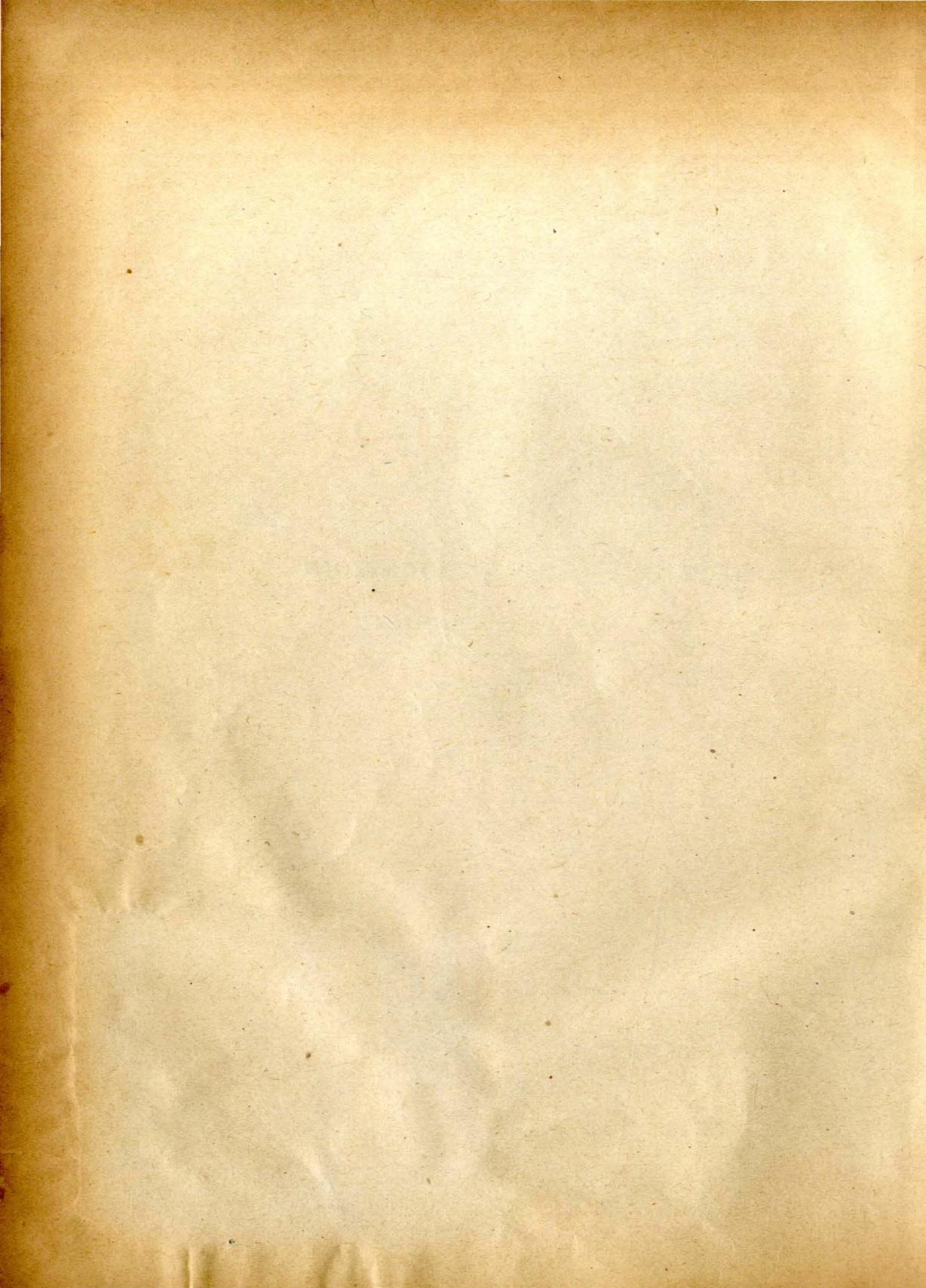


1110

CATENE E LORO APPLICAZIONI





30 /
Ing. CARLO NEGRI

C A T E N E

E LORO APPLICAZIONI

Con 76 figure, 42 tabelle, 3 diagrammi

4
524



EDITORE ULRICO HOEPLI MILANO

1945

1116

PROPRIETÀ LETTERARIA RISERVATA

Seuola Tipografica nel Pio Istituto pei Figli della Provvidenza — Milano
Lucino (Como)

PREFAZIONE

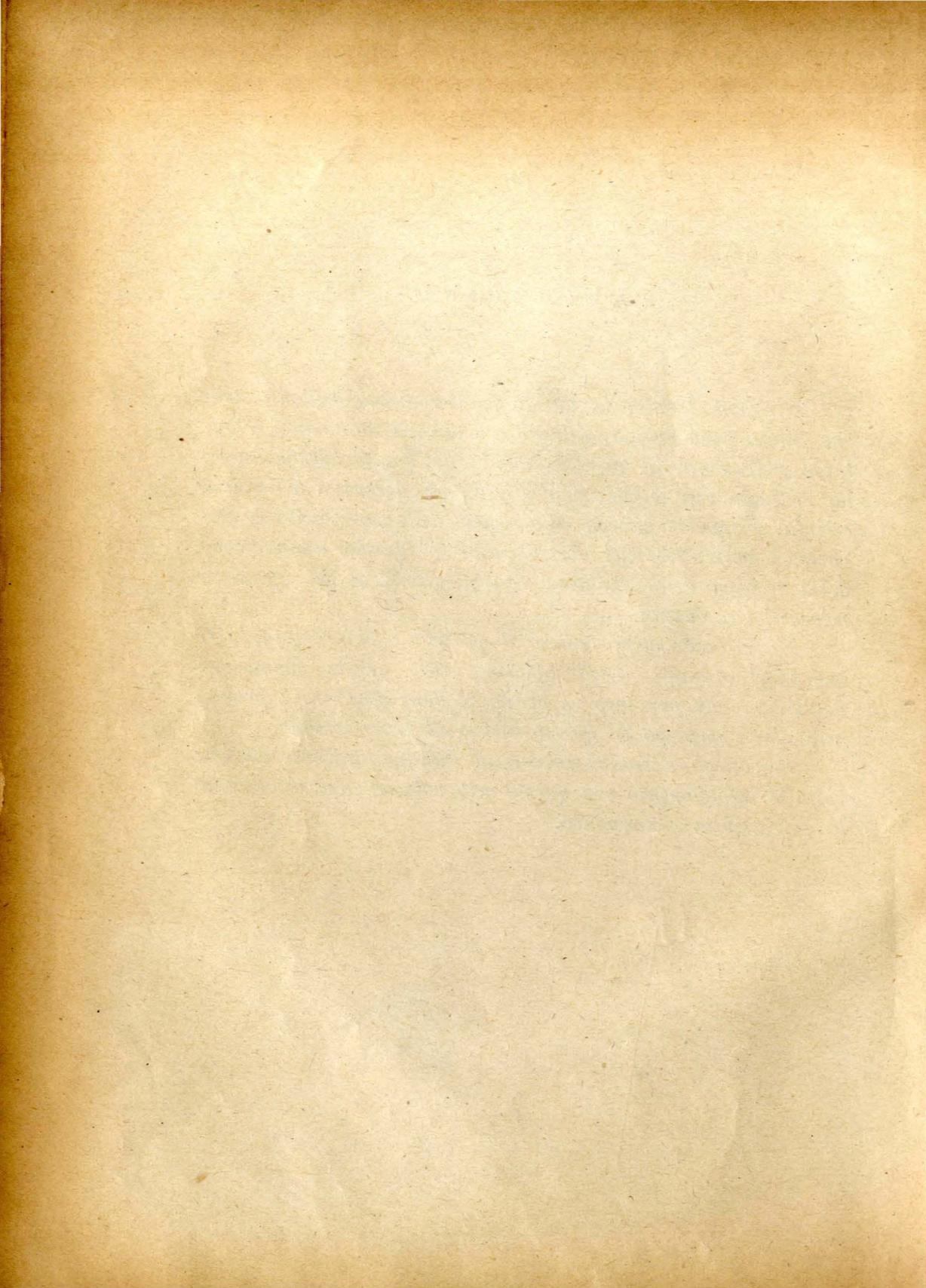
Dirigente tecnico in questo speciale ramo dell'industria che fino a poco tempo addietro era ancora totalmente tributaria dell'estero, ed essenzialmente dei paesi anglosassoni, ho dedicato con entusiasmo più di un decennio della mia attività in questo campo, allo studio delle possibilità applicative e costruttive del nostro paese in questo nuovo ramo della tecnica delle moderne trasmissioni, e dei trasporti meccanici a catena.

Ho ritenuto utile cercare di portare a conoscenza, degli ingegneri, tecnici, capi officina, etc., queste cognizioni nell'intento di por loro in grado di bene studiare e progettare con l'impiego di questo mezzo di trasmissione.

Se colleghi e tecnici troveranno dunque facilitato qualche volta il loro compito con questo mio volume io avrò ottenuto la più ambita ricompensa.

C. N.

Milano, gennaio 1945.



INDICE

	Pag.
Cap. I. — Origini delle trasmissioni a catena	1
» II. — Applicazioni principali	5
» III. — Vantaggi delle trasmissioni a catena	9
» IV. — Elencazione — Descrizione e calcolo dei diversi tipi di catene	15
Catena ad anelli	22
Ganci di sollevamento	30
Catene scomponibili in ghisa malleabile (Ewart) .	33
Catena Ewart	36
» Galle	39
» Vaucanson	50
» Fleyer	53
» Zobel	57
» Zobel di trasmissione a bussole fisse . . .	60
Catene per trasportatori ed elevatori	62
» a rulli	70
Catena a rulli semplice	74
» » duplex	76
» » triplex	77
Catene a denti o silenziose	78
» V. — Come si disegna il profilo dei denti nelle ruote per catena a rulli	81
Controllo dimensioni ingranaggi	92

	Pag.
Cap. VI. — Utensili per il taglio dei denti delle ruote a catena	99
» VII. — Calcolo della resistenza dei denti	101
» VIII. — Calcolo delle razze delle ruote dentate a catena	103
Calcolo delle viti al mozzo	107
» IX. — Trasmissione a catene a rulli	111
Catene silenziose a denti	118
Trasmissioni a triangolo	124
Distanze fra i centri considerate normali	126
Carters e lubrificazione	133
» X. — Applicazioni — Esempi	145
» XI. — Formule per il calcolo dei trasportatori ed elevatori a catena	175
» XII. — Tabelle diverse	203
Diametri da assegnare agli alberi per trasmissione	205
Tabella dei rapporti ottenibili con ingranaggi a ca- tena dei tipi comunemente impiegati	207
Potenze, Radici, Logaritmi, Circonferenze, Aree di cerchi	208
Valori della Mantisse dei logaritmi volgari o di Brigg	230
Funzioni trigonometriche	232
Valori di alcuni fattori usuali	236
Risoluzione di triangoli	237
Momenti d'inerzia e di resistenza di varie sezioni	239
Casi semplici di sollecitazione — Sollecitazioni a flessione	240
Tabella comparativa delle scale termometriche	244
Dilatazione lineare di corpi solidi per un'elevazione di temperatura, ecc.	245
Pesi dei ferri	246
Relazione fra durezza Rochwell <i>B</i> e <i>C</i> , Brinell, Shore e resistenza in kg/mm^2	247
Pesi specifici di alcuni corpi	248

CAPITOLO I

ORIGINI DELLE TRASMISSIONI A CATENA

Nel n. 73 della rivista «SAPERE» il compianto Prof. Roberto Marcolongo, in un articolo intitolato «Leonardo lo sapeva» pubblicava alcune interessanti figure ricavate dal Codice Atlantico 356 RA riguardanti gli artifici meccanici escogitati dal sommo Leonardo per la trasmissione del movimento fra cui schizzi di catene che riproducono con impressionante rassomiglianza i tipi da noi attualmente usati (come le catene a maglie giunte Fleyer, e le catene a denti) e così le commenta. «Le trasmissioni dei movimenti a mezzo di cinghie o eleganti e comode catene di acciaio a nuclei o a cilindri, è ideata e disegnata da Leonardo e non v'è chi non veda la loro perfetta somiglianza con quelle delle moderne biciclette inventate solo alla metà del secolo scorso».

L'uso delle catene come mezzo di trasmissione di potenza, o per sollevamento o trasporto di materiali, risale al 1870 e da quando cioè si iniziarono i primi impianti a noria installati sulle navi (per il sollevamento ed il trasporto dei proietti) dei quali si dirà in seguito.

Per quanto riguarda l'impiego delle trasmissioni a catena nel campo industriale, esso risale, almeno in Europa, solo al 1900, ma da tale data sino al finire del 1925, detto impiego è sempre stato localizzato ai soli casi di forza maggiore specie nelle nuove ed importanti costruzioni meccaniche e navali, nonostante l'opera intensa ed insistente dei tecnici e dei produttori, specie gli inglesi, poi i tedeschi ed i francesi. Rispettivamente Hans Renold di Manchester, Vipperman, Seben, etc.

Le applicazioni a catena non entrarono dunque nell'uso, sia per trasformazione di impianti già esistenti, e tantomeno in nuove costruzioni dove si aveva pur campo di scelta fra cinghie, corde, ingranaggi con dentature speciali, etc.

