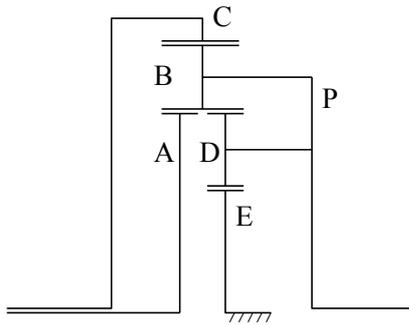


Problema 1. Si consideri il rotismo epicicloidale riportato in figura, funzionante a regime e con rendimento unitario.



Dati:

numeri di denti $Z_E = 35$, $Z_D = 21$, $Z_B = 21$,

Velocità angolare di A, $\omega_A = 100$ rpm,

Velocità angolare di E, $\omega_E = 0$ rpm,

Coppia agente su C, $C_C = -100$ Nm,

Coppia agente su P, $C_P = -80$ Nm.

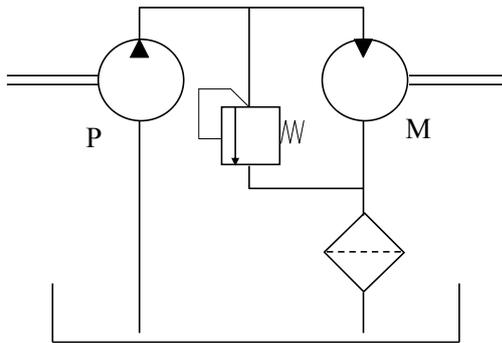
Calcolare:

Velocità angolare di P, ω_P ,

Velocità angolare di C, ω_C ,

Coppia agente su E, C_E .

Problema 2. Si consideri la trasmissione idrostatica schematizzata in figura.



Dati:

Cilindrata pompa $V_P = 120$ cm³ e motore $V_M = 150$ cm³,

Rendimenti volumetrici $\eta_{VP} = \eta_{VM} = 0.95$,

Rendimenti meccanici $\eta_{MP} = \eta_{MM} = 0.80$,

Velocità angolare pompa $n_P = 1000$ rpm,

Salto di pressione pompa $\Delta p_P = 3$ bar,

Caduta di pressione condotto pompa-motore $\Delta p_C = 0.2$ bar.

Calcolare:

Portata Q (litri/minuto),

Coppia necessaria per azionare la pompa C_P (Nm),

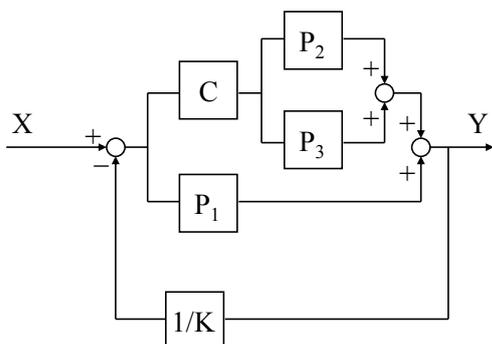
Velocità angolare motore n_M (rpm),

Potenza meccanica erogata dal motore P_M (W),

Come modificare la cilindrata della pompa per ottenere un rapporto di trasmissione $\tau = 1.2$.

Problema 3. Si consideri un sistema oscillante a singolo grado di libertà con massa m e rigidità k (di tipo sottosmorzato). Calcolare con trasformate di Laplace la risposta al gradino unitario $u(t)$ in caso di spostamento iniziale nullo e velocità iniziale pari a V .

Problema 4. Si consideri il sistema controllato dal controllore C con disturbo $d(t)$ schematizzato in figura.



