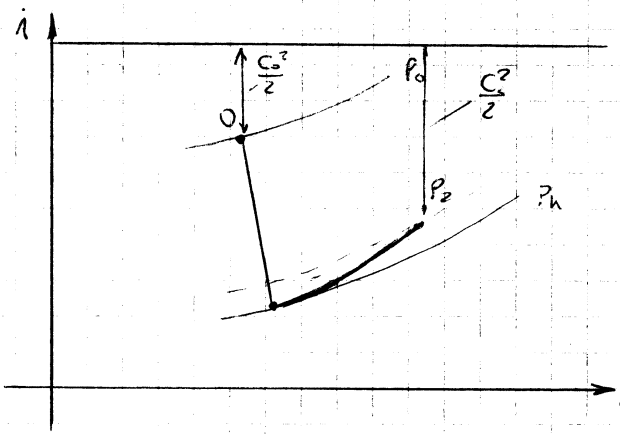
ESEMPIO 2: LAMINAZIONE



- Accelerano fino alla sezione h
- Dopo h la velocità di uniforme, ma con vortici, i quali portano dissipazioni

$$Q = L_i + \Delta i + \Delta E_c + \Delta E_\omega + \Delta E_{gr}$$ con X, Y, Z INERZIALE

$\Delta i + \Delta E_c = 0$ → $\boxed{i_1^0 = i_2^0}$ regime permanente

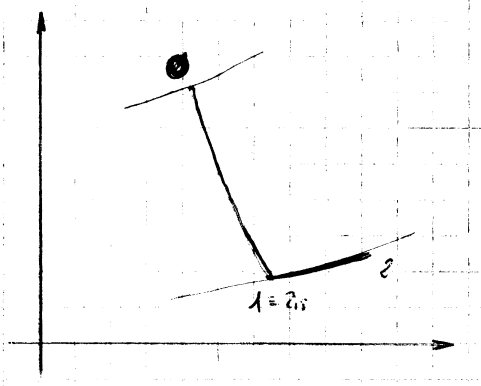


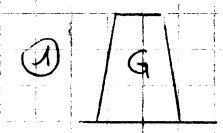
Il fluido inizialmente si espande, con una legge quasi isentropica,

poi si ha un recupero di pressione più o meno marcato

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 27 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 29 di 136





$Q = L_i + \Delta_i + \Delta E_c + \Delta E_\omega + \Delta E_{gr}$ Sistema X, Y, Z Rotante

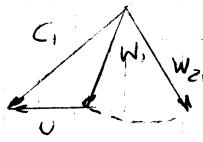
$\Delta_i + \Delta E_c + \Delta E_\omega = 0$

$(1_{2is} - 1_1) + \frac{W_{2is}^2}{2} - \frac{W_1^2}{2} - \left(\frac{U_2^2}{2} - \frac{U_1^2}{2}\right) = 0$

$= 0 \quad 1_{2,is} = 1_1$

Poniamo il caso $U_2 = U_1$ (caso frequente):

Risulta $\boxed{W_{2,is} = W_1}$ Cioè nella girante il fluido viene solo DEVIATO, ma conserva la velocità



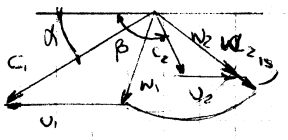
Contro direzione, ma non modulo, Tutto questo perché vanno in espansione.

Nel caso reale scriviamo:

$\boxed{W_2 = \varphi W_{2is}}$ $\varphi \approx 0{,}8$ perdite maggiori che nel DISTRIBUTORE

$S_2 > S_1 \rightarrow 1_2 > 1_1$

ANDIAMO I TRIANGOLI DELLE VELOCITÀ



Si sagomano α e β in modo opportuno per ottimizzare il rendimento

Solitamente si sceglie palettatura simmetrica, cioè W_1 e W_2 sono simmetrici.

$\alpha = 180° - \beta$

Per cui risulta:

$L_i = u_1 \cdot C_{u1} - u_2 \cdot C_{u2} = u(C_{u1} - C_{u2})$ con u = costante

e da qui possiamo ricavare l'EFFICIENZA della macchina:

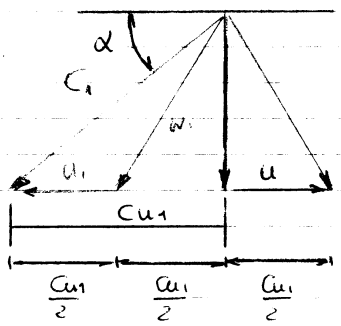
$\eta = \frac{L_i}{L_{i\,ideale}}$ Lavoro massimo ottenibile espandendo senza perdite il fluido

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 29 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 31 di 136

(1) Proviamo a variare u:

Poniamo $u = \frac{1}{2} c_{u1}$

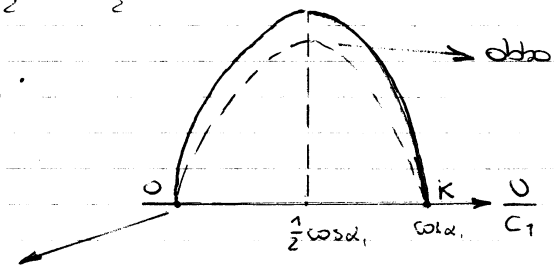


Risulta C_2 assiale e di conseguenza diamo un massimo la E_c rimossa.

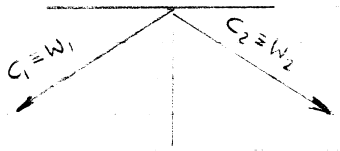
$$u = \frac{1}{2} c_{u1} \rightarrow \frac{u}{c_1 \cos\alpha_1} = \frac{1}{2}$$

$$\boxed{\frac{u}{c_1} = \frac{\cos\alpha_1}{2}}$$ Condizione ottimale

$$\eta_{\theta_i} = \cos^2\alpha_1$$



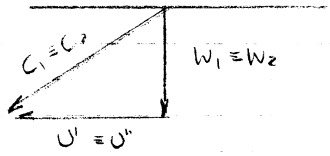
Nel punto O:



$$L_i = u(c_{u1} - c_{u2}) = 0$$

La macchina DEVIA soltanto il fluido

Nel punto K:



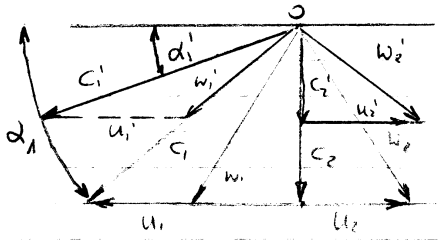
$$L_i = u(c_{u1} - c_{u2}) = 0$$

Tale macchina espande il fluido ~~nella~~ a c_1 e anche nella girante per rimanere isoentalpico.

- Non c'è ΔE_c
- Non c'è variazione di direzione.

EROGAZIONE della coppia nulla!

(2) Proviamo ora a variare α_1:



mantenendo costante la c_1, riducendo α_1, si ottiene un miglioramento del RENDIMENTO

└ c_2' diminuisce

Al limite se $\alpha_1' = 0 \rightarrow c_2' = 0$

Tuttavia non si può fare $\alpha_1' = 0$ poiché vorrebbe dire annullare la portata

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 31 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 33 di 136

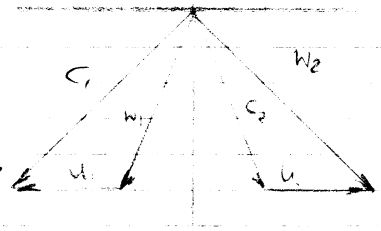
Con $U_2 = U_1$ otteniamo:

$$w_{2,is} = \sqrt{2(i_0 - i_{2is}) + w_1^2}$$

$$\boxed{|W_2| = \psi |W_{2s}|}$$

ANALIZZIAMO I TRIANGOLI DELLE VELOCITÀ

Questa volta però consideriamo i TRIANGOLI delle velocità assolute e non le relative.

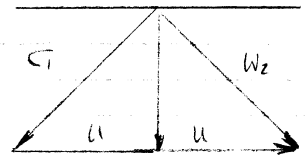


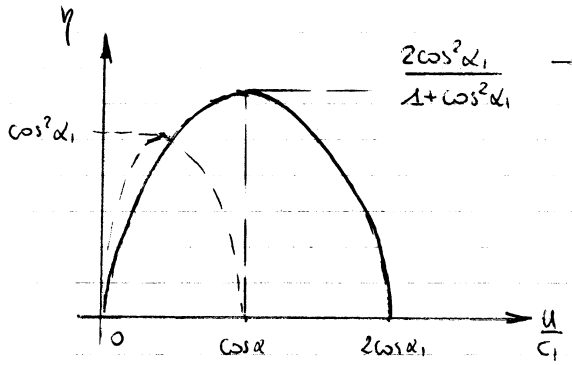
$$\begin{cases} |C_1| = |W_2| \\ |W_2| = |C_2| \end{cases}$$

Prendiamo sempre una macchina con coefficienti φ e $\psi = 1$, con U_2 non ancora noto e analizziamo l'influenza di α_1 e u sul rendimento.

(1) Influenza di u:

Per ogni velocità fissata dalla girante: $u = c_{u1}$ $\quad \frac{u}{c_1} = \cos\alpha$



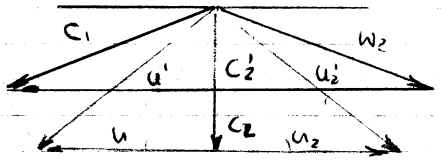


$$\frac{2\cos^2\alpha_1}{1+\cos^2\alpha_1} \rightarrow \frac{2\cos^2\alpha_1}{1+\cos^2\alpha_1} = \cos^2\alpha_1 \cdot \frac{2}{1+\cos^2\alpha_1} \geq \cos^2\alpha_1$$

Le turbine a reazione, per raggiungere alti rendimenti devono aver w elevato, doppio rispetto al caso precedente

↳ Se prima la w è imposta si dovrà raddoppiare il diametro della girante

(2) Influenza di α:

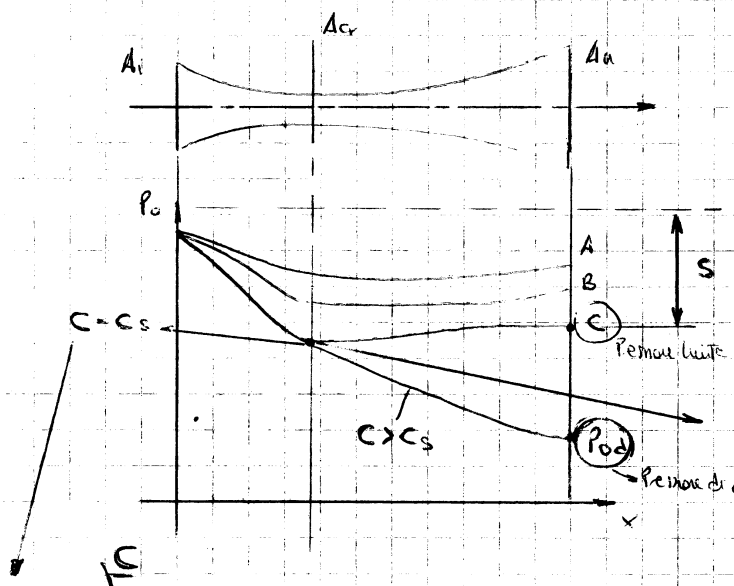


© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 33 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 35 di 136

To, 19/10/09

UGELLO CONVERGENTE - DIVERGENTE



A_{cr} = sezione contratta

sezione diminuisce, p diminuisce velocità aumenta, REGIME SUB-SONICO

Pressione limite a diminuire:
Continuando ad abbassare la pressione, raggiungiamo la velocità del suono

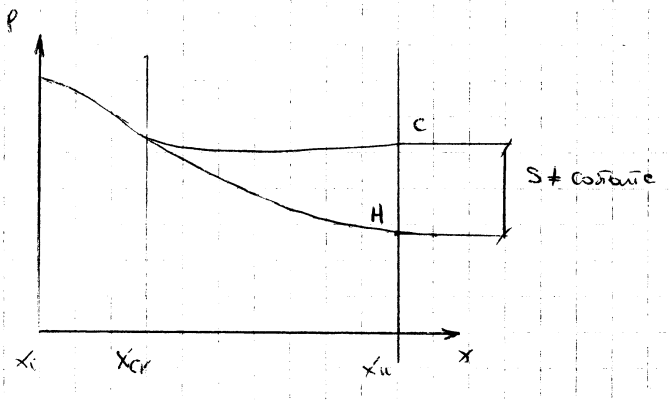
La pressione che corrisponde a questa situazione richiamo PRESSIONE DISCRIMINANTE p_D

Con buona approssimazione è una trasformazione a $S = \text{costante}$

Qualunque cosa succeda dopo C, la pressione prima di C_s avrà sempre lo stesso profilo

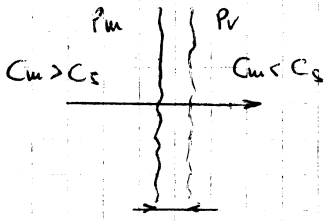
Si può ancora abbassare di pressione, giungere alla velocità SUPERSONICA, in modo ISENTROPICO

N.B. sopra e sotto p_{od} l'entropia non è costante, solo nel ramo p_{od} è costante



ONDE D'URTO RETTE

Fenomeni istantanei.
Il fluido si comprime molto rapidamente, aumento molto di pressione e diminuisce bruscamente di velocità da supersonico a subsonico



$p_v > p_m$ $\quad C_m > C_s$ $\quad C_m$

$S \neq \text{costante}$

$\boxed{S_v > S_m}$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 35 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 37 di 136

Sono 2 modi di scrivere la stessa velocità, quindi posso eguagliare:

$$\sqrt{2\frac{k}{k-1}p_0^\circ v_0\left[1-\left(\frac{p_{cr}}{p_0^\circ}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} = \sqrt{k\frac{p_{cr}}{\rho_0^\circ\left(\frac{p_{cr}}{p_0^\circ}\right)^{\frac{1}{k}}}}$$

sviluppando i calcoli si ottiene

$$\frac{p_{cr}}{p_0^\circ} = F(k) \rightarrow \text{(funzione di } k\text{)}$$

$$\boxed{\frac{p_{cr}}{p_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \approx 0{,}5}$$

È un rapporto ben preciso tra la sezione a monte e la sezione contratta che rende ben preciso p_{cr}

Possiamo dire che quando la p diventa minore di quella critica abbiamo l'ugello chiuso SONICO.

