

26.5.1 Descrizione

Le funi (*ropes*) sono costituite da fili opportunamente avvolti, realizzati con fibre tessili vegetali (es.: la corda di canapa) o artificiali oppure con metalli. Le *funi metalliche* (Figura 26.17) sono le più diffuse e trovano spazio in numerose applicazioni meccaniche: apparecchi di sollevamento, ascensori, funivie, funicolari, slittovie ecc. Le *funi spiroidali* (Figura 26.18-a) sono costituite da uno o più strati di fili avvolti a elica attorno a un nucleo centrale; le *funi a trefoli* (Figura 26.18-b) sono costituite da più funi spiroidali (la fune spiroidale è in realtà un semplice trefolo) avvolte attorno a un nucleo centrale, detto anima, che può essere un trefolo oppure una fune di acciaio di diametro inferiore oppure una fibra tessile come il polipropilene (Figura 26.18-c). L'anima metallica aumenta dell'8% il carico di rottura della fune rispetto all'anima in fibra ma ne riduce la flessibilità; l'anima in fibra tessile inoltre funziona da serbatoio per il lubrificante.



Fig. 26.17 - Fune in acciaio (*steel wire rope*) parallela destra.

Il senso di avvolgimento dei fili nel trefolo può essere *destrorso* (Z) oppure *sinistrorso* (S), mentre quello dei trefoli nella fune può essere *concorde* (funi *parallele*) oppure *discorde* (funi *crociate*); possiamo così avere le seguenti combinazioni:

- parallela destra con trefoli e fili avvolti verso destra;
- parallela sinistra con trefoli e fili avvolti verso sinistra;
- crociata destra con trefoli avvolti verso destra e fili avvolti verso sinistra;
- crociata sinistra con trefoli avvolti verso sinistra e fili avvolti verso destra.

Le funi parallele, usate soprattutto nelle trasmissioni, sono poco flessibili, hanno tendenza a svolgersi ma hanno basso logorio, mentre le funi crociate, usate soprattutto nelle macchine di sollevamento, sono più flessibili, non hanno tendenza a svolgersi ma presentano un maggior deterioramento.

I tipi d'acciaio usati nelle funi variano a seconda dell'utilizzazione. Abbiamo così l'acciaio al carbonio con carico di rottura di 1370 MPa; per conferire alle funi in acciaio al carbonio una maggior resistenza alla corrosione atmosferica, i fili elementari possono essere rivestiti di uno strato di zinco mediante elettrolisi a caldo. Abbiamo poi gli acciai più duri per funi destinate a impieghi di sollevamento pesante con resistenza dei fili di 1770, 1960 e 2160 MPa (classe 216 Warrington Seale con anima metallica^{26.2}). Le funi per ascensori abitualmente hanno fili esterni con resistenza inferiore (1370 oppure 1570 MPa) per usurare più lentamente le pulegge dell'impianto e fili interni con resistenza maggiore per aumentare

26.2 - Si vedano i cataloghi della TECNOFUNI sia per le funi in acciaio che per quelle in acciaio inossidabile.

il carico di rottura complessivo. Esistono inoltre funi di acciaio inossidabile^{26.2} con resistenza di 1470÷1570 MPa, per usi particolari come nautica, industria chimica, industria alimentare ecc., ovunque sia richiesta una elevatissima resistenza agli agenti chimici e atmosferici o alla permeabilità magnetica. Importante è il coefficiente di riempimento della fune metallica; questo coefficiente misura il rapporto tra la sezione metallica della fune e l'area stessa circoscritta dal diametro della fune. Ad esempio, per funi standard da sollevamento e da trasporto, l'area media coperta dal metallo sulla sezione trasversale vale $A_m = 0,38 \cdot d^2$.

