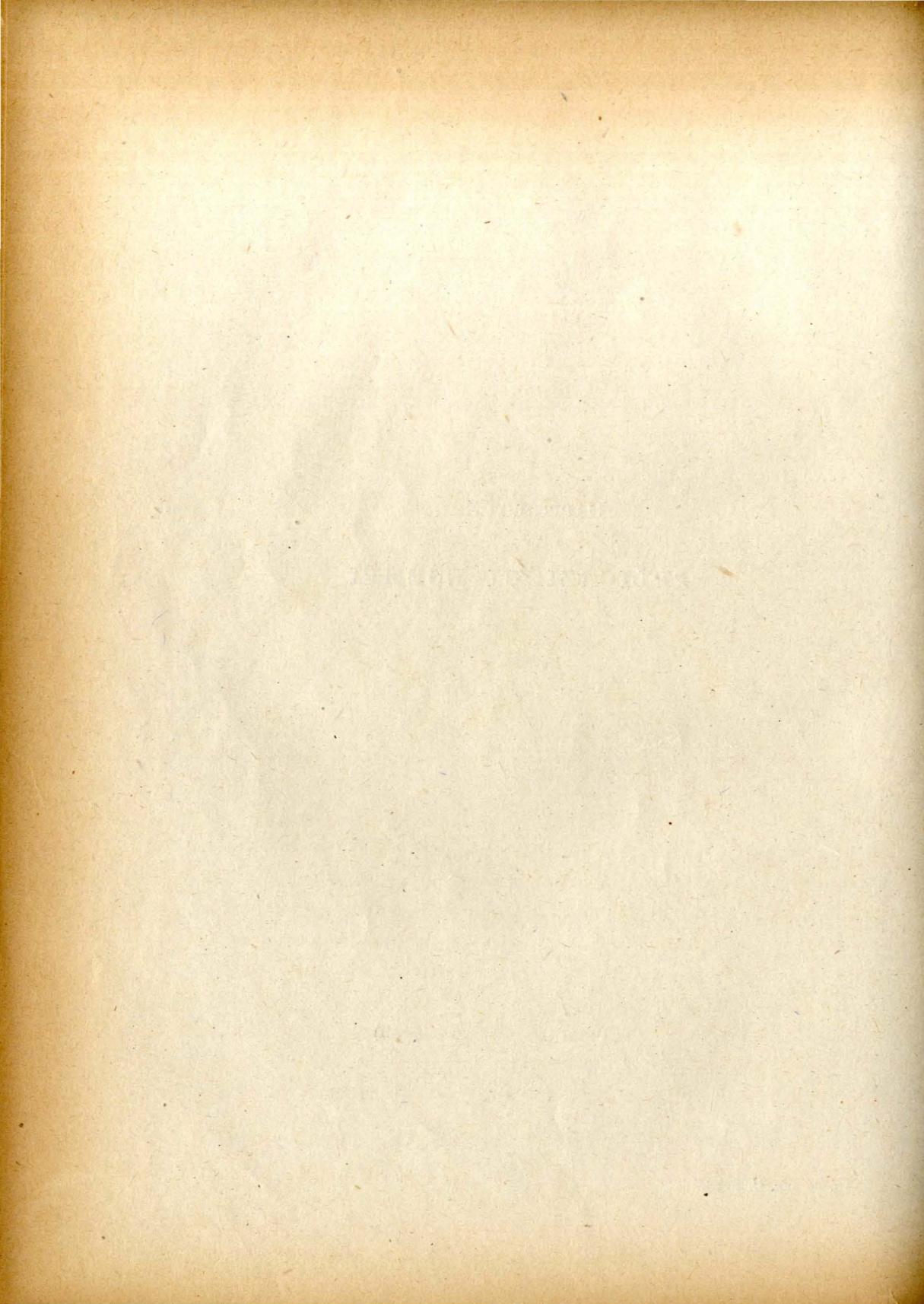


CAPITOLO X

APPLICAZIONI - ESEMPI



ACCOPIAMENTI ELASTICI A CATENA (fig. 53)

Caratteristiche. — Questo tipo di accoppiamento elastico con catene è caratteristico per la semplicità della sua costruzione. Infatti esso è costituito da due parti in acciaio con denti cementati e temperati, ed una catena a rulli duplex che viene montata sopra di queste.

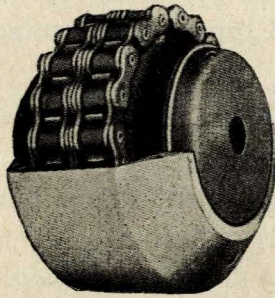


Fig. 53

Impieghi. — Viene impiegato spesso in accoppiamenti diretti, e per citarne qualcuno diremo ad esempio degli accoppiamenti fra dinamo-alternatore, motore elettrico-pompa, motore elettrico-variante, o riduttore di velocità, ancora in diverse applicazioni per trasmissioni meccaniche, macchine utensili, argani differenziali, etc.

Il giunto elastico a catena come abbiamo innanzi detto, risolve il problema dell'accoppiamento in modo semplice e abbastanza vantaggioso.

Infatti la catena ammette entro determinati limiti una irregolarità di allineamento, e parallelismo nei due assi da collegare e dispensa quindi da quella ricercata preci-

sione di montaggio che si rende necessaria per gli altri tipi di giunti elastici.

Si fa particolare menzione al vantaggio che la catena a rulli duplex montata sui due pignoni come illustrato in fig. 53 procura nel senso di assorbire in buona parte le spinte assiali di un albero senza trasmetterlo a quello affacciato.

Lo smontaggio è rapido perchè basta sfilare un perno di congiunzione della catena (generalmente se ne mettono 3 distribuiti nell'anello di catena costituente il giunto elastico), per liberare il giunto e ciò senza richiedere lo spostamento degli assi.

Questo tipo di giunto consente inoltre buon equilibrio anche ad alte velocità.

Si rendono silenziosi chiudendoli in apposite custodie (carters) di cuoio o di alluminio preventivamente riempite di grasso; conservano dolcezza ed elasticità di trasmissione anche sotto carico, sovracarico, o comunque urti improvvisi.

Dati di costruzione. — Le parti *A* fig. 54, si costruiscono in acciaio naturale *MS* con denti cementati e temperati. Lo spessore *B* si tiene uguale a $0,70 W$ meno $0,15$ mm. Le parti *A* si fanno sempre di 16 denti e tale numero di denti è già calcolato in relazione ai carichi di rottura e di lavoro delle catene relative.

Le velocità massime consentite sono quelle stesse fissate per le catene a rulli del medesimo passo, e supposte lavoranti su pignoni da 16 denti.

I carters o le custodie riempite di grasso si rendono consigliabili oltre i 500 giri per minuto primo.

Il giunto elastico a catena si calcola con la seguente formula:

$$\text{HP trasmissibili} = \frac{\text{giri per minuto ' considerati}}{\text{HP a 100 giri}}$$

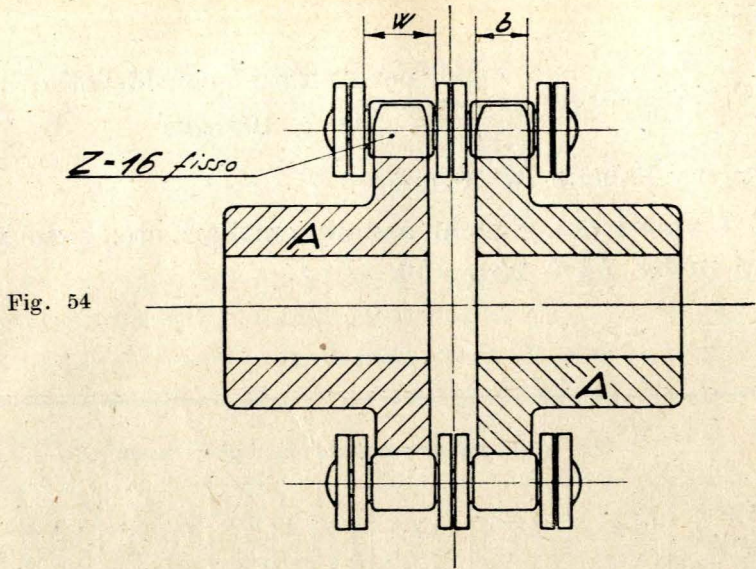
(vedere Tabella 27 seguente).

I valori dei giuochi assiali, angolari, etc., sono riportati in fig. 54 a pag. 150.

TABELLA 27

HP a 100 giri per minuto' in ragione passo cat.								
Passo catena	3/8"	1/2"	5/8"	3/4"	1"	1-1/4"	1-1/2"	2"
HP	0,3	0,8	1,2	2,2	5	15	23	32

I giunti elastici vengono costruiti anche con collegamenti a catena a rulli semplici, ed a catene silenziose, od a denti.



Gioco angolare

Passo catena	Radiale	Assiale	
		massimo	normale
3/8"	m/m. 0.5	m/m. 2.4	m/m. 1.2
1/2"	" 0.6	" 3.1	" 1.5
5/8"	" 0.8	" 3.85	" 1.95
3/4"	" 1	" 4.8	" 2.4
1"	" 1.2	" 6.3	" 3.1
1 1/2"	" 1.9	" 9.-	" 4.5
2	" 2.5	" 12.-	" 6.2

* consentito per ogni 10^{mm} di passo

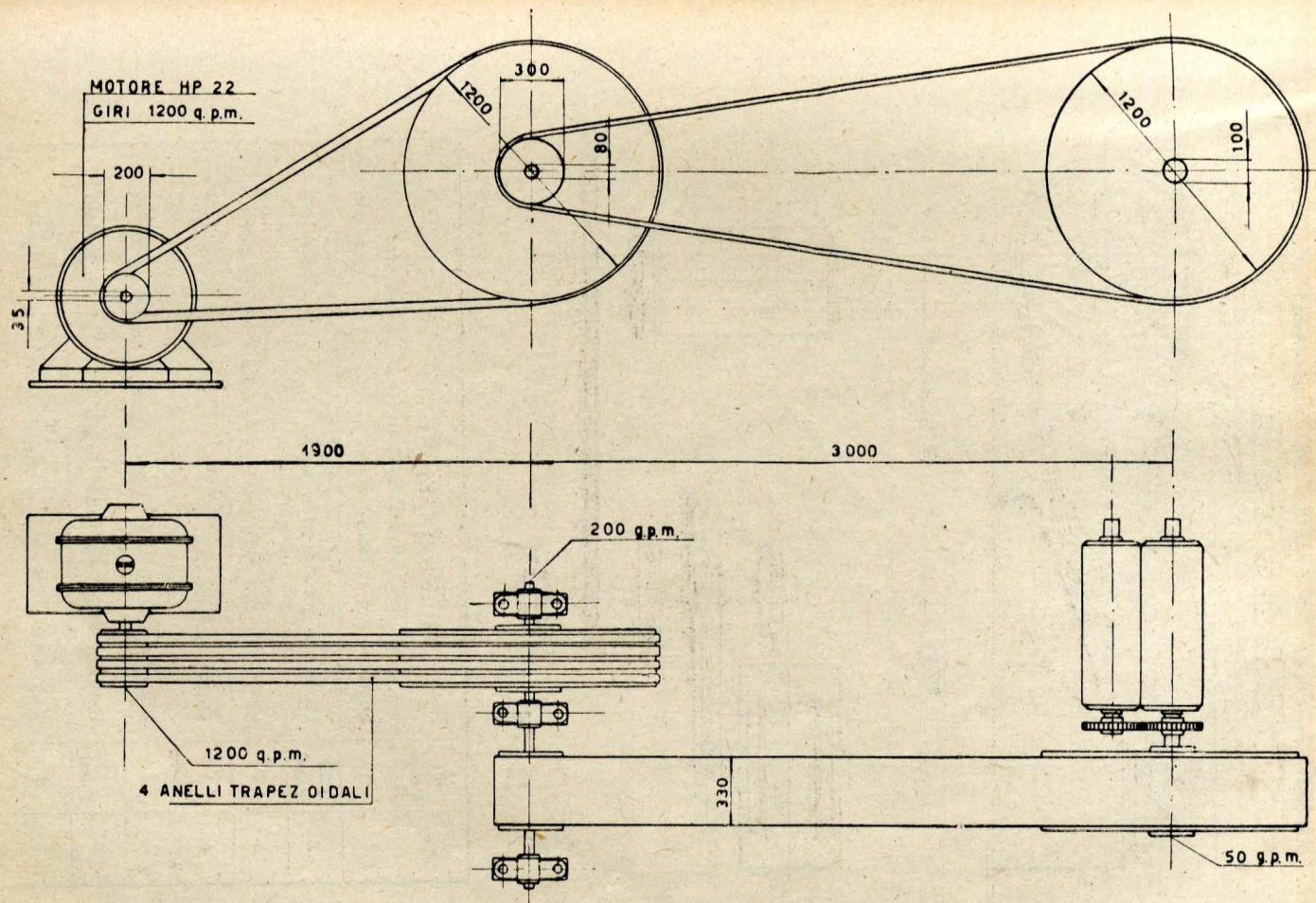


Fig. 55

Comando calandra per cartone cuoio con trasmissioni a cinghia.

