

RASSEGNA TECNICA

La "Rassegna tecnica", vuole essere una libera tribuna di idee e, se del caso, saranno graditi chiarimenti in contraddittorio; pertanto le opinioni ed i giudizi espressi negli articoli e nelle rubriche fissate non impegnano in alcun modo la Società degli Ingegneri e degli Architetti in Torino

Il calcolo degli argani da ascensore

L'A., ricollegandosi a un precedente articolo pubblicato in questa Rivista, approfondisce l'esame del calcolo dei riduttori a vite senza fine.

Nel n. 3 di questa rivista del 1952 è stato pubblicato un riassunto del mio metodo per il calcolo dell'accoppiamento vite senza fine con ruota elicoidale ⁽¹⁾.

Per i riduttori veloci e precisi, ma ad alta riduzione, degli ascensori, conviene spingere un po' innanzi la precisione del calcolo verificando la vite e la ruota al riscaldamento, alla sollecitazione di flessione, alla pressione fra i denti e al cedimento elastico della vite, con un più preciso riferimento alla lavorazione, ai materiali impiegati e all'intermittenza di lavoro.

Siano:

b = lunghezza del dente della ruota misurata lungo la primitiva in cm;

i_m = moltiplicazione della coppia = $\frac{z}{n_f}$;

I = intermittenza di lavoro (percentuale);

m = modulo della dentatura in mm cui corrisponde un passo $t = 0,1 \pi m$, in cm;

P = sforzo parallelo all'asse della vite in kg alla periferia della ruota;

N = potenza in CV da applicare alla vite =

$$\frac{P}{i} \frac{n}{71620} \frac{r_r}{\eta};$$

n = numero dei giri della vite al primo;

n_f = numero dei filetti della vite;

η = rendimento della coppia vite-ruota;

r_v = raggio primitivo della vite in cm;

r_r = raggio primitivo della ruota in cm = $0,05zm$;

μ = $\text{tg} \rho$ = resistenza d'attrito fra vite e ruota;

z = numero dei denti della ruota;

$\text{tg} \beta = \frac{r_r}{i_m r_v}$ = inclinazione del filetto della vite;

⁽¹⁾V. ZIGNOLI, *Calcolo pratico dell'accoppiamento vite senza fine con ruota elicoidale*. « Atti e Rassegna Tecnica », marzo 1952, n. 3. Si noti che nella formula per la verifica di durata è stato ommesso il moltiplicatore 0,1 cosicché si deve leggere $P=0,1 K_i K_d K_r K_s D_p b$. Si veda anche il capitolo sulla « Coppia vite senza fine - ruota elicoidale » nel I Volume di V. Zignoli, *Trasporti Meccanici* - Hoepli, Milano 1952 e il capitolo « Accessori » nel II Volume (1953).

ψ = rapporto fra la lunghezza b del dente in cm

e il passo $\psi = \frac{b}{t}$;

Y_0 = sollecitazione massima a flessione ammissibile sui denti della ruota in kg/cm^2 ;

Y = carico ideale in kg/cm^2 ammissibile a priori per il calcolo di m fra vite e ruota;

$Y_1 = \frac{1 + 1,3 \left(\frac{n}{1000} \right)^{\frac{2}{3}}}{\frac{100}{I} + 1,3 \left(\frac{n}{1000} \right)^{\frac{2}{3}}}$ coefficiente che tien

conto dell'intermittenza I ;

Y_2 = Coefficiente dipendente dalla riduzione

$$i = \frac{n_f}{z};$$

Y_3 = coefficiente che dipende dalla velocità di strisciamento della vite in m/sec (per riduttori di ottima fattura funzionanti in bagno d'olio);

Y_4 = coefficiente che dipende dall'angolo β di inclinazione del filetto della vite;

Y_5 = pressione specifica ideale ammissibile fra vite e ruota in kg/cm^2 ;

v_{sc} = velocità di strisciamento della vite in

$$\text{m/sec} = \frac{2 \pi r_v n}{6000 \cos \beta};$$

I valori di Y Y_0 Y_1 Y_2 Y_3 Y_4 Y_5 sono dati assieme a d_v e ψ dalla tabella I.

Fissati a priori con discreta approssimazione in base a precedenti costruzioni o tentativi, n ed N , tenuto conto del carico P in kg che il tamburo trasmette alla periferia della ruota, del numero dei filetti della vite, e del rapporto ψ , si ricava in prima approssimazione

$$\text{il modulo } m = 244 \sqrt[3]{\frac{N}{n Y \psi^2 n_f}} \eta \text{ mm}$$

che si arrotonda al numero intero superiore più vicino.

Si ricava allora con maggior precisione

$$\eta = \frac{1 - \mu \text{tg} \beta}{1 + \frac{\mu}{\text{tg} \beta}}$$

$$r_v \geq 0,12 m + 0,05$$

$$\sqrt[4]{\frac{Pl^3 \operatorname{tg} \beta}{r_v} \sqrt{\left\{ \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\beta + \rho)} \right\}^2 + 1}} =$$

$$= 0,12 \times 6 + 0,05$$

$$\sqrt[4]{\frac{230 \times 24,5^3 \times 0,108}{2,8} \sqrt{\left(\frac{0,3639}{0,136} \right)^2 + 1}} \approx 2 \text{ cm} < 2,8$$

Essendo tutte le verifiche abbondantemente positive si adotta definitivamente il riduttore mod. 6.