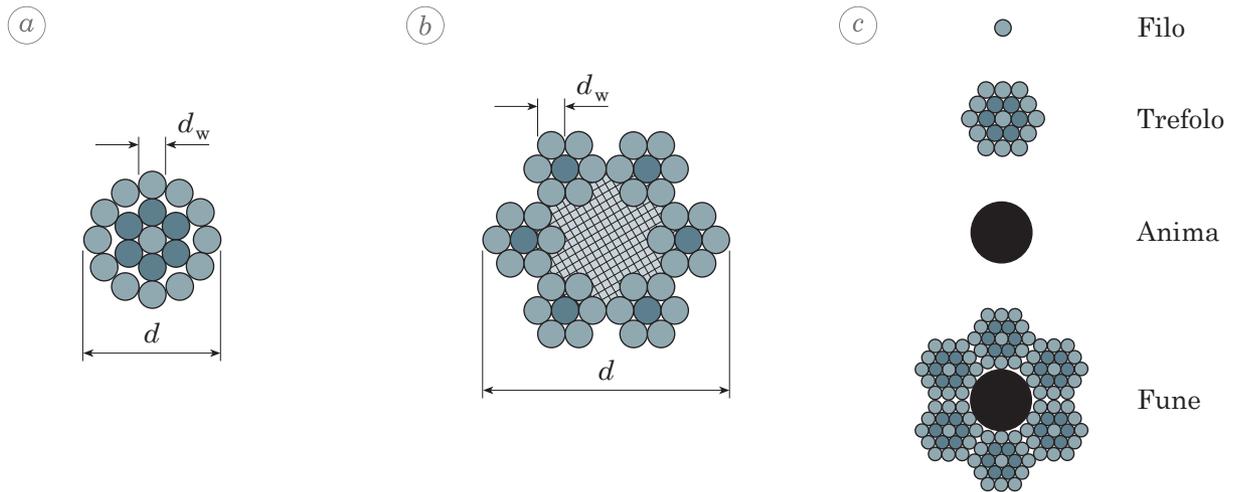


Fig. 26.18 - Nomenclatura delle funi.

a) Fune spiriodale (o trefolo) di diametro d con 19 fili (*wires*) di diametro d_w .

b) Fune di diametro d con 6 trefoli e 7 fili di diametro d_w per ciascun trefolo.

c) Fatte salve designazioni più complete, il modo più semplice per rappresentare la formazione (com'è fatta la fune) è quello di indicare i numeri di trefoli e di fili che compongono ciascun trefolo e la composizione dell'anima della fune, così, ad esempio, 6 × 7 sta per 6 trefoli e per 7 fili all'interno di ciascun trefolo nella figura (b).

Le pulegge per funi sono sufficientemente profonde per evitare lo scarrucolamento delle funi stesse e hanno una gola piuttosto ampia per evitare l'usura dovuta allo strisciamento delle funi sulle pareti della gola. Allorché la fune viene avvolta sulla puleggia, la fune si stira come una molla sfregando contro la puleggia, causando l'usura di entrambi gli elementi; il livello di usura^{26.3} dipende dalla pressione di appoggio che la fune esercita all'interno della scanalatura della puleggia. Quando le funi vengono usate per la trasmissione d'energia meccanica, le pulegge sono di ghisa, a gola tornita, tra i fianchi della quale la fune viene incastrata senza toccare il fondo; si possono anche usare pulegge a gole multiple, con diverse funi in parallelo, quando lo sforzo da trasmettere è notevole.

26.3 - Per l'approfondimento degli aspetti legati all'usura (funzione della pressione che la fune esercita all'interno della scanalatura della puleggia) e alla fatica delle funi si consiglia di consultare *Shigley - Progetto e costruzioni di macchine* di R. G. Budynas e J. K. Nisbett nella seconda edizione italiana a cura di D. Amodio, edito da McGraw-Hill (2009).

26.5.2 Scelta della fune

I due aspetti che vengono considerati nella *scelta*^{26.4} della fune sono il carico assiale che sollecita la fune a trazione e l'avvolgimento della fune sulla puleggia che determina una sollecitazione di flessione. Le normative che riguardano l'impiego delle funi impongono un fattore di sicurezza n superiore a un valore minimo per la sola sollecitazione di trazione, mentre della sollecitazione di flessione, il cui valore è affetto dall'incertezza sul comportamento del singolo filo (scorrimento libero o bloccato) rispetto agli altri, si tiene conto imponendo che i rapporti tra il diametro minore D della puleggia di avvolgimento e il diametro dei fili esterni d_w oppure il diametro della fune d sia superiore a un valore minimo, che si trova sui manuali in funzione del tipo di meccanismo considerato. Quando il rapporto D/d_w scende al di sotto di 200, i carichi possono causare deformazioni permanenti nella fune. La normativa prescrive, per tamburi e pulegge motrici, $D/d_w \geq 300$ e $D/d_w \geq 25$, quale dei due rapporti dà il maggiore valore del diametro D (per ascensori e montacarichi questi rapporti divergono $D/d_w \geq 500$ e $D/d_w \geq 40$):

$$D/d_w \geq 300 \qquad D/d_w \geq 25 \qquad \mathbf{26-22}$$

Risolvendo l'equazione **20-5** che dà il raggio di curvatura ρ rispetto al momento flettente M e anche l'equazione **20-4** che dà la tensione di flessione σ sempre rispetto a M si ottiene:

$$\rho = \frac{EI}{M} \Rightarrow M = \frac{EI}{\rho} \qquad \sigma = \frac{M}{I}y \Rightarrow M = \frac{\sigma I}{y}$$