Dati:

$$P_1 = \frac{s}{1 + \tau_1 s^2}, \quad P_2 = \frac{1}{1 + \tau_2 s}, \quad P_3 = \frac{1}{s^2(1 + \tau_3 s)}$$

$$K = 1, \quad C = \frac{K_C}{s^n}, \quad x(t) = \frac{t^3}{6} u(t)$$

Calcolare:

Funzione di trasferimento dell'errore,

n per ottenere un errore a regime finito non nullo,

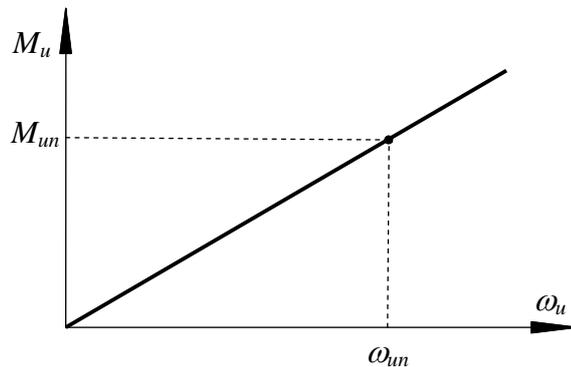
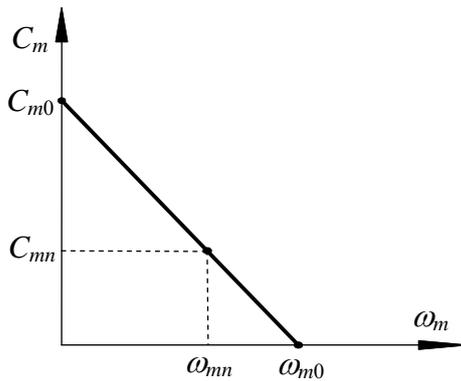
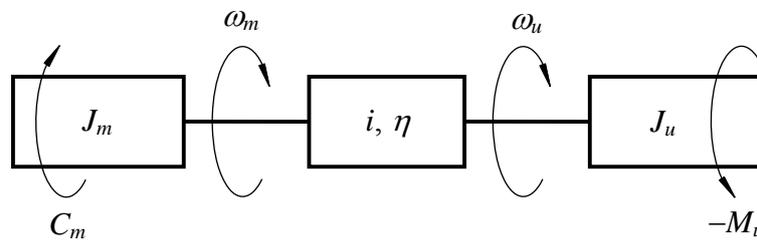
K_C per cui l'errore a regime è minore o uguale a 0.001.

STUDIO DI UN TRANSITORIO D'AVVIAMENTO

Si consideri l'impianto illustrato in figura, costituito da un motore, un riduttore ed una macchina operatrice. Quest'ultima è modellabile mediante un'inerzia J_u ed una coppia resistente M_u . Sono note le caratteristiche meccaniche (lineari) del motore e della macchina operatrice. Sono assegnati, in particolare:

- i dati caratteristici del motore, ovvero la potenza nominale $P_{mn} = 3.0\text{kW}$, la velocità nominale $n_{mn} = 1200\text{rpm}$, la velocità a vuoto $n_{m0} = 1500\text{rpm}$ ed il momento d'inerzia $J_m = 0.03\text{kgm}^2$;
- i dati caratteristici dell'utilizzatore, ovvero la potenza nominale $P_{un} = 2.5\text{kW}$, la velocità nominale $n_{un} = 280\text{rpm}$ ed il momento d'inerzia $J_u = 20.0\text{kgm}^2$;
- i dati caratteristici del riduttore, ovvero il rapporto di trasmissione $i = \omega_m/\omega_u = 5.3$ ed il rendimento $\eta = 0.95$ (il momento d'inerzia del riduttore è trascurabile).

Si determini la condizione di funzionamento a regime (C_{mR} , ω_{mR}) e si stimi il tempo necessario all'avviamento mediante il calcolo della coppia motrice media e della coppia resistente media. Si calcoli, quindi, il tempo d'avviamento necessario a raggiungere la velocità convenzionale $0.98\omega_{mR}$ mediante l'integrazione dell'equazione del moto.