N.B. la densità è fuori campo, non può più essere di fermata!!

$$\dot{m} = A_r \cdot c_{cr} \cdot \rho_{cr}$$

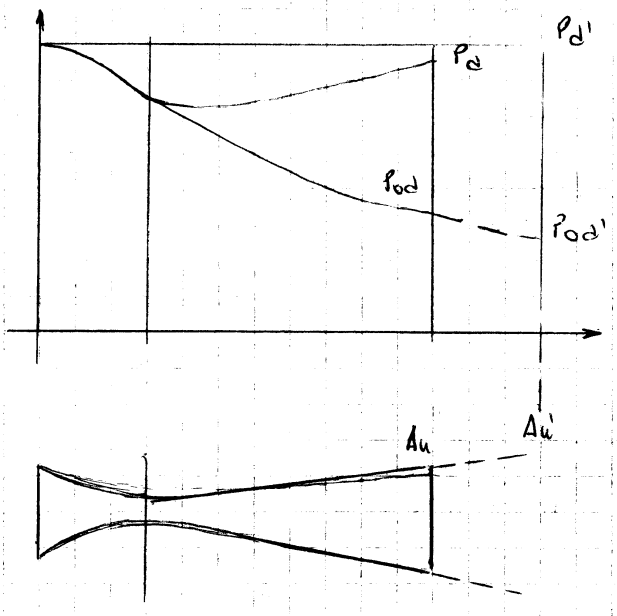
$$\boxed{\dot{m}_{cr} = A_r \cdot \frac{p_0^\circ}{\sqrt{p_0^\circ v_0^\circ}}\sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}}$$

NO A MEMORIA!!

Questo significa che la portata non è funzione di:

$\dot{m}_{cr} = f(A_2, p_0^\circ, v_0, k)$ questo per tutte le $p_u < p_d$

VEDIAMO COME SI PUÒ CALCOLARE LA PRESSIONE DI ADATTAMENTO E LA DISCRIMINANTE:



Affinché ho ipersonico, p_d' deve essere $>$ di p_d

$p_d' > d$

Per lo stesso motivo $p_{od} > p_{od}'$

Sono quindi funzioni della SEZIONE DI USCITA.

Immaginiamo di prolungare l'ugello

Per le condizioni p_d e p_{od} valgono:

$$\dot{m} = A_u \frac{p_0^\circ}{\sqrt{p_0^\circ \cdot v_0^\circ}} \cdot \sqrt{2\frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{p_u}{p_0^\circ}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_u}{p_0^\circ}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} = S = \text{costante}$$

$$\dot{m} = A_2 \frac{p_0^\circ}{\sqrt{p_0^\circ \cdot v_0^\circ}}\sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad S = \text{cost}$$

Solido quindi in condizioni ipersoniche, no per p_d ne per p_{od} quindi.

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 37 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 39 di 136

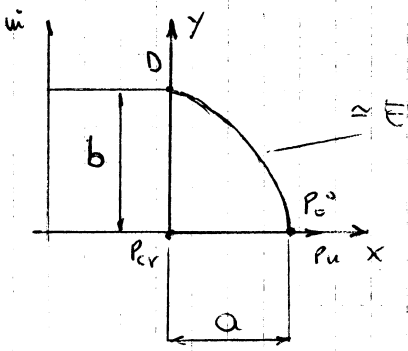
La nuova portata la calcoliamo rapidamente:

$$\dot{m}_{cr} = A_r \frac{p_0^\circ}{\sqrt{p_0^\circ v_0^\circ}} \cdot F(k)$$

$$\dot{m}_{cr}' = A_r \frac{p_0^{\circ\prime}}{\sqrt{p_0^{\circ\prime} v_0^{\circ\prime}}} \cdot F(k)$$

$$\frac{\dot{m}_{cr}'}{\dot{m}_{cr}} = \frac{\frac{p_0'}{\sqrt{p_0^\circ v_0'}}}{\frac{p_0^\circ}{\sqrt{p_0^\circ v_0^\circ}}} = \sqrt{\frac{p_0^{\circ\prime}}{p_0^\circ} \cdot \frac{v_0^\circ}{v_0^{\circ\prime}}}$$

Possiamo ipotizzare il fatto che la curva assume una forma ELLITTICA.



quindi fissato un generico punto M, siamo in grado di scrivere l'equazione dell'ellisse.

a, b, semiassi dell'ellisse:

$a = p_0^\circ - p_{cr}$ $\quad X = p_u - p_{cr}$

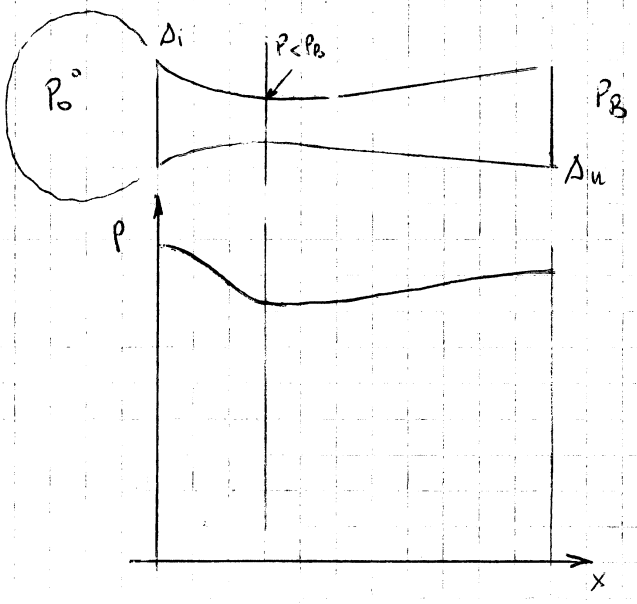
$b = \dot{m}_{cr}$ $\quad Y = \dot{m}$

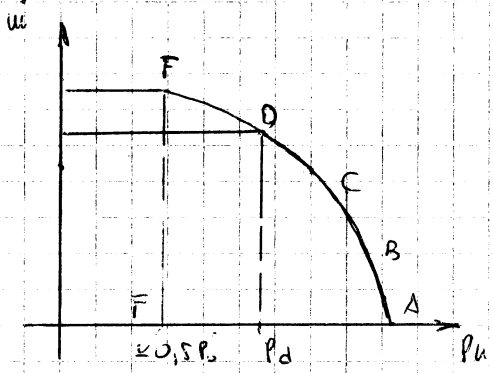
Sostituiamo tutto nell'equazione dell'ellisse.

$$\frac{X^2}{a^2} + \frac{Y^2}{b^2} = 1$$

$$\boxed{\left(\frac{p_u - p_{cr}}{p_0^\circ - p_{cr}}\right)^2 + \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{cr}}\right)^2 = 1}$$

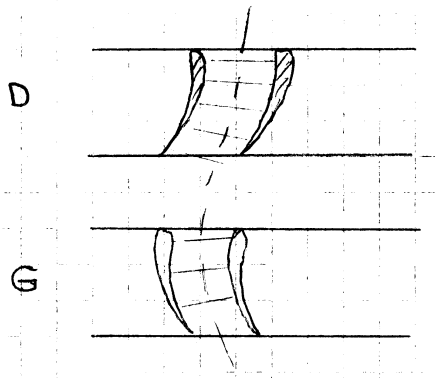
- RIPRENDIAMO ORA L'UGELLO CONVERGENTE - DIVERGENTE





© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 39 di 136

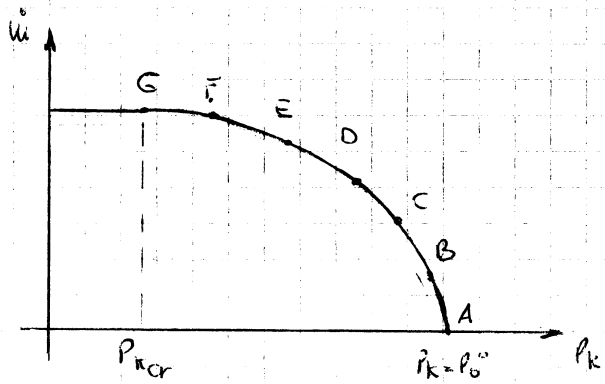
© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 41 di 136



$L_i = 0$

$L_i \neq 0$

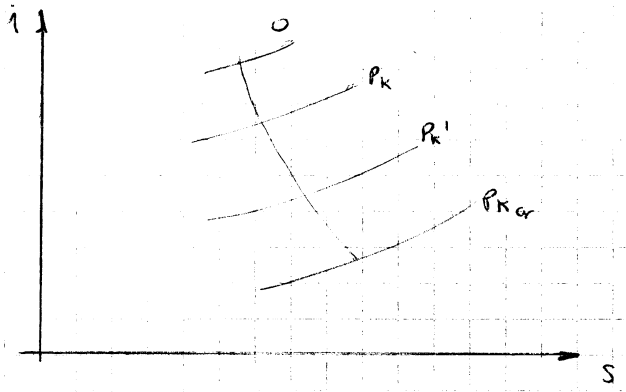
È nascosto l'analogo tra Turbina e ugelli, vediamo il grafico



ANALOGIA TURBINA - UGELLO

- Esiste una pressione critica, al di sotto della quale la $\dot{m}$ è costante
- Il cono è un ellisse (approssimato anche meglio)

La differenza è che il rapporto tra le P non è più 0,5



A un certo punto, espando, il flusso di ottenere la pressione di arrivo ad uno stadio che raggiunge la $P_{K,cr}$, per cui si blocca la portata.

A monte di quello stadio non cambia più niente.

È così può succedere anche negli stadi successivi.

L'unico caso in cui la $P_{K,cr}$ è proprio $0{,}5\,P_0^*$, è quando è il PRIMO STADIO o per diverse $P_{K,cr}$, ma è un caso particolare. Solitamente è molto più basso! (Il che è giusto, sono un UGELLO, non una TURBINA).

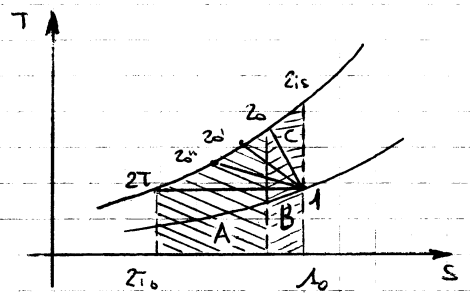
© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 41 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 43 di 136

Con questo risultato, possiamo collegare i 2 rendimenti:

$$\eta_{C_{is}} = \frac{\frac{k}{k-1} RT \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\frac{k}{k-1} RT \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)} = \frac{\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\beta^{\frac{k-1}{k\eta_c}} - 1}$$

- In realtà la migliore compressione realizzabile sarebbe quella con:
  - $L_{W_n} = 0$
  - $Q < 0$ al limite T = costante!



$Q(A) = c_p (T_{2o} - T_1)$

$Q(B) = Q + L_{W_n} < 0$ ($L_{W_n} = 0$) infatti ha perdita negativa.

$L_{C_{is}} = Q(2T_o - 2T - 1 - 1_o)$

Prendiamo la Trasformazione 1-2Q:

$L_c = \Delta i - Q + \Delta E_{cin}$

$L_c = c_p |T_{2o} - T_1| + Q = c_p (T_{2o} - T_1) + |Q| = Q(A) + Q(B)$

($Q < 0$)

$L_{C_{is}}(Q) - L_c(Q) + Q(C)$

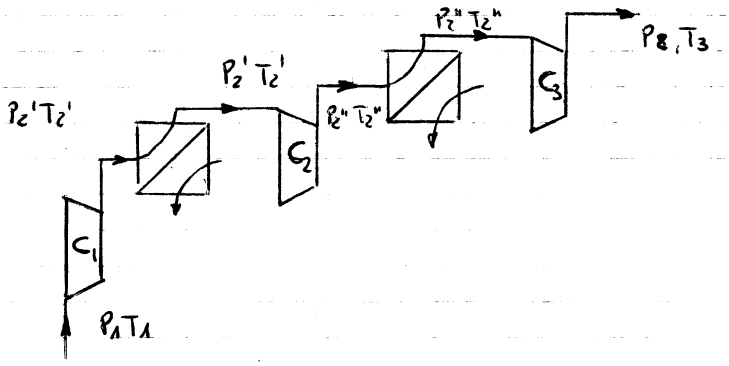
↳ Parte di maggiorazione rispetto al lavoro isentropico.

