



Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino

Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO: 1838A -

ANNO: 2016

A P P U N T I

STUDENTE: Rinaldi Giovanna

MATERIA: Fondamenti di oleodinamica - prof. Ferrari

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 STUDENTIE NON SONO STATI VISIONATI DAL DOCENTE.
IL NOME DEL PROFESSORE, SERVE SOLO PER IDENTIFICARE IL CORSO.**

27/04/2015

in termini differenziali: $d(p \cdot c \cdot A) = 0$

$p \cdot c \cdot A = \text{cost}$ (1) legge di conservazione della portata

$dL_i = v dp + dE_c + dL_w + dE_g$ (2) Pr. di conservazione dell'energia

$dQ_e + dL_i = dh + dE_c + dE_g$ (3)

sarebbe corretto δ = Notazione di Rees (con Q ed L)
 sarebbe corretto δ = Forze esterne

Eq. ne di Bernoulli generalizzate (cioè di quantità di moto persist. fluidi ds)

Stiamo utilizzando l'ipotesi di moto stazionario 1D anche se i risultati sono del tutto generali

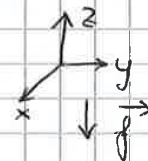
(2) e (3) sembrano uguali ma non lo sono. E' la stessa cosa di:

Eq. Newtoni $\vec{F} = m \vec{a}$

$dt \vec{v} \cdot \vec{F} = m \frac{d\vec{v}}{dt} \cdot \vec{v} dt$

$\int \vec{F} \cdot d\vec{v} = m d\vec{v} \cdot \vec{v}$

$\int \vec{F} \cdot d\vec{v} = \int \left[\frac{1}{2} m \frac{d}{dt} (v^2) + m \vec{g} \cdot d\vec{s} \right]$
 Attrib. etc lavorano a parte [Lw] segno opposto alla velocità



deve fare esterni ed interni

$\Rightarrow \int \vec{F} \cdot d\vec{v} = m d\vec{v} \cdot \vec{v} + \int L_w + dE_g = m g dz$ verso l'alto eq. ne del lavoro

(2) e (3) non sono la stessa cosa solo perché (3) è derivato da (2).

Le incognite delle 3 eq. ni sono: p, c, p, T

scassuno che riconosca $v = \frac{1}{\rho}$, dE_g (quota), dL_i (dall'esterno e quindi di moto),

$h = h(p, T)$ \hookrightarrow incognite, dL_w f_z (densità del fluido, etc)

Ci sono 4 incognite e 3 eq. ni \Rightarrow aggiungo come 4^a eq. l'eq. ne di stato

Il sistema è detto chiuso

$\rho = \rho(p, T)$

Se Considero $p = \text{cost}$ \Downarrow

Si verifica, nel caso di fluidi incompressibili ($\rho = \text{cost}$), un disaccoppiamento tra le parte meccanica ed energetica \Rightarrow risolvo (1) e (2) indipendentemente da (3)

OSS: Nei fluidi incompressibili non si parla di fluidi isoterma, né isentropica, al massimo parlo di fluidi ideali: f_{Lw} è trascurabile

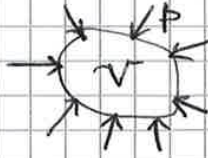
Non posso imporre 2 cond. di cui cost (es. p, T o p, s) altrimenti per la regola di Gibbs stupida un fluido che non varia

28/04/2015

$$Me = \frac{v}{a} < 0.1 \div 0.2$$

$$E_x = \rho a_x^2 \quad \text{dove } a_x^2 = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_x$$

$$\frac{dp}{E_x} = - \frac{dV}{V}$$



$x = T, S$

$$\frac{d(\rho V)}{dt} = 0 \Leftrightarrow \frac{dm}{dt} = 0$$

$$\frac{d\rho}{dt} = 0 \Leftrightarrow \frac{dV}{dt} = 0$$

fluido incompressibile: $\rho = \text{cost}$ (Non $V = \text{cost}$ perché la forma cambia)

$$\frac{d\rho}{dt} = \left(\frac{d\rho}{dp} \right) \frac{dp}{dt} = \frac{1}{a_x^2} \frac{dp}{dt} \quad \text{infatti } \rho = \rho(p, T)$$

$$\text{se } a \rightarrow \infty \Rightarrow \frac{d\rho}{dt} \rightarrow 0 \Rightarrow \rho \rightarrow \text{cost}$$

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla \rho \quad \text{dove } \nabla \rho = \frac{\partial \rho}{\partial x}, \frac{\partial \rho}{\partial y}, \frac{\partial \rho}{\partial z}$$

Hp: Moto Stazionario e fluido incompressibile

$$\nabla \rho = 0 \quad \Rightarrow \quad \rho = \text{cost}$$

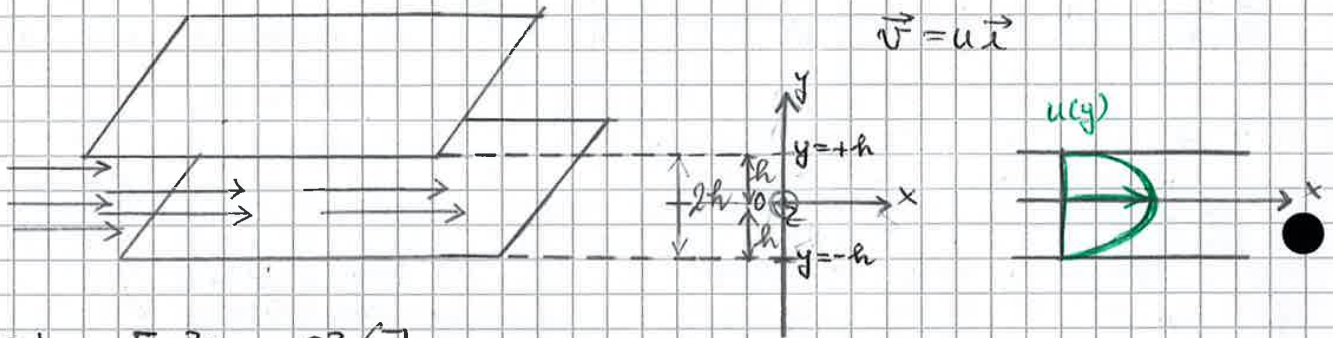
(1) e (5)
 $\Rightarrow \begin{cases} \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} = \frac{G}{\mu} \\ \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \end{cases}$

Queste sono le eq. ni di un FLUSSO LAMINARE

(Moto Stazionario e fluido incompressibile)

Quindi f è lineare con x e quindi laminare

CASO di FLUSSO che scorre tra DUE PIANI paralleli di dimensioni infinite



$-\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] = 0$
 \Rightarrow non c'è una disuniformità

Le eq. ni di moto $u = u(x, y, z)$ $\Rightarrow u = u(x, y)$ u funzione di x e y
 \rightarrow è stazionario

\Rightarrow dalla continuità $\frac{\partial u}{\partial x} = 0$
 $\rightarrow z \in \infty \Rightarrow u = u(y)$ u dipende solo da y

$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{1}{\mu} \frac{df}{dx}$
 \parallel
 G

$u(y) = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} y^2 + C_1 y + C_2 = \frac{1}{2\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) (y^2 - h^2)$
 \parallel
 $G < 0$

$\begin{cases} u(y = +h) = 0 \\ u(y = -h) = 0 \end{cases}$

$Q = \int_{-1/2}^{+1/2} \int_{-h}^{+h} u \, dy \, dz = \int_{-h}^{+h} u(y) \, dy = \frac{2h^3}{3\mu} \left[\frac{(p_1 - p_2)}{L} \right] = -\frac{2h^3}{3\mu} \frac{\partial p}{\partial x} =$
 $= \frac{2h^3}{3\mu} \frac{\Delta p}{L}$

Monte-Valle IMP

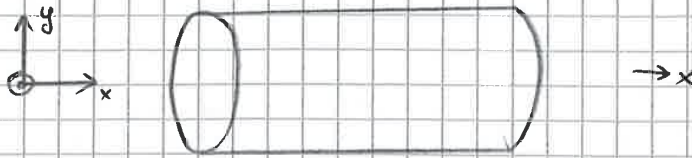
p dipende linearmente da $x \Rightarrow \frac{\partial p}{\partial x} = \text{cost}$
 portata Q da fatto p

Eq. ne Propedeutica al Flusso di Couette

Si può ripetere qualcosa di analogo per i condotti cilindrici

29/04

L'applicazione fu ricavata sperimentalmente da **HAGEN-POISEUILLE**
(Parleremo di legge di H.P.)



$$\begin{cases} \frac{\partial u}{\partial x} = 0 & (\pm) \\ \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \end{cases}$$

const

$$\begin{cases} \rho \frac{d\vec{v}}{dt} = -\nabla p + \mu \Delta \vec{v} + \rho \vec{f} \\ \nabla \cdot \vec{v} = 0 \end{cases}$$

Le scriviamo con grad, ∇ div perché possiamo così utilizzarli con tutti i riferimenti senza che perdano di significato.

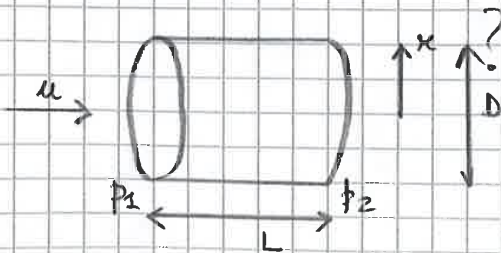
$$\Delta^* = \frac{1}{x} \frac{\partial}{\partial x} \left(x \frac{\partial^*}{\partial x} \right) + \frac{1}{r^2} \left(\frac{\partial^2}{\partial \theta^2} \right) + \frac{\partial^2}{\partial x^2}$$

μ \rightarrow μ
 perché è un problema di simmetria cilindrica l'asse non c'è perché $\frac{dp}{dt} = 0$

$$\begin{cases} \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \\ \frac{1}{x} \frac{\partial}{\partial x} \left(x \frac{\partial u}{\partial x} \right) = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \end{cases}$$

const

Prendiamo un condotto



$$\Delta p = p_1 - p_2$$

$$\Delta p \pi R^2 = -2\pi R L \mu \frac{du}{dx}$$

Forza di attrito che si oppone sulla superficie di raggio R

$$\frac{du}{dx} = - \frac{x}{2\mu L} \Delta p$$

Integriamo

$$u = - \frac{x^2}{4\mu L} \Delta p + \text{const}$$

Condizioni al centro: $u(x = \frac{D}{2}) = 0$

$$u = \frac{\Delta P}{4\mu L} \left(\frac{D^2}{4} - r^2 \right)$$

↳ Parabolico rispetto a r perché c'è simmetria cilindrica.

$$\left\{ \begin{aligned} \sigma &= -p + 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \end{aligned} \right. \begin{array}{l} \nearrow 0 \text{ per } (1) \\ \searrow \end{array}$$

Attenzione:
la viscosità dà anche contributi sugli sforzi normali;
solo in questo caso solo sforzi tangenziali (pressione)
perché $\frac{\partial u}{\partial x} = 0$.

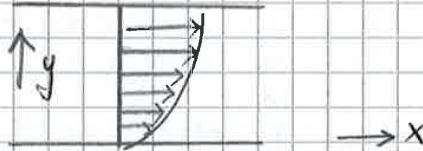
$$Q = \int_0^{D/2} 2\pi r \cdot u(r) dr \Rightarrow$$

$$Q = \frac{\pi D^4}{128\mu L} \Delta P$$

Ad oggi ogni legge empirica si ricava in modo analitico poi trova la giustificazione

esempio:

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y}$$



Questa è una formula empirica

Quando abbiamo un fluido ci sono molecole che sono animate da moto di agitazione. Macroscopicamente vedo un moto disordinato. Le particelle che vengono dall'alto sono più veloci e tendono ad accelerare le particelle che sono in basso. Quelle che vengono dal basso decelerano quelle in alto. Questo non è altro che l'attrito.

Lo scambio termico per conduzione avviene per lo stesso concetto perché le particelle si portano dietro l'energia (invece che della velocità).

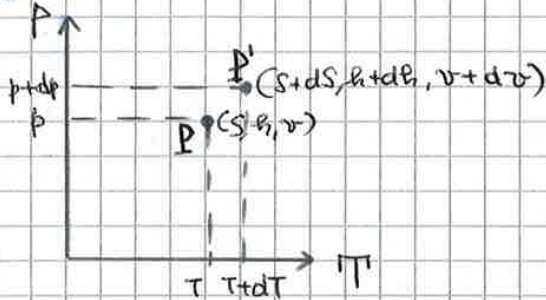
(3) in (6): $df = (de - Tds) - sdT = (-pdv) - sdT$ (5') 6'

$dg = \dots = vdp - sdT$ (6') 7'

• Allora otteniamo le ^{di STATO} EQ. NE FONDAMENTALE della TERMODINAMICA

$Tds = de - vdp$ (1)	;	$df = -pdv - sdT$ (5')	6'
$Tds = de + pdv$ (2)	;	$dg = vdp - sdT$ (6')	7'

L'eq. ne di stato vale nel punto degli stati



$Tds = dh - vdp$

Trascuro 2° ordine (es: $dpdv$)

o solo solo grandezze di stato

In P potrebbero passare 2 particelle (collisione) oppure guarda una particella che passa per P (logoragione) oppure ancora faccio una fotografia del campo di moto di due punti vicini e posso farlo se è stazionario che se non lo è perché è un eq. ne di stato [questo cosa!]

Derivate speciali

Questa non è un eq. ne di stato perché le suo grandezze che non sono dello stato e dipendono da come arriviamo su quei punti

$\delta Q + \delta L = dv + dEc$

↑
Questi sono differenziali sostanziali

È un eq. ne di stato: $pdv + vdp = RdT$

4 modi dall'EQ. NE di STATO FONDAMENTALE della TERMOD.

$dh = Tds + vdp$ (1')
 $de = Tds - pdv$ (2')
 $df = -pdv - sdT$ (5')
 $dg = vdp - sdT$ (6')

$v = \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_s = \left(\frac{\partial g}{\partial p}\right)_T$
 $T = \left(\frac{\partial e}{\partial s}\right)_v = \left(\frac{\partial h}{\partial s}\right)_p$
 $p = -\left(\frac{\partial e}{\partial v}\right)_s = -\left(\frac{\partial f}{\partial v}\right)_T$
 $s = -\left(\frac{\partial f}{\partial T}\right)_v = -\left(\frac{\partial g}{\partial T}\right)_p$

eq. ni polinomiali nelle eq. ni di Maxwell }
 $h = h(s, p)$
 dove $e = e(s, v) \Rightarrow$ Relazioni di Maxwell
 $f = f(T, v) = e - Ts$
 $g = g(T, p) = h - Ts$

POTENZIALI TERMODINAMICI
si possono collegare a dei lavori

VARIABILI NATURALI

11/04/15

Eq. ne fund. della Termod. scritta in termini dell'entropia:

$$Tds = dh - vdp$$

$$dh = Tds + vdp$$

$$s = s(p, T) \quad ds = \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_p dT + \left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_T dp$$

$$Tds = T \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_p dT + T \left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_T dp$$

Il calore specifico a $p = \text{cost}$: $c_p = T \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_p$

$$; \quad c_x = \left(\frac{\partial Q + \partial L_w}{\partial T}\right)_x = \left(\frac{Tds}{\partial T}\right)_x$$

la derivata fatta lungo una curva diventa una derivata parziale

$$\Rightarrow Tds = c_p dT + T \left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_T dp$$

$$\Rightarrow Tds = c_p dT + T \left(-\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p dp = c_p dT - T \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p dp$$

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

Espansività Isobara

$$\left. \begin{aligned} v &= \frac{1}{\rho} \quad \text{dove } \rho = \rho(p, T) & dp &= -E_T \frac{dv}{v} \\ m &= \rho v & \frac{dm}{dt} &= 0 & dpv + p dv &= 0 \Rightarrow -\frac{dv}{v} = \frac{dp}{\rho} \end{aligned} \right\}$$

$$\Rightarrow dp = -E_T \frac{dp}{\rho}$$

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

Riprendo l'eq. ne in:

$$Tds = c_p dT - \beta v T dp$$

lo sostituisco in:

$$dh = Tds + vdp = \underbrace{c_p dT}_{Tds} - \beta v T dp + vdp = c_p dT + (1 - \beta T) \frac{dp}{\rho}$$

1930-4
Relazione di
BRIDGMAN

$$pV = RT \quad ; \quad \beta = \frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p \quad [K^{-1}]$$

$$\downarrow$$

$$v = \frac{RT}{p} \quad ; \quad \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p = \frac{R}{p} \Rightarrow \beta = \frac{R}{p v} = \frac{1}{T} \Rightarrow dh = c_p dT$$

METODO DEI DETERMINANTI di SHAW o JACOBIANO di SHAW

+ Anni 40 -

$$\frac{\partial(z, w)}{\partial(x, y)} = \begin{vmatrix} \frac{\partial z}{\partial x} & \frac{\partial z}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial x} & \frac{\partial w}{\partial y} \end{vmatrix} = \frac{\partial z}{\partial x} \cdot \frac{\partial w}{\partial y} - \frac{\partial w}{\partial x} \cdot \frac{\partial z}{\partial y}$$

1^a Proprietà) $\frac{\partial(z, y)}{\partial(z, y)} = \begin{vmatrix} \frac{\partial z}{\partial x} & \frac{\partial z}{\partial y} \\ \frac{\partial y}{\partial x} & \frac{\partial y}{\partial y} \end{vmatrix} = \frac{\partial z}{\partial x}$

perché sia x che y sono variabili in dipendenza

2^a Proprietà) $\left[\frac{\partial(z, w)}{\partial(x, y)} \right]^{-1} = \frac{\partial(x, y)}{\partial(z, w)}$

3^a Proprietà) $\frac{\partial(w, z)}{\partial(x, y)} = - \frac{\partial(z, w)}{\partial(x, y)}$

$$\frac{\partial(z, w)}{\partial(x, y)} = \left[\frac{\partial(z, w)}{\partial(t, t)} \right] \left[\frac{\partial(t, s)}{\partial(x, y)} \right]$$

Cerchiamo un legame tra i moduli di elasticità isoterfici e isentropici

$$\left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_s \quad \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_T$$

Mod. di Elast. Isentropico

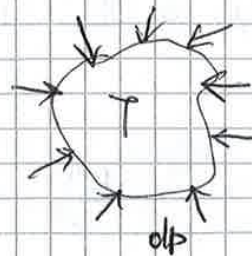
$$dp = - \left(E_T \right) \frac{dv}{v}$$

$$dp = - E_s \frac{dv}{v}$$

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

$$p v = RT$$

$$\left(\frac{\partial p}{\partial p} \right)_T$$



$$\rightarrow \begin{cases} a_s = \sqrt{\gamma R T} \\ a_T = \sqrt{R T} \end{cases}$$

$(E_x = \rho a_x^2)$
ci chiediamo?

$$\left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_s \stackrel{?}{=} \dots \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_T$$

