

CAPITOLO V

COME SI DISEGNA IL PROFILO DEI DENTI NELLE RUOTE PER CATENA A RULLI

Affinchè una trasmissione a catena funzioni regolarmente e con il rendimento previsto, occorre quale condizione essenziale, che le ruote siano disegnate in modo che l'avvolgimento della catena avvenga senza difficoltà.

È quindi necessario che i denti siano distribuiti e distanziati sulla circonferenza primitiva in misura precisa al passo della catena, in modo essi possano entrare nei vani compresi fra i rulli senza urtare contro i medesimi.

Per evitare una rapida usura dei rulli e dei denti, il fianco di questi deve essere tale da consentire un ampio appoggio ai rulli allo scopo di ripartire su di una esatta superficie il carico gravante su ogni dente.

Capitale importanza riveste anche il profilo (perimetro costiero) dei denti, il quale deve essere tale da consentire il pronto ingresso e sortita dei rulli dai denti dell'ingranaggio.

Non basta quindi che il diametro della circonferenza primitiva sia calcolato esattamente in modo che il passo dell'ingranaggio venga ad essere uguale a quello della catena, ma occorre pure che il diametro della circonfere-

renza di base (cioè quella interna sulla quale appoggiano i rulli) sia tale da permettere alla catena di disporsi correttamente lungo la circonferenza primitiva.

Non verificandosi le condizioni predette, si avrebbe fra il passo dell'ingranaggio e quello della catena una

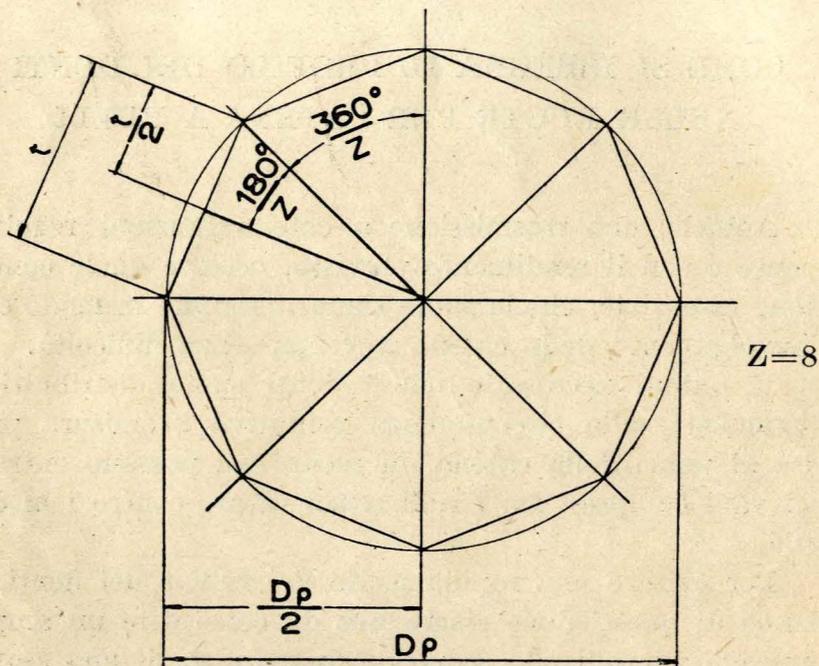


Fig. 28

differenza, la quale per quanto piccola sia, venendo moltiplicata per il numero dei denti in presa potrebbe alla fine divenire tanto grande da causare l'urto di un dente contro un rullo.

In questo caso la catena non potrebbe neppure avvolgersi sull'ingranaggio. Se la differenza consiste al contrario nel passo della dentatura più corto di quello della

catena, la trasmissione del moto avverrebbe egualmente provocando però un rapido logorio dei rulli, dei perni, delle boccole e dei fori, sedi di questi due ultimi, nelle piastre.

Il diametro della circonferenza primitiva di una ruota dentata per catena a rulli, o Galle, o trasmissione, o silenziosa, è uguale a quello del cerchio circoscritto ad un poligono regolare di lato uguale a quello del passo della catena e costituito da tanti lati quanti sono i denti dell'ingranaggio (fig. 28 a pag. 82).

Di conseguenza se indichiamo con:

Dp il diametro della circonferenza primitiva

t il passo della catena

Z il numero dei denti

abbiamo:

$$Dp = \frac{t}{\text{sen} \frac{180^\circ}{Z}}$$

(vedere Fig. 28)

oppure:

$$Dp = t \times \frac{1}{\text{sen} \frac{180^\circ}{Z}}$$

$$\frac{t}{2} = \frac{Dp}{2} \times \text{sen} \frac{180^\circ}{Z} \text{ e}$$

da cui:

$$t = \frac{Dp}{\frac{1}{\text{sen} \frac{180^\circ}{Z}}}$$

$$t = Dp \times \text{sen} \frac{180^\circ}{Z}$$

$$Dp = \frac{t}{\text{sen} \frac{180^\circ}{Z}} = Dp = t \times \frac{1}{\text{sen} \frac{180^\circ}{Z}}$$

$$\text{sen} \frac{180^\circ}{Z} = \frac{t}{Dp}$$

La tabella annessa n. 19 a pag. 89, è preparata con i coefficienti $\frac{1}{\text{sen} \frac{180^\circ}{Z}}$ per Z sino a 167 denti ed è ovvio

notare quindi che basterà moltiplicare i coefficienti dati per il passo corrispondente alla catena impiegata, in corrispondenza di Z desiderato per ottenere il diametro primitivo.

Se invece di una catena normale a passo, unico costante si tratta di una catena a doppia articolazione (catene a blocchi ed a rulli gemelli) (fig. 29, pag. 85) il passo t corrisponde allora alla distanza dei centri dei perni di due in due, cioè a dire è uguale ad uno spazio pieno A ed uno vuoto B

$$t = A + B \text{ (vedi fig. 29, pag. 85).}$$

Il diametro primitivo di una ruota per catena a doppia articolazione è uguale a quello del circolo circoscritto a un poligono irregolare dove i lati sono alternativamente uguali a A e B .

Se noi tracciamo il poligono prendendo i lati a due a due, questo diventerà regolare ed avremo il numero di lati uguali a quelli del numero dei denti, ma la lunghezza di ciascun lato non corrisponderà più al passo della catena.

Il diametro primitivo per questa ruota è dunque dato da:

$$Dp = \frac{\sqrt{A^2 + B^2 + 2AB \cos \left(\frac{180}{z} \right)}}{\text{sen} \left(\frac{180}{z} \right)}$$

(vedi fig. 30, pag. 86).

Il diametro della circonferenza di base dei denti o diametro interno (D_i) è teoricamente dato dalla differenza:

$$D_p - d$$

dove d rappresenta il diametro dei rulli-perni, o bussole della catena. *Questo valore sarebbe però il massimo attribuibile al diametro interno o di base, o di fresatura, di un ingranaggio con denti per catena, pertanto per varie considerazioni relative alle tolleranze delle parti che costruiscono la catena stessa e per non creare difficoltà e*

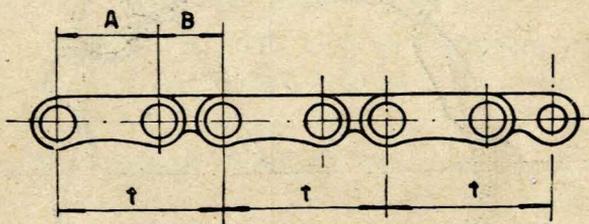


Fig. 29

conseguente attriti all'ingresso ed all'uscita dei denti si è calcolata che la dimensione più conveniente da assegnare a questo diametro ove appoggiano i rulli, od i perni o le bussole, a seconda del tipo di catena che investe la dentatura dell'ingranaggio, e cioè rispettivamente se catena del tipo a rulli, o Galle, o Zobel o di trasmissione, dovrebbero tenere, come si apprende dalla costruzione grafica del profilo longitudinale del dente riportato in figura 31 a pag. 90 eguale a:

$$D_i = D_p - D'$$

così che il diametro interno D_i si ottiene sottraendo dal diametro primitivo (D_p) il diametro del rullo, perno, o bussola *sommato* al valore del gioco necessario fra quest'ultimo ed il diametro della sede.

Se indichiamo con: D_i il diametro interno o di fresatura
 D il diametro del rullo o perno o bussola;
 D' lo stesso diametro maggiorato del neces-
 sario gioco;
 abbiamo come si è visto ($D' = 1,005 D + 0,075$), ossia:
 $D_i = D_p - D'$ e questo naturalmente inteso invece
 come valore minimo del diametro interno, agli effetti del cal-

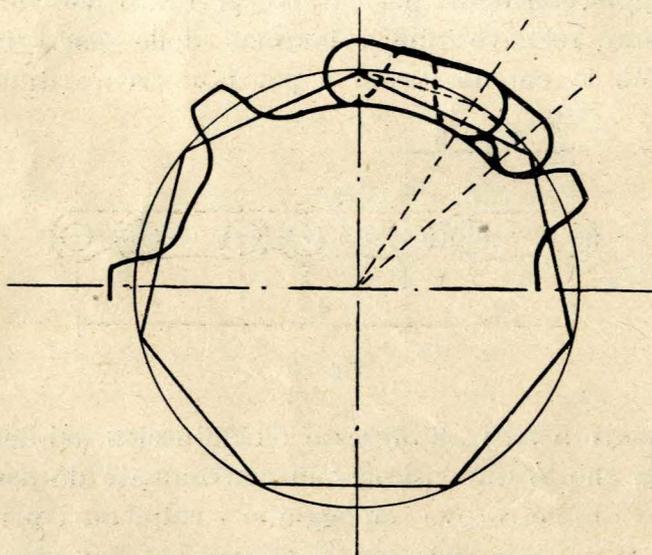


Fig. 30

colo di questa dimensione, e della tracciatura del profilo del dente. In pratica si registrano in partenza le macchine a dentare come: $D_i = D_p - d$ e si cura poi che la catena, monti esattamente sui denti senza fatica, ma non lasca. Si fa poi il controllo delle dimensioni e tolleranze seguendo le norme che sono riportate a pagg. 92-93-94.

Il diametro della circonferenza esterna D_e , cioè quello che l'ingranaggio deve avere dopo la tornitura, deve es-

sere calcolato in modo che la sporgenza dei denti della linea collegante i centri dei due rulli di ogni passo sia tale da assicurare una giusta guida alla catena anche quando questa, per effetto della forza centrifuga generata dalla forte velocità periferica degli ingranaggi, tenda a staccarsi dalla circonferenza primitiva.

La sporgenza dei denti non può essere spinta al di là di certi limiti in quanto l'altezza massima di essa risulta automaticamente fissata dal profilo scelto per la fresatura dei denti. A seconda di detto profilo l'altezza della sporgenza varia in aumento, coll'aumentare del numero dei denti, in quanto le linee congiungenti i centri dei rulli risultano disposte sempre più vicine alla circonferenza primitiva.

Questa affermazione è giustificata dal fatto che con l'aumentare del numero dei denti e quindi del diametro dell'ingranaggio è necessario che i denti siano più alti dato che la forza centrifuga, tendente ad allontanare la catena dalla circonferenza primitiva cresce in proporzione del quadrato del diametro.

Per le catene a rulli, se indichiamo con:

D_e = il diametro esterno;
 d = il diametro del rullo;
 D_p = il diametro primitivo;
 H = 0,3 avremo:

$$D_e = \frac{t}{\tan \frac{180^\circ}{z}} + (0,6 \times t)$$

oppure:

$$D_e = t \times \cot \frac{180^\circ}{z} + 2 H$$

Normalmente si tiene:

$$\underline{D_e = D_p + 0,8 d}$$

(vedere
 Tabella 20
 a pag. 95)

La costruzione grafica completa della dentatura per catene a rulli, si esegue come indicato nelle tabelle seguenti.

Per le catene Galle si tiene:

$$De = Dp + 1,3 d \text{ (diametro perno);}$$

Per le catene a bussole fisse di trasmissione si tiene:

$$De = Dp + 1,1 d.$$

La costruzione grafica del dente che è generalmente adottata ed approvata dalla U. N. I. è quella prospettata a pag. 90, fig. 31. La Tabella 20, pag. 95, dà invece, le norme per la tracciatura del profilo longitudinale dei denti degli ingranaggi a catena secondo:

American Society Of. Meccanichal Engineers;
American Gear Manufacturis Association;
Society of Automotive Engineers, Inc.

