

*Appunti su*

***ROTISMI EPICICLOIDALI***

BOZZA

BOZZA

*In queste poche pagine si raccolgono  
alcune considerazioni cinematiche e dinamiche  
sui riduttori epicicloidali.*

*Questi appunti, attualmente ancora in bozza,  
no pretendono di essere esaurienti o di sostituire trattazioni  
riportate in libri di testo, ma sperano di essere utili a chi studia l'argomento.*

BOZZA

BOZZA

# 1. – Generalità su rotismi epicicloidali convenzionali

Per rotismo si intende un sistema di ruote dentate ingranate fra loro in modo che il movimento di una provochi un movimento per altre. I rotismi epicicloidali si distinguono dai rotismi ordinari per il fatto che almeno una ruota ha asse mobile. Essi possono essere ad uno o più stadi. I rotismi epicicloidali sono a più gradi di libertà, cioè hanno più alberi indipendenti nel loro moto. Se si vincolano alcuni alberi, per esempio si impone velocità nulla, si può avere un rotismo ad un solo grado di libertà. Questo significa che due alberi hanno un rapporto fisso tra le loro velocità angolari. In questo caso si ha un riduttore quando la velocità angolare dell'albero in uscita è minore di quella in entrata; si ha un moltiplicatore se avviene il contrario. I vantaggi dell'uso di rotismi epicicloidali, in particolare come riduttori, sono un rapporto di trasmissione che può raggiungere valori anche molto elevati; potenze trasmissibili grandi con ingombri e masse ridotti, rispetto ad una soluzione di trasmissione con rotismi ordinari, cosa ancora più evidente se sono impegnati più satelliti in parallelo. Per contro ci sono alcuni svantaggi: in particolare i rendimenti sono bassi per alti rapporti di trasmissione.

## 1.1 - Rotismi epicicloidali monostadio

### 1.1.1 – Riduttori, rapporto di trasmissione

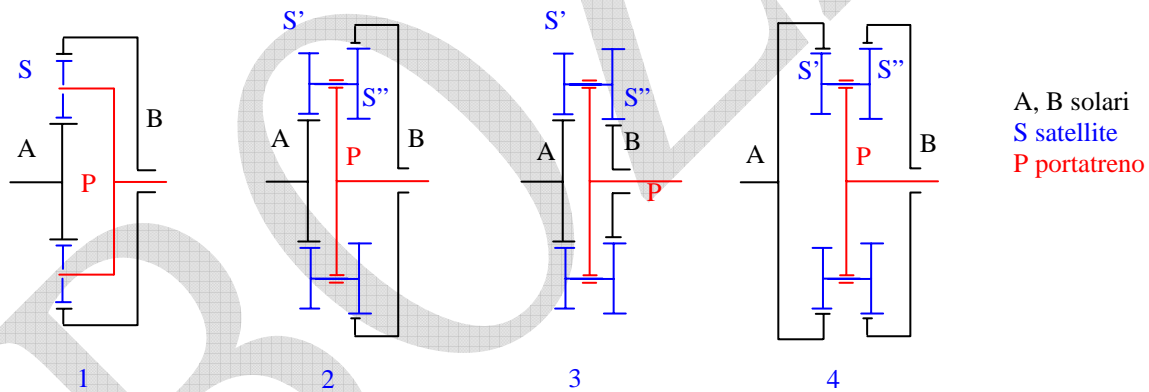


Figura 1.1 – schemi filiformi di rotismi epicicloidali monostadio.

Nel moto relativo al portatreno è possibile scrivere il rapporto di trasmissione per gli schemi di figura 1.1:

$$\tau = \frac{\omega_A - \omega_P}{\omega_B - \omega_P} \quad (1.1)$$

Questo rapporto di trasmissione  $\tau$ , del rotismo reso ordinario, nei quattro casi in figura, diviene:

$$\tau_1 = -\frac{z_B}{z_A}; \quad \tau_2 = -\frac{z_{S'} z_B}{z_A z_{S''}}; \quad \tau_3 = \frac{z_{S'} z_B}{z_A z_{S''}}; \quad \tau_4 = \frac{z_{S'} z_B}{z_A z_{S''}}. \quad (1.2)$$

In generale:

A) si supponga che delle due ruote solari (A, B), una sia fissa (F) e l'altra mobile (C):

Caso A1

$A \equiv C; B \equiv F$

$$\omega_A = \omega_C; \quad \omega_B = 0$$

$$\tau = \frac{\omega_C - \omega_P}{-\omega_P} = -\frac{\omega_C}{\omega_P} + 1$$

$$\frac{\omega_C}{\omega_P} = 1 - \tau = 1 - k; \quad k = \tau$$

Caso A2

$A \equiv F; B \equiv C$

$$\omega_A = 0; \quad \omega_B = \omega_C$$

$$\tau = \frac{-\omega_P}{\omega_C - \omega_P}; \quad \frac{1}{\tau} = -\frac{\omega_C}{\omega_P} + 1$$

$$\frac{\omega_C}{\omega_P} = 1 - \frac{1}{\tau} = 1 - k; \quad k = \frac{1}{\tau}$$

B) Dei due alberi mobili, C e P, uno potrà essere motore e l'altro condotto:

Caso B1 – P motore, C condotto

$$i = \frac{\omega_P}{\omega_C} = \frac{1}{1 - k}$$

$$\frac{\omega_C}{\omega_P} = 1 - \tau = 1 - k; \quad k = \tau$$

Per avere  $|i|$  elevato dovrà essere

$k$  prossimo all'unità

$i > 0$  se  $k < 1$

Questa situazione la si potrà avere con gli schemi 3 e 4 avendo  $\tau > 0$  e prossimo all'unità.