$\leftarrow E_s$ $\leftarrow E_T$

Strozzatori / laminazioni



$dh = 0$

$\alpha = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h$

Coefficiente di Joule-Thompson

$$\left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h = \frac{\partial(T, h)}{\partial(p, h)} = \frac{\partial(T, h)}{\partial(p, T)} \frac{\partial(p, T)}{\partial(p, h)} = - \left[\frac{\partial(h, T)}{\partial(p, T)} / \frac{\partial(h, p)}{\partial(T, p)} \right] = - \frac{\left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T}{\left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p} = - \frac{v \beta T}{c_p}$$

$dh = c_p dT + (1 - \beta T) v dp$

$\Rightarrow \alpha = - \frac{v(1 - \beta T)}{c_p}$

è sempre negativo perché $(1 - \beta T) > 0$ per liquido
 e $1 - \beta T = 0$ per gas
 per $c_p \ll \Rightarrow T \gg$ si scende

$\alpha = 0$ per Gas Perfetto

12/05/15

Integro l'eq. di stato dei gas perfetti

$\int \frac{dv}{v} + \int \frac{dp}{p} = \int \frac{dT}{T}$

$\ln v + \ln p = \ln c \cdot T$

$\ln(pv) = \ln(cT)$

$pv = cT = R$

$de = e_v dT + (\beta E_T T - p) dv$

$dh = c_p dT + (1 - \beta T) v dp$

$T ds = de + p dv \Rightarrow T ds = e_v dT + \beta E_T T dv$

$T ds = dh - v dp \Rightarrow T ds = c_p dT - \beta T v dp$

$e_v dT + \beta E_T T dv = e_v dT - \beta T v dp$

$(c_p - e_v) dT = \beta E_T T dv + \beta T v dp$

$\frac{dv}{v} = - \frac{dp}{E_T} + \beta dT$

$E_T dv = -v dp + \beta E_T v dT$

$(\beta(T E_T dv + T v dp)) = T \beta^2 E_T v dT$

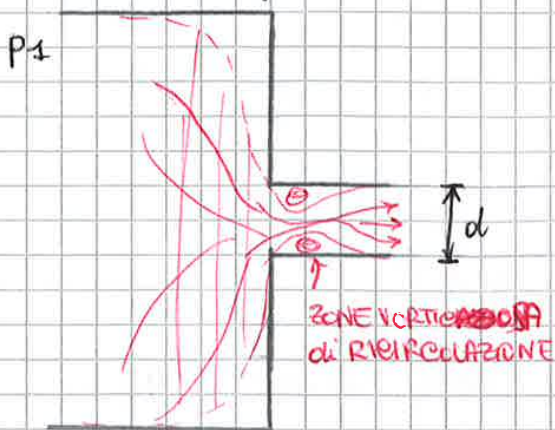
$(c_p - e_v) dT = T \beta^2 E_T v dT \Rightarrow \boxed{c_p - e_v = T \beta^2 E_T v} = T \frac{1}{T^2} p v = \frac{p v}{T} = R$

dove $\beta = \frac{1}{T}$, $E_T = p$

$c_p > e_v \rightarrow \frac{c_p}{E_T} = \frac{c_p}{p} > 1$

MOTO TURBOLENTO

Buscio restringimento:



$$A = \frac{\pi}{4} d^2$$

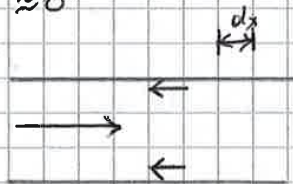
$$p = \text{cost}$$

$$\frac{dp}{\rho} + d\epsilon g + \delta P_w + dec = \frac{f \rho u^2}{2}$$

$$\frac{p_e - p_s}{\rho} + \frac{u_c^2 - u_1^2}{2} + P_{w1 \rightarrow c} = 0$$

$$A_1 u_1 = A_c u_c$$

$$\frac{A_1}{A_c} \rightarrow \infty, \quad \frac{u_1}{u_c} \rightarrow 0, \quad u_1 \approx 0$$



$$\gamma_w = - \int \rho \frac{u \cdot |u|}{8}$$

potenza superficiale

$$P_w = \frac{\gamma_w (\pi d dx) \cdot u}{\int A u} = \leftarrow \text{Potenza} \quad \frac{\gamma_w \pi d dx}{\rho \frac{\pi}{4} d^2} = \frac{\int \rho \frac{u^2}{8} \pi d}{\rho \frac{\pi}{4} d^2} \cdot dx = \frac{\rho u^2}{2d} dx$$

$$P_w = \int_0^{L_1} \frac{\rho u^2}{2d} dx = \frac{u_c^2}{2} \int_0^{L_1} \frac{\rho u^2}{d u_c^2} dx$$

dove L_1 = distanza tra 1 e la sezione c

$$\xi = \frac{x}{L_1}$$

$$P_w = \frac{u_c^2}{2} \varphi^* = \frac{u_c^2}{2(d_2)} \int_0^{L_1} f\left(\frac{u}{u_c}\right)^2 \frac{dx}{(dx/d_2)} = \frac{\rho u_c^2 L_1}{2 d_2} \int_0^1 \frac{\rho}{\rho_c} \left(\frac{u}{u_c}\right)^2 \frac{d\left(\frac{x}{L_1}\right)}{dx/d_2}$$

$$P_{w1 \rightarrow c} = \frac{\rho u_c^2}{2} \frac{L_1}{d_2} \varphi$$

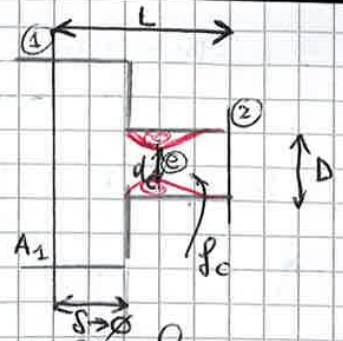
$$ed = \rho_c \epsilon_v$$

$$\frac{p_e - p_s}{\rho} + \frac{u_c^2}{2} + \frac{u_c^2}{2} \int_0^1 \frac{L_1}{d_2} \varphi = 0 \Rightarrow u_c = \frac{1}{\sqrt{1 + \int_0^1 \frac{L_1}{d_2} \varphi}} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_e)}{\rho}}$$

Ora possiamo direttamente da 1 a 2

{ mescoliamo u_1 per l'Hp che $\frac{A_1}{A_2} \rightarrow \infty$ }

$$\bullet \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{u_2^2}{2} + h_{w,1 \rightarrow 2} = 0$$



h_w non è più solo attrito ma tiene conto di tutti gli altri fenomeni

$$h_{w,1 \rightarrow 2} = \int_2 \frac{u_2^2}{2d_2} L \psi + k_B \frac{u_2^2}{2}$$

$$u_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + \int_2 \frac{L}{D} \psi + k_B}} \cdot \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} = C_d \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}}$$

Coefficiente di Efflusso $C_d < 1$

$$\bullet u_c = \frac{1}{\sqrt{1 + \int_c \frac{L_c}{d_c} \psi}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_c)} = e_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_c)}$$

\hookrightarrow coefficiente di velocità $C_v < 1$

$$u_{c,id} = \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_c)}$$

$$\frac{u_c}{u_{c,id}} = C_v = \frac{u_c \text{ della sezione contratta}}{u_c \text{ della sezione ideale}}$$

$$u_c A_c = u_2 A_2$$

$$u_2 = u_c \left(\frac{A_c}{A_2} \right) = u_c C_c = e_v C_c \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_c)}$$

$$\bullet u_2 = e_v \cdot e_c \sqrt{\frac{p_1 - p_c}{p_1 - p_2}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)}$$

$$\rightarrow u_2 = C_d = \frac{u_c}{C_v}$$

$$Q = u_2 A_2 = C_d A_2 \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} \quad \text{dove } A_2 = \frac{\pi}{4} D^2$$

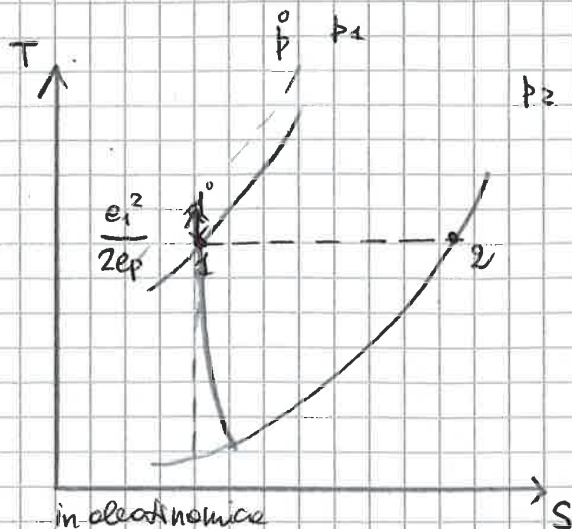
$$p_2 - p_c = \rho u_2 (u_c - u_2) = \rho u_2^2 \left(\frac{u_c}{u_2} - 1 \right) = \rho u_2^2 \left(\frac{1}{C_c} - 1 \right) \quad (1)$$

$$u_c A_c = A_2 u_2 \quad \frac{u_c}{u_2} = \frac{A_2}{A_c} = \frac{1}{C_c}$$

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{u_2^2}{2} = \frac{p_c}{\rho} + \frac{u_{c,id}^2}{2} \Rightarrow u_{c,id} = \sqrt{\frac{2(p_1 - p_c)}{\rho}} \Rightarrow u_c = e_v \sqrt{\frac{2(p_1 - p_c)}{\rho}}$$

$$\bullet u_1 A_1 = u_c A_c \Rightarrow u_1 = u_c \frac{A_c}{A_1} \quad \frac{A_c}{A_1} \rightarrow 0$$

$$u_c = \frac{u_2}{C_c} \Rightarrow u_2 = e_c C_v \sqrt{\frac{2(p_1 - p_c)}{\rho}}$$



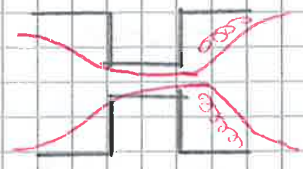
$e_1 = M_1$
in Macchine



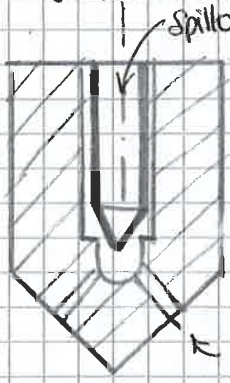
$$h_1 = h_2$$

$$T_1 \approx T_2$$

$$Qe + \dot{W} = \Delta \dot{H} \Rightarrow h_1 - h_2$$



es: Iniettore (Common Rail)



Ha un flessso attraverso questi 'pa'

valore termodynamico di equilibrio

Immagino che in ogni volume di controllo dv ci siano delle bolle di vapore e la matrice liquida (Non ci sono 2 porzioni di V e L !)

Questo vale se sono tra A e D



Allora posso esprimere il valore specifico ~~di liquida~~ della miscela:

$$v = \frac{V}{m} = \frac{V_e + V_v}{m} = \frac{V_e m_e}{m m} + \frac{V_v m_v}{m m} = v_e \frac{m_e}{m} + v_v \frac{m_v}{m}$$

\downarrow \downarrow
 volume della fase liquida volume della fase vapore

$$u = \frac{m_v}{m} \quad (\text{titolo})$$

$$\frac{m_e}{m} = \frac{m - m_v}{m} = 1 - u$$

$$v = v_e (1 - u) + v_v u$$

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1 - u}{\rho_e} + \frac{u}{\rho_v}$$

Hp: la miscela in cavitazione comincia ad essere comprimibile

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{m_v + m_e}{V} = \frac{m_v}{V} \frac{V_v}{V} + \frac{m_e}{V_e} \frac{V_e}{V} = \rho_v \alpha + \rho_e (1 - \alpha)$$

Se $\alpha = \frac{V_v}{V}$ Grado di Vuoto

$\alpha = \text{Grado di vuoto} = \frac{V_v}{V}$
 $\alpha \gg \rightarrow$ Cavitazione \gg
 intensità di

$$\frac{V_e}{V} = \frac{V - V_v}{V} = 1 - \alpha$$

$$\left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_T \cdot v = v_v u + v_e (1 - u) \Rightarrow \left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_T = \left(\frac{\partial v_v}{\partial p}\right)_T u + \left(\frac{\partial v_e}{\partial p}\right)_T (1 - u) + (v_v - v_e) \left(\frac{\partial u}{\partial p}\right)_T$$

$$\frac{v}{E_T} = - \left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_T \Rightarrow \frac{1}{E_T} = - \frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_T$$

Moltiplichiamo per $\frac{1}{v}$ e cambiamo di segno

$$-\frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_T = -\frac{1}{v} \left(\frac{\partial v_v}{\partial p}\right)_T u - \left(\frac{\partial v_e}{\partial p}\right)_T \frac{1}{v} (1 - u) - \frac{1}{v} (v_v - v_e) \left(\frac{\partial u}{\partial p}\right)_T$$

L'uscita dalla cavitazione è una forma di urto idraulico

Steno
passati
da Max

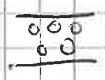
Urto \Rightarrow Ha un aumento di p notevole

● a le pareti sono ossidate ma lo strato di ossidazione si $Me < 1$ distrugge per l'urto, poi si ricostituisce, si rimatella ecc
Allora la superficie è erosa.

14/05/15

Se i vessi del gas: $\frac{1}{\rho a^2} = \frac{\alpha}{\rho_s a_s^2} + \frac{1-\alpha}{\rho_e a_e^2}$

$\alpha = \frac{V_g}{V}$

 Bubbly-flow

● $\frac{dh}{dp}$?

"mu"
 $\mu = \frac{m_v}{m}$

$Tds = dh - vdp$

$h = \frac{m_v h_v + m_e h_e}{m} = \mu h_v + (1-\mu) h_e$

metà pesata sulle entalpie

Prendo il differenziale

$dh = \mu dh_v + (1-\mu) dh_e + d\mu (h_v - h_e)$

$dh = \mu c_{p,v} dT + (1-\mu) [c_{p,e} dT + (1-\beta_e T) \frac{dp}{p_e}] + d\mu \kappa$

● $Tds = [\mu c_{p,v} + (1-\mu) c_{p,e}] dT + (1-\mu) (1-\beta_e T) \frac{dp}{p_e} + d\mu \kappa - \frac{dp}{p}$ " "
 $\kappa = h_v - h_e$

$Tds = c_p dT + \kappa d\mu - \left[\frac{1}{p} - \frac{(1-\mu)(1-\beta_e T)}{p_e} \right] dp$

Ho bisogno di descrivere una legge di evaporizzazione

$\frac{Tds}{dp} = c_p \frac{dT}{dp} + \kappa \frac{d\mu}{dp} - \left[\frac{1}{p} - \frac{(1-\mu)(1-\beta_e T)}{p_e} \right] \frac{dp}{dp} = 0$

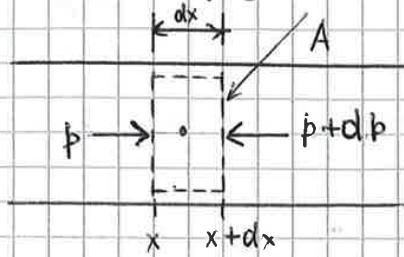
$p = p(T)$

Cavitazione Isentropica

Caso $S = \text{cost}$:

● $\frac{d\mu}{dp} = \frac{1}{\kappa} \left\{ \left[\frac{1}{p} - \frac{1-\mu}{p_e} (1-\beta_e T) \right] - c_p \frac{dT}{dp} \right\}$

→ * Consideriamo un condotto



$$\rho A dx$$

$$\rho A dx \cdot$$

l'attrito si oppone alla velocità:

$$\tau_w = \int \rho \frac{u^2}{8}$$

$$\rho A dx \cdot \frac{du}{dt} = - \underbrace{\frac{\partial p}{\partial x}}_{dp} \rho A dx - \tau_w \pi d dx$$

diviso per A

$$\rho \frac{du}{dt} = - \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{\tau_w \pi d}{\frac{\pi}{4} d^2} = - \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{4 \tau_w}{d}$$

$$\rho \left(\frac{du}{dt} + u \frac{\partial u}{\partial x} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{4 \tau_w}{d}$$

{ caso 3D: $\frac{d\vec{v}}{dt} = \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla \vec{v}$ }

Abbiamo già visto:

$$\left\{ \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{dp}{d\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x} = a^2 \frac{\partial \rho}{\partial x} \right\}$$

oss: $d \rho$

$$\rho = \rho(x,t)$$

$p = p(x,t)$

ma $p = p(\rho)$ per Hp di flusso barotropico

$$\Rightarrow \frac{\partial}{\partial t} \begin{Bmatrix} \rho \\ u \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} u & \rho \\ \frac{a^2}{\rho} & u \end{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} \begin{Bmatrix} \rho \\ u \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ -\frac{4 \tau_w}{\rho d} \end{Bmatrix}$$

Matrice:

$$A = \begin{bmatrix} u & \rho \\ \frac{a^2}{\rho} & u \end{bmatrix}$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \begin{Bmatrix} \rho \\ u \end{Bmatrix} + A \frac{\partial}{\partial x} \begin{Bmatrix} \rho \\ u \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ -\frac{4 \tau_w}{d} \end{Bmatrix}$$

Semplifichiamo portandolo a 0

$$\det \begin{pmatrix} u-\lambda & \rho \\ \frac{a^2}{\rho} & u-\lambda \end{pmatrix} = 0$$

$$(u-\lambda)^2 - a^2 = 0$$

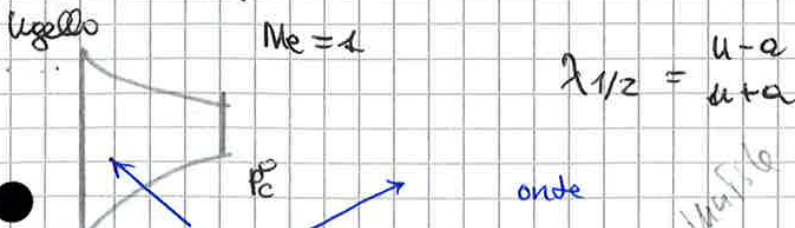
$$\lambda = u \pm a$$

Autovettori della matrice A

● lavorando sugli autovettori posso diagonalizzare A $\begin{pmatrix} \lambda_1 & \\ & \lambda_2 \end{pmatrix}$

Otteno:

$$\begin{cases} \frac{\partial R_1}{\partial t} + (u-a) \frac{\partial R_1}{\partial x} = 0 \\ \frac{\partial R_2}{\partial t} + (u+a) \frac{\partial R_2}{\partial x} = 0 \end{cases}$$



è l'onda che torna indietro ma se $u=0$ non torna niente indietro

Nella cavitazione $a=0$. Non è vero che non c'è propagazione dell'informazione, vanno con $(u-a)$ e $(u+a)$

Fluido fermo $u=0 \Rightarrow$ velocità del suono

Fluido non fermo $u \neq 0 \Rightarrow$ Non velocità del suono

Cavitazione fa rallentare l'onda di pressione che prima

viaggia a $(u+a)$ ma non si ferma! Poi continua all'uscita con l'onda di p $(u+a)$.