Di conseguenza l'impiego fu sempre molto ridotto e limitato alle catene Galle-Zobel ed a rulli semplici, rarissimamente all'impiego di catene a denti, ma, lo ripetiamo ciò è sempre avvenuto nei soli casi obbligati e mai per convinzione del tecnico progettista, o dell'industriale, o dell'utente.

Nel settembre del 1925 i fabbricanti tutti, intensificarono la loro insistenza per introdurre e diffondere questo nuovo mezzo per la trasmissione del movimento, propagando tecnicamente il sistema, particolarmente quello che impiegava le catene a rulli, lanciando addirittura nel campo industriale un gruppo di trasmissioni standardizzate, limitandone però la costruzione a due sole serie, e precisamente, una per potenze da 1 a 5 HP e l'altra per potenze da 5 a 10 HP.

Dopo pochi mesi dette applicazioni a catena vennero estese con successo sino a 50 HP per concorde richiesta dei tecnici e degli utenti stessi, nel 1926 si arrivò ad installare qualche comando della potenza di 100 HP.

Dal 1929, l'impiego di tali trasmissioni standardizzate, prende forma concreta e decisiva affermandosi sempre più sino ad arrivare ad applicazioni in comandi da 1000 HP. come potenza massima, ed a velocità periferiche intorno ai 15 m sec. (nelle distribuzioni per motori d'automobile etc.).

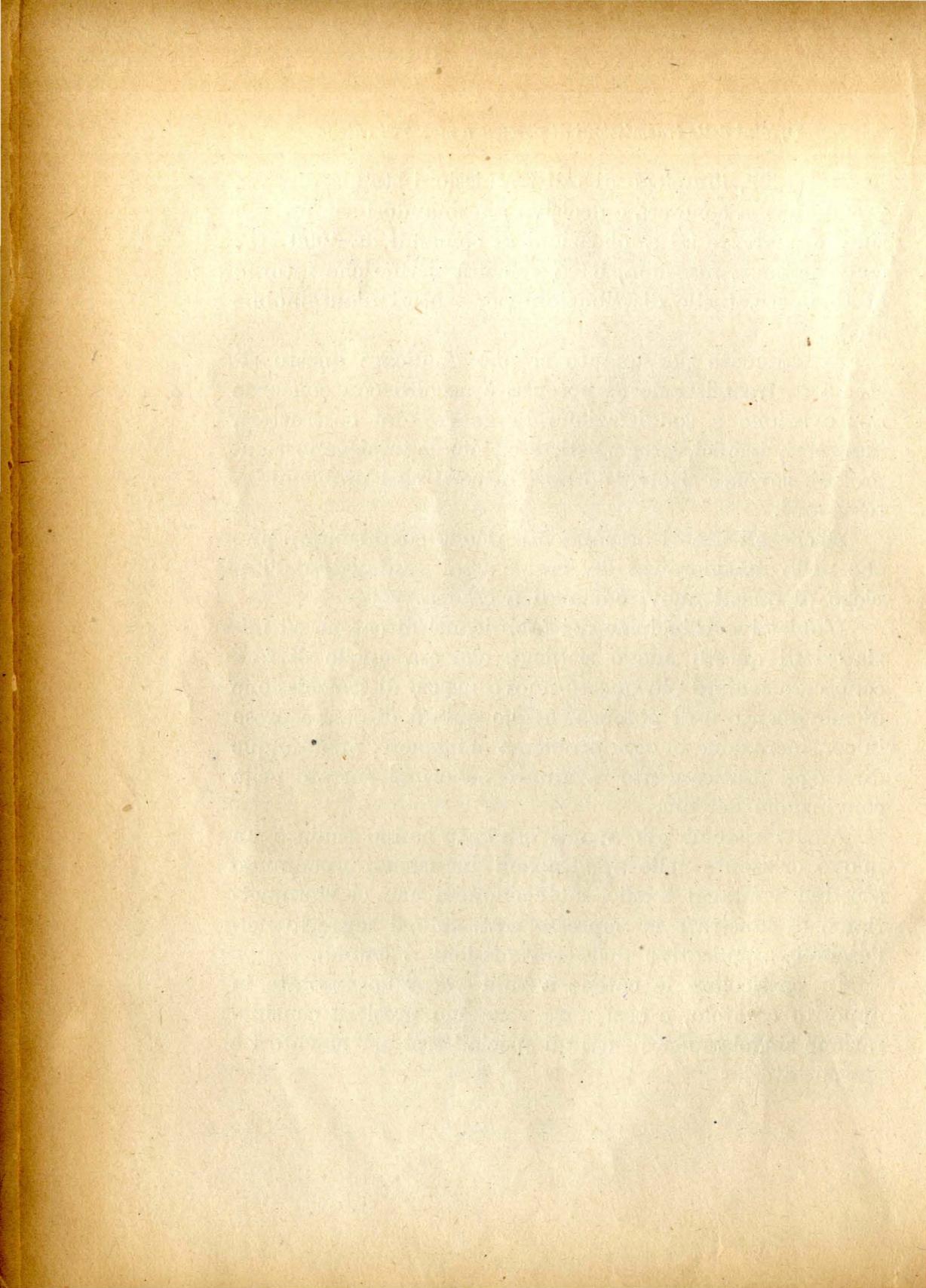
Attualmente per quanto si può giudicare questo sistema di trasmissione di potenza è accolto con concorde approvazione e soddisfazione in genere dai costruttori, ingegneri, tecnici, progettisti, etc., che le impiegano sempre più sovente risolvendo anzi in certi casi problemi interessanti.

Anche gli utenti attualmente riconoscono sempre più, che nella maggioranza dei casi è assai vantaggioso l'impiego di questi nuovi comandi a catena.

L'obiettivo principale dei fabbricanti di catene ed iniziatori di questo nuovo sistema, che era quello di fare conoscere sempre più questo nuovo mezzo di trasmissione di movimento e di potenza, degno quindi di essere preso in considerazione in ogni problema del genere, può dunque dirsi oggi praticamente raggiunto ed ormai entrato nella convinzione dei più.

Anzi i sistemi più avanti studiati hanno schiuso un nuovo orizzonte nelle applicazioni industriali procurando sensibili vantaggi tecnici ed economici che ci ripromettiamo di illustrare in appresso trattando il soggetto nell'esempio applicativo delle trasmissioni a catena.

In particolare le catene a rulli verranno trattate in apposito capitolo, e così pure verranno presi in considerazione singolarmente tutti gli speciali tipi per elevatori e trasportatori.



CAPITOLO II

APPLICAZIONI PRINCIPALI

Il numero maggiore di applicazioni, si è avuto per ora nei seguenti rami:

Apparecchi di sollevamento. — Comandi principali, alzata, traslazione, rotazione. Catene Galle per l'azione di sollevamento.

Macchine per edilizia. — Comandi principali per argani, betoniere, vagli, draghe, frantoi, etc.

Macchine stradali. — Comandi principali per compressori stradali, bitumatrici, inaffiatrici, etc.

Macchine agricole. — Comandi principali ed ausiliari per trattori (cingoli), trebbiatrici, falciatrici, sarchi, decanapulatrici, etc.

Macchine elettriche. — Collegamenti principali, fra dinamo alternatore, turbina dinamo, etc.

Macchine tessili. — Comandi principali alberi di trasmissione, comandi singoli di macchine orditrici, inbozziatrici, carde, etc.

Macchine utensili. — Comandi principali ed ausiliari in torni, fresatrici, limatrici, presse, rettifiche, macchine automatiche, macchine per la lavorazione del legno, etc.

Pompe e compressori. — Comandi principali per pompe rotative, alternative, compressori, etc.

Trasportatori - Convogliatori - Elevatori. — A catene porta tazze, tapparelle, grembiuli acciaio, trascinanti per trasportatori raschianti, etc.

Motori d'automobile, motori d'aviazione, motori marini. — Comando distribuzione (Albero a cammes).

Concerie. — Trasportatori pellami in essiccatoio.

Segherie. — Comandi principali delle macchine a segare, a piallare, etc. Comandi ausiliari per avanzamento delle tavole e dei tronchi sulle macchine citate. Catene per motoseghe.

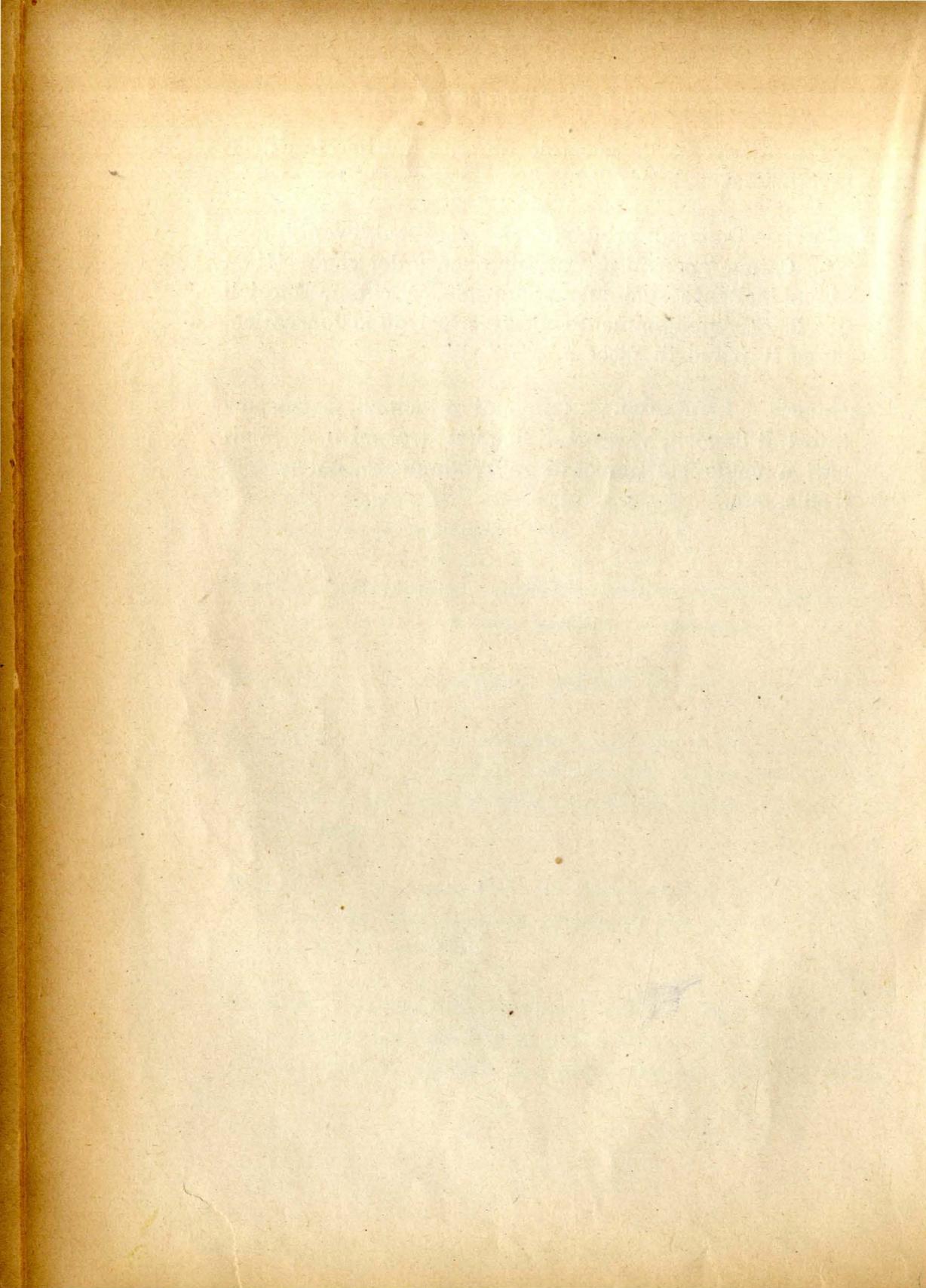
Mulini. — Trasportatori del tipo raschiante per grano, farina, etc. Trasmissioni principali per comando mulini e forni da cemento.

Pastifici. — Comandi principali delle continue per la fabbricazione dei vari tipi di pasta. Comandi di presse, etc. Trasportatori speciali a catene, per il trasporto della

pasta attraverso l'essiccatoio durante l'ultima fase della lavorazione.

Miniere. — Comandi principali, per gli argani, i ventilatori, etc. Catene speciali per trascinamento dei vagonetti su piano inclinato sino alle tramogge, e catene speciali per lo accompagnamento degli stessi dopo lo scarico, lungo il piano di discesa.

Acciaierie - Laminatoi. — Comandi principali, e trasportatori di lingotti, viratori di lingotti, trasporto di laminati a caldo sul piano di raffreddamento, catene per trafilare, etc.



CAPITOLO III

VANTAGGI DELLE TRASMISSIONI A CATENA

Le catene per trasmissione e relative ruote dentate, appartengono a quella categoria di organi che permettono la « *trasmissione positiva del moto* » intendendosi con ciò indicare le trasmissioni non basate su fenomeni di aderenza (come nel caso di trasmissioni a cinghia, frizioni, etc.) ma sul concatenamento cinematico di elementi opportunamente disposti.

Nelle trasmissioni che si possono genericamente qualificare ad aderenza, la continuità e la trasmissione del movimento o della potenza viene assicurata dall'equilibrio fra lo sforzo da trasmettere ed uno sforzo di aderenza costante, creato con apposite pressioni o tensioni dell'organo di trasmissione.

Tale equilibrio non si può però nella pratica, generalmente realizzare in modo assoluto, perchè lo sforzo da trasmettere quasi sempre non è costante.