Caso B2 – P condotto, C motore

$$i = \frac{\omega_C}{\omega_P} = 1 - k$$

Per avere  $|i|$  elevato dovrà essere

$k < 0$  e  $|k|$  elevato

$i > 0$

Questa situazione la si potrà avere con gli schemi 1 e 2 avendo  $\tau < 0$ .

**Esempio**

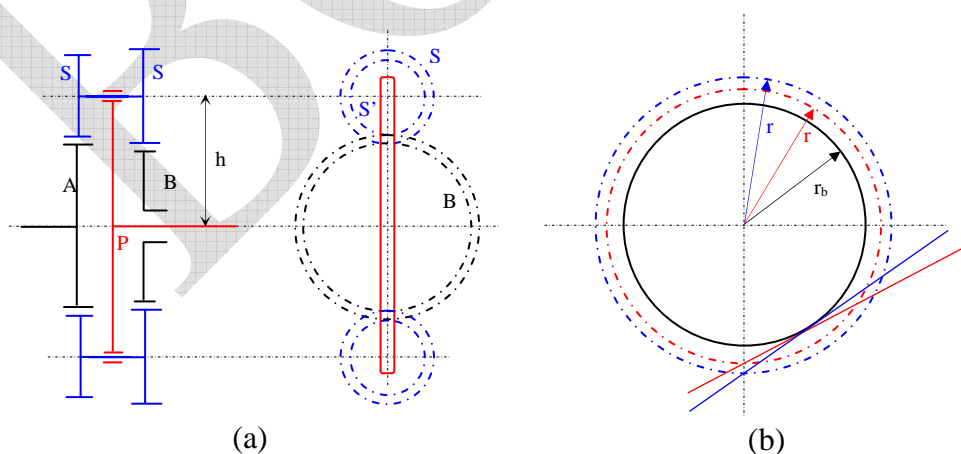


Figura 1.2 – schema di riduttore epicicloidale

Si consideri, ad esempio, il caso 3 di figura 1.1 rappresentato in figura 1.2a. Si abbia il portatreno motore ed uno dei due solari bloccato, per esempio B. Questa situazione corrisponde al caso A1B1

a) Si abbia il caso in cui le ruote dentate abbiano tutte lo stesso modulo; gli assi dei satelliti S' e S'' sono paralleli agli assi dei solari A e B, dovrà essere  $z_A + z_{S'} = z_A + z_{S''}$ .

si assuma  $z_A = 18$  denti,  $z_{S'} = 18$  denti,  $z_B = 17$  denti,  $z_{S''} = 19$  denti.

Risulterà:

$$k = \tau = \frac{18 \cdot 17}{18 \cdot 19} = 0,895; \quad i = \frac{1}{1 - k} = 9,5.$$

b) Poiché gli assi dei satelliti S' e S'' sono paralleli agli assi dei solari A e B, è possibile fare sì che risulti  $z_A + z_{S'} \neq z_A + z_{S''}$ , usando dentatura corretta. Infatti, considerando l'accoppiamento tra due ruote dentate, in figura 1.2b si vede una ruota dentata di cui si rappresenta in nero la circonferenza di base su cui si costruisce l'evolvente di circonferenza (fianco del dente), due possibili primitive, la prima, blu, con un certo angolo di pressione  $\alpha$  ed un certo modulo della dentatura  $m$ , la seconda, rossa, con un altro angolo di pressione  $\alpha'$  ed un altro modulo della dentatura  $m'$ . Le due circonferenze primitive hanno un diverso raggio  $r$  ed  $r'$ .

Per le primitive si ha che:

$$r = \frac{m \cdot z}{2} = \frac{r_b}{\cos(\alpha)} \quad \text{da cui si ha} \quad \frac{m}{m'} = \frac{\cos(\alpha')}{\cos(\alpha)}$$

$$r' = \frac{m' \cdot z}{2} = \frac{r_b}{\cos(\alpha')}$$

Pensando agli accoppiamenti (A-S') e (B-S'') è possibile, utilizzando moduli diversi, cambiando angolo di pressione, cioè con dentatura ribassata, fare sì che risulti  $z_A + z_{S'} \neq z_A + z_{S''}$ .

Rifacendosi alla definizione di modulo come passo diametrale  $m = \frac{2r}{z}$ , si può esprimere l'interasse  $h$ , uguale tra le coppie di ruote (A-S') e (B-S''), come:

$$h = \frac{1}{2} m' (z_A + z_{S'}) = \frac{1}{2} m (z_B + z_{S''})$$

Rifacendosi all'esempio precedente si assuma  $z_A = 18$  denti,  $z_{S'} = 19$  denti,  $z_B = 17$  denti,  $z_{S''} = 19$  denti.

Si assuma, cioè, una dentatura corretta per l'accoppiamento (A-S'). In questo caso:

$$k = \tau = \frac{17 \cdot 19}{18 \cdot 18} = 0,997; \quad i = \frac{1}{1 - k} = 324$$

Con questa strategia si ha un rapporto di trasmissione molto elevato. Purtroppo, a questa prestazione cinematica fa da contraltare un decadimento di rendimento tanto più forte, più alto è il rapporto di trasmissione.

## 1.2 - Rotismi epicicloidali multistadio

Nei rotismi epicicloidali multistadio si hanno più rotismi in serie con più portatreno.