TAVOLA TRIGONOMETRICA

Per il calcolo del diametro primitivo delle ruote a catena il numero dei denti è rappresentato da Z

D_p == diametro primitivo
 t == passo

$$D_p = t \cdot \frac{1}{\text{sen} \frac{180^\circ}{Z}}$$

Il valore della frazione a numeratore uno, conosciuto il numero dei denti, è indicato in tabella, moltiplicandolo per t si determina il diametro primitivo dell'ingranaggio

Z	$\frac{1}{\text{Sen} \frac{180^\circ}{Z}}$	Z	$\frac{1}{\text{Sen} \frac{180^\circ}{Z}}$	Z	$\frac{1}{\text{Sen} \frac{180^\circ}{Z}}$	Z	$\frac{1}{\text{Sen} \frac{180^\circ}{Z}}$
6	2,000	47	14,9717	88	28,0172	128	40,7478
7	2,306	48	15,2898	89	28,3355	129	41,0660
8	2,6131	49	15,6079	90	28,6537	130	41,3843
9	2,9238	50	15,9260	91	28,9719	131	41,7026
10	3,2361	51	16,2441	92	29,2902	132	42,0209
11	3,5494	52	16,5622	93	29,6084	133	42,3391
12	3,8637	53	16,8803	94	29,9267	134	42,6574
13	4,1786	54	17,1984	95	30,2449	135	42,9757
14	4,4939	55	17,5166	96	30,5632	136	43,2940
15	4,8097	56	17,8347	97	30,8814	137	43,6123
16	5,1258	57	18,1529	98	31,1997	138	43,9306
17	5,4422	58	18,4710	99	31,5180	139	44,2488
18	5,7588	59	18,7892	100	31,8362	140	44,5671
19	6,0755	60	19,1073	101	32,1545	141	44,8854
20	6,3925	61	19,4255	102	32,4727	142	45,2037
21	6,7095	62	19,7437	103	32,7910	143	45,5220
22	7,0266	63	20,0619	104	33,1093	144	45,8403
23	7,3439	64	20,3800	105	33,4275	145	46,1585
24	7,6613	65	20,6982	106	33,7458	146	46,4768
25	7,9787	66	21,0164	107	34,0640	147	46,7951
26	8,2962	67	21,3346	108	34,3823	148	47,1134
27	8,6138	68	21,6528	109	34,7006	149	46,4317
28	8,9314	69	21,9710	110	35,0188	150	47,7500
29	9,2491	70	22,2892	111	35,3371	151	48,0682
30	9,5668	71	22,6074	112	35,6554	152	48,3865
31	9,8845	72	22,9256	113	35,9736	153	48,7048
32	10,2023	73	23,2438	114	36,2919	154	49,0231
33	10,5201	74	23,5620	115	36,6102	155	49,3414
34	10,8380	75	23,8802	116	36,9285	156	49,6597
35	11,1558	76	24,1985	117	37,2467	157	49,9780
36	11,4737	77	24,5167	118	37,5650	158	50,2963
37	11,7916	78	24,8349	119	37,8833	159	50,6146
38	12,1096	79	25,1531	120	38,2015	160	50,9329
39	12,4275	80	25,4713	121	38,5198	161	51,2511
40	12,7455	81	25,7896	122	38,8381	162	51,5694
41	13,0635	82	26,1078	123	39,1564	163	51,8877
42	13,3815	83	26,4260	124	39,4746	164	52,2060
43	13,6995	84	26,7443	125	39,7929	165	52,5243
44	14,0176	85	27,0625	126	40,1112	166	52,8426
45	14,3356	86	27,3807	127	40,4295	167	53,1609
46	14,6536	87	27,6990				

Tracciate la linea cy formante l'angolo B con la linea cx . Con centro in c , e raggio cx tracciate l'arco xy o curva di lavoro.

Tracciate la linea yz perpendicolare alla linea cy . Tracciate la linea ab formante l'angolo C con la linea $X Y$, e segnate il punto b , tenendo calcolo che il segmento ab è $= 1,24 D$.

c) Tracciate la linea bz parallela alla linea yc . Con b come centro e raggio bz tracciate la « curva alta » arco zu , tangente alla linea zy .

Una costruzione simile per l'altra metà completerà il contorno del dente.

Il diametro esterno dell'ingranaggio quando il dente è

$$\text{segnato è } t \times \cot \times \frac{180^\circ}{Z} + 2 H.$$

Il valore raccomandabile per H è $0,3 t$; e quando questo valore è scelto il diametro esterno dell'ingranaggio sarà

$$t \times (0,6 + \cot \times \frac{180^\circ}{Z}) \text{ o anche: } De = Dp + 0,8 d.$$

La pressione angolare quando la catena è nuova è:

$$x a b = 35^\circ - \frac{120^\circ}{Z}.$$

La pressione angolare minima è:

$$a b z = 17^\circ - \frac{64^\circ}{Z}.$$

La pressione angolare media è:

$$26^\circ - \frac{92^\circ}{Z}.$$

CONTROLLO DIMENSIONI INGRANAGGI (fig. 32-33)

Si devono anzitutto prendere in considerazione e controllare le tre dimensioni fondamentali, e precisamente il diametro esterno, il diametro primitivo ed il diametro interno di fresatura, secondo le formule esposte preceden-

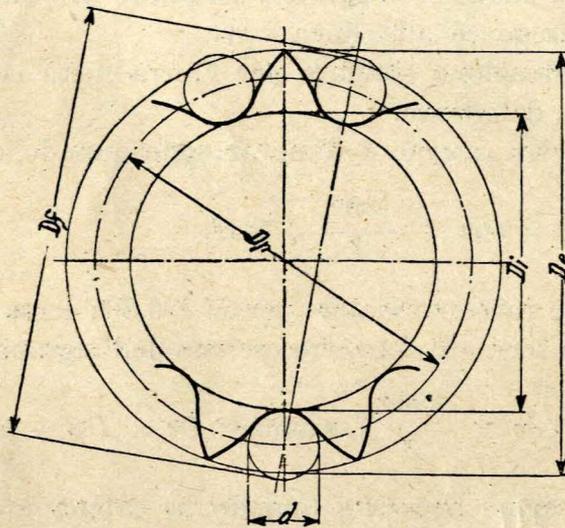


Fig. 32

temente. La verifica di tali dimensioni viene eseguita indirettamente misurando su predisposti rulli di misura, il diametro D_f per gli ingranaggi aventi numero pari di denti, o la corda « m » per gli ingranaggi con numero dispari di denti. Allo scopo vengono introdotti due rulli (di diametro eguale a quello massimo ammesso per i rulli della catena) nelle sedi diametralmente opposte dei denti dell'ingranaggio, ovvero nelle sedi più vicine ad essere

diametralmente opposte, distanti cioè angularmente di un angolo eguale a $180^\circ \cdot \frac{180^\circ}{Z}$.

Indicando con « d » il diametro dei rulli di misura e con H l'altezza dei denti, nel caso di ingranaggi con numero pari di denti, si ha:

$$Dp = Df - d; Di = Df - 2d; De = Di + 2H.$$

Nel caso di ingranaggi con numero di denti dispari, essendo:

$$m = d + 2 \frac{Dp}{2} \cot \frac{180^\circ}{2Z}$$

ossia:

$$m = d + Dp \cot \frac{90^\circ}{Z}$$

si ha:

$$Dp = \frac{m - d}{\cot \frac{90^\circ}{Z}}$$

$$Di = Dp - d$$

$$De = Di + 2H.$$

Il diametro esterno dell'ingranaggio preso sui rulli (d) di misurazione non deve mai essere superiore a quello calcolato. Così pure per il diametro sul fondo dei denti, o diametro interno (Di). È sempre preferibile che detti diametri siano piuttosto più piccoli che più grandi di quelli teorici, entro naturalmente i seguenti limiti di:

Tolleranza sui diametri $Df-De-Di$, in relazione al passo della catena impiegata:

per $t =$ mm	9,52	+ 0,00	- 0,13
» $t =$ »	12,70	+ 0,00	- 0,14
» $t =$ »	15,87	+ 0,00	- 0,15
» $t =$ »	19,05	+ 0,00	- 0,17
» $t =$ »	25,40	+ 0,00	- 0,20
» $t =$ »	31,75	+ 0,00	- 0,22
» $t =$ »	38,10	+ 0,00	- 0,27
» $t =$ »	44,45	+ 0,00	- 0,30
» $t =$ »	50,80	+ 0,00	- 0,35
» $t =$ »	63,50	+ 0,00	- 0,43

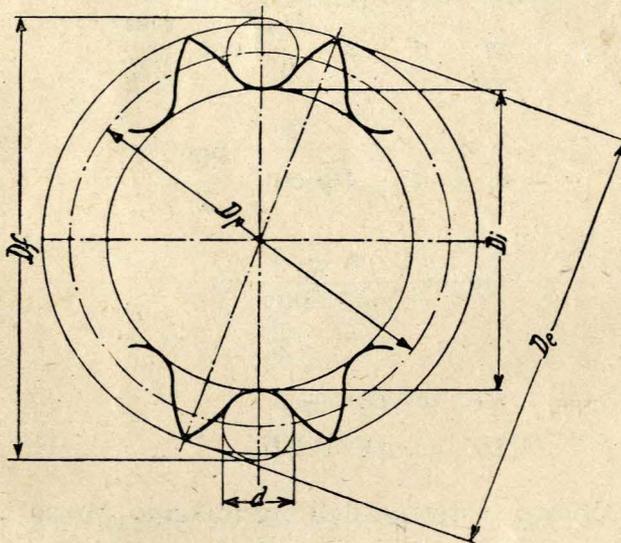
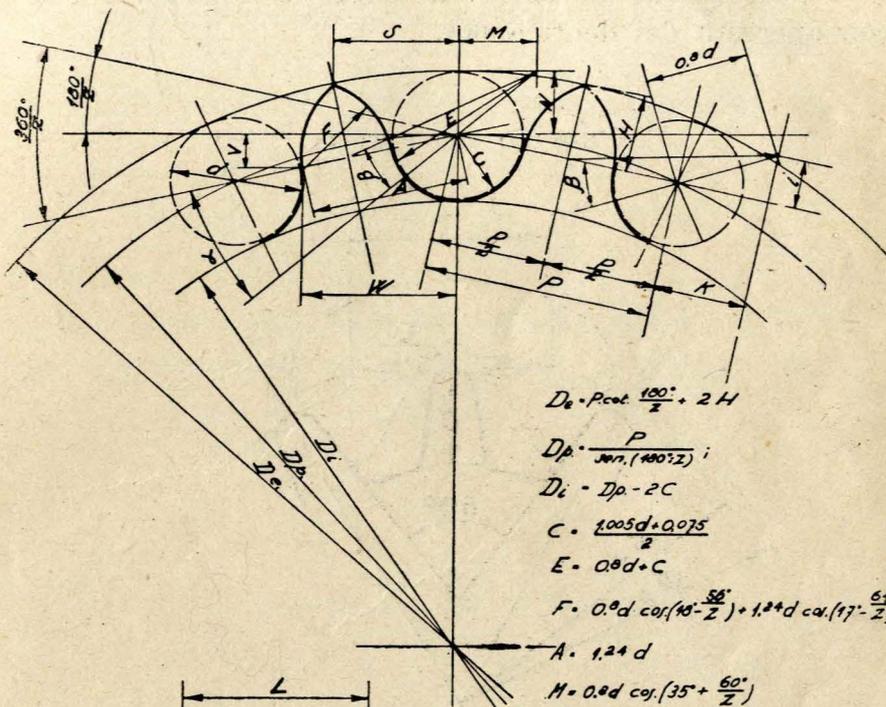


Fig. 33

I valori qui sopra riportati sono stati calcolati per ingranaggi con numero di denti, compresi fra $15 \div 120$ che sono quelli normalmente impiegati.

TABELLA 20

Dimensioni e profili della dentatura nelle ruote per catene a rulli normali — S. A. E — A. S. M. E — A. G. M. S.



$$D_o = P \cot \frac{100^\circ}{2} + 2H$$

$$D_p = \frac{P}{\sin(\frac{100^\circ}{2})}$$

$$D_i = D_p - 2C$$

$$C = \frac{1.005d + 0.075}{2}$$

$$E = 0.8d + C$$

$$F = 0.8d \cot(\frac{10^\circ - \frac{56^\circ}{2}}{2}) + 1.2d \cot(\frac{17^\circ - \frac{64^\circ}{2}}{2}) - L$$

$$A = 1.24d$$

$$M = 0.8d \cot(35^\circ + \frac{60^\circ}{2})$$

$$N = 0.8d \sin(35^\circ + \frac{60^\circ}{2})$$

$$V = 1.24d \sin \frac{100^\circ}{2}$$

$$W = 1.24d \cot \frac{100^\circ}{2}$$

$$S = \frac{P}{2} \cot \frac{100^\circ}{2} + F \sin \frac{100^\circ}{2}$$

Nel caso che $\frac{P}{2} \sin > A$, $H = F$

$$K = 0.8d \cot(35^\circ - \frac{120^\circ}{2})$$

$$I = 0.8d \sin(35^\circ - \frac{120^\circ}{2})$$

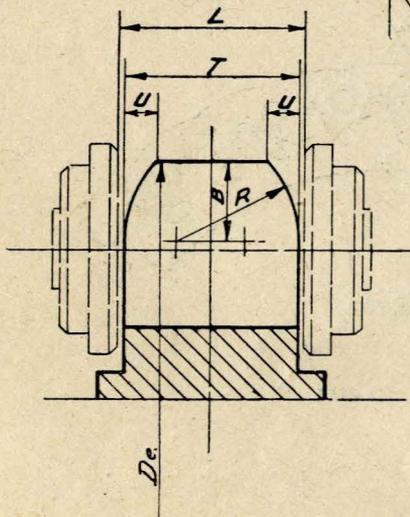
$$B = 0.3P; \quad R = 0.43P; \quad U = \frac{P}{8}$$

$$T = 0.93L - 0.15$$

$$\alpha = 35^\circ - \frac{120^\circ}{2}$$

$$\beta = 18^\circ - \frac{56^\circ}{2}$$

$$H = \sqrt{F^2 - (A - \frac{P}{2})^2}$$



RUOTE PER CATENE A DENTI.

Per le catene silenziose di maggiore impiego, e cioè con apertura dei denti a 60° .

PROFILO DENTATURA.