Trasformazione ottimale è quella che avviene a T costante!!

↳ Perché ciò avvenga, dovremmo però attrezzare molto bene il compressore che dovrebbe avere da un fluido refrigerante. A livello pratico, non è possibile a causa della notevole quantità di fluido compresso.

→ Soluzione: si crea una serie di più compressori con successive INTERREFRIGERAZIONI:

si usa: · acqua - aria a T amb
· acqua di pozzo a T mare



NB: SI IPOTIZZANO LE CADUTE DI PRESSIONE NEGLI SCAMBIATORI, NULLE

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 43 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 45 di 136

$\beta_{TOT} = \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot \beta_3 \cdots \beta_n = \dfrac{\beta}{\eta_{\pi_1} \cdot \eta_{\pi_2} \cdots \eta_{\pi_{n-1}}}$ noto dai dati di progetto

↳ Adesso mi vado a calcolare il lavoro del compressore:

$$L_c = \sum_{i=1}^{n} \frac{K}{K-1} RT_i \left(\beta_i^{\left(\frac{m-1}{m}\right)} - 1 \right) = MIN$$

↳ in questo caso con ogni fluido, uso lo specifico costante per semplicità

devo vedere quando è il lavoro minimo → equivale a risolvere un problema di minimo vincolato

↳ Il VINCOLO è: $\beta_1 \cdot \beta_2 \cdot \beta_3 \cdots \beta_n = \beta_{TOT}$

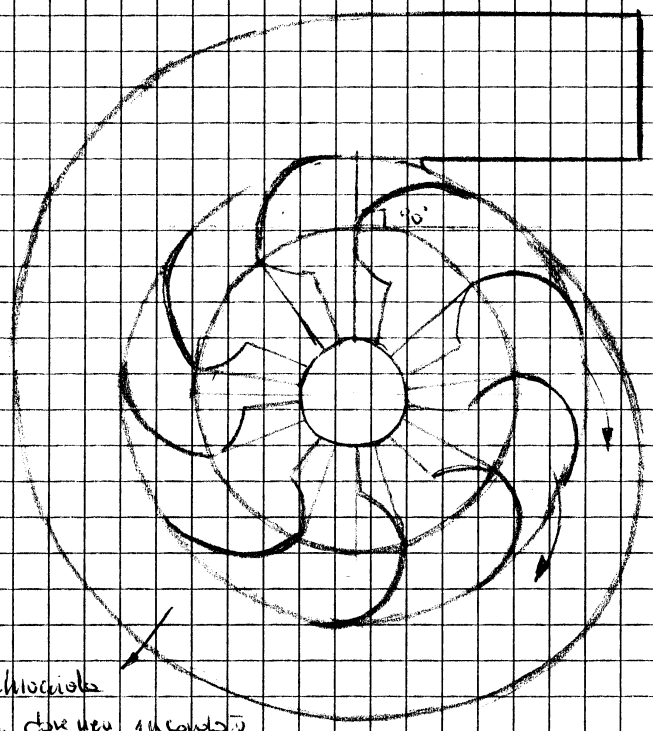
Troviamo che la funzione ha valore minimo quando tutti i β hanno lo stesso valore, cioè:

$\beta_1 = \beta_2 = \beta_3 = \cdots = \beta_n$

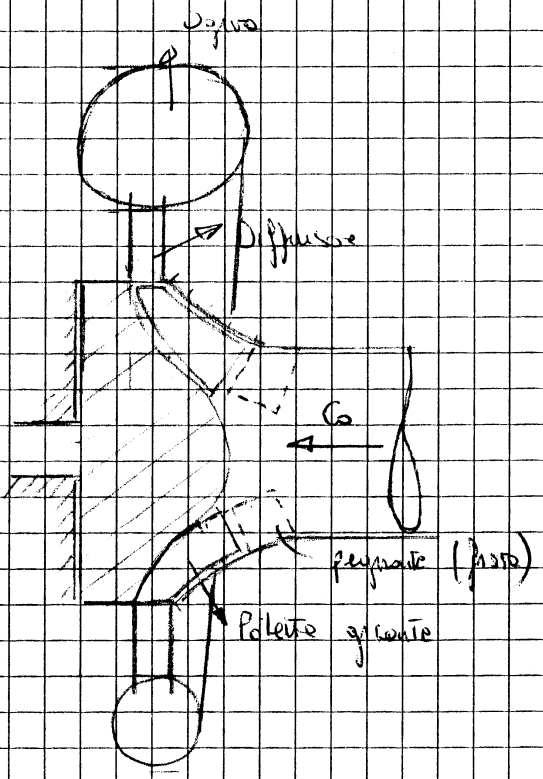
↳ Da cui ricavo $\beta_{OPT} = \sqrt[n]{\dfrac{\beta_{TOT}}{\eta_{\pi_1} \eta_{\pi_2} \cdots \eta_{\pi_{n-1}}}}$

RAPPORTO DI COMPRESSIONE OTTIMALE CORRISPONDENTE ALLA CONDIZIONE DI L_c MINIMO

COMPRESSORI CENTRIFUGHI



Chiocciola
↳ dove vieni raccolto il fluido



- La sezione che per prima viene interessata dal fluido è più grande della sezione finale della paletta
- Le palette NON sono assiali

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 45 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 47 di 136

Definiamo ora lavoro: Hp: $\begin{cases} u'' = u_r'' \\ c'' = \text{costante} \end{cases}$

$L_c = u_2 c_{u_2} - u_1 c_{u_1}$

con le convenzioni di macchine operatrici

Precisamente, nel nostro caso non abbiamo una componente di imbocco tangenziale, per cui $u_1 = 0$, ottenendo:

$\boxed{L_c = u_2'' c_{u_2}''}$

↳ cioè non c'è la prerotazione!!

PARAMETRI ADIMENSIONALI

① $\psi = \dfrac{L_c}{\frac{u''^2}{2}}$ → COEFFICIENTE DI LAVORO O COMPRESSIONE

② $\varphi = \dfrac{w_r''}{u''}$ → PARAMETRO DI PORTATA

③ $\xi = \dfrac{L_{ms}}{\frac{u''^2}{2}}$ → COEFFICIENTE DI PERDITA

④ $\tau_1 = \dfrac{c_p T_1}{\frac{u''^2}{2}}$ → COEFFICIENTE TERMOMETRICO

⑤ $\chi = \dfrac{\Delta i_{gr}}{L_c}$ → GRADO DI REAZIONE

Scriviamo il PRIMO PRINCIPIO per la GIRANTE

$\cancel{Q}^{=0} + L_c = \Delta i + \Delta E_c \cancel{+ \Delta E_p}$

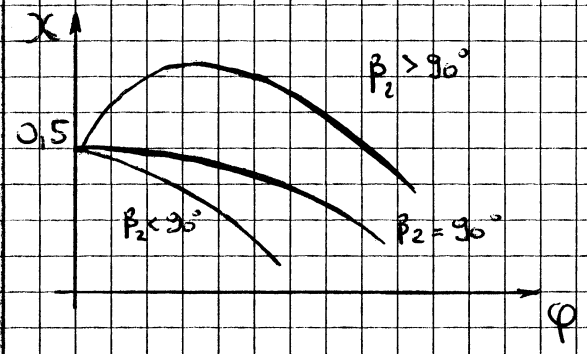
$\boxed{L_c = \Delta i + \Delta E_c}$

- La funzione del DIFFUSORE è quella di recuperare l'energia cinetica prodotta nella girante.
- Il ΔE_c dopo il diffusore è molto basso, ma non nullo → altrimenti non avremmo efflusso di fluido!!!
- Il Δi non si incrementa la pressione.

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 47 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 49 di 136

ANALISI DI χ

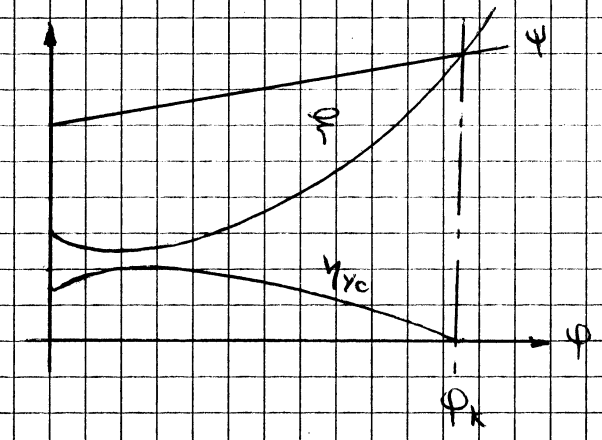


$$\chi = 1 - \frac{\psi}{4} - \frac{\varphi^2}{\varphi}$$

e quindi:

$$\eta_{Yc} = \frac{L_c - L_{wn}}{L_c} = 1 - \frac{\varphi}{\psi}$$

GRAFICHIAMO I 3 PARAMETRI INSIEME



$$\eta(\varphi_A) = \eta(\varphi_B)$$

Dato φ riesco a stabilire quasi tutto quello che riguarda il compressore

φ { ψ PREFISSATO; φ PREFISSATO; χ PREFISSATO; η_{Yc} PREFISSATO

$$L_c = \frac{k}{k-1} R T_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right)$$

($\frac{k}{k-1} R T_1 = c_p$)

$$\psi = \frac{L_c}{\frac{u''^2}{2}} = \frac{c_p T_1}{\frac{u''^2}{2}} \left[\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] = \tau_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right)$$

quindi $\beta^{\frac{m-1}{m}} = 1 + \frac{\psi}{\tau_1} \Rightarrow \beta = \left(1 + \frac{\psi}{\tau_1} \right)^{\frac{m}{m-1}}$

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

$\Rightarrow \beta = \left(1 + \frac{\psi}{\tau_1} \right)^{\frac{k \eta_{Yc}}{k-1}}$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 49 di 136

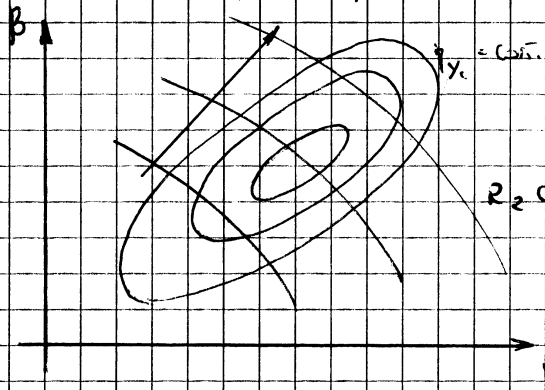
© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 51 di 136

$\varphi \propto \frac{R_1}{R_2} \propto \frac{R_1 \cdot \sigma_1^2}{}$ con $\varphi_K = u \frac{R_1}{R_2}$

→ si hanno più coppie corrispondenti di (R_1, R_2) Tali da ridurre: $= \frac{\varphi_K}{u}$

I_1	σ_1 basso	R_2 alto	R_1 alto
I_2	σ_1 medio	R_2 medio	R_1 medio
I_3	σ_1 alto	R_2 basso	R_1 basso

φ = cost → ψ = cost., Φ = cost., χ = cost., η_{Kc} = cost.



VENTILATORI E TURBOPOMPE

I VENTILATORI sono macchine caratterizzate da basso β ed energia cinetica in uscita non trascurabile

Per i COMPRESSORI abbiamo visto che

$\begin{cases} \Delta E \simeq 0 \\ \Delta E_{gr} \simeq 0 \\ \rho \neq \text{costante} \end{cases} \Rightarrow L_c = \frac{k}{k-1} RT_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} \eta_{Kc} - 1 \right)$ ← NON VALE PER I VENTILATORI!!

Avendo $\beta > 1$, ma circa uguale all'unità e quindi $\rho \neq$ costante

$L_c - L_{w_n} = \int v dp + \Delta E_{c_{gr,w}}$ (≈ 0)

$= v \int dp = \boxed{v(p_2 - p_1) = RT(\beta - 1)}$

CASO IN CUI SI VUOLE SEMPLICEMENTE METTERE IN PRESSIONE UN FLUIDO

CASO GENERALE

$\begin{cases} \Delta E_c \neq 0 \\ \Delta E_{gr} \neq 0 \\ \beta > 1 \end{cases}$ — VENTILATORE / POMPA

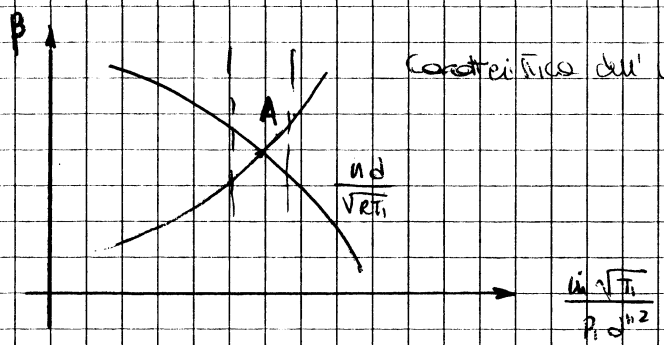
$\rho \simeq$ COSTANTE → Valido ma per pompe e per ventilatori!