COMANDO CALANDRA PER CARTONE CUOIO TRASFORMATO A CATENA

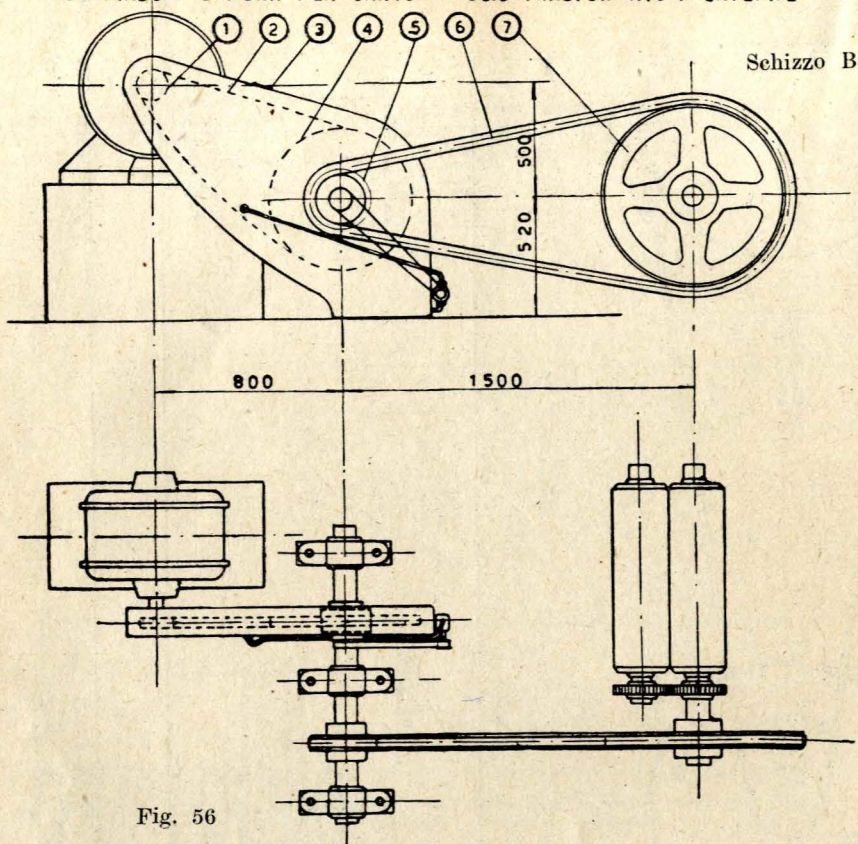


Fig. 56

Pos.	N. Pezzi	DENOMINAZIONE	Materiale
1	1	Pignone per catena	Acciaio
2	122 Passi	Catena a rulli duplex passo $\frac{3}{4}$	Acciaio
3	1	Carter.....	Lamiera Ferro
4	1	Ruota per catena	Ghisa
5	1	Pignone per catena	Acciaio
6	156 Passi	Catena a rulli semplice $1\frac{1}{2}$	Acciaio
7	1	Ruota per catena	Ghisa

TRASMISSIONI A CATENA.

Esempio applicativo N. 1 (figg. 55-56 pagg. 151-152).

Comando di una calandra per cartone cuoio, con caricamento della pasta di legno in senso verticale.

Si dà dimostrazione con questo esempio di come si è proceduto alla trasformazione di un impianto esistente per il comando della calandra suddetta ottenuto a mezzo di cinghie trapezoidali di gomma e a cinghie di cuoio piane.

Le trasmissioni a catena che hanno sostituito le anzi dette a cinghia hanno dato i seguenti vantaggi.

Si lamentava primo fra tutti il cattivo funzionamento della trasmissione a cinghia piana che costretta a lavorare a basso regime di giri provocava frequenti slittamenti. Inoltre nel primo rinvio a cinghia trapezoidale gli anelli di gomma montati su pulegge con gole non perfettamente lavorate non lavoravano tutti insieme provocando il non lieve inconveniente dell'allungamento di ogni singolo anello il quale sostituito, era il solo a lavorare sottoponendosi quindi a conseguente rapida usura e sostituzione.

Rendendosi inoltre necessario il piazzamento di un'altra macchina simile nel medesimo locale, l'ingombro richiesto, della prima, non permetteva l'installazione della seconda.

Si è risolto il problema impiegando le trasmissioni a catena.

Si sono rilevati i dati riportati nello schizzo *A* fig. 55 a pag. 151 e si è proceduto al calcolo.

L'impianto è risultato definitivamente trasformato secondo lo schizzo *B* fig. 56 a pag. 152.

Calcolo. — Primo rinvio:

HP 22; $N = 1200$ giri per minuto primo, diametro dell'asse mm 35;

$n = 200$ giri per minuto primo, diametro asse millimetri 80;
interasse normale.

Consultiamo la curva di orientamento e vediamo per 1200 giri presentarsi la catena da $3/4''$ la quale può trasmettere 12,5 HP con pignone motore da 19 denti.

Siccome si devono trasmettere invece 22 HP applicheremo una catena a rulli duplex.

Moltiplicando infatti la potenza trasmessa di HP 12,5 della catena a rulli semplice per il coefficiente di maggiorazione di 1,95 otterremo HP 24,3 e ci fermiamo quindi su questa catena duplex da $3/4$ di passo iniziando il calcolo.

Il diametro primitivo minimo del pignone deve ricavarsi dalla seguente espressione:

$$Dp = t + 2d \text{ ossia}$$

$$Dp = 19,05 + 2 \times 35 = \text{ca } 90 \text{ mm.}$$

E siccome il pignone da 19 denti ha un diametro primitivo di (vedi tabella trigonometrica) $19,05 \times 6,76 = = \text{mm } 115,74$, lo riteniamo adatto.

La ruota motrice di conseguenza avrà un numero di denti eguale a:

$$z = 19 \times 6 \text{ (rapporto di trasmissione).}$$

La ruota grande condotta avrà quindi $Z = 114$, e conseguentemente un diametro primitivo uguale a:

$$Dp = 19,05 \times 36,292 = \text{mm } 691,36.$$

Procediamo quindi nel calcolo verificando se la catena presa per impostazione è adatta allo sforzo periferico da trasmettere.

Avremo:

$$V = \frac{\pi \times dp \times N}{60} = \frac{3,14 \times 0,11574 \times 1200}{60} = 7,7 \text{ m/sec circa}$$

A questo punto possiamo calcolare l'azione della forza centrifuga generata, che sommeremo poi allo sforzo periferico, osservando che questa sollecitazione esiste per il fatto che si sorpassano i 5/m sec.

$$C = \frac{W \times V^2}{g}$$

W = peso per metro della catena = 3 kg, quindi sarà:

$$C = \frac{3 \times 49}{9,81} = \frac{147}{9,81} = 15 \text{ kg.}$$

Si trascura di calcolare l'azione degli strappi imposti dalla catenaria perchè in questo caso trattandosi di interessare minimo normale questa forza non interviene.

E passiamo al calcolo dello sforzo periferico che sarà:

$$T = \frac{75 \times \text{HP}}{V} = 236 \text{ kg.}$$

Ora verifichiamo la pressione specifica convenzionale sui perni della catena, ed avremo: (vedere tabella delle catene a rulli)

$$\text{diametro perno} = 6 \text{ mm} \times \text{lunghezza} = \text{mm } 11,68 \times 2 = \\ = \text{mm}^2 141,16.$$

La pressione specifica sarà dunque:

$$\frac{\text{kg } 236 + 15}{141,16 \text{ mm}} = 1,78 \text{ kg mm}^2$$

che riteniamo accettabile.

Sommiamo gli sforzi in giuoco ed avremo:	
azione della forza centrifuga	kg 15
sforzo periferico	» 236
	kg 251

Tenuto ora presente che il carico di rottura delle catene duplex è di kg 2498 per $1,95 = \text{kg } 5700$, avremo

un coefficiente di sicurezza eguale a $\frac{5700}{251} = 25$ che rite-

niamo senz'altro accettabile per la trasmissione in oggetto.

Si procede al calcolo della lunghezza della catena tenendo l'interesse normale di 40 volte il passo della catena e avremo:

$$\frac{2 \times \Delta}{\text{passo}} + \frac{Z + z}{2} + \frac{\text{passo} (Z - z)^2}{40 \times \Delta}$$

$$\frac{2 \times 800}{19,05} + \frac{114 + 19}{2} + \frac{19,05 \times (114 - 19)^2}{40 \times 800} = 156.$$

La lunghezza della catena sarà dunque di 156 passi e potremo ora procedere a disegnare la trasmissione (vedere fig. 56 a pag. 152).

Naturalmente la trasmissione verrà rinchiusa in apposito carter e la lubrificazione sarà del tipo forzato con pompa a getto continuo (fig. 57 pag. 157).

SECONDO RINVIO.

HP 22 $N = 200$ giri per minuto primo, diametro asse
= mm 80;

$n = 50$ giri per minuto primo, diametro asse =
= mm 100. Interasse normale.

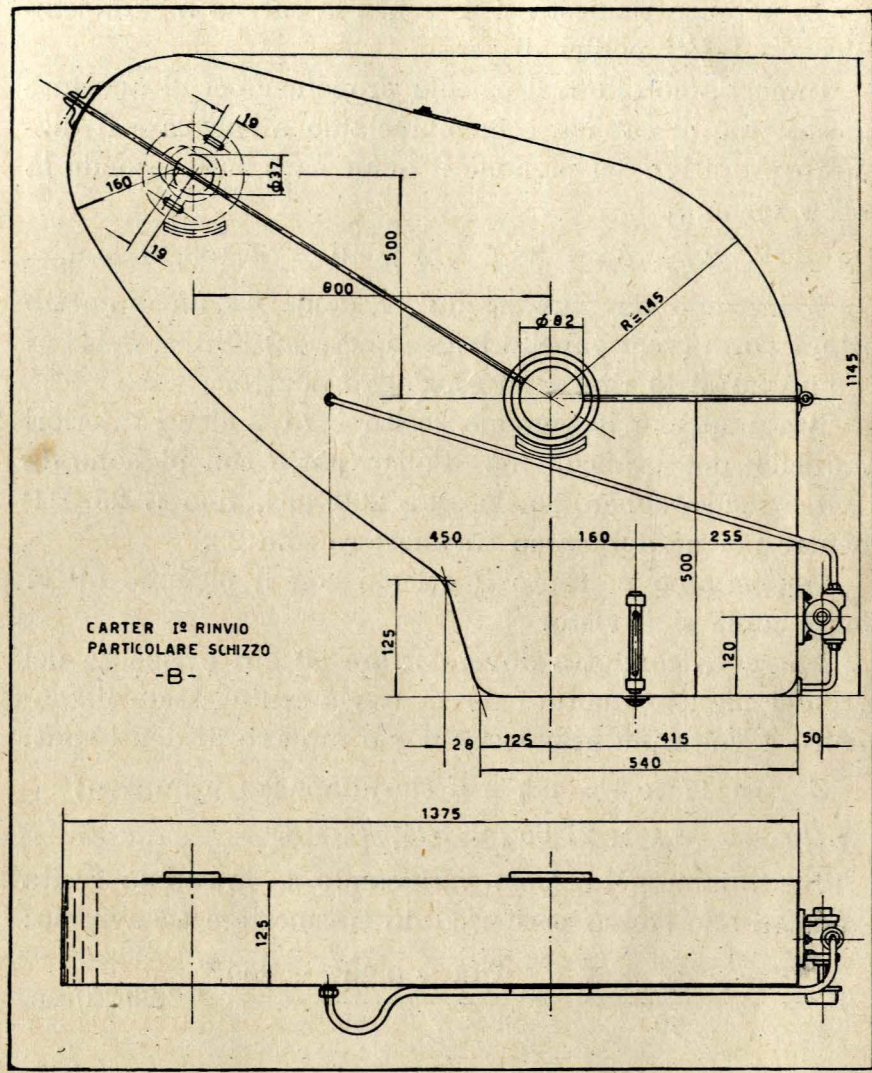


Fig. 57

Consultiamo anche in questo caso la curva di orientamento e osserviamo che a 200 giri al minuto primo, e per la potenza richiesta si presenta la catena a rulli semplice da $1\text{-}\frac{1}{2}$ " pollici di passo.

Impostiamo allora il calcolo proponendoci di adottare questo tipo di catena, e incominciamo a calcolare il diametro primitivo del pignone il quale sarà dato secondo la solita formula.

$$Dp = t + 2d = dp = 38,1 + 2 \times 80 = ca\ 198,10\ \text{mm.}$$

E siccome un pignone da 17 denti ha un diametro primitivo di (vedi tabella trigonometrica) $38,1 \times 5,441 =$ mm 207,3 lo riterremo senz'altro adatto.

Notiamo che il pignone scelto è di 2 denti inferiori a quello del grafico, ma d'altra parte con pignone da 19 denti si sarebbero trasmessi a 200 giri, fino a 25 HP mentre noi ne dobbiamo trasmettere solo 22.

Impostiamo pertanto il calcolo con il pignone di 17 denti come si è visto.

La ruota condotta dovendo fare 50 giri e cioè $\frac{1}{4}$ dei giri del pignone motore dovrà ovviamente essere il diametro 4 volte più grande ed il suo numero di denti sarà:

$$Z = 17 \times 4 = 68, \text{ e il suo diametro primitivo;}$$

$$Dp = 38,1 \times 21,653 = 824,97\ \text{mm.}$$

Proseguiamo nel calcolo verificando se la catena scelta è adatta allo sforzo periferico da trasmettere ed avremo:

$$V = \frac{\pi \times dp \times N}{60} = \frac{3,14 \times 0,207 \times 200}{60} = 2,20\ \text{m/sec.}$$

A questa velocità non è il caso di tenere conto della forza intrinseca che naturalmente non interviene, e passiamo quindi senz'altro a calcolare lo sforzo periferico:

$$T = \frac{75 \times \text{HP}}{V} = 750 \text{ kg.}$$

Notiamo a questo punto che in ragione della velocità periferica alquanto bassa, potrebbesi adottare anche una catena del tipo di trasmissione Zobel a bussole fisse, ma dovrebbero scegliere una catena del passo di almeno 45 mm e di conseguenza ruote di diametro più elevato, e siccome noi abbiamo premesso all'inizio che una degli scopi principali è quello di ridurre al minimo possibile l'ingombro totale, ci fermiamo sul tipo di catena a rulli.