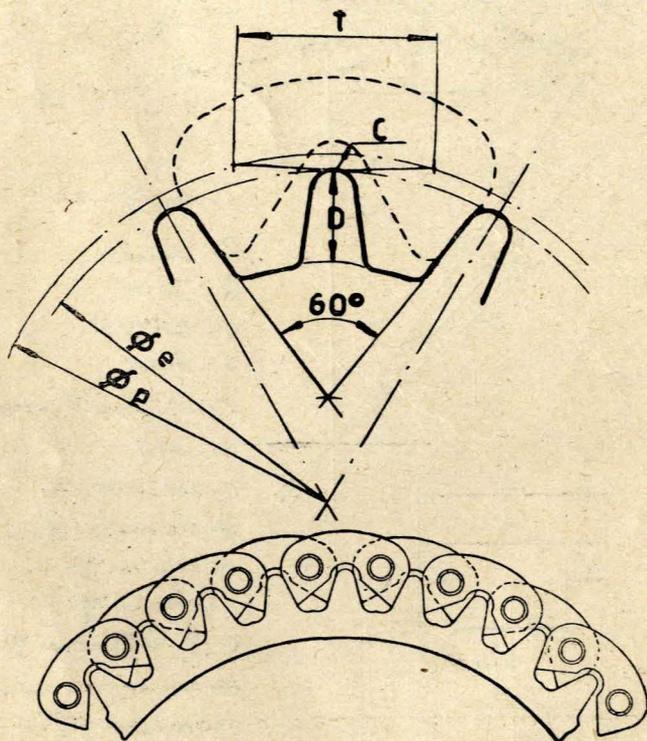


Fig. 34

t = passo della catena in m/m;

Z = numero dei denti;

$$D_p = \text{diametro primitivo} = t \times \frac{1}{\text{sen} \frac{180^\circ}{Z}}$$

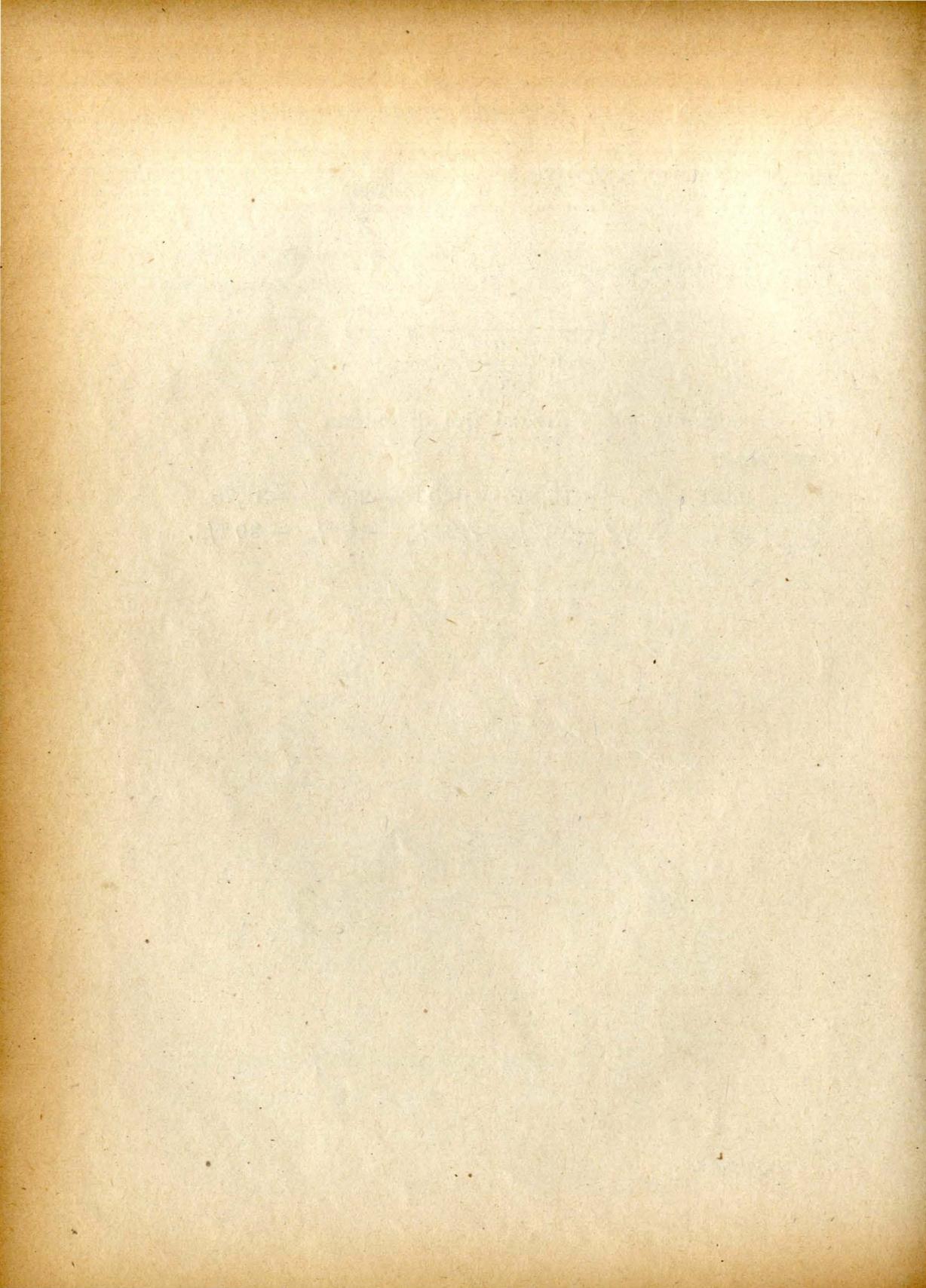
$$D_e = \text{diametro esterno} = D_p - 2c =$$

$$= t \left(\frac{1}{\text{sen} \frac{180^\circ}{Z}} - \text{tg} \frac{90^\circ}{Z} \right)$$

D = costante per i diversi tipi di catena
e per passo

$$t = 9,525 \quad -12,7 \quad -15,875 \quad -19,05 \quad -25,4 \quad -31,75$$

$$D = 6 \text{ m/m} \quad -8 \text{ m/m} \quad -10 \text{ m/m} \quad -12 \text{ m/m} \quad -16 \text{ m/m} \quad -20 \text{ m/m}.$$



$$\begin{array}{r} 13 \\ 19 \\ \hline 156 \end{array}$$

$$\begin{array}{r} 312 \\ 13+18 = \end{array}$$

$$\begin{array}{r} 242 \quad | \quad 2.5 \\ \quad \quad \quad 8 \\ \hline 2 \cdot 10 \cdot 20 = 400 \\ \quad \quad \quad 10+20 = 30 \end{array}$$

CAPITOLO VI

UTENSILI PER IL TAGLIO DEI DENTI DELLE RUOTE A CATENA

(fig. 35)

In base a questi tracciati, la fresa disegnata per tagliare un certo numero di denti, può essere impiegata per tagliarne un numero diverso, compreso fra:

$$7 \div 8; 9 \div 11; 12 \div 17; 18 \div 34; 34 \div 120.$$

La fresa, naturalmente deve essere disegnata per un numero di denti compreso fra i due estremi e precisamente per quello che viene indicato dalla formula seguente:

$$Z_i = \frac{2 \times Z \times z}{Z + z}$$

dove:

Z_i = (numero dei denti per il quale deve essere disegnata la fresa);

Z = numero più alto dei denti;

z = numero più basso dei denti.

Si possono usare frese assolute a profilo costante o frese continue a spirale (creatori).

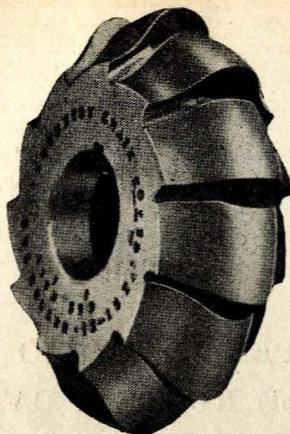


Fig. 35

Fresa per ruote a catena a rulli

Quando si devono tagliare molti ingranaggi di un numero eguale di denti è consigliabile servirsi di una fresa semplice a disco, assoluta, cioè costruita appositamente per tagliare il numero di denti richiesto.

UTENSILI PER TAGLIARE I DENTI DELLE RUOTE
PER CATENE SILENZIOSE OD A DENTI.

Per le catene le cui superfici attive delle maglie formano un angolo di 60° , che sono quelle generalmente costruite ed impiegate, è possibile adoperare una sola fresa universale per il taglio di un numero qualsiasi di denti.

Per le catene a denti con apertura diversa da 60° occorrono almeno due frese, una per ruote da 19 a 40 denti ed un'altra da 41 a 63.

CAPITOLO VII

CALCOLO DELLA RESISTENZA DEI DENTI

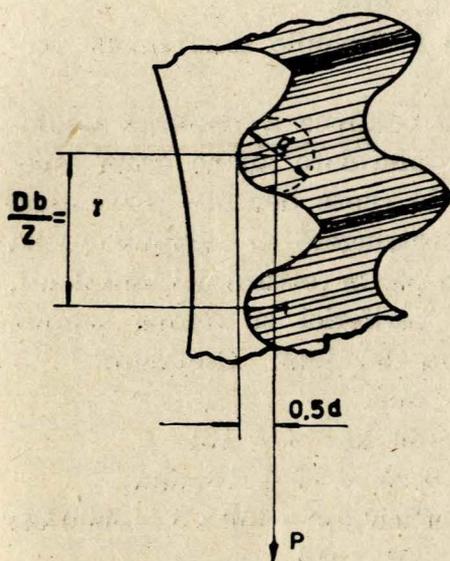


Fig. 36

Ipotesi semplificativa.

$$Mf = P \times 0,5 d$$

$$\frac{I}{V} = \frac{\left(\frac{Db}{z}\right)^2 \times b}{6};$$

$$K = \frac{M}{I} = \frac{M}{V}.$$

Verifica della resistenza dei denti. — Per rendere possibile il calcolo la verifica della resistenza dei denti si può introdurre un'ipotesi semplificativa analoga a quella che si fa per le ruote dentate a modulo, e cioè supporre lo

sforzo periferico sia concentrato su di un solo dente mentre effettivamente lo sforzo è ripartito su un certo numero di denti variante col variare del rapporto.

Questo perchè non è possibile stabilire come lo sforzo periferico si distribuisca fra i vari denti in presa colla catena.

Il dente risulta sollecitato a flessione e si comporta come una mensola incastrata ad una estremità sollecitata dallo sforzo periferico che agisce a $0,5 d$ dalla sezione d'incastro, che ha una larghezza b , e un'altezza $\frac{D b}{Z}$ ossia $= t$ (vedi fig. 36 a pag. 101).

In base a questa ipotesi le formule sono quelle precedentemente citate.

Il calcolo come descritto conduce a risultati assolutamente prudenti e ciò è confermato anche dalla esperienza la quale mostra che le ruote dentate per catena subiscono logorio tale da costringere al ricambio della catena e mai degli ingranaggi per la rottura dei loro denti.

Sotto l'azione di sforzi periferici si rompe sempre la catena prima della rottura dei denti. Esempio:

Catena a rulli passo 25 mm.

Sforzo periferico: $P = 450$ kg; $d = 16$;

$$b = 0,95 \times 17 = 16 \text{ mm};$$

$$Mf = P \times 0,5 d = 450 \times 8 = 3600 \text{ kg};$$

$$\frac{I}{V} = \frac{25^2 \times 16}{6} = 1800 \text{ mm}^3;$$

$$K = \frac{3600}{1800} = 2 \text{ kg/mm}^2.$$

Da questa risultanza vediamo specificatamente che la sollecitazione di 2 kg per mm^2 è assolutamente ridotta pure nell'ipotesi estremamente gravosa da noi introdotta.

CAPITOLO VIII

CALCOLO DELLE RAZZE DELLE RUOTE DENTATE A CATENA

È difficile dire come siano sollecitate le razze, ma l'ipotesi che meglio regge rispetto ad ogni altra per il loro calcolo, è indubbiamente quella della flessione dovuta alla trasmissione dello sforzo periferico P .

Siccome la corona ha un grande sviluppo e riesce di regola assai elastico, così essa lascia quasi completamente gravare lo sforzo periferico P sopra i raggi in corrispondenza al tratto teso della catena.

Si suppone generalmente che le razze che prendono parte all'azione del momento flettente siano quelle di un quadrante e cioè il numero di $i/4$ e si ritiene la razza incastrata nel massiccio del mozzo e libera in corrispondenza della corona.

Avremo quindi:

$$\text{momento flettente di una razza} = Mf = \frac{P}{\frac{i}{4}} \times Rp$$

(raggio periferico) e l'equazione di resistenza è quindi:

$$\sigma = \frac{M}{W}$$

$$4 \frac{P}{i} Rp = Kf \left(\frac{I}{V} \right) w$$

$$\frac{I}{V} = \frac{4 \frac{P}{i} Rp}{Kf}$$

$$i = \frac{1}{6} \div \frac{1}{8} Dp$$

$$Kf \text{ per ghisa} = 3$$

$$Kf \text{ per acciaio} = 8 \div 10$$

Ora ci riferiamo alla fig. 37, pag. 104 e si suppongono, come si vede, le razze a sezione rettangolare e senza nervatura e nel caso che questi ci fossero formando una sezione a croce od una sezione a *T*, si trascurano nel calcolo di $\frac{I}{V}$.

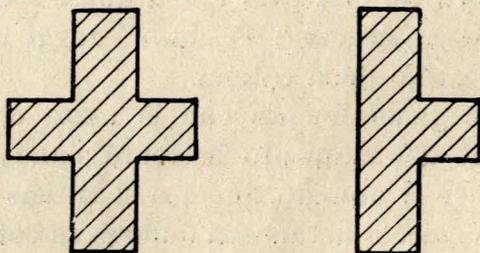


Fig. 37

Facciamo dunque il nostro calcolo riferito a sezione rettangolare, ed abbiamo:

Fissando lo spessore della razza $\frac{2}{3} b$; e $\frac{1}{3} b$; (fig. 38, pag. 105) rispettivamente per costruzione di ruote in ghisa e acciaio.