Eliminando il momento flettente M , termine comune nelle due equazioni, e risolvendo rispetto alla tensione di flessione σ si ottiene:

$$\frac{EI}{\rho} = \frac{\sigma I}{y} \Rightarrow \sigma = \frac{Ey}{\rho}$$

In questa equazione il raggio di curvatura ρ con cui si flette la fune è il raggio della puleggia $D/2$ su cui passa la fune, mentre y corrisponde al raggio del filo $d_w/2$; indichiamo inoltre con E_r il modulo di elasticità apparente della fune o, per meglio dire, del filo inteso nella sua particolare configurazione di elemento della fune. Essendo infatti i fili spiraliformi, quando sollecitati a trazione si stirano e forniscono un valore del modulo di elasticità diverso da quello effettivo.

$$\sigma = E_r \frac{d_w}{D} \qquad \mathbf{26-23}$$

Quest'ultima equazione, che dà la tensione σ in un filo esterno della fune, mette in luce l'importanza dell'uso di pulegge di grande diametro D rispetto al diametro del filo d_w per contenere la flessione locale e la relativa concentrazione degli sforzi, che si genera allorché la fune viene fatta passare attorno a una puleggia scanalata.

26.4 - La scelta della fune è un argomento per il quale le considerazioni analitiche servono solo a inquadrare il problema, ma per gli aspetti quantitativi devono cedere il passo all'esperienza. Le cause di sollecitazione sono il carico assiale, la flessione dovuta all'avvolgimento, la rotazione torsionale, il contatto con la puleggia (non solo per azione diretta ma anche per il contatto che nasce tra i fili) e lo sfregamento tra i fili, ma in pratica si riesce a eseguire qualche calcolo solo per i primi due aspetti. La scelta della fune deve avvenire sulla base del carico nominale con coefficiente di sicurezza adeguato (norma), rispettare i limiti sui rapporti di avvolgimento (norma), seguire le indicazioni dei produttori per adottare la tipologia di fune, il montaggio ecc. adatti all'applicazione in esame.

I cataloghi dei costruttori riportano, in funzione del tipo di fune (la formazione della *Figura 26.18-c*), il diametro della fune [mm], la massa per unità di lunghezza [kg/m], il diametro dei fili esterni [mm], il carico di rottura minimo garantito [N] e la resistenza della fune [N/mm²]. Il carico di rottura minimo garantito è quello indicato sul catalogo in corrispondenza a ogni fune ed è quello che vale agli effetti delle norme antinfortunistiche, per definire la portata della fune. Il carico di rottura effettivo è invece il carico che si ottiene nella prova di rottura a trazione e deve essere sempre superiore a quello minimo garantito.

Se non è noto, il carico di rottura minimo garantito F_r [N] si può calcolare^{26.5} come prodotto di un fattore di carico minimo di rottura della fune K' per il diametro della fune d [mm] elevato al quadrato e per la resistenza a rottura minima dei fili della fune R_0 [N/mm²]. Nei manuali, si trovano sia il fattore K' citato nella normativa in funzione del tipo di fune (varia, ad esempio, da 0,280 a 0,359 per una fune a trefoli e da 0,520 a 0,560 per una fune spiroidale) sia la tensione di rottura a trazione R_0 dei fili impiegati nella costruzione delle funi, di cui vengono solitamente citate due classi di resistenza: 1570 e 1770 N/mm².

$$F_r = K' d^2 R_0 \quad \mathbf{26-24}$$

Il carico di rottura F_r sulla fune va confrontato, attraverso il fattore di sicurezza n (**19-12**), con il carico di lavoro massimo ammissibile a trazione F . Tenendo presente che in pratica la rottura della fune avviene non tanto per una progettazione inadeguata quanto piuttosto per un errore dell'operatore che applica alla fune dei carichi superiori a quelli previsti dal progettista, si assumono valori piuttosto elevati del fattore di sicurezza. Per operazioni relative a trasporto di materiali, si prende un fattore di sicurezza $n \geq 6$ che diviene $n \geq 10$ allorché si prevedono dei rischi per vite umane oppure delle situazioni molto critiche. Fissato il fattore di sicurezza $n = F_r/F$, il carico di rottura F_r dovrà risultare nei due casi ($n \geq 6$ ed $n \geq 10$) maggiore o uguale a un valore del carico di lavoro F dato da:

$$\frac{F_r}{F} = n \geq 6 \Rightarrow F_r \geq 6 \cdot F \qquad \frac{F_r}{F} = n \geq 10 \Rightarrow F_r \geq 10 \cdot F \quad \mathbf{26-25}$$

La tensione di trazione σ_t è data dal carico di lavoro F sulla fune diviso l'area complessiva dei fili di acciaio prodotto dell'area del singolo filo $(\pi d_w^2)/4$ per il numero dei fili z ^{26.6}. Questo valore deve essere inferiore o uguale alla σ_{amm} data dalla resistenza del materiale R_0 divisa per il fattore di sicurezza n citato sopra.

$$\sigma_t = \frac{F}{\frac{\pi d_w^2}{4} z} \quad \mathbf{26-26}$$

26.5 - Nei manuali si trova l'equazione $F_r = (K' d^2 R_0)/1000$ dove F_r è espresso in kN anziché in newton come nella **26-24**.