Questo è la CAVITAZIONE ACOUSTICA

• $\lambda_2 = u+a$

$$\begin{bmatrix} u-u-a & p \\ \frac{a^2}{p} & u-u-a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} w_1^{(2)} \\ w_2^{(2)} \end{Bmatrix} = \emptyset$$

$A - \lambda_2 I$

$$\begin{bmatrix} -a & p \\ \frac{a^2}{p} & -a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} w_1^{(2)} \\ w_2^{(2)} \end{Bmatrix}$$

Le eq. ni sono nuovamente linearmente dipendenti:

$$-a w_1^{(2)} + p w_2^{(2)} = \emptyset \quad \Rightarrow \quad \begin{cases} w_1^{(2)} = 1 \\ w_2^{(2)} = \frac{a}{p} \end{cases} \quad \text{per } \lambda_2 = u+a$$

Mettiamo nelle colonne - che sono linearmente indipendenti \Rightarrow determinante $\neq 0$

\Rightarrow è invertibile - gli autovettori:

$$W = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -\frac{a}{p} & \frac{a}{p} \end{bmatrix} \quad \det W = \frac{2a}{p}$$

$$W^{-1} = \frac{1}{\det W} \begin{bmatrix} \frac{a}{p} & \frac{a}{p} \\ -1 & 1 \end{bmatrix}^T = \frac{1}{2a} \begin{bmatrix} \frac{a}{p} & -1 \\ \frac{a}{p} & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{2} & -\frac{p}{2a} \\ \frac{1}{2} & \frac{p}{2a} \end{bmatrix}$$

$$\Rightarrow W^{-1} \cdot W = \begin{bmatrix} 1/2 & -p/2a \\ 1/2 & p/2a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -a/p & a/p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1/2 + 1/2 & 1/2 - 1/2 \\ 1/2 - 1/2 & 1/2 + 1/2 \end{bmatrix}$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \begin{Bmatrix} p \\ u \end{Bmatrix} + [A] \frac{\partial}{\partial x} \begin{Bmatrix} p \\ x \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \emptyset \\ -\frac{4\gamma w}{p a} \end{Bmatrix}$$

$$m\ddot{x} + \beta\dot{x} + Kx = F_0(t)$$

MODELLO DI FUGERO

$$\gamma w = \int \frac{u \cdot |u|}{g} p$$

l'attrito è stato modellizzato in questo modo:

- non influenza i nostri calcoli
 è solo funzione di u e di p allora non
 va a modificare gli autovettori che sono
 quelli che ne danno la natura -

Non importa che l'attrito sia nullo, è imp. il modello!

(es: $\gamma = \frac{du}{dx}$ come Navier-Stokes e proprietà Sazonov diverse!)

di stato (u : stato esterno; pa : stato interno)
Variabili caratteristiche di Riemann:

$$\begin{cases} dR_1 = dp - pa \, du \\ dR_2 = dp + pa \, du \end{cases}$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} - pa \frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial R_1}{\partial t}$$

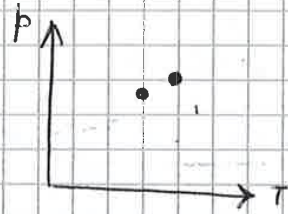
$$\frac{\partial R_2}{\partial t}$$

$$\frac{\partial p}{\partial x} - pa \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial R_1}{\partial x}$$

$$Tds = dR - vdp$$

$$TVs = v \cdot h - v \cdot \nabla p$$

$$T \frac{\partial s}{\partial t} = \frac{\partial R}{\partial t} - v \frac{\partial p}{\partial t}$$

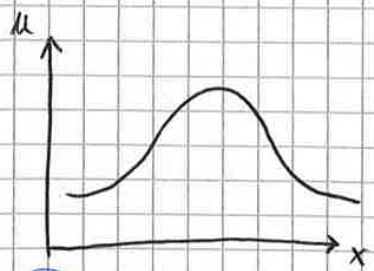


Eq. in della Termodinamica

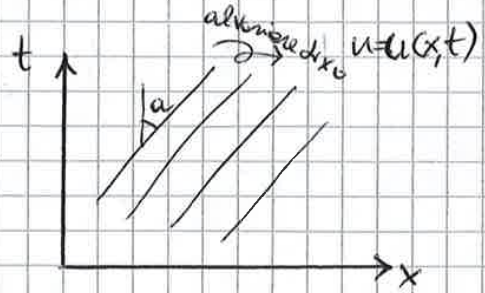
$$\begin{cases} \frac{\partial R_1}{\partial t} + (u-a) \frac{\partial R_1}{\partial x} = 0 \\ \frac{\partial R_2}{\partial t} + (u+a) \frac{\partial R_2}{\partial x} = 0 \end{cases}$$

Studiamo un eq. in simile:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + a \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \Rightarrow a = e \cdot \cos t \quad \text{[Per ora non lo consideriamo come velocità del suono]} \\ u = u(x, t) \quad \text{- variabile -}$$



$t = 0$
 $u = u_0(x)$
 Condizione iniziale



dove $\frac{dx}{dt} = a$ dove $x = x_0 + at$ (LINEE CARATTERISTICHE)

⇒ Riserivo l'eq. in nel seguente modo:

$$\begin{cases} \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{dx}{dt} \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \\ \frac{dx}{dt} = a \end{cases}$$

$$du = \frac{\partial u}{\partial t} dt + \frac{\partial u}{\partial x} dx$$

$$\frac{du}{dt} = \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial x} \frac{dx}{dt}$$

derivata sostanziale derivata Euleriana

$$\begin{cases} \frac{du}{dt} = 0 \\ \frac{dx}{dt} = a \end{cases}$$

→ cioè lungo queste linee u si conservano

l'eq. in differenziale parziale è stata trasformata in tante eq. in differenziali ordinarie cioè a un set di eq. in differenziali ordinarie.

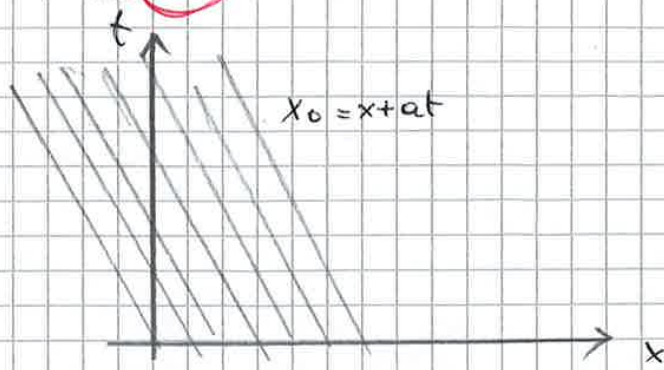
Vediamo ora le onde nel verso $x < 0$

$$\frac{\partial u}{\partial t} - |a| \frac{\partial u}{\partial x} = 0$$

$$\frac{dx}{dt} = -a$$

$$x = x_0 - at$$

$$u = u(x + |a|t)$$



Variable di Riemann $\rightarrow \lambda_1$

$$\begin{cases} \frac{\partial R_1}{\partial t} + (u-a) \frac{\partial R_1}{\partial x} = 0 \\ \frac{\partial R_2}{\partial x} + (u+a) \frac{\partial R_2}{\partial t} = 0 \end{cases}$$

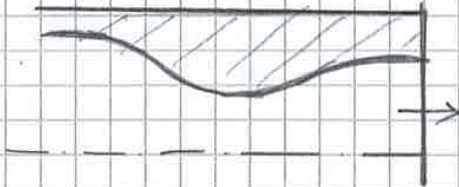
variabili, non cost.

λ_1, λ_2 = velocità con cui si propagano queste onde

$$\begin{cases} dR_1 = dp - \rho a du \\ dR_2 = dp + \rho a du \end{cases}$$

dR_1 e dR_2 non sono più cost ma variabili, i risultati non cambiano

Cio è applicato per esempio negli UGELLI che va in POSTESPANSIONE



$$\lambda_1 = u - a$$

$$\lambda_2 = u + a$$

I fenomeni vengono da dentro l'ugello verso l'esterno

Ho zone che arrivano dall'interno \Rightarrow C.C. le da a monte \Rightarrow

Se tento di imporre le C.C. a valle non posso

Non posso imporre le p' a valle

$$Ma = \frac{u}{a}$$

Nei liquidi $Ma \ll 1$ allora l'onda va e torna indietro

• $\boxed{sp = F(x-at)} = F(s)$ (ONDA che si propaga Per destra se è una soluzione sostituisce per $x > 0$ da sinistra)

s Regola delle derivazioni con catena


$\frac{\partial^2 F}{\partial t^2} = \frac{d^2 F}{ds^2} \cdot \left(\frac{\partial s}{\partial t}\right)^2 = F''(s) \cdot a^2$ $\frac{\partial F}{\partial t} = \frac{dF}{ds} \cdot \frac{\partial s}{\partial t} = F'(s) \cdot (-a)$

$\frac{\partial^2 F}{\partial x^2} = \frac{d^2 F}{ds^2} \cdot \left(\frac{\partial s}{\partial x}\right)^2 = \frac{d^2 F}{ds^2}$ derivata totale

$\Rightarrow \frac{\partial^2 F}{\partial t^2} - a^2 \frac{\partial^2 F}{\partial x^2} = F''(s)a^2 - F''(s)a^2 = \underline{\underline{0}}$ allora questa è una soluzione dell'eq. di d'Alembert

Se è una combinazione lineare dobbiamo trovare 2 soluzioni allora cerchiamo la seconda:

• $\boxed{sp = G(x+at)}$ da DS a SN



$\frac{\partial^2 (sp)}{\partial t^2} - a^2 \frac{\partial^2 (sp)}{\partial x^2} = 0$ $x+at = s$

$\frac{\partial^2 G}{\partial t^2} - a^2 \frac{\partial^2 G}{\partial x^2} = 0$

$\frac{\partial G}{\partial t} = \frac{dG}{ds} \cdot \left(\frac{\partial s}{\partial t}\right) = \frac{dG}{ds} \cdot a$

$\frac{\partial^2 G}{\partial t^2} = \frac{d^2 G}{ds^2} \cdot a^2$

$\frac{\partial^2 G}{\partial x^2} = \frac{d^2 G}{ds^2} \cdot \left(\frac{\partial s}{\partial x}\right)^2 = \frac{d^2 G}{ds^2}$

$\Rightarrow a^2 \frac{d^2 G}{ds^2} - a^2 \frac{d^2 G}{ds^2} = \underline{\underline{0}}$ allora è soluzione

⇒ Soluzione dell'eq. di d'Alembert

$\boxed{sp = F(x-at) + G(x+at)}$

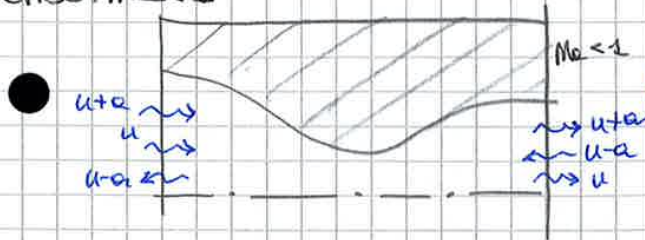
Praticamente sono 2 onde che si propagano con velocità $\pm a$ (se $a \neq 0$ sarebbe u/a)

$a = \frac{\partial p}{\partial p} =$ velocità delle piccole perturbazioni
potenziale velocità del suono

(FONDAMENTI di PROPAGAZIONE ONDOSA 5)

Caso UGELLO DE LAVAL

CASO: $Ma < 1$



equivalenti al sistema di Conserv. della quantità di moto

$$\frac{\partial R_1}{\partial t} + (u-a) \frac{\partial R_1}{\partial x} = 0$$

$$\frac{\partial R_2}{\partial t} + (u+a) \frac{\partial R_2}{\partial x} = 0$$

$$\frac{\partial R_3}{\partial t} + u \frac{\partial R_3}{\partial x} = 0$$

eq. me dall'E

data molte a valle perché $u > 0$!

$$\frac{ds}{dt} = 0 \quad \frac{\partial s}{\partial t} + u \frac{\partial s}{\partial x} = 0$$

All'INGRESSO il flusso è (SUPER) SUBSONICO, viene attraversato dall'info (infatti $(u-a)$)

- $u < a \Rightarrow u-a \Rightarrow$ torna indietro
- $u+a \Rightarrow$ sta entrando
- $u \Rightarrow$ entra

\Rightarrow 2 onde che entrano, una che esce

Ho bisogno di 2 c.c. perché per le 2 onde che entrano devo dire fuori che c'è

es: p, T o p, q

All'uscita $Ma < 1$ in questo disegno allora vedo

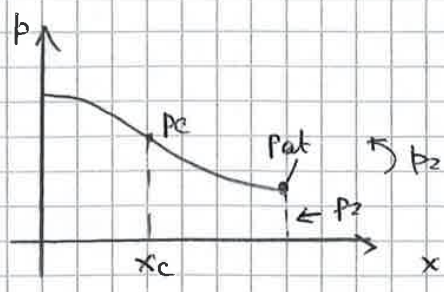
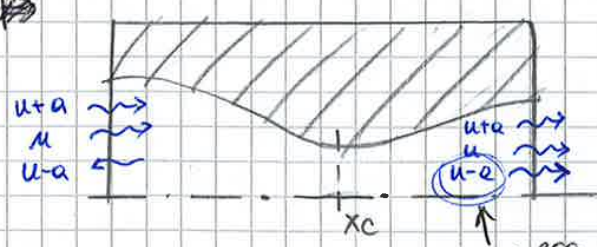
$u+a$ e u che escono e $u-a$ che entra

do come informazione a valle la pressione [come ce]

temperatura, entropia sono info che arrivano dall'ambiente di monte

(il fluido si porta dietro l'informazione di T)

CASO: $Ma > 1$



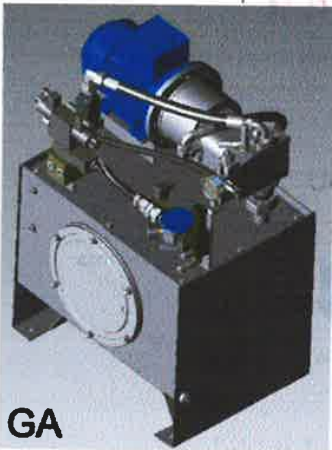
di costanza

$$p_2 < p_0 \text{ d'}$$

All'OUT non ho p_2 che vorrebbe dire che dipende da cosa c'è fuori, ho p_{ad} . Uscita dell'ugello si adeguava.

Se 2 fluidi si incontrano nel caso supersonico, hanno la stessa p , se uno è supersonico solo di colpo si adeguò alla pressione dell'altro getto.

GA - GRC - GU



GA

- **pump**
(converts shaft speed into a volumetric flow rate by displacing trapped volumes of fluid)
- reservoir ($p = 0$)
- filter & heat exchanger
- ...

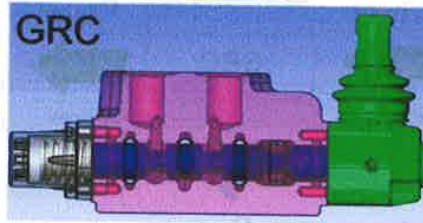
supply line
(high pressure)



control signal

- manual
- electric
- hydraulic
- mechanical

[View Animation](#)



directional control valve, manual operated

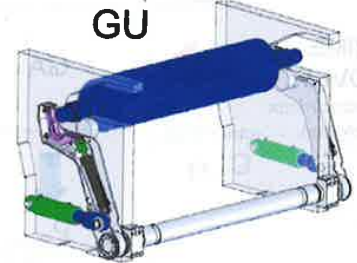
return line
(low pressure)



valves:

- to prevent / allow fluid flow
- to direct selectively fluid
- to limit / reduce a pressure
- to control a flow rate (actuator speed)
- ...

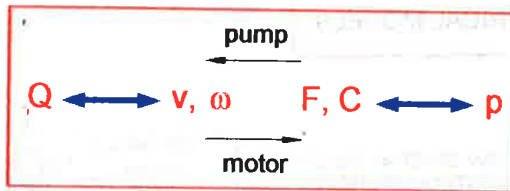
[View Animation](#)



application for printing cylinder positioning

- **linear actuators**
- **hydraulic motors**
(convert volumetric flow rate into shaft angular speed or rod linear speed)

In synthesis



... and what about the fluid pressure ?