Nelle trasmissioni a catena invece, lo sforzo viene trasmesso a mezzo di elementi i quali, entro i limiti della loro resistenza meccanica, trasmettono il moto e sopportano anche urti e variazioni di carico (specialmente le

catene con rulli elastici, del tipo per ora fabbricato dai soli costruttori americani) senza che venga a mancare la continuità del movimento, e questo è anche realizzabile in ogni condizione di ambiente, ciò che non è ad esempio permesso dalle trasmissioni a cinghie.

Il principio dunque sul quale si basa la trasmissione a catena, permette di ottenere alcuni vantaggi che spiegheremo dettagliatamente in quanto si dirà in seguito.

Questi vantaggi fanno sì che l'impiego delle catene, particolarmente di quelle a rulli ed a denti, che possono definirsi cinematicamente perfette, abbia raggiunto attualmente nelle trasmissioni di potenza uno sviluppo notevole tanto che si può oggi affermare essere risolubile con esse qualsiasi problema inerente alla trasmissione di movimenti e di forza, andando dalla piccola catena adatta a funzionare alle alte velocità con piccoli carichi, fino a giungere a quella il cui carico di rottura di oltre 150.000 kg permette la trasmissione a basso numero di giri, di diverse centinaia di Cav.

In particolare i vantaggi sopra accennati si possono così riassumere:

Rendimento. — Il rendimento di questo mezzo è elevato e può raggiungere il 98 % circa. Particolare importante: questa percentuale non si modifica con il tempo e si mantiene pressochè costante per tutta la durata della trasmissione, a differenza degli altri sistemi il cui rendimento iniziale subisce una diminuzione che è funzione del logorio che si verifica negli organi di collegamento.

L'accennata diffusione della trasmissione a catena è avvenuta essenzialmente in ragione di questo rendimento unitamente ad altri vantaggi che ora esamineremo.

Facendo dei confronti con altri sistemi vediamo ad esempio che rispetto a quello a cinghia, il sistema di trasmissione a catena presenta una assoluta adattabilità a qualsiasi condizione di lavoro, ambiente e spazio, nessuna perdita di giri, pur conservando una sufficiente elasticità di marcia dovuta al *flottamento* della catena.

Inoltre nessun carico grava sui supporti all'infuori del peso proprio della catena, in quanto non si richiede alla catena alcuna tensione iniziale contrariamente a quella che bisogna dare alle cinghie per ottenere la necessaria aderenza alle pulegge, con conseguente non trascurabile riduzione del rendimento.

Nei confronti di una trasmissione ad ingranaggi cilindrici a denti dritti è da notare che l'attrito radente che si verifica tra i denti in presa, nel sistema a catena è trasformato in attrito volvente, il quale non può che assumere valori minimi, paragonabili a quelli dei cuscinetti a rulli. Lo sforzo da trasmettere viene inoltre ripartito con il sistema a catena, su di un certo numero di denti, e quanti cioè ne abbraccia la stessa avvolgendosi sugli ingranaggi, a differenza di quello in confronto, nel quale lo sforzo viene praticamente trasmesso attraverso da una sola coppia di denti.

Positività. — Abbiamo precedentemente definito che cosa si intenda per positività di una trasmissione a catena.

La trasmissione a catena è assolutamente positiva mantenendo essa un *rapporto costante* di trasmissione, con assenza assoluta di vibrazioni, garantendo in tale modo una produzione continuata e preventivabile.

Si noti poi che la continuità e la positività del movimento si impone in talune applicazioni come nella distri-

buzione dei motori a combustione interna dove il rapporto deve essere mantenuto assolutamente costante.

La trasmissione di energia a distanza a mezzo di catene può essere considerata immaginando una dentiera flessibile e nel medesimo tempo compatta, con il vantaggio che si è osservato e cioè che il lavoro viene distribuito su diversi denti.

Perdita di giri. — Gli slittamenti e scorrimenti caratteristici delle trasmissioni a cinghia, nastri o funi, sono completamente eliminati senza bisogno di una esagerata tensione, ciò assicura non soltanto come si comprende un risparmio per minore consumo di energia elettrica, ma anche una maggiore durata dei cuscinetti.

Silenziosità. — Le trasmissioni a catene a rulli semplici e composte, od a denti, racchiuse in debito carter con lubrificazione a caduta, barbotage, o forzata a seconda dei casi, con i denti degli ingranaggi fresati con utensili dal profilo perfetto, e mercè la ripartizione degli sforzi su un numero grande di denti, sono sufficientemente silenziose.

Ingombro. — Le dimensioni di ingombro di una trasmissione a catena sono sempre molto ridotte rispetto a quelle richieste per il buon funzionamento di altri tipi, specialmente di quelle a cinghie piate.

Le catene per apparecchi di sollevamento, in particolare richiedono diametri di tamburo (noce) molto minori che non le funi metalliche e ciò in molti casi costituisce un notevole vantaggio per il loro impiego ad esempio negli argani.

Come conclusione a quanto si è detto fin qui circa i reali vantaggi che questo sistema di trasmissione; bene progettato, costruito ed installato può presentare, si potrebbe ricorrere ad un esempio numerico a tradurre in cifre il risparmio realizzabile per confronto con un'altro mezzo di trasmissione, ed in particolare modo di quello a cinghie piatte, ma essendo ormai a conoscenza comune che la perdita di potenza per attriti e scorrimenti nei comandi a cinghie non è mai in media inferiore al 6 %, e quindi almeno del 4 % superiore a quello del sistema in paragone, riteniamo inutile diffondersi in cifre, perchè risulta evidente e giustificabile la applicazione nuova od anche la trasformazione di un impianto già esistente, anche per piccole aziende ove si abbia anche solo un consumo annuale di qualche decina di migliaia di kW ora. Con serio criterio di valutazione è stato stabilito che mediamente il costo dell'impianto viene ammortizzato in 6/8000 ore lavorative.

Non riteniamo però inutile aggiungere che lo studio dell'impianto deve essere fatto accuratamente caso per caso e risolto con la massima diligenza ed osservanza delle regole che ci proponiamo di descrivere più avanti, specialmente per quanto concerne la istallazione e la lubrificazione delle trasmissioni stesse.

CAPITOLO IV

ELENCAZIONE - DESCRIZIONE

E CALCOLO DEI DIVERSI TIPI DI CATENE

Catene ad anelli. — Si costruiscono ed impiegano in diversi tipi per apparecchi di sollevamento, paranchi, grue, etc., si adoperano inoltre per taluni tipi di elevatori a tazze, e per usi diversi di marina (fig. 5).

Catene scomponibili Ewart. — Sono costruite in ghisa malleabile. Vengono impiegate per talune macchine agricole e tessili (figg. 10, 12, 13).

Catene Galle. — Sono costruite in diversi tipi a piastre semplici e multiple, e vengono impiegate per trasmissioni lente (fig. 15).

Catene Zobel. — Queste catene sono dette anche di « Trasmissione » e sono a perni ed a bussole fissi rispettivamente nei fori delle piastre. Servono per comandi a velocità medie (fig. 19).

Catene a rulli. — Sono costruite in diversi tipi a semplice, doppia, tripla ed anche quadrupla fila di denti, servono per trasmissioni di precisione e di potenza (figg. 24, 25, 26).

Catene a denti. — Sono chiamate anche catene silenziose. Si impiegano generalmente per distribuzione in motori a combustione interna e per comandi a velocità elevate sino a 16/20 m al secondo (fig. 27).

Catene per trasportatori ed elevatori. — Si costruiscono in diversi tipi a seconda della natura del loro impiego, hanno applicazioni svariate in ogni ramo dell'industria, delle miniere, dell'edilizia, etc. (figg. 20, 22).

Catene Vaucanson. — Sono costruite in diversi tipi, e servono per piccoli trasporti e sforzi minimi. Servono per piccoli comandi in macchine cinematografiche, e trovano anche applicazione in tessitura per applicazione su macchine a riportare disegni (fig. 17).

Catene Fleyer. — Anche questo tipo di catena è costruito in una vasta serie di tipi e passi diversi. È impiegato in molteplici usi ma specialmente per contrappesi in macchine utensili, etc. (fig. 15).

CATENE AD ANELLI (fig. 5)

TIPO « A » (fig. 1)

A maglia normale. — Dimensioni secondo lo schizzo seguente. Carichi, dimensioni, etc., a Tabella 1, pag. 23.

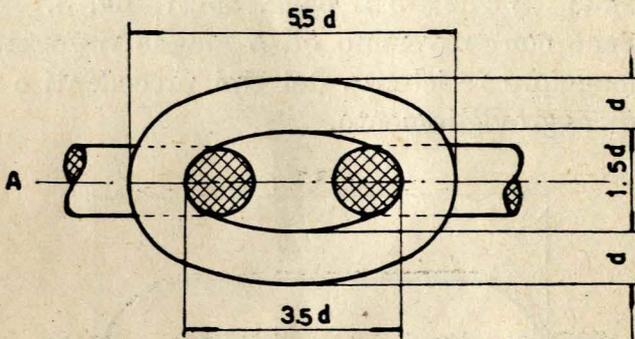


Fig. 1

TIPO « B » (fig. 2)

A maglia serrata. — Dimensioni secondo lo schizzo a pagina seguente. Carichi, pesi, etc., a Tabella 2, pag. 24.

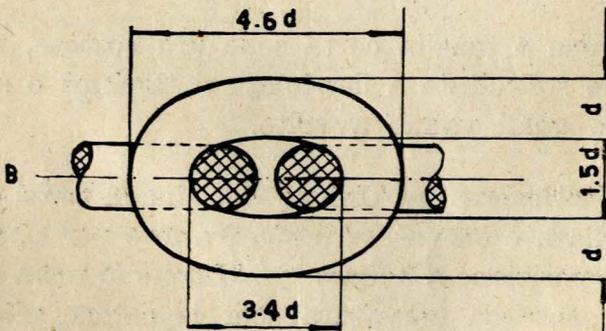


Fig. 2

TIPO « C » (fig. 3)

A maglia rinforzata. — Dimensioni secondo lo schizzo seguente. Carichi, pesi, etc., a Tabella 3, pag. 25.

Si impiegano tipi di catene ad *anelli e maglie calibrate* per apparecchi di sollevamento, gru, argani, paranchi, etc.

Dimensioni, carichi, pesi, etc., di queste catene, sono elencate sulle Tabelle 4-5 a pagg. 26-27, fig. 3.

Le catene con traversino od a maglie rinforzate presentano maggiore resistenza dei tipi precedenti e minore pericolo di aggrovigliamento.

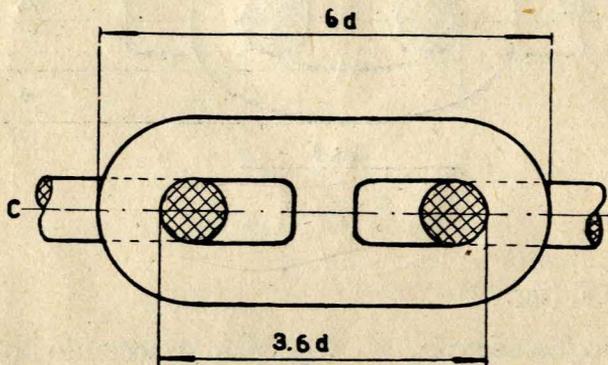


Fig. 3

Le catene a maglia corta sono più costose, ma vengono meno sollecitate a flessione sui tamburi o sulle pulegge sulle quali vanno avvolte.

Fabbricazione. — Unione dei singoli pezzi di ferro tondo tagliati, e curvati ed uniti fra loro per « bollitura » con sovrapposizione a 3 diametri. Unione di testa (cioè nel punto di massima curvatura) per le catene più sottili. Unione laterale per le altre catene più grosse.

Materiale impiegato. — Acciaio extra dolce di qualità Aq 34 UNI 743 ($K_r = 34/42 \text{ kg} \times \text{mm}^2$ Al 25 % su 10 d) che è saldabile per bollitura.

Calcolo delle catene ad anelli. — Si calcolano per tensione, il carico « P » supposto distribuito su due sezioni di diametro « d » e per tenere conto anche delle sollecitazioni a flessione si adottano coefficienti bassi.

Si impiega la formula:

$$P = \frac{\pi \times d^2}{4} \times 2 \times K$$

da cui:

$$d = \sqrt{\frac{P}{1,6 K}}$$

Coefficienti di sicurezza:

$K = 8$	per catene non inflesse	$d = 0,28 \sqrt{P}$
$K = 6,5$	per argani e grue a mano	$d = 0,31 \sqrt{P}$
$K = 5$	per argani e grue con movimento a trasmissione	$d = 0,35 \sqrt{P}$

Nelle catene calibrate le cui maglie lavorano fra i denti, od alveoli, delle carrucole si assume:

$$K = 4 \text{ e quindi } \dots\dots\dots d = 0,4 \sqrt{P}$$

per evitare il più possibile gli allungamenti degli anelli costituenti le maglie che di conseguenza non si allongerebbero più nei loro alveoli.

Esempio. — (Dati di cui alla fig. 5).

$$P = 20.000 \text{ kg}$$

$$d = \sqrt{\frac{P}{1,6 K}} = 0,35 \sqrt{P} =$$

$$= 0,35 \sqrt{20.000} = 0,35 \times 141 = 50 \text{ mm.}$$

Si dovranno dunque impiegare materiali tondi del tipo accennato (Aq 34) del diametro di mm 50, per la costruzione della catena adatta al carico suaccennato di 20.000 kg.