Abbiamo, per le ruote in ghisa:

$$\frac{I}{V} = \frac{a \times h_1^2}{6} = \frac{2 b \times h_1^2}{3 \times 6} = \frac{b \times h_1^2}{9}, \text{ ora}$$

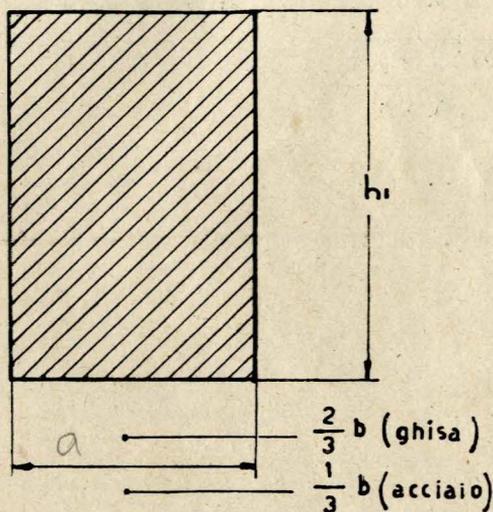


Fig. 38

$$\frac{b h_1^2}{9} = \frac{4 P}{i} \times \frac{R_p}{K} \text{ quindi:}$$

$$h_1^2 = \frac{36}{i \times b} \frac{P R_p}{K} = \frac{36 P R_p}{K \times i \times b} = h_1 = 6 \sqrt{\frac{P R_p}{K i b}}$$

Analogamente per le ruote in acciaio, abbiamo:

$$\frac{I}{V} = \frac{a h_1^2}{6} = \frac{1 \times b \times h_1^2}{3 \times 6} = \frac{b \times h_1^2}{18} = \frac{\frac{4P}{i} \times R_p}{K}$$

quindi:

$$h_1^2 = \frac{\frac{72}{i \times b} \times P \times R_p}{K} = \frac{72 P R_p}{K \times i \times b}$$

$$h_1 = 6 \sqrt{\frac{2 \times P R_p}{K i b}}$$

CALCOLO DELLE VITI AL MOZZO

Nel caso di ruote in due metà; le viti al mozzo si calcolano come segue:

Lo sforzo in kg che deve essere esercitato, sulle due metà del mozzo perchè la loro aderenza all'asse assicuri la trasmissione del movimento, è misurato dallo stesso numero che misura in mm² la sezione dell'albero d .

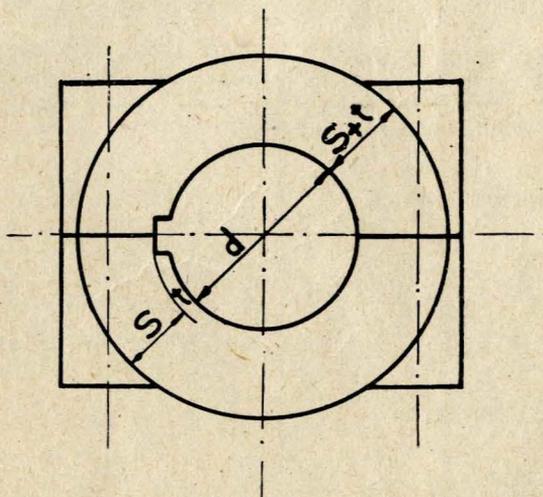


Fig. 39

Per 4 viti si farà: $d e = 1/4 d$;

per 6 viti si farà: $d e = 1/5 d$;

in generale $n = 1/4 \frac{d}{d e}$;

n = numero delle razze;

d = diametro dell'asse;

d_e = diametro esterno della vite.

Le viti devono essere applicate il più vicino possibile alla chiavetta la quale è sempre posta nel piano di divisione dei due semigusci, adottando due chiavette si apporranno a 60° da detto piano e cioè a 120° tra di loro.

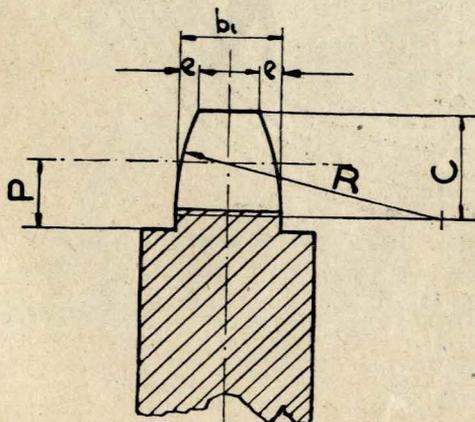
Nelle ruote di un solo pezzo la cava per chiavetta si farà sempre in corrispondenza di una razza, e quando se ne deve apporre un'altra, la si terrà spostata di 90° rispetto alla prima.



Ruote per catene

Dati costruttivi (figg. 40-41), pag. 109-110

Costruzione in ghisa	Costruzione in acciaio
$Kf = 3 \text{ kg} \times \text{mm}^2$	$Kf = 8 \div 10 \text{ kg} \times \text{mm}^2$
$a = h$	$a = h$
$w =$ alla larghezza sui perni della catena	$w =$ (come per ghisa)
$r =$ al diametro dei rulli catena	$r =$ (come per ghisa)
$b_1 =$ (larghezza interna catena $\times 0,93$) — 0,1524 per catene semplici $\times 0,90$ — 0,1524 per catene Duplex e Triplex	$b_1 =$ (come per ghisa)
$s = 0,4 d + 10 \text{ mm}$ per ruote che trasmettono Mr minore di quello del diametro di d_0	$s = 0,4 d + 5 \text{ mm}$ per ruote che trasmettono Mr minore di quello del diametro di d_0
$s = (1/4 \div 1/5) (d_0 + \frac{d}{2}) + 10 \text{ mm}$	$s = (\frac{1}{4} \div 1/5) (d_0 + \frac{d}{2}) + 5 \text{ mm}$
$d_0 =$ Diametro albero corrispondente al Mr della ruota	$d_0 =$ diametro albero corrispondente al Mr della ruota
$L =$ piccole ruote $\geq 1,8$ medie » $\geq 1,5$ grandi » $\geq 1,5$	$L =$ (come per ghisa)
$i = \sqrt[>]{(1/6 \div 1/8) \sqrt{Dp}}$	$i =$ (come per ghisa)
$h = 2/3 b$	$h = 1/3 b$
$h_1 = 6 \sqrt{\frac{R_p \times P}{K \times i \times b}}$	$h_1 = 6 \sqrt{\frac{2 R_p \times P}{K \times i \times b}}$
$h_2 = h_1 - 3\%$ di inclinazione	$h_2 = h_1 - 3\%$ di inclinazione
$R = 1,063 t$	$R =$
$C = 0,5 t$	$C =$
$P = 0,5 t$	$P =$
$e = 0,125 t$	$e =$
	come per la ghisa



Tracciatura del profilo trasversale del dente

(Tolleranza su)

$$b_1 = \pm \left(\frac{b}{100} + 0,05 \text{ mm} \right)$$

Fig. 40

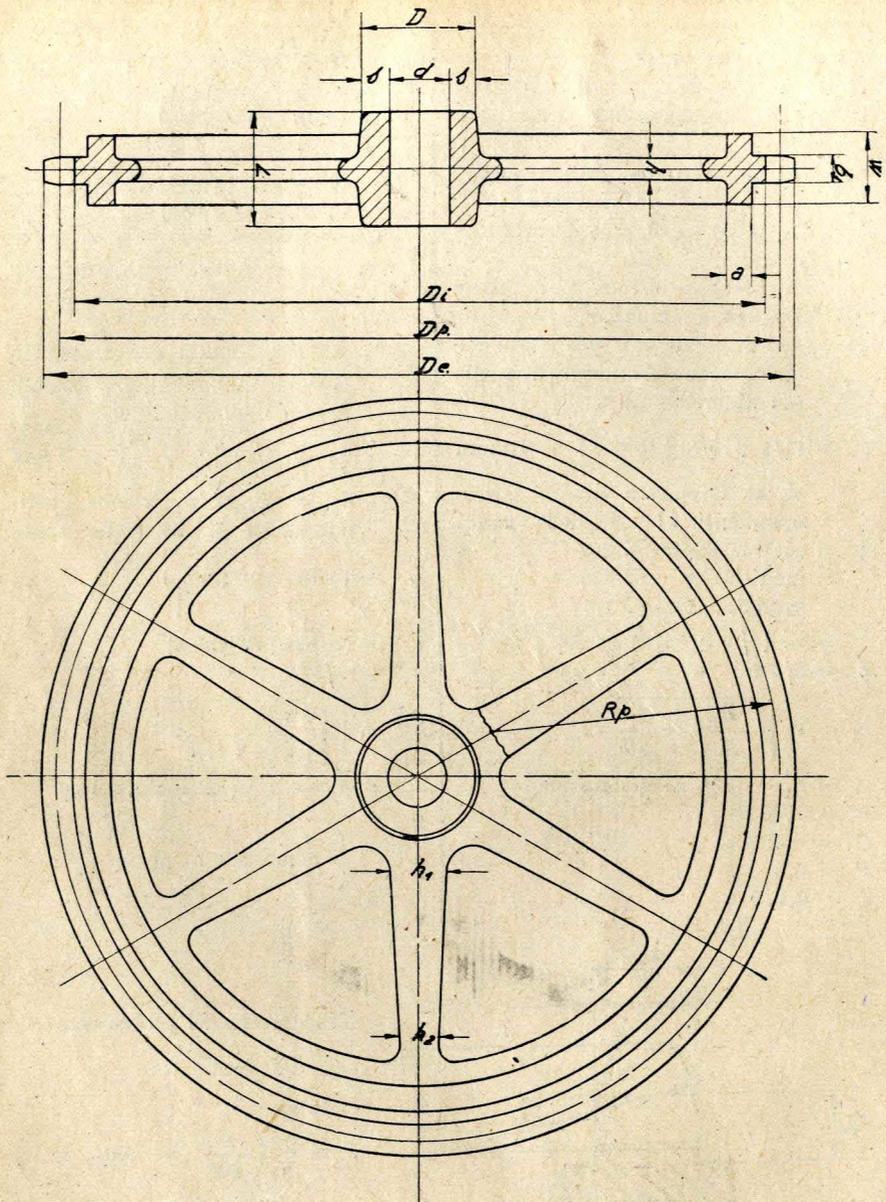


Fig. 41

CAPITOLO IX

TRASMISSIONI A CATENE A RULLI (fig. 42)

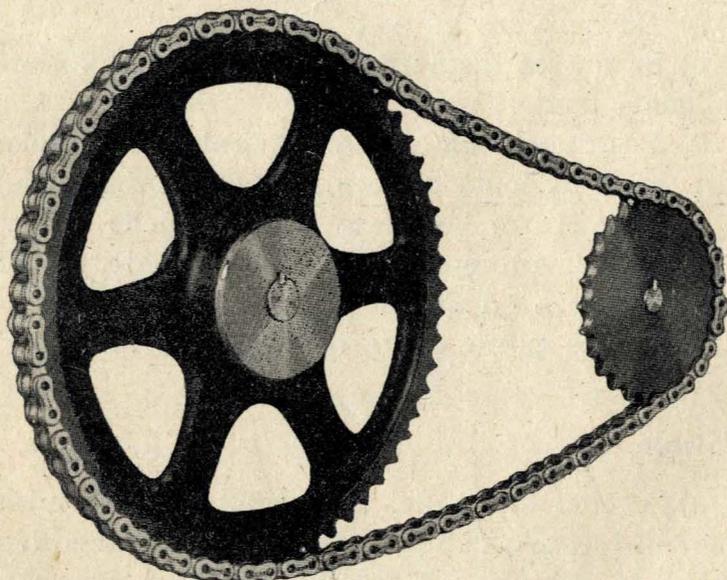


Fig. 42

Come si procede al calcolo delle trasmissioni a catena. —

I dati principali per il calcolo delle trasmissioni a catena, desunti dalla pratica e dai dati dei costruttori di

catene, si possono riassumere come segue, e questi dati sono assolutamente necessari per l'impostazione del calcolo.

1) **Tipo del generatore.** — *a)* a vapore, *b)* a scoppio, *c)* elettrico e se a corrente continua, alternata e genere di avviamento.

2) Quale macchina deve comandare la trasmissione.

3) Potenza massima in HP, e numero dei giri corrispondente a questa potenza.

4) Numero dei giri dell'albero di comando e di quello comandato (rapporto di trasmissione).

5) Distanza fra gli assi.

6) Se questa distanza è fissa, o se può variare, ed entro quale limite.

7) Posizione della catena (verticale, orizzontale o di quanti gradi inclinata rispetto al piano orizzontale).

8) Diametro e larghezza massima delle ruote.

9) Se il lavoro è continuo, intermittente, soggetto a strappi, partenza od arresti bruschi.

10) Come potrà essere assicurata la lubrificazione.

Calcolo.

a) A conoscenza dei dati precedenti si inizia, il calcolo, ad esempio di una trasmissione a catena a rulli, consultando dapprima il grafico di orientamento, diagramma n. 2, pag. 129, che si trova allegato e ricavato dai cataloghi di costruttori di catene.

In esso troviamo al punto di incrocio fra la linea del numero dei giri sulle ordinate, degli HP sulle ascisse, il tipo della catena adatta.

Nel caso che si dovesse trasmettere una potenza maggiore di quella segnata per un dato numero di giri, basterà impiegare una catena duplex o triplex moltiplicando il valore ottenuto per i rispettivi coefficienti di 1,95 e 2,90 che si devono introdurre per tener conto delle caratteristiche costruttive delle catene duplex e triplex per le quali il numero delle piastre in tiro non è esattamente il doppio e il triplo di quelle della catena semplice.

b) Si determinerà poi il numero dei denti da usare nel pignone, tenendo presente che il diametro primitivo di questo dovrebbe essere non meno di: $t + 2d$ (soggetto alla condizione di 17 denti al minimo), oppure:

diametro dell'asse $\times 4 + 8$ mm, dove:

t = passo della catena in mm;

d = diametro dell'asse in mm;

(queste formule sono evidentemente di carattere pratico).

Si noterà inoltre che questo diametro primitivo ottenuto non sia più grande del quoziente che si otterrebbe dividendo il massimo diametro ammissibile della ruota condotta, per il rapporto di trasmissione che è il numero di giri dell'asse più veloce diviso per quello più lento.

c) Il massimo rapporto di trasmissione per le catene a rulli è di 1 : 8,80 circa.

Quando un rapporto di trasmissione (riduzione o aumento del numero dei giri) è maggiore, la trasmissione deve essere interrotta da un rinvio che lo divide in due parti; che conviene fare pressochè uguale.

Il rapporto m_1 ed m_2 di ognuna di queste due trasmissioni sarà la radice quadrata del rapporto totale $m = \sqrt{m}$.