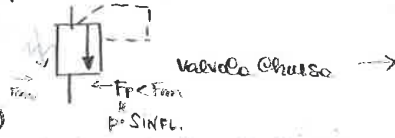
ONLY IF a flow rate meets resistance a pressure is induced

File name	POLITECNICO DI TORINO DIPARTIMENTO ENERGIA FLUID POWER ACADEMIC YEAR 2012-2013
GA_GRC_GU_eng	
Date	
28 Jan 2013	

PILOTAGGIO

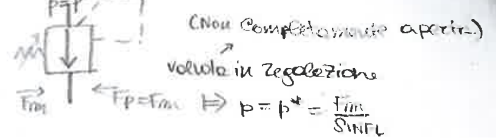
Trasferisce info di pressione → trasferisce la pressione sulla Superficie di INFLUENZA e la freccia si allinea e fa aprire la valvola:

la p crea una forza sull'INFL:
 $F_p = p \cdot S_{INFL}$ (Forza in apertura)



Se p è piccola, quindi $F_p < F_m$, ⇒ la valvola è chiusa

Se $F_p = F_m$ la valvola è in REGOLAZIONE → la valvola mantiene a monte di sé $p = p^*$



$p = \frac{F_m}{S_{INFL}} = p^*$ pressione di taratura della valvola

Considero F_m xcost ⇒ p^* xcost

DRENAGGIO

legato alle portate di fuga da evacuare
 se INTERNO POSSO non rappresentarlo



BASIC GRAPHIC SYMBOLS - 1

	continuous line: working, return and supply line (hydraulic power transfer); component enclosure		energy conversion units, pumps, motors		direction of hydraulic flow
	dashed line: pilot control line (to actuate hydraulic components, negligible flow rate) <i>Portata bassa</i>		measuring instruments		direction of pneumatic flow
	dashed thin line: drain or bleed line (to return leakage or control fluid to reservoir, at atmospheric pressure) <i>Drenaggio</i>		non-return valve, rotary connection		path and direction of flow through valves
	long chain thin line; enclosure for several components assembled in one unit <i>Quando tutti i componenti sono insieme in un macchinario vengono così acquisite</i>		semi-rotary actuator		direction of rotation
	flexible pipe, usually connecting moving parts		control valves, measuring transducer		indication of the possibility of a regulation or of a progressive variability
	pipeline junction		measuring transducer (alternative)		presence of electric signal
	crossed pipelines, not connected <i>Se le 2 linee non sono connesse</i>		conditioning apparatus (filter, heat exchanger)		closed path or port
	electric line		reservoir open to atmosphere		plug inside a fluid line or port
	mechanical link (shafts, levers, piston rods)		pressurized reservoir, accumulator	PORTS DESIGNATIONS (pump, valves)	
	mechanical link with detents (device to hold the position)		restriction affected by viscosity <i>STROZZATORE</i> <i>laminare, effetto di viscosità</i>	A, B: connections towards the actuator	
			restriction unaffected by viscosity <i>turbolento per distacco di vena; non effetto di viscosità</i>	P: delivery port, connection with the supply line	
				T: suction port, connection with the return line (low pressure line)	
				X: control oil supply (inlet of a pilot valve)	
				Y: control oil drain (outlet of a pilot valve)	
				L: oil leakages	
				M: for measuring (e.g. pressure gauge)	

* Quando 2 fluidi si incontrano la p è la stessa
 eccezioni: ugello sonico = fenomeno postsonico
 liq. valle - ugello ⇒ sono discontinui → Non sente l'effetto di valle dell'ugello
 questo accade quando il fluido è superfonico

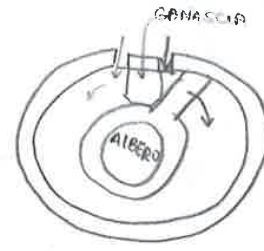
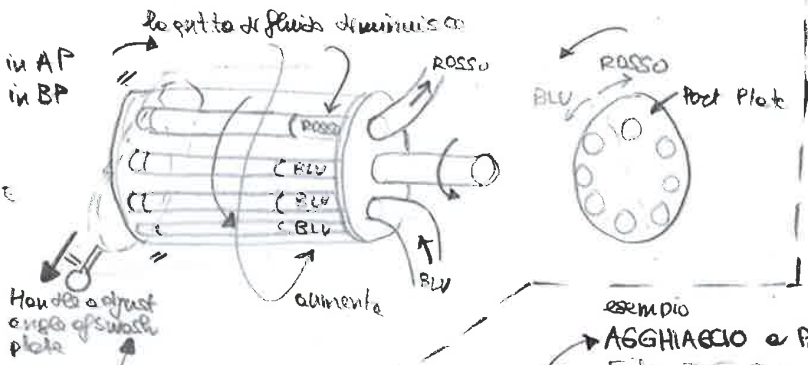
POMPA = Macchi Operatore
per spostare fluidi

DIPLACEMENT = trasferimento, evacuazione, cilindrate

PUMP:

Rosso = olio in AP
Blu = olio in BP

A = Alto
B = Basso
P = Pressione



TIMONE nella
Pezza a
Vela
L'Agghiaccio
serve ad azionare
il motore

ENERGY CONVERSION UNITS: PUMPS, MOTORS

<p>POMPA VOLUMETRICA a CILINDRATA FISSA</p> <p>Velocità di rotazione</p> <p>fixed displacement hydraulic pump, one direction of flow and rotation</p>		<p>Attuatore idraulico semirotaforante hydraulic semi-rotary actuator (limited swivel angle)</p>		<p>vacuum pump</p>
<p>Pompa a cilindrata variabile</p> <p>Molto costosa (No motor diesel) Buone soluzioni se aumento della pressione</p> <p>Alta mandata = Valvole con funzione del LIMITATORE ASSOLUTO No esseri di innescaggio laterali</p> <p>variable displacement hydraulic motor, with one direction of flow and rotation, with external drain. Displacement control not specified</p> <p>DRENAGGIO ESTERNO (Se interno posso non rappresentarlo)</p>		<p>single acting cylinder returned by spring with external drain</p>		<p>gas charged accumulator</p> <p>Accumulatore di fluido: limite le escursioni di pressione</p>
<p>fixed displacement hydraulic motor with two directions of flow and rotation</p> <p>Motore a doppia azione</p>		<p>Vusata < Vventro</p> <p>double acting cylinder with single piston rod</p>		
<p>fixed displacement pump/motor unit with one direction of flow and rotation</p>		<p>Vusata = Vventro (Stessa P nelle 2 Camere)</p> <p>double acting cylinder with double ended piston rod</p>		
<p>fixed displacement pump/motor unit with two directions of flow and rotation</p>		<p>differential cylinder (area ratio 2:1)</p>		<p>source of hydraulic energy Borgente idraulico c.c.</p>
<p>LIMITATORE ASSOLUTO della cilindrata</p> <p>variable displacement pump, one direction of rotation, with external drain. The displacement is reduced via an adjustable hydraulic control (absolute pressure limiter)</p>		<p>Attuatore Telescopico double acting telescopic cylinder</p> <p>2 camere di diversa sezione 3 camere a snodi abbinati</p> <p>pressure medium converter converts a pneumatic pressure into a hydraulic pressure of the same value, or vice versa</p>		<p>source of pneumatic energy</p>
<p>Motore</p>		<p>air-oil pressure intensifier converts a pneumatic pressure into a higher hydraulic pressure</p>		<p>electric motor Motore elettrico</p>
				<p>non-electric prime mover</p>

File name	normsim2_eng		POLITECNICO DI TORINO DIPARTIMENTO ENERGIA FLUID POWER ACADEMIC YEAR 2012-2013
Date	21 Jan 2013		

la cilindrata è regolata da un azionamento idraulico che, premendo contro la molla, varia l'inclinazione della faccia.
La molla a riposo mantiene la pompa in cilindrata massima, il valore minimo può anche non essere zero. Il tutto viene gestito dall'azionamento.

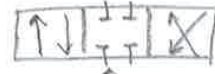
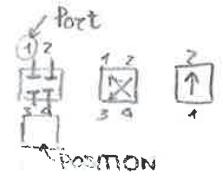
- $P_p \cdot S < F_m$ → LIMITATORE SATURATO → Cilindrata MAX (Molla a riposo) - a cilindrata fissa -
- $P_p \cdot S = F_m$ → LIMITATORE ASSOLUTO → $P_p = \frac{F_m}{S} = p^* \times cost$ → Varia la cilindrata della pompa - a cilindrata variabile -
→ è equivalente a (valvole di limitazione fisse + pompa)
più costoso ma conveniente dal punto di vista energetico!

Valvola $(\frac{a}{b})$ dove $\begin{cases} a = \text{N}^\circ \text{ di porte} \\ b = \text{N}^\circ \text{ di posizioni (posizioni) di lavoro} \end{cases}$

P = linea in pressione

T = collegamento con il serbatoio = TANK

A, B, C = utenze



No flow at the current position Port are blocked

POSIZIONE DI LAVORO (tratto continuo)

DIRECTIONAL CONTROL VALVES - 1

a square (or rectangle) indicates an operating position

two adjacent squares indicate two operating positions 2 posizioni

four ports two positions (4/2) directional control valve, actuated by solenoid and hydraulic stage, spring return

transient positions, when needed, can be indicated by dashed horizontal lines

due linee = elettrovalvole
valvole controllate a posizioni intermedie, non solo ON/OFF

two parallel lines along the length of the symbol indicate varying degrees of throttling (continuous position valve) posizionamento continuo

flow area can vary continuously from 0 to max based on the lever position

two ports two positions directional control valve (2/2) push button actuated, return by spring (external lines indicate rest position)

three ports two positions (3/2) directional control valve solenoid actuated, spring return
è normalmente chiusa
cassetto, si sposta in 2 posizioni
AZIONAMENTO ELETTRICO o SOLENOIDE

six ports three positions (6/3) directional control valve, internal pilot stage, spring centred

POSIZIONE DI CENTRO PER SEI BRACCI
POSIZIONE INTERMEDIA NON DI LAVORO (Non è controllata si verifica nel manubrio)

integrando chiamiamo il centro: tutte le braccia sono isolate

proportional directional control valve, servovalve

dopo la forza sull'elaborazione // si sposta in 2 posizioni

Valvole a centro chiuso
four ports three positions (4/3) directional control valve, internal pilot stage, spring centred, closed centre

different central position variants:



open centre valvole a centro aperto: linee in P collegate con T



by-pass centre valvole di sbocco solo collegate a centro non controllato tutto le braccia controllate



float centre valvole a centro fluttuante il centro può essere in un diverso posizione da quello delle portate le braccia controllate si verificano nel manubrio

3/2 directional control valves with different transient positions

Non in documenti ufficiali:

Situazione estrema
Situazione intermedia (simbolo per condizioni) Li devo realizzare che manubrio anche se controllato (doppia linea)
sit. chiusa (tutte le 4 isolate)

File name	normsim3a_eng		POLITECNICO DI TORINO DIPARTIMENTO ENERGIA FLUID POWER ACADEMIC YEAR 2012-2013
Date	21 Jan 2013		

Altro tipo di valvola:

È sempre un'equilibrio meccanico

Assumiamo che la valvola passa attraverso condizioni mescolabili

Applicazione: usello → Assumiamo a situazione quasi stazionaria
 [Δp è molto e così lenta che è uguale ha esecuto il suo
 Manometro → Il sistema si adagia quasi istantaneamente alle
 nuove condizioni]

VALVOLE PER IL CONTROLLO DELLA PRESSIONE E DELLA PORTATA

CONSTRUCTION RULES FOR PRESSURE AND FLOW CONTROL VALVES

continuous position valves
 the position of the movable element:
 - is not decided by the user, but by the force equilibrium
 - determines a variable flow area through the valve
 opening force = closing force → valve in regulating conditions
 → restricted flow area → pressure drop

VALVOLA NORMALMENTE CHIUSA:
 A riposo la molla mantiene non allineata la faccia

VALVOLA NORM. APERTA:
 A riposo la faccia è allineata

the alignment of the flow path arrow with the connection lines indicates an increment of the flow area, vice versa a reduction of the flow area

opening force (flow area increment)
 closing force (flow area reduction)

INTERNAL PILOT: area on which the pressure acts, superficie d'infuenza dove è dato il pilotaggio

REMOTE PILOT: area on which the pressure acts, superficie d'infuenza dove è dato il pilotaggio

with external drain (closing force does not depend on pressure at ports A and B)

with internal drain, only if T downstream (drain line can be omitted)

two-stage valve (closing force on main stage controlled by pilot pressure X)

proportional valve (closing force generated by pilot pressure X)

normally closed valve with external pilot and different active areas, spring not adjustable

in regulating conditions:

$$P_A \cdot S' + P_B \cdot S'' = P_X \cdot S + f_s$$

opening forces closing forces

Pa e Pb agiscono su sezioni diverse

File name: normsim4_0_eng
 Date: 21 Jan 2013
 POLITECNICO DI TORINO
 DIPARTIMENTO ENERGIA
 FLUID POWER
 ACADEMIC YEAR 2012-2013

Le disegnamo nella posizione di riposo normale
 pressione che agisce su sezioni
 Qui sopra ad esse ne prendo
 Bilanciamento di forze

precisio della molla dovuto a recupero nato e bassa rigidità
 F) le F non varia di molto al variare di X (sempre molla)
 different active areas support di influenza differenziali
 in regulating conditions, pressure at port P is held to a value proportional to the pilot X

$$P_P = \frac{S'}{S''} \cdot P_X$$

 SPS = forza in apertura
 fcs

quando è allineata a portare il max di flusso
 normally closed
 continuous position two-port valve with adjustable spring
 K vince la molla → No passa fluido
 Smezzaggio variabile
 MANTENIMENTO APERTO normally open, continuous position two-port valve. Spring not adjustable
 normally closed valve with external pilot and different active areas, spring not adjustable
 in regulating conditions

$$P_A \cdot S' + P_B \cdot S'' = P_X \cdot S + f_s$$

 Equilibrio:
 le valvole regola quando elemento mobile si muove.

Pilotaggio interno
 Pilotaggio remoto
 Pilotaggio remoto si traduce in un'azione di pressione e giungiamo a un BILANCIAMENTO MECCANICO
 Le valvole dipendono da P, che non dipende né da A né da B.
 si può anche non indicare il punto dello smontaggio della valvola.
 Drainaggio interno cioè azione o forza in o del but della valvola
 Non ho forze dovute a P, ma ad un'altra
 two-stage Valve a 2 stadi con forza in pilotaggio
 (closing force on main stage controlled by pilot pressure X)
 If internal pilot and/or drain lines can be omitted (X → A, Y → B)
 Il pilotaggio agisce su entrambi i stadi
 valvole proporzionale con forza in chiusura generata da un solenoidale.
 Pieno a deviare la sezione di passaggio con precisione e quindi anche Q e Δp
 Passivo rispetto al costo pilotato

precisio terribile → ho un riscatto sullo sciacquamento
 non → non h "

controllata con schiacciamento della molla ed è modificabile

- Sono valvole a posizionamento continuo
 - la posizione dell'elemento mobile è sempre frutto di un equilibrio tra forze
 - l'allineamento della faccia con la linea di potenza indica un aumento della sezione di passaggio viceversa. un disallineamento e segno di una sezione in diminuzione
 - quando le forze in apertura uccidono quella in chiusura la valvola è in regolazione, la sezione di passaggio è inferiore a quella massima e si genera un Δp
- (In battute Δp ≠ 0)

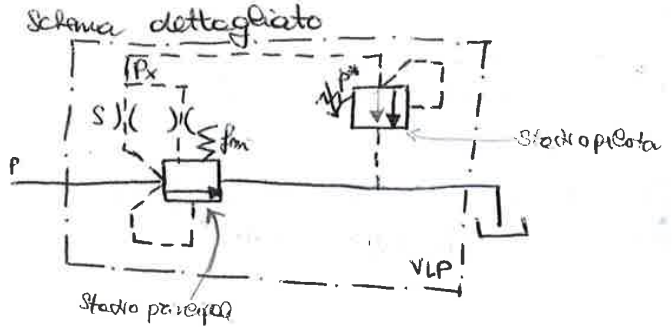
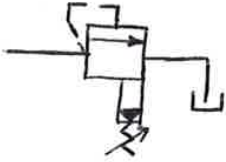
Disegno in rettangolini ha estensione è legata al rapporto tra le superfici.
 In regolazione vale l'equilibrio tra forze:

$$P_P \cdot S' = P_X \cdot S$$

 apertura e chiusura
 È assimilabile a una valvola idrostatica di pressione

CON STADIO PILOTA {*} (da appunti Antonio!)**

Schema semplificato



$P_p = \frac{F_{fm}}{S} = p^* \text{ A COMANDO DIRETTO}$

1) La valvola pilota è una limitatrice di P a comando diretto

$P_p \text{ basso} \rightarrow P_x \text{ basso } (< p^*)$

Lo stadio pilota è chiuso: $P_x = P_p$

2) Stadio principale:

$P_p \cdot S < P_x \cdot S + f_{m1}$

$P_x = P_p \rightarrow f_{m1} > 0$

Stadio principale chiuso

3) Quando $P_x > p^*$ ($P_p \neq p^*$) lo stadio pilota entra in regolazione

$P_p > P_x = p^*$

4) Stadio principale: $P_p \cdot S < p^* \cdot S + f_{m1}$ significa che $p^* < P_p < p^* + \frac{f_{m1}}{S}$

Stadio principale ancora chiuso

5) P_p aumenta, aumenta la Q verso lo stadio pilota: $P_p = p^* + \frac{f_{m1}}{S}$, $P_p \gg$

lo stadio principale entra in regolazione, la p di regolazione: $P_{VLP} = p^* + \frac{f_{m1}}{S}$

Per valori grandi (x grande) non posso trascurare la comprimibilità perché la p regolata dalle valvole non è cost a causa di ciò, la p aumenta e non lo voglio.

Piccoli spostamenti = limitare l'influenza della non idealità della molla, un pilotaggio crea piccoli spostamenti di portata, quindi posso eccitarlo.

STROZZATORI

→ FUNZIONALI: se lo toglie la valvola non funziona più

→ DINAMICO: per ottimizzare il comportamento dinamico della valvola

E' attraverso da una Q quando l'elemento mobile si muove. Aumento lo succoramento del sistema.

SERVOVALVOLA IDRAULICA:
(dal Web)

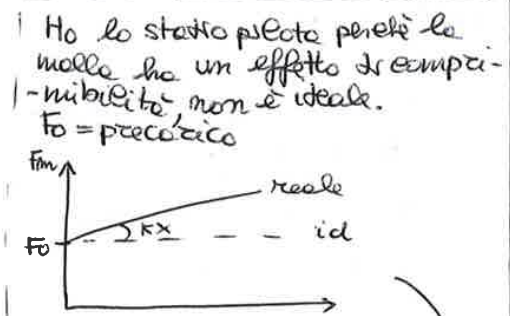
È un dispositivo che regola il flusso d'olio in risposta a un comando o a un segnale elettrico in ingresso al fine di controllare posizione, velocità, pressione o forza in alcuni tipi di macchine o dispositivi (solitamente attraverso un pistone o un cilindro).

Le servovalvole possono essere ad uno, due o tre stadi.

Una servovalvola idraulica include i seguenti componenti: uno stadio pilota, un meccanismo di retroazione e uno stadio principale. Lo stadio pilota riceve l'input o il segnale di comando dal controllore e fornisce la forza idraulica o meccanica necessaria per muovere il distributore dello stadio principale.

Il meccanismo di retroazione comunica la posizione dello stadio principale allo stadio pilota mediante retroazione meccanica (MFB) o elettrica (EFB).

Il distributore dello stadio principale regola il flusso idraulico in funzione del segnale in ingresso e fornisce una retroazione meccanica o elettrica allo stadio pilota. Lo stadio principale è costituito dal corpo valvole e da un gruppo corpo/distributore. Il gruppo corpo/distributore viene utilizzato nelle servovalvole che richiedono un accoppiamento critico.



VALVOLE DI CONTROLLO della PORTATA (Appunti Auto)

Controllare la Q significa stabilire il suo valore nei condotti, regolando la velocità degli attuatori

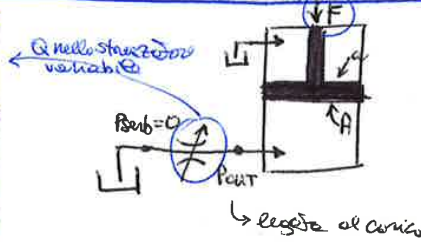
Le prime regolano la velocità con uno strozzatore e un conico

EQ. NE COSTITUENTE STROZZ:

$$Q = C_e A_{strozz} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

↑
Coefficiente di velocità Efflusso

$$V = \frac{Q}{A}$$



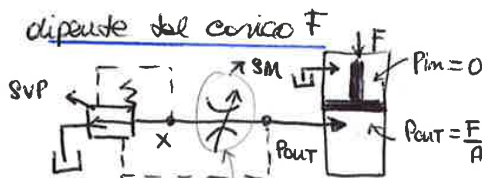
$$P_{serb} + F = P_{out} \cdot A \Rightarrow P_{out} = \frac{F}{A}$$

perché la camera superiore è direttamente al serbatoio

$$\Delta p = P_{out} - p_{serb} = \frac{F}{A}$$

Quindi:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{1}{A} C_e A_s \sqrt{\frac{2F}{\rho a}}$$



H

$$P_x = P_{out} - \Delta p_{SM}$$

Attenzione ai collegamenti dei pilotaggi! Dal lato opposto alla molla ho P maggiore. Valvola di regolazione di Qo 2vie

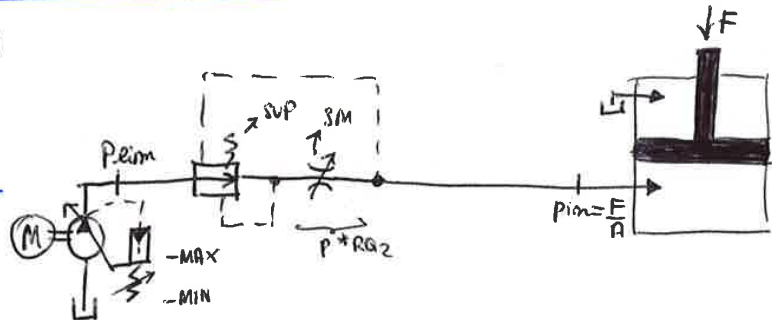
In regolazione: $\Delta p_{SM} = P_{RG2}^* = cost$

SM deve garantire un Δp_{SM} tale da compensare il Δp del conico

$$\Delta p_{SVP} = (P_x) - 0 = (P_{out} - P_{RG2}^*)$$

H

Metto un gruppo di alimentazione lo stelo fuori esce



Garantisco tramite il regolatore di passare una Q variabile

$$\Delta p_{TOT} = P^*_{lim} - \frac{F}{A}$$

Tutte le Q verso il conico stabilisce la Δp tra le p di mandata e le p del carico e dissipa potenza.