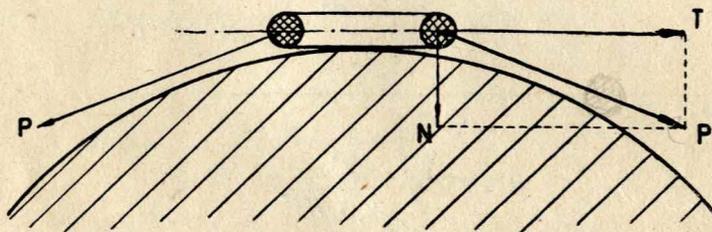


Fig. 4

Le catene a maglie lunghe si impiegano raramente e, specialmente per apparecchi di sollevamento si scelgono le catene a maglia corta, questi si possono avvolgere meglio su carrucole e tamburi di piccoli diametri. Infatti (fig. 4) la tensione P della catena avvolta su di un tamburo, si decompone in due forze, l'una T diretta lungo l'anello, e l'altra N diretta perpendicolarmente, questa dà un momento di flessione che è tanto maggiore quanto più grande è la lunghezza dell'anello, e quanto più piccolo è il diametro del tamburo.

Rigidità delle catene. — La catena avvolgendosi per un intero giro dispone le sue maglie come i lati di un poligono regolare. Qualunque sia il numero di maglie con-

tenuto in un giro, ossia il numero di lati di quel poligono, la somma degli angoli esterni vale sempre 2π . Il lavoro perduto in attrito in ogni giro corrisponde a quello che andrebbe perduto se un anello compisse, un giro intero intorno al contatto con l'anello successivo, ossia vale:

$$f Q \pi d.$$

Per compiere questo lavoro occorre applicare tangenzialmente al tamburo di raggio R una forza F tale che sia verificata l'uguaglianza:

$$F 2 \pi R = f Q \pi d$$

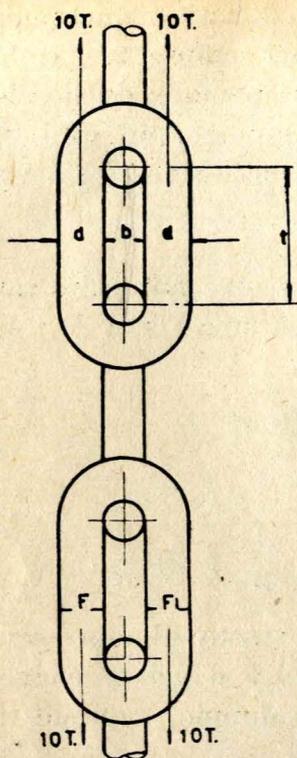
da cui:

$$F = f Q \frac{\pi \times d}{2 \pi R} = \frac{1}{2} f Q \frac{d}{R}.$$

Se invece di un tamburo, si tratta di una carrucola cosicchè la catena prima si avvolge e poi si svolge, per ogni giro il lavoro perduto risulta doppio, e quindi risulta doppia la forza F .

Il coefficiente di attrito nel contatto tra gli anelli della catena può ritenersi mediamente $f = 0,25$. Ne segue che ad esempio in una carrucola fissa la forza equilibrante P non è più eguale alla forza resistente Q , ma vale:

$$P = Q + 0,12 Q \frac{d}{R}.$$



CATENA AD ANELLI

Fig. 5

Dati costruttivi

TIPO DI CATENA	Dimensione anelli		Carico di prova kg/mm ²	Carico di rottura kg/mm ²	Peso per mt ca. kg
	lungh.	largh.			
a maglia normale tabella 1	5,5 d	3,5 d	12	24	0,022 d ²
a maglia serrata tabella 2	4,6 d	3,4 d	14	25	0,023 d ²
a maglia con traversino tabella 3 ..	6 d	3,6 d	18	27	0,0225 d ²

TABELLA 1 (Fig. 1)

Catena a maglia normale senza traversino per usi di marina e diversi

Calibro mm	Dimensioni delle maglie esterne		Carico di lavoro normale kg $8 \times \text{mm}^2$	Peso per metro
	lungh. $5,5 \times d$	largh. $3,5 \times d$	kg	kg
6	33	21	452	0,792
7	38	24	615	1,030
8	44	28	804	1,410
9	49	31	1.017	1,780
10	55	35	1.256	2,200
11	60	38	1.520	2,660
12	66	42	1.809	3,170
13	71	45	2.123	3,720
14	77	49	2.463	4,310
15	82	52	2.827	4,950
16	88	56	3.216	5,650
17	93	59	3.631	6,350
18	99	63	4.071	7,150
19	104	66	4.536	7,950
20	110	70	5.026	8,800
21	115	73	5.541	9,700
22	121	77	6.082	10,650
23	126	80	6.647	11,650
24	132	84	7.238	12,670
25	137	87	7.853	13,750
26	143	91	8.494	14,870
27	148	94	9.160	16,040
28	154	98	9.852	17,250
29	159	101	10.568	18,500
30	165	105	11.309	19,800

TABELLA 2 (Fig. 2)

Catene a maglie serrate senza traversino per usi di marina e diversi

Calibro mm	Dimensioni delle maglie esterne		Carico di lavoro normale kg $5 \times \text{mm}^2$	Peso per metro
	lungh. $4,6 \times d$	largh. $3,4 \times d$	kg	kg
6	27,5	20,5	282	0,828
7	32	23,8	384	1,080
8	37	27	502	1,450
9	41,5	30,5	636	1,800
10	46	34	785	2,550
11	50,5	37,5	950	2,700
12	55	41	1.130	3,250
13	60	44	1.330	3,800
14	64,5	47,5	1.540	4,400
15	69	51	1.760	5,100
16	73,5	54,5	2.010	5,750
17	78	58	2.270	6,500
18	83	61	2.540	7,300
19	87,5	64,5	2.840	8,100
20	92	68	3.140	9,000
21	96	71	3.460	9,900
22	101	75	3.800	10,900
23	106	78	4.150	11,900
24	110	82	4.520	12,950
25	115	85	4.910	14,100
26	120	88	5.310	15,200
27	124	92	5.720	16,400
28	129	95	6.160	17,650
29	133	99	6.600	18,950
30	138	102	7.070	20,250

TABELLA 3 (Fig. 3)

Catena a maglia rinforzata con traversino per usi di marina

Calibro mm	Dimensioni delle maglie esterne		Carico di lavoro massimo ammissibile	Peso per metro
	lungh. $6 \times d$	largh. $3,6 \times d$	kg	kg
12	72	43	1.450	3,240
13	78	46	1.690	3,800
14	84	50	1.960	4,410
15	90	54	2.250	5,060
16	96	57	2.600	5,760
17	102	61	2.900	6,500
18	108	64	3.240	7,290
19	114	68	3.600	8,120
20	120	72	4.000	9,000
21	126	75	4.400	9,920
22	132	79	4.840	10,890
23	138	82	5.300	11,900
24	144	86	5.760	12,960
25	150	90	6.260	14,100
26	156	93	6.760	15,200
27	162	97	7.140	16,400
28	168	100	7.800	17,650
29	174	104	8.300	18,900
30	180	108	9.000	20,100
31	186	111	9.600	20,250
32	192	115	10.200	22,000
33	198	118	10.900	23,400
34	204	122	11.550	24,850
35	210	126	12.200	26,350
36	216	129	13.000	27,360

TABELLA 4

Catene calibrate per Gru ed Argani (calibri più in uso)

Calibro diametro mm	Dimensioni delle maglie				Portata kg	Peso per metro kg
	ESTERNE		INTERNE			
	lungh. $5 \times d$	largh. $3,3 \times d$	lungh. mm	largh. mm		
5½	29	19	17	8	150	0,570
6	30	21	18	9	220	0,950
8	39	27	23	10	400	1,600
10	50	33	30	13	600	2,160
13	64	42	38	16	1.000	3,680
14	70	45	42	16	1.250	4,460
15	75	50	45	20	1.300	4,880
16	80	53	48	21	1.600	5,410
18	90	60	54	24	2.000	7,030
20	100	66	60	26	2.600	8,660
22	110	72	66	28	3.300	10,450
25	125	80	75	30	4.500	13,390
26	130	84	78	32	5.000	14,630
28	140	90	84	34	6.000	16,670
30	150	96	90	36	7.500	19,220
32	160	102	96	38	9.000	21,870
36	180	118	108	46	12.000	27,990
40	200	132	120	52	16.500	34,650

TABELLA 5

Catene calibrate per paranchi (calibri più in uso)

Calibro diametro mm	Dimensioni delle maglie				Peso per metro kg	Carico del paranco kg	
	passo mm	lar- ghezza mm	lun- ghezza mm	lungh. di 40 maglie mm			
Manov.	5	18,5	18	8	740	0,500	—
	5½	18,5	19	8	740	0,640	—
	6	18,5	22	9	740	0,800	—
	7	18,5	23	9	740	1,000	—
Carico	8	22,3	26	10	892	1,350	1,360
	9½	24,3	30,5	11,5	972	2,000	1,500
	11	30	35,5	13,5	1200	2,500	2,000
	12	35,25	40	15	1410	3,100	3,000
	14	41,5	44,5	16,5	1660	4,300	4,000
	15	41,5	49,5	18,5	1660	5,150	5,000
	16	45,5	53	20	1820	5,750	6,000
	18	48	57,5	21,15	1920	7,300	7,500
	20	56	63	23	2240	8,000	8,500
	22	58	69	24	2320	11,000	10,000

Catene di sollevamento
Angoli formati da 2 tratti di una catena di sollevamento

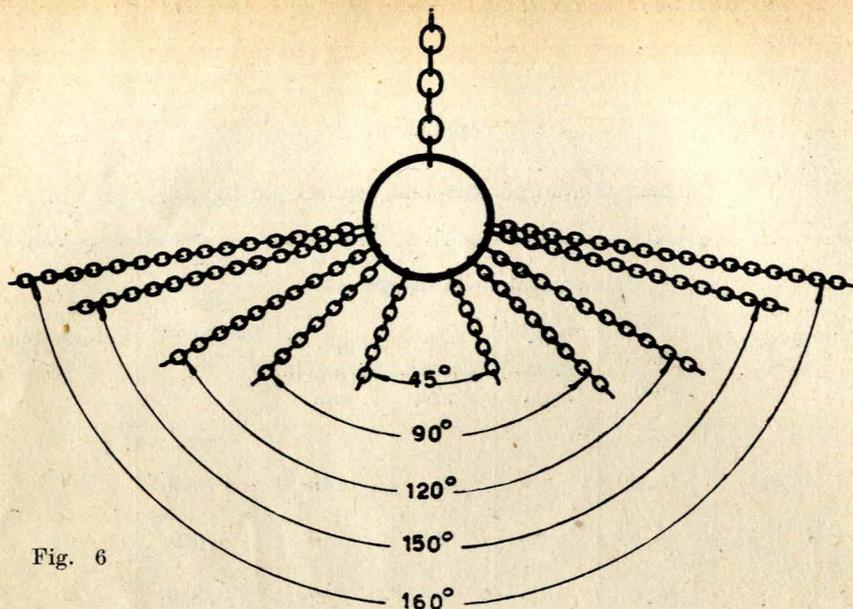


Fig. 6

TABELLA 6

Catena a due tratti (Fig. 6)

Diametro del tondo in funzione del carico e dell'angolo

Carico da sollevare kg	Angolo formato dai due tratti					
	tratti diritti	45°	90°	120°	150°	160°
	Diametro del tondino mm					
600	6	6	7	8	11	14
800	7	7	8	10	12	16
1.000	8	8	9	11	15	18
1.300	9	10	11	13	18	22
2.000	11	12	13	15	21	25
2.500	12	13	14	17	23	28
3.000	13	14	15	18	25	30
3.500	14	16	17	20	27	33
4.000	15	17	18	21	29	35
4.500	16	18	20	22	31	38
5.000	17	19	21	24	33	40

I dati di questa tabella sono calcolati per una sollecitazione unitaria di $6 \text{ kg} \times \text{mm}^2$.

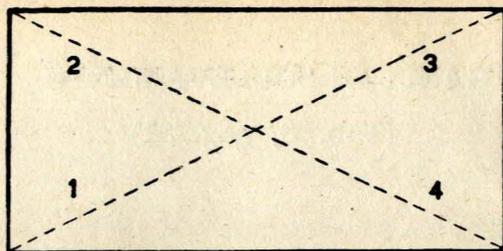


Fig. 7

TABELLA 7

Catena a quattro tratti (Fig. 7)

Diametro del tondino in funzione del carico e dell'angolo

Carico da sollevare kg	Angolo formato dai due tratti 1-3 o 2-4					
	tratti diritti	45°	90°	120°	150°	160°
	Diametro del tondino mm					
2.500	8	9	10	12	17	20
3.000	9	10	11	13	18	22
3.500	10	10	12	14	19	24
4.000	11	11	13	15	21	26
4.500	11	12	13	16	22	27
5.000	12	12	14	17	23	29
6.000	13	14	15	18	25	30
7.000	14	15	16	20	27	33
8.000	15	16	18	21	29	35
9.000	16	17	19	22	31	37
10.000	17	18	20	24	33	39

NB. Come norma generale è consigliabile di non sorpassare mai un'angolo di 90°. Se il pezzo da sollevare è molto largo sarà opportuno usare un bilancere.