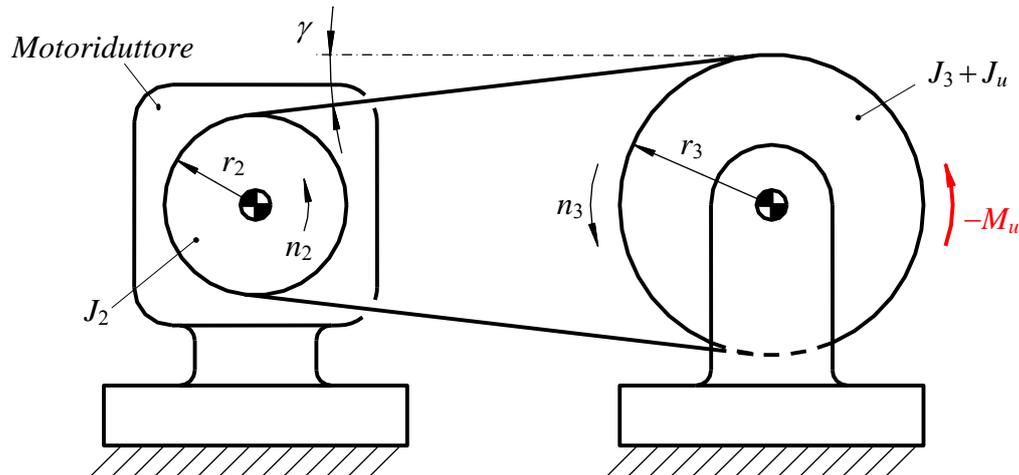


SCELTA DEL MOTORIDUTTORE CON TRASMISSIONE A CINGHIA

Si consideri la macchina rappresentata in figura, in cui un motoriduttore coassiale, azionato da un motore asincrono trifase a 4 poli, trascina la puleggia motrice (denotata dal pedice 2) di una trasmissione a *cinghia dentata*. La puleggia condotta (denotata dal pedice 3) deve ruotare, a regime, alla velocità $n_{3R} \approx 30$ rpm, trascinando un macchina operatrice modellabile con un'inerzia $J_u = 30 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ed una coppia resistente costante $M_u = 400 \text{ N} \cdot \text{m}$. I raggi primitivi ed i momenti d'inerzia delle pulegge 2 e 3 sono, rispettivamente, $r_2 = 15 \text{ cm}$, $J_2 = 10 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $r_3 = 30 \text{ cm}$, $J_3 = 10 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$; l'angolo d'inclinazione di ciascun ramo rispetto all'orizzontale è $\gamma = 10^\circ$; il rendimento della trasmissione a cinghia è $\eta_c = 0.97$. L'azionamento deve avviarsi ogni 10 minuti, operando con rapporto d'intermittenza $RI = 60\%$, e funzionando 4 ore al giorno per 320 giorni all'anno, per 10 anni. I sovraccarichi possono ritenersi moderati.

Adoperando il catalogo allegato, si scelga il motoriduttore opportuno e si verifichi:

- il funzionamento a regime,
- il tempo approssimativo d'avviamento (sotto carico),
- la frequenza d'avviamento,
- il carico radiale sull'albero d'uscita del motoriduttore,
- la coppia massima istantanea sull'albero d'uscita del motoriduttore, dimostrando la formula impiegata.



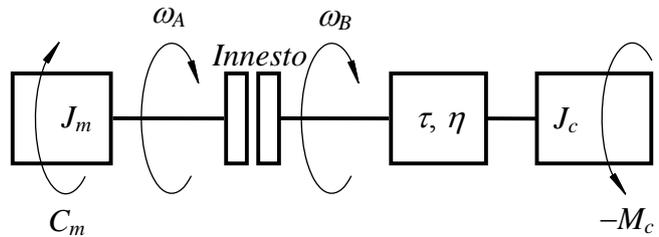
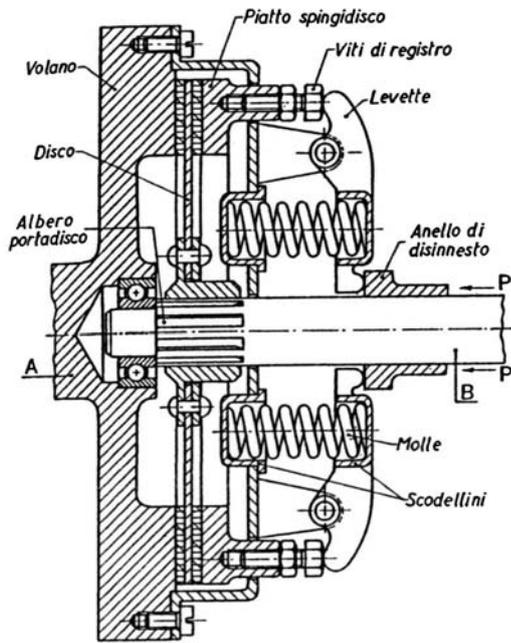
INNESTO A FRIZIONE

Si descriva la frizione rappresentata in figura, evidenziando la funzione ricoperta dai suoi organi principali nelle fasi d'innesto e disinnesto.