Passiamo quindi a verificare la pressione specifica sui perni della catena che sarà (vedi tabella catene a rulli) diametro perno = 11 mm × lunghezza = 25,4 mm = 280 mm².

La pressione specifica sarà dunque:

$$\frac{\text{kg } 750}{280} = 2,6 \text{ kg mm}^2 \text{ che riteniamo accettabile.}$$

Verifichiamo ora il coefficiente di sicurezza che sarà:

$$\frac{\text{carico di rottura della catena kg } 10.886}{\text{sforzo periferico } 750} = 14$$

che riteniamo esso pure accettabile in relazione alla bassa velocità della trasmissione allo studio.

Calcoliamo la lunghezza della catena adottando anche per questo secondo rinvio l'interasse normale, pari a 40 circa volte il passo della catena ed avremo:

$$L = \frac{21 \times 1500}{38,1} + \frac{68 + 17}{2} + \frac{38,1 (68 - 17)^2}{40 \times 1.500} = 122.$$

La lunghezza della catena sarà quindi di 122 passi.

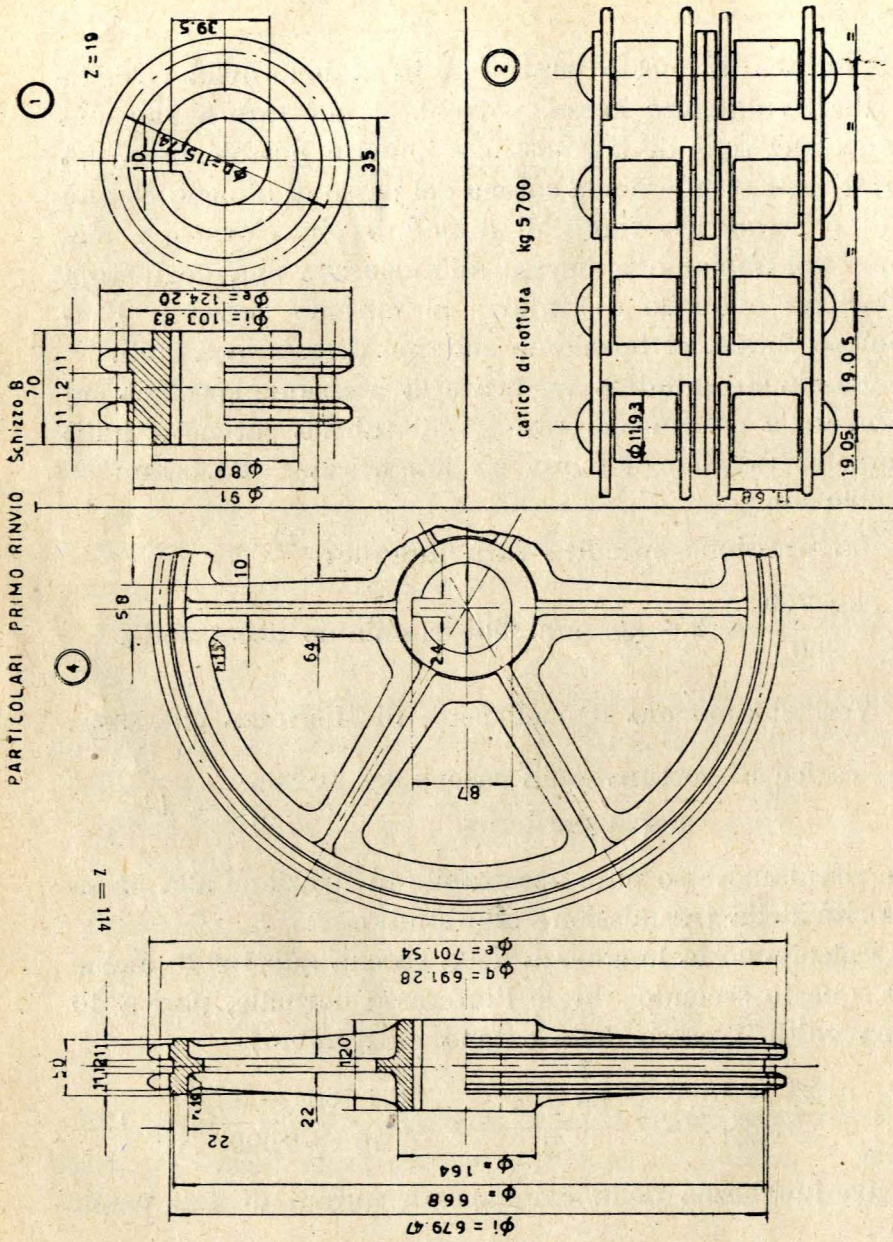


Fig. 58

Per quanto concerne la lubrificazione in questo caso di velocità periferica inferiore a 2,5 metri secondo, non è il caso di considerare la trasmissione racchiusa in carter, e solo si raccomanderà di ingrassare la catena all'inizio e poi periodicamente previo smontaggio e lavaggio della stessa catena (vedi relative Tabelle di lubrificazione n. 26 a pag. 142).

Possiamo quindi passare a disegnare la trasmissione (vedi fig. 56 a pag. 152).

RUOTE PER LE TRASMISSIONI.

PRIMO RINVIO. — Figg. 58-59 a pagg. 160-161.

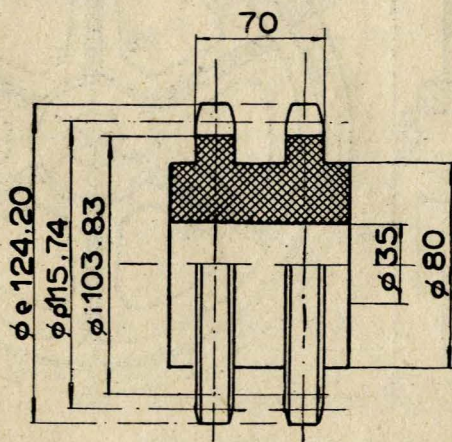


Fig. 59

Pignone $z = 19$ passo $3/4''$ Duplex (fig. 59)

$$\text{diametro primitivo} = t \times \frac{1}{\text{sen} \frac{z}{180}} = 115,74$$

$$\text{diametro esterno} = t \cot \frac{180}{z} + 2H = 124,20$$

$$\text{» interno} = Dp - d = 103,83.$$

Costruzione acciaio:

$$\text{diametro foro} = \text{mm } 35/40$$

$$\text{» mozzo} = \text{» } 80$$

$$\text{lunghezza} \text{ » } = \text{» } 70$$

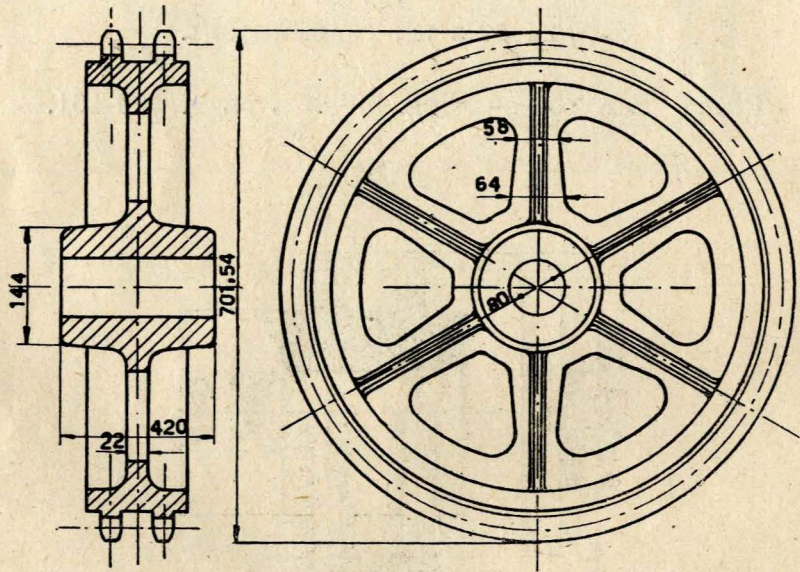


Fig. 60

Ruota condotta $z = 114$ passo $3/4$ duplex (figg. 58-60)

$$\text{diametro primitivo} = t \times \frac{1}{\frac{180}{\sin \frac{180}{z}}} = 691,38$$

$$\text{diametro esterno} = t \cot \frac{180}{z} + 2 H = 701,54$$

$$\text{» interno} = Dp - d = 679,47.$$

Costruzione in ghisa:

$$\text{diametro foro} = \text{mm } 80$$

$$\text{» mozzo} = \text{» } 164$$

$$\text{lunghezza »} = \text{» } 120$$

$$i = \text{N. } 6$$

$$h = \frac{2}{3} b = 22$$

$$h_1 = 6 \sqrt{\frac{Rp \times P}{K i b}} = 6 \sqrt{\frac{245 \times 236}{3 \times 6 \times 34}} =$$

$$= 6 \sqrt{\frac{57821}{612}} = 6 \sqrt{95} = 64$$

$$h_2 = 64 - 3 \% \text{ lunghezza inclinazione} \\ = 64 - 3,210 = 58 \text{ mm circa.}$$

La catena è stata scelta nel calcolo. Per il carter per racchiudere la trasmissione non essendo soggetto a sollecitazioni meccaniche di alcun genere, non vi sono calcoli da eseguire, basterà usare per la costruzione lamiera nera dello spessore di almeno $\frac{10}{10}$ per evitare possibili vibrazioni durante il movimento della trasmissione in esso racchiusa.

Per la pompa di lubrificazione, basterà applicarne una del tipo solito a ingranaggi o segmenti oscillanti che hanno generalmente prevalenza fino a 3 m e portate di $\frac{4}{5}$ litri ora, il che è più sufficiente.

SECONDO RINVIO

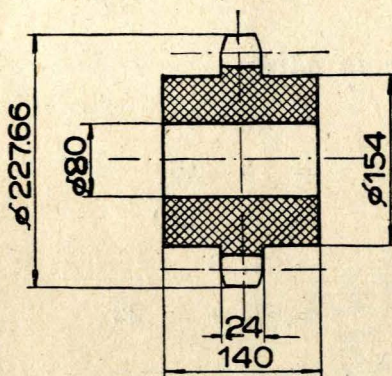


Fig. 61

Pignone $z = 17$ passo = mm 38,1 (fig. 61)

$$\text{diametro primitivo} = t \frac{1}{\text{sen} \frac{180}{z}} = 207,34$$

$$\text{diametro esterno} = t \times \cot \times \frac{180}{z} + 2 H = 227,66$$

$$\text{» interno} = D_p - d = 181,50$$

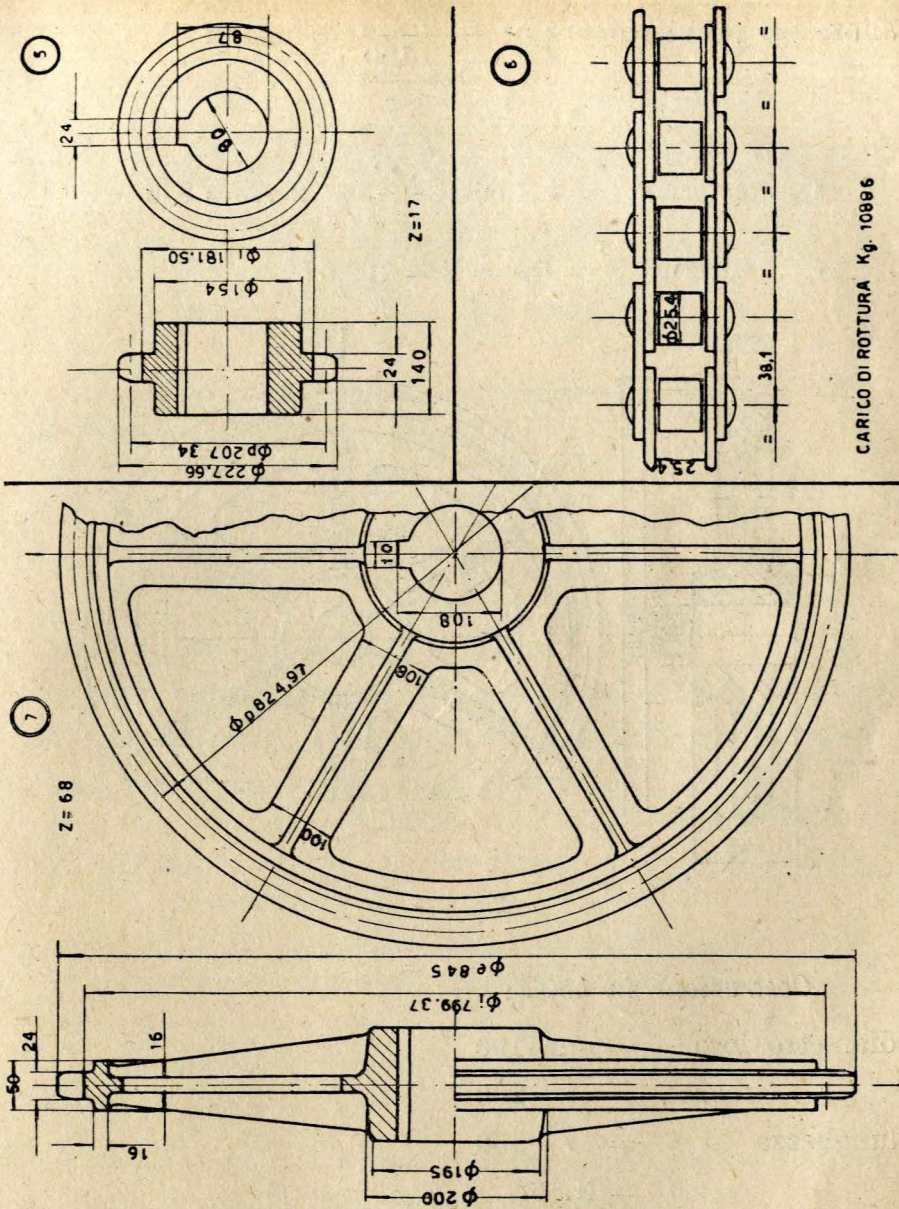
Costruzione in acciaio:

$$\text{diametro foro} = \text{mm } 80$$

$$\text{» mozzo} = \text{» } 154$$

$$\text{lunghezza »} = \text{» } 140$$

Ruota condotta $z = 68$ passo 38,1 (fig. 62 a pag. 165).