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 51 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 53 di 136

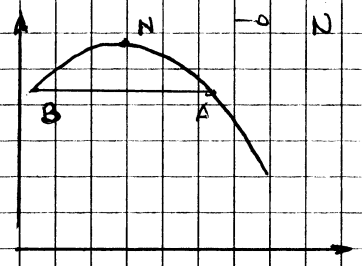
PROBLEMI DI STABILITA': FENOMENO DI POMPAGGIO

In funzionamento NORMALE si ha:



A PUNTO DI FUNZIONAMENTO STABILE perché a seguito delle piccole variazioni, aumento o riduzione della portata, si ha un ritorno a tale condizione grazie alle forze d'inerzia)

Nel caso in cui si abbiano β molto alti e caratteristica dell'utilizzatore piatta

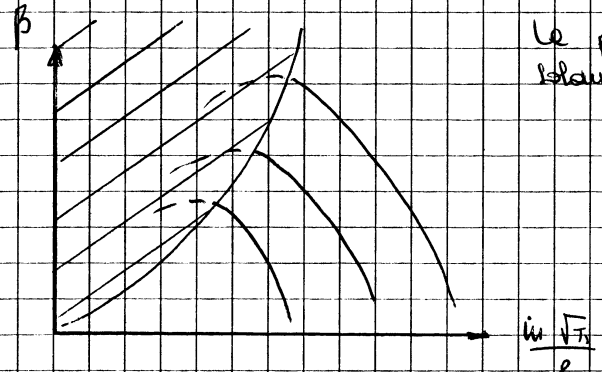


→ N punto di max

Il punto A è stabile, mentre il punto B è fortemente instabile, infatti:

- Se aumenta la portata, si tende a stabilizzare in A
- Se si riduce la portata si tende ad aumentare a portate negative, per poi tornare indietro con una variazione della portata PUNTUALE - NEGATIVA

→ CONSEGUENZA: Punti vibrazionali che rischiano anche di rompere la pompa dai supporti → FENOMENO DI POMPAGGIO.



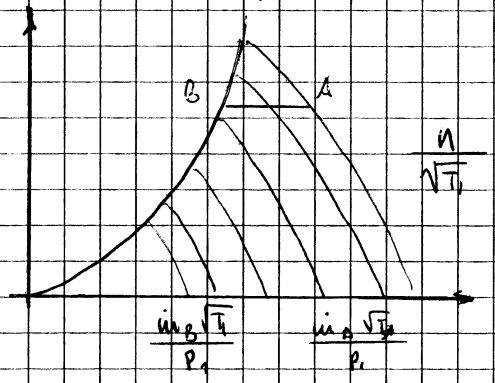
Le portate, non quindi rappresentate solamente da N ma sono diverse

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 53 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 55 di 136

(2) VARIAZIONE DEL n° DI GIRI N

Probabilmente il miglior, ma anche il più costoso, mi serve un motore a velocità variabile!!!



Da β più grandi otteniamo per poco viene il riflusso

Da A → B: il β rimane costante, ma η_{rc} variabile.

→ ANALIZZIAMO LA POTENZA.

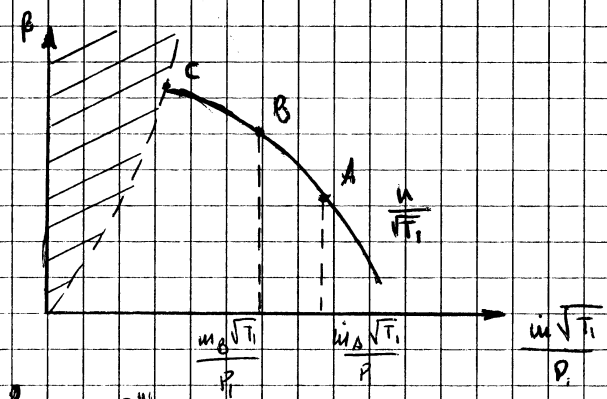
$$P_i = \dot{m} L_c = \dot{m} \frac{k}{k-1} RT_1 \left[\beta^{\frac{k-1}{k \eta_{rc}}} - 1 \right]$$

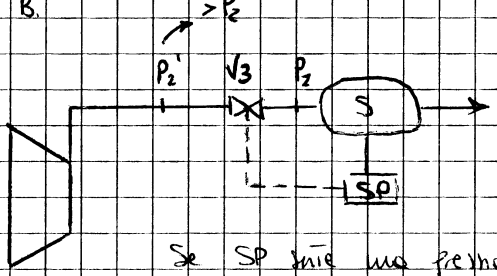
η_{rc} variabile

Succede che se vediamo di minimizzare troppo, la pompa aumenta troppo!!

Mi tocca usare il RIFLUSSO prima del punto B.

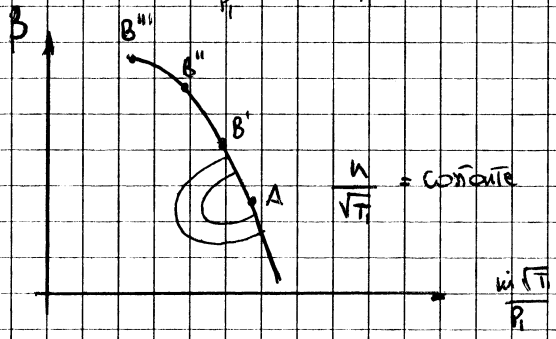
(3) LAMINAZIONE ALLA MANDATA





Se SP varia una pressione troppo alto, apro la valvola V_M

Viene dissipata della pressione e da P_2' ritorno a P_2



β' aumenta
η_{rc} scende (leggermente)

$$L_c = \frac{k}{k-1} RT_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k \eta_{rc}}} - 1 \right)$$

$$L_c' = \frac{k}{k-1} RT_1 \left(\beta'^{\frac{k-1}{k \eta_{rc}'}} - 1 \right)$$

$$\boxed{L_c' > L_c}$$

Devo compiere un lavoro maggiore.

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 55 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 57 di 136

CALCOLO DI P_1^0

- $\Delta p = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + \Delta w_H$ $\quad C_2 = 0$ ISENTROPICO
- $p_2 = p_1^0$

$$\frac{p_1^0 - p_1}{\rho} = \frac{c_1^2}{2}$$

$$\boxed{p_1^0 = p_1 + \frac{\rho c_1^2}{2}} \quad (2)$$

$$p_{min} = p_1 + \lambda \frac{1}{2} \rho w^2 = p^0 - \frac{1}{2} c_1^2 - \lambda \frac{1}{2} \rho w^2 \geq p_v$$

Quindi riconosco la condizione di NON cavitazione:

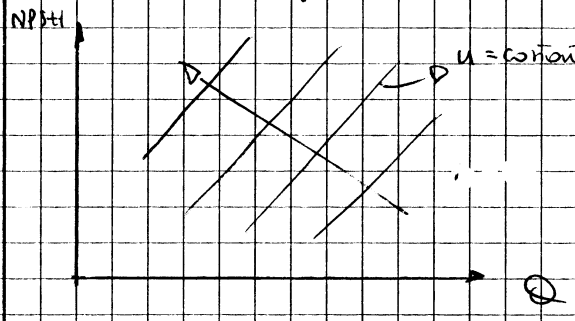
$$\boxed{(p_1^0 - p_v) \geq \frac{1}{2} \rho c_1^2 + \lambda \frac{1}{2} \rho w^2} \quad (3)$$

NPSH → NET POSITIVE SUCTION HEAD

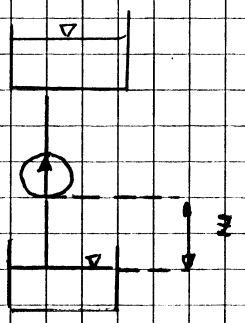
$$\boxed{\frac{p_1^0 - p_v}{\rho g} \geq \frac{c_1^2}{2g} + \frac{\lambda w^2}{2g}} \quad (3')$$

NPSH $\qquad$ $(NPSH)_{min}$ $\qquad$ $z \to 0$ richiesto per creare l'energia cinetica in ingresso e per la caduta di pressione lungo l'estradosso della pompa

Il costruttore di fornisce $(NPSH)_c$

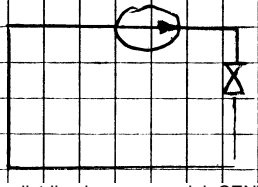


(1) CIRCUITO APERTO



Perdite di pressione → Δw_H
→ attrito
→ energia cinetica della condotta

(2) CIRCUITO CHIUSO



© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 57 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 59 di 136

· Espansione e compressione sono a massa costante.

· Il tratto BC e DA seguono una legge del tipo: pv^m = costante,

con m, m' di poco diversi da k per:

- eventuali fughe (Tra rotativo e boccola)
- Scambi di calore con le pareti (in modo diverso nelle 2 trasformazioni).

Aspirazione e scarico avvengono a pressione costante:

$p_B < p_1$ → di poco

$p_C > p_2$ → di poco

Ma: $\begin{cases} m_a = (V_B - V_A)\cdot \rho_B \\ m_m = (V_C - V_D)\,\rho_C \end{cases}$ $\sim \rho_d$

Condizione ideale che vorremo:

$m_{a_{id}} = V\rho_1 = m_{m_{id}}$

ma in realtà abbiamo:

$m_a = (V_B - V_A)\,\rho_B$ $\qquad \rho_B < \rho_1$

N.B.

GAS PERFETTI: ρ = costante $\Leftrightarrow$ T = costante

laminazione in flusso permanente $\Rightarrow$ T = costante

Nel nostro caso noi abbiamo laminazione in flusso permanente e in più abbiamo scambi di calore...

↳ la T può quindi variare e ρ non risulta proporzionale alla caduta di pressione

Quindi

$m_a < m_{a,id}$ $\begin{cases} V_B - V_A < V \\ \rho_B < \rho_1 \end{cases}$ $\qquad \eta_\rho$ → Coefficiente per le fughe → 0,98 ÷ 0,99

$m_m = \eta_\rho\, m_a$

$\lambda_V = \dfrac{m_m}{m_{id}} \approx \dfrac{m_a}{m_{id}}$ aspetto geometrico

$$\boxed{\lambda_V = \frac{(V - \Delta V)\,\rho_B}{V\rho_1} = \left(\frac{V - \Delta V}{V}\right)\left(\frac{\rho_B}{\rho_1}\right)}$$ → Aspetto termodinamico

Coefficiente per valutare la bontà della macchina.

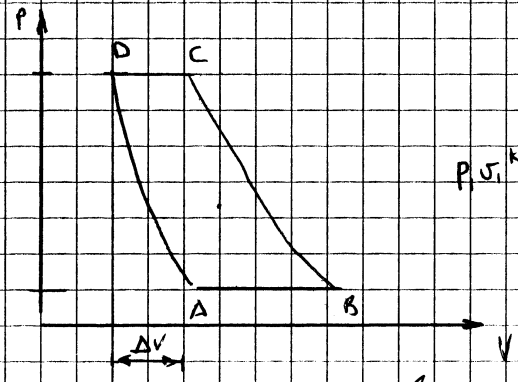
© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 59 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 61 di 136

Per una risoluzione analitica, prima una delle seguenti ipotesi semplificative:

CASO IDEALE

$$\begin{cases} P_A \cong P_B \simeq P_1 \\ P_C \simeq P_D \cong P_2 \\ u = u' = k \end{cases} \rightarrow \text{trascuriamo le perdite}$$



$$p_1 v_1^k = \text{cost}$$

$$\Delta V = V_A - V_D = V_D\left(\beta^{\frac{1}{k}} - 1\right) = V_H\left(\beta^{\frac{1}{k}} - 1\right)$$

$$\lambda_{v_{id}} = \frac{V - \Delta V}{V}\left(\frac{p_B}{p_1}\right)$$

→ ipotesi semplificativa $p_B = p_1 \Rightarrow \frac{p_B}{p_1} = 1$

$$\Delta V = V_A - V_D = V_A - V_H \qquad p_A \cdot V_A^k = p_D \cdot V_D^k$$

$$\Delta V = V_D \beta^{\frac{1}{k}} - V_H = V_H\left(\beta^{\frac{1}{k}} - 1\right) \qquad \hookrightarrow V_A = V_D \beta^{\frac{1}{k}}$$

$$\lambda_{v_{id}} = \frac{V - \Delta V}{V} = 1 - \frac{\Delta V}{V} = 1 - \frac{V_H}{V}\left(\beta^{\frac{1}{k}} - 1\right)$$

Indico $\frac{V_H}{V} = \mu$

$$\boxed{\lambda_{v_{id}} = 1 - \mu\left(\beta^{\frac{1}{k}} - 1\right)}$$

quando μ sale λ_v tende a scendere

$0{,}03 \div 0{,}1$ (compressori grandi / compressori piccoli)

