

## Capitolo 14

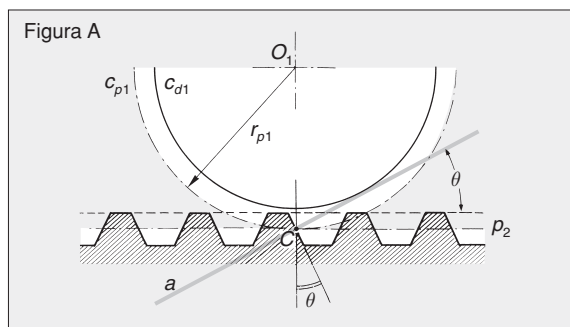
Esistono altri tipi di accoppiamento dentati.

L'accoppiamento **ruota-cremagliera** è rappresentato in figura A. Il numero minimo di denti è:

$$z_{\min} = \frac{2}{\sin^2 \theta}$$

Per la cremagliera, che è semplicemente una ruota di «raggio infinito», il cerchio deferente degenera in una retta deferente e quindi la retta d'azione trasla mantenendo inalterata la sua inclinazione. Il proporzionamento segue le regole già esposte; il rendimento si ricava dalle solite formule ricordando che

$$\frac{1}{z} = \frac{1}{\infty} = 0$$



Per la **trasmissione del moto tra assi sghembi** si può procedere utilizzando due coppie di ruote coniche (inserendo un albero intermedio ortogonale sia all'albero condotto sia a quello conduttore) oppure mediante l'utilizzo di una coppia di ruote a denti elicoidali con angoli di inclinazione dell'elica diversi (figura B).

Il rapporto di trasmissione vale

$$i = \frac{r_{p2} \cdot \cos \alpha_2}{r_{p1} \cdot \cos \alpha_1}$$

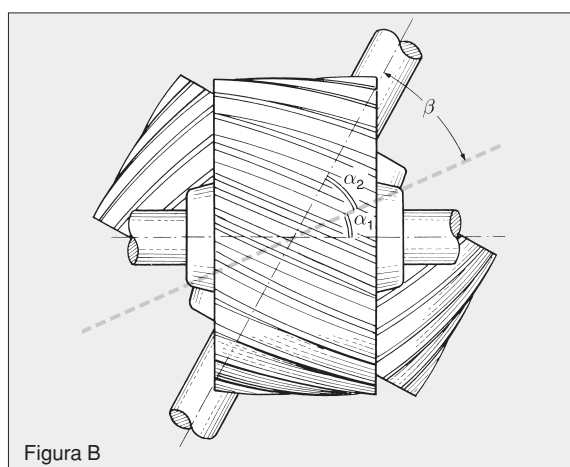


Figura B

Il basso rendimento di questa trasmissione e la notevole usura delle superfici rendono questo tipo di trasmissione adatto solo alla trasmissione di piccole potenze.

Poiché la combinazione di angoli di inclinazione deve soddisfare solo la condizione  $\alpha_1 + \alpha_2 = \beta$ , si possono effettuare varie scelte come:  $r_{p1} = r_{p2}$  o  $\alpha_1 = \alpha_2 = \beta/2$ .

Noto  $\alpha$  il problema è risolto, altrimenti si effettuano delle scelte del raggio primitivo della ruota minore basandosi sul numero minimo di denti.

Se  $\beta = 90^\circ$ , si ottiene:

$$p_{f2} = p_{a1}$$

Se  $i$  assume valori molto piccoli, una delle due ruote è molto più grande dell'altra. In questi casi si utilizza un **accoppiamento ruota-vite senza fine**. La ruota è a denti elicoidali. Si ha

$$i = \frac{z}{f}$$

dove  $f$  è il numero di filetti della vite e il numero minimo di denti è lo stesso del caso ruote-cremagliera. Indicando con  $\alpha$  l'inclinazione dei filetti della vite e con  $\varphi$  l'angolo di attrito, si ha:

$$\eta = \frac{\tan \alpha}{\tan (\alpha + \varphi)}$$

La ruota non può funzionare da conduttrice; il meccanismo in questo caso godrebbe dell'arresto spontaneo.

Per il **calcolo di progetto** si stima il rendimento e partendo dal valore di  $N_1$  si ricava  $N_2 = \eta \cdot N_1$ ; così si può dimensionare la ruota. Una volta dimensionata la ruota si dimensiona la vite, ricordando che deve essere  $p_{f2} = p_a$  (passo assiale della vite) e  $p = f \cdot p_a$ ; si pone la lunghezza del cilindro della vite  $L = (14 \div 16) m_n$ .