CARICO DI ROTTURA Kg. 10896

Fig. 62

$$\text{diametro primitivo} = t \times \frac{1}{\text{sen} \frac{180}{z}} = 824,97$$

$$\text{» esterno} = t \times \cot \times \frac{180}{z} + 2 H = 845$$

$$\text{» interno} = D_p = d = 799,57$$

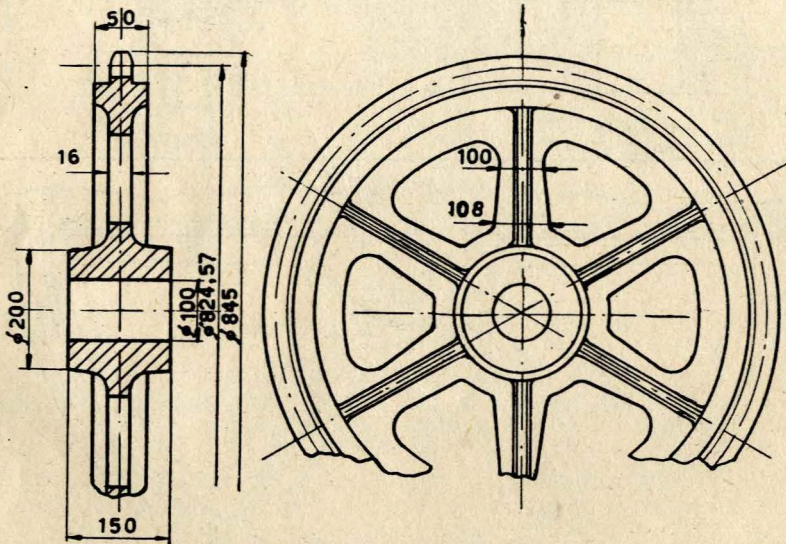


Fig. 63

Costruzione in ghisa:

diametro foro = mm 100

» mozzo = » 200

lunghezza » = » 150

$i = N. 6$

$h = \frac{2}{3} b = 16$

$$h_1 = 6 \sqrt{\frac{Rp \times P}{K \times i \times b}} =$$

$$= 6 \times \sqrt{\frac{290 \times 750}{3 \times 6 \times 24}} = 6 \sqrt{\frac{221.000}{432}} = 6 \times \sqrt{500} = 108 \text{ mm.}$$

$$h_2 = 108 - 3 \% \text{ lunghezza;}$$

$$= 108 - \frac{3 \times 250}{100} = 100 \text{ circa.}$$

Il calcolo, della catena occorrente è stato già visto nel calcolo della trasmissione.

2° Esempio.

Calcolo di una trasmissione da 500 HP per comando linea melangeurs in una fabbrica di gomma.

I dati rilevati sono i seguenti:

HP 500 = prelevati dall'asse secondario di un moto riduttore (tra l'asse del moto-riduttore e l'asse di calettamento del pignone a catena è inserito un innesto).
 giri al minuto primo dell'asse 110 = diametro asse 160 mm
 giri dell'asse condotto 110 = diametro 160 mm = inter-asse $\frac{m}{m}$ 2150 circa.

Ruote in due metà per necessità di montaggio:

diametro massimo ammissibile mm 600

Posizione degli assi quella indicata in fig. 64 a pag. 168.

Si dà quest'altro calcolo ad esempio di applicazione per grandi potenze.

Calcolo. — Consultando dapprima la curva di orientamento, noi rileviamo che con la catena di maggiore dimensione a disposizione, non possiamo che ricavare (con

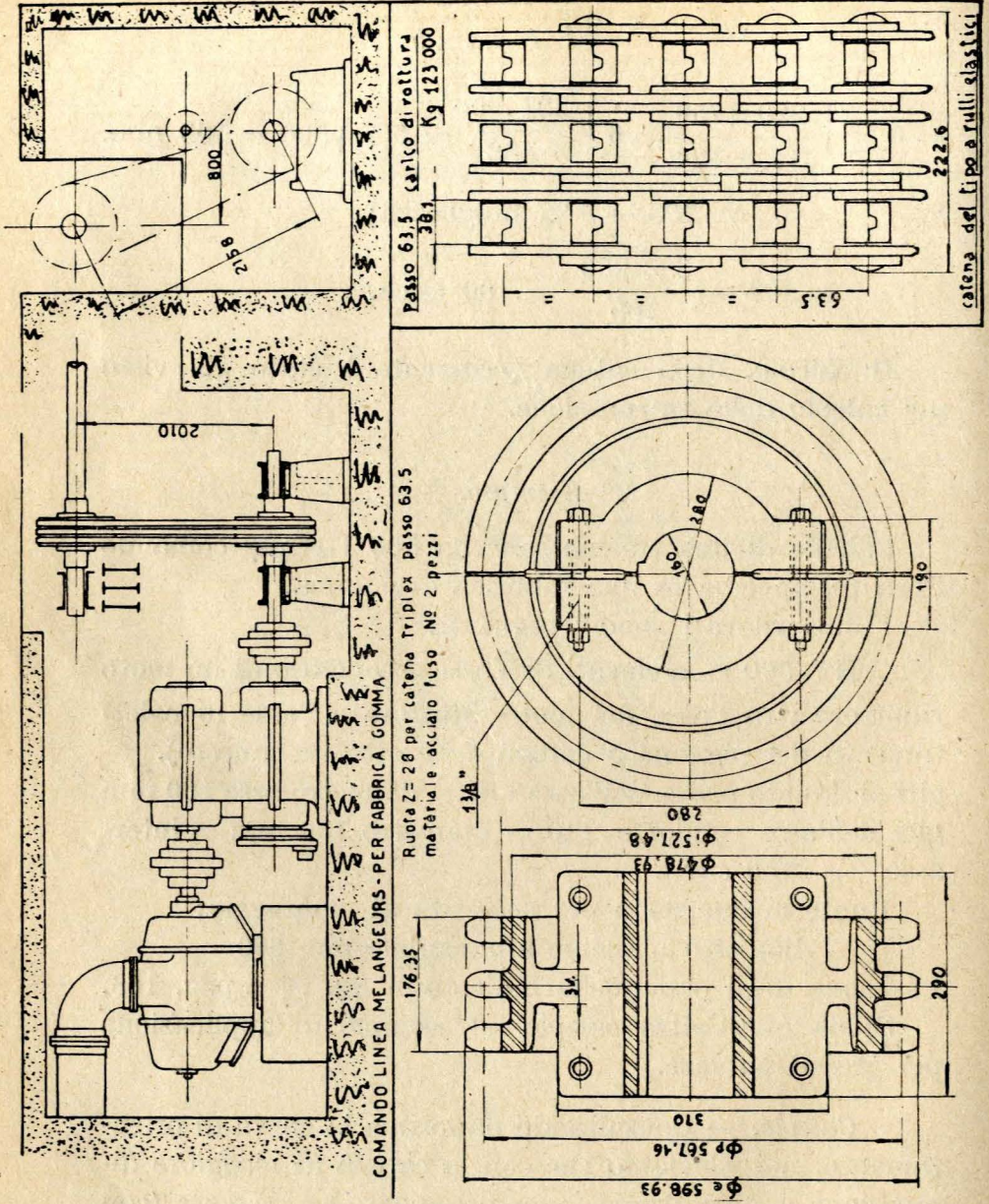


Fig. 64

pignone da 19 denti) a 110 giri altro che 65 HP il che corrisponde applicando, una catena triplex, a meno della metà del carico che si deve trasmettere.

Si nota però d'altra parte che la stessa catena ammette una velocità lineare più alta di quella che noi abbiamo in considerazione, e precisamente può arrivare sino a 400 giri con pignone da 19 denti.

Calcoleremo quindi la velocità periferica corrispondente a questo dato che sarà la massima velocità lineare concessa. Poi aumenteremo il numero dei denti da 19 sino a quel dato limite consentito dai nostri dati fissi di:

diametro 600 mm massimo e di 110 giri al minuto primo.

Aumentata la velocità controlleremo che la stessa sia contenuta nel limite indicatoci dal calcolo precedente. In ogni caso con velocità periferica maggiore, sarà minore lo sforzo da trasmettere, ed allora verificheremo se la catena in esame potrà essere adottata con un coefficiente di sicurezza adatto.

Dunque: con pignone da 19 denti avremo un diametro primitivo:

$$D_p = t \times \frac{1}{\text{sen} \frac{180}{z}} = 63,5 \times 6,076 = 386 \text{ mm}$$

la velocità periferica corrispondente sarà:

$$\frac{0,386 \times \pi \times 400}{60} = 7 \text{ m/sec (velocità periferica consent.).}$$

Ora inserendo i nostri dati avremo:

diametro massimo mm 600, quindi diametro primitivo di 570, quindi:

$$V \text{ m/sec} = \frac{0,570 \times \pi \times 110}{60} = 3,5 \text{ m/sec.}$$

Notiamo che la velocità periferica è compresa nel limite trovato e passiamo quindi a calcolare lo sforzo periferico, che sarà:

$$\begin{aligned} T &= \frac{\text{HP} \times 75}{V} = \frac{500 \times 75}{3,5} = \\ &= \frac{37.500 \text{ kgm}}{3,5} = 10.700 \text{ kg.} \end{aligned}$$

Alla velocità di 3,5 m/sec non interviene azione di forza centrifuga e procediamo quindi nel calcolo verificando invece la pressione specifica sui perni della catena in esame:

diametro perno mm 20 \times lunghezza = mm 168 (dalla tabella delle catene a rulli)

quindi $20 \times 168 = \text{mm}^2 \text{ } 3.360$.

Distribuendo i kg 10.700 di sforzo periferico sui $\text{mm}^2 \text{ } 3.360$ della sezione portante del perno, avremo una pres-

sione specifica di: $\frac{10.700}{3.360} = 3 \text{ kg circa} \times \text{mm}^2$ che pos-

siamo ritenere accettabile.

Possiamo passare al calcolo del coefficiente di sicurezza procedendo così:

Se la catena ha un carico di rottura di kg 123.000, il

coefficiente di sicurezza, sarà: $\frac{123.000}{10.700} = 11$.

Constatiamo che questo coefficiente è buono per la trasmissione in oggetto lavorando a velocità di soli 3,5 m/sec (velocità corrispondente alle trasmissioni a catene a bussole Zobel alle quali si dà 10 di sicurezza, vedi capitolo catene Zobel) ed adottiamo quindi il pignone di diametro 570, e siccome la trasmissione è in rapporto 1 : 1 anche la ruota condotta avrà il medesimo diametro.

Questo diametro primitivo comprende una ruota di 28 denti che ha precisamente:

$$D_p = t \frac{1}{\operatorname{sen} \frac{180}{z}} = 567,18.$$

Si calcola ora la lunghezza della catena che sarà:

$$\frac{2 \times 2 \cdot 158}{63,5} + \frac{28 + 28}{2} + \frac{63,5 \times (28 - 28)^2}{40 \times 2 \cdot 158} = 96 \text{ passi}$$

di catena = m 6,09.

Calcolo delle ruote in $\frac{2}{2}$ (vedi fig. 65 a pag. 172). — Essendo il rapporto di trasmissione 1 : 1, la ruota sia conduttrice che condotta, avranno le medesime dimensioni, quindi:

Ruota $z = 28$ — (in due metà per esigenze di postazione dell'impianto).