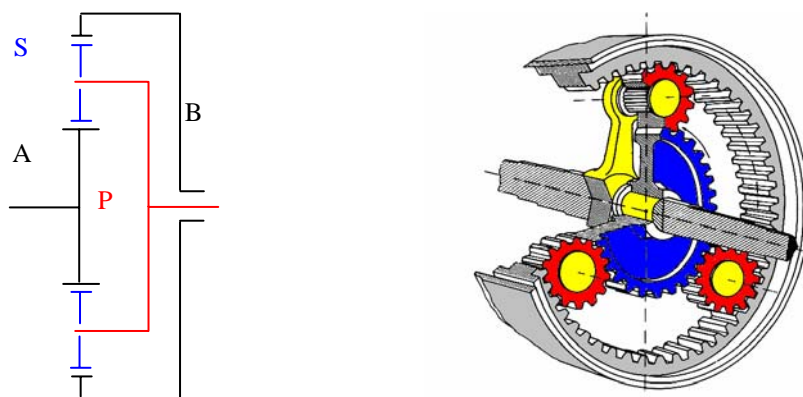


Figura 1.4 – Schema filiforme e assonometria di complessivo di rotismo epicicloidale monostadio semplice.

Schemi di rotismi multistadio sono rappresentati in figura 1.5. Imponendo ad uno dei solari di essere solidale alla cassa, il rotismo diviene un riduttore.

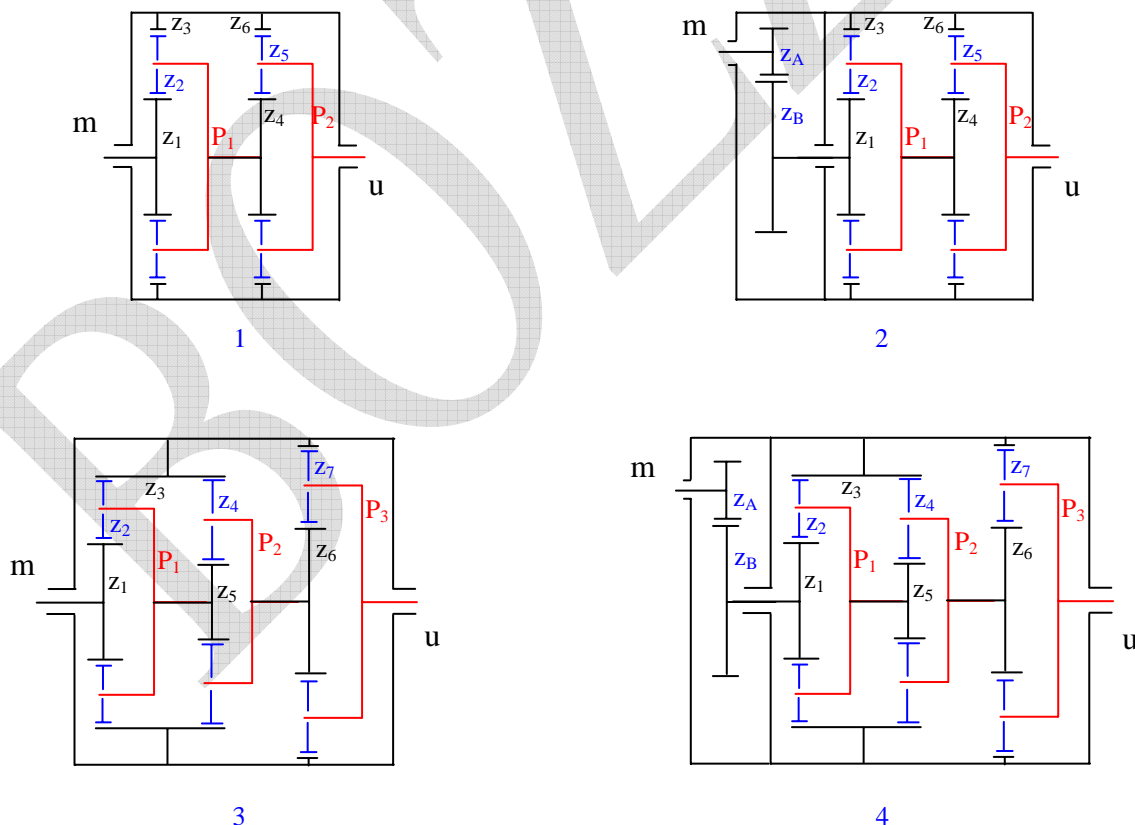


Figura 1.5 – Schemi filiformi di rotismi epicicloidali multistadio.



A titolo di esempio, si illustra il calcolo del rapporto di trasmissione per il riduttore ottenuto dallo schema (1) di figura 1.5 con cassa bloccata. Il calcolo prevede che nel rotismo sia bloccata la cassa, le velocità angolari delle ruote con denti  $z_3$  e  $z_6$  saranno nulle.

Il rapporto di trasmissione sarà  $i_1 = \frac{\omega_m}{\omega_u}$ . Questo rapporto può essere scritto come:

$$i_1 = \frac{\omega_m}{\omega_u} = \frac{\omega_1}{\omega_{P2}} = \frac{\omega_1}{\omega_4} \frac{\omega_4}{\omega_{P2}}$$

scrivendo il rapporto di trasmissione relativo al portatreno, ricordando che  $\omega_3 = \omega_6 = 0$ ,  $\omega_1 = \omega_m$  e