Inoltre, ipotizzando che:

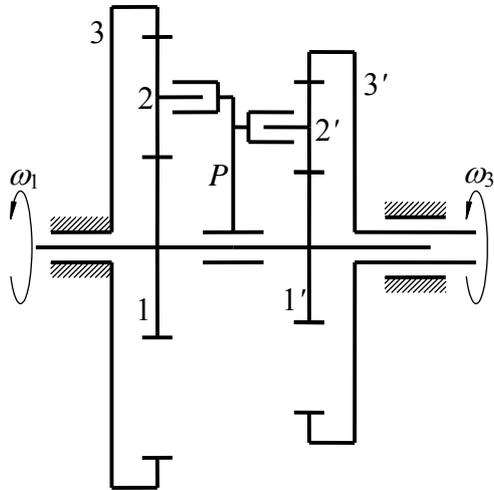
- l'albero motore A sia connesso ad un motore asincrono trifase avente momento d'inerzia J_m ,
- l'albero condotto B sia connesso ad un riduttore avente rapporto di trasmissione τ e rendimento η ,
- il riduttore sia connesso ad un carico modellabile mediante un momento d'inerzia J_c ed una coppia resistente M_c ,

si scrivano le equazioni differenziali del moto degli alberi A e B durante le fasi di strisciamento e aderenza dell'innesto, e si diagrammi qualitativamente il corrispondente andamento nel tempo delle velocità angolari ω_A e ω_B , nel caso in cui il motore parta da fermo con frizione disinserita.



ROTISMO EPICICLOIDALE COMPOSTO

Si consideri il rotismo composto illustrato in figura, in cui risulta: $z_1 = 64$, $z_2 = 16$, $z_3 = 96$, $z'_1 = 42$, $z'_2 = 18$ e $z'_3 = 78$. Si calcoli il rapporto di trasmissione $\tau = \omega'_3 / \omega_1$.



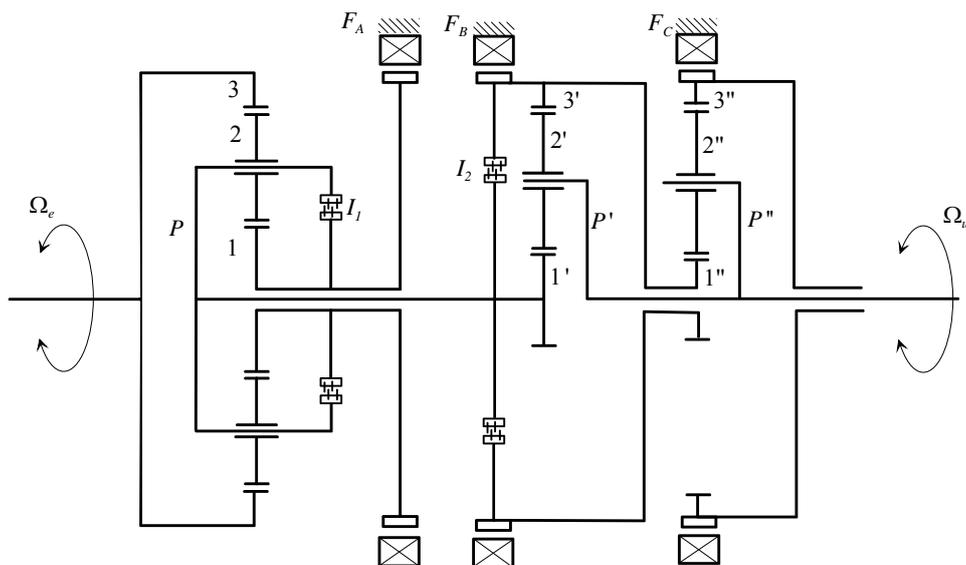
CAMBI ORDINARI

Si schizzi, in modo schematico un cambio ordinario, munito di retromarcia, con secondario di rinvio.