Uno STROZZATORE ha un eq. ne esistente = $Q = \text{coeff. di efflusso} \cdot \text{sezione} \cdot \frac{1}{\rho} \cdot \Delta p$
 Variabile Δp Variabile

Se sono in un circuito in cui Q è imposto (della pompa) \Rightarrow cambiando A, cambia il Δp dello strozzatore
 Se Δp dello strozzatore ho P \Rightarrow Δp

1° tipo di FUNE: FUNZIONAMENTO di COMPENSATORE dello STROZZATORE
 (compens. variando Δp !) \leftarrow

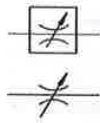
2° tipo di funzionamento (A) Valvola a tenuta di P, il fluido va a insistere sul punto in basso della valvola e la apre
 Dopo lo strozzatore la P in A viene prelevata e messa nella valvola

$\Rightarrow \Delta p$ sullo strozz = cost. quindi la valvola sta regolando Q !
 Se Δp fissa cambia la sezione $\Rightarrow Q$ cambia \rightarrow Valvola che controlla la P
 \Rightarrow FUNZIONAMENTO di UNITA' di MISURA dello STROZZATORE

VALVOLE di CONTROLLO della PORTATA

FLOW CONTROL VALVES

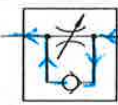
PRESSURE DIFFERENTIAL DEPENDENT



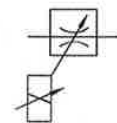
variable restrictor, (throttle valve) viscosity dependent



fixed orifice, independent of viscosity



variable restrictor with reverse free flow

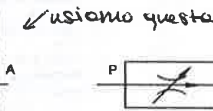
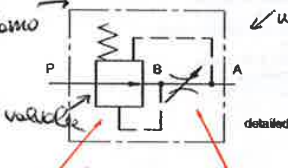


proportional throttle valve

PRESSURE COMPENSATED

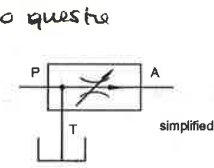
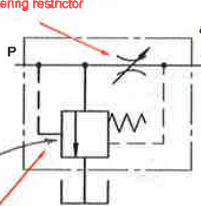
VALVOLA di Regolazione di Q a 2 VIE
TWO-PORT FLOW CONTROL VALVE (RQ2)
 (flow independent of pressure differential)

decomposto
 che
 acquisiamo



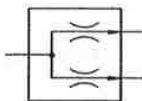
in regulating conditions $p_B - p_A = \frac{f_v}{S} = \text{const}$

VALVOLA di Reg. di Q a 3 VIE
THREE-PORT FLOW CONTROL VALVE (RQ3)
 (flow at port A independent of pressure)

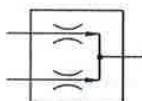


in regulating conditions $p_B - p_A = \frac{f_v}{S} = \text{const} = \Delta p$

Ho fissato il Δp a cavallo dello strozzatore



It divides the inlet flow into two equal outlet flows



It maintains two inlet flows constant in relation to each other

File name
 normsim4b_eng
 Date
 24 Jan 2013



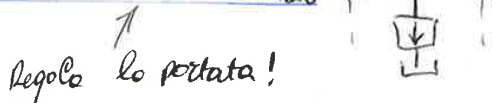
POLITECNICO DI TORINO
 DIPARTIMENTO ENERGIA
 FLUID POWER
 ACADEMIC YEAR 2012-2013

(A) Fisso Δp così cambiando la sezione cambia la portata (che va verso la linea A)

Immagino una successione quasi stazionaria di eventi:

Arriva il fluido in P da P e arriva nella valvola da A e' un altro pilotaggio

Se alla A arriva una $Q > Q_{\text{omessa da A}}$ \Rightarrow l'eccesso di portata sarà scaricato dalla valvola dal serbatoio

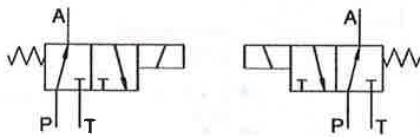


regola la portata!

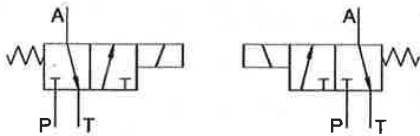
ERRORI COMUNI non conformi con la normativa
COMMON MISTAKES - CONTROL VALVES GRAPHIC SYMBOLS

Draw the graphic symbol of a three ports (P, T, A) two positions directional valve, solenoid actuated, spring return. At rest (unactuated position) ports P and A are connected and port T is closed. In the working position the port A is connected with port T and P is closed.

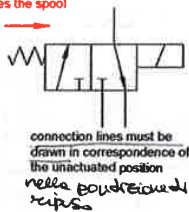
THESE ARE CORRECT



THESE ARE SYNTACTICALLY CORRECT BUT... THE DESIRED CONFIGURATION IS NOT ACHIEVED



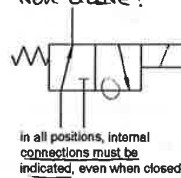
when the solenoid is off the spring moves the spool



connection lines must be drawn in correspondence of the unactuated position
nella posizione riposata

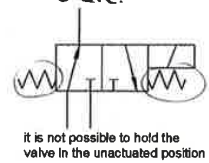
THESE ARE SYNTACTICALLY WRONG!

Non Grave:

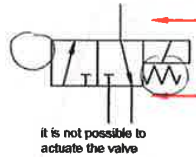


in all positions, internal connections must be indicated, even when closed

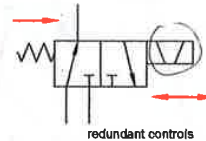
Grave:



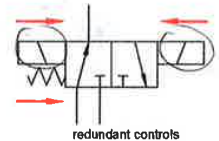
it is not possible to hold the valve in the unactuated position



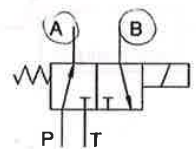
it is not possible to actuate the valve



redundant controls

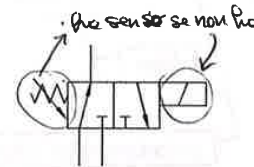


redundant controls

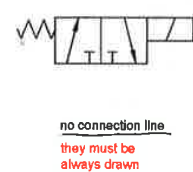


the number of connection lines must match the number of internal connections.

Working positions are mutually exclusive, connection lines can be drawn only in correspondence of the unactuated position



in a directional control valve the spring is a "return spring": it is not adjustable



no connection line they must be always drawn

File name

wrongsim_eng

Date

12 Feb 2013



POLITECNICO DI TORINO
 DIPARTIMENTO ENERGIA
 FLUID POWER
 ACADEMIC YEAR 2012-2013

Andiamo mettere anche una limitatrice di pressione che scatta allo stesso serbatoio dell'impianto.

Per controllare la v del pistone che sta rientrando, utilizziamo la sezione dello strozzatore

⇒ nel neutro entra a $v = \text{cost}$, non è più accelerato $\rightarrow p_{in} + \rho \frac{v^2}{2} = p_{sc} A$

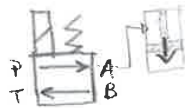
\rightarrow Successive quasi stazionario

Però per fare ciò ho bisogno di una pressione elevata, e volte troppo elevata per l'integrità del sistema

⇒ Accetta un'accelerazione ragionevole senza aumentare troppo la pressione se invece la p non è troppo elevata va bene la limitatrice

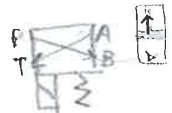
GRE

Aziona solenoide in alto



\rightarrow fa scendere il martinetto

Aziona solenoide in basso



\rightarrow fa salire lo stelo

V_1 è la valvola unidirezionale

V_2 è uno strozzatore variabile

la freccia indica che è regolabile

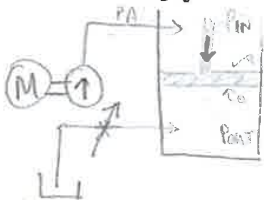


permette il flusso solo verso X \rightarrow



serve a non far cadere il carico, a mantenere una contropressione all'apertura del GDR che non faccia scendere il martinetto.

• Carico Traseminante



non è equilibrato da niente

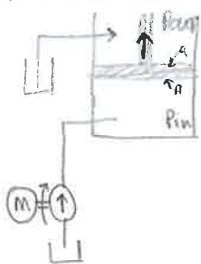
$$P_{in} a + F = P_{out} \cdot A \Rightarrow P_{in} = P_{out} \frac{A}{a} - \frac{F}{a} \geq 0$$

$$P_{in, \max} = 0$$

Se $P_{in} < 0 \Rightarrow$ VAPORIZZAZIONE \Rightarrow CAVITAZIONE

\Rightarrow insensibile da strozzatura affluente $P_{out} > 0$

• Carico Resistente



$$P_{in} \cdot A = P_{out} \cdot a + F \Rightarrow P_{in} A = F$$

la valvola unidirezionale serve a bypassare lo strozzatore quando sono in queste situaz.

VANTAGGI degli IMPIANTI OLEODINAMICI

- Elevato $\frac{\text{potenza [kW]}}{\text{peso [kg]}}$ rispetto ad impianti meccanici
 - ↳ densità di potenza elevata
- Attuatori elettromeccanici rotativi che ruotano a velocità elevate
 - (negli imp. elettrici, imp. mecc. servono di giri se volumi contenuti)
 - ↳ vantaggio imp. oleod.
- Trasmissione di potenza a lunga distanza con delle linee idrauliche (imp. elettr. gittate maggiori)
- Rapidità di risposta del sistema perché il modello elastico è molto elevato → vel. del suono è molto elevata

CRITICITÀ

- Attriti viscosi ($\mu \uparrow \Rightarrow \text{attrito} \uparrow$)
- Contaminazione dei fluidi (particelle, bolle)
- Condizionamento e controllo termico del fluido
- onde di pressione che si propagano (cavitazione → onde pressione idrodinamica indotte dalla geometria)

APPLICAZIONI

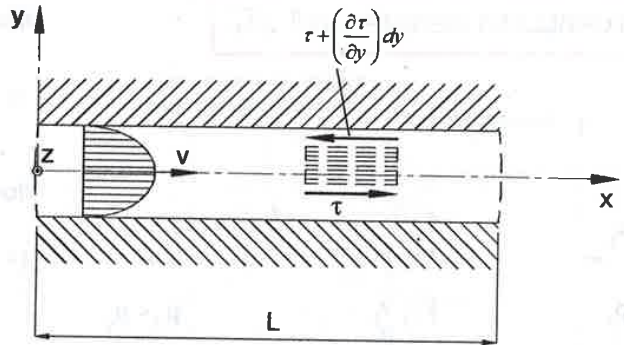
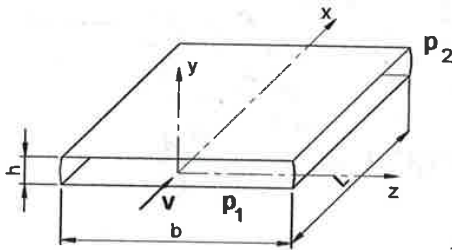
- oreodinamica (agghiaccio e palinologia)
- ABS, sistemi di controllo di stabilità e curva, e trazione, servosterzo
 - ↳ autoveicoli, trattori, scavatori

Visto negli appunti iniziali

LAMINAR FLOW THROUGH ORIFICES

LAMINAR REGIME $Q \propto \Delta p$
(Hagen-Poiseuille equation)

flow through rectangular passage with b and $L \gg h$



$$(p_1 - p_2) b \cdot dy + \tau b L - \left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial y} dy \right) b L = 0$$

$$\tau = -\mu \frac{dv}{dy}$$

$$\frac{\partial \tau}{\partial y} = -\mu \frac{\partial^2 v}{\partial y^2}$$

Caso Reynolds = 2300

$$p_1 - p_2 = -\mu L \left(\frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \xrightarrow{\text{Integrazione}} \frac{dv}{dy} = -\frac{p_1 - p_2}{\mu L} y + C_1$$

$$\frac{dv}{dy} = 0 \text{ for } y = 0 \Rightarrow C_1 = 0$$

$$\xrightarrow{\text{Integrazione}} v = -\frac{p_1 - p_2}{2\mu L} y^2 + C_2$$


$$v = 0 \text{ for } y = \frac{h}{2} \Rightarrow C_2 = \frac{p_1 - p_2}{8\mu L} h^2 \Rightarrow v = \frac{p_1 - p_2}{2\mu L} \left(\frac{h^2}{4} - y^2 \right)$$

$$Q = 2 \int_0^{h/2} v \cdot b \cdot dy$$

$$Q = \frac{b \cdot h^3}{12 \cdot \mu \cdot L} \cdot \Delta p$$

flow through circular pipe with $L \gg r$

$$Q = \frac{\pi \cdot r^4}{8 \cdot \mu \cdot L} \cdot \Delta p$$

File name	 POLITECNICO DI TORINO DIPARTIMENTO ENERGIA FLUID POWER ACADEMIC YEAR 2012-2013
lamregime	
Date	
03 Sep 2012	

Su una linea retta → laminare
Non su " " " → turbolento

La p non è lo sforzo normale (+ viscosità)
se fluido laminare + incompressibile vale l'eq. ne di continuità

⇒ Sforzo normale = pressione + contributo viscosità

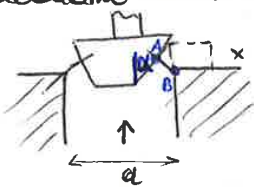
La viscosità non dà solo origine a τ ma anche a sforzi normali

$$Q = 2 \int_0^{h/2} \frac{\Delta p}{2\mu L} (-y^2) b dy = \frac{\Delta p b}{2\mu L} \left[\frac{y^3}{3} \right]_0^{h/2} = \frac{\Delta p b}{\mu L} \left(\frac{h}{2} \right)^3 \frac{1}{3} = \frac{b h^3}{24 \mu L} \Delta p$$

Attenzione alla geometria delle valvole

* $C = 2\pi x$

* Calcoliamo l'area della superficie di efflusso



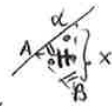
$AB = \text{Incurvatura della sezione} = x \cdot \sin \alpha$

$A(x) = \pi \cdot dm_{AB} \cdot \overline{AB} = \pi(d - x \sin \alpha \cos \alpha)(x \sin \alpha)$

↳ diametro medio tra A e B

$dm_{AB} = \frac{dA + dB}{2} = d$ dove

$\begin{cases} ds = d \\ AH = \overline{AB} \cos \alpha = x \sin \alpha \cos \alpha \\ dA = d - 2x \sin \alpha \cos \alpha = d - 2AH \end{cases}$



$A = 2\pi R \text{ medio} \cdot \overline{AB} = \pi d \text{ medio} \cdot \overline{AB}$

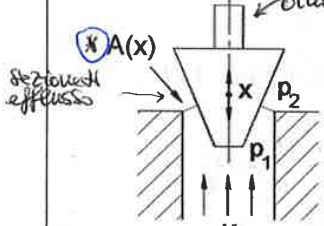
Spesso viene utilizzato come "Coeff. di ignoranza" per esempio lo faccio variare con x solo? (parete ho considerato $A(x) = \frac{\pi}{4} d^2$ che quindi non è più variabile con x ma è costante!