Quando si fa uso di catene a quattro tratti, l'angolo da considerare è quello formato dai tratti:

1-3 o 2-4 come illustrato dalla fig. 7 qui sopra.

GANCI DI SOLLEVAMENTO

(Tab. 8, pag. 31)

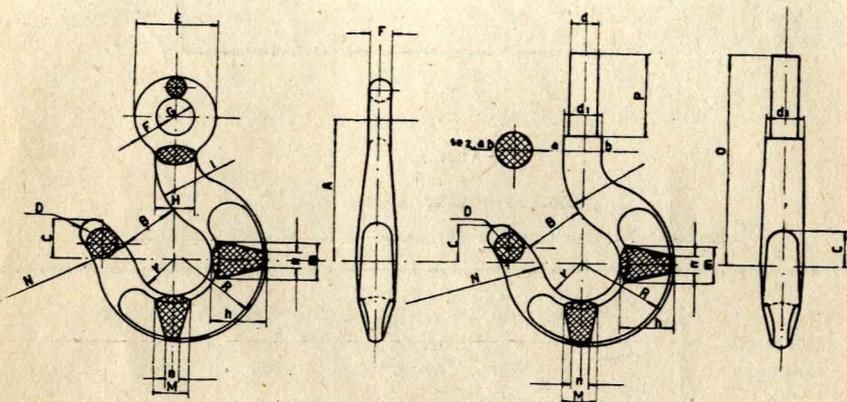


Fig. 8

Ruote per catene ad anelli o calibrate. — Nelle ruote e carrucole ad alveoli per catene ad anelli calibrate, si considerano le seguenti dimensioni:

t = Passo della catena e corrisponde alla lunghezza interna delle maglie;

z = Al numero dei denti od alveoli;

D_p = Diametro primitivo, o diametro misurato sulla mezzaria degli anelli della catena montata sull'ingranaggio, ed è dato dalla seguente espressione:

$$D_p = \sqrt{\left(\frac{t}{\operatorname{sen} \frac{90^\circ}{z}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\operatorname{cos} \frac{90^\circ}{z}}\right)^2}.$$

TABELLA 8 (fig. 8)

Portata in kg	v	R	h	m	n	A	B	C	D	E	F	G	H	I	M	N	O	P	d	d ₁	Peso in kg	
																					Tipo con occhio	Tipo con gambo
																					150	15
250	17	40	25	18	6	64	25	20	5	38	10	18	19	35	17	70	95	40	17	19	0,400	0,500
500	19	46,5	32	22	7	79	32	21	6,5	45	12	21	20	40	21	80	130	50	18	20	0,660	0,800
1.000	21,5	51	35	25	7,5	85	34	29	7	48	13	22	23	48	23	95	160	60	20	23	0,900	1,150
2.000	23,5	59,5	42	28	8	94	98	27	8	56	16	24	28	56	26	116	130	70	25	28	1,480	1,900
3.000	25	65	46	30	9	104	42	31	8,5	64	19	25	33	66	28	125	210	80	28	32	2,000	2,600
4.000	26,5	71	51	33	11	116	46	35	9	72	22	28	38	78	31	140	235	90	32	37	2,600	3,500
5.000	28	78	57	38	14	125	50	40	9,5	81	24	33	43	92	35	155	270	110	36	42	3,200	5,500
7.000	41	103	84	60	22	160	65	50	11	95	27	42	50	110	57	170	330	130	45	50	9,200	13,000
10.000	43	125	102	78	26	190	76	60	14	114	30	52	58	130	72	185	370	150	50	58	15,500	21,500
12.000	52	135	110	86	30	210	82	65	16	122	33	56	65	140	76	200	410	160	55	65	19,000	26,000
15.000	57	143	120	95	32	230	88	72	18	134	36	62	72	160	82	220	440	170	60	70	23,500	32,000
17.500	60	160	132	102	34	250	95	80	20	143	40	60	80	180	86	240	420	180	65	75	29,000	40,000
20.000	65	185	150	115	36	280	105	95	22	156	42	72	85	200	92	260	530	200	70	80	39,500	52,000

Elencazione, descrizione e calcolo dei diversi tipi di catene

Per $Z = 6$ e $d = 16$ mm si può tenere con buona approssimazione:

$$D_p = \frac{2 t}{\operatorname{sen} \frac{180^\circ}{z}} = \frac{t}{\operatorname{sen} \frac{90^\circ}{z}}$$

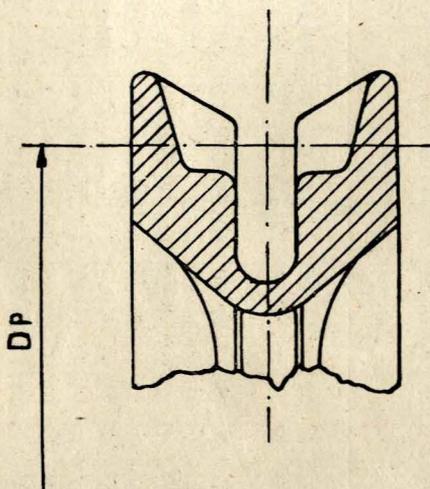


Fig. 9

Diametri minimi ammessi:

Per movimenti a mano: $D_p = 20 d$

Per movimenti a motore: $D_p = 30 d.$

CATENE SCOMPONIBILI IN GHISA MALLEABILE (EWART)

(figg. 10-12)

Caratteristiche. — Le caratteristiche principali di questo tipo di catena sono:

- A) Semplicità di montaggio e smontaggio (fig. 10).
- B) Intercambiabilità di tutti gli elementi. Infatti essa può essere accorciata, allungata, riparata, etc., senza l'ausilio di attrezzo alcuno.

Uso. — Queste catene entro certi limiti, sono di grande convenienza e praticità, in molti impieghi specialmente in macchine per agricoltura, si impiegano anche per elevatori a tazze per materiali edili, refrattari carboni, ghiaia, ed in genere per materiali abrasivi.

Si prestano molto bene a lavorare anche in locali umidi o polverosi sostituendo entro certi limiti di velocità e carico, le cinghie ed anche altri tipi di catena a perni o comunque articolate.

Materiali impiegati per la loro costruzione. — Ghisa malleabile ottenuta con il noto procedimento a « cuore nero ». Carico di rottura $\text{kg } 35/38 \times \text{mm}^2$. Allungamento non inferiore a 16/18 %. Qualche fabbricante costruisce questo tipo di catena anche in ghisa malleabile comune, ma effettivamente l'esperienza ha dimostrato che le migliori sono sempre quelle ottenute dalla ghisa malleabile a cuore nero.

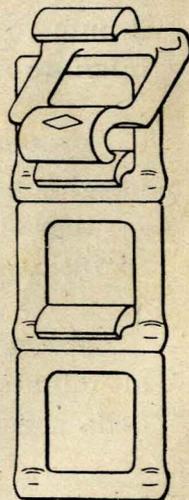


Fig. 10

CONDIZIONI DI LAVORO.

Velocità d'esercizio. — Queste catene sono normalmente costruite nei passi da 16 a 100 mm ca. Possono correre ad una velocità lineare non superiore a 0,20/0,50 metri al secondo. Numero dei giri sul pignone motore circa 100/900 al minuto primo.

Carico di lavoro. — Il carico di lavoro deve essere assunto in ragione di una metà del carico di prova riportato in tutte le tabelle delle singole case costruttrici. Dove non si conosca questo dato si farà una prova di rottura a trazione ed il carico di lavoro non dovrà eccedere il quinto del carico di rottura. Cioè coefficiente di sicurezza = 5.

Rapporto di trasmissione. — Il rapporto di trasmissione per questo tipo di catena non deve sorpassare 1 : 6, ed il numero dei denti in presa con la catena non deve essere inferiore a 5.

Dentatura. — Non si dovranno mai impiegare ingranaggi conduttori il cui numero di denti sia inferiore a 12. Ingranaggi in ghisa od in acciaio con denti ricavati di fusione.

Formule. — La velocità espressa in numero di giri al minuto primo deve essere contenuta entro i limiti della seguente relazione:

$$n \times \sqrt{\left(\frac{t}{25}\right)^3} = 900.$$

Carico di lavoro o sforzo tangenziale =

$$= \frac{60 \times 75 \times \text{HP}}{\pi \times D_p \times n}$$

Dove:

t = Passo della catena in mm

z = 12 minimo

n = Numero dei giri dell'ingranaggio motore al minuto primo

D_p = Diametro primitivo dell'ingranaggio di comando in mt.

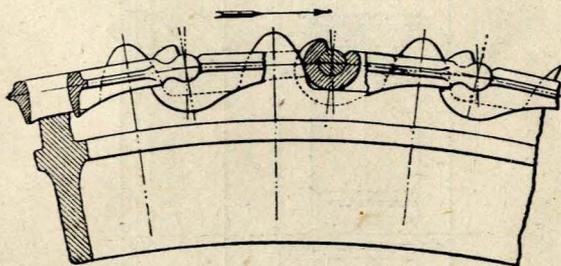


Fig. 11

Profilo longitudinale della dentatura di un ingranaggio per catena scomponibile in ghisa malleabile tipo Ewart.

I tipi di catena normalmente fabbricati e più largamente usati sono elencati nella Tabella 9 a pag. 37.

Di questi tipi di catena in ghisa malleabile se ne costruisce uno particolarmente usato che viene chiamato « scomponibile a perni di acciaio » (fig. 13).

Ha il vantaggio rispetto al precedente tipo Ewart di potere correre a velocità lineari maggiori, e precisamente sino a 1,5 mt secondo massimo.

Carico di lavoro	}	Come il tipo precedente.
Coefficiente di sicurezza		
Rapporto di trasmissione		

CATENA EWART

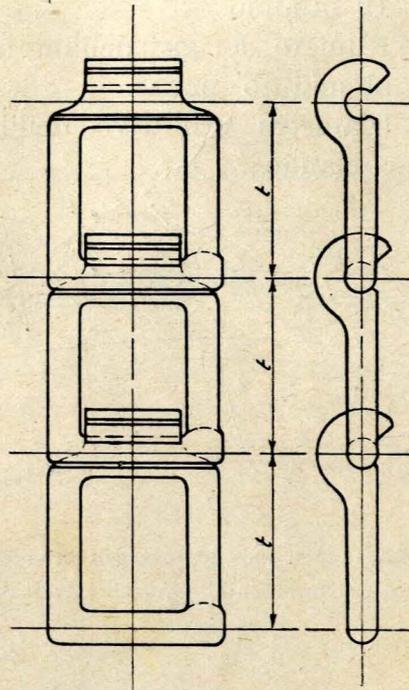


Fig. 12

Ghisa malleabile.

I tipi di queste catene normalmente fabbricati ed usati sono riportati a Tabella 10 a pag. 38.

Anche per queste catene, le ruote sono generalmente fuse in ghisa comune con denti ricavati pure di fusione.

TABELLA 9

Catene scomponibili in ghisa malleabile tipo Ewart (Fig. 12)