26.6 - In realtà si è riscontrato che il carico di rottura della fune è inferiore alla somma dei carichi di rottura dei fili. Per le funi molto lunghe bisognerebbe aggiungere al carico utile F [N] sulla fune, il prodotto del peso per unità di lunghezza [N/m] per la lunghezza della fune [m].

La verifica dovrebbe comprendere anche la tensione dovuta alla flessione σ_f in modo da arrivare a una tensione totale somma delle due tensioni di trazione e di flessione ($\sigma = \sigma_t + \sigma_f$). La tensione di flessione è data dalla **26-23**, dove il modulo di elasticità apparente della fune E_r moltiplica il rapporto tra il diametro del filo d_w e il diametro della puleggia D . Ma del modulo elastico apparente della fune E_r si possono dare solo dei valori indicativi perché in pratica può risultare assai diverso a seconda delle modalità costruttive della fune. Il suo valore è funzione del carico applicato agli estremi della fune; esso inoltre aumenta nel tempo poiché l'elasticità di una fune diminuisce in servizio a vantaggio dell'allungamento permanente. Il valore di E_r è più basso di quello dell'acciaio: ad esempio, per funi a trefoli può variare da 69 GPa a 96 GPa contro il modulo di elasticità E dell'acciaio che si aggira attorno a 206 GPa. Il modulo di elasticità apparente della fune E_r deve quindi essere ricavato dai cataloghi del costruttore, mentre ne appare problematico il calcolo con formule citate in letteratura del tipo $E_r = 0,375 \cdot E = 0,375 \times 206.000 \text{ N/mm}^2 = 77.250$ con $E = 206 \text{ GPa}$ modulo di elasticità dell'acciaio.

Per la verifica a flessione occorre quindi rifarsi ai vincoli sui rapporti D/d_w e D/d stabiliti dalla **26-22**.

Vi sono poi dei casi particolari di dimensionamento della fune che vengono trattati con formule specifiche, al solito riportate sui manuali. Uno di questi casi riguarda gli apparecchi di sollevamento^{26.7}, dove il diametro minimo d [mm] della fune è dato dal prodotto di un coefficiente di scelta della fune C [$\text{mm}/\sqrt{\text{N}}$] (passa da $0,085 \text{ mm}/\sqrt{\text{N}}$ per meccanismi che non richiedono particolari attenzioni e poco utilizzati a $0,140 \text{ mm}/\sqrt{\text{N}}$ per meccanismi importanti e molto utilizzati) per la trazione massima della fune S [N]:

$$d = C\sqrt{S} \quad \mathbf{26-27}$$

Esempio 26.5 Scelta di una fune

Un verricello semplice azionato da un motore elettrico, che eroga la potenza $P_{\text{nom}} = 6,5 \text{ kW}$ alla velocità di rotazione $n = 1450 \text{ giri/min}$, deve sollevare un carico massimo $m = 1000 \text{ kg}$ alla velocità $v = 0,40 \text{ m/s}$. Determinare:

- il rendimento complessivo η del verricello;
- scegliere una fune in grado di soddisfare il carico minimo di rottura garantito F_r ;
- definire il diametro D del tamburo;
- confrontare la tensione di trazione σ_t nella fune con la tensione ammissibile del materiale.

SOLUZIONE

- Con riferimento allo schema di un verricello (*Figura 5.10*), si calcolano peso Q relativo alla massa m del carico (**1-10'**), potenza utile di sollevamento P_u (**7-10**) e rendimento η (**10-1**).

$$Q = mg = 1000 \text{ kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 9810 \text{ N}$$

26.7 - Le caratteristiche delle funi d'acciaio (formazione, resistenza dei fili, diametri, tolleranze, carichi minimi di rottura, pesi, normative di collaudo ecc.) sono definite da normative internazionali, come le ISO (mondiali) e le EN (europee), recepite dalla normativa italiana UNI, come la UNI ISO 4308 per gli apparecchi di sollevamento.

$$P_u = Qv = 9810 \text{ N} \times 0,40 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 3924 \text{ W} \approx 3,9 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{P_u}{P_{\text{nom}}} = \frac{3,9 \text{ kW}}{6,5 \text{ kW}} = 0,6$$