* non meno che la distanza varia $A(x)$ varia → area del semicerchio
 → area dei 2 triangolini
 $A(\theta) = \frac{1}{2} R^2 \sin \theta - \frac{1}{2} R^2 \sin \theta \cos \theta$
 $\left(\frac{1}{2} R^2 \sin \theta \cos \theta + \frac{1}{2} R^2 \sin \theta \cos \theta \right) = \frac{1}{2} R^2 \sin \theta$

$x = R - R \cos \frac{\theta}{2} \Rightarrow \theta = \dots$ (in fcn di x) → lo sost in $A(\theta)$ e ottengo $A(x)$

FLOW EVALUATION THROUGH HYDRAULIC COMPONENTS

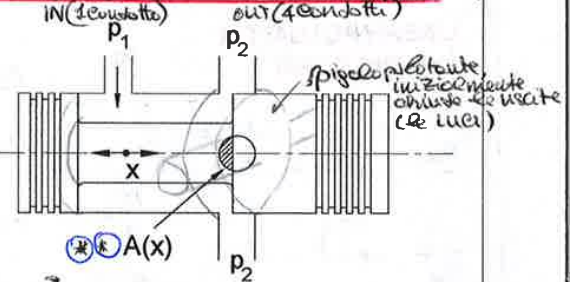
flow through a conical poppet valve



$Q = C_c A(x) \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} = \frac{2\Delta p}{\rho}$

FLOW AREA: LATERAL SURFACE OF A TRUNCATED CONE

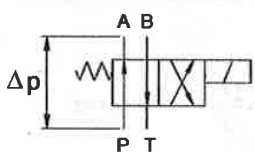
flow through a spool valve with 4 circular holes at 90°



FLOW AREA: AREA OF 4 CIRCULAR SEGMENTS

OTTURATORE

pressure drop in directional control valves



ideal valve $p_P = p_A \quad p_B = p_T$
 real valve $p_P > p_A \quad p_B > p_T$

$\Delta p_{PA} = \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q_{PA}}{C_c A_{PA}} \right)^2 \quad \Delta p_{BT} = \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q_{BT}}{C_c A_{BT}} \right)^2$

NOTICE THAT Q_{PA} COULD DIFFER FROM Q_{BT}

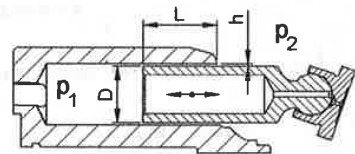
Ho una potenza persa = Σ potenze perse dalle due portate

wasted power $P_w = Q_{PA} \cdot (p_P - p_A) + Q_{BT} \cdot (p_B - p_T)$


finiscono in turbolenza

CASSETTO

Nelle fuge assumiamo che il flusso sia laminare → $Q \propto \frac{\Delta p}{\mu}$
 leakage flow in a piston machine



$Q = \frac{bh^3}{12\mu L} (p_1 - p_2) \quad b = \pi \cdot D$

File name	 POLITECNICO DI TORINO DIPARTIMENTO ENERGIA FLUID POWER ACADEMIC YEAR 2012-2013
hydres_eng	
Date	
21 Jan 2013	

$P_i = \dot{m} L_i = Q \rho \Delta p$
 ↑ potenza interna

↳ $\dot{m} = \rho Q$
 ↳ $L_i \approx \frac{\Delta p}{\rho}$

↳ ho un po' perso consideriamo trascurabile l'otturatore però le perdite di potenza dovute alla laminazione

Differenze tra:

- OTTURATORE: Si muove nella stessa direzione con cui si muove il flusso
- CASSETTO: Il movimento dell'oggetto mobile è ⊥ alle direzioni importanti del fluido non si muove nella stessa direzione del flusso

Ogni componente dobbiamo vedere il n° di "interfacce" che presentano con l'esterno
 boccie di potenza → trasferimento di pressione

Il pilotaggio, i drenages non sono boccie di potenza perché la potenza che trasmette è considerata trascurabile (----- trattaggio)

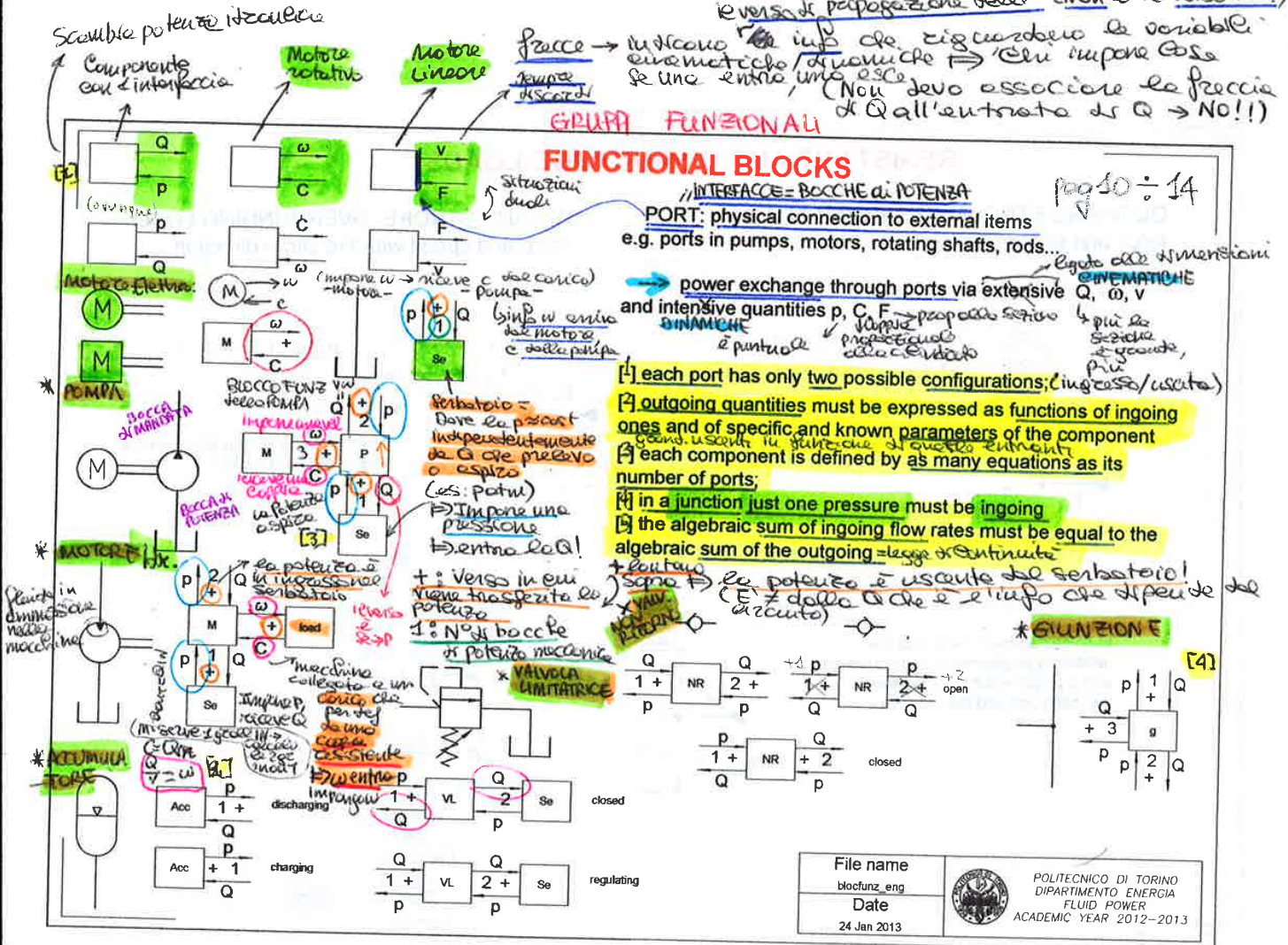
es sempre:

1 Grand. cinematica: è esprimibile con m, s, kg (es: Q)
 1 Grand. dinamica: (es C, F, P) \Rightarrow servono anche i kg che a m.es
 (metri) (secondi)

In ogni interfaccia
 Ne esce sempre
 l'elem. e l'elemento
 es: $\square \rightarrow Q$ (inven)
 $\square \leftarrow P$ (inven)

Oleod $u < a \Rightarrow$ autoclava > 0 e uno $< 0 \Rightarrow$ Freccia sempre discendi
 $p = \text{cost}$, effetti termici; temperature trascurabile: (Hp)

reverso di propagazione delle (Non è il verso dir!)
 freccia → indica info che riguardano le variabili cinematiche/dinamiche \Rightarrow chi impone cosa
 se una entità, una esce (Non devo associare la freccia di Q all'entrata di Q → NO!!)



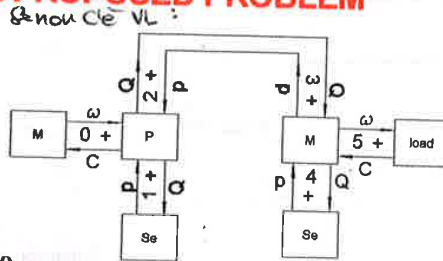
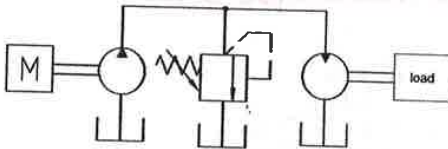
M successivo → giro a ω precisa
 M " trifase → introduce il concetto di (Se non è sincrono lo è nell'intervallo)
 in corrispondenza delle ω stesso e dare la coppia che voglio
 Coppia variabile momentaneamente nella velocità ω di sincronismo $\left\{ \begin{matrix} \uparrow \\ \omega \end{matrix} \right\}$

ACC = ACCUMULATORE = serve a stabilire un certo livello di pressione
 se ammette che V è suff. grande, nell'ambito di piccole modifiche
 della quantità di fluido, $\Delta p \approx \text{cost}$
 CHARGING fase di carica → p aumenta → fluido sta entrando \Rightarrow + viene all'ACC
 DISCHARGING fase di scarico → p diminuisce

VL = VALVOA LIMITATRICE
 chiusa = CLOSED = Impone $Q=0$ \Rightarrow da VL parte la info di Q → dato che $Q=0$, non c'è flusso
 di potenza \Rightarrow non è molto importante metterla

⇒ Dobbiamo capire se P impone Q perché M impone ω ⇒
Questo Q si trasforma in una velocità di traslazione α di rotazione del carico
se è un motore libero
⇒ la velocità di traslazione del carico è data dalla Q che trasferisce la P e
dalla velocità ω cui sta ruotando M

SOLUTION TO THE PROPOSED PROBLEM



$$Q_2 = \omega \cdot V_P$$

$$-Q_1 + Q_2 = 0$$

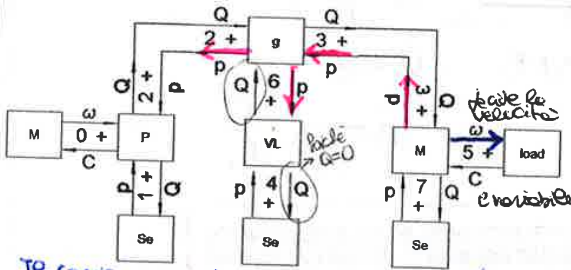
$$-C = (p_1 - p_2) \cdot V_P$$

$$\omega_5 = \frac{Q_3}{V_M}$$

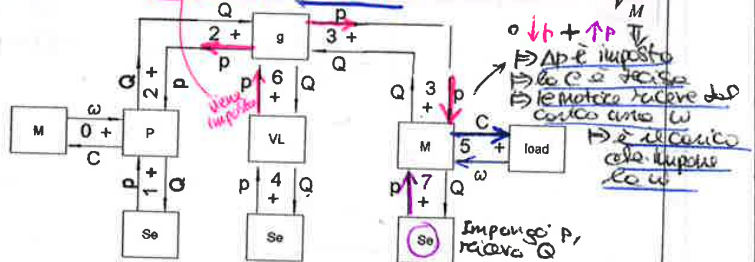
$$Q_4 = Q_3$$

$$-p_3 = -p_4 - \frac{C}{V_M}$$

RELIEF VALVE CLOSED



RELIEF VALVE REGULATING



Se il carico aumenta e la pressione cala, il VL entra in funzione perché per far girare il carico si diventa eccessivo. VL taglia la p che ho alla miscela del motore e manda tutta la pompa a un valore cost. Il VL Max per evitare che qualche componente si danneggi.

$$\omega = \frac{Q_2 - Q_6}{V_M} = \frac{Q_P - Q_{scarVL}}{V_M} = \text{Variable}$$

When the relief valve is in regulating conditions, pressure is imposed at pump delivery port and at motor inlet port. Its value equals the relief valve pressure setting. A constant (maximum) torque is now transmitted. Load angular speed depends on the amount of fluid being throttled and discharged to tank by the relief valve

$$C_5 = V_M \cdot p^* = \text{Constant}$$

$$C_{cilindro} = \frac{V}{2\pi}$$

File name		POLITECNICO DI TORINO DIPARTIMENTO ENERGIA FLUID POWER ACADEMIC YEAR 2012-2013
esanswer_eng		
Date		
21 Jan 2010		

Allora il sistema più di quello non può erogare. Se voglio lavorare in stazionario, devo fare in modo che il carico lavori in quelle condizioni (carico C che dipende dal carico, dagli attriti, etc). Se il carico è tale per cui richiede una coppia ancora maggiore di quella un transistorio perché le coppie non si mescolano più a lavorare. es: richiesta del carico > C in grado di erogare di M. Se ci sono i due assi un transistorio è il mio allora comincio a decelerare. Però noi nei blocchi funzionali analizziamo solo situazioni stazionarie. Situazioni variabile:

GA = GRUPPO di ALIMENTAZIONE

pag 15 ÷ 45 !

di questo plico!

+Libro Vol I Cap "Gruppi di Alimentazione"

$Q = A$ PORTATA esogena da GA
Portata Volumetrica

$P = A$ PRESSIONE

$F = \text{FISSA}$ [pag 2,4]

$V = \text{VARIABILE}$

$F = \text{FISSA}$

con distributore di Vent (2 VLP)
 [pag 8, 9, 10, 11, 12, 14]

in modo DISCRETO
 posso fornire un solo valore (es: Q, etc)
 [pag 13, 15, 16, 17, 18]

2 valori di v
 con pilotaggio a motore
 [pag 20]

in modo CONTINUO
 [pag 8, 14]

per circuiti periferici
 GAQVM
 per circuiti centrali
 C
 TI = trasmissione Idrostatica

$V = \text{VERA}$
 Rigorosamente a $p = \text{cost}$
 [pag 5, 6]

A = APPROSSIMATA
 Quando sono collegati con il gruppo di regolazione e controllo (all'utenza) garantiscono un livello di p stabile e certo nell'intorno di un certo valore ma non cost
 [pag 19, 20]

[es: motore da controllare → e' l'utilizzatore, non e' sempre cost!]]

Imporre Q dall'utilizzatore vuol dire,

- se ho un motore rotativo sto imponendo la sua velocità
- " " " lineare, entrata del fluido e ci sono la fuoriuscita dello stesso che avviene a una certa velocità (macchinetta idraulica)

⇒ Dico GAQF vuol dire comandare un motore lineare/rotativo a una certa velocità

Quando entra in gioco V_L , stabilisco la p a monte dell'utilizzatore : a monte vedo p^* e valle vedo p_{min} perché è collegata con il serbatoio

⇒ Sto regolando la coppia o la forza se sto parlando di macchinetta idraulica attiva con p^*
 1°: ammissione dove il fluido esce con p^*
 2°: scarico collegato al serbatoio

sto imponendo la forza

Quando lavora a portata fissa (GAQF)

GAQF $\left\{ \begin{array}{l} F \rightarrow \text{Impone la velocità} \\ V \rightarrow \text{Impone la coppia} \end{array} \right.$

Quando lavora a pressione fissa (GAPF)

(Sarebbe più corretto dire che GA in un caso impone la portata e in un caso la pressione)

oss: le utenze non sono termiche ma idrauliche perché la differenza di p è mascherabile
 ⇒ E' detta UTENZA IDRAULICA o CARICO

Il Gruppo Utilizzatore ricevendo una portata, in pratica ruota a una certa velocità che qui è vista angolare (poteva anche essere lineare) perché immergono un motore rotativo

⇒ Poiché Q arriva da GU ⇒ GU impone una velocità che vuol dire che al suo interno la velocità di rotazione/traslazione sarà fissa e dettata dalla Q che arriva secondo le relazioni viste:

motore rotativo → $\frac{Q}{v} = n$

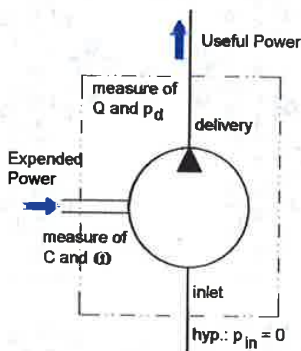
Caso in cui V_L sta regolando ⇒ impiego p e ricevo una info di Q ⇒ GU impone una v ⇒ vedere ω ⇒ l'equilibrio tra il motore e il carico che abbiamo attraverso funzione della ω in modo da avere la C prestabilita ⇒ il sistema troverà l'equilibrio a una certa ω in modo che la C resistente ... ?

oss: Per GA, il GU è un carico
 Dopo aver creato GU, diventa il Motore e il carico è quello attaccato al GU?
 Il carico è qualcosa di generico

EFFICIENCIES IN POSITIVE DISPLACEMENT MACHINES

(testing and measurements in steady-state conditions and constant fluid temperature)

ROMPA:



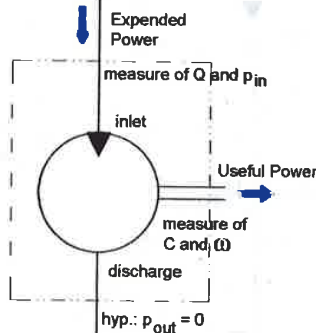
Effetto utile su spesa

$$\eta_p = \frac{P_u}{P_{Exp}} = \frac{Q_R \cdot p_d}{C_R \cdot \omega}$$

$$\eta_p = \frac{Q_R (p_d \cdot V_p)}{C_R (\omega \cdot V_p)} = \frac{Q_R C_{th}}{C_R Q_{th}} = \eta_v \cdot \eta_{mh}$$

rendim. volumetrico

MOTORE:



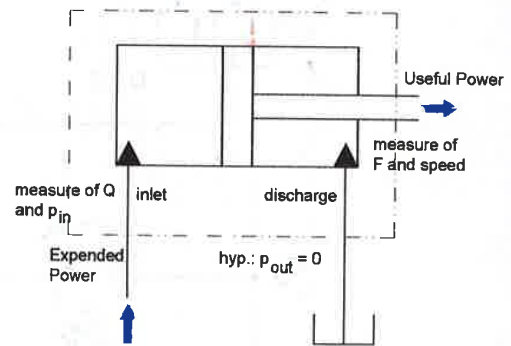
$$\eta_m = \frac{P_u}{P_{Exp}} = \frac{C_R \cdot \omega}{Q_R \cdot p_{in}}$$

$$\eta_m = \frac{C_R \cdot \omega \cdot V_m}{Q_R \cdot p_{in} \cdot V_m} = \frac{C_R \cdot Q_{th}}{Q_R \cdot C_{th}} = \eta_v \cdot \eta_{mh}$$

attenzione! Qui non c'è CR ma QR!

rendimento meccanico idraulico tiene conto delle perdite meccaniche

MARTINETTO IDRAULICO con *funzionamento da motore (è più comune nei martinetti)*



$$\eta_m = \frac{P_u}{P_{Exp}} = \frac{F_R \cdot v}{Q_R \cdot p_{in}}$$

$$\eta_m = \frac{F_R \cdot v \cdot A}{Q_R \cdot p_{in} \cdot A} = \frac{F_R \cdot Q_{th}}{Q_R \cdot F_{th}} = \eta_v \cdot \eta_{mh}$$

File name
schrendpompnot1_eng
Date
16 Jan 2013



POLITECNICO DI TORINO
DIPARTIMENTO ENERGIA
FLUID POWER
ACADEMIC YEAR 2012-2013

In tutti $\eta_t = \eta_v \eta_{mh}$ (ma per i motori sono diverse le definizioni sono infatti invertite)

Ho una Pozionata da M elettrico che manda. Ora la valvola nella condizione di riposo è chiusa quando la attivo in collogo la mandata della P a un utilizzatore al ritorno con il gruppo di condizionamento e di filtraggio (perché sto mandando più di quello che serve all'U)

È un ramo cieco allora il fluido riempie la mandata e p sale fino a che $p \cdot \beta = F_{max}$ precisione della molla che è tanto a p^* se carico è variabile dell'utente (quando quello che entra > quello che esce) quindi non arriva nulla

Quando questo accade il limitatore entra in azione e parzializza la cilindrata della P se questa azione basta rimane in questa nuova posizione di equilibrio. Se non basta (p continua a salire comunque nel tempo anche se ho parzializzato la cilindrata) idealmente infatti non si fugge! - il limitatore continua a parzializzare la cilindrata fino a cilindrata nulla ⇒ la P gira ma non manda niente ⇒ p rimane cost = p^*

⇒ varia la cilindrata della P in funzione della p alla sua mandata ⇒ $\alpha < 1$