$\omega_{P1} = \omega_4$ , si consideri, a portatreno  $P_1$  bloccato, l'entrata in 1 e l'uscita in 3, per una prima parte di percorso cinematico. In questo caso si ha:

$$\frac{\omega_1 - \omega_{P1}}{\omega_3 - \omega_{P1}} = \frac{\omega_1 - \omega_{P1}}{\omega_{P1}} = \left( -\frac{z_2}{z_1} \right) \left( \frac{z_3}{z_2} \right) = -\frac{z_3}{z_1} = \tau_1$$

da cui si ricava:

$$\frac{\omega_1}{\omega_4} = \frac{\omega_m}{\omega_4} = 1 - \tau_1.$$

per il successivo percorso cinematico, a portatreno  $P_2$  bloccato, osservando che  $\omega_6 = 0$  e  $\omega_{P2} = \omega_u$ , si può scrivere:

$$\frac{\omega_4 - \omega_{P2}}{\omega_6 - \omega_{P2}} = \frac{\omega_4 - \omega_{P2}}{\omega_u} = \left( -\frac{z_5}{z_4} \right) \left( \frac{z_6}{z_5} \right) = -\frac{z_6}{z_4} = \tau_2$$

da cui si ha:

$$\frac{\omega_4}{\omega_{P2}} = \frac{\omega_4}{\omega_u} = 1 - \tau_2.$$

Ricordando l'espressione del rapporto di trasmissione del riduttore  $i = \frac{\omega_m}{\omega_u}$ , viste le espressioni in cui

compaiono  $\tau_1$  e  $\tau_2$ , si può scrivere:

$$i_1 = \frac{\omega_m}{\omega_u} = \frac{\omega_1}{\omega_{P2}} = \frac{\omega_1}{\omega_4} \frac{\omega_4}{\omega_{P2}} = (1 - \tau_1)(1 - \tau_2) \text{ che, con l'espressione di } \tau_1 \text{ e } \tau_2 \text{ con i numeri di denti di seguito}$$

$$\tau_2 = -\frac{z_6}{z_4}$$

$$\tau_1 = -\frac{z_3}{z_1}$$

può essere scritto come:

$$i_1 = \frac{\omega_m}{\omega_u} = \frac{\omega_1}{\omega_{P2}} = \frac{\omega_1}{\omega_4} \frac{\omega_4}{\omega_{P2}} = (1 - \tau_1)(1 - \tau_2) = \left[ 1 - \left( -\frac{z_3}{z_1} \right) \right] \cdot \left[ 1 - \left( -\frac{z_6}{z_4} \right) \right]$$

dunque,

$$i_1 = \frac{\omega_m}{\omega_u} = \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right) \cdot \left(1 + \frac{z_6}{z_4}\right).$$

Per avere un'idea dell'ordine di grandezza di questo rapporto di trasmissione si può ipotizzare un numero di denti verosimile, sia  $z_1 = 17 \text{denti}$ ;  $z_3 = 87 \text{denti}$ ;  $z_4 = 17 \text{denti}$ ;  $z_6 = 87 \text{denti}$ , in questo caso si ha un rapporto di trasmissione di  $i_1 = \frac{\omega_m}{\omega_u} = 37,43$ .

Lo schema (2) può essere visto come lo schema (1) a cui si antepone uno stadio riduttore ordinario. Se, ad esempio, mantenendo gli stessi numeri di denti di prima, si ha  $z_A = 17 \text{denti}$ ;  $z_B = 47 \text{denti}$ , si avrà

$$i_2 = \frac{\omega_m}{\omega_u} = i_1 \cdot \left(\frac{z_B}{z_A}\right) = 103,48$$

Analogamente per gli schemi (3) e (4).

Gli intervalli di rapporto di trasmissione dei diversi schemi sono, indicativamente, riportati in tabella 1.1.

Tabella 1.1 – rapporti di trasmissione di riduttori epicicloidali multistadio (schemi di figura 1.5)

Numero schema	Intervallo del rapporto di trasmissione $i_1 = \frac{\omega_m}{\omega_u}$
1	25-45
2	45-180
3	125-250
4	225-1120

L'ordine di grandezza dei rendimenti può essere individuato pensando che, con buona lubrificazione, un ingranamento di rotismo ordinario di due ruote può avere  $\eta$  dell'ordine di 0,98, mentre un rotismo epicicloidale con lo schema di figura 1.4 può avere  $\eta$  dell'ordine di 0,80. Se questi fossero i valori si avrebbe  $\eta_1=0,64$ ;  $\eta_2=0,63$ ;  $\eta_3=0,51$ ;  $\eta_4=0,50$ . Questi valori sono del tutto indicativi e possono cambiare molto, poiché i valori del rendimento di riduttori epicicloidali sono fortemente dipendenti dal rapporto di trasmissione.

## 2. Rotismi non convenzionali

### 2.1 – Schema di riduttori non convenzionali a rapporto di trasmissione elevato

I riduttori non convenzionali sono utilizzati in applicazioni dove si richieda un alto rapporto di trasmissione, con la necessità di non penalizzare il rendimento e di avere masse limitate. Tipiche applicazioni di questo tipo sono quelle nel campo delle applicazioni aerospaziali e della Meccanica dei Robot, dove sono stringenti i requisiti di prestazione a fronte di una richiesta pressante di ridotta massa e di ingombri contenuti per i componenti dei sistemi. Questi riduttori appartengono alla famiglia dei rotismi epicicloidali nei quali almeno una ruota del rotismo ha un'asse mobile rispetto al carter.