La velocità dell'albero motore in una trasmissione a due rinvii permette usualmente l'impiego per il primo tratto, di una catena a denti o di una catena a rulli composta (duplex o triplex) a passo corto e per il secondo di una catena a rulli semplice.

d) Si calcolerà quindi la velocità lineare in m/sec della catena colla seguente formula:

$$V_{\text{m/sec}} = \frac{\pi \times D_p \times n}{60} = \sim 0,105 \times n \times \frac{D_p}{2}$$

(vedere tabella velocità n. 25, pagg. 139, 140, 141) dove:

D_p = Diametro primitivo in metri;

n = numero dei giri del pignone motore al minuto primo.

e) Ottenuta la velocità lineare della catena si controllerà se non vi è azione di forza centrifuga, tenendo presente che la stessa entra in valore da considerarsi, solo oltre i 5 m/sec.

In ogni caso l'azione della forza centrifuga viene calcolata con la formula:

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

(vedere a pag. 130 lo sviluppo della formula sopra segnata) dove:

C = azione della forza centrifuga in kg;

W = peso per metro della catena in kg;

V^2 = velocità al m/sec della catena;

g = 9,81 (valore medio dell'accelerazione di gravità g in m/sec).

In ogni caso le velocità ammesse per ogni singola catena dovranno essere contenute nel limite indicato nella Tabella 21 a pag. 117.

Quando si voglia fare un controllo della velocità sul numero massimo dei giri ammissibili, per le catene a rulli, si terranno presenti i limiti imposti dal diagramma n. 2 a pag. 129.

Per le catene silenziose vedere invece la relativa Tabella 22 a pag. 118.

f) Tensione risultante dalla catenaria. — Un ulteriore carico di lavoro è quello provocato dalla curva della catenaria della catena sospesa dalle ruote. Normalmente la sua incidenza è sempre prevista dal coefficiente di sicurezza. Essa incomincia a diventare sensibile quando i lunghi interessi sono inevitabili.

Per un dato passo ed una data larghezza di catena, questa tensione varia a seconda della distanza fra i centri, e della inclinazione della trasmissione sulla orizzontale.

La curva della catenaria dovrebbe essere normalmente sviluppata dal tratto flottante della catena e lo sforzo prodotto pertanto da questo, forma una parte del carico di lavoro totale della catena.

In pratica possiamo supporre ed assumere il caso riferito ad una trasmissione esattamente orizzontale e pertanto la tensione risultante per effetto della catenaria sarà:

$$Z = 0,204 W \left(3 \sqrt{S \times L} + \sqrt{\frac{L^3}{S}} \right) \text{ dove:}$$

Z = sforzo della catenaria in kg;

W = peso per metro della catena in kg;

L = lunghezza del tratto teso in metri;

S = lunghezza del tratto floscio in metri (eguale alla lunghezza del numero di passi del tratto teso più quanto manca per arrivare al prossimo numero pari di passi).

g) Si passa al calcolo dello sforzo periferico o tensione della catena in kg sotto carico.

$$T = \frac{75 \times HP^{(1)}}{V} = \text{kg} \quad \begin{array}{l} (T = \text{tensione risultante in kg;} \\ V = \text{velocità della catena in} \\ \text{m/sec;} \end{array}$$

HP = potenza da trasmettere ⁽¹⁾.

Analogamente per trovare la potenza in HP da trasmettere, conoscendo solo lo sforzo periferico, applicheremo la seguente formula:

$$HP = \frac{V \times T}{75} \quad T = \text{sforzo periferico (vedere diagramma$$

n. 3 a pag. 138).

h) Se la trasmissione è del genere di quelle sottoposte a lavoro variabile, od a brusche partenze ed arresti, ci preoccuperemo anche di controllare che la pressione specifica convenzionale sui perni della catena, non sia superiore a $1,5 \div 3 \text{ kg per mm}^2$, considerando come sezione sollecitata la sezione rettangolare ottenuta supponendo, di tagliare il perno longitudinalmente.

(1) Secondo la natura del comando e le condizioni di lavoro si considera la potenza da trasmettere come se fosse maggiorata secondo i dati che si ricavano rispettivamente dalla Tabella 24 a pag. 125. Vedere per gli sforzi periferici, il diagramma n. 3, pag. 138.

TABELLA 22

Condizioni di lavoro per i diversi tipi di catene

Tipo della catena	Velocità lineari in m/sec	Rapporto di trasmissione massimo	Coefficiente di sicurezza	Numero denti minimo
EWART	0,20 ÷ 0,50	1 : 6	5	12
GALLE	0,50 ÷ 0,60	1 : 10	5	11
TRASPORTATORI	a seconda del tipo di costr.	1 : 6	5	6
ZOBEL A BUSSOLE	0,60 ÷ 3,50	1 : 8	8	13
RULLI GIREVOLI	3,50 ÷ 12	1 : 8,80	10 ÷ 25	17
SILENZIOSA	12 ÷ 16	1 : 6	10 ÷ 30	19

i) A questo punto del calcolo potremo sommare:

a (sforzo periferico);

b (eventuale azione della forza centrifuga);

c (azione della catenaria).

Il carico totale risultante da questa somma dovrà essere generalmente contenuto fra 1/10 e 1/30 del carico di rottura della catena che abbiamo preso in considerazione, in partenza, tenendo ben presente che il coefficiente di sicurezza accennato devesi tenere tanto più alto quanto più alta è la velocità lineare della catena (per la maggiore probabilità di bruschi strappi per le quali non si conoscono generalmente le condizioni da rendere possibile un calcolo), e diminuisce diminuendo la velocità lineare della catena.

CATENE SILENZIOSE A DENTI

TABELLA 23

Superficie portata perno mm ²	Passo m/m	Larghezza		Carico di rottura kg	Potenze e velocità normali trasmissibili dalla catena montata su pignone da 19 denti			
		utile di lavoro m/m	massima sulla giunzione con copp. m/m		HP		n. giri pignone al'	
					da	a	da	a
27,09	9,53	15,24	25,40	748	1	3	650	2,600
42,64	9,53	22,86	33,02	1,315	1,5	4	650	2,600
54,19	9,53	30,48	40,64	1,701	2	6	650	2,600
48,38	12,70	20,32	32,51	1,633	1	5	400	2,000
72,80	12,70	30,48	42,67	2,223	2	8	400	2,000
97,77	12,70	40,64	53,34	2,948	2,5	11	400	2,000
145,10	12,70	60,96	73,66	3,992	3,5	18	400	2,000
55,47	19,05	20,32	33,02	1,361	2,5	7	400	1,450
111,58	19,05	38,10	49,28	2,722	5	15	400	1,450
167,70	19,05	53,34	65,53	4,082	7,5	23	400	1,450
223	19,05	68,58	81,79	5,443	10	30	400	1,450
279	19,05	86,36	98,04	6,804	13	40	400	1,450
334	19,05	101,60	114,55	8,165	15	48	400	1,450
390	19,05	119,38	130,81	9,525	18	56	400	1,450
446	19,05	134,62	147,07	10,886	20	65	400	1,450
290	25,40	71,12	88,14	8,709	15	40	350	1,000
483	25,40	111,76	129,03	14,515	25	65	350	1,000
677	25,40	152,40	169,67	20,321	35	90	350	1,000
870	25,40	193,04	210,31	26,127	45	115	350	1,000
645	44,45	78,74	105,41	16,783	50	80	300	600
1464	44,45	180,34	205,74	34,473	110	190	300	600

già visto, l'arco di contatto fra pignone e catena non sia inferiore a 120° .

Per trasmissioni dove la velocità lineare della catena è elevata conviene che la distanza fra i centri non ecceda i 70 passi della catena impiegata.

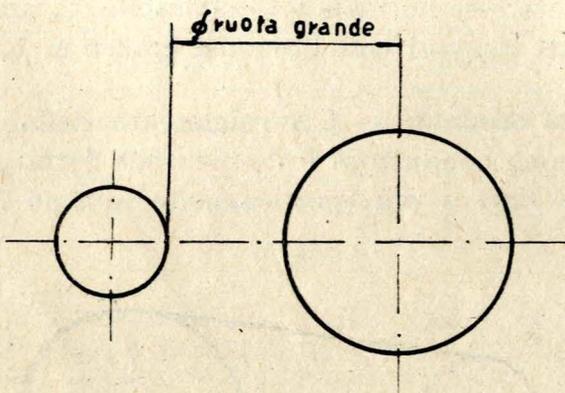


Fig. 44

Per i rapporti inferiori a $1 : 3,50$ questa condizione deve prevalere per qualunque distanza fra i centri.

Per rapporti maggiori di $1 : 3,50$ la distanza fra i centri non deve essere mai inferiore a $Dp - dp$.

La massima distanza fra i centri. — Soggetta alla condizione che i giri di ciascuna asse non siano inferiori a 40 per le catene a rulli, 30 per le catene da trasmissione Zobel, 20 per le catene Galle, è data dalla seguente formula approssimativa:

$$max = \frac{26.000}{\sqrt{n \text{ dell'albero più lento}}}$$

$n =$ giri per minuto primo.

Disposizione delle trasmissioni. — È preferibile che la posizione degli assi, sia conduttore che condotto, sia tale che la parte floscia della catena non sia inclinata per più di 60° sull'orizzontale altrimenti occorrono frequenti aggiustaggi della tensione.

Le trasmissioni devono essere disposte in modo che la parte attiva della catena sia nella parte superiore. Infine quando la trasmissione è chiusa in carter il pignone motore dovrebbe essere ad altezza superiore della ruota allo scopo di facilitare il distacco della catena dalla ruota stessa.

Le norme che abbiamo ora riportate circa la posizione delle trasmissioni sono raggruppate nella fig. 47, pag. 128.

m) Regolaggio della distanza fra i centri. — È consigliabile provvedere in ogni caso, ed è indispensabile quando la distanza fra i centri supera i 20 passi della catena impiegata, un dispositivo per il regolaggio della tensione della catena.

Questa regolazione deve essere di mezzo passo in meno a un passo in più. Il regolaggio negativo è utile per quando si monta la catena. I motori elettrici dovrebbero essere montati su basi scorrevoli (slitte) e quando una trasmissione verticale non è evitabile, occorrerà disporre per la regolazione della tensione della catena nel senso verticale.

n) Calcolo lunghezza della catena. — Chiamato Z il numero dei denti della ruota e z il numero dei denti del pignone, Δ la distanza fra i centri, L la lunghezza in passi della catena si applica la seguente formula:

$$L = \frac{2 \times \Delta}{t} + \frac{Z + z}{2} + \frac{t \times (Z - z)^2}{40 \cdot \Delta}$$

oppure:

$$L = \frac{2 \times \Delta}{t} + \frac{Z + z}{2} + \frac{\left(\frac{Z - z}{6,28}\right)^2}{\frac{\Delta}{t}}$$

che da il numero approssimativo di maglie della catena essendo Δ la distanza approssimata fra i centri dei due ingranaggi, e t il passo in mm della catena.

Il risultato ottenuto da tale espressione, non sarà dunque in generale un numero finito di maglie, in tale caso dovrà essere scelto il numero più vicino di maglie meglio se pari.

Occorrerà pertanto rifare il calcolo per trovare la corrispondente distanza fra i centri agendo come segue:

a) si sottrarrà la somma del numero dei denti della ruota e del pignone dal doppio del numero delle maglie di catena ottenuto, denotando il risultato con A ;

b) si sottrarrà il numero dei denti del pignone da quello della ruota denotando il risultato con B . Quindi la distanza fra i centri in mm sarà:

$$\Delta = \frac{t}{8} \times \left[A + \sqrt{(A + 0,9 B) \times (A - 0,9 B)} \right]$$

dove:

$$A = 2 L - (Z + z); \text{ e } B = (Z - z).$$

I risultati dati da questa espressione sono sufficientemente esatti per trasmissioni dove sia previsto il regolaggio della tensione e sono approssimati al 0,05% per ingranaggi con rapporti di trasmissione fino a 2.

Per applicazioni speciali, comandi di alberi a cammes o comunque a centri fissi, si impiegherà la seguente formula trigonometrica:

$$L = 2 \Delta \times \cos \varphi + t \left(\frac{Z + z}{2} + \frac{\varphi}{180^\circ} (Z - z) \right).$$

N.B. — La lunghezza L ottenuta è espressa in mm.

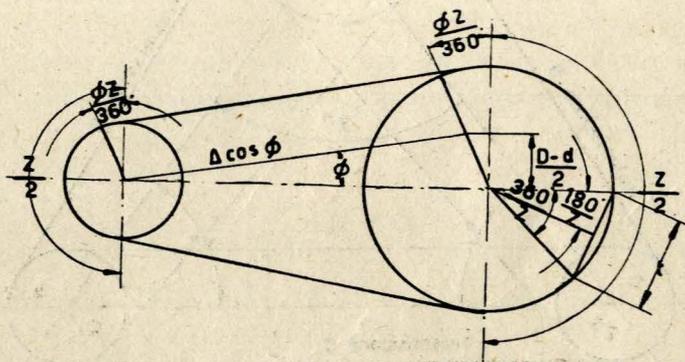


Fig. 45

$$(\text{sen } \varphi = \frac{Dp - dp}{2 \times \Delta}).$$

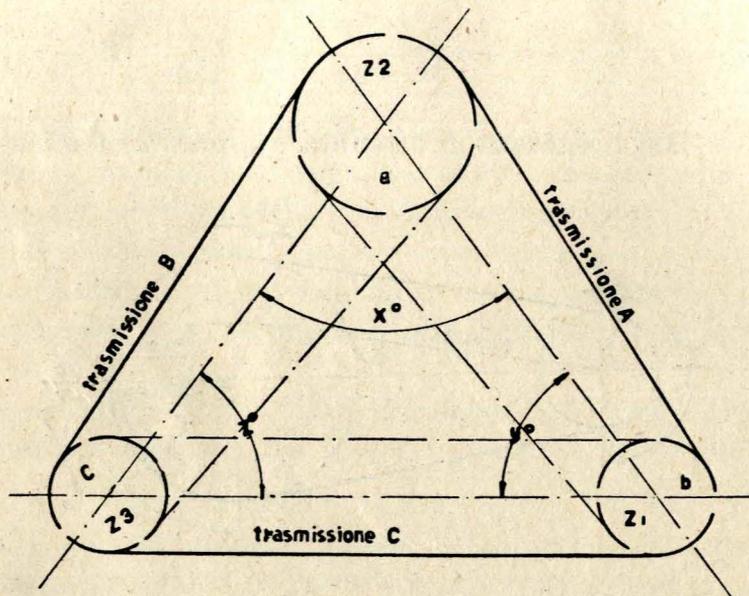
TRASMISSIONI A TRIANGOLO (fig. 46)


Fig. 46

Si tracci un diagramma approssimativo simile a quello riportato qui sopra, basato sulla distanza fra i centri ed ai diametri primitivi delle tre ruote.