Acciaio fuso:

$$\text{diametro primitivo} = t \times \frac{1}{\operatorname{sen} \frac{180}{z}} = 567,16$$

$$\text{diametro esterno} = t \times \cot \frac{180}{z} + 2H = 598,93$$

$$\text{diametro interno} = Dp - d = 527,48.$$

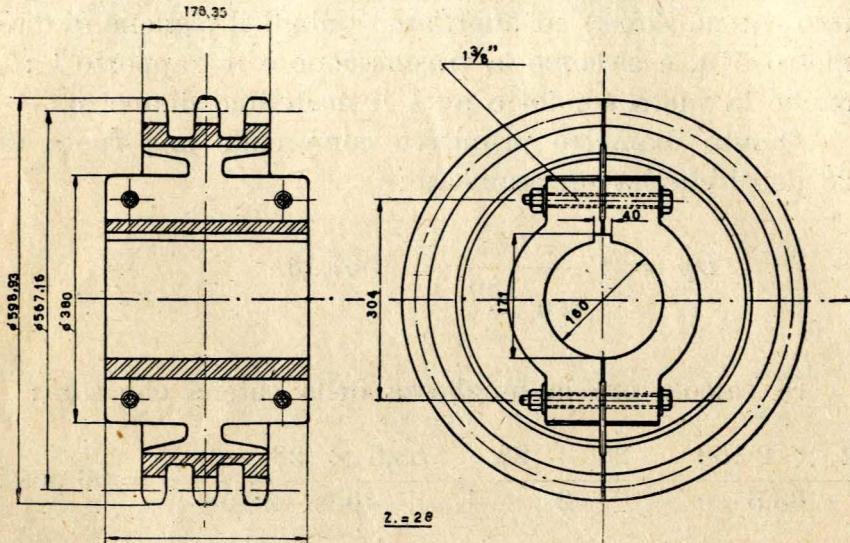


Fig. 65

Le ruote avranno le altre dimensioni, secondo lo schizzo qui sopra, dimensioni derivate dai dati di ingombro della catena, e dal diametro dell'asse attraverso il foro del mozzo. Per quanto riguarda il calcolo del diametro dei bulloni di fissaggio, si procede come segue:

chiamiamo con P lo sforzo in kg che deve essere esercitato per provocare la necessaria aderenza dei semigusci, in misura tale da assicurare la trasmissione dell'intero momento torcente. Ricordando che tale momento torcente è misurato dallo stesso numero che misura in mm^2 la sezione dell'albero.

Chiamiamo con d il diametro dell'asse = 160 mm =
= 20·106 mm² di sezione.

Facciamo $K_t = 7$ per viti serrate a fondo e costruite
in acciaio $R = 60/70$ kgm²

d_i = diametro interno vite

d_e = diametro esterno vite.

Abbiamo:

$$P = K_t \times s \times P = K_t \times \frac{\pi d_i^2}{4}$$

$$P = \frac{20 \cdot 106}{4} = \text{kg } 5026,50 \text{ sforzo di tensione a cui è sot-}$$

toposto ogni bullone.

Impostiamo l'equazione generale:

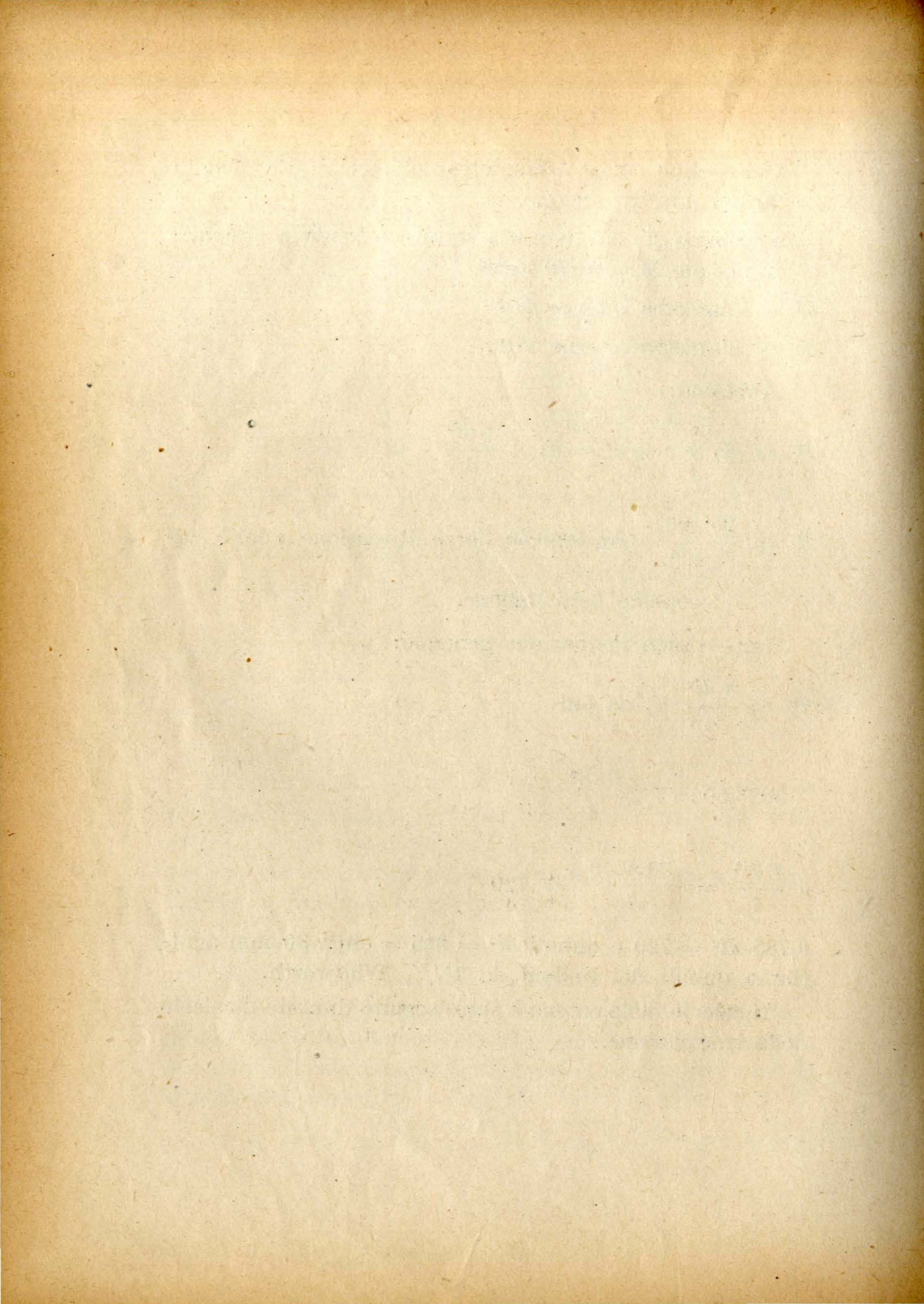
$$P = \frac{\pi d_i^2}{4} K_t \text{ da cui}$$

$$5026,50 = 7 \times \frac{\pi d_i^2}{4}$$

$$\text{e } \frac{\pi d_i^2}{4} = \frac{5026,50}{7} = 720$$

$0,785 d_i^2 = 720$ e quindi $d_i^2 = 915 = \text{circa } 30 \text{ mm}$ adot-
tiamo quindi dei bulloni da $1\frac{3}{8}''$, Whitworth.

Il calcolo della catena è stato seguito durante il calcolo
della trasmissione.



CAPITOLO XI

FORMULE PER IL CALCOLO DEI TRASPORTATORI ED ELEVATORI A CATENA

Oggetto delle istruzioni e dei calcoli seguenti è la determinazione dello sforzo motore che si verifica nei trasportatori e negli elevatori a catena, la determinazione delle sollecitazioni di torsione e di flessione che si riscontrano negli alberi delle ruote, ed il calcolo della potenza di elevazione e trasporto.

Indichiamo qui sotto il significato delle lettere e dei simboli impiegati nelle formule seguenti:

α = angolo di inclinazione del trasportatore o dell'elevatore.

C = trazione addizionale necessaria per far scorrere le tazze o tapparelle attraverso le zone di carico.

F = coefficiente di attrito radente fra catena o patini e guide, (per i relativi valori vedere tabella).

RF = coefficiente di attrito volvente, (vedere tabella).

F_1 = coefficiente di attrito radente fra materiale da trasportare per esempio carbone, sabbia, etc. ed il canale del trasportatore, (vedi tabella).

L = lunghezza del trasportatore o dell'elevatore fra il centro dell'albero della ruota di comando e quello della ruota di rinvio, in mt.

P = sforzo periferico in kg che agisce sulla circonferenza primitiva della o delle ruote di comando, sforzo questo che deve essere vinto per mettere in moto il meccanismo.

P_1 = sforzo periferico totale corrispondente a P agente sulla circonferenza primitiva dell'ingranaggio o delle pulegge di comando, maggiorato di « C » e delle resistenze passive delle trasmissioni, precisamente del 10 % per gli attriti degli assi di comando e di rinvio, del 15 % per ogni coppia di ingranaggi di riduzione, e del 50 % se la riduzione è costituita da un riduttore a vite elicoidale.

Q = peso della catena, piastre, tapparelle, placche, o tazze per metro *corrente*;

q = peso del materiale (carbone, sabbia, etc.), per metro *corrente*, del trasportatore o dell'elevatore;

$$N = \text{potenza in HP occorrente} = \frac{P_1 \times V''}{75} \text{ La po-}$$

tenza necessaria ottenuta sarà eventualmente maggiorata a seconda dei casi per tenere conto dei sovracarichi in partenza, etc.

Q_1 = potenza di elevazione o portata in tonnellate ora

$$= 3,6 \times g \frac{p}{d} \times V'' \text{ e } p = \frac{d Q_1}{3,6 \times g \times V''} \text{ e ancora analoga-}$$

$$\text{mente } d = \frac{3,6 g p V''}{Q_1}$$

g = grado di riempimento delle tazze = 0,7/0,8 per materiali polverosi, e 0,4/0,5 per materiali in pezzi grossi o medi;

d = distanza tra una tazza e l'altra in mt;

V'' = velocità in m/sec è = $0,105 \times R \times n$; (circa)
oppure:

$$\left(\frac{\pi D n}{60} \right);$$

Rp = raggio primitivo della ruota di comando in mt;

n = numero dei giri al I' della ruota di comando;

p = peso in kg del materiale che ogni tazza può contenere considerata piena, *senza* quindi tenere calcolo del grado di riempimento « g ».

Coefficienti di attrito radente:

- F = 0,33 fra metallo e metallo;
 F_1 = 0,59 fra carbone bituminoso e metallo;
 = 0,33 fra antracite e metallo;
 = 0,355 fra coke e metallo;
 = 0,53 fra cenere umida e metallo;
 = 0,60 fra sabbia secca e metallo;
 = 0,585 fra calcare e metallo;
 = 0,325 fra grano (trebbiato) e metallo.

Coefficienti di attrito volvente:

$$RF = X \times \frac{d}{D} + \frac{2 y}{D}$$

dove:

$X = 0,33$ fra metallo e metallo non lubrificato;

$X = 0,20$ fra metallo e metallo lubrificato;

$D =$ diametro del rullo in mm;

$d =$ diametro del perno o bussola intorno al quale
gira il rullo, in mm;

$y =$ mm 0,75 fra metallo e metallo in condizioni
medie.

Valori di C:

Per elevatori verticali	0,15	÷	0,40	P	} (1)
Per trasportatori inclinati	0,05	÷	0,15	P	
Per trasportatori orizzontali	0,05	÷	0,10	P	

Tensione nelle catene. — Nel caso di un elevatore verticale a catena semplice, lo sforzo di tensione sarà eguale a quello dello sforzo motore P .

Nel caso di catena doppia lo sforzo di tensione in ogni catena corrisponde alla metà di quello sopra, indicato.

Nel caso di trasportatori orizzontali lo sforzo di tensione sulla catena è uguale allo sforzo, di trazione nel caso di catena semplice, oppure è uguale alla metà di tale sforzo nel caso di catena doppia.

Nel caso di trasportatori inclinati si calcola lo sforzo della catena come somma degli sforzi prodotti dalla quota

(1) I valori di cui sopra, attribuiti a C tengono essenzialmente conto del maggiore sforzo generato a causa dei diversi sistemi delle catene, nonchè della rigidità di queste.

di peso del tratto portante e della quota del peso portato purchè l'inclinazione sia sufficiente affinchè il tratto di ritorno possa scendere per semplice gravità.

Se la inclinazione fosse insufficiente, ed il tratto di ritorno debba essere forzato a scendere dalla ruota di testa e al piede, allora si dovrà tenere conto anche di tale sforzo.

Sforzo motore. Elevatori verticali (figg. 66, 67 e 68 a pag. 180).

$$1) P = (q + Q) \times L$$

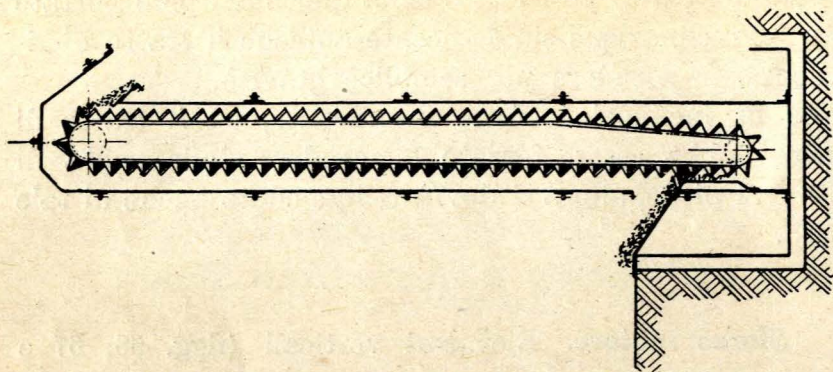


Fig. 68

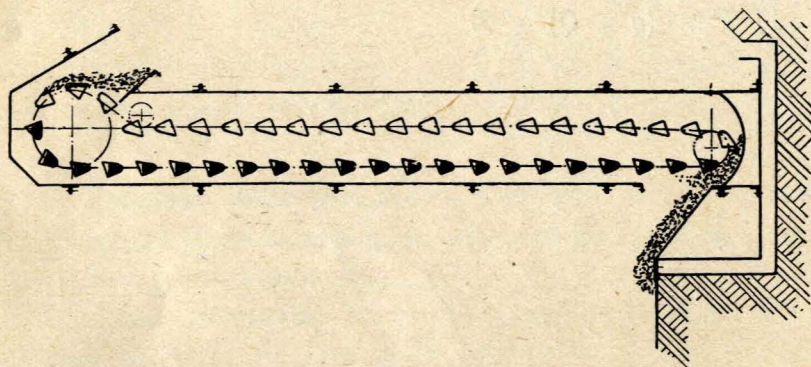


Fig. 67

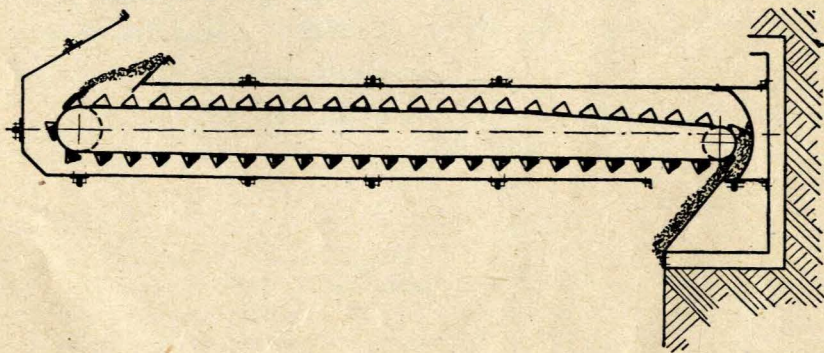


Fig. 66

× **Trasportatore orizzontale a raschiamento** con scorrimento della catena e del materiale (fig. 69, pag. 181 e fig. 70, pag. 182 per catene per trasporto a scorrimento).