I riduttori non convenzionali hanno uno schema cinematico comune come quello rappresentato in figura 2.1. Quello che distingue diversi riduttori non convenzionali è la soluzione scelta nei diversi casi per raccogliere il moto di uscita. Osservando lo schema si vede come vi siano solo due ruote: un satellite ed una corona esterna fissa. Il moto in ingresso è sul portatreno, che è collegato all'albero motore, il moto in uscita è offerto all'utilizzatore dall'albero collegato al satellite. Osservando ancora lo schema cinematico, si nota che il satellite ha un moto planetario di rivoluzione e rotazione. Per quanto riguarda il moto in uscita, l'albero dell'utilizzatore ha la necessità di avere un'asse fisso rispetto al telaio a cui è solidale il carter del riduttore, cioè la corona fissa. Le soluzioni progettuali per portare la rotazione planetaria del satellite da un'asse che compie sia una rivoluzione sia una rotazione, ad un'asse fisso distinguono i vari riduttori non convenzionali.

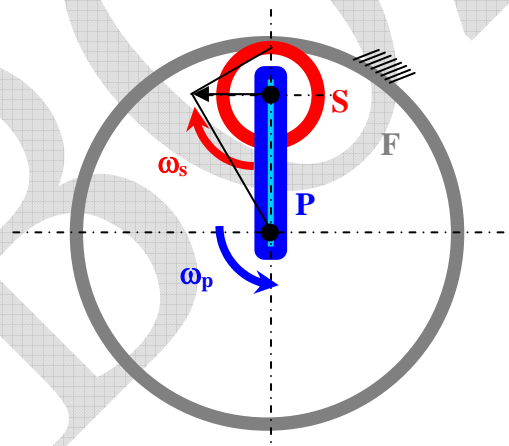


Figura 2.1 – Schema cinematico di riduttore non convenzionale

In un riferimento solidale al portatreno P, è possibile scrivere il rapporto di trasmissione  $\tau$  del rotismo visto dal portatreno, scrivendo la cosiddetta formula di Willis. Questo rapporto di trasmissione è detto anche *rapporto di trasmissione del rotismo epicicloidale reso ordinario*; questa dizione deriva dal fatto che il moto delle ruote del rotismo, in tale riferimento solidale al portatreno, tutti gli assi delle ruote risultano fissi.

$$\tau = \frac{\omega_S - \omega_P}{\omega_F - \omega_P} = \frac{z_F}{z_S} \quad (1)$$

$$\frac{\omega_S}{\omega_P} = 1 - \frac{z_F}{z_S} = \frac{z_S - z_F}{z_S}$$

Il rapporto di trasmissione del riduttore rispetto ad un riferimento solidale al telaio sarà il rapporto tra le velocità angolari di albero motore e albero utilizzatore:

$$i = \frac{\omega_P}{\omega_S} = \frac{z_S}{z_S - z_F} < 0 \quad (2)$$

i vettori  $\vec{\omega}_P$  e  $\vec{\omega}_S$  hanno verso opposto.

Dalla equazione (1) si nota come, per ottenere alti rapporti di trasmissione, sarà necessario avere grandi  $z_S$  e piccole differenze  $z_S - z_F$ .

## 2.2 - Riduttore Armonico

I riduttori armonici sono riduttori che hanno lo schema cinematico di cui si è detto sopra. Essi raccolgono il moto di uscita sfruttando la deformabilità di un elemento cilindrico elastico. In figura 2.2 è rappresentato un riduttore armonico. Si vede la cassa esterna a cui è solidale una corona dentata a dentatura interna (1). La corona ingrana con una ruota elastica (2) che ha alcuni denti in meno rispetto alla corona. La ruota elastica ha diametro inferiore rispetto alla corona, l'ingranamento tra ruota elastica e corona è assicurata da un elemento ellittico, la camma (3), inserito all'interno della ruota elastica che, deformandola, porta la dentatura della corona elastica ormai deformata ad ingranare con la corona circolare con dentatura interna. Tra camma e ruota elastica si interpone un cuscinetto a sfere (4) che favorisce il moto ed abbatte l'attrito.

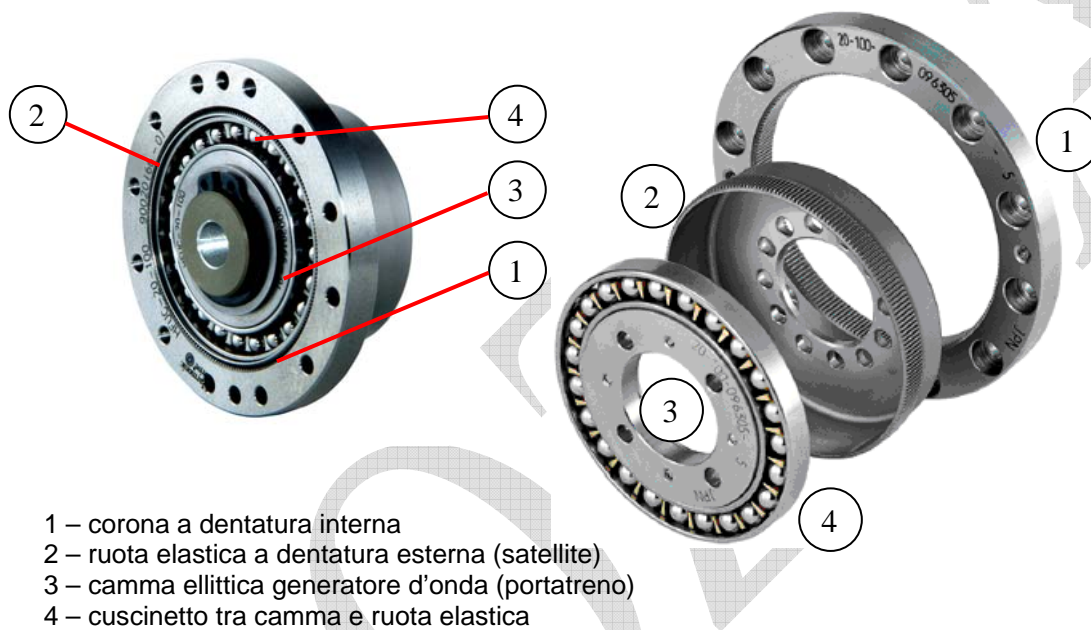


Figura 2.2 – Riduttore armonico e suo esploso

In questo tipo di riduttore il moto del satellite è raccolto utilizzando un elemento deformabile.