La **verifica** del nucleo si esegue con i normali criteri. La forza  $P$  che si scambiano due denti può essere scomposta in due componenti:

$$F = P \cdot \cos \theta = \frac{M_2}{r_{p2}} \quad \text{e} \quad S = P \cdot \sin \theta$$

normale al piano che tende a separare i denti.  $F$  a sua volta può essere scomposta in (figura C):

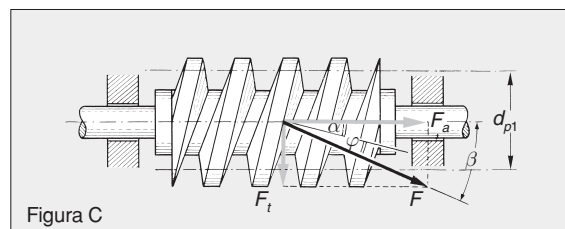
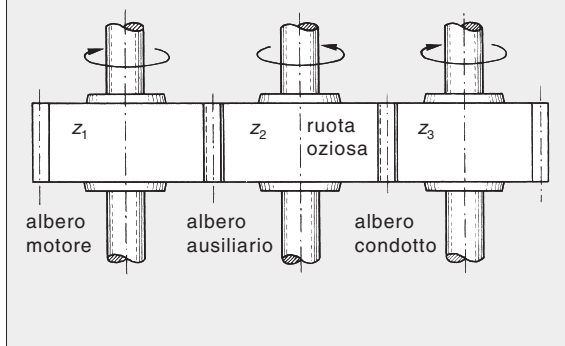


Figura C

Figura D



$$F_a = F \cdot \cos(\alpha + \varphi)$$

$$F_t = F \cdot \sin(\alpha + \varphi)$$

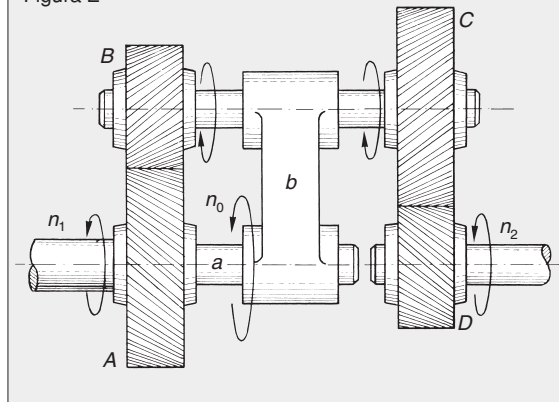
In definitiva hanno origine nei confronti della vite varie sollecitazioni:

- taglio dovuto a  $S$ ,  $T_1 = S$ ;
- flessione dovuta a  $S$ ,  $M_{f1} = \frac{S \cdot L_0}{4}$ ;
- trazione o compressione dovuta a  $F_a$ ,  $N = F_a$ ;
- flessione dovuta a  $F_a$ ,  $M_{f2} = F_a \cdot r_{p1}$ ;
- flessione dovuta a  $F_t$ ,  $M_{f3} = \frac{F_t \cdot L_0}{4}$ ;
- momento torcente dovuto a  $F_t$ ,  $M_t = F_t \cdot r_{p1}$ ;
- taglio dovuto a  $F_t$ ,  $T_2 = F_t$ .

Trascurando il taglio e lo sforzo normale, sommando i primi due momenti flettenti ( $M'_f = M_{f1} + M_{f2}$ ) e componendoli con il momento flettente sul piano ortogonale ( $M_{fc} = \sqrt{M_{f2}^2 + M_{f3}^2}$ ) si ricade nel caso di flesso-torsione ( $M_{fc}$  e  $M_t$ ). Nel valutare il carico di sicurezza è bene tenere conto della fatica. A causa dell'elevata usura, è bene eseguire una verifica a usura; spesso questo accoppiamento lavora in bagno d'olio.

Per una coppia di ruote è molto difficile realizzare rapporti di trasmissione molto elevati. Se non è possibile adottare il meccanismo ruota-vite senza fine, si ricorre a un **treno di ingranaggi**. Il complesso delle ruote dentate che lo compongono si definisce **rotismo ordinario** se tutti gli alberi sono fissi (cioè con il solo moto di rotazione attorno al proprio asse). Se uno degli alberi è animato di un moto diverso, si definisce il complesso **rotismo epicicloidale**. Il rapporto

Figura E



di trasmissione  $i$  di un rotismo ordinario è pari al prodotto dei rapporti  $i_i$  di ognuno degli  $n$  ingranaggi che lo compongono:

$$i = \prod_{i=1}^n i_i$$

Generalmente conviene fissare ognuno dei rapporti di trasmissione in modo che i diametri delle ruote non differiscano molto tra loro.

Se un albero intermedio è interposto tra due alberi, in modo che la ruota che porta funzioni contemporaneamente da ruota conduttrice e da ruota condotta, il valore di  $i$  del rotismo è lo stesso che se questa ruota non ci fosse (**ruota oziosa**); la sua funzione è quella di variare il senso di rotazione della ruota calettata sull'albero condotto (figura D).

Se il braccio  $b$  non è più fisso, si ottiene un rotismo epicicloidale (figura E);  $b$  è il **portatreno**,  $A$  e  $D$  sono le **ruote planetarie**, mentre le altre due ruote trascinate da  $b$  sono indicate come **ruote satelliti**. La **formula di Willis**

$$i = \frac{n_1 - n_0}{n_2 - n_0}$$

permette di calcolare il rapporto di trasmissione e mostra come con sole quattro ruote un rotismo epicicloidale permetta di ottenere valori di  $i$  elevati.

Applicazioni dei rotismi epicicloidali si hanno nei **riduttori**, dove il portatreno è l'albero motore, una delle ruote planetarie è fissa, mentre l'altra trasmette il moto all'albero condotto, e nei **differenziali degli autoveicoli**.