Lo schizzo deve contenere tutti gli organi e gli accoppiamenti funzionalmente rilevanti, e deve essere succintamente commentato.

CAMBIO EPICICLOIDALE

Si consideri il cambio epicicloidale illustrato in figura, in cui risulta: $z_1 = 42$, $z_2 = 18$, $z_3 = 78$; $z'_1 = 64$, $z'_2 = 16$, $z'_3 = 96$; $z''_1 = 24$, $z''_2 = 22$, $z''_3 = 68$.



Si calcolino i rapporti di trasmissione ottenibili azionando rispettivamente:

- i freni F_A e F_B ;
- l'innesto I_1 ed il freno F_B ;
- il freno F_A e l'innesto I_2 .

DIMENSIONAMENTO DI UN RIDUTTORE EPICICLOIDALE (PUNTI 12)

Si consideri il paranco elettrico rappresentato in figura. Il tamburo di avvolgimento è trascinato, mediante un rotismo epicicloidale, da un motore elettrico asincrono trifase a 6 poli. Ciascuno stadio del riduttore è del tipo classico a tre ruote (il solare è movente, il portasatelliti è cedente, la corona esterna è fissa). Il diametro del tamburo è $D = 380\text{mm}$. Il carico dev'essere sollevato, mediante una puleggia mobile, alla velocità $v \approx 12\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$.

Si esegua il dimensionamento cinematico del riduttore, determinando in particolar modo:

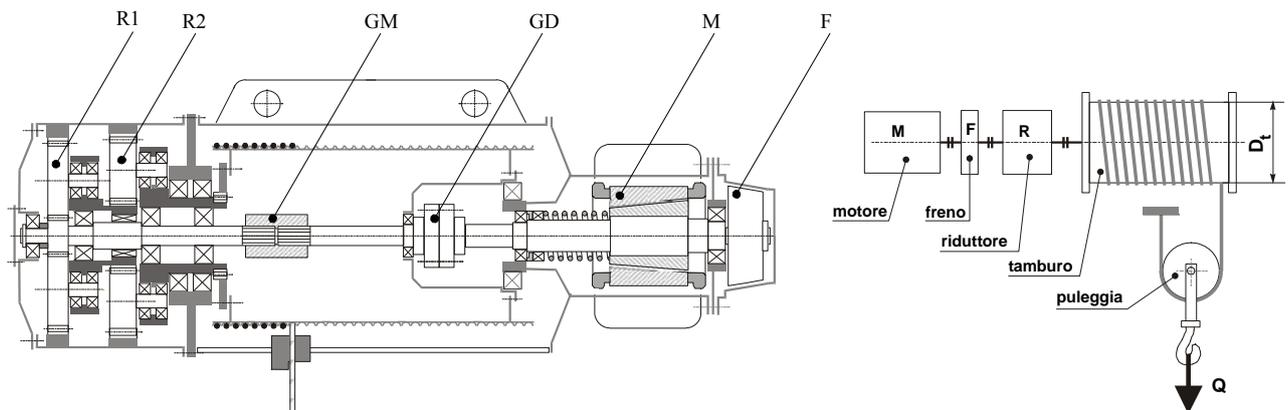
- il rapporto di trasmissione complessivo,
- il rapporto di trasmissione di ciascuno stadio di riduzione,
- il numero di denti delle ruote del *primo* stadio di riduzione, nonché il numero di satelliti impiegati.

Si assuma che:

- le ruote siano normali,
- il rapporto di trasmissione di ciascuno stadio di riduzione non sia inferiore a $1/8$,
- la forza d'inerzia sul portasatelliti sia equilibrata,
- il numero di denti di ciascuna ruota sia almeno pari a 17 e soddisfi la seguente condizione di non interferenza:

$$z_i \geq \frac{2\tau_{ij}}{-1 + \sqrt{1 + \tau_{ij}(2 + \tau_{ij})\sin^2 \alpha}}, \quad \alpha = 20^\circ, \quad \tau_{ij} = \pm \frac{z_i}{z_j}, \quad z_i < z_j.$$

È necessario motivare le formule impiegate.



POMPA AD INGRANAGGI

Si schizzi, in modo schematico, una pompa ad ingranaggi e si determini un'espressione analitica (approssimata) della sua cilindrata. Lo schizzo dev'essere opportunamente commentato.