La camma rotante di forma non circolare, solitamente ellittica, fa la funzione del portatreno. Essa ruota a velocità angolare  $\vec{\omega}_P$ ; la fascia elastica dentata e la corona dentata fissa ingranano internamente in due zone opposte, l'ingranamento è assicurato dalla forma della camma.

L'effetto è quello di avere due satelliti equivalenti, costituiti da due ruote cilindriche con raggio pari al raggio del cerchio oscuratore della curva, traccia della fascia elastica nella zona di ingranamento A e B. Si ha una situazione analoga a quella corrispondente a due satelliti portati da uno stesso portatreno che si muove come la camma, questa situazione è schematizzata in figura 2.3.

Il numero di denti in presa è molto elevato, il carico si ripartisce su un alto numero di coppie di denti in presa. Questo fa sì che i denti possano essere piccoli, con modulo basso, per esempio dell'ordine di 0,15mm.

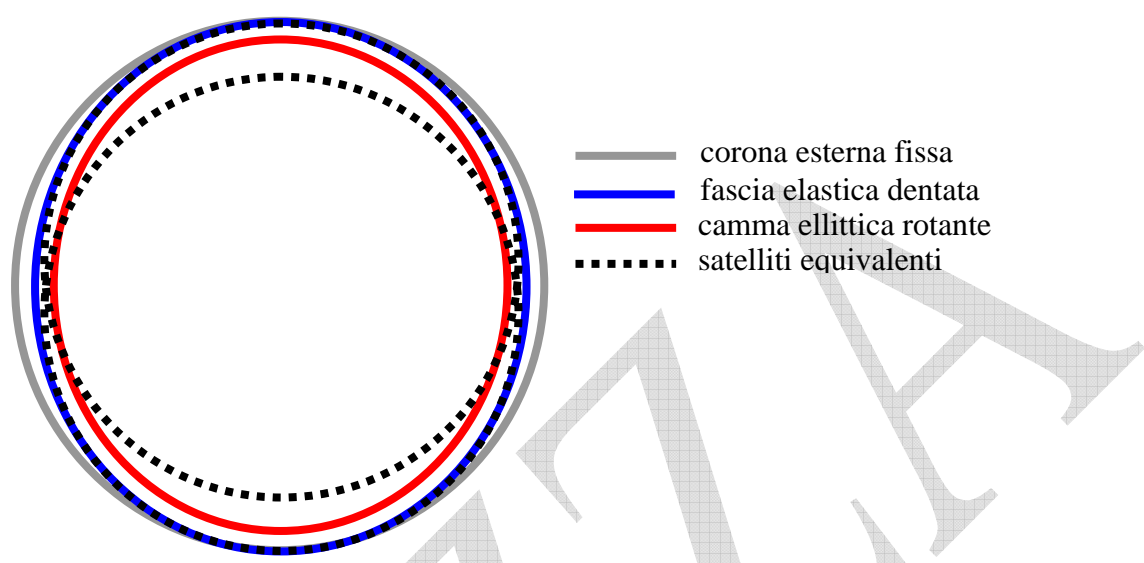


Figura 2.3 – tracce degli elementi che costituiscono il riduttore armonico

La fascia elastica ha un numero di denti  $z_S$  di poco inferiore a quello della corona  $z_F$ , per esempio numeri di denti verosimili sono  $z_F=400$  denti e  $z_S=398$  denti. In questo caso il rapporto di trasmissione risulta

essere  $i = \frac{\omega_P}{\omega_S} = \frac{z_S}{z_S - z_F} = \frac{398}{-2} = -199 < 0$ . Questo significa che per un giro completo della camma la fascia

(satelliti) compie un centovanovesimo di giro in verso opposto che è come dire che, per avere un giro dell'albero di uscita si devono compiere 199 giri di camma (portatreno) in verso opposto.

Il rapporto di trasmissione, oltre che con la formula di Willis, può essere ricavato osservando le modalità di ingranamento tra corona fissa e ruota elastica. Il meccanismo del moto descritto è schematizzato in figura 2.4. La zona di ingranamento è evidenziata nello schema di figura 2.4A con la curva tratteggiata. Nello schema di figura 2.4B si vede questa zona di ingranamento, si abbia il caso in cui la corona ha 400 denti e la ruota elastica 398. I denti vengono numerati e in figura si riporta questa numerazione: sono indicati il primo e l'ultimo dente di corona (1, 400) e ruota elastica (1, 398). La camma ellittica ha un segno R indicato con un triangolo in figura. All'inizio R è in corrispondenza del dente 1 della ruota elastica; si fa ruotare la camma ellittica di un angolo antiorario, tale da fare corrispondere nuovamente il segno R sulla camma ellittica con il dente numero 1 sulla ruota elastica. In questo modo si determina, alla fine della manovra, una situazione come quella in figura 2.4C. All'inizio della manovra si ha che i denti di ruota elastica e corona fissa ingranano ordinatamente: 1 con 1, 2 con 2, fino a 398 con 398. Il segno R sulla camma, che all'inizio

era corrispondente al dente 1 su S, viene portato nuovamente a corrispondere col dente 1 su S. Ora però, avendo S ingranato i suoi denti (398) progressivamente con i denti (400) della corona fissa C, sarà ruotata in verso opposto alla rotazione della camma, di un angolo corrispondente a due denti; allo stesso modo la camma avrà compiuto una rotazione di un angolo ampio quanto un angolo giro meno un angolo corrispondente a due denti. Il segno R, infatti, corrisponderà di nuovo col dente 1 del satellite S.