CASO NON IDEALE

$$\beta_i = \beta\left(\frac{1 + \delta_2}{1 + \delta_1}\right)$$

$\eta_\varphi = 0{,}98 \div 0{,}99$ → coeff. per perdite

$$\begin{cases} \delta_1 = \dfrac{p_1 - p_B}{p_1} \\ \delta_2 = \dfrac{p_C - p_2}{p_2} \end{cases}$$

$$\eta_\tau = \frac{\text{TB adiabatica}}{\text{TB reale}} < 1 \simeq 0{,}98 \div 0{,}99$$

$$\boxed{\lambda_v = \eta_\tau \cdot \eta_\varphi \cdot (1 - \delta_1)\left[1 - \mu\left(\frac{\beta_i^{1/m}}{\eta_\tau} - 1\right)\right]}$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 61 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 63 di 136

$$\mathcal{L}_{i\,(ciclo)} = \frac{m}{m-1} p_B (V_B - V_A)\left[\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right]$$

$$L_c = \frac{\mathcal{L}_{i\,(ciclo)}}{(m_a)} = \frac{\mathcal{L}_{i\ ciclo}}{\lambda_v \cdot V \cdot p_0}$$

massa aspirata

$$L_c = \frac{\frac{m-1}{m-1} p_B V_B \left[\beta_a^{\frac{m-1}{m}} - 1\right] - \frac{m'}{m'-1} p_A V_A \left[\beta_i^{\frac{m'-1}{m'}} - 1\right]}{\eta_\varphi \eta_\vartheta (1-\delta_1)\left[1 - \mu\left(\frac{\beta^{1/m'}}{\eta_\vartheta} - 1\right)\right] V \frac{p_1}{RT_1}}$$

Con $m = m'$: $\Rightarrow$ $\eta_\varphi = \eta_\vartheta = 1$

$$p_B = p_1 (1 - \delta_1)$$

$$(V_B - V_A) = V\left(1 - \mu\left(\beta_i^{1/m'} - 1\right)\right)$$

$$L_c = \frac{\frac{m}{m-1} p_B (V_B - V_A)\left(\beta_i^{\frac{m-1}{m}} - 1\right) RT_1}{(1-\delta_1) V p_1 \left[1 - \mu\left(\beta_1^{1/m} - 1\right)\right]}$$

$$\boxed{L_c = \frac{m}{m-1} RT_1 \left(\beta_i^{\frac{m-1}{m}} - 1\right)}$$

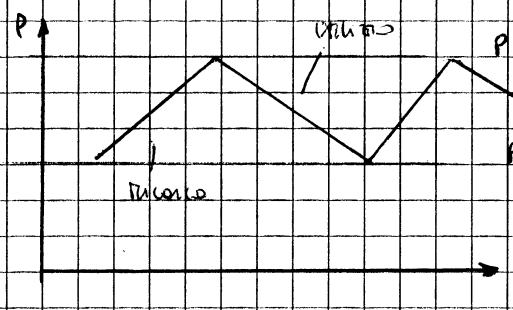
RENDIMENTO

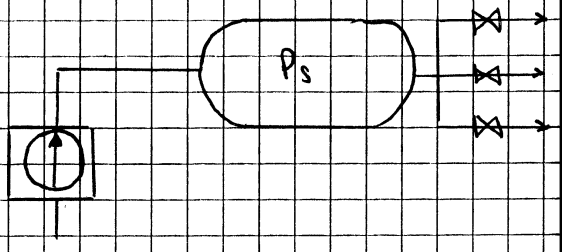
$$\eta_{c\,is} = \frac{L_{c\,is}}{L_c}$$

REGOLAZIONE DEI COMPRESSORI ALTERNATIVI A STANTUFFO

1. TUTTO O NIENTE
2. VARIAZIONE DI N (motore a velocità variabile)
3. LAMINAZIONE ALL'ASPIRAZIONE
4. RIFLUSSO
5. VARIAZIONE DI V_m

1. TUTTO O NIENTE





Il compressore viene avviato (a regime) nel momento in cui la pressione scende sotto un limite inferiore.

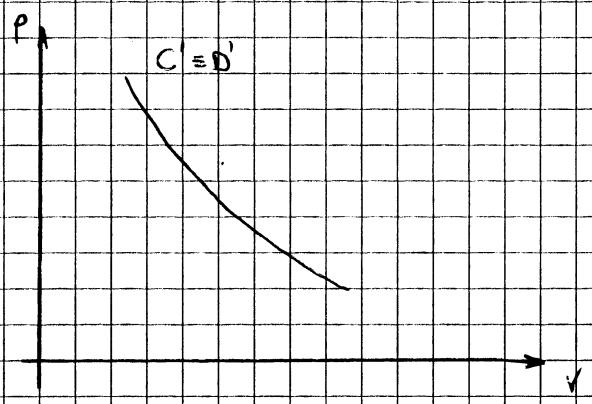
Per far ciò ... di una potenza maggiore di quella richiesta dall'uso contemporaneo delle utenze.

Nel caso in cui, nel periodo di funzionamento a pieno carico, a

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 63 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 65 di 136

Si può anche a parità nulla



Non bisogna andare ad un T_c troppo alto che possa distruggere la valvola

Il rendimento sarà:

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

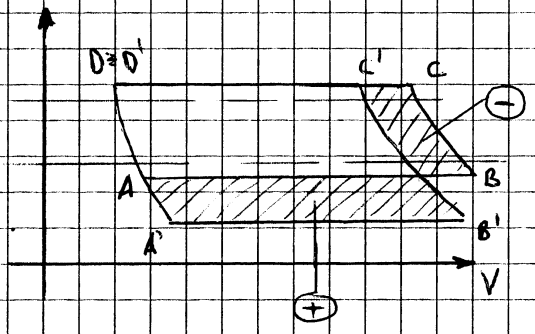
η_{ciclo} ↓

Può succedere che la potenza assorbita aumenti anche con la diminuzione della portata

→ Spendiamo più energia rispetto a prima
→ Solo in questo caso può succedere il caso in cui è opportuno parlare di riflusso

$P_i = \mathcal{L}_{i\,(ciclo)} \cdot n \cdot i$

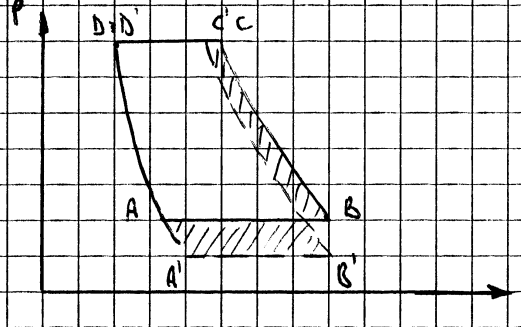
1° CASO



β bassi → P_i ↑

⊕ > ⊖

2° CASO



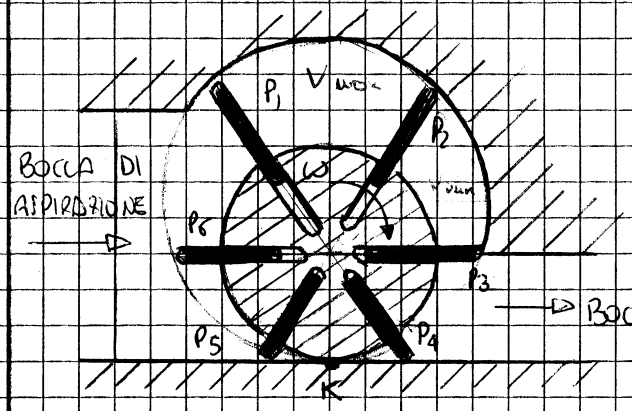
β alti → P_i ↓

⊖ > ⊕

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 65 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 67 di 136

COMPRESSORI A PALETTE



Le palette a causa della forza centrifuga sono spinte verso l'esterno.

↳ Nei primi stadi di rotazione aiutano di un motore per aiutare la fuoriuscita.

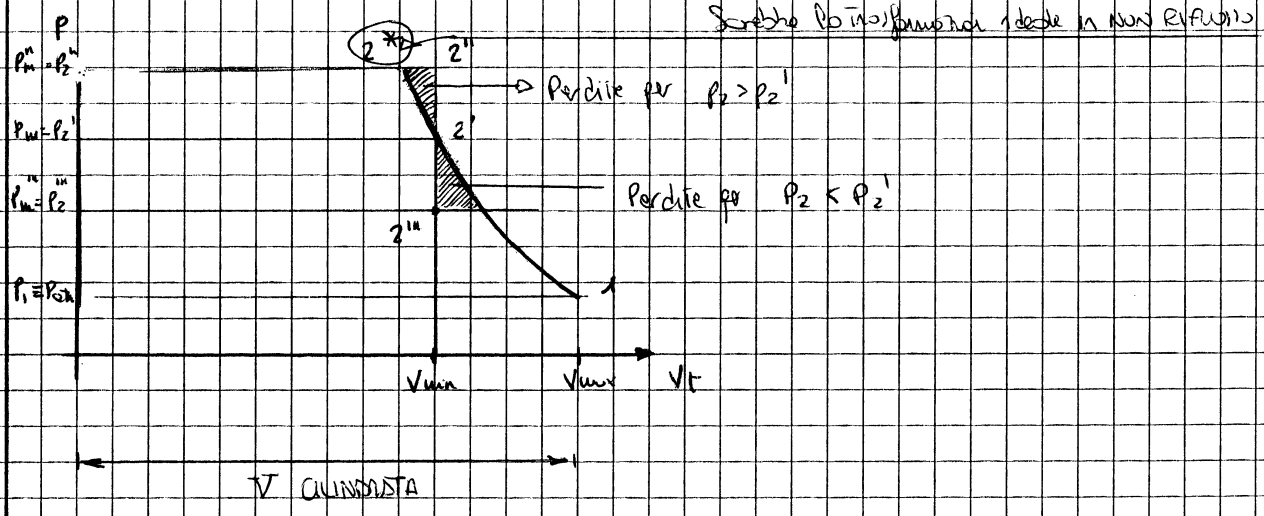
- La paletta P1 è tale che nel momento in cui si realizza il volume massimo questa chiude la bocca di aspirazione.
- La paletta P3 deve essere in posizione uguale o più basso del limite della bocca di uscita
- Partendo da K, grazie alla rotazione ω, il volume racchiuso tra 2 palette, da nullo cresce fino a V_{max} per poi ridiminuire fino a V_{min}, essere espulso ed annullarsi nuovamente → NON C'È SPAZIO MORTO!!

VANTAGGI RISPETTO AL MOTORE ALTERNATIVO

(1) NON C'È SPAZIO MORTO → Tutto il fluido viene espulso

(2) NO VI SONO CADUTE DI PRESSIONE NÈ ALL'ASPIRAZIONE NÈ ALLA MANDATA

↳ dovuto all'utilizzo delle valvole.



$m_{asp} = V_{max} \cdot \rho \neq V_{max} \cdot \rho_{amb} \hat{=} V \cdot \rho_a$

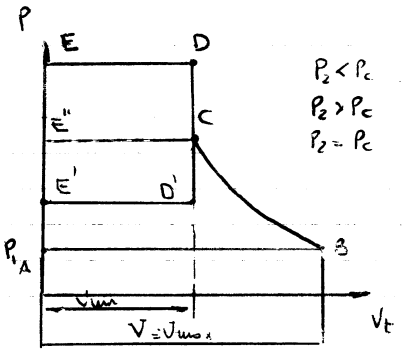
Dopo l'impianto, abbiamo quindi una buona fase a massa fissa e con collaudamento di portata. È infatti tale che se non ci fossero perdite di massa e/o calore si avrebbe una trasformazione con

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 67 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 69 di 136

GRAFICO DEL COMPRESSORE A PALETTE. Vedi disegno per ordine!!

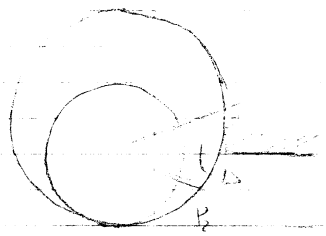
- Palette spinte verso l'esterno da forza centrifuga (più una molla trascurabile peri)
- Forte attrito delle palette, per questione di lubrificio, ma l'aria in questo modo risulta inquinata. Non è applicabile dove la presenza di olio è dannosa
- La luce di aspirazione è fissa (sempre quella affinché ho massima l'efficienza del compressore). Non è importante la bocca di mandata



- Da P_1 A e B sto aspirando, quindi ↑ V fino a V_{max}
- Dopodiché sto comprimendo una massa fissa

ρ = rapporto tra V_{max} e V_{min}

$$\rho = \frac{V_{max}}{V_{min}}$$



Questo punto il volume non è più isolato, ma è in collegamento con P di mandata

$$P_c \cdot V_c^{\gamma} = P_B \cdot V_B^{\gamma}$$

$$P_c = P_B \left(\frac{V_B}{V_c}\right)^{\gamma} = P_B \left(\frac{V_{max}}{V_{min}}\right)^{\gamma} = P_B \cdot \rho^{\gamma} \quad \rightarrow \quad \underline{P_2 > P_c}$$

↳ Ritorno: parte della massa torna indietro

COMPRESSIONE DI RIFLUSSO con conseguente lavorazione del fluido
Sul P-V: da C – D

→ Processo molto rapido e praticamente a volume costante

- Da D arrivo a un punto E e volume nullo.
Qui ho espulso tutto.

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 69 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 71 di 136

ANALIZZIAMO LE PRESTAZIONI

Quanta massa d'aria si comprime ogni giro nel volume tra 2 isole pistte:

$$m_a = V_{max} \cdot \rho_1$$

$$\dot{m}_a = (m_a \cdot z) \cdot n$$

z = giri di lavoro → giri di lavoro

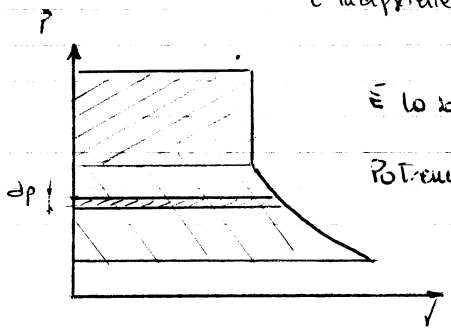
n° di masse compresse (ci vuoi)

$\eta_v \approx 1$ coefficiente di riempimento molto grande

LAVORO

$$\mathcal{L}_{ciclo} = \text{Area ciclo} = \oint V_t \cdot dp$$

↳ è indifferente integrare rispetto ad un asse o all'altro, l'AREA non cambia



È la somma di 2 aree una rettangolare e l'altra no.