AZIONAMENTO OLEODINAMICO ELEMENTARE

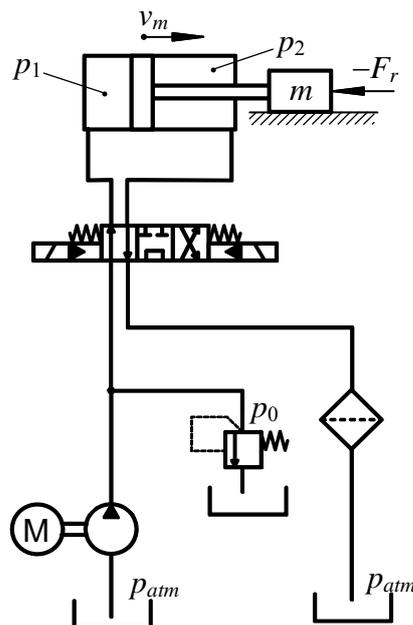
Il cilindro del circuito oleodinamico rappresentato in figura deve azionare, durante la fase di *fuoriuscita* dello stelo, una massa $m = 750\text{ kg}$ alla velocità $v_m \approx 10\text{ cm}\cdot\text{s}^{-1}$, vincendo un carico resistente *continuo* pari a $F_r = 95\text{ kN}$. La massa si muove su una guida *orizzontale*. Si può ritenere che:

- i rendimenti volumetrico e meccanico del cilindro oleodinamico siano pari, rispettivamente, a $\eta_{vm} \approx 0.97$ e $\eta_{mm} \approx 0.93$ (η_{mm} include le perdite relative al moto della massa sulla propria guida);
- i rendimenti volumetrico e meccanico della pompa siano pari, rispettivamente, a $\eta_{vp} \approx 0.97$ e $\eta_{mp} \approx 0.98$.

Le perdite di carico in tutte le altre parti del circuito sono trascurabili ed il serbatoio è alla pressione atmosferica.

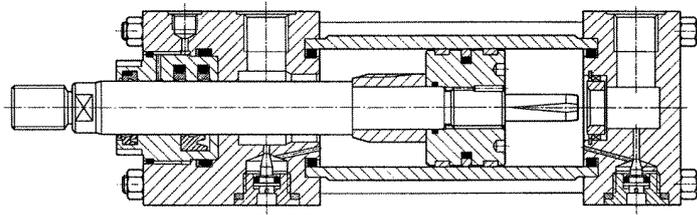
Adoperando i cataloghi allegati, si scelgano il *cilindro*, la *pompa* ed il *motore elettrico* opportuni, assumendo che quest'ultimo sia asincrono a 4 poli.

Inoltre, si verifichi il funzionamento a regime dell'azionamento e, assumendo che la valvola limitatrice di pressione sia tarata ad un valore superiore di 5 bar alla pressione di esercizio del cilindro, si calcoli l'accelerazione dello stelo durante il transitorio d'avviamento.



Cilindri oleoidraulici tipo CK e CH [®] standard a testate quadre

a norme ISO 6020-2 - 1991. DIN 24554. AFNOR NFE 48-016
a doppio effetto - pressione nominale 160 bar - pressione massima 250 bar



Nella tabella sono riportati i valori delle sezioni utili di spinta e tiro per le diverse combinazioni dimensionali stelo/pistone.

Pistone [mm]	25	32	40	50	63	80	100	125	140	160	180	200	250	320	400			
Sez. spinta A1-[cm ²]	4,9	8,0	12,6	19,6	31,2	50,3	78,5	122,7	153,9	201,1	254,5	314,2	490,9	804,2	1256,6			
Stelo [mm]	12 18 14 22	18 22 28	22 28 36	28 36 45	36 45 56	45 56 70	56 70 90	70 90 90	70 90 110	110 110 140	140 140 180	180 180 220	220 220 280					
Sez. tiro A2-[cm ²]	3,8 2,4	6,5 4,2	10,0 8,8	6,4 15,8	13,5 9,6	25,0 21,0	15,3 40,1	34,4 25,6	62,6 53,9	40,1 98,1	84,2 59,1	90,3 162,6	137,4 106,0	159,4 250,5	160,2 336,9	236,4 594,8	424,1 876,5	640,9