- b) Fissato un fattore di sicurezza $n = 6$ adatto per una macchina di sollevamento di materiali, la fune deve avere un carico di rottura per la **26-25** dato da:

$$F_r \geq nQ = 6 \times 9810 \text{ N} = 58.860 \text{ N} \approx 58,9 \text{ kN}$$

Dal catalogo di un costruttore si sceglie una fune a refoli crociata destra per macchine di sollevamento che ha un carico di rottura minimo garantito $F_r = 66 \text{ kN}$ (è il valore più vicino, immediatamente superiore a $58,9 \text{ kN}$). Questa fune ha un diametro $d = 10 \text{ mm}$, è costituita da $z = 133$ fili di acciaio di diametro $d_w = 0,65 \text{ mm}$ e appartiene alla classe di resistenza $R_0 = 1770 \text{ N/mm}^2$.

- c) Il diametro della fune deve soddisfare il vincolo posto al diametro D del tamburo dalle relazioni **26-22**:

$$\frac{D}{d_w} \geq 300 \Rightarrow D \geq 300 \cdot d_w = 300 \times 0,65 \text{ mm} = 195 \text{ mm}$$

$$\frac{D}{d} \geq 25 \Rightarrow D \geq 25 \cdot d = 25 \times 10 \text{ mm} = 250 \text{ mm}$$

Il valore maggiore di questi rapporti è quello di 250 mm ; scegliamo allora un diametro del tamburo:

$$D = 300 \text{ mm}$$

- d) La tensione normale a trazione σ_t è data dalla **26-26**. Confrontando σ_t con la tensione ammissibile σ_{amm} , data dal rapporto tra R_0 (classe di resistenza scelta) e il fattore di sicurezza $n = 6$, la fune risulta verificata.

$$\sigma_t = \frac{F}{\frac{\pi d_w^2 z}{4}} = \frac{4Q}{\pi d_w^2 z} = \frac{4 \times 9810 \text{ N}}{\pi \times (0,65 \text{ mm})^2 \times 133} = 222 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq \frac{R_0}{n} = \frac{1770 \text{ N/mm}^2}{6} = 295 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

COMMENTI Il catalogo del costruttore indica un modulo di elasticità apparente della fune $E_r = 95 \text{ GPa}$. La tensione di flessione σ_f calcolata con la **26-23** risulta:

$$\sigma_f = E_r \left(\frac{d_w}{D} \right) = 95.000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times \left(\frac{0,65 \text{ mm}}{300 \text{ mm}} \right) = 206 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

26.6 Catene

26.6.1 Descrizione

Con le *catene* si può trasmettere il moto abbastanza regolarmente fra due alberi paralleli posti a una distanza massima che non superi di 80 volte il passo della catena e con potenze elevate, ma con elevata rumorosità che però può essere ridotta con opportune soluzioni costruttive (Figura 26.19).



Fig. 26.19 - Alcuni tipi di catene a rulli e una catena a piastrene per ingranamento silenzioso. In quest'ultime le piastre sono sagomate in modo da appoggiare contro i denti del rocchetto permettendo un recupero automatico di eventuali giochi e un funzionamento cinematicamente corretto.

Le *catene ad anelli* (Figura 26.20) sono costituite da anelli chiusi (spesso saldati) concatenati tra loro e sono in genere utilizzate nelle macchine di sollevamento e negli organi di trazione (una applicazione tipica è quella dell'industria navale) per trasmettere forti carichi a bassa velocità. Le ruote su cui si avvolgono le catene sono munite di impronte entro le quali si impegnano gli anelli della catena.

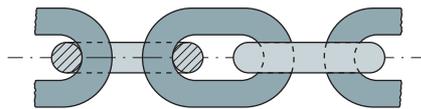


Fig. 26.20 - Catena ad anelli.

Le *catene articolate*, utilizzate nelle trasmissioni veloci, sono costituite da piastre collegate a perni per mezzo di accoppiamenti rotoidali. Uno dei tipi più diffusi è la catena Galle (Figura 26.21) in cui i perni, privi di rulli, sono ribaditi sulle piastrine provocando attrito e quindi usura sulle superfici in moto relativo. Le *catene a rulli* costituiscono un perfezio-

namento delle catene articolate; sui perni infatti vengono montati dei rulli liberi per mezzo dei quali, all'attrito di strisciamento tra perni della catena e denti della ruota, viene sostituito un attrito di rotolamento molto meno gravoso.