$$2) P = (2 \times Q \times L \times F) + (q \times L \times F_1)$$

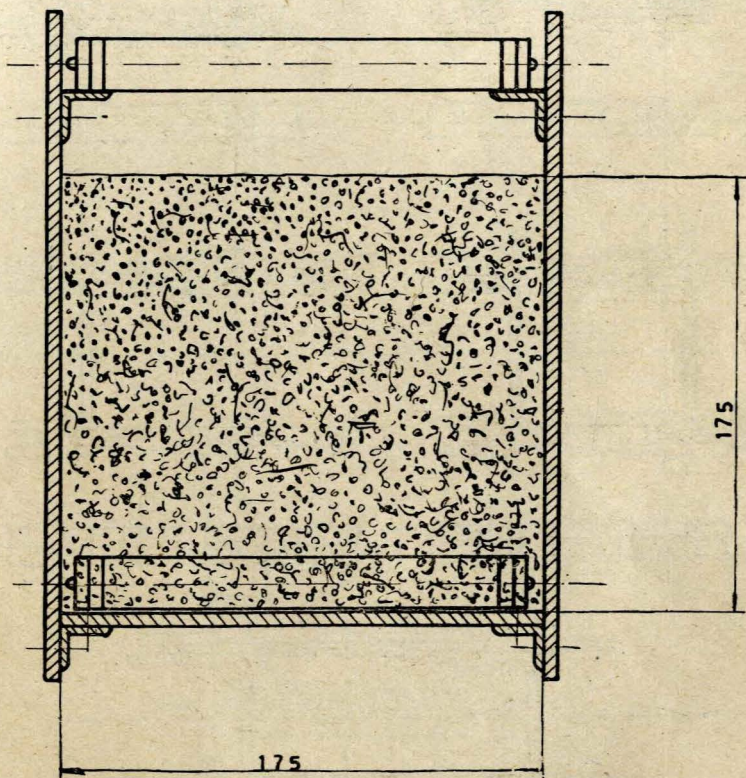


Fig. 69

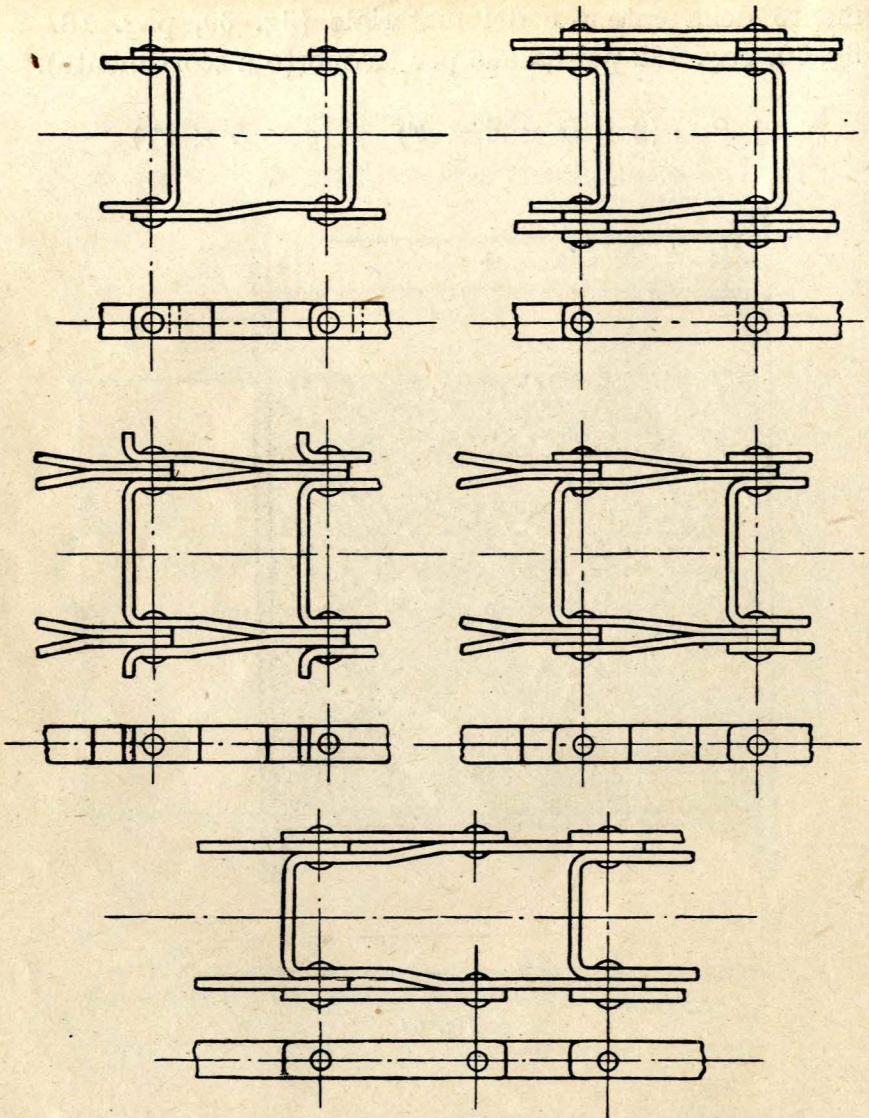


Fig. 70

Trasportatore orizzontale a raschiamento con catena a rulli portante placche, e scorrimento del materiale, (fig. 71 a pag. 183).

$$3) P = (2 \times Q \times L \times RF) + (q \times L \times F_1).$$

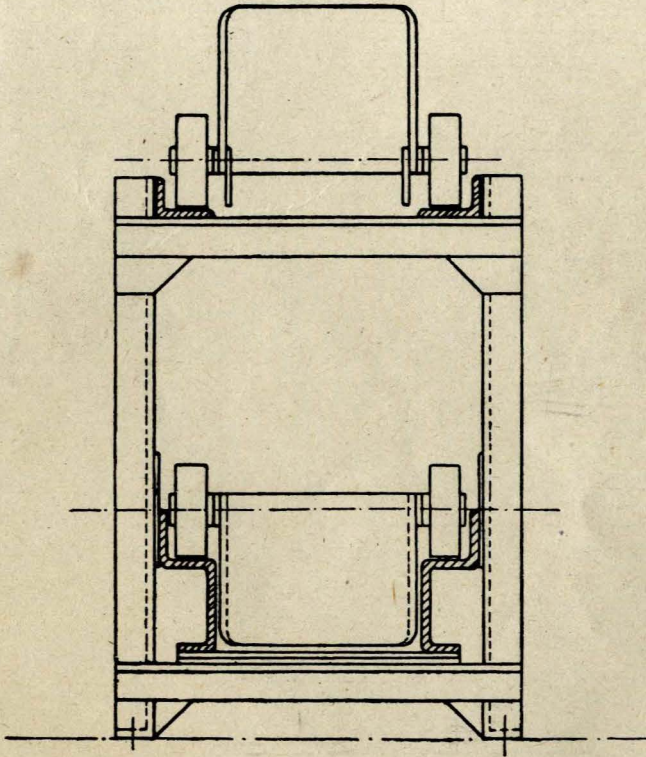


Fig. 71

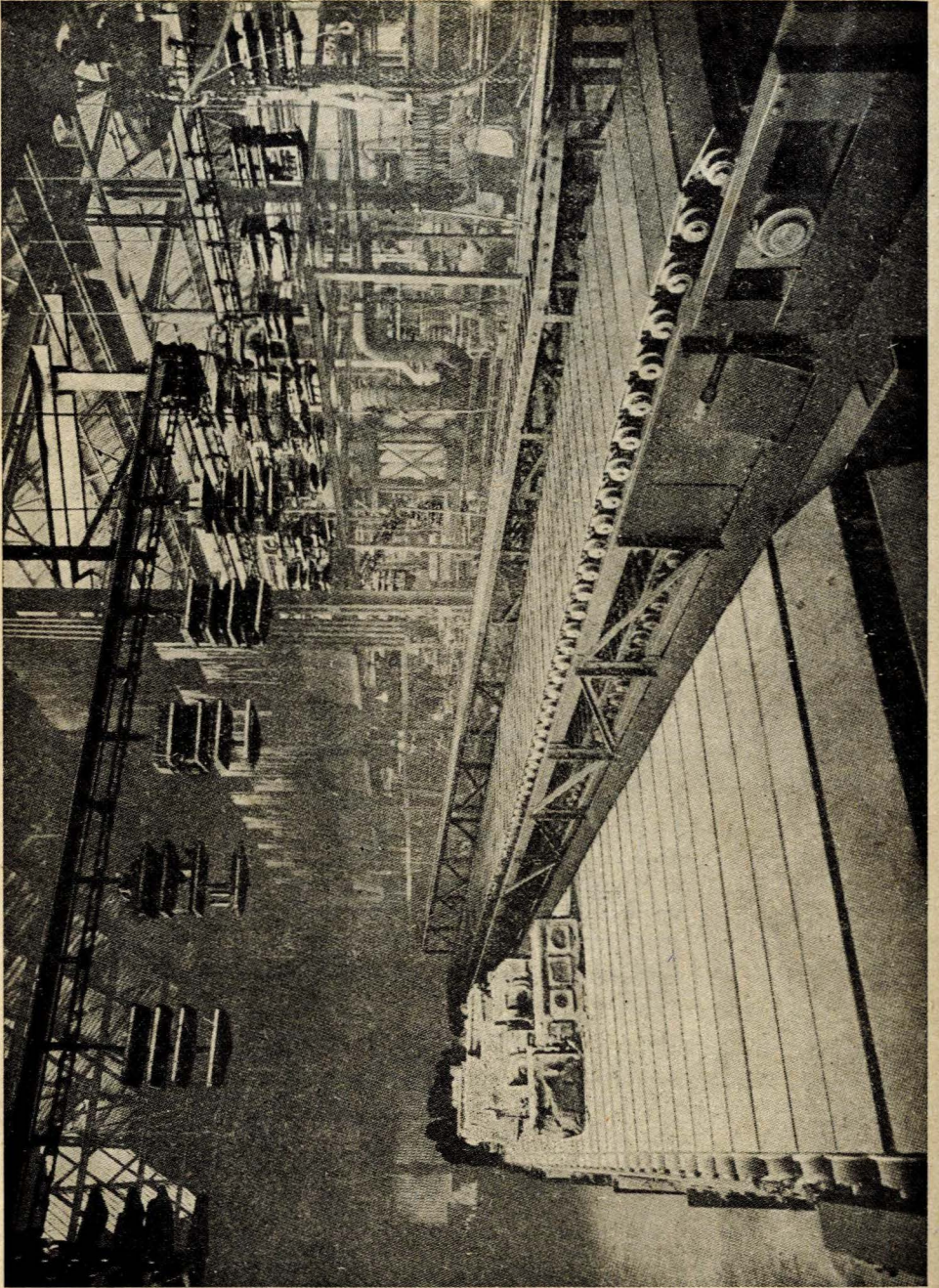


Fig. 72

✱ **Trasportatore orizzontale che porta il materiale** (fig. 72 a pag. 184 e fig. 73 a pag. 185).

$$4) P = (2 \times Q + q) \times (L \times RF).$$

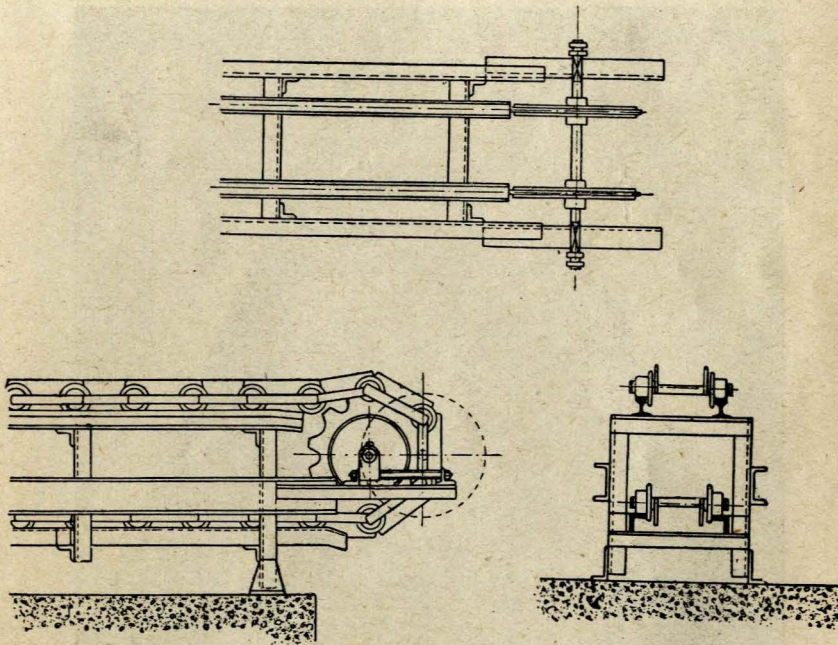


Fig. 73

Trasportatore inclinato a raschiamento con scorrimento della catena e del materiale (fig. 74, pag. 189).