POMPE OLEODINAMICHE:

TIPO TYPE	CILINDRATA DISPLACEMENT	PORTATA a 1500 giri/min FLOW at 1500 rev/min	PRESSIONI MASSIME MAX PRESSURE			VELOCITÀ MASSIMA MAX SPEED	DIMENSIONI DIMENSIONS					
			P ₁	P ₂	P ₃		L	M	d	D	h	H
			cm ³ /giro [cm ³ /rev]	litri/min [litres/min]	bar		bar	bar	mm	mm	mm	mm
ALP3-D-30	20	29	230	250	270	3500	64	129,5	27	19	56	56
ALP3-D-33	22	31	230	250	270	3500	64,5	130,5	27	19	56	56
ALP3-D-40	26	37	230	250	270	3000	66	133,5	27	19	56	56
ALP3-D-50	33	48	220	240	260	3000	68,5	138,5	27	19	56	56
ALP3-D-60	39	56	220	240	260	3000	70,5	142,5	27	19	56	56
ALP3-D-66	44	62	220	240	260	2800	72	145,5	27	27	51	51
ALP3-D-80	52	74	200	220	240	2400	75	151,5	27	27	56	56
ALP3-D-94	61	87	180	200	220	2800	78	157,5	33	27	62	51
ALP3-D-110	71	101	170	180	200	2500	81,5	164,5	33	27	62	51
ALP3-D-120	78	112	160	170	190	2300	84	169,5	33	27	62	51
ALP3-D-135	87	124	140	150	170	2000	87	175,5	33	27	62	51

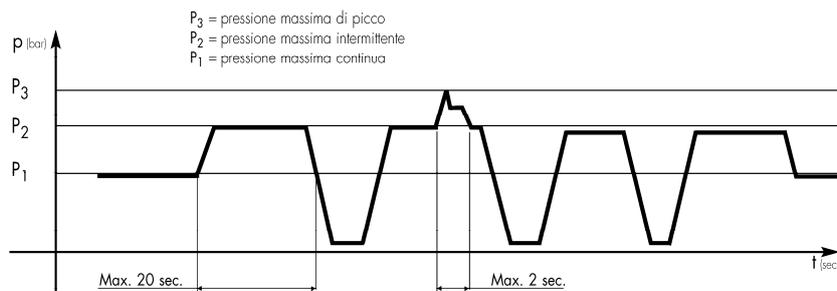


Diagramma pressione in funzione del tempo.

+ catalogo motori

(che qui non viene riportato e quindi, in queste condizioni, la scelta effettiva del motore non è effettuabile)

OSCILLAZIONI TORSIONALI INDOTTE DAL GIUNTO DI CARDANO

Si consideri l'impianto illustrato in figura, costituito da un motore elettrico M , un giunto di Cardano G , un albero di trasmissione A ed un utilizzatore U . L'albero ha inerzia trascurabile e rigidità torsionale K_a , mentre l'utilizzatore è modellabile come un'inerzia rotante J_u perfettamente rigida (carico inerziale). Per quanto concerne il giunto, α è l'angolo di articolazione, mentre φ_1 e φ_3 sono gli angoli di rotazione degli alberi, rispettivamente, d'ingresso e d'uscita. Infine, θ è l'angolo di rotazione dell'utilizzatore.

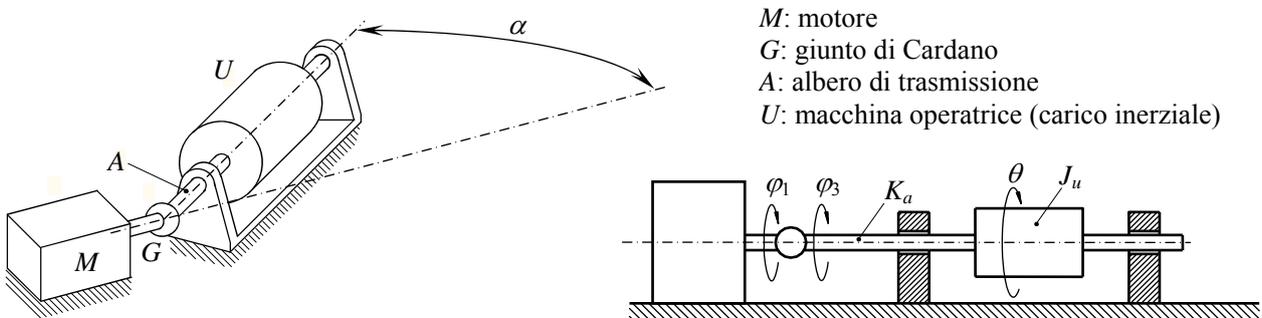
Assumendo che la velocità angolare dell'albero motore (e dunque dell'albero d'ingresso del giunto) sia costante e che il rapporto di trasmissione del giunto possa esprimersi con la formula approssimata