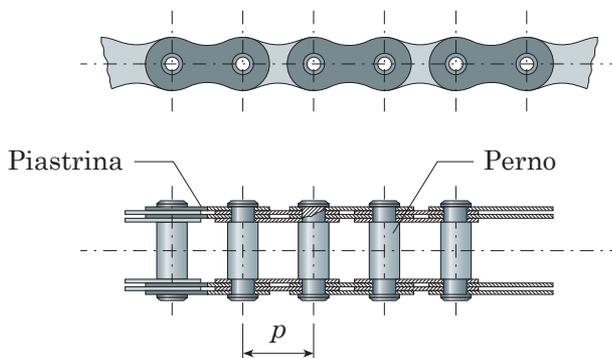


Fig. 26.21 - Catena Galle.

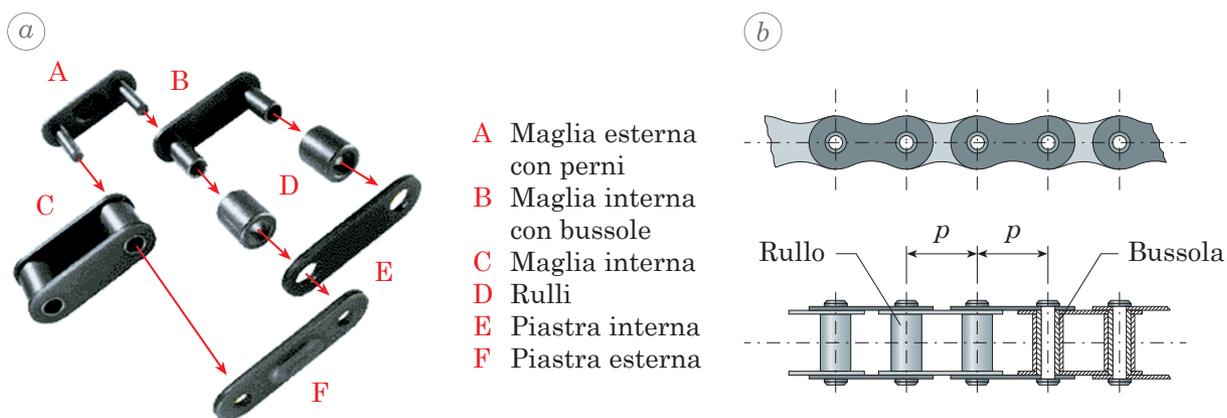


Fig. 26.22 - Catena a rulli.

a) Componenti.

b) Configurazione della catena assemblata.

Per aumentare la coppia trasmissibile si possono adottare soluzioni con più maglie (*Figura 26.23*) che naturalmente, per la trasmissione del moto, richiedono una ruota dentata doppia o tripla a seconda del numero di maglie.

Le catene a rulli si impegnano in ruote dentate vendute dal costruttore insieme alla catena (*Figura 26.24-a*); esse sono sagomate in modo tale che la sede del perno abbia lo stesso raggio di curvatura del perno che andrà ad alloggiare; la catena non si disimpegna poiché le piastrine della catena rimangono esterne alla ruota confinando i rulli all'interno del vano tra i denti. Al contrario di quanto si fa per la trasmissione a cinghia (*Figura 26.1-a*), la disposizione più conveniente è a tiro orizzontale con il ramo superiore teso e il ramo inferiore lento in modo da favorire il disimpegno della catena. Disposizioni diverse richiedono dei dispositivi tenditori analogamente a quanto avviene per le cinghie (*Figura 26.2*).

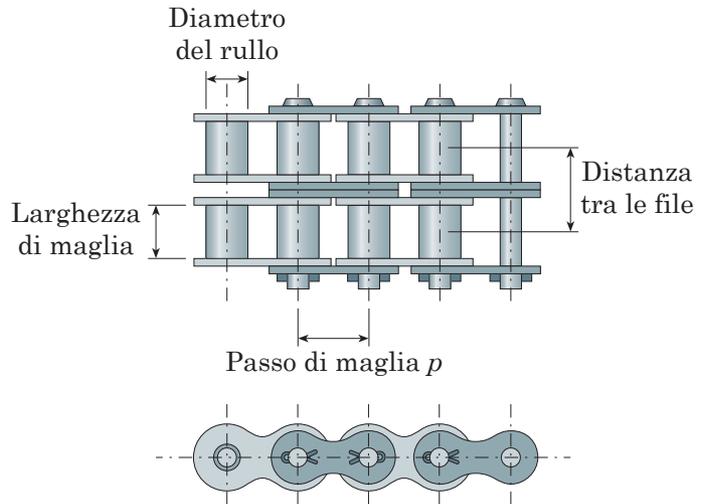


Fig. 26.23 - Catena a rulli doppia con indicati il passo di maglia p (distanza tra gli assi di due rulli consecutivi) e la larghezza di maglia.