Dati:

t = passo della catena;

$Z_1; Z_2; Z_3$ = numero denti delle ruote;

L = lunghezza della catena richiesta per la trasmissione triangolare.

Si proceda quindi come se si trattasse di tre trasmissioni separate e si calcoli quindi ogni lunghezza di catena come si fa per le trasmissioni comuni a 2 ruote.

Quindi chiamando con:

S = lunghezza per la trasmissione A ; con $a b$ come distanza fra i centri;

W = lunghezza per la trasmissione B ; con $a c$ come distanza fra i centri;

V = lunghezza per la trasmissione C ; con $b c$ come distanza fra i centri.

Si calcoli quindi il valore degli angoli x , y , e z , e usando quindi la formola seguente si otterrà la lunghezza netta totale della catena.

$$L = \frac{S + W + V}{2} - \left[\left(\frac{y^0}{360} Z_1 \right) + \left(\frac{X^0}{360} Z_2 \right) + \left(\frac{Z^0}{360} Z_3 \right) \right] t$$

TABELLA 24

Coefficienti di maggiorazione della potenza secondo il tipo di macchina

TIPO DI MACCHINA	Coefficiente di maggiorazione
Macchine senza pulsazioni o spunti di carico	1,0 ÷ 1,1
Macchine utensili, per cartiere, per lavorazione del legno, per argilla, mattoni, per tipografie . . .	1,2 ÷ 1,3
Pompe centrifughe, ventilatori, aspiratori, ecc.	1,2
Pompe a stantuffo, compressori d'aria, ecc.	1,3
Frantoi, macchine per industrie minerarie, ecc. . . .	1,3 ÷ 1,4
Presse, berte, laminatoi, trafilè	1,2 ÷ 1,6
Macchine tessili	1,3 ÷ 1,5

DISTANZE FRA I CENTRI CONSIDERATE NORMALI

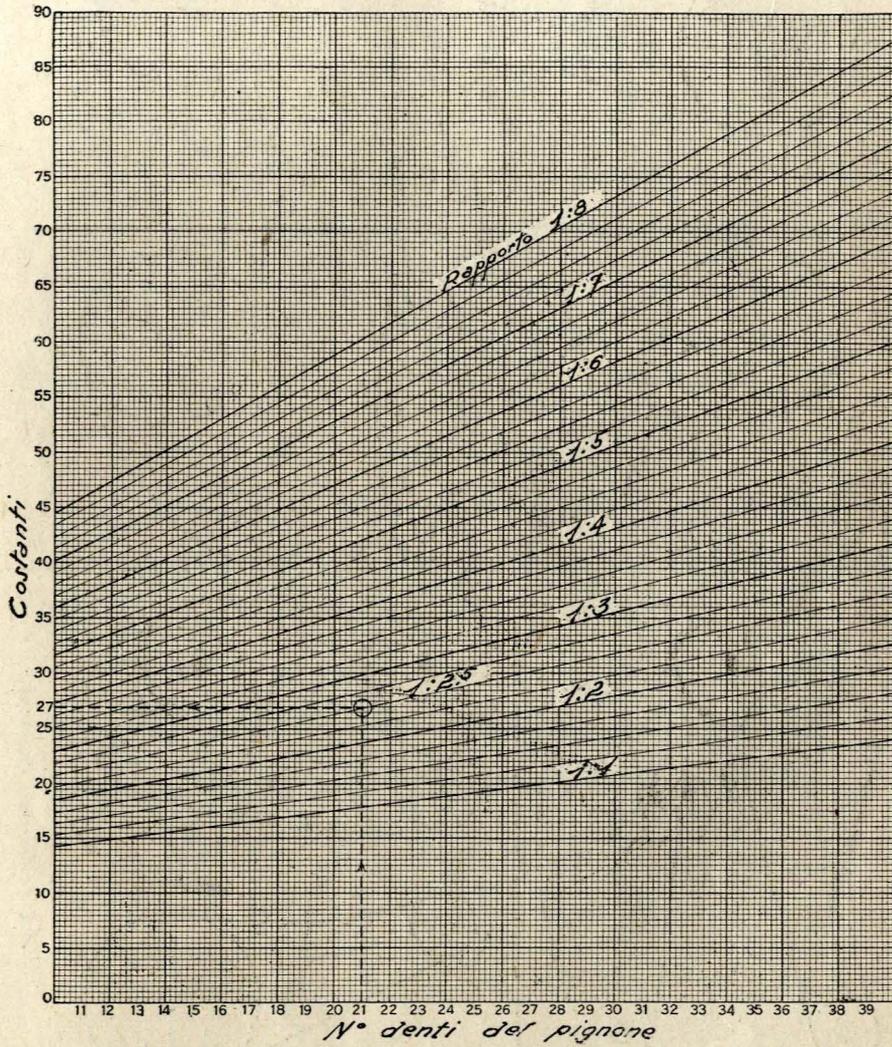
(Secondo il diagramma N. 1, pag. 127)

PER TRASMISSIONI A CATENA A RULLI (fig. 35).

Esempio: *Trasmissione con rapporto 1:2,5 pignone comando da 21 denti.*

Segnate sulla prima linea ordinata il punto in corrispondenza dal numero dei denti del pignone, da questo punto innalzate una verticale sino all'incrocio con la linea dei rapporti da qui arrivate con una linea orizzontale sino alla ascissa delle costanti. Se la catena è del passo di mm 12,7 basterà moltiplicare il passo stesso, mm 12,7 per la costante 27 per ottenere l'interesse. Se la catena è di mm 25,4 bisognerà moltiplicare la costante per 25,4 e così analogamente per gli altri passi.

DIAGRAMMA N. 1



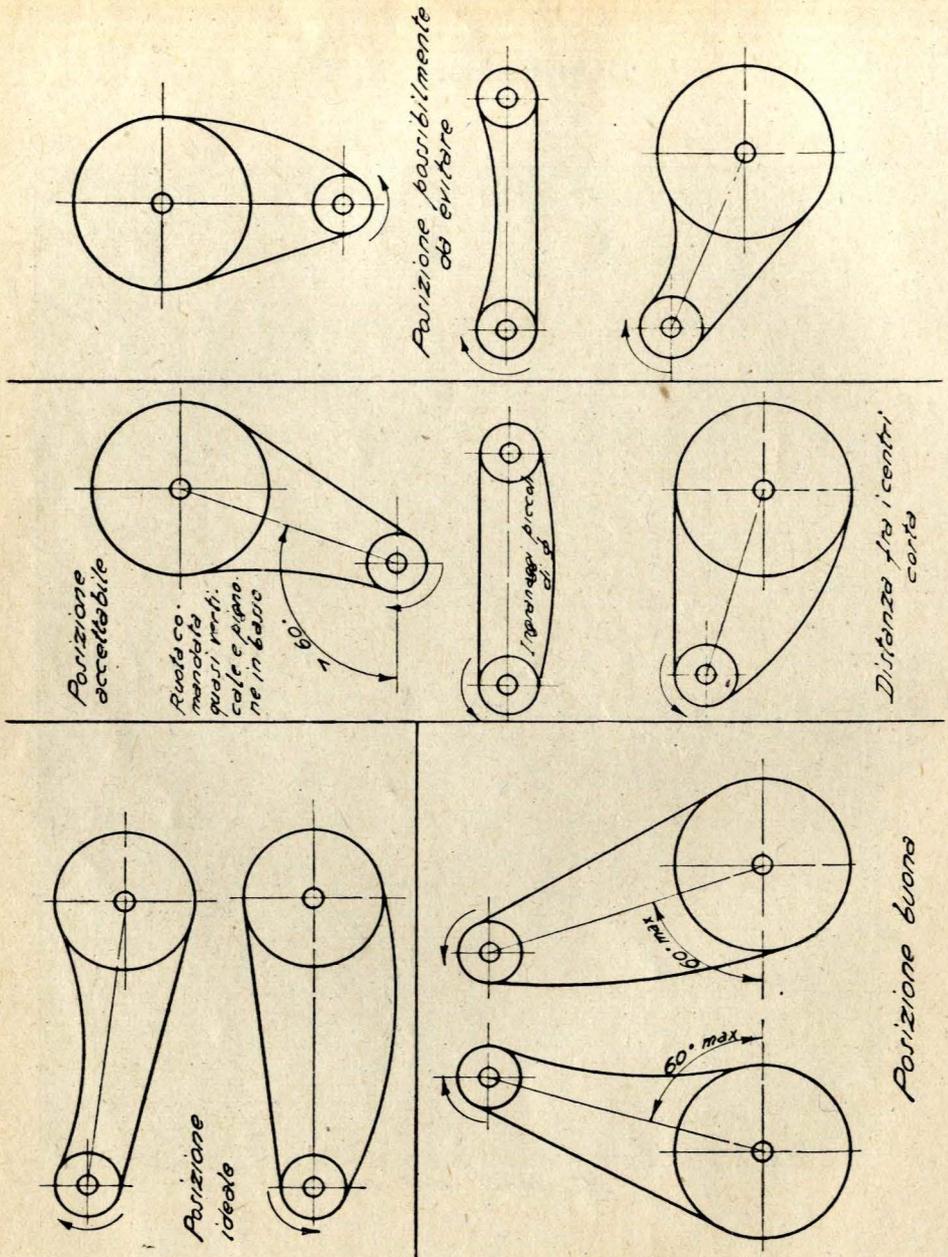


Fig. 47

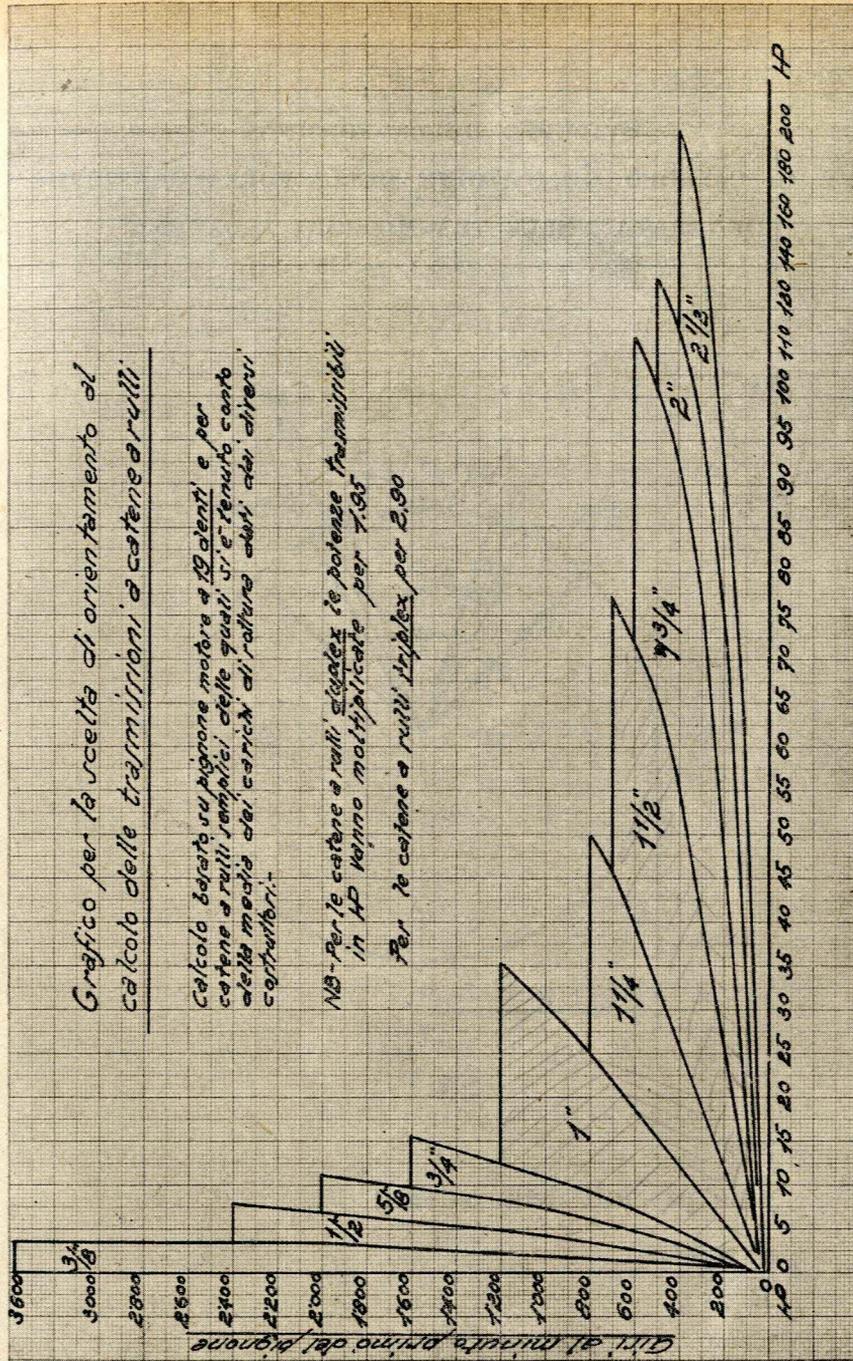


DIAGRAMMA N. 2

SVILUPPO DELLA FORMULA
PER IL CALCOLO DELL'AZIONE DELLA FORZA CENTRIFUGA
GENERATA NELLE TRASMISSIONI A CATENA
(fig. 48 e fig. 49 a pagg. 130-131)