$$5) P = (Q \times L) \times [(\cos a \times F) + \text{sen } a] + (q \times L) [(\cos a \times F_1) + \text{sen } a] + (Q \times L) \times [(\cos a \times F) - \text{sen } a].$$

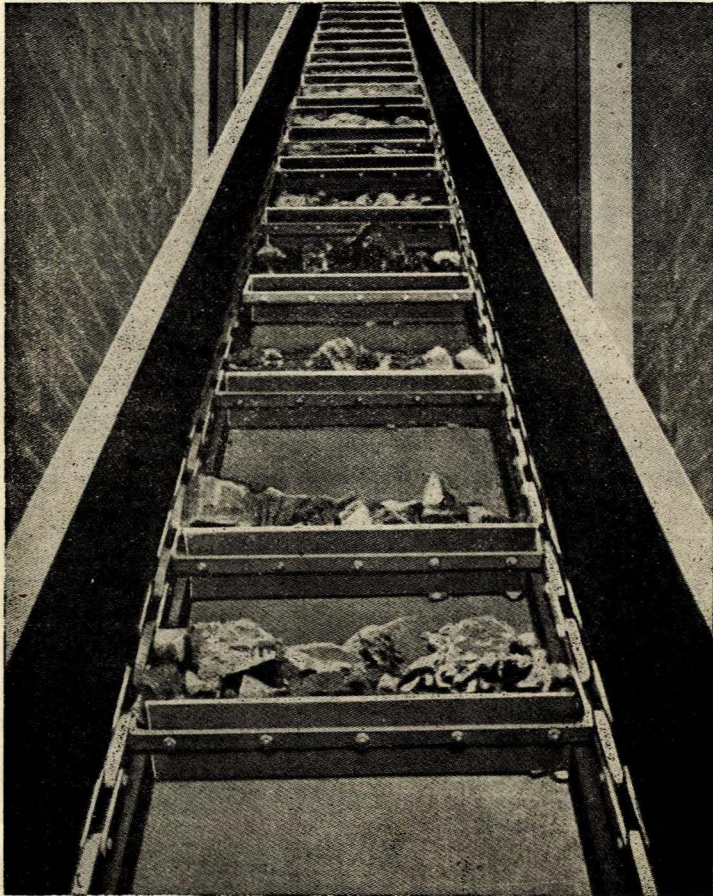


Fig. 74

Trasportatore inclinato a raschiamento con catena a rulli portante placche e scorrimento del materiale (fig. 75, pag. 187).

$$6) P = (Q \times L) \times [(\cos a \times RF) + \sin a] + (q \times L) \times [(\cos a \times F_1) + \sin a] + (Q \times L) \times [(\cos a \times RF) - \sin a].$$

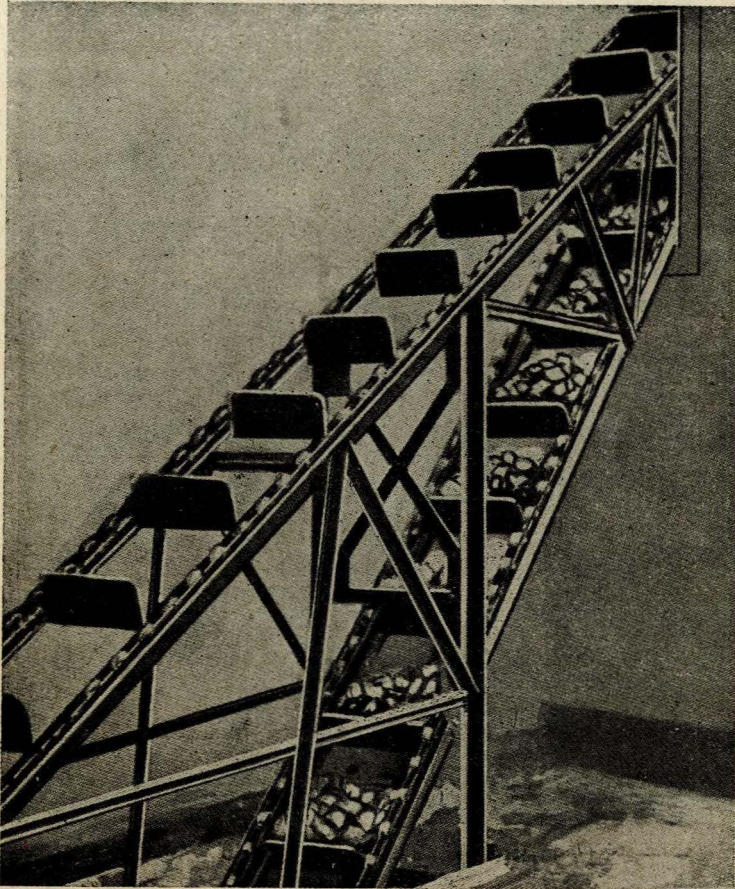


Fig. 75

✕ **Trasportatore inclinato portante il materiale** (fig. 76 a pag. 188).

$$7) P = L \times (Q + q) \times [(\cos a \times RF) + \text{sen } a] + (Q \times L) \times [(\cos a \times RF) - \text{sen } a].$$

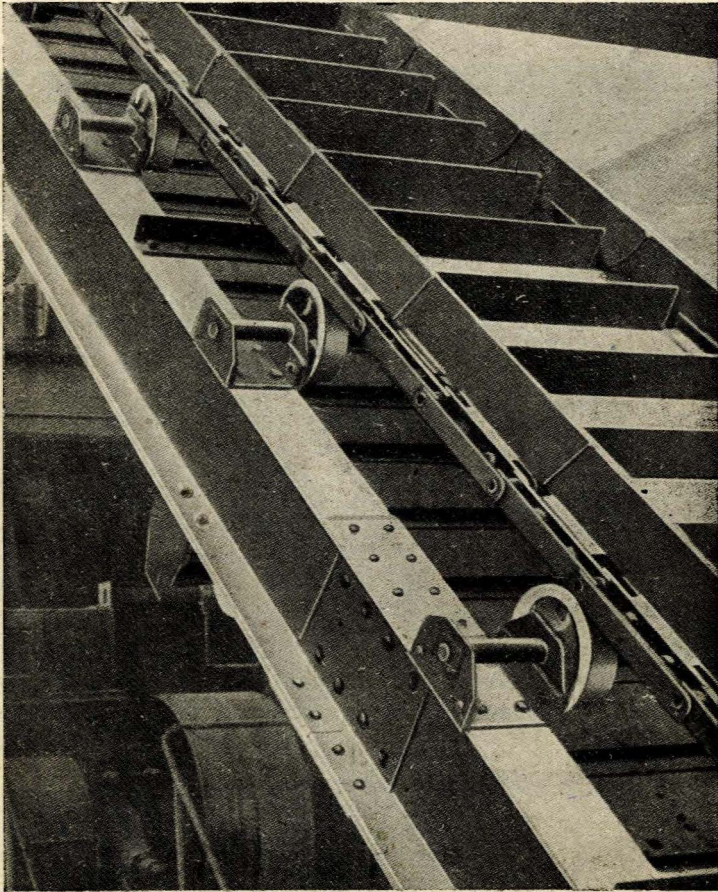


Fig. 76

Come si vede le equazioni per trasportatori ed elevatori succitate sono abbastanza semplici e non necessitano ulteriori spiegazioni. Passiamo quindi con gli esempi che seguono alle applicazioni delle stesse.

ESEMPIO N. 1

Elevatori verticali:

Elevatore a tazze per carbone coke pezzatura media peso specifico circa kg 400 m³.

Portata richiesta tonn 4,8 ora = 12 m³.

Interasse dell'elevatore mt 10.

Fissati:

$$g = 0,5$$

$$d = \text{mt } 0,330$$

$$v = \text{mt } 1''$$

$$n = 40 \text{ a } 1'$$

$$Rp = \text{mt } 0,250$$

$$Q = \text{kg } 5 \text{ (peso per mt di catena tazze, ganci, etc.)}$$

$$q = \text{kg } 1,300 \text{ peso per mt del materiale elevato.}$$

Il sistema di tensione è a vite, ma costruito razionalmente. 1 coppia di ingranaggi di riduzione con rendimento $e = 0,85$.

Assi montati su cuscinetti a sfere.

Calcolo portata:

$$Q_1 = 3,6 g \frac{p}{d} v'' e \text{ quindi: } 4,8 = 3,6 g \frac{p}{d} \times I =$$

$$4,8 = 3,6 \times 0,5 \times \frac{p}{0,330} \times I =$$

da cui:

$$p = \frac{\bar{d} Q_1}{3,6 \times g \times v''} = \frac{0,330 \times 4,8}{3,6 \times 0,5 \times I} = \frac{1,58}{1,8} =$$

$$= \text{kg } 0,880 \text{ (peso di ogni tazza teoricamente piena).}$$

Infatti:

$$Q_1 = 3,6 \times 0,5 \times \frac{0,880}{0,330} \times I = 4,8 \text{ tonn/ora.}$$

Controllo della portata:

Per $L = 10$ mt = a 31,5 tazze a kg 0,880 cad. = ($\times g = 0,5$) = 0,440 kg cad.

Quindi N. 31,5 tazze \times kg 0,440 = kg 13,325 per 10 mt di L .

Siccome la velocità è di 1 mt'' ne consegue che si eleveranno in 10'' kg 13,325 di materiale, e quindi in 1'' = kg 1,3325, e in un'ora kg 1,3325 \times 3660, = kg 4.800.

Calcolo della potenza occorrente:

$$P = (q + Q) \times L$$

$$P_1 = P + C + \text{resistenze passive}$$

$$P = (q + Q) \times L = (1,300 + 5) \times 10 = \text{kg } 65 \sim$$

$$P_1 = 65 + C + (\text{resistenze passive}) = (65 + 0,2 P) + 0,15 = (P + C) = 78 + (0,15 \times 78) = \text{kg } 90.$$

Conseguentemente:

$$N = \frac{P_1 \times v''}{75} = \frac{90 \times I}{75} = 1,2 \text{ HP potenza effettiva}$$

da applicarsi.

ESEMPIO N. 2

Trasportatore orizzontale a raschiamento con scorrimento della catena e del materiale.

Trasporto di segatura e piccoli ritagli legno. Portata richiesta = 5 ton/ora. Peso specifico del materiale (controllato) $\text{kg } 200 \times \text{m}^3$. La portata in m^3 sarà quindi di:

$$\frac{\text{kg } 5000}{200 \text{ kg m}^3} = 25 \text{ m}^3 \text{ ora.}$$

Sappiamo inoltre che l'interasse del trasportatore è di m 50 e che la velocità ammissibile è di m 0,25 al secondo.

Le dimensioni del canale si stabiliscono come in fig. 69 pag. 181).

Cubatura del canale in $\text{m}^3 = 0,175 \times 0,175 \times 50 = \text{m}^3 1,53$.

Quindi per 1 mt di canale $= \frac{1,53}{50} = 0,0306$.

Avremo una cubatura di:

Velocità oraria della catena:

mt $0,25'' \times 3600'' = \text{mt } 900 \text{ ora}$

e quindi portata $= \text{mt } 900 \times 0,0306 = \text{m}^3 27 \text{ ora}$.

Calcolo dello sforzo di trascinamento. — Siamo ora a conoscenza dei seguenti dati: peso del materiale corrente catena, etc. $\text{kg } 10 \times \text{mt} \times 50 = \text{kg } 500$.

$$P = (2 \times Q \times L \times F) + (q \times L \times F_1)$$

$$P = (2 \times 10 \times 50 \times 0,33) + (6,12 \times 50 \times 0,32)$$

$$P = 330 + 100 = \text{kg } 430.$$

Lo sforzo motore totale effettivo P_1 sarà eguale a P maggiorato come abbiamo visto precedentemente delle resistenze passive.

$$\text{La potenza } N = \frac{P_1 \times v''}{75}.$$

La potenza ottenuta viene maggiorata fino ad una volta e mezza per tenere conto, secondo i casi, del maggiore sforzo allo spunto.

ESEMPIO N. 3

Trasportatore orizzontale a raschiamento con catena a rulli portante placche, e scorrimento del materiale.

Trasporto di carbon fossile in pezzatura da mm 20×40 ca media. Peso per m^3 kg 800.
 Portata richiesta tonn/ora 100
 velocità della catena ammessa in mt 0,50''
 interasse del trasportatore mt 30.

Le dimensioni del canale sono larghezza mm 420 e altezza mm 220 e la sezione delle pale mm 400×200 con portata corrispondente.

Calcolo della portata. — Cubatura di 1 mt di canale = $m \ 0,400 \times 0,200 \times 1 = m^3 \ 0,080$ e peso = $m^3 0,080 \times 800 = kg \ 64$. Velocità oraria della catena = $mt \ 0,50'' \times 3660,, = mt \ 1800/ora$.