Potremmo ricavarci il lavoro, NON lo faremo. Ma la formula

$$\mathcal{L}_{ciclo} = \frac{m}{m-1} p_1 V \left[\rho^{m-1} - 1 \right] + \frac{V}{\rho} p_1 \left(\beta - \rho^m \right)$$

con $\rho = \frac{V_{max}}{V_{min}}$ $\quad \beta = \frac{p_2}{p_1}$

$$L_c = \frac{\mathcal{L}_{ciclo}}{m_a} = RT_1 \left\{ \left[\rho^{m-1} - 1 \right] \frac{m}{m-1} + \frac{\beta - \rho^m}{\rho} \right\}$$

La formula va bene per qualunque tenuta di pressione, nel caso di $p_2 > p_c$ l'area di sotto diventa semplicemente negativa, mentre compresa fra $p_c = p_e$

POTENZA

$$P_i = (\mathcal{L}_{ciclo} \cdot z) \cdot n$$

$$P_a = \frac{P_i}{\eta_m}$$

REGOLAZIONE

Può avvenire per:

(1) Variazione n° di giri
(2) Laminazione
(3) Ritorno

(1) VARIAZIONE VELOCITÀ ANGOLARE

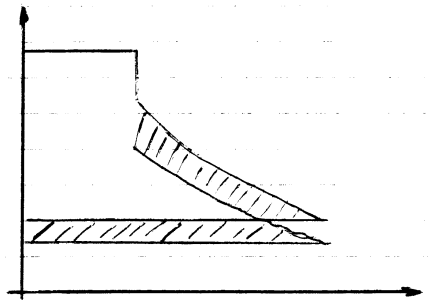
- Il ciclo non cambia, è identico (a meno di qualche piccola variazione dell'esponente)
- la massa m_a è identica

$\Rightarrow \dot{m}_a = (m_a \cdot z) \cdot n$ per $\dot{m}_a \propto n$ → se raddoppiamo n, raddoppiamo $\dot{m}_a$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 71 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 73 di 136

Viceversa per ρ grande la P_a scende:



ρ DISCRIMINANTE

$$\rho_D = m^{\frac{1}{m-1}} \quad (\approx 2{,}5 \div 3)$$

Per $\rho > \rho_D \rightarrow P_a$ scende

$\rho < \rho_D \rightarrow P_a$ sale: meglio il riflusso

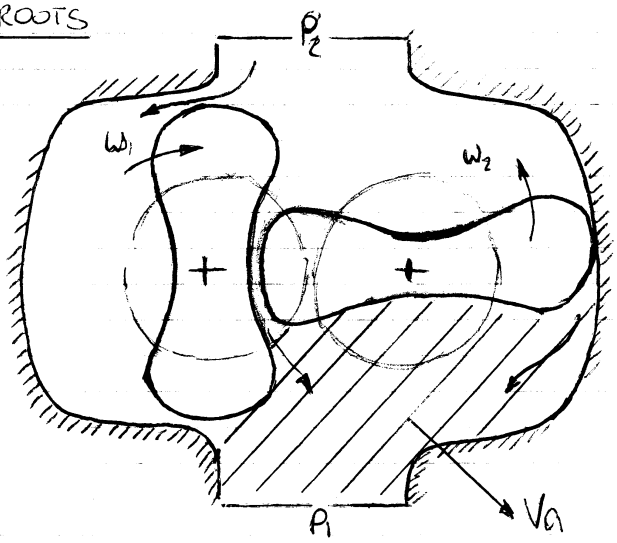
$$\rho_D = \frac{V_{max}}{V_{min}}$$

(3) RIFLUSSO

m_a = costante
P_a = costante
$\}$ $m' < m_a$

Metodologia uguale ai riflussi visti per i precedenti compressori

COMPRESSORE ROOTS



- Velocità angolari opposte
- Lo spazio dei giochi, necessari per la dilatazione dei rotori dovuto al riscaldamento.
  ↳ Questi giochi provocano dei Riflussi (da evitare, al più possibile)
- Solo 2 denti mantengono la continuità del moto. Per questo, vengono guidate da oltre 2 paia denti con un numero sufficiente di denti che garantiscano la Trasmissione del moto
- I 2 denti del compressore sono PROFILI CONIUGATI per cui non si toccano mai, sempre giochi. Questo permette di NON usare olio e di non ingrassare l'ARIA.

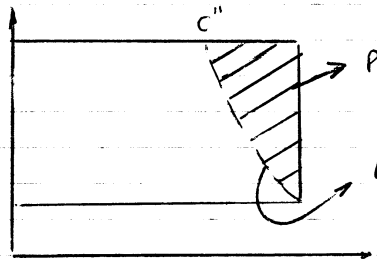
© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 73 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 75 di 136

Essendo un'area rettangolare, risulta

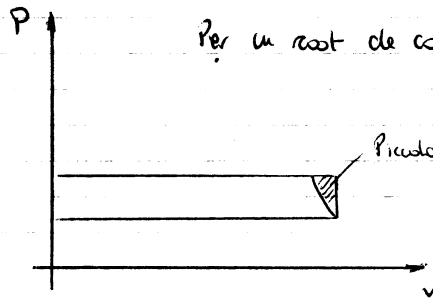
$$\mathcal{L}_{ciclo} = V_0 (p_2 - p_1)$$

Paragoniamolo ad un COMPRESSORE ALTERNATIVO come fatto per i compressori a palette.



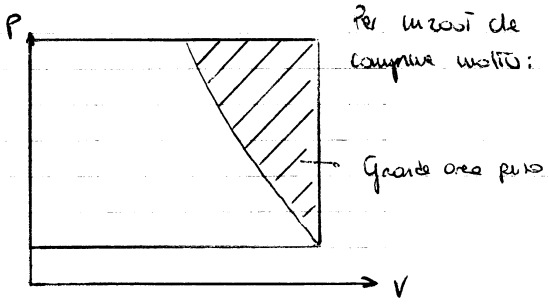
Perdita del compressore root rispetto ad un compressore a rotativo

Area del compressore a rotativo.



Per un root da compressore poco:

Piccola perdita



Per un root da compressore molto:

Grande area persa

Il Roots in definitiva è utile per PICCOLI β, poi il rendimento peggiora troppo

Definiamo un coefficiente di riempimento λ_v

$$\lambda_v = \frac{m_0}{m_{0t}} = \frac{m_0}{V_0 \cdot \rho_a} \leq 0{,}8$$

m_{0t} / Teorico

Quando vo bene $\lambda_v = 0{,}8$ ma è facile che scenda parecchio

λ_v non è minore perché ci sono le fughe, i giochi.

V_0 → $\lambda_v \cdot V_0$ → m_0

$(1-\lambda_v) V_0$ → m_{rf} = massa rifluita

$$\dot{m}_0 = (m_0 \cdot zz) \cdot n[giri/sec]$$

m_0 massa di gas

zz n° di denti per ciascuna ruota

$$\dot{m}_0 = \lambda_v \cdot V_0 \cdot \rho_a \cdot zz \cdot n = \dots$$

$\dot{m}_{teorico}$

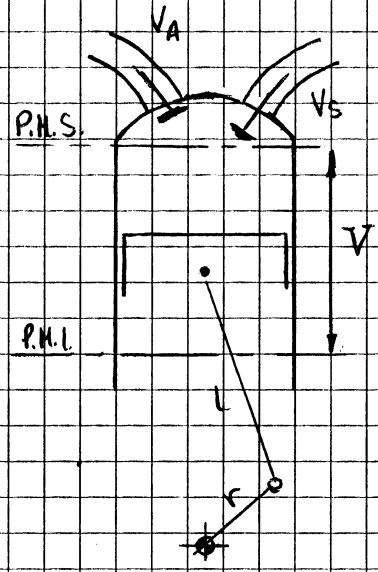
$$\boxed{\dot{m}_0 = \dot{m}_t - \dot{m}_{rf}}$$

$$\frac{\mathcal{L}_{ciclo}}{m_0} = L_i \rightarrow L_i = \frac{V_0 (p_2 - p_1)}{\lambda_v V_0 \rho_1} = \frac{1}{\lambda_v} \left(\frac{p_2 - p_1}{\frac{p_1}{RT_1}} \right) = \boxed{\frac{RT_1}{\lambda_v} (\beta - 1)} \; L_i$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 75 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 77 di 136

MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA



P.M.S. $V_{min} \rightarrow V_H$

P.M.I. $V_{max} \rightarrow V_H + V$

$$V = \frac{\pi D^2}{4} \cdot c \qquad \text{con } c = 2r$$

$$\varepsilon = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V + V_H}{V_H}$$

CICLO DI LAVORO

I motori a combustione interna NON operano secondo un ciclo termodinamico vero e proprio dovuto una trasformazione aperta, e la miscela subito la combustione viene rilasciato e sostituito con della nuova carica fresca

CICLO DI LAVORO DI UN MOTORE A 4 TEMPI

Si realizza in 4 corse dello stantuffo → 2 rotazioni dell'albero motore.

(1) CORSA DI ASPIRAZIONE:
- Lo stantuffo si muove da P.M.S. → P.M.I.
- Si immette nel cilindro la carica fresca

(2) CORSA DI COMPRESSIONE:
- Entrambe le valvole sono chiuse
- Lo stantuffo spinto dall'albero motore va da P.M.I. → P.M.S.
- Poco prima del raggiungimento del P.M.S. si avvia la combustione → candela nel motore a benzina
  → iniezione della miscela nel diesel

(3) CORSA DI ESPANSIONE:
- I gas combusti si espandono spingendo lo stantuffo da PMS → PMI
-

(4) CORSA DI SCARICO:
- Si apre la valvola di scarico
- I gas combusti lasciano la camera.
- Lo stantuffo si sposta da P.M.S. → P.M.I espellendo gli ultimi gas presenti

CICLO DI LAVORO MOTORE A 2 TEMPI

Si realizza attraverso 2 corse dello stantuffo → 1 giro dell'albero motore

(1) CORSA DI COMPRESSIONE:
- Entrambe le luci sono chiuse e lo stantuffo opera la compressione dei gas
- Poco prima del P.M.S. viene avviata la combustione

(2) CORSA DI ESPANSIONE:
- I gas spingono il pistone verso il P.M.I, provocando la rotazione dell'albero motore

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 77 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 79 di 136

RENDIMENTO DEL CICLO OTTO

$$\eta = 1 - \frac{T_a}{T_b} = \boxed{1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}}$$

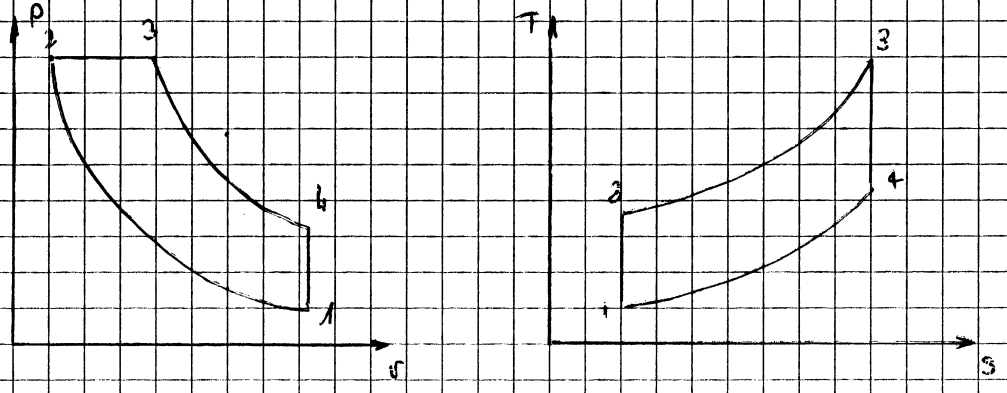
$\varepsilon = 10$, $k = 1{,}4$ } circa $\eta \approx 0{,}6$

Per fare meglio!

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1}$$

$$\varepsilon = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{v_1}{v_2}$$

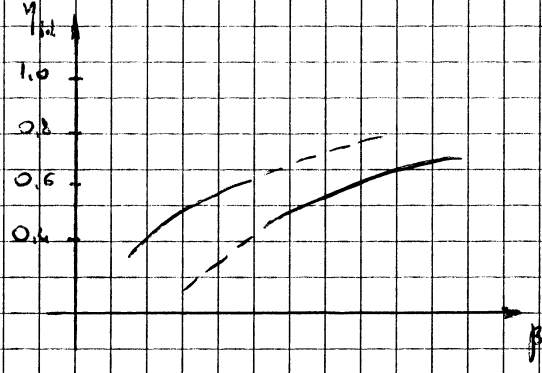
RENDIMENTO DEL CICLO DIESEL



Poiché il rendimento di un ciclo di Carnot, come noto diminuisce al diminuire del rapporto tra le temperature estreme, e se decidiamo che i cicli elementari in cui il ciclo DIESEL è scomposto, possiamo rendimenti reali vero estrapolare mappa.