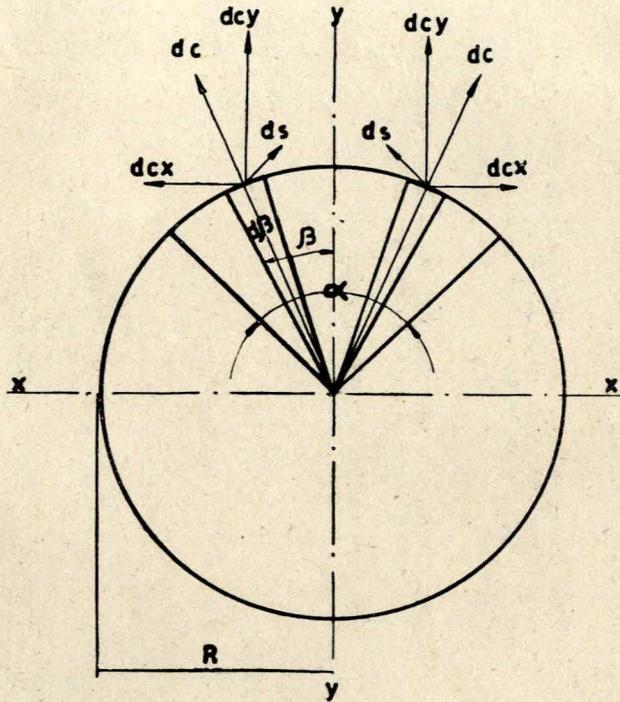


Fig. 48

P = peso

W = peso per mtl della catena;

$$C = \frac{P \times v^2}{R \times g}$$

$$ds = R d\beta; \quad dP = W \times R \times d\beta$$

$$dc = \frac{dP \times v^2}{R \times g} = \frac{WR d\beta \times v^2}{Rg}$$

$$dc = \frac{W v^2}{g} d\beta;$$

$$dcy = dc \cos \beta = \frac{W v^2}{g} \times \cos \beta \times d\beta$$

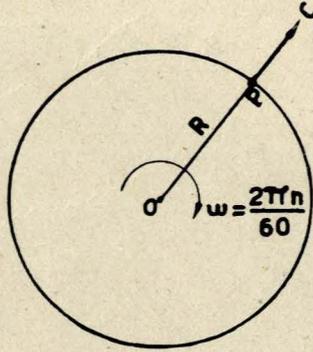


Fig. 49

$$2 dcy = \frac{2 W v^2}{g} \times \cos \beta \times d\beta$$

$$C = \int_0^{\frac{\alpha}{2}} \frac{2 W v^2}{g} \times \cos \beta \times d\beta$$

$$C = \frac{2 W v^2}{g} \int_0^{\frac{\alpha}{2}} \cos \beta \times d\beta$$

$$C = \frac{2 W v^2}{g} \left[(\text{sen } \beta) \right]_0^{\frac{\alpha}{2}} =$$

$$(^{\circ}) = \frac{2 W v^2}{g} \text{sen } \frac{\alpha}{2}$$

Se si considera un'angolo che corrisponde ad una lunghezza di arco di circonferenza eguale al raggio, a questa corrisponde un angolo di un radiante eguale a $57^{\circ} 17' 44''$ e approssimativamente a 60° perciò sostituendo nella formula ($^{\circ}$) avremo:

$$\frac{2 W v^2}{g} \times \text{sen } \frac{60^{\circ}}{2} = \frac{2 W v^2}{g} \text{sen } 30^{\circ} = \frac{2 W v^2}{g} \frac{1}{2}$$

e quindi la formula generale sarà:

$$C = \frac{W v^2}{g} .$$

CARTERS E LUBRIFICAZIONE

I carters sono necessari per tutte le trasmissioni dove la velocità della catena sorpassa i 5 m/sec, come anche per quelle trasmissioni che pure non raggiungendo tale velocità, devono funzionare in ambienti polverosi che possono danneggiare la durata delle catene. Una lubrificazione sufficiente delle catene, è della maggiore importanza ed è evidente che può ottenersi con maggiore facilità quando la catena è rinchiusa in carter.

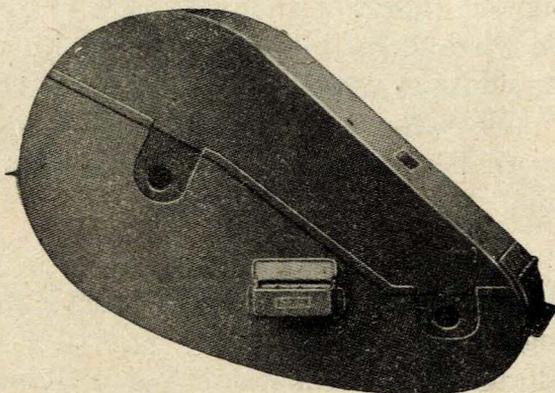


Fig. 50

In generale si dovranno osservare le seguenti condizioni: per velocità sino a 2,50 m/sec ingrassare all'inizio e poi periodicamente le catene con bagni in olio minerale, o grasso previamente riscaldati, in modo che possano penetrare tra rulli, bussole e perni.

Per la velocità da m 2,50 a 5 m/sec lubrificazione curata con oliatore a contagocce fissato in modo che l'olio sgoc-

cioli regolarmente sulle pareti interne della catena. Olio fluido e un getto almeno ogni 50/75 mm di larghezza di catena.

Oltre i 5 m/sec ottenere a mezzo di pompa una corrente costante di olio sulla superficie *interna* della catena, prelevandolo da un serbatoio con filtro (Tabella 26 pag. 142 e fig. 51 a pag. 135).

Questo sistema può essere semplificato facendo, girare la catena in un bagno d'olio e quando il pignone è posto inferiormente ed è troppo piccolo, perchè possa pescare nell'olio, si può lanciare l'olio sulla catena, servendosi di un disco di lamiera di diametro maggiore di quello del pignone (questo sistema ha però un rendimento dal punto di vista della lubrificazione, molto scarso).

Le trasmissioni per potenze superiori a 70 HP indipendentemente dalla velocità di funzionamento della catena dovranno essere lubrificate con il sistema della pompa a getto continuo.

Dimensioni estreme. — Raggio sulla catena montata sugli ingranaggi e luci.

La maggioranza delle dimensioni per il diametro delle ruote e le luci radiali, sono basate sui diametri primitivi delle ruote stesse. La Tabella 19 a pag. 89, contiene le

cifre sen $\frac{1}{180^\circ}$ adatte ad essere moltiplicate in corrispondenza

del numero dei denti che si considerano per il passo della catena, per ottenere il diametro primitivo delle ruote.

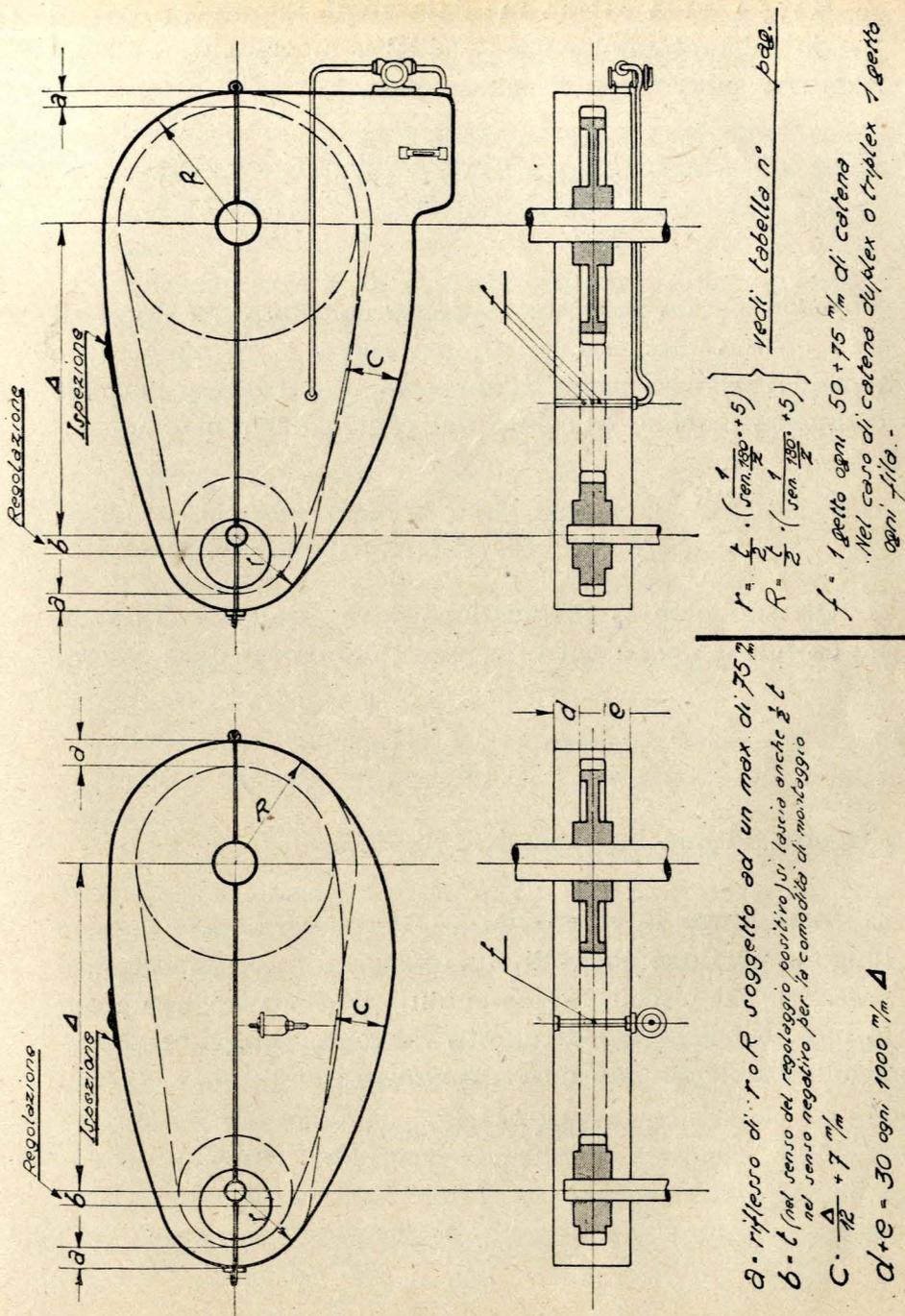


Fig. 51

Raggio sulla catena montata sugli ingranaggi. — Il raggio misurato dal centro dell'albero sopra una catena montata sulla ruota è uguale circa a:

$$\frac{\text{passo}}{2} \times \left(\text{sen} \frac{180^\circ}{z} + 1 \right)$$

Luci. — La luce normalmente calcolata sul dorso di una catena montata su di una ruota è un ammontare uguale a *metà del passo della catena*, così il raggio normale compresa la luce, calcolato dal centro dell'albero è:

$$\frac{\text{passo}}{2} \times \left(\text{sen} \frac{180^\circ}{z} + 2 \right).$$

Quando però la trasmissione deve essere racchiusa in un carter, il raggio entro le pareti del carter deve essere:

$$\frac{\text{passo}}{2} \times \left(\text{sen} \frac{180^\circ}{z} + 5 \right)$$

soggetto ad una luce massima di 75 mm.

Luce lungo la catenaria. — Per determinare la luce lungo la porzione libera di una catena, si tracci la tangente passante sui circoli rappresentanti il diametro compreso la luce, e nel mezzo di questa tangente si aggiunga perpendicolarmente una distanza eguale a:

$$\frac{\text{distanza fra i centri}}{12} + 7 \text{ mm.}$$

Una dolce curva che passi sul punto così ottenuto, tangenziale ai due circoli di cui sopra la linea della luce richiesta.

La medesima luce dovrebbe essere effettivamente data per entrambi i lati liberi della catena, stante che questa è soggetta non solo agli sbattimenti, ma anche ai piegamenti.

Praticamente si dà una metà di questa luce, anche per il tratto in tiro della catena.

La larghezza interna del carter e quindi il totale di luce *ai lati* della catena, sarà frequentemente determinata dalla lunghezza del mozzo delle ruote. Quando questa condizione non esiste, e per quelle trasmissioni prive di carters, una luce minima di 30 mm ogni 1000 mm di distanza fra i centri dovrebbe essere data.

La luce fra le teste dei rivetti di catene montate affiancate deve essere di 10 mm per passi sino a $3/4$ incluso. Per i passi da 1'' in più si terrà 12 mm (vedere fig. 51 per i carters a pag. 135).

Soddisfatte le condizioni elencate si potrà senz'altro disegnare la trasmissione che si è calcolata ed i relativi organi.

Se la trasmissione dovrà essere lubrificata a getto continuo si adotterà una pompetta del tipo solito a ingranaggi, oppure del tipo a segmento oscillante, e questa pescherà l'olio in un pozzetto, ricavato nella parte bassa del carter.

Per le trasmissioni meno veloci, nelle quali si impiegano catene Galle, di trasmissione e trasportatori, per il calcolo si procede nel modo che si è visto per le catene a rulli e silenziose, omettendo naturalmente la tensione risultante dall'azione della forza centrifuga, che non entra in gioco, nel campo riservato alle applicazioni con queste catene.