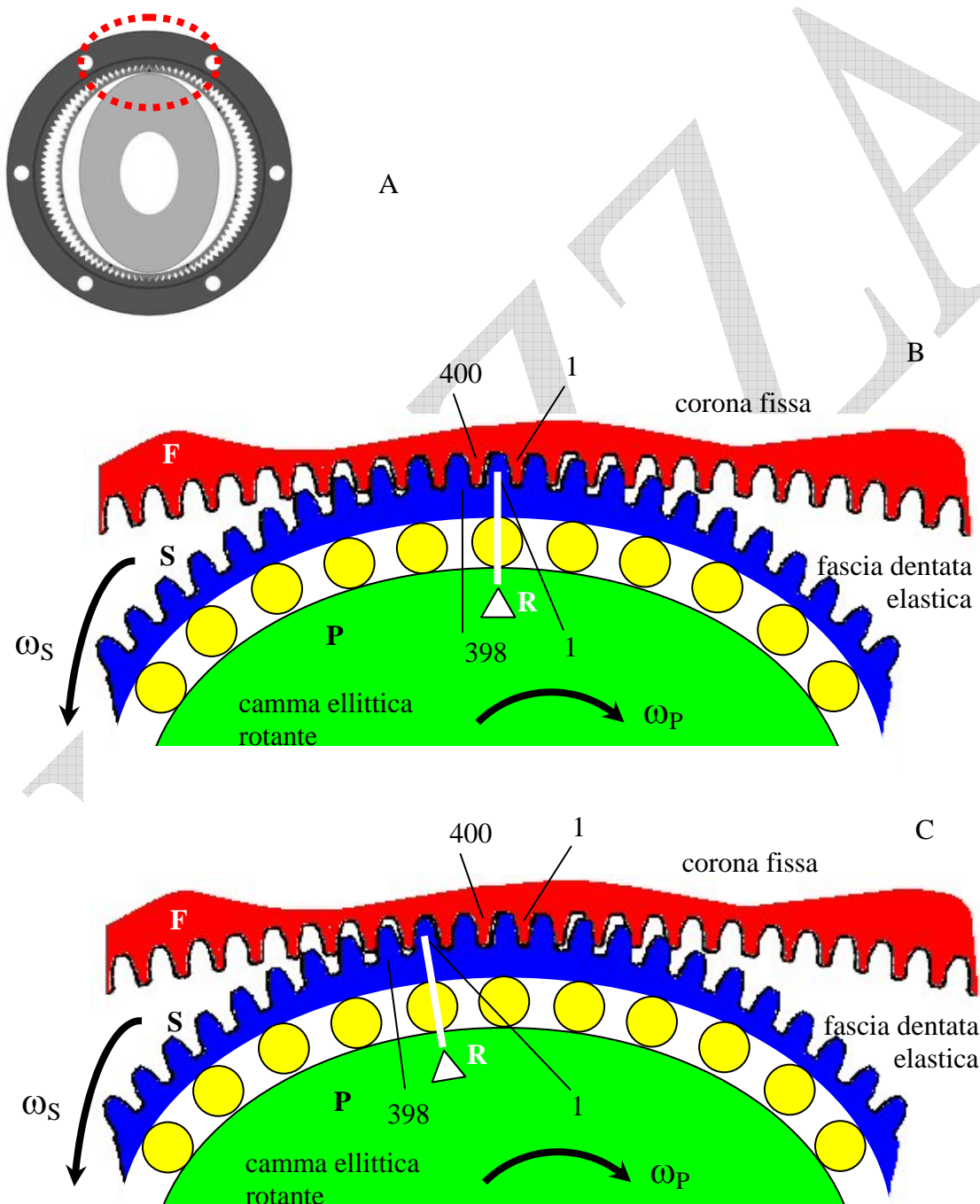


Figura 2.4 – Schema di ingranamento di riduttore armonico, sono rappresentate due situazioni: la prima con camma in posizione con repere verticale in corrispondenza del dente 1 della ruota elastica, la seconda con repere in posizione corrispondente sempre al dente 1 della ruota elastica, ma dopo avere percorso un opportuno angolo in senso orario.

Si percorra un angolo  $\vartheta_P$ , con la camma portatreno P, in senso orario, fino a riportare il repere R in corrispondenza sempre del dente 1 di S. Compiendo questa operazione i denti di S e F ingranano ordinatamente 1 con 1, 2 con 2 e così via fino a 398 con 398. Poi 1 di S ingranerà con 399 di F e 2 di S con 400 di F. Questo significa che in corrispondenza di un angolo  $\vartheta_P$  orario definito come sopra, si avrà un angolo percorso dalla ruota elastica S,  $\vartheta_S$ , in verso opposto, corrispondente a  $z_S - z_F$  denti, in questo caso 2 denti.