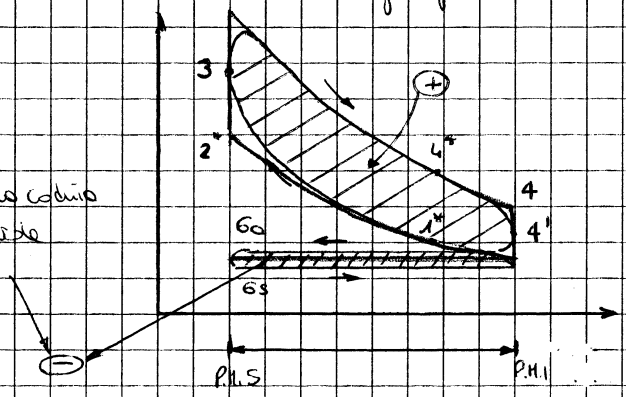
↳ Possiamo concludere che a parità di β il η del DIESEL è minore. Nella pratica però il DIESEL raggiunge β maggiori del ciclo OTTO

$$\boxed{\begin{aligned} \beta_{Diesel} &= 15 \div 23 \\ \beta_{Otto} &= 8 \div 12 \end{aligned}}$$



CICLI DI LAVORO

① cicli indicati, sono i cicli effettivamente realizzati dalla macchina, tengono conto del fatto che il fluido non scambia calore ad ogni stato



© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 79 di 136

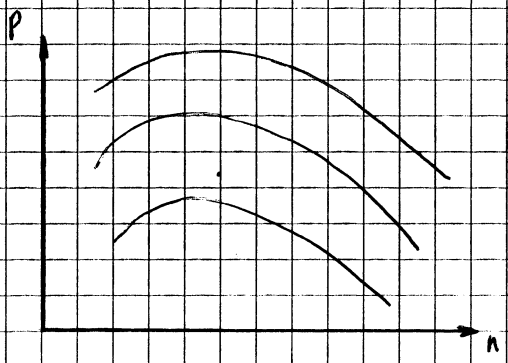
© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 81 di 136

PRESSIONE MEDIA INDICATA

$$p_{mi} = \frac{L_i}{V}$$

La differenza tra lavoro utile e lavoro indicato è detta lavoro di pompaggio o di scambio L_v, possiamo quindi definire anche una p_v:

$$p_v = \frac{L_v}{V} = \frac{L_i - L_v}{V} = p_{mi} - p_{me}$$



© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 81 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 83 di 136

Politecnico di Torino
Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica
Fondamenti di Macchine- A.A. 2007/2008
Esercitazione I

Esercizio n.1

Un compressore funziona con un rapporto manometrico di compressione $\beta = 2$, con un rendimento isentropico $\eta_{is}= 0.80$ e con un rendimento meccanico $\eta_m= 0.85$.

Esso smaltisce una portata d'aria $\dot{m}_a = 0.4$ kg/s, prelevata dall'ambiente a temperatura $t_1= 15°C$, che viene dapprima compressa adiabaticamente e successivamente inviata ad uno scambiatore di calore. In quest'ultimo l'aria viene refrigerata sottraendo calore per unità di massa in quantità pari a 70 kJ/kg.

Calcolare:

1. la potenza meccanica assorbita dal compressore;
2. la temperatura dell'aria in uscita dal compressore;
3. la temperatura dell'aria in uscita dallo scambiatore;
4. la portata d'acqua $\dot{m}_{H2O}$ necessaria per la refrigerazione ($c_{H2O}= 4186$ J/kgK;
   (incremento di temperatura Δt subito dall'acqua pari a 10 °C).
   (Si assuma: R = 287.2 J/kgK, c_p = 1005 J/kgK.)

[Risultati: (1) P_{ass} = 37.3 kW; (2) T_2 = 367 K; (3) $T_{2'}$ = 297 K; (4) $\dot{m}_{H2O}$ = 0.67 kg/s]

Esercizio n.2

Una macchina espande 3 kg/s di gas (R = 287.2 J/kgK, c_p = 1005 J/kgK) da 10 bar e 500°C sino alla pressione di 1 bar, secondo una politropica descritta dalla seguente equazione:

$$pv^{1,5} = cost.$$

Si conosce il lavoro dissipato: L_W = 62 kJ/kg; si vuole calcolare la potenza interna della macchina ed il calore che essa eventualmente scambia complessivamente con l'esterno.

Si assuma trascurabile il salto di energia cinetica del fluido tra l'ingresso e l'uscita della macchina.

[Risultati: P_i = 884.6 kW, Q = –121.5 kJ/kg].

Esercizio n.3

Un turboespansore presenta all'ammissione gas combusti (k = 1.38, c_p = 1042/kgK) alla pressione di 200 kPa ed alla temperatura di 800 °C, e li espande fino alla pressione di 100 kPa.

Ammettendo trascurabile la variazione di energia cinetica tra entrata ed uscita della macchina, calcolare:

- il lavoro L_i,
- il calore scambiato,
- il valore di L_W

nelle seguenti tipologie di trasformazione:

a) trasformazione isentropica reversibile ($Q = L_W = 0$);
b) trasformazione adiabatica con attriti (m = 1.32);
c) trasformazione con refrigerazione senza attriti ($L_W = 0$, m = 1.45);
d) trasformazione con "forte" riscaldamento senza attriti, e cioè isoterma con $L_W = 0$;
e) trasformazione con "forte" riscaldamento e con attriti, e cioè isoterma con L_W = 15.9 kJ/kg.

Nel confronto tra il primo ed il secondo caso mettere in evidenza il fenomeno del "recupero termico".

[*Risultati: (a) L_i = 194 kJ/kg, $Q = 0$, $L_w = 0$; (b) L_i = 173, $Q = 0$, L_w = 23.5 kJ/kg;*
(c) L_i = 192 kJ/kg, Q = –24 kJ/kg, $L_w = 0$; (d) L_i = 213 kJ/kg, Q = 213 kJ/kg, $L_w = 0$;
(e) L_i = 197.5 kJ/kg, Q = 197.5 kJ/kg, L_w = 15.9 kJ/kg: Recupero termico: RC = 2.1 kJ/kg].

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 83 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 85 di 136

Politecnico di Torino
Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica
Fondamenti di Macchine- A.A. 2007/2008
Esercitazione I

Esercizio n.4

Un turbocompressore aspira aria nelle condizioni di 100 kPa e 17 °C, e la comprime fino alla pressione di 200 kPa.

Considerando trascurabile la variazione di energia cinetica fra ingresso e uscita della macchina, calcolare il lavoro massico interno (L_i) il calore massico scambiato (Q) e il lavoro delle resistenze passive (L_w), nelle seguenti condizioni di evoluzione:

a) isentropica (adiabatica reversibile);
b) adiabatica con attriti (esponente della politropica: m = 1.55);
c) refrigerazione senza attriti (esponente della politropica: m = 1.28);
d) raffreddamento isotermico senza attriti
e) raffreddamento isotermico con attriti (L_w = 15.9 kJ/kg).

Nel confronto fra il primo e il secondo caso mettere in evidenza il fenomeno del "controrecupero" termico.

Si assumano: k = 1.4, c_p = 1004 J/(kg·K).

[Risultati: (a) L_i = 63.8 kJ/kg, Q = 0, L_w = 0; (b) L_i = 81.2, Q = 0, L_w = 15.8 kJ/kg;
(c) L_i = 62.3 kJ/kg, Q = –14.6 kJ/kg, L_w = 0; (d) L_i = 57.7 kJ/kg, Q = –57.7 kJ/kg, L_w = 0;
(e) L_i = 73.6 kJ/kg, Q = –73.6 kJ/kg, L_w = 15.9 kJ/kg. Recupero termico: CR = 1.6 kJ/kg].

Esercizio n.5

Una portata d'aria $\dot{m}_a$ = 2 kg/s, prelevata dall'ambiente a temperatura T_1 = 288 K, viene dapprima compressa e successivamente inviata ad uno scambiatore nel quale viene refrigerata fino a portarla ad una temperatura di 300 K.

Nel compressore viene fornito al fluido un lavoro massico pari a 65 kJ/kg.

Determinare:

1. la temperatura in uscita dal compressore;
2. il calore massico Q da sottrarre nello scambiatore;
3. la portata d'acqua $\dot{m}_{H2O}$ necessaria per la refrigerazione (c'_{H2O}= 4186 $\frac{J}{kg \cdot K}$; incremento di temperatura Δt subito dall'acqua pari a 10 °C).

[Risultati: (1) T_2 = 353 K; (2) Q = -53 kJ/kg; (3) $\dot{m}_{H2O}$ = 2,53 kg/s]

Esercizio n.6

Determinare la temperatura media T_{sf} dei gas scaricati da un motore alternativo a 4T (avente spazio morto trascurabile), note le condizioni di pressione e temperatura all'interno della camera di combustione al termine della fase/corsa di espansione, p_4 = 400 kPa, T_4 = 1500 K.

Supporre trascurabili gli scambi termici con le pareti e con l'ambiente esterno ed ipotizzare che la pressione p_r all'interno del cilindro si mantenga costante e pari a 110 kPa per tutta la durata della fase di espulsione.

Ipotizzare per semplicità che l'apertura e la chiusura della valvola di scarico avvengano istantaneamente in corrispondenza dei punti morti, e che i gas combusti si comportino come un gas perfetto ideale con k = 1.4.

[Risultati: T_{sf} = 1189 K].

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 85 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 87 di 136

ESERCITAZIONE (1)

Ex. 1

$\beta = 2$

$\eta_{is} = 0,8$

$\eta_m = 0,85$

$G_a = 0,4\ kg/s$

$T_1 = 15°C = 15 + 273,15 = 288,15\ K$

$Q = -70\ kJ/kg$

$c = 4186\ J/kgK$

$\Delta T = 10°C$ incremento di T dell'acqua

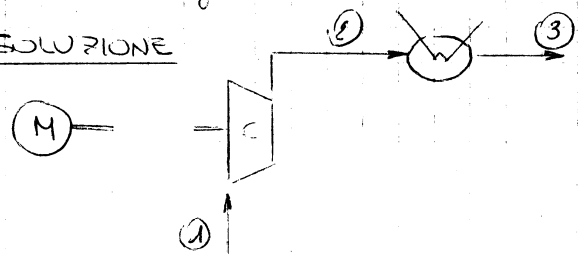
$R = 287\ J/kgK$

$c_p = 1005\ J/kgK$

Calcolare:

(1) P_m assorbita dal compressore
(2) $T_2 = ?$
(3) $T_3 = ?$
(4) $G_{H_2O} = ?$

SOLUZIONE



$P_1 = G_a |L_1|$

$\eta_{is} = \frac{|L_{is,c}|}{|L_c|}$

$Q = L_i + \Delta i + \Delta E_{c,w,gr}$ (=0)

$= 0$

Compressione adiabatica

$L_i + \Delta_i = 0$

Noi sappiamo calcolare il $L_{is,c}$ di una trasformazione isentropica:

$L_{is,c} = c_p (T_{2is} - T_1)$

e T_{2is}, lo ricaviamo dalla

$pv^k = \text{costante} \rightarrow pv^k = RT \rightarrow v = \frac{RT}{p}$

$p_1 \left(\frac{RT_1}{p_1}\right)^k = p_2 \left(\frac{RT_2}{p_2}\right)^k$

$p_1^{1-k} T_1^k = p_2^{1-k} T_2^k \qquad T_2^k = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{1-k} T_1^k \rightarrow T_2^k = (\beta)^{k-1} T^k$

$T_2 = (\beta)^{\frac{k-1}{k}} \cdot T_1$ questo è ovviamente il T_2 isentropico

$T_{2is} = \beta^{\frac{k-1}{k}} T_1 = 2^{\frac{1,4-1}{1,4}} \cdot 288,15[K] = 351,25\ [K]$

$L_{is,c} = c_p (T_{2is} - T_1) = 1005 \left[\frac{J}{kgK}\right] \cdot (351,25 - 288,15)\ [K] = 63'415 \left[\frac{J}{kg}\right]$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 87 di 136

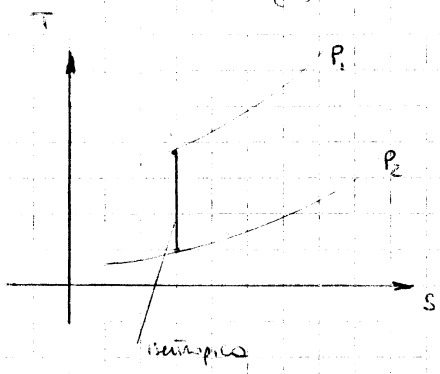
© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 89 di 136

EX.2

$G = 3 kg/s$
$R = 287\ J/kgK$
$c_p = 1005\ J/kgK$
$P_1 = 10\ bar = 10^6 Pa$
$T_1 = 500°C = 773{,}15\ K$
$P_2 = 1\ bar = 10^5 Pa$
$pv^{1,5} = costante$

$L_w = 62\ kJ/kg$
$\Delta E_c = 0$

(1) $P_1 = ?$
(2) $Q = ?$
(3)



La nostra trasformazione è $pv^{1,5} = costante$ quindi non è una isentropica, ma bensì qualcosa di simile con T più o meno alta o più o meno bassa della T_{2is}