$$\tau = \frac{\Omega_3}{\Omega_1} = \frac{\dot{\varphi}_3}{\dot{\varphi}_1} \approx 1 - \frac{\alpha^2}{2} \cos(2\varphi_1),$$

si ricavi l'equazione differenziale che presiede al moto dell'utilizzatore.

Si integri, quindi, l'equazione suddetta, determinando:

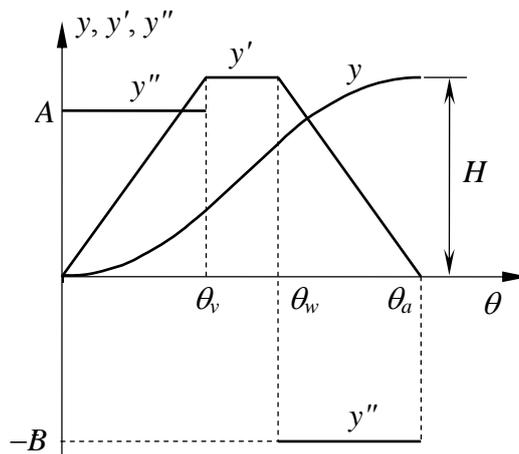
- la funzione $\theta(\varphi_1)$ del moto di *regime* dell'utilizzatore,
- la formula che fornisce la prima velocità critica del sistema.



LEGGE DI MOTO AD ACCELERAZIONE COSTANTE A TRATTI

Si consideri la legge di moto ad accelerazione costante a tratti rappresentata in figura (θ e y sono, rispettivamente, le variabili di posizione del movente e del cedente). Sono assegnati θ_v , θ_w , θ_a e H , mentre A e B sono incogniti.

Si determinino il coefficiente di velocità c_v , i coefficienti di accelerazione c_{a-} e c_{a+} , ed i coefficienti di coppia c_{k-} e c_{k+} . Inoltre, nel caso in cui $\theta_w = \theta_a - \theta_v$, si determini il valore di θ_v per cui il coefficiente di coppia è minimo.



ANALISI CINETOSTATICA DI UN MECCANISMO A CAMMA

Si consideri il meccanismo camma–punteria centrata rappresentato in figura. La legge di moto simmetrica imposta alla punteria è ad accelerazione costante a tratti. θ e y sono, rispettivamente, le variabili di posizione del movente e del cedente. Quest'ultimo si muove lungo la direzione verticale e la velocità angolare della camma si può ritenere costante. Sono assegnati: l'angolo $\theta_v = 60^\circ$, l'alzata $H = 20\text{ mm}$, la velocità $n = 700\text{ rpm}$ della camma, il raggio base $R_0 = 20\text{ mm}$ della camma, il raggio della rotella $r = 3\text{ mm}$, le distanze $a = 70\text{ mm}$ e $b = 25\text{ mm}$, la massa complessiva del cedente $m = 1.3\text{ kg}$, il coefficiente d'attrito di strisciamento nel contatto tra stelo e collari $f = 0.2$. Si possono trascurare gli attriti nelle altre coppie cinematiche. La forza esercitata dalla molla è pari a $T_0 + Ky$, con $T_0 = 8\text{ N}$ e $K = 3.2\text{ N/mm}$. Si determinino:

- lo spostamento, la velocità e l'accelerazione del cedente, nonché l'angolo di spinta della camma, nell'istante in cui $\theta = \theta_v^-$,
- le forze trasmesse dalla camma e dai collari alla punteria nel medesimo istante.

