Capitolo 13

Esistono altri tipi di accoppiamento dentati.

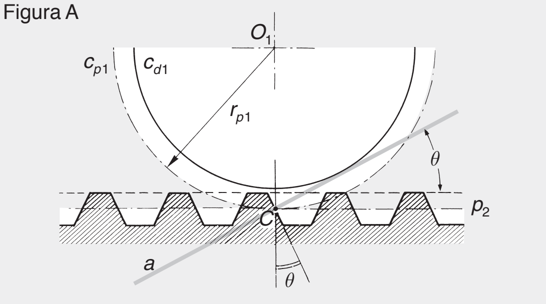
L'accoppiamento **ruota-cremagliera** è rappresentato in figura A. Il numero minimo di denti è:

$$z_{\min} = \frac{2}{\text{sen}^2\,\theta}$$

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

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

Figura A



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

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

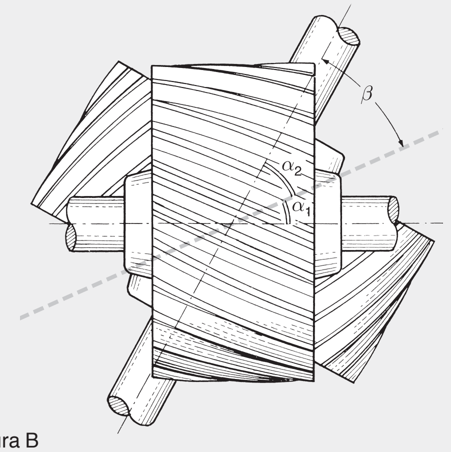


Figura B

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 *a* il problema è risolto, altrimenti si effettuano delle scelte del raggio primitivo della ruota minore basandosi sul numero minimo di denti.

Se $\beta = 90°$, 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 α l'inclinazione dei filetti della vite e con φ l'angolo di attrito, si ha:

$$\eta = \frac{\text{tg}\,\alpha}{\text{tg}\,(\alpha + \varphi)}$$

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 P_1 si ricava $P_2 = \eta \cdot P_1$; 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 Q che si scambiano due denti può essere scomposta in due componenti:

$$F = Q \cdot \cos\theta = \frac{M_2}{r_{p2}} \quad \text{e} \quad S = Q \cdot \text{sen}\,\theta$$

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

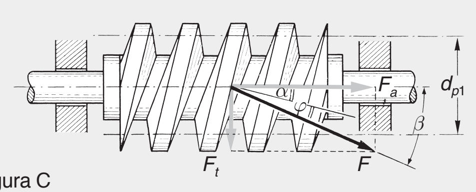


Figura C

Figura D

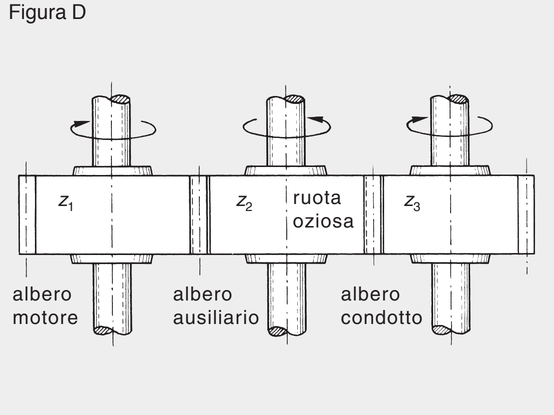
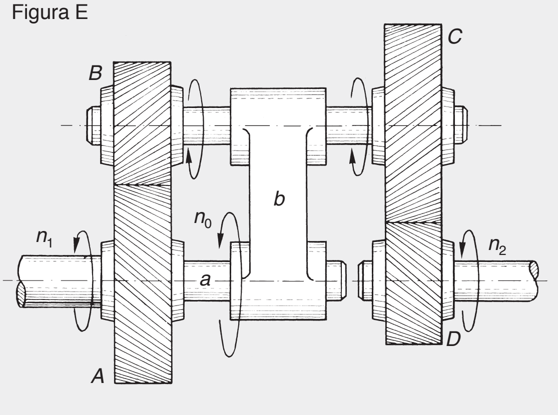


Figura E



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

$$F_t = F \cdot \text{sen}(\alpha + \varphi)$$

In definitiva hanno origine nei confronti della vite varie sollecitazioni:

- taglio dovuto a S, $T_1 = S$;
- flessione dovuta a S, $M_{f1} = \dfrac{S \cdot L_0}{4}$;
- 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, $M_{f3} = \dfrac{F_t \cdot L_0}{4}$;
- 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 ($M_{fc} = \sqrt{(M'^2_f + M^2_{f3})}$) 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 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*.