26.6.2 Scelta della catena

Il passo p della ruota, considerato rettilineo, è la distanza tra gli assi di due perni successivi; il *diametro primitivo* D della ruota corrisponde al diametro del cerchio passante per i centri dei perni (Figura 26.24-b). Considerando che l'angolo tra due perni consecutivi vale $\gamma = 360^\circ/z$ (in radianti sarebbe $\gamma = 2\pi/z$) dove z è il numero di denti della ruota, il legame tra diametro primitivo d , passo p e z è (Tabella IV):

$$\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{p/2}{D/2} \Rightarrow D = \frac{p}{\sin(\gamma/2)} = \frac{p}{\sin(180^\circ/z)} \quad \text{oppure, in radianti,} \quad D = \frac{p}{\sin(\pi/z)} \quad \mathbf{26-28}$$



Fig. 26.24-a - Ruote per catene a rulli.

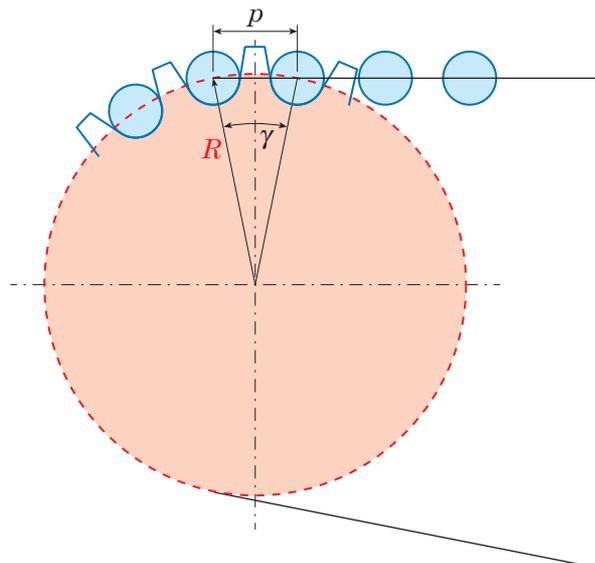


Fig. 26.24-b - Schema di ruota dentata con indicati, oltre al passo p , il raggio $R = D/2$ (distanza del centro del perno della catena dal centro della ruota) del cerchio primitivo e l'angolo γ compreso tra due perni consecutivi.

La trasmissione del moto può essere schematizzata con una catena avvolta attorno a un poligono regolare avente tanti lati quanti sono i denti delle ruote corrispondenti. La ruota della *Figura 26.25* rappresenta la ruota motrice avente una velocità angolare ω in due posizioni successive: nella prima figura la distanza della catena dal centro della ruota è uguale a R , mentre nella seconda figura la distanza della catena è diventata $R = \cos(180^\circ/z)$, in radianti sarebbe $R = \cos(\pi/z)$; per la *Tabella IV* infatti il rapporto tra il cateto adiacente e l'ipotenusa è il coseno dell'angolo $\gamma/2$, il quale a sua volta è uguale a $180^\circ/z$. Tenendo presente che la velocità della catena v è proporzionale alla distanza della catena dal centro della ruota, abbiamo una variazione di velocità della catena Δv tra due valori estremi:

$$v_{\max} = \omega R \quad v_{\min} = \omega R \cos\left(\frac{\pi}{z}\right) \quad \Delta v = \frac{v_{\max} - v_{\min}}{v_{\max}} = 1 - \cos\left(\frac{\pi}{z}\right) \quad \mathbf{26-29}$$

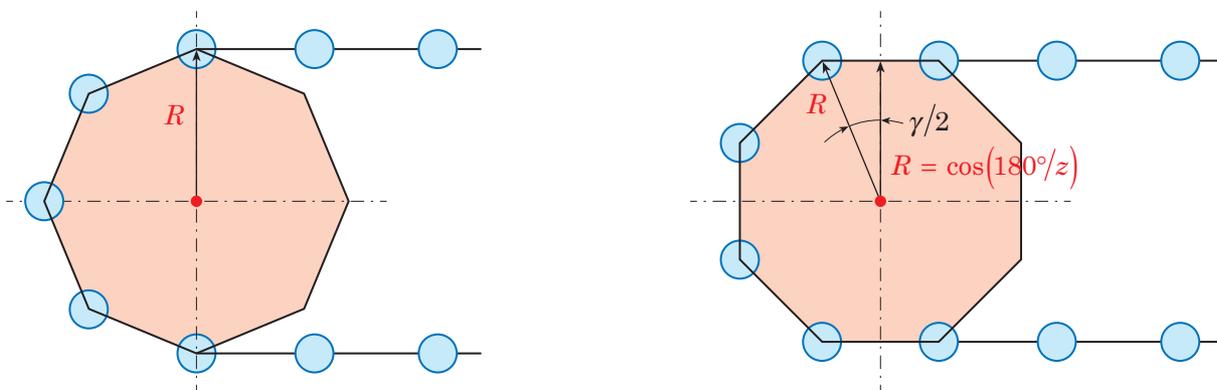


Fig. 26.25 - Trasmissione del moto schematizzata con una catena avvolta attorno a un poligono regolare in due posizioni successive.