Diagramma degli sforzi periferici (N. 3)

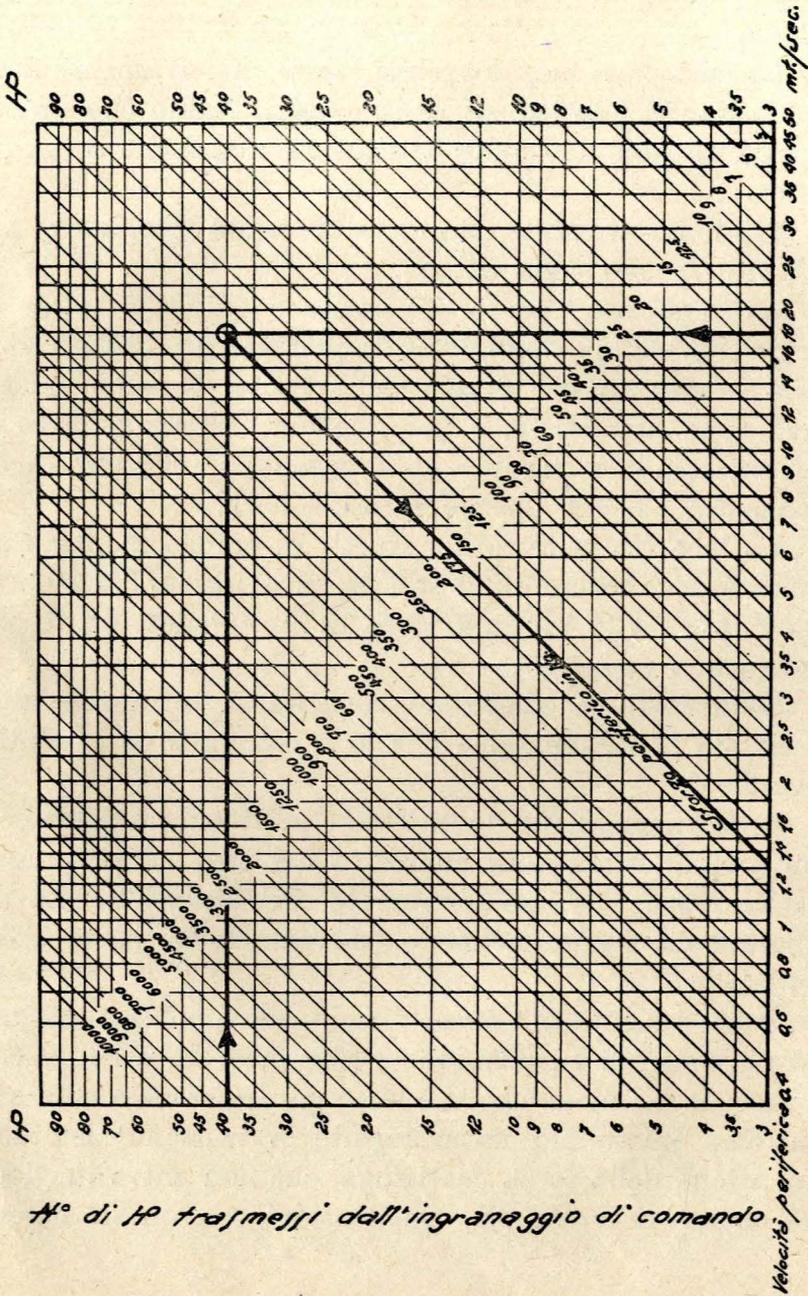


TABELLA 25

Velocità periferiche in m/secondo

N. dei giri al minuto primo (n)

Φ mm	10	12	15	20	25	30	40	50	60	70	80	90	100
40	0,021	0,025	0,031	0,042	0,052	0,063	0,084	0,105	0,126	0,147	0,168	0,189	0,210
45	0,023	0,028	0,035	0,047	0,058	0,070	0,094	0,123	0,141	0,172	0,189	0,212	0,236
50	0,026	0,031	0,039	0,052	0,065	0,078	0,105	0,131	0,157	0,183	0,210	0,236	0,252
55	0,028	0,035	0,043	0,057	0,072	0,086	0,115	0,144	0,171	0,202	0,231	0,259	0,288
60	0,031	0,037	0,047	0,063	0,078	0,094	0,126	0,157	0,189	0,220	0,252	0,283	0,315
70	0,036	0,044	0,054	0,073	0,091	0,110	0,147	0,183	0,220	0,257	0,294	0,330	0,367
80	0,042	0,050	0,062	0,084	0,104	0,126	0,168	0,210	0,252	0,294	0,336	0,378	0,420
90	0,047	0,056	0,070	0,094	0,117	0,141	0,189	0,236	0,283	0,330	0,378	0,425	0,472
100	0,05	0,06	0,08	0,10	0,13	0,16	0,21	0,26	0,31	0,37	0,42	0,47	0,52
125	0,06	0,08	0,10	0,13	0,16	0,20	0,26	0,33	0,39	0,46	0,52	0,59	0,65
150	0,08	0,09	0,12	0,16	0,20	0,23	0,31	0,39	0,47	0,55	0,63	0,71	0,78
175	0,09	0,11	0,14	0,18	0,23	0,27	0,37	0,46	0,55	0,64	0,73	0,82	0,92
200	0,10	0,13	0,16	0,21	0,26	0,31	0,42	0,52	0,63	0,73	0,84	0,94	1,05
250	0,13	0,16	0,20	0,26	0,33	0,39	0,52	0,65	0,78	0,91	1,04	1,17	1,31
300	0,16	0,19	0,23	0,31	0,39	0,47	0,63	0,78	0,94	1,10	1,26	1,41	1,57
350	0,18	0,22	0,28	0,37	0,46	0,55	0,73	0,92	1,10	1,28	1,46	1,65	1,83
400	0,21	0,25	0,31	0,42	0,52	0,63	0,84	1,04	1,25	1,46	1,67	1,88	2,09
450	0,24	0,28	0,35	0,47	0,59	0,71	0,94	1,17	1,41	1,64	1,88	2,12	2,35
500	0,26	0,32	0,39	0,52	0,65	0,78	1,04	1,32	1,57	1,83	2,09	2,35	2,62
550	0,29	0,35	0,43	0,58	0,72	0,86	1,15	1,44	1,73	2,01	2,30	2,59	2,88
600	0,31	0,38	0,47	0,63	0,78	0,94	1,25	1,57	1,88	2,19	2,51	2,83	3,14
650	0,34	0,41	0,51	0,68	0,85	1,02	1,36	1,70	2,04	2,38	2,73	3,06	3,40
700	0,37	0,44	0,55	0,73	0,92	1,10	1,46	1,83	2,20	2,56	2,93	3,29	3,66
750	0,39	0,47	0,59	0,78	0,98	1,18	1,57	1,96	2,35	2,74	3,14	3,53	3,93
800	0,42	0,50	0,63	0,84	1,05	1,25	1,67	2,09	2,51	2,93	3,35	3,77	4,18
850	0,45	0,53	0,67	0,89	1,11	1,34	1,78	2,22	2,67	3,11	3,56	4,—	4,45
900	0,47	0,56	0,71	0,94	1,18	1,41	1,88	2,35	2,82	3,29	3,76	4,23	4,71
950	0,50	0,60	0,75	1,00	1,24	1,49	1,98	2,48	2,98	3,48	3,98	4,48	4,97
1000	0,52	0,63	0,79	1,05	1,30	1,57	2,09	2,62	3,14	3,66	4,18	4,71	5,23

seguito TABELLA 25

Velocità periferiche in m/secondo

(N. dei giri al minuto primo (n))

Φ mm	110	120	130	140	150	175	200	225	250	275	300	350	400
40	0,23	0,25	0,27	0,29	0,31	0,36	0,42	0,45	0,52	0,57	0,63	0,73	0,84
45	0,25	0,28	0,30	0,33	0,35	0,41	0,47	0,53	0,59	0,64	0,70	0,80	0,94
50	0,28	0,31	0,34	0,36	0,39	0,45	0,52	0,59	0,65	0,72	0,78	0,91	1,05
55	0,31	0,34	0,37	0,40	0,43	0,50	0,57	0,64	0,72	0,79	0,86	1,01	1,15
60	0,34	0,37	0,41	0,44	0,47	0,55	0,63	0,70	0,78	0,86	0,94	1,10	1,26
70	0,40	0,44	0,47	0,51	0,55	0,64	0,73	0,82	0,91	1,01	1,10	1,28	1,47
80	0,46	0,50	0,54	0,58	0,63	0,73	0,84	0,94	1,05	1,15	1,26	1,47	1,68
90	0,51	0,56	0,61	0,66	0,70	0,82	0,94	1,06	1,18	1,29	1,41	1,65	1,89
100	0,58	0,63	0,68	0,73	0,78	0,92	1,05	1,17	1,32	1,43	1,57	1,83	2,10
125	0,72	0,78	0,85	0,92	0,98	1,14	1,31	1,47	1,64	1,80	1,96	2,29	2,62
150	0,86	0,94	1,02	1,10	1,17	1,37	1,57	1,77	1,96	2,16	2,35	2,75	3,15
175	1,01	1,10	1,19	1,28	1,37	1,60	1,83	2,06	2,29	2,52	2,74	3,21	3,67
200	1,15	1,25	1,36	1,46	1,57	1,83	2,09	2,36	2,62	2,87	3,14	3,67	4,20
250	1,43	1,57	1,70	1,83	1,96	2,29	2,62	2,94	3,27	3,59	3,92	4,59	5,25
300	1,72	1,88	2,04	2,20	2,34	2,74	3,13	3,52	3,91	4,30	4,70	5,51	6,30
350	2,01	2,19	2,38	2,56	2,75	3,20	3,66	4,12	4,58	5,04	5,50	6,43	7,35
400	2,30	2,51	2,72	2,93	3,14	3,66	4,18	4,71	5,25	5,75	6,28	7,35	8,40
450	2,59	2,82	3,06	3,29	3,53	4,12	4,71	5,30	5,89	6,48	7,06	8,26	9,45
500	2,88	3,14	3,40	3,66	3,92	4,58	5,24	5,90	6,53	7,18	7,85	9,18	10,50
550	3,16	3,46	3,75	4,03	4,32	5,04	5,76	6,49	7,20	7,90	8,65	10,10	11,55
600	3,45	3,77	4,08	4,40	4,72	5,49	6,28	7,06	7,84	8,63	9,42	11,02	12,60
650	3,74	4,08	4,43	4,76	5,10	5,96	6,80	7,64	8,50	9,35	10,23	11,94	13,65
700	4,03	4,40	4,76	5,13	5,50	6,42	7,32	8,25	9,15	10,10	11,02	12,86	14,70
750	4,32	4,71	5,10	5,49	5,88	6,86	7,84	8,82	9,80	10,82	11,81	13,78	15,75
800	4,60	5,02	5,44	5,86	6,28	7,32	8,37	9,40	10,50	11,54	12,60	14,70	16,80
850	4,88	5,33	5,78	6,22	6,67	7,80	8,90	10,03	11,15	12,26	13,38	15,61	17,85
900	5,18	5,64	6,12	6,58	7,06	8,24	9,45	10,62	11,36	12,99	15,—	16,59	18,90
950	5,48	5,96	6,46	6,95	7,45	8,70	9,97	23,62	12,46	13,71	14,96	17,45	19,95
1000	5,75	6,28	6,80	7,32	7,84	9,16	10,50	11,81	13,12	14,43	15,75	18,37	20,00

TABELLA 26

Lubrificazione

Per catene con velocità = o maggiore di 2,5 m/sec
(tipi a bussole (Zobel), a rulli e silenziose od a denti)

Velocità m/sec	2,5	2,5 ÷ 5	5 ÷ 7	Note
Tipo lubrifi- cazione.	Ingrassatura al montaggio e pe- riodica (grasso grafitato) o ba- gno olio mine- rale previamen- te riscaldato.	Oliatore a contagocce a caduta (olio fluido) sulle pareti interne delle catene. 1 getto al- meno per ogni 50 ÷ 75 m/m di lar- ghezza catene.	Pompa di lu- brificazione con filtro per l'olio Tipo pompe: ingra- naggi o a seg- menti oscil- lanti (olio flui- do).	Se le condi- zioni di ingom- bro non per- mettono di ri- cavare nel car- ter il pozzet- to dell'olio per la pompa la lubrifica- zione potrà essere ottenu- ta a Barbo- tage.

INSTALLAZIONE DELLE TRASMISSIONI A CATENA

Installare una trasmissione a catena è una operazione molto semplice, ma va eseguita con la massima cura. Essa rappresenta molte volte, se male curata, una notevole riduzione della durata della trasmissione stessa.

Gli assi devono essere assolutamente paralleli fra loro e pure le fila dei denti dei rispettivi ingranaggi devono risultare rigorosamente sul medesimo piano. È pure necessario, riscontrare prima di passare a montare gli ingranaggi sugli assi, che il diametro del fondo dei denti, o diametro di fresatura, o diametro interno, sia assolutamente

concentrico con il foro di calettamento degli stessi sull'asse. La figura 52 illustra abbastanza chiaramente come deve essere seguita l'operazione di istallazione di una trasmissione a catena.

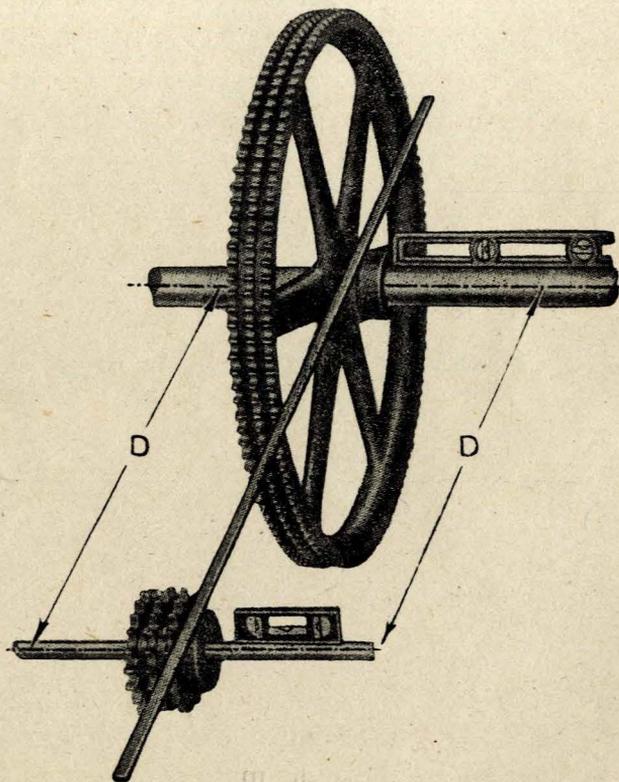


Fig. 52