1. DETERMINARE LA P_1:

$$P_{iT} = G \cdot L_{iT}$$

$$L_i = -\int_1^2 v\,dp + \cancel{\Delta E_{cinetica}} - L_w \quad (=0)$$

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

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

$$\int_1^2 v\,dp = \int_1^2 \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{1}{m}} v\,dp = p_1^{\frac{1}{m}} v_1 \int_1^2 \frac{1}{p^{1/m}}\,dp = p_1^{\frac{1}{m}} v_1 \left[\frac{p^{1-\frac{1}{m}}}{1-\frac{1}{m}}\right]_1^2 =$$

$$= p_1^{\frac{1}{m}} v_1 \left[\frac{p_2^{1-\frac{1}{m}}}{1-\frac{1}{m}} - \frac{p_1^{1-\frac{1}{m}}}{1-\frac{1}{m}}\right] = \frac{m}{m-1}\left(p_2 v_2 - p_1 v_1\right) = \frac{m}{m-1} R \left(T_2 - T_1\right)$$

$$L_i = -\int_1^2 v\,dp - L_w = -\frac{m}{m-1} R \left(T_2 - T_1\right) - L_w$$

$$T_2 = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}} T_1 = \left(\frac{1}{10}\right)^{\frac{1,5-1}{1,5}} \cdot 773{,}15\,[K] = 358{,}86\,[K]$$

$$L_i = \frac{-m}{m-1} R \left(T_2 - T_1\right) - L_w = \frac{-1{,}5}{1{,}5-1}\ 287\left[\frac{J}{kgK}\right]\left(358{,}86 - 773{,}15\right)[K] - 62000\left[\frac{J}{kg}\right]$$

$$= \boxed{294.703{,}7\ \frac{J}{kg}}$$

2. DETERMINARE QUANTO CALORE VIENE SCAMBIATO

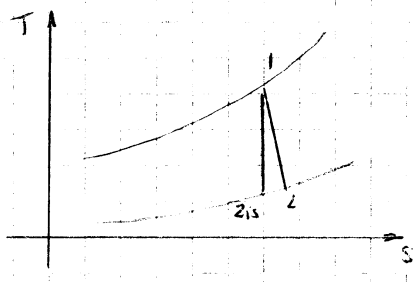
$$Q = L_i + \Delta i + \cancel{\Delta E_c} + \cancel{\Delta E_{gr}} + \cancel{\Delta E_\omega}$$

$$Q = 294.703{,}7\left[\frac{J}{kg}\right] + c_p\left(358{,}86 - 773{,}15\right) = \boxed{-121\,657{,}75\left[\frac{J}{kg}\right]}$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 89 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 91 di 136

(3.) TRASFORMAZIONE CON REFRIGERAZIONE SENZA ATTRITI ($L_w=0$) ($m=1,45$)



$$Q = L_i + \Delta i^* + \Delta E_{c,\omega,pr}$$

$$L_i = -\int v\,dp - \Delta E_{c,\omega,pr} - L_{wm}$$

($\Delta E_{c,\omega,pr} = 0$, $L_{wm} = 0$)

$$L_i = \frac{-m}{m-1} R (T_2 - T_1)$$

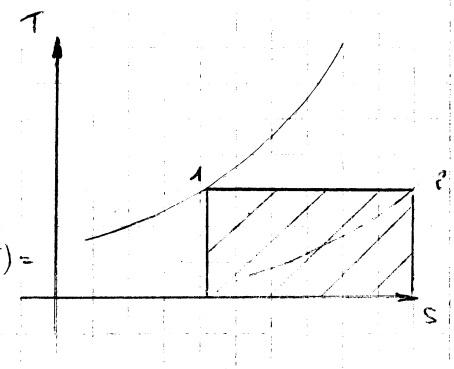
$$T_2 = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{m-1}{m}} T_1 = (0,5)^{\frac{1,45-1}{1,45}} 1073,15\,[K] = 865,44\,[K]$$

$$L_i = \frac{-1,45}{1,45-1} 287\left[\frac{J}{kg\,K}\right] \cdot (865,44 - 1073,15)\,[K] = +192\,085,6\,\frac{J}{kg} = \boxed{+192,1\,\frac{kJ}{kg}}$$

$$Q = L_i + \Delta i^* = L_i + c_p (T_2 - T_1) = 192\,085,6\left[\frac{J}{kg}\right] + 1042\left[\frac{J}{kg\,K}\right](865,44 - 1073,15)[K] =$$

$$= -24\,348\left[\frac{J}{kg}\right] = \boxed{-24,3\,\frac{kJ}{kg}}$$

(4) TRASFORMAZIONE CON "FORTE" RISCALDAMENTO SENZA ATTRITI E CIOÈ ISOTERMA CON $L_w=0$



$$Q = L_i + \Delta E_{c,\omega,pr} + \Delta i^*$$

$$L_i = -\int v\,dp - \Delta E_{c,\omega,pr} - L_{wm}$$

($\Delta E_{c,\omega,pr} = 0$, $L_{wm} = 0$)

$$L_i = -\int v\,dp = -R\,T \ln\frac{P_2}{P_1} = -287\left[\frac{J}{kg\,K}\right] 1073,15\,[K] \cdot \ln(0,5) =$$

$$= 213\,485,2\,\frac{J}{kg} = \boxed{213,5\,\frac{kJ}{kg}}$$

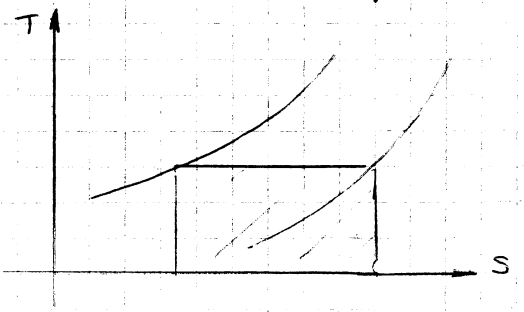
$$Q = L_i + \Delta i^*$$

$$L_i = L_i + c_p (T_2 - T_1) = 213\,485,2\left[\frac{J}{kg}\right] + 1042\left[\frac{J}{kg\,K}\right](1073,15 - 1073,15) =$$

($T_2 - T_1 = 0$)

$$= \boxed{213,5\,\frac{kJ}{kg}} \qquad \underline{\underline{Q = L_i}}$$

(5) TRASFORMAZIONE CON "FORTE" RISCALDAMENTO E CON ATTRITI $L_w = 15,9\ kJ/kg$



$$Q = L_i + \Delta E_{c,\omega,pr} + \Delta i^*$$

($\Delta E_{c,\omega,pr} = 0$)

$$L_i = -\int v\,dp - \Delta E_{c,\omega,pr} - L_{wm}$$

($\Delta E_{c,\omega,pr} = 0$)

$$L_i = -\cancel{m} - RT \cdot \ln\frac{P_2}{P_1} + L_{wm} =$$

$$= 287\left[\frac{J}{kg\,K}\right] \cdot 1073,15\,[K] \cdot \ln(0,5) - 15\,900\left[\frac{J}{kg}\right] =$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 91 di 136

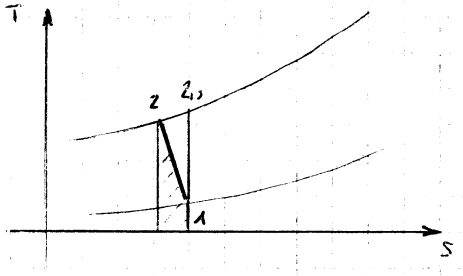
© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 93 di 136

$$\int v\,dp = \frac{m}{m-1} R\,(T_2 - T_1) = \frac{1,55}{1,55-1}\ 287\left[\frac{J}{kg\,K}\right]\cdot(371,06 - 290,15)[K] = 65441,5\left[\frac{J}{kg}\right]$$

$$R = c_p - \frac{c_p}{\kappa} = 287\ \frac{J}{kg\,K}$$

$$L_w = -\int v\,dp - L_i = (-65441,5 + 81230)\left[\frac{J}{kg}\right] = \boxed{+\ 15,788\ \frac{kJ}{kg}}$$

(3) REFRIGERAZIONE SENZA ATTRITI ($m = 1,28$)



$$Q = L_i + \Delta E_{cin,gr} + \Delta i^* \qquad (\Delta E_{cin,gr} = 0)$$

$$L_i = -\int v\,dp + \Delta E_{cin,gr} + L_{w_n} \qquad (\Delta E_{cin,gr} = 0,\ L_{w_n} = 0)$$

$$L_i = \frac{-m}{m-1} R\,(T_2 - T_1)$$

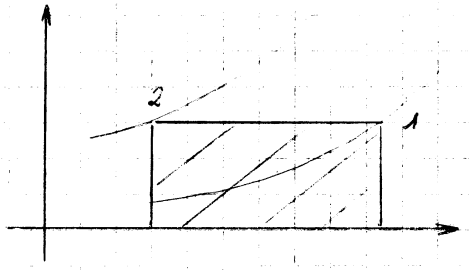
$$T_2 = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{m-1}{m}} T_1 = (2)^{\frac{1,28-1}{1,28}} \cdot 290,15 = 337,65\ [K]$$

$$L_i = \frac{-1,28}{1,28-1}\cdot 287\left[\frac{J}{kg\,K}\right]\cdot(337,65 - 290,15)[K] = -62326\left[\frac{J}{kg}\right] = \boxed{-\ 62,3\ \frac{kJ}{kg}}$$

(b). $Q = L_i + \Delta i^* = L_i + c_p\,(T_2 - T_1) = -62326\left[\frac{J}{kg}\right] + 1004\left[\frac{J}{kg\,K}\right](337,65 - 290,15)[K] =$

$$= -14636\ \frac{J}{kg} = \boxed{-14,6\ \frac{kJ}{kg}}$$

(4). RAFFREDDAMENTO ISOTERMICO SENZA ATTRITI



$$Q = L_i + \Delta E_{cin,gr} + \Delta i^*$$

$$L_i = -\int v\,dp - \Delta E_{cin,gr} - L_{w_n} \qquad (\Delta E_{cin,gr} = 0,\ L_{w_n} = 0)$$

$$L_i = -\int v\,dp = -R\,T\cdot \ln\frac{P_2}{P_1} =$$

$$= -287\left[\frac{J}{kg\,K}\right]\cdot 290,15[K]\cdot \ln 2 = -57690,6\left[\frac{J}{kg}\right] = \boxed{-\ 57,7\ \frac{kJ}{kg}}$$

$$Q = L_i + \Delta i^* = L_i + c_p\,(T_2 - T_1) = L_i = \boxed{-\ 57,7\ \frac{kJ}{kg}} \qquad (T_2 - T_1 = 0,\ T_1 = T_2)$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 93 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 95 di 136

(3) PORTATA D'ACQUA NECESSARIA ALLA REFRIGERAZIONE

$$W = G_a c_p (T_3 - T_2) = G_{H_2O} \cdot C_h (T_{in} - T_{out})$$

$$\rightarrow G_{H_2O} = \frac{G_a \cdot c_p (T_3 - T_2)}{C_h (T_{in} - T_{out})} = \frac{2\,[kg/s] \cdot 1004\,[J/kgK]\,(303 - 353)\,[K]}{4186\left[\frac{J}{kgK}\right](10)[K]} = \boxed{2{,}54\ \frac{kg}{s}}$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 95 di 136

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 97 di 136

Esercizio n.1

In una condotta forzata che convoglia acqua in moto permanente ad una turbina idraulica si misura una pressione p_1= 4 MPa ed una velocità c_1= 1 m/s alla quota z_1= 200m.

Trascurando le perdite allo sbocco della condotta e sapendo che la pressione allo scarico vale p_2= 0.1 MPa, si calcoli la velocità c_2 all'uscita della condotta forzata (alla quota di riferimento z_2= 0)

A) nel caso ideale, senza perdite fluidodinamiche;

B) nel caso reale, con perdite pari al lavoro massico L_{w12}= 150 J/kg.

[Risultati: A) c_2 = 108,3m/s; B) c_2 = 106,9m/s]

Esercizio n.2

Una turbopompa deve sollevare acqua da un pozzo in un serbatoio per un'altezza di 20m, attraverso un condotto di diametro costante ϕ = 10 cm.

Sapendo che l'acqua effluisce all'atmosfera con una velocità di 2 m/s, si calcoli la potenza del motore che aziona la pompa

A) nel caso di resistenze passive nulle nella pompa e nelle condotte;

B) nel caso di resistenze passive pari al 15% del lavoro massico compiuto dalla pompa.

Si assuma un rendimento meccanico nell'accoppiamento motore-pompa pari a 0.97.

[Risultati: A) P_{ass} = 3,21 kW; B) P_{ass} = 3,77 kW]

Esercizio n.3

In un impianto per riscaldare un ambiente "A" il ventilatore "V" aspira 1.5 m^3/s di aria dall'esterno, alle condizioni p_e= 1 bar, t_e= 5 °C, e li manda in una tubazione in cui è inserito un riscaldatore "R" che gli fornisce calore.

L'aria effluisce nell'ambiente "A" ad una pressione pari a quella esterna, con velocità trascurabile.

Sapendo che il ventilatore è azionato da un motore "M" che eroga la potenza di 3.7 kW (η_m= 0.97), valutare la potenza termica richiesta al riscaldatore "R" affinché l'aria affluisca in "A" con una temperatura di 35 °C.

Si assumano: $R = 287\ J/kg \cdot K$, $c_p = 1005\ J/kg \cdot K$.

[Risultati: Pot. termica = 52,9 kW]

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 97 di 136