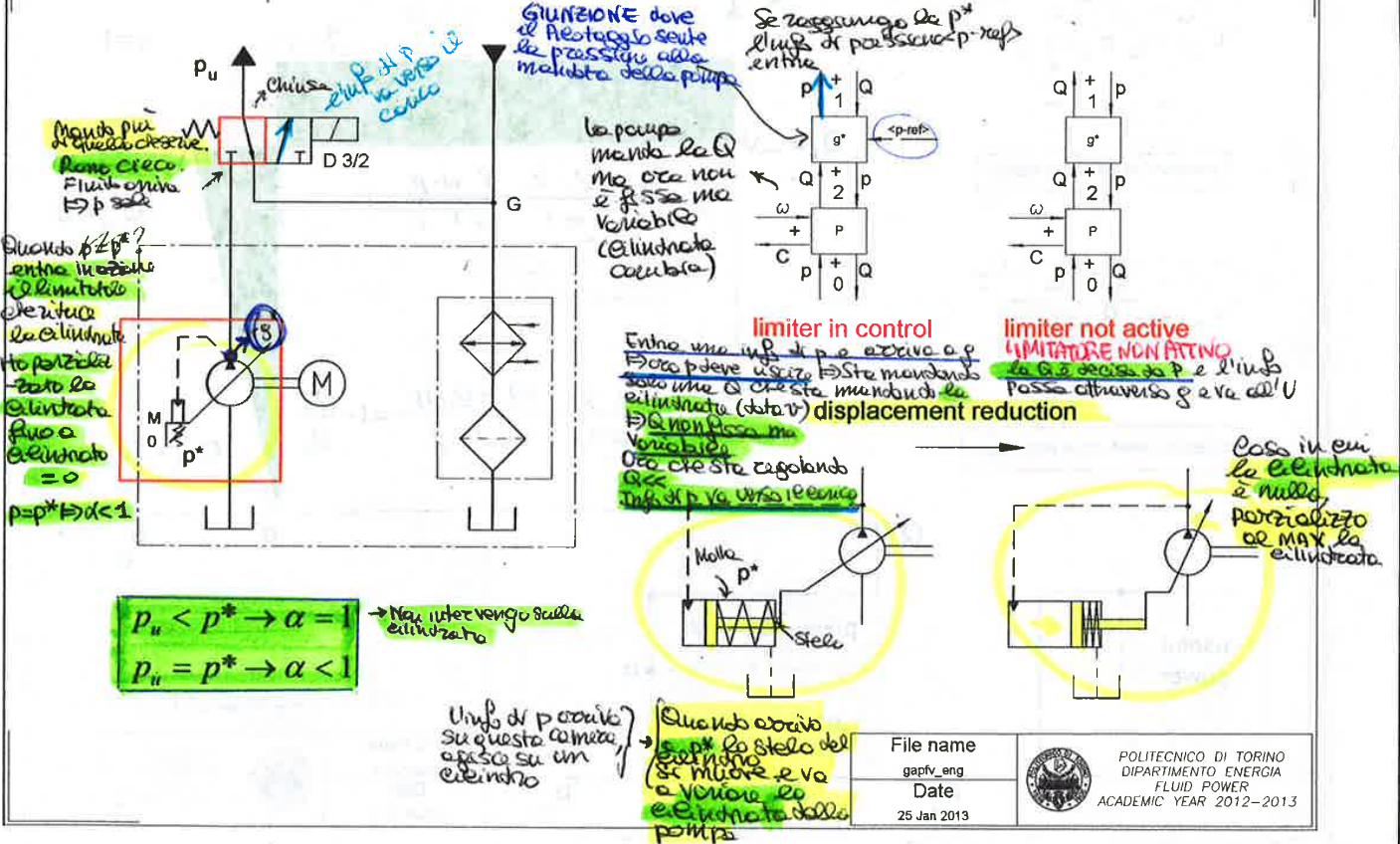
⇒ Diminuisce in modo da ottenere $p = \text{cost}$ fino ad arrivare a valvola a $p = 0$

FISSA

GRUPPO DI AUMENTAZIONE A PRESSIONE VERA

GAPFV: DISPLACEMENT CONTROL VIA AN ABSOLUTE PRESSURE LIMITER

DIRECT ACTING ABSOLUTE PRESSURE LIMITER



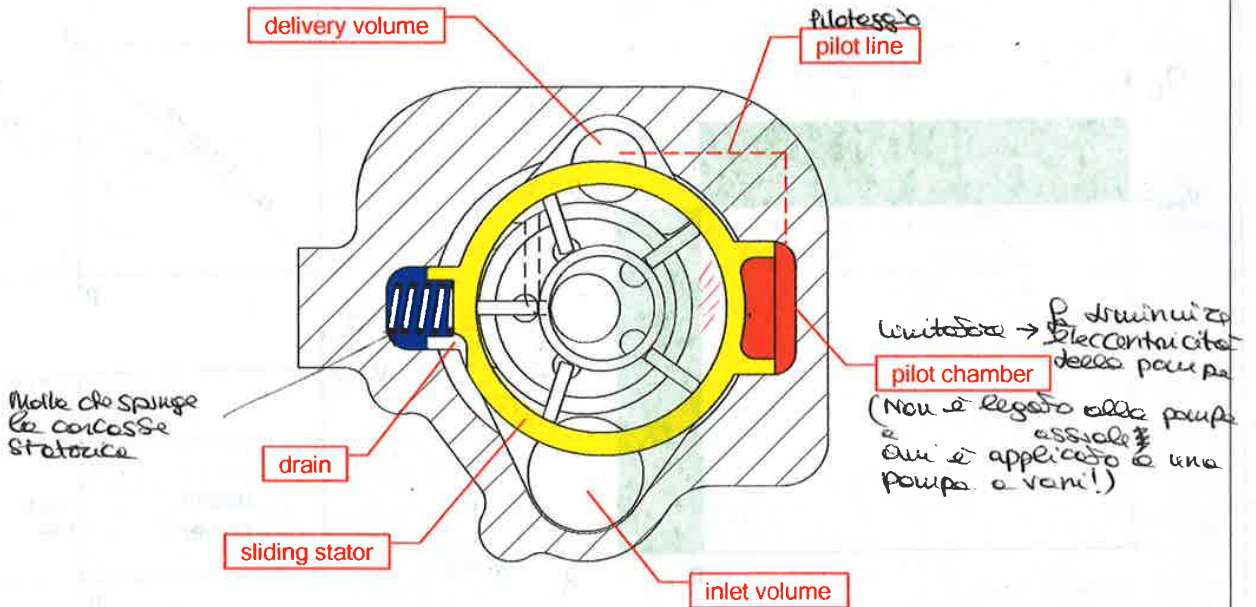
File name	gapfv_eng	 POLITECNICO DI TORINO DIPARTIMENTO ENERGIA FLUID POWER ACADEMIC YEAR 2012-2013
Date	25 Jan 2013	

4/06/13

VANI pompa a palette

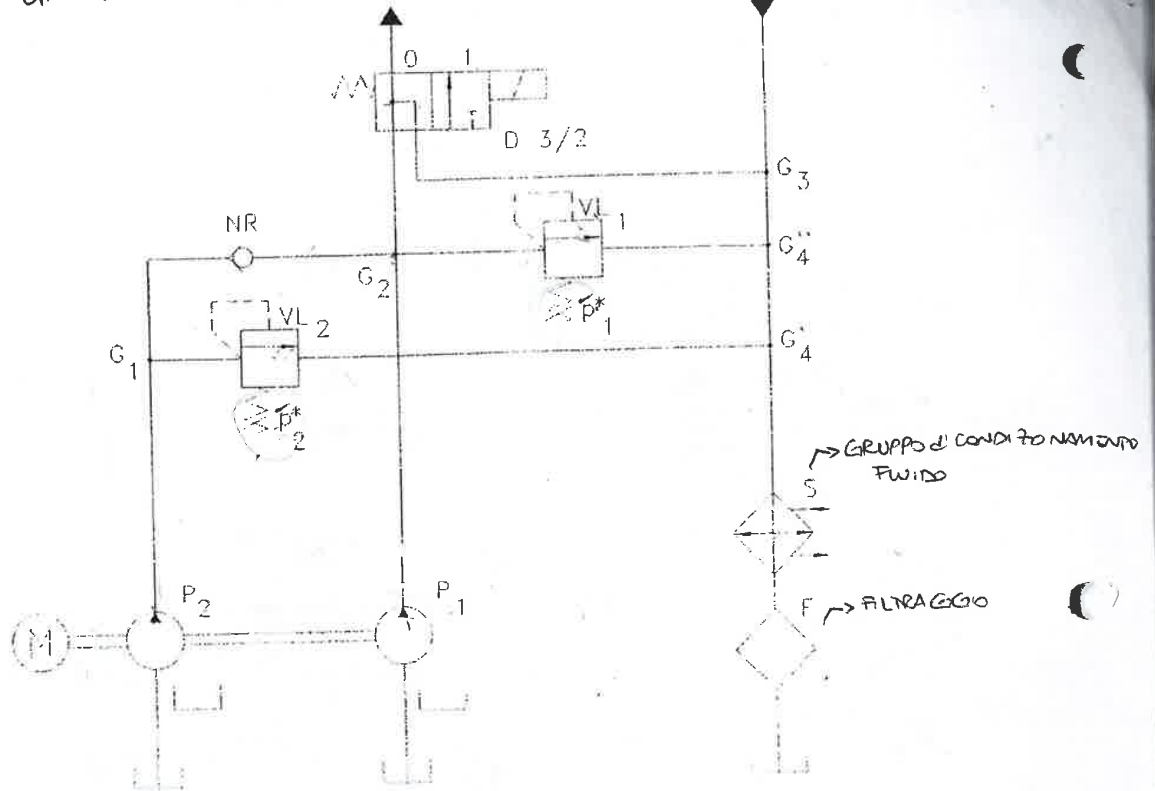
THE CONCEPT APPLIED TO A VARIABLE DISPLACEMENT VANE PUMP

DIRECT ACTING ABSOLUTE PRESSURE LIMITER



File name	 POLITECNICO DI TORINO DIPARTIMENTO ENERGIA FLUID POWER ACADEMIC YEAR 2012-2013
pvavar_eng	
Date	
29 Mar 2013	

GAQVD - GRUPPO D' AUMENTAZIONE CON PORTATA VARIABILE x GRUPPI DI SCRETI



GAQVD

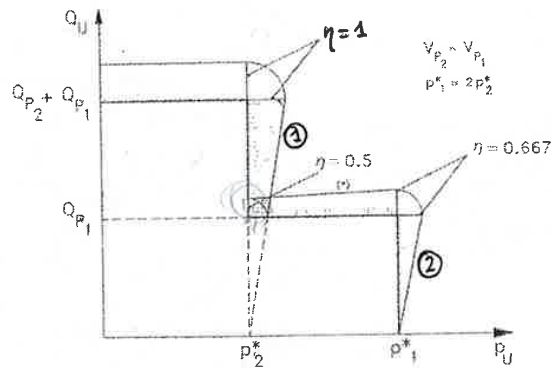


Fig. 13: caratteristica portata pressione del GAQVD

2.2.6 Calcolo del rendimento

Ipotizzando, per semplicità, che le due cilindrate siano uguali e che $p_2^* = \frac{p_1^*}{2}$ si può dimostrare che per il rendimento sul secondo tratto di caratteristica a portata costante si parte da $\eta = 0,5$ per raggiungere il valore $\eta = \frac{2}{3}$ con un andamento crescente non lineare:

$$\eta = \frac{Q_{p1} \cdot p_u}{(C_{p1} + C_{p2}) \cdot \omega} = \frac{V_{p1} \cdot \omega \cdot p_u}{(V_{p1} \cdot p_u + V_{p2} \cdot p_2^*) \cdot \omega} = \frac{V_{p1} \cdot p_u}{V_{p1} \cdot p_u + V_{p2} \cdot p_2^*} = \frac{1}{1 + \frac{p_2^*}{p_u}} \quad (9)$$

infatti per:

$$p_u = p_2^* \text{ allora } \eta = \frac{1}{2}$$

$$p_u = p_1^* \text{ allora } \eta = \frac{2}{3}$$

VALVOLE

Richiesto all'Esame

pag 71 ÷ 105
Nervegno

VALVOLE a CASSETTO

VALVOLE a OTTURATORE

DISTRIBUTORI (Servovalvole)

LIMITATORI DI PRESSIONE NON RITORNO

DISTRIBUTORI (con molla e Solenoide)

POSIZIONAMENTO CONTINUO

POSIZIONAMENTO DISCRETO

Questi RISACI lavorano sul perni per dei labirinti servono a ridurre le fughe

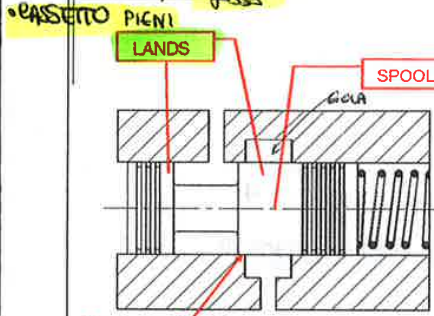
il tutto è affidato alla tolleranza di lavorazione - devo fare attenzione che non ci siano grandi attutiti perché devo garantire dei giochi minimi.

Generalmente le gioco diametriche sono misurate non sul raggio ma sul diametro

Hanno maggiori problemi di fughe

Non sono che migliore tenuta → ce pressione

dove lo stantuffo la parte mobile viene a contatto con quello fisso

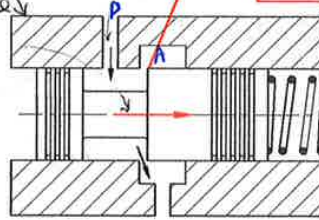


CASSETTO OTTURATORE SPOOL / POPPET PRINCIPLE

ie cassetto si muove orizzontalmente

direzione fluido ↓

SPIGOLINO METRANTE (mobile) METERING EDGE



- FLOW LEAKAGE
- SUITABLE FOR MULTI-POSITION AND MULTI-PORT VALVES
- LONG ACTUATION STROKE

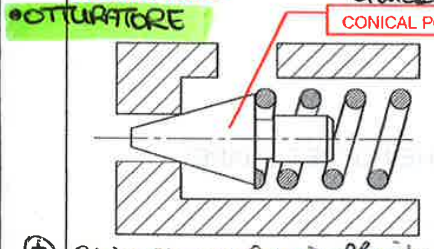
Non posso avere una corsa lunga perché il cassetto è guidato (inclinato con le multiposizioni) ass. Ricordiamo che è ass. ass. simmetrico

- Abiti quando abbiamo valvole multi posizioni (2-3) o più vie (3-4)
- GOOD SEALING - sigillanti
- COMPLICATED DESIGN AS MULTI-POSITION VALVES
- SHORT ACTUATION STROKE

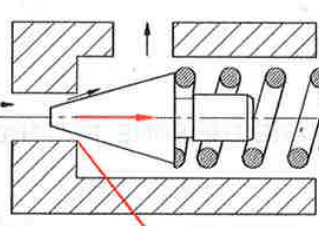
Non posso avere corsa lunga perché la molla non è guidata

Tenuta migliore perché avviene per deformazione di tipo Hertziano per contatto - deformiamo la sfera che si adatta quindi al cono

RIGHIAMENTO CLEARANCE



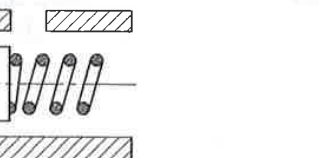
direzione massima del fluido



Qui c'è un maggior di fluido ho un maggior di tenuta OTTURATORE a SFERA

OTTURATORE a PIATTELLO DISK POPPET VALVE

METERING EDGE (fisso)



Appena solleva la sfera, poco subito

Qui la tenuta diventa più critica. Ho un contatto distribuito → più problematico

File name	spool_poppet_eng	POLITECNICO DI TORINO DIPARTIMENTO ENERZIA FLUID POWER ACADEMIC YEAR 2012-2013
Date	07 Jan 2013	

* Esempio popp "POPPET VALVE" →

(invece in quella conica c'è una parte che distribuisce)

Quindi meno il fluido

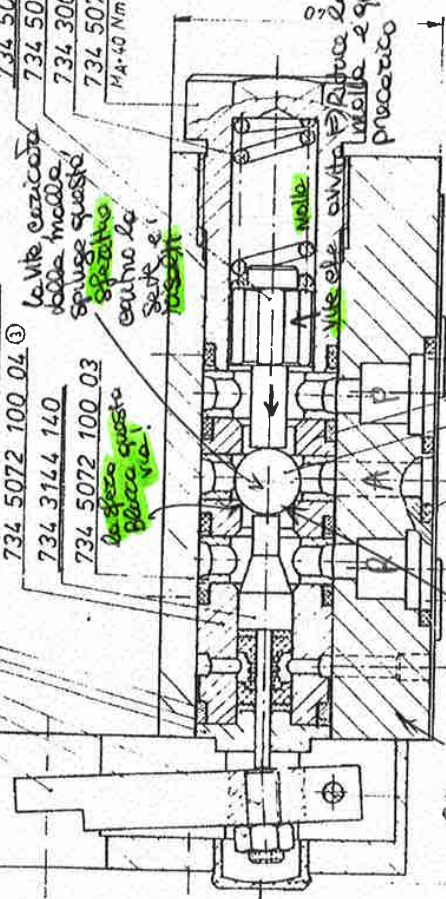
Se ho esigenze di tenuta notevoli è preferibile perché ho un contatto Hertziano di una superficie netta

POPPI VALVE
VALVOLE OTTURATORE
a 2 VIE

Caso completo

- 734 5072 1 01
- 734 5072 1 07
- 000 9340 471 44 01 M5
- 000 9130 481 70 35 M5x14
- 734 5072 100 05 ①
- 761 3018 660 99
- 761 9095 361 16 16x2
- 734 5072 100 04 ①
- 734 3144 140
- 734 5072 100 03

- 734 5018 110
- 734 5072 100 06
- 734 3001 100 01
- 734 5072 100 02
- MA-40 Nm



Quando in il motore di questo motore si spinge su questo albero il villo di azionamento molla sposta la sfera a fondo corsa e si collegano A con T. Se il fondo della impressione non coincide con il fondo A con T.
 001 4720 051 45 71 3x25
 734 5072 100 10
 005 4010 081 40 34 9 10 ②
 761 9095 364 10 7x25

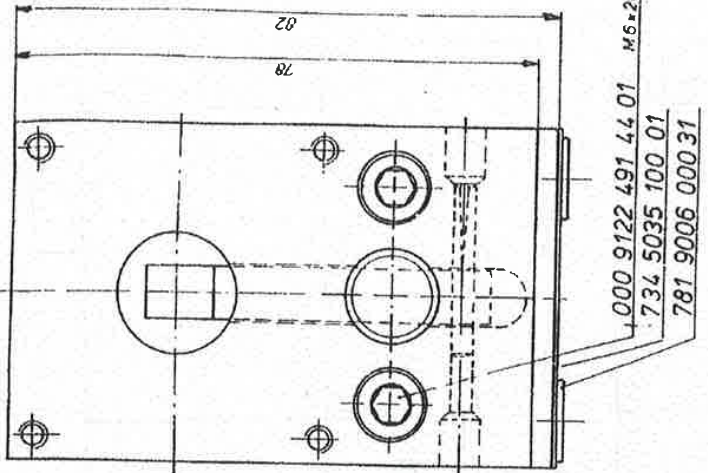
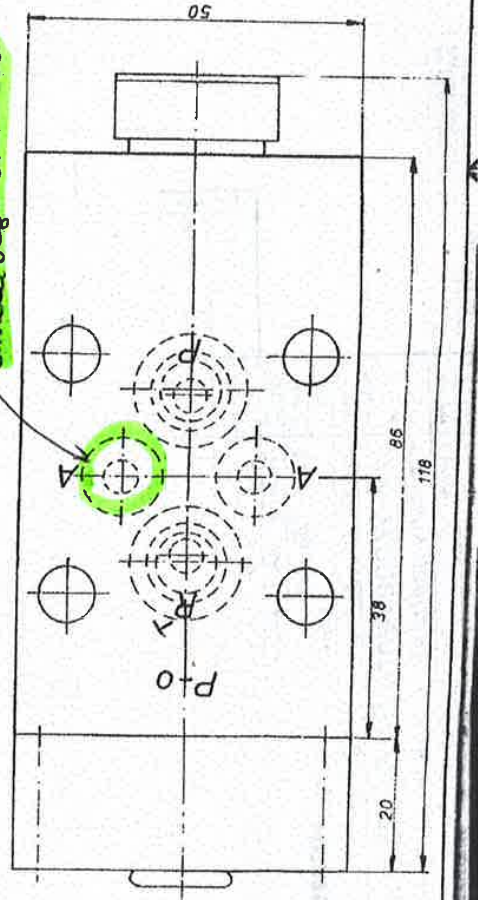
Quando si attiva la molla: P è collegato con A e T (lo scarico) deformato

Quando si attiva la molla: P è collegato con A e T (lo scarico) deformato

Quando si attiva la molla: P è collegato con A e T (lo scarico) deformato

otturatore: c'è sezione di tenuta con contatto a pressione

simboli degli otturatori



- 000 9122 491 44 01 M5x20
- 734 5035 100 01
- 781 9006 000 31

Die Anschlußbezeichnungen P-o, A, P, R deutlich (7mm) und dauerhaft eingeschlagen!