Supponendo che la manovra avvenga in un tempo t, si avrà:

$$\vartheta_P = \omega_P \cdot t = \frac{z_S}{z_F} \cdot \omega_S \cdot t$$

$$\vartheta_S = \omega_S \cdot t = \frac{z_F - z_S}{z_F} \cdot \omega_S \cdot t$$

da cui  $i = \frac{\omega_P}{\omega_S} = \frac{z_S}{z_F} \cdot \frac{z_F}{z_S - z_F} = \frac{z_S}{z_S - z_F}$

che è la stessa espressione (2) del rapporto di trasmissione i ottenuta con la formula di Willis.

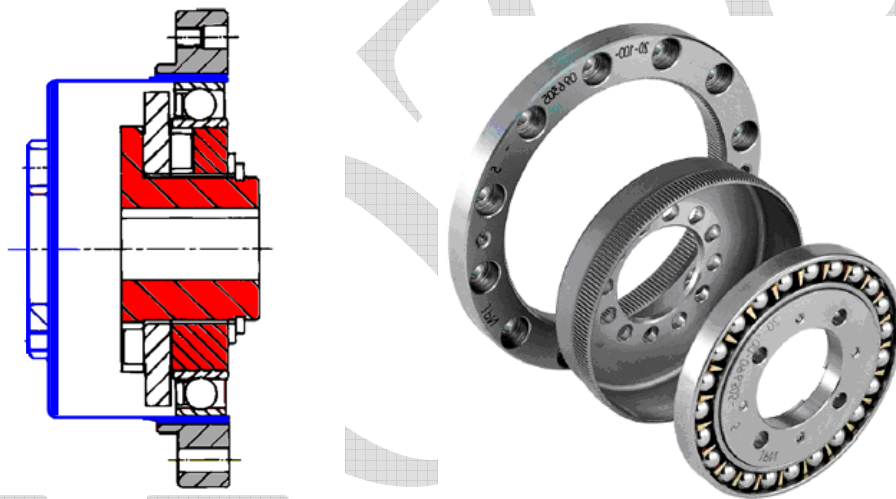


Figura 2.4 – Sezione ed esploso assometrico di riduttore armonico.

Per recuperare il moto dalla ruota elastica (satellite) sull'albero di uscita, si utilizza un bicchiere deformabile o campana che collega la ruota deformabile ad una ordinata rigida solidale all'albero di uscita. La campana flessibile si ovalizza ciclicamente. Questa campana ha lo stesso asse della camma (portatreno – albero di ingresso), che è anche lo stesso dell'intero riduttore. Il moto planetario del satellite è così riportato ad un asse fisso su cui si raccoglie il moto rotatorio del satellite che è su un asse che subisce una rivoluzione. Il moto di rivoluzione è così eliminato.



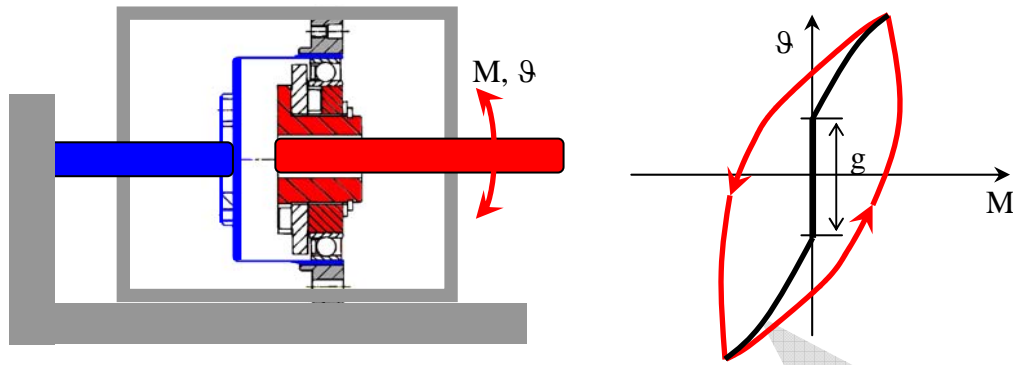


Figura 2.5 – Schema di prova per la determinazione del gioco

A causa della deformabilità di ruota satellite e campana, necessaria per la raccolta del moto di uscita, si manifesta una isteresi del sistema, dovuta al materiale. Per evidenziare questo fenomeno è possibile condurre una prova con lo schema di figura 2.5. Il riduttore è vincolato ad un telaio fisso e l'albero di uscita è bloccato. Sull'albero di entrata, più adatto allo scopo perché su di esso il momento è inferiore e l'angolo maggiore rispetto all'albero di uscita, si applica un momento di valore e segno variabile e si registra l'escursione angolare dell'albero stesso. In questo modo si traccia una curva del tipo di quella nel grafico in figura 2.5. Si può definire gioco il  $\Delta\vartheta$ , indicato con  $g$  sempre nel grafico. Questo valore si rileva in corrispondenza della curva media, per  $M=0$ .

## Bibliografia

- C. Ferrari, A. Romiti, Meccanica Applicata alle Macchin", UTET, Torino.
- G. Jacazio, B. Piombo, Meccanica applicata alle Macchine, Levrotto & Bella, Torino.
- Belforte G., Meccanica applicata alle Macchine", Levrotto & Bella, Torino
- Funaioli F., Maggiore A., Meneghetti U, Lezioni di Meccanica applicata alle Macchine, Patron Editore, Bologna.
- C. Ferraresi, T. Raparelli, Meccanica Applicata alle Macchine, clut, Torino
- G. Jacazio, S. Pastorelli, Meccanica Applicata alle Macchine, Levrotto & Bella – Torino
- J.L. Merian, L.G. Kraige, Engineering Mechanics, J. Wiley and sons inc.
- J. Hanna and R.C. Stephens, Mechanics of Machines, Edward Arnold.

BOWLER

BOZZA