Tipo catena	Passo mm	Numero maglie al metro	Peso al metro in kg circa	Carico prova in kg	Tipo catena	Passo mm	Numero maglie al metro	Peso al metro in kg circa	Carico prova in kg
16/14	16	62,5	0,3	90	56/50	56,2	17,79	3,0	1200
20	19,2	52,1	0,78	150	56/52	56,2	17,79	3,0	1200
22/18	22	45,45	0,47	150	*55/80	56,5	17,69	3,4	1550
25	23	43,48	0,38	120	67	57,8	17,3	1,95	800
23/28	23	43,48	0,9	300	57 B	58	17,24	1,8	900
23/18	23,5	42,55	0,5	180	57	58,5	17,09	1,4	600
24	23,5	42,55	0,6	170	77	58,5	17,09	2,54	1000
24/35	24,4	40,99	1,3	300	59/43	59	16,95	1,5	1600
25/22	24,7	40,49	0,65	200	59/54	59	16,95	2,6	1000
26/23	25,8	38,76	0,85	300	59/64	59	16,95	3,5	1300
26/20	26	38,46	0,5	180	68	59	16,95	3,42	1300
29	28	35,71	1,15	325	57A	59,1	16,92	1,78	900
29 A	29	34,48	1,2	325	59/52	59,2	16,72	2,9	1100
32	29	34,48	0,56	130	67 A	59,2	17,72	3,76	1250
29/29	29,3	31,13	1,2	350	60/45	60,2	16,61	2,92	1250
29 B	29,7	33,67	1,13	280	60/60	60,5	16,53	4,7	1600
32/25	32	31,25	0,8	300	60/48	60,6	16,5	3,1	1400
32/32	32	31,25	1,40	650	72	61	16,4	2,54	1000
32/25 A	32,2	31,06	1,10	430	63/48	63,5	15,75	2,1	900
33/29	33,1	30,21	1,25	400	64/55	63,9	12,65	3,1	1400
34/30	34,5	28,99	1,0	350	65/61	64,2	15,58	3,18	1400
42	34,5	28,99	0,9	300	64/56	64,9	15,41	4,13	1800
35/33	34,7	28,82	1,25	400	64/70	65	15,38	5,3	1700
50	34,5	28,99	0,93	350	65/65 A	65	15,38	3,1	1100
35/30	35	28,57	1,0	350	65/65 B	65,5	15,27	3,8	1400
35/35	35	28,57	1,25	400	78	65,5	15,27	3,0	1300
33 A	35	28,57	0,65	280	75	65,8	15,2	1,92	1000
42 A	35	28,57	1,0	300	75 A	66,6	15,2	2,0	1000
35/24	35,1	28,49	0,60	250	78 A	66,6	15,2	2,9	1200
35/31	35,2	28,41	1,30	500	88	66,6	15,2	3,3	1200
33	35	28,17	0,57	225	88 A	67	14,93	4,5	1600
36/36 A	36	27,78	1,30	500	88 C	67	14,93	3,85	1400
36/36 B	36,4	27,47	1,80	750	88 B	67,5	14,81	6,0	2000
38/28	37,6	26,6	0,7	300	67/80	68,3	14,64	7,85	2600
52	38	26,32	1,3	500	72/60	70,6	14,16	3,4	1400
38/36	38,2	26,18	1,4	500	*71/100 A	71,4	14,01	5,0	2000
52 A	38,2	26,18	1,43	550	*71/100 B	72,4	13,81	5,8	2400
39/36	38,5	25,97	1,5	600	76/57	76,5	13,07	3,2	1200
52 1/2	38,5	25,97	2,0	700	78/80	78,4	12,76	6,4	2700
39/43 A	39	25,64	2,35	1100	103	78,7	12,71	6,5	2200
39/43	39,5	25,32	2,3	700	82/82	82,6	12,11	3,36	1650
40/37	40,5	24,69	1,3	500	87/82	86,2	11,6	5,4	2800
40	40,8	24,51	1,3	550	101	90,1	11,1	9,76	3300
41/31	41	24,39	1,1	400	100/45	100	10	2,6	1400
41/33	41,3	24,21	1,3	500	100/45 A	100	10	2,15	1000
45	41,3	24,21	0,83	350	100/60	100	10	2,7	1300
55	41,3	24,21	1,2	500	100/64	100	10	3,0	1550
55 A	41,3	24,21	1,65	625	100/64 A	100	10	3,35	1650
55 B	41,5	24,1	1,45	650	100/66	100	10	3,6	1800
41/40	41,7	24	1,5	700	100/70	100	10	4,7	2000
62	42	23,81	1,6	700	85	100	10	3,8	1700
62 A	42	23,81	2,0	900	124	100,5	9,95	9,73	3900
72 1/2	42	23,81	3,0	1000	*100/120	101	9,9	6,7	4000
072	42,5	23,53	3,0	1100	102/102	102,4	9,77	4,1	1700
60	43,4	23,04	1,88	850	94	102,5	9,76	6,1	2000
60 A	44,4	22,52	1,78	850	104	103	9,71	8,5	3000
47/32	47,1	21,23	0,9	450	*110/125	111,1	9	7,6	4500
50/35	48,7	20,53	1,1	450	120/90	119	8,41	6,1	3400
50/28	49	20,41	0,7	300	79 Ley	133	7,52	2,48	1600
50/40	49,5	20,2	1,75	800	134/65	134	7,47	3,3	1600
50/50	50,5	19,8	2,2	1000	135/75	135,1	7,4	4,15	2000
48	51,2	19,53	1,0	550	136/80	136	7,35	6,3	2900
51	51,2	19,53	2,4	1200	148/70	148	6,76	3,5	1600
58	51,6	19,38	1,47	700	*150/150 A	149,3	6,7	8,15	4600
52/36	52	19,23	1,25	600	*150/150 B	149,3	6,7	9,7	5500
52/40	52,1	19,19	2,0	1100	*150/150 C	151,5	6,6	11,2	5900
76 1/2	53	18,9	1,90	800	150/100	153,8	6,51	5,0	2400
55/50	55,5	18,2	1,9	800	175/45	175	5,71	1,7	1300
55/40	56	17,86	1,4	650	200/45	200	5	1,8	1450

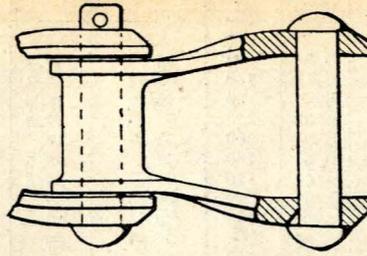


Fig. 13

TABELLA 10

Catena scomponibile in ghisa malleabile a perni di acciaio (Fig. 13).

Tipo catena	Passo mm	Numero maglie al metro	Peso al metro in kg circa	Carico prova in kg	Tipo catena	Passo mm	Numero maglie al metro	Peso al metro in kg circa	Carico prova in kg
24	25,2	39,69	1,45	700	100 A	100	10	5,5	3200
32	32	31,25	2	750	100 B	100	10	9	4500
36	35,8	27,94	2,80	1200	100 C	100	10	9,35	4500
40	38,7	25,84	2,10	900	100 D	100	10	11,37	6600
39	39,7	25,19	3,88	1400	100 E	100	10	10,25	6600
41	41,5	24,10	3,60	1500	504	102	9,80	11,95	5400
62	42	23,81	4,06	1500	110	110,5	9,05	11,35	6600
42	42	23,81	4,50	1800	118	118,3	8,45	8,52	4500
42 A	42,3	23,64	5,46	2600	135	134,5	7,44	4,10	3200
50 A	48,7	20,53	4,40	2500	135 A	135	7,41	5	3500
50	50	20	4,47	2300	135 B	135	7,41	5,40	3400
55 D	55,5	18,02	11,15	3800	135 C	135	7,41	17,4	10500
56	55,6	17,99	5,50	3000	135 D	135	7,41	5,53	3600
55	55,9	17,89	5,45	2600	136	136,5	7,33	9,5	6000
59	59,5	16,81	4,20	2300	136 A	136	7,35	11,5	6500
63	63	15,87	4,20	2400	136 B	136	7,35	14	9000
65	65,5	15,27	6,80	3800	150	150	6,67	10,50	6000
66 A	66,5	15,04	6,64	3800	150 A	150	6,67	7,80	5000
66	66,6	15,02	5,05	2750	150 C	150	6,67	12,45	7000
578	66,6	15,02	5,95	2600	150 B	153,1	6,53	10,75	7000
68	68,8	14,54	7,90	4000	200 A	200	5	5,50	3600
71	71,9	13,91	8,53	4500	220	221	4,52	6,46	5000
71 A	72,8	13,74	9,95	5600	220 A	221	4,52	4,6	3500
71 B	72,8	13,74	11,60	6500	220 B	221	4,52	15,20	10000
75	76	13,16	6	3500	603	76,2	13,12	11,40	4000
503	76,6	13,06	9	4000	826	101,6	9,84	11,60	7000
82	82	12,20	10,2	4000	604	102	9,80	14,27	4500
85	85	11,76	7,70	5000	125	125	8	19,8	12000
87	87	11,49	12	9600	600	153,2	6,53	15,30	7500
87 A	87	11,49	18,6	3000	600 A	154	6,49	20,15	10500
100	100	10	4,4	3200					
					H 630	41	24,39	3,30	1250
					H 567	55	18,2	2,65	1400

CATENE GALLE (figg. 15 e 16)

Caratteristiche. — La catena Galle è il tipo più elementare di catena impiegato per trasmissioni di potenza. La costruzione di questo tipo di catena è estremamente semplice per il fatto che la sua articolazione è ottenuta direttamente sul perno che sopporta le piastre. Altra caratteristica particolare di questo tipo di catena è l'impiego per la sua costruzione, di materiali allo stato di produzione della ferriera, intendendosi con ciò di specificare che non occorre per i materiali alcun trattamento termico a differenza di tutti gli altri tipi di catena come si vedrà in seguito.

Uso. — Sono impiegate specialmente in apparecchi di sollevamento, grue di grande portata (oltre 3 tonn) viratori di lingotti in acciaieria, macchine per trafilare a freddo ed a caldo, e per trasmissioni di potenza a basso numero di giri.

La speciale disposizione costruttiva di queste catene permette di raggiungere facilmente grandi portate aumentando convenientemente (inteso entro certi limiti) il numero delle piastre in tiro.

Materiali impiegati. — Per le piastre acciaio dolce laminato a caldo $Kr = 38/42 \text{ kg} \times \text{mm}^2$ All 12/14 % tipo unificato Aq 42.

Per i perni acciaio dolce trafilato a freddo con $Kr = 38/42 = \text{kg} \times \text{mm}^2$ All 12/14 % tipo unificato Aq 42.

Velocità. — È ammissibile una velocità lineare massima in questo tipo di catena, di m 0,50 al secondo.

Rapporto di trasmissione. — In comandi equipaggiati con catene Galle non si deve mai sorpassare il limite di 1:10, avuto riguardo anche alla natura dell'impiego che esige generalmente ruote di piccolo diametro per ragioni di ingombro.

Dentatura. — Il metodo per la tracciatura del profilo sia longitudinale che trasversale del dente, è lo stesso che vedremo in seguito dettagliatamente, per la costruzione del dente dell'ingranaggio per catena a rulli, tenuto presente però che il *Diametro esterno* deve essere tenuto eguale al *diametro primitivo* più $1,3 d$ (d = diametro del perno catena) anzichè più $0,8 d$.

Non si devono impiegare mai pignoni o ingranaggi di comando con un numero di denti inferiore a 11. Solo nel caso di galoppini tenditori questo numero di denti può scendere a 9 o 7.

Metodo per il calcolo delle catene Galle (figg. 15 e 16).

Indichiamo con:

n Il numero totale delle piastre in una sezione trasversale retta.

P Il carico ritenuto uniformemente distribuito, al quale debbono resistere le piastre.

Lo sforzo di tensione al quale sarà dunque sottoposta ciascuna piastra sarà eguale a:

$$\frac{P}{n}$$

questo sforzo è trasmesso al perno come indicato nella fig. 16. Il sistema di forze agenti sul perno si può distinguere in due gruppi:

- a) Gruppo di forze parallele agenti dall'alto in basso composto di $n/2$ fasci di larghezza s distanziati tra di loro di s mm.
- b) Gruppo di altrettanti fasci di forze parallele pure eguali a $n/2$ fasci di larghezza s e disposti in senso alternativo con quelle del primo gruppo e diretti dal basso in alto.

Le risultanti di questi due gruppi di forze hanno pari intensità e senso contrario e poichè i due gruppi eguali di forze contrarie sono fra di loro spostati di s mm, così anche le loro risultanti avranno distanza s mm.

Esse costituiscono dunque un sistema di forze eguale a:

$$\frac{P}{n} \times \frac{n}{2} = \frac{P}{2} \text{ e di braccio } s.$$

Questo sistema agisce sul perno sollecitandolo con un momento flettente = $M_f = \frac{P}{2} \times s$.

Che nessuna sezione sia sollecitata da un momento flettente superiore al momento flettente risultante è manifesto per il fatto che il senso del momento flettente è costante e che la sua grandezza va sempre più aumentando verso l'interno della catena ed è massimo nella sezione 8 = 8 (ved. fig. 16), ove misura:

$$\frac{P \times s}{2}$$

Il tratto centrale del perno compreso fra le sezioni $8 = 8$ e $8' = 8'$ è puramente sollecitato per flessione semplice e similmente tutte le sezioni numerate pari nello schizzo.

Ogni altra sezione è sollecitata a flessione e recisione ma lo sforzo di taglio non sorpassa mai la grandezza $\frac{P}{n}$.

Ciò provoca una sollecitazione che è tanto più trascurabile rispetto a quella provocata dal momento flettente quanto più grande è il numero di piastre della catena e cioè quanto è maggiore l'importanza della catena stessa.

I perni delle catene tipo Galle si calcolano quindi per sola flessione.

Per le piastre si deve evidentemente fare il calcolo considerandole sollecitate a tensione semplice trascurando le altre sollecitazioni di flessione e recisione che nascono in corrispondenza alle estremità delle piastre.

Esempio di calcolo di una catena Galle con i dati di cui alla figura 16.

Catena Galle passo mm 80.

Portata richiesta: tonnellate 10.

Spessore delle piastre mm 4,5.

Numero delle piastre: $n = 8$.

$$\text{Sarà allora: } M_f = \frac{P \times s}{2} = \frac{10 \cdot 000 \times 4,5}{2} = 22 \cdot 500 \text{ kg.}$$

Nella sezione $8 = 8$ si ha per il perno: $d = 32$ mm.

$$W = \frac{I}{V} = \frac{\pi}{32} d^3 = \text{ca } 0,1 d^3 = 3275 \text{ mm}^3.$$

Sollecitazione:

$$kf = \frac{M_f}{W} = \frac{22.500}{3275} = 6,85 \text{ kg} \times \text{mm}^2.$$

Se si vuole verificare lo sforzo di taglio si avrà:
sezioni: 1/1; 3/3; 5/5; 7/7; etc.

$$F_{max} = \frac{P}{n} = \frac{10.000}{8} = 1250 \text{ kg}$$

$$K_r = \frac{F_{max}}{\frac{\pi}{4} d^2} = 1250 : 804 = 1,55 \text{ kg mm}^2$$

che come si vede è lontano dalla sollecitazione per flessione.

Volendo calcolare la sollecitazione risultante dalla flessione e dal taglio agenti contemporaneamente scriveremo:

$$K_{tot} = 0,35 k_f + 0,65 \sqrt{k_f^2 + 4 k_r^2} = 7,3 \text{ kg mm}^2.$$

Questo risultato giustifica il semplice calcolo dei perni a flessione.

Le piastre delle catene Galle come si è accennato precedentemente si calcolano per semplice tensione trascurando le altre sollecitazioni di flessione e recisione che possono nascere in corrispondenza delle estremità delle piastre.