1987	000 9122 491 44 01	M5x20			
1987	734 5035 100 01				
1987	781 9006 000 31				
1987	000 9122 491 44 01	M5x20			
1987	734 5035 100 01				
1987	781 9006 000 31				
1987	000 9122 491 44 01	M5x20			
1987	734 5035 100 01				
1987	781 9006 000 31				

HEMSCHIEDT
 Bgr. 3/2-Wegeventil DN 6-315 bar
 federbelastet geöffnet
 Fr. 2

• Quadrilatero le bocche (A) (B) e (C)
 • Abbiamo una molla ⇒ Gli elementi mobili sono quello su cui si sta
 • Tenute e labirinto ⇒ Ge ambienti sono a p diverse
 • Funali di tenuta ⇒ E' la parte fissa all'esterno, all'interno si sta muovendo
 Statora elemento mobile

Esame



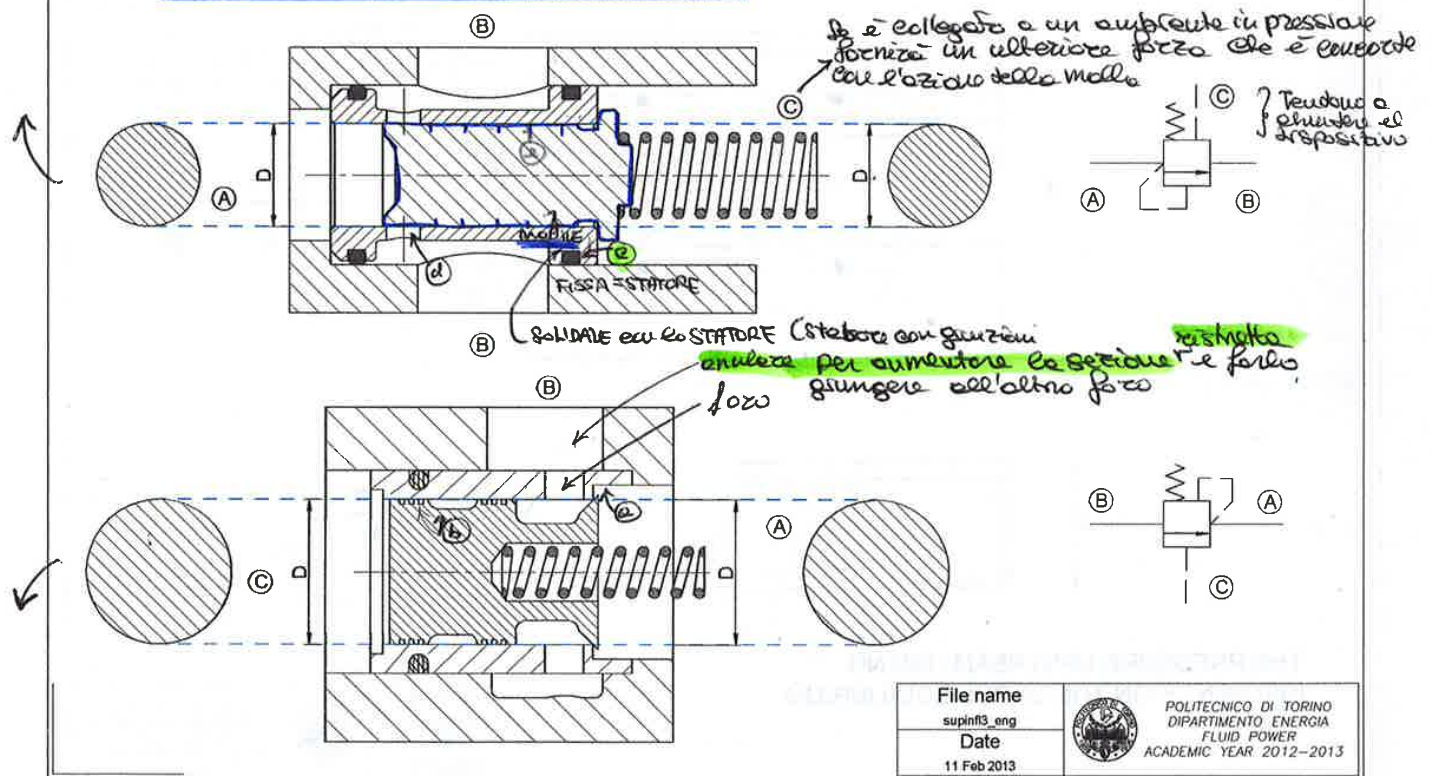
La molla tende a chiudere il dispositivo mobile ⇒ tende a chiudere la comunicazione tra A e B
 Supponiamo che il fluido va da (B) a (A) → il fluido arriva in (d) ma non può aprire la valvola

⇒ il fluido arriva da (A) a (B) : quando p_A riesce a far aprire il cassetto (A) si mette in collegamento con (B)

(B) = Bocca di lavoro
 P = Bocca da cui arriva il fluido in pressione = (A)

NORMALLY CLOSED SPOOL AND POPPET TWO-PORT VALVES

- IN BOTH CASES:
- PRESSURE AT PORT B HAS NO INFLUENCE ON THE SPOOL/POPPET EQUILIBRIUM
 - SAME SURFACE OF INFLUENCE FOR PRESSURES IN A AND C



Valvola attuttrice : Sezione di tenuta per contatto Heliziano (a)
 Parte mobile = mobile
 Tenute Labirinto (b) ⇒ c) sono Ap ma ambienti

In (C) devo avere una forza in apertura

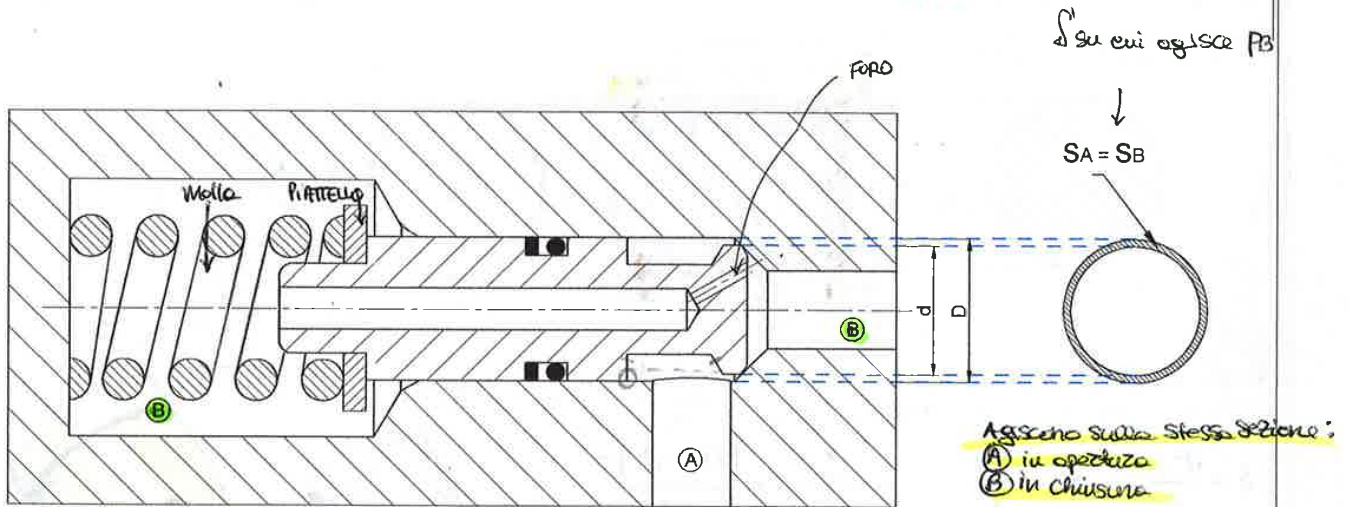
(B) è ininfluente
 La sezione di spinta di (A) non è il diametro D_1 da considerare ma su D perché il fluido uscirà da una parte e dall'altra → (A) agisce in chiusura inizialmente si equiparano non potrebbe essere P!
 ⇒ Ho bisogno di un azionamento (C) { dell'esame non sarebbe (C) } { mette (P) al posto di (B) }
 Il flusso va da (A) → (B) se aperto o da (B) → (A) ? Dipende dalla funzionalità della valvola

è complicato perché piattello con D grande maggiore che distanza ⇒ sarebbe un coeff. di efflusso alle fine molto basso → più forte

La molla agisce sul piattello su cui va a battere e spinge l'otturatore contro la sua sede.
 Ci sono i 2 ambienti A e B e un foro attraverso il quale l'impulso di pressione di B nell'ambiente atmosferico l'ambiente mobile dove c'è la molla.
~~Questa può agire in chiusura~~

ⓑ non può mettere in collegamento i 2 canali perché agisce in chiusura. ⇒ l'unica possibilità è che p(A) apra la valvola

NORMALLY CLOSED TWO-PORT POPPET VALVE



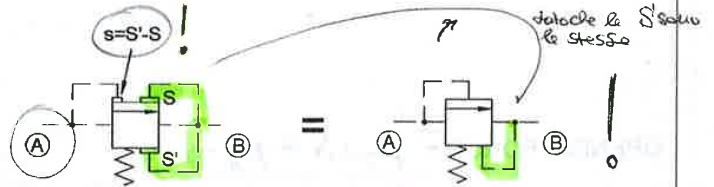
Agiscono sulla stessa sezione:
 ⓐ in apertura
 ⓑ in chiusura

$$S = \frac{d^2 \pi}{4}$$

$$S' = \frac{D^2 \pi}{4}$$

$$s = S' - S = S_A = S_B = \frac{(D^2 - d^2) \pi}{4}$$

Superficie netta = corona circolare ⇒ (contributo netto)
 la pressione agirà in verso opposto con quello della molla



Molletta: Molla non preaccata / tarabile

File name	supinfis_eng	 POLITECNICO DI TORINO DIPARTIMENTO ENERGIA FLUID POWER ACADEMIC YEAR 2012-2013
Date	11 Feb 2013	
11 Feb 2013		

Questo è la stessa S su cui agisce la pressione di A! ⇒ Su 7 è attiva sia pB che pA! (la S' è la stessa)

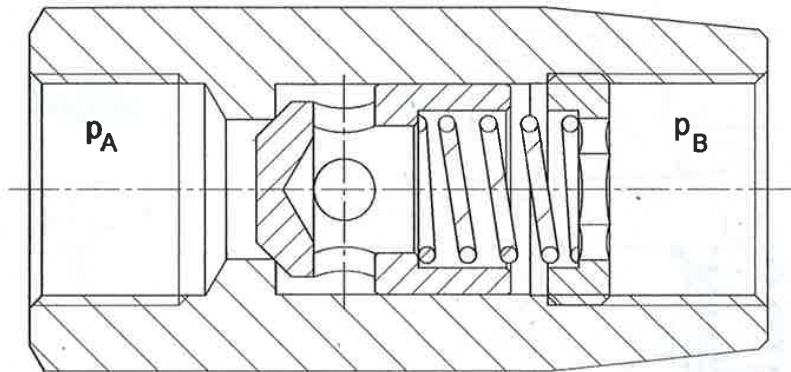
OSS: MOLLA TARABILE o NONTARABILE

se c'è un copricchio che permette di regolare lo schiacciamento della molla

Non c'è

VALVOLA di NON RITORNO
CHECK (NON RETURN) VALVE

IN-LINE MOUNTING CONSTRUCTION
 MONTAGGIO IN LINEA (Montatura in linea lungo l'asse del condotto)



Non ritorno:
 quando il fluido
 scorre in A

A
 la valvola va a fondo corsa, poi mette la molla del ritorno quindi con il tempo il fluido scivola ad avviarlo fino a che non arriva a fondo corsa

B
 Non posso tarare il precarico che è piccolo (perché è VR)
 Nulla mi permette di registrare il precarico della molla

Per un precarico vuol dire ridurre la lunghezza rispetto alla lunghezza nominale

In regulating conditions

il flusso è concentrato quando

$$p_A = p_B + \frac{f_s}{S} = p_B + p^*_{NR}$$

Sezione del cilindro che sta davanti al corpo mobile

File name	 POLITECNICO DI TORINO DIPARTIMENTO ENERGIA FLUID POWER ACADEMIC YEAR 2012-2013
NR002_eng	
Date	
17 Apr 2013	

Se arriva un fluido con $p_B > p_A$, la valvola non si apre perché la maggiore pressione non fa altro che abbattere in chiusura l'elemento mobile

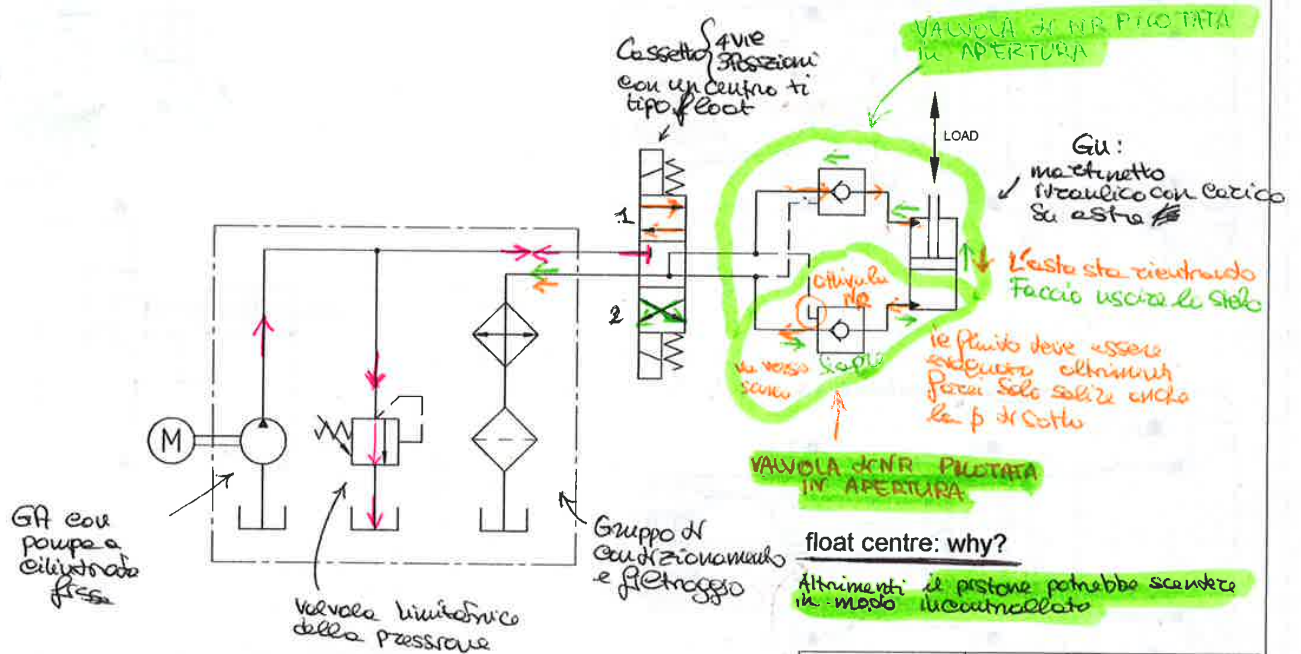
Perché FLOAT CENTRE?


Valvole con più vie ^(posizioni) è più probabile che siano valvole a cassetto. (e)
 I cassetti sono soggetti a fughe (da AP a P inferiore). Se quindi ci fosse una fuga *
 È più semplice per il fluido in P scappare verso una delle due valvole di NR
 Dalla posizione iniziale il pistone si è mosso.
 È più facile bloccare il cilindro in una posizione con questa valvola a float
 in cui metto a scacco entrambe le valvole ⇒ Sono sicuro del risultato perché
 la tenuta lo fanno queste valvole che sono valvole otturate ⇒ Risultato migliore
 ⇒ Riesco a bloccare il cilindro in una posizione (LOCKING OF CYLINDER)
 *Scappa verso una di queste 2 camere ⇒ attivo la valvola verso il basso e vedo il pistone che si muove
 Essendo in pressione attivo anche la valvola in basso che si apre e fa fuoriuscire un
 po' di olio ⇒ dalla posizione iniziale il pistone si è mosso

Questo è imp. Soprattutto se il pistone è posto verticalmente

Applicazione della valvola di NR pilotata in apertura
APPLICATION OF A PILOTED CHECK VALVE

LOCKING OF A CYLINDER



File name cylinder_locking_eng	 POLITECNICO DI TORINO DIPARTIMENTO ENERGIA FLUID POWER ACADEMIC YEAR 2012-2013
Date 20 Feb 2013	

Nella posizione centrale isola il GA dalle altre bocche ⇒ Tutto quello che manda va a scaccio.

- Aziono il solenoide in alto → attivo 1
 linea di mandata collegata VNR ed entra in pressione nella camera superiore del manometro ⇒ l'asta sta rientrando ⇒ il fluido sotto deve essere espulso c'è una VNR, ⇒ il fluido esce e va verso lo scaccio
- Corsa di rientro → attivo 2
 la info di P viene trasferita in basso ⇒ VNR si apre ⇒ lo stantuffo sale ⇒ l'asta fuoriesce → raggiungo P → fluido passa e va a scaccio