E quindi portata = $1800 \ mt \times kg \ 64 = kg \ 115.000$. Siccome la portata richiesta era di kg 100.000, le dimensioni delle pale sono adatte.

Calcolo dello sforzo di trascinamento. — Peso del materiale da convogliare caricato nel canale della lunghezza

di mt 30 = kg $64 \times 30 =$ kg 1920. Peso della catena, pale, accessori, etc., per m corrente = kg 40, per 30 mt interasse = kg 1200.

Applichiamo la formula:

$$P = (2 \times Q \times L \times RF) + (q \times L \times F_1)$$

RF = Per rulli diametro mm 80 non lubrificati, e diametro dei perni sui quali ruotano mm 25

$$RF = \times \frac{d}{D} + \frac{2 y}{D} = 0,33 \frac{25}{80} + \frac{2 \times 0,75}{80} = 0,12171.$$

Tenuto presente che F_1 si fa eguale a 0,33 per antracite su metallo, avremo:

$$P = (2 \times 40 \times 30 \times 0,12171) + (64 \times 30 \times 0,33)$$

$$P = (290 + 633) = \text{kg } 923.$$

Lo sforzo motore totale di trascinamento P_1 sarà eguale a P maggiorato come abbiamo visto precedentemente delle resistenze passive.

$$\text{E la potenza da applicarsi } N = \frac{P_1 \times v''}{75}.$$

La potenza ottenuta viene maggiorata secondo i casi sino ad una volta e mezza per comprendere l'eventuale sforzo di spunto sotto carico.

ESEMPIO N. 4

✓ **Trasportatore orizzontale a tapparelle od a nastro che portano il materiale.**

Abbiamo da trascinare sopra di un piano lungo mt 10 a mezzo di catene con rulli di scorrimento non lubrificati ($F = 0,33$) del diametro di mm 100 e ruotanti intorno a degli assi di mm 38, un peso di kg 2000, dei quali kg

800 sono rappresentati dal peso della catena ed accessori (Q) e kg 1200 dal carico (q).

Applichiamo la formula: $P = (2 \times Q + q) \times (L \times RF =$

$$\text{Dove } RF = X \times \frac{d}{D} + \frac{2 \cdot y}{D} = 0,33 \frac{38}{100} + \frac{2 \times 0,75}{100} =$$

$$= 0,1606$$

$$P = (2 \times 80 + 120) \times (10 \times 0,1606)$$

$$P = (160 + 120) \times (1,606)$$

$$P = 280 \times 1,606 = \text{kg } 449.$$

Lo sforzo motore totale di trascinamento P_1 sarà eguale a P maggiorato come abbiamo visto precedentemente delle resistenze passive.

$$\text{La potenza } N \text{ da applicarsi, } N = \frac{P_1 \times v''}{75}.$$

La potenza ottenuta sarà maggiorata a seconda dei casi, (lunghezza del trasportatore, natura del carico e del sistema di carico) sino ad una volta e mezzo per tenere conto dell'eventuale maggiore sforzo per avviamento sotto carico.

ESEMPIO N. 5

Trasportatore inclinato a raschiamento con scorrimento della catena e del materiale.

Con i dati dell'esercizio precedente, al n. 2. Inclinazione 20° . Per questi tipi di trasportatori occorre impiegare un tipo di catena con trascinatori di forma diversa, quadrangolari o di altra forma adatta, allo scopo di sostenere

il materiale da trasportare ed imprimergli lo stesso movimento della catena.

Peso del materiale da elevare lungo il canale di 50 mt di lunghezza:

$$m^3 1,53 \times 200 \text{ kg/m}^3 = \text{kg } 306$$

peso della catena con trascinatore diverso, $\text{kg } 12 \times m \times 50 = 600 \text{ kg}$.

$$P = (Q \times L) \times [(\cos a \times F) + \text{sen } a] + (q \times L) \\ [(\cos a \times F_1) + \text{sen } a] + (Q \times L) \times [(\cos a \times F) \\ - \text{sen } a]$$

$$P = (12 \times 50) \times [(\cos 0,939 \times 0,33) + 0,342] + (6,12 \times \\ \times 50) \times [(0,939 \times 0,32) + 0,342] + (12 \times 50) \times \\ \times [(0,939 \times 0,33) - 0,342] =$$

$$P = 600 \times (0,3098 + 0,342) + 306 \times (0,30 + 0,342) + \\ + 600 \times (0,3098 - 0,342) =$$

$$P = 600 \times (0,651) + (306 \times 0,642) + (600) \times (- \\ - 0,0322) =$$

$$P = 390,60 + 196,45 + (600) \times (- 0,0322) =$$

$$P = 390,60 + 196,45 - 19,32 =$$

$$P = 587,05 - 19,32 = \text{kg } 567,73.$$

Lo sforzo motore totale di trascinamento P_1 sarà eguale a P maggiorato come abbiamo visto precedentemente delle resistenze passive.

$$\text{La potenza } N \text{ da applicarsi sarà: } N = \frac{P_1 \times V''}{75}$$

La potenza ottenuta sarà maggiorata a seconda dei casi, (lunghezza del trasportatore, natura e sistema di carico) sino ad una volta e mezzo per tenere conto dell'eventuale maggiore sforzo per avviamento sotto carico.

ESEMPIO N. 6

Trasportatore inclinato a raschiamento con catena a rulli portante placche a scorrimento del materiale.

Con i dati dell'esercizio precedente N. 3.

Inclinazione 19° .

Interasse dell'elevatore mt 30.

Calcolo dello sforzo di trascinamento ed elevazione:

Peso del materiale da convogliare, caricato nel canale della lunghezza di mt 30, kg 1920.

Peso del materiale come sopra per mt 1 (q) 64 kg.

Peso della catena, placche, ed accessori, per la lunghezza totale kg 1200.

Peso della catena placche ed accessori per mt 1 (Q) kg 40.

$$P = (Q \times L) \times [(\cos a RF) + \text{sen } a] + (q \times L) \times [(\cos a F_1) + \text{sen } a] + (Q \times L) \times [(\cos a RF) - \text{sen } a].$$

$$P = (40 \times 30) [(0,945 \times 0,12171) + 0,325] + (64 \times 30) \times [(0,945 \times 0,33) + 0,325] + (40 \times 30) \times [(0,945 \times 0,12171) - 0,325] =$$

$$P = 1200 \times (0,115 + 0,325) + 1920 \times (0,212 + 0,325) + 1200 \times (0,115 - 0,325) =$$

$$P = 1200 \times (0,440) + 1920 \times (0,537) + 1200 \times (-0,210)$$

$$P = 528 + 1031 - 252 =$$

$$P = 1559 - 252 = \text{kg } 1307.$$

Lo sforzo motore totale di trascinamento P_1 sarà eguale a P maggiorato come abbiamo visto precedentemente delle resistenze passive.

La potenza N da applicarsi sarà:
$$N = \frac{P_1 \times v''}{75}.$$

La potenza ottenuta sarà maggiorata, a seconda di casi, (lunghezza del trasportatore, natura del carico e sistema di caricamento, ecc.) sino ad una volta e mezzo per tenere conto dell'eventuale maggiore sforzo dovuto all'avviamento sotto carico.

ESEMPIO N. 7

✕ **Trasportatore inclinato a tapparelle** portanti il materiale.

Distanza fra i centri degli assi di comando e di rinvio
mt 50.

Inclinazione 23° .

Il peso Q del trasportatore a vuoto è, per mt 1 di kg 136.

Il peso q del materiale da trasportare è per mt 1 di
kg 297.

Le catene hanno dei rulli lubrificati del diametro di
mm 152.

I detti rulli ruotano attorno a dei perni del diametro di
mm 38.

Quindi:

$$L = 50 \text{ mt}; \alpha = 23^\circ; \text{sen } 23^\circ = 0,39; \text{cos } 23^\circ = 0,92.$$

$$Q = \text{kg } 136; q = \text{kg } 297.$$

$$RF = 0,20 \times \frac{38}{152} + \frac{2 \times 0,75}{152} = 0,06.$$

Abbiamo tenuto $X = 0,20$ per rulli lubrificati (vedere tabella).

Applichiamo la formola (7):

$$P = L(Q + q) \times [(\cos a RF) + \text{sen } a] + (Q \times L) [(\cos a \times RF) - \text{sen } a].$$

$$P = 50 \times (136 + 297) \times (0,92 \times 0,06) + 0,39 + (136 \times 50) \times (0,92 \times 0,06) - 0,39.$$

$$P = 21.650 \times (0,445) + 6.800 \times (-0,335).$$

$P = 9.634 - 2278 = 7356$ kg che è lo sforzo periferico agente sulla circonferenza primitiva delle ruote di comando. Lo sforzo motore così determinato dovrà essere aumentato delle resistenze passive a seconda di quanto visti precedentemente, per ottenere P_1 .

$$\text{La potenza } N \text{ da applicare in HP sarà: } = \frac{P_1 \times v''}{75}.$$

Bisognerà inoltre maggiorare la potenza così ottenuta, a seconda dei casi, sino ad una volta e mezzo per tenere conto delle eventuali partenze sotto carico.

Precisiamo per questo esempio che lo sforzo torcente o sforzo periferico sarà dunque in kg 7356. Mentre la tensione totale sulle catene kg 9634 ($P + (L \times Q) \times \text{sen } a$) ossia ($7356 + (50 \times 136) \times 0,39$). Quella flettente per il calcolo degli assi sarà = a kg 11912 ossia $9634 + 2278$.

Anche per i calcoli dei trasportatori precedenti bisognerà procedere come sopra, sempre facendo attenzione, se il tratto di ritorno scende per semplice gravità o meno. Nell'esempio sopra elencato abbiamo aggiunto la tensione delle catene, appunto anche questo sforzo dato che l'inclinazione non era sufficiente a fare scendere il tratto di ritorno per semplice gravità.

VELOCITÀ AMMISSIBILI NEGLI ELEVATORI E TRASPORTATORI
A SECONDA DEI TIPI SOTTOELENCATI.

Elevatori verticali (1) (fig. 66, pag. 180).

Tipi a scarico centrifugo (a seconda dei tipi di materiale) da mt 1 ÷ 1,50 mt''

Fig. 67, pag. 180. Tipi a scarico per gravità (a seconda dei tipi di materiale) da 0,40 a 0,65 mt secondo.

Fig. 68, pag. 180. Tipi a tazze continue. (Superproduzione) da 0,40 a 0,60 m/secondo.

Trasportatori orizzontali a raschiamento (2) (figg. 69-70, pagg. 182-181) con scorrimento della *catena e del materiale* da m 0,20 a 0,30 m/secondo.

Nota sul funzionamento.

La catena che scorre sul fondo di un canale di lamiera o di legno, trasporta con se mediante aste trasversali di forma appropriata, quello strato di materiale che si trova tra le sue maglie, ma poichè il resto del materiale appoggia su questo strato la velocità impressa a quest'ultimo dalla catena, viene pure trasmessa alla massa di materiale sovrastante. Tutto il materiale viene quindi a formare con la catena nel canale *una massa corrente unica* con velocità uniforme. L'altezza dello strato di materiale così convogliato può essere di parecchie volte quello della catena.

Secondo l'esperienze fatte l'altezza più adatta e conveniente di questo strato è quella corrispondente a circa la larghezza utile della catena, il che rappresenta approssimativamente una sezione trasversale *quadrata* di prodotto trasportato.

Trasportatori orizzontali a raschiamento (3) (fig. 71 a pag. 183). Con catene a rulli portanti placche, e scorrimento del materiale, 0,50 mt secondo.

Trasportatori orizzontali che portano il materiale (4) (figg. 72-73 a pagg. 184-185. Con traverse, tapparelle o grembiali legno: 0,20 a 0,35 mt secondo.

Con traverse, tapparelle o grembiali acciaio: 0,30 a 0,50 mt secondo.

Trasportatori inclinati a raschiamento (5) (fig. 74 a pag. 186). Con scorrimento della catena e materiale: 0,20 a 0,30 mt secondo.

Nota sul funzionamento.

Il principio di trasporto è il medesimo del tipo orizzontale (2). Però allo scopo di sostenere il materiale, ed imprimergli lo stesso movimento della catena, le traversine della medesima sono di forma speciale, quasi sempre quadrangolari. (Vedere figura all'esempio n. 5). (*Inclinazione 20° ca, a seconda dei tipi di materiale e produzione*).

Trasportatori inclinati a raschiamento (6) (fig. 75 a pag. 187). Con catene a rulli portanti placche, e scorrimento del materiale. (*Inclinazione, vedi sopra*) 0,35 a 0,50 mt secondo.

Trasportatori inclinati (7) (fig. 76 a pag. 188). Che portano il materiale. Con traverse, tapparelle, o grembiali legno, 0,20 a 0,30 mt secondo. Con traverse, tapparelle, o grembiali acciaio, 0,30 a 0,50 mt secondo.

Con tapparelle legno *inclinazione* 20°, e con traverse adatte a seconda della natura dei colli fino a 25°/30°. Con tapparelle acciaio *inclinazione* massima 30°.

TRASPORTATORI A NASTRO.

Tapparelle, traverse, e grembiali acciaio.

Quando un trasportatore di questo tipo scarica il suo carico su di un altro, il ricevente, a meno che non sia più largo, deve girare a 5 mt circa per minuto' di maggiore velocità, eccedendo in questo caso, anche la massima velocità stabilita per il suo tipo, larghezza, etc.

N.B. Si ricorda che se le condizioni di lavoro di un trasportatore richiedono partenze sotto carico, o frequenti fermate o scosse a pieno carico, la potenza ricavata dalla formula che abbiamo impiegato, va aumentata del 40 al 50 %.