Si osservi che l'altezza della piastra si suole fare $H = 2,25 d$ ca essendo d il diametro del perno (vedi figura 14).

Questa proporzione si può ricavare da tutti i cataloghi dei fabbricanti di catene Galle, ed è stata suggerita da considerazioni di carattere pratico.

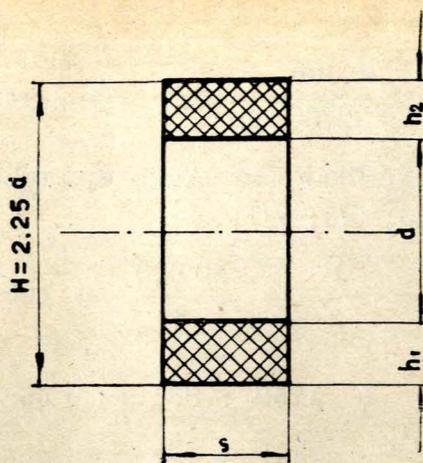


Fig. 14

Materiale impiegato:

Acciaio avente $Kr = 38/42 \text{ kg} \times \text{mm}^2$ $A = 15/18 \%$.
 Tipo Unificato Aq 42.

Se indichiamo inoltre con:

- n = numero delle piastre in lavoro di trazione;
- h_1 e h_2 = altezza delle sezioni resistenti;
- s = spessore delle piastre in mm;
- $k = 8 \text{ kgm} \times \text{m}^2$ = sollecitazione di lavoro ammessa;
- $d = 32 \text{ mm}$;
- $h_1 = h_2 = 19 \text{ mm}$;
- $s = 4,5 \text{ mm}$;

ciò equivale a fare il carico di lavoro della catena eguale $1/5$ del carico di rottura del materiale impiegato, in altre parole c (coefficiente di sicurezza) $= 1/5$.

Pertanto il carico di lavoro della catena in considerazione sarà:

$$P = \frac{(h_1 + h_2) \times s \times n \times kr}{5}$$

Inoltre supponendo come nel caso generale $h_1 = h_2$,

$$\text{si ha: } h_1 = h_2 = \frac{1,25}{2} d = 0,625 \times 32 = 19 \text{ mm.}$$

Quindi $P = 38 \times 4,5 \times 8 \times 8 = \text{kg } 11\cdot000$ mentre il carico di lavoro richiesto per la catena in esame era di soli $10\cdot000$ kg, e si possono quindi accettare i dati stabiliti.

Volendo stabilire una formula di impostazione generale oppure di verifica del diametro del perno osserviamo che per le catene più usate (che sono quelle con passo di oltre 30 mm) si può ritenere lo spessore delle piastre in media $s = 0,16 d$.

Con la scorta dei dati precedenti scriveremo allora:

$$Mf = kf; \frac{P \times s}{2} = kf \ 0,1 \ d^3; \ s = 0,16 \ d; \ k = 8 \ \text{k/mm}^2$$

$$\frac{P \times 0,16 \ d}{2} = k \times 0,1 \ d^3; \ P \times 0,08 = 0,8 \ d^2; \ P \times 0,08 \ d =$$

$$= 0,1 \times 8 \ d^3; \ P = 10 \ d^2; \ d = \sqrt{\frac{P}{10}}$$

Inoltre considerando la figura della maglia sopra segnata si ricava:

$P = 1,25 \ d \times s \times n \times k$; dove i simboli hanno il significato già visto. Per $k = 8 \ \text{kg} \times \text{mm}^2$ la precedente formula diviene:

$$d = \frac{P}{10 \times s \times n} \text{ e } P = 10 s n d, \text{ da cui } d = \frac{P}{10 s n}; \text{ e}$$

$$s n = \frac{P}{10 d}.$$

Queste formule permettono di calcolare:

- 1) Lo spessore complessivo delle piastre $s \times n$
- 2) Lo sforzo P per una catena in funzione
- 3) Il diametro del perno, noti P , s ed n .

I valori correnti per le catene Galle (fig. 15) normalmente costruite ed impiegate sono riportati nella Tabella 11 a pag. 49.

CATENA GALLE

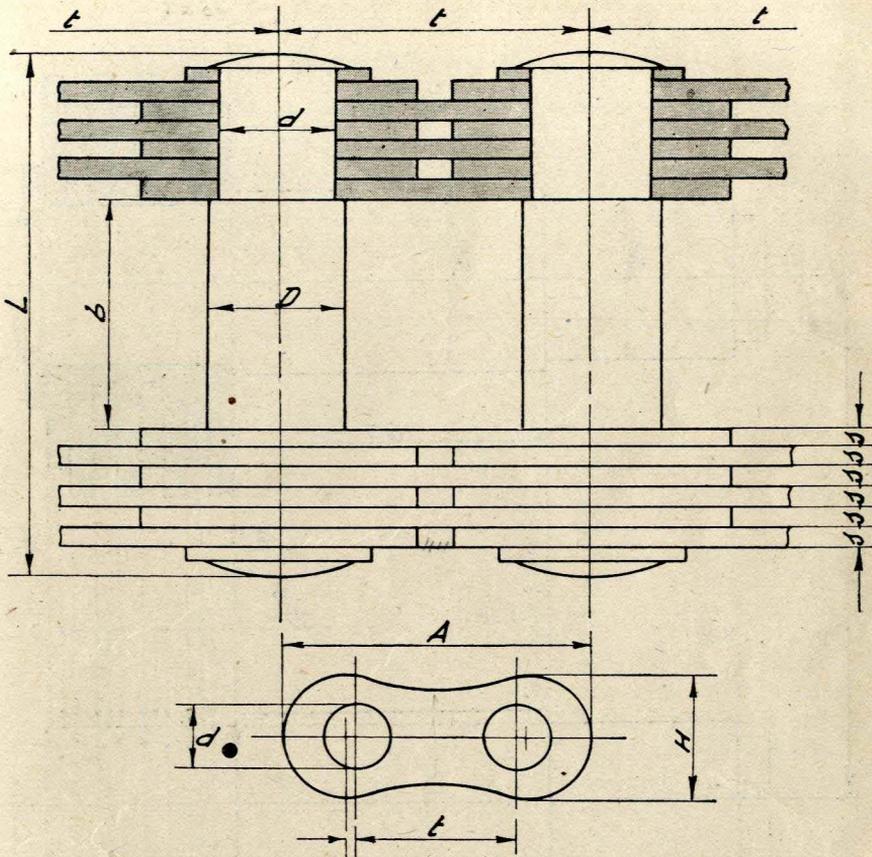


Fig. 15

Dati costruttivi

$Kr = 38.42 \text{ kg } m/m^2 \text{ (acc. I. c.)}$	$D = 1.2 d$
$K = 8 - n = \text{numero piastre}$	$H = 2.25 d$
$t = 5 + 2.8 d$	$L = 2 d + (1.5 d)$
$b = 6 + 1.67 d$	$A = t + 2 (2 + 1.1 d)$
$d = \sqrt{\frac{P}{10}}$	$s = \frac{P}{10 d n}$
$P = 10 d^2$	$S = (s n) = \frac{P}{10 d}$
$d = \frac{P}{10 s n}$	

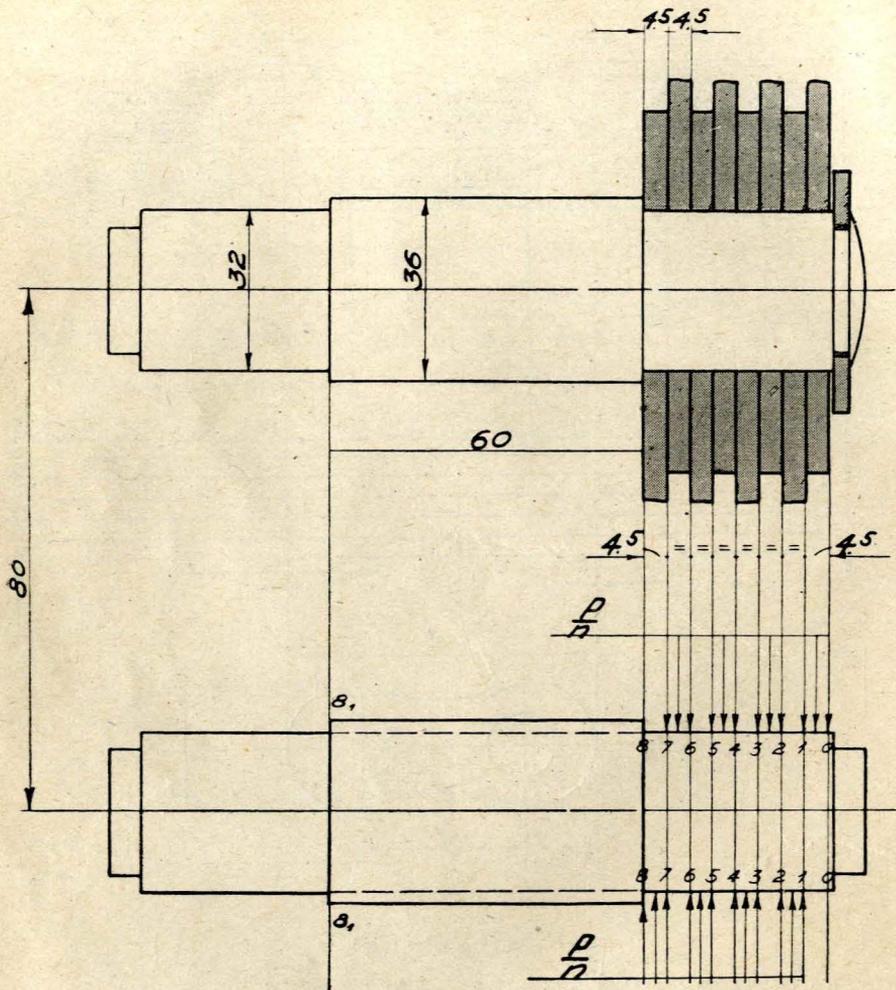


Fig. 16

TABELLA II

Catene Galle (fig. 15)

Passo <i>t</i> mm	Larg. int. <i>b</i> mm	Diam. perno <i>D</i> mm	Diam. spina <i>d</i> mm	N. delle piastre in tiro <i>n</i>	Spess. delle piastre <i>S</i> mm	Larg. piastre <i>H</i> mm	Peso per m t. kg	Carico di lavoro kg
6	3	2,5	2	2	0,5	6	0,080	20
8	6	3,5	2,5	2	1	7	0,160	30
10	8	4	3	2	1,5	8	0,400	50
13	10	5	4	2	2	11	0,600	90
15	12	5	4	2	2	12	0,700	100
20	15	8	6	2	2	15	1,—	250
25	18	10	8	2	3	18	2,—	500
30	20	11	9	4	2	20	2,700	750
30	20	11	9	4	3	20	3,—	850
35	22	12	10	4	2	26	3,800	1.000
35	22	12	10	4	3	26	4,200	1.200
40	25	14	12	4	2,5	30	5,—	1.500
45	30	17	14	4	3	35	7,100	2.000
50	35	22	18	6	3	38	11,—	3.000
55	40	24	20	6	4	40	15,—	4.000
60	45	26	23	6	4	46	19,—	5.000
65	45	28	25	6	4,5	52	22,500	6.000
70	50	32	28	8	4,5	56	33,—	7.500
75	55	34	30	8	4,5	60	35,—	8.500
80	60	36	32	8	4,5	65	38,—	10.000
85	65	38	34	8	5	70	45,—	12.500
90	70	40	36	8	5,5	70	50,—	15.000
95	75	43	39	10	5,5	72	62,—	17.500
100	80	46	41	10	5,5	80	76,—	20.000
110	90	50	44	10	6	90	86,—	25.000
120	100	54	47	10	6,5	100	116,—	30.000

CATENA VAUCANSON (fig. 17)

Questi tipi di catena vengono essenzialmente costruiti ed usati per trasporti leggeri, per trasmissione di movimento a bassa velocità, per sforzi minimi, possono quindi funzionare in generale come collegamento cinematico, e non come organo destinato a trasmettere un lavoro vero e proprio.

Non si costruisce per ora una serie di tipi unificati, si va dalle piccole catene per apparecchi cinematografici alle larghe catene industriali per riportare disegni in tessitura, attraverso una varietà di tipi che differiscono fra loro, nel passo, larghezza e diametro del filo senza seguire una regola fissa.

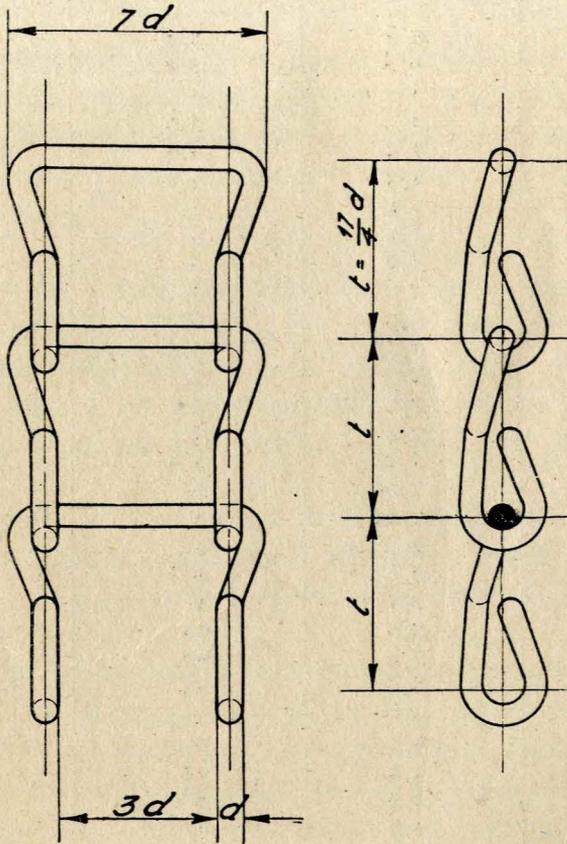
$$\text{Calcolo del filo: } \frac{P}{2} \text{ per trazione, } d = \sqrt{\frac{P}{1,2 k}}$$

L'origine di questa formula è analoga a quella vista per le catene ad anelli.