Aderenza. — Assunta una decelerazione in frenatura $d = 0,5 \text{ m/sec}^2$ il coefficiente c d'incremento per l'inerzia delle masse, stabilito dal regolamento italiano, è

$$c = \frac{g + d}{g - d} = \frac{9,81 + 0,5}{9,81 - 0,5} = 1,14$$

D'altro lato, sempre a norma di regolamento, si deve assumere come caso più sfavorevole quello della cabina al piano più basso con un carico del 50% superiore a quello ammesso. Il carico ammesso per 3 persone è di $75 \times 3 = 225 \text{ kg}$, aggiungendo il 50% si ha un carico eccezionale di 338 kg , cioè $338 - 250 = 88 \text{ kg}$ più di quelli considerati nel cal-

colo. Sarà in tal caso $T = 562 + 88 = 650 \text{ kg}$; resta invariato $\xi = 412 \text{ kg}$.

Il rapporto $T/t = 650/412 = 1,58$.

Nel caso della cabina scarica è $T/t = 450/291 = 1,55$.

La condizione peggiore è quindi la prima e tenuto conto di $e = 1,14$ deve essere verificata l'aderenza per $T/t = 1,58 \times 1,14 = 1,80$.

Utilizzando gole a V con angolo di 35° e usando $f_0 = 0,09$, come prescritto dal nostro regolamento, il coefficiente d'aderenza effettivo fra gola e fune è, secondo le norme:

$$f_e = \frac{f_0}{\operatorname{sen} \frac{35^\circ}{2}} = \frac{0,09}{0,3}$$

ed adottando un angolo di avvolgimento $\alpha = 162^\circ$, per tener conto della deviazione necessaria per scansare la cabina, risulta

$$e^{f\alpha} = 1,95.$$

È quindi soddisfatta la $e^{f\alpha} \geq c \frac{T}{t}$ regolamentare.

Vittorio Zignoli

La frenatura degli autoveicoli

Esposizione del problema nella sua essenza con riguardo all'aggiornamento delle prescrizioni ministeriali sul controllo dell'efficienza della frenatura attualmente in discussione sul piano nazionale ed internazionale.

È questo un problema che per la sua capitale importanza continua ad appassionare i tecnici dell'automobile di tutto il mondo. La frenatura è anzitutto un problema che riguarda la sicurezza del viaggiare e l'incolumità delle persone; naturalmente di quelle affidate al veicolo stesso, e di quelle che si trovano sulle strade alla mercè dei bolidi che le percorrono. Ma è anche un problema che riguarda le prestazioni stesse del veicolo, poichè dalla capacità di frenatura dipendono i tempi e gli spazi da esso percorsi nei rallentamenti bruschi davanti ad ostacoli improvvisi, e da questi tempi e spazi, che dovrebbero sempre rappresentare dei valori minimi, le velocità massime raggiungibili o acconsentite del veicolo. Più veloce (e pesante) è un veicolo, tanto più efficace deve essere il suo impianto freni; risultano pertanto legate anche alle possibilità di aumento di questa efficacia le possibilità di ulteriore sviluppo delle prestazioni stesse degli autoveicoli oggi usati.

Dai pericoli che possono derivare per il pubblico da un veicolo con insufficiente frenatura, risulta chiaro e motivata la preoccupazione delle autorità competenti di prestare costantemente la loro attenzione al problema della sorveglianza dell'efficienza dell'impianto freni dei veicoli ammessi in circolazione. Anzi, si vorrebbe andar oltre; e qualcuno pensa che non soltanto la sorveglianza dell'efficienza della frenatura dei veicoli sia compito di dette autorità, ma anche il diritto spetta ad esse di prescrivere formule che, osservate dai costruttori fin dal-

l'impostazione del progetto, garantirebbero così un certo minimo delle prestazioni di frenatura di ciascun veicolo fin dalla sua nascita. L'idea, encomiabile come tale, presenta però e purtroppo delle difficoltà di realizzazione, che, se anche a prima vista sembrano non insormontabili, pur tuttavia sono di carattere così complesso, da non aver finora permesso una soluzione semplice che sia ugualmente accettata a tutti gli interessati al problema.

Crediamo pertanto fare cosa grata illustrare i diversi aspetti di questo problema, e riportare alcune proposte di soluzione che dovrebbero essere intese a soddisfare le esigenze esistenti.

Le grandezze ed i fattori principali che influiscono in qualche modo, direttamente o indirettamente, sulla frenatura di un veicolo, sono:

- 1) il peso del veicolo G (kg)
- 2) il passo L (cm)
- 3) l'altezza del baricentro da terra e (cm)
- 4) la distanza orizz. del baricentro dall'asse post i (cm)
- 5) la ripartizione dello sforzo frenante

$$\text{alle ruote} \quad \xi = \frac{F_p}{F_p + F_a}$$

dove: F_p = forza frenante alla periferia delle ruote poster.

F_a = forza frenante alla periferia delle ruote anter.

- 6) il coefficiente d'attrito fra ruote e terra μ