Questo effetto, chiamato *variazione armonica della velocità*, causa delle continue accelerazioni e decelerazioni della catena. Sarebbe allora desiderabile avere una ruota motrice con un elevato numero di denti (*Figura 26.26*), ma nella pratica è vantaggioso avere una ruota motrice la più piccola possibile e questo comporta un basso numero di denti. L'esperienza, tuttavia, consiglia di utilizzare per un funzionamento regolare a velocità sia moderate (4 m/s) che alte (10÷12 m/s), una ruota motrice con almeno 17 denti; passando a 19÷21 denti si ottiene una maggiore durata della catena e un rumore ridotto. Il numero di denti della ruota condotta è compreso tra 25 e 120; oltre a 120, non vi sono ruote condotte unificate.

Se ω_1, r_1, z_1 e ω_2, r_2, z_2 sono le velocità angolari, i raggi primitivi e il numero di denti rispettivamente della ruota motrice 1 e della ruota condotta 2, il rapporto di trasmissione medio i è dato da:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad \mathbf{(25-4) \quad 26-30}$$

Nei manuali si trova il carico di rottura della catena [kN] in funzione delle dimensioni unificate delle catene (es.: UNI 7484 per le catene a rulli di precisione e le relative ruote). I costruttori forniscono la capacità di carico di una catena per una vita di 15.000 ore e per

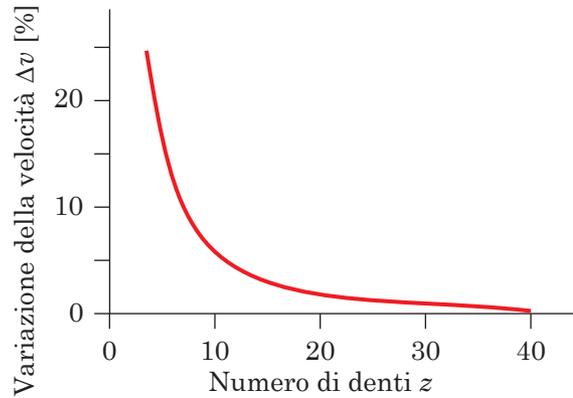


Fig. 26.26 - Variazione della velocità Δv in funzione del numero di denti z .

diverse velocità di rotazione della ruota motrice; il cedimento della catena avviene infatti più per l'elevato numero di ore di servizio, a causa dell'usura sui perni dei rulli o della fatica superficiale sempre dei rulli, che per la forza di trazione.

Il procedimento di calcolo della trasmissione a catena è quello che abbiamo seguito finora anche per le cinghie:

- sulla base della potenza nominale P_{nom} assegnata si calcola la potenza di progetto P_{prog} con la **26-13**, tenendo conto del fattore di servizio K_S dato dalla *Tabella 26.2*;
- si fissa il numero di denti z_1 della ruota più piccola e si calcola il numero di denti z_2 della ruota più grande usando la **26-30** ($z_2 = iz_1$);
- si sceglie, sul catalogo dei costruttori oppure sul manuale, il tipo di catena con le dimensioni unificate.

SINTESI

Nella *scelta della fune*, le normative impongono un fattore di sicurezza n superiore a un valore minimo per la sola sollecitazione di trazione, mentre della sollecitazione di flessione si tiene conto imponendo che i rapporti tra il diametro minore D della puleggia di avvolgimento e il diametro dei fili esterni d_w oppure il diametro della fune d siano superiori ai valori prescritti dalla normativa in funzione del tipo di meccanismo considerato.

Il procedimento di calcolo della *trasmissione a catena* è analogo a quello seguito per le cinghie:

- sulla base della potenza nominale P_{nom} assegnata si calcola la potenza di progetto P_{prog} ;
- si fissa il numero di denti z_1 della ruota più piccola e, mediante il rapporto di trasmissione, si calcola il numero di denti z_2 della ruota più grande;
- si sceglie, sul catalogo dei costruttori oppure sul manuale, il tipo di catena con le relative dimensioni unificate.

VERIFICA DELL'APPRENDIMENTO

9. Il modulo di elasticità apparente di una fune è uguale a quello dei suoi fili d'acciaio.

Vero Falso

10. Il rapporto di trasmissione di una catena a rulli è mediamente costante.

Vero Falso