N.B. — Queste catene si fabbricano in tutte le dimensioni di larghezza, mentre il diametro del filo è limitato a mm 8.

I tipi normalmente costruiti ed impiegati sono riportati sulla Tabella 12 a pag. 52.

CATENA VAUCANSON



calcolo di $d = \sqrt{\frac{P}{12K}}$

Fig. 17

TABELLA 12

Catene Vaucanson (fig. 17)

Passo t mm	Diametro filo d mm	Scartamento C mm	Larg. mass. D mm
5	0,8	2,8	7,5
6	0,9	3,8	7,5
6	1	4	7,8
7	1	4,2	8
7,3	1,2	4,5	8,5
8,3	1,2	4,8	10
8,5	1,2	5	10,5
9	1,5	6	11,8
9,5	1,8	6	12
8	2	4	12
5,2	1,5	3,5	10,2
6	1,75	4,6	12
7	2	7	16,5
7,5	2,5	5	18
7,5	2,5	7	18
7,8	1,25	4,4	9,7
8	2,50	8	18
8,5	2,50	8	18,5
8,5	2	4	12,5
9	2	6,5	15
10	2,5	8	18
10,8	2,5	11	21,5
11	3,5	13	28
12	3,5	12	27
12,7	3,5	9	24,5
14	3,5	5,5	19,5
14,5	4,5	14	31,5
15	2,5	6	16,5
15	4,5	15	34,5
16,6	4	16	32
26	6	20	45,5
10	3	10	22,5
11	3,5	8,5	23,5
12,9	3	11,5	25
13,5	3	7	21
13,5	3,5	12	27
14,5	4,5	12	30
15,5	3,5	11	25,5
17	4	16,5	35
27	5,5	13	25,5

CATENA FLEYER (od a maglie giunte) (fig. 18)

Caratteristiche. — È un tipo di catena simile alla catena Galle e si distingue da questa per il fatto che, data la sua costruzione non si adopera per trasmissioni di movimento o di forza, mentre sostituisce vantaggiosamente le funi metalliche nei loro svariati impieghi, e specialmente in quei casi ove queste sarebbero troppo rapidamente soggette ad usura.

Usi. — Si impiegano per sollevamento pesi in genere e particolarmente ad es., per contrappesi in macchine utensili, per sollevamento porte in grandi forni industriali, per le manovre di apertura delle benne per escavatori, in qualche caso per trazione di vagonetti in miniera, etc.

Materiali. — Sono generalmente impiegati, almeno per le catene a carico e condizioni di lavoro normali, gli stessi che si impiegano per la costruzione delle Galle.

Calcolo. — Le piastre si calcolano per trazione, i perni per recisione, calcolando *come sezione resistente la somma delle sezioni corrispondenti alle piastre in tiro.*

Con riferimento alla fig. 18 ed in base a quanto abbiamo esposto, i dati e le formule per il calcolo di queste catene si possono riassumere come segue:

$$A = t + 2(2 + 1,1 d) \text{ dove}$$

A = lunghezza totale delle piastre in mm;

t = passo della catena in mm (distanza fra la mezzaria di un perno e la mezzaria del successivo);

- d = diametro del perno in mm;
 H = $2,25 d$;
 n = numero delle piastre in tiro e cioè di quelle sole soggette a trazione;
 t = ca. $5 + 2,8 d$ (in millimetri);
 P = carico di lavoro in kg;
 k = $6/8 \text{ kg} \times \text{mm}^2$;
 da = sezione totale resistente al taglio;

$$P = \frac{3}{4} \times k \times da$$

$$da = \frac{P}{\frac{3}{4} k}$$

$$S = sn = \frac{P}{(h_1 + h_2) \times k \times d}$$

- s = spessore di una piastra in mm;
 S = spessore complessivo delle piastre in tiro;

$$s = \frac{P}{10 \times d \times n} \text{ (vedi trattazione catene Galle);}$$

$$P = 10 \times d \times n \times s;$$

$$d = \frac{P}{10 \times s \times n}$$

I tipi di catene Fleyer (fig. 18) od a maglie giunte, maggiormente impiegati e costruiti sono elencati nella Tabella 13 a pag. 56.

CATENA FLEYER

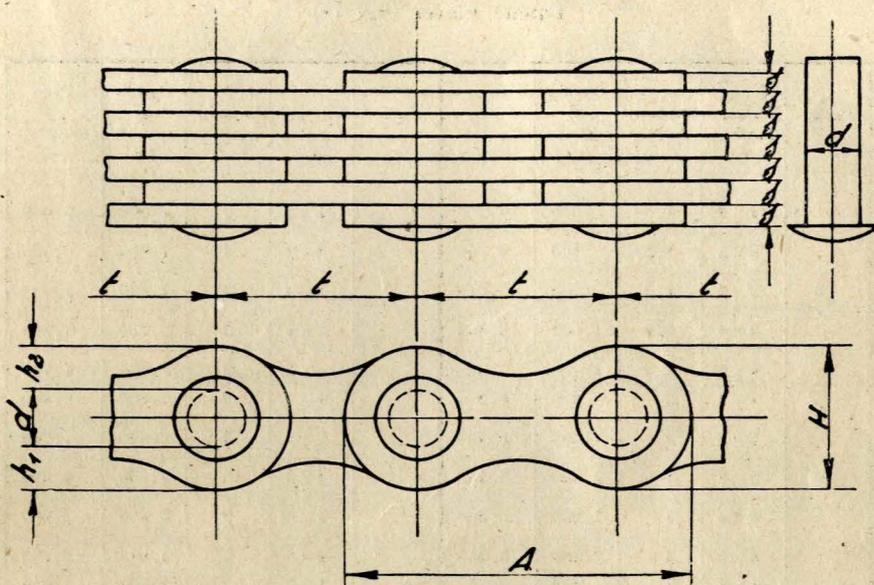


Fig. 18

DATI COSTRUTTIVI

$$A = t + 2 (2 + 1^1 d)$$

$$H = 2^{25} d$$

n = numero delle piastre in tiro

$$t = 5 + 2 \cdot s \cdot d$$

$$P = \frac{3}{4} Kr da \quad (da = \text{sezione totale resistente al taglio corrispondente solo alle piastre in tiro})$$

$$da = \frac{P}{\frac{3}{4} Kr} \quad (K = 6 \div 8)$$

$$d = \frac{P}{10 s n}$$

$$S = (s n) = \frac{P}{(h_1 + h_2) K d}$$

$$P = 10 d s n$$

$$s = \frac{P}{10 d n}$$

TABELLA 13

Catene Fleyer (fig. 18)

Passo <i>t</i>	Numero piastre <i>n</i>	Spessore piastre mm	Carico di rottura kg	Peso per metro kg	Passo <i>t</i>	Numero piastre <i>n</i>	Spessore piastre mm	Carico di rottura kg	Peso per metro kg
8	1 × 2	1,5	350	0,200	20	1 × 2	2	900	0,650
	2 × 2	1,5	700	0,300		2 × 2	2	1.800	0,800
	2 × 3	1,5	700	0,350		2 × 3	2	1.800	1,—
	3 × 4	1,5	1.000	0,500		3 × 4	2	2.700	1,350
	4 × 5	1,5	1.400	0,650		4 × 5	2	3.600	1,750
10	1 × 2	2	500	0,250	25	1 × 2	3	1.300	0,800
	2 × 2	2	1.000	0,350		2 × 2	3	2.600	1,100
	2 × 3	2	1.000	0,400		2 × 3	3	2.600	1,300
	3 × 4	2	1.500	0,600		3 × 4	3	3.800	1,800
	4 × 5	2	2.000	0,800		4 × 5	3	5.100	2,300
12	1 × 2	2	600	0,350	30	1 × 2	3	1.600	1,050
	2 × 2	2	1.200	0,450		2 × 2	3	3.300	1,400
	2 × 3	2	1.200	0,600		2 × 3	3	3.300	1,800
	3 × 4	2	1.800	0,800		3 × 4	3	5.000	2,550
	4 × 5	2	2.400	1,100		4 × 5	3	6.600	3,250
15	1 × 2	2	800	0,400	35	1 × 2	3	2.400	1,450
	2 × 2	2	1.600	0,550		2 × 2	3	4.800	1,950
	2 × 3	2	1.600	0,700		2 × 3	3	4.800	2,400
	3 × 4	2	2.400	1,—		3 × 4	3	7.200	3,400
	4 × 5	2	3.200	1,300		4 × 5	3	9.600	4,350
17	1 × 2	2	800	0,500	40	1 × 2	3	2.700	1,350
	2 × 2	2	1.600	0,600		2 × 2	3	5.400	1,800
	2 × 3	2	1.600	0,700		2 × 3	3	5.400	2,300
	3 × 4	2	2.400	1,—		3 × 4	3	8.100	3,200
	4 × 5	2	3.200	1,300		4 × 5	3	10.800	4,100

CATENA ZOBEL

o di trasmissione a bussole fisse (fig. 19)

Caratteristiche. — Trattasi di un tipo di catena intermedio fra il Galle e il tipo a rulli propriamente detto. I perni risultano fissati alle piastre mediante piani di arresto e sono quindi resi con le stesse solidali. Le bussole montate sui perni sono esse pure rese solidali con il medesimo sistema, alle piastre interne della catena. Ogni coppia di piastre resta articolata rispetto alla precedente ed alla successiva.

In questo tipo di catena, a differenza delle catene del tipo Galle, l'articolazione avviene fra tutta la superficie esterna del perno e quella interna della bussola. Queste catene possono correre alla velocità lineare massima di metri 3,5 al secondo.

Materiali. — La costruzione di queste catene viene fatta mediante l'impiego di materiali di acciaio Martin Siemens con un carico di rottura alla trazione di ca. $\text{kg } 60/70 \text{ kg} \times \text{mm}^2$, per le piastre, (tipo unificato Aq 60). Per i perni e per le bussole viene impiegato acciaio al carbonio da cementazione con K_r eguale a $38/42 \text{ kg} \times \text{mm}^2$ ca (tipo unificato UNI Acm 2).

Queste parti (perni e bussole) vengono quindi sottoposte a opportuno trattamento termico, (cementazione e tempera).

Usi. — Questo tipo di catena si impiega per trasmissioni di potenza, ma a medio regime di giri; sta dunque

fra le catene Galle che abbiamo descritto e quelle a rulli che tratteremo al capitolo susseguente.

Calcolo. — Le piastre si calcolano per trazione, e naturalmente quelle interne si fanno di dimensioni maggiori per riservare adeguata sezione resistente in relazione al maggiore diametro della bussola rispetto al perno. Tanto le piastre esterne come le piastre interne hanno i fori del passo con piani di arresto per i rispettivi perni e bussole (vedi fig. 19).

Si da come coefficiente di sicurezza a P (carico di lavoro) $1/10$ del carico di rottura.

Quando il rapporto di trasmissione non sia grande, e la velocità lineare minore di 3,5 metri al secondo, si potrà accettare $P = 1/5 \div 1/8$ del carico di rottura.

Rapporto di trasmissione. — Si ritiene normale sino $1 : 8$ come massimo si può arrivare sino ad $1 : 10$.

Numero dei denti. — Il pignone conduttore non deve mai avere un numero di denti inferiore a 13.

Dati costruttivi. — Con riferimento a quanto esposto, ed alla fig. 19 i dati e le formule per il calcolo di queste catene, si possono riassumere come segue:

P = Carico di lavoro = $1/10$ del carico di rottura (K_r);

K = 6 (materiale acc. $K_r = 60/70 \text{ kg} \times \text{mm}^2$);

n = Numero delle piastre in tiro (soggette a trazione);

H = Altezza della piastra esterna, uguale a 1,95 d. ca;

H_1 = Altezza della piastra interna eguale a 1,35 d. ca;

A = Lunghezza della piastra esterna eguale a

$$t + 2 (2 + 1,1 d).$$

A_1 = Lunghezza della piastra interna eguale a
 $t + 2 (2 + 1,1 D)$.

d = Diametro del perno della catena eguale a: $\sqrt{\frac{P}{3}}$

per calcolo di impostazione, oppure di verifica.

$$D = \begin{cases} \text{per } n = 2 = d + s \\ \text{» } n = 4 = d + 2s \\ \text{» } n = 6 = d + 2,2s \end{cases}$$

$$t = 5 + 2,5 d \text{ (circa).}$$

$$S = s n = \frac{P}{3,9 d} \text{ (sezione da distribuire proporzional-}$$

mente fra le piastre interne ed esterne in ragione del loro diametro d o D).

$$P = 3,9 \times d \times s \times n \text{ (calcolato in ragione della media dei rispettivi valori di: } H = 1,95 d;$$

$$H_1 = 1,35 D;$$

$$d = \frac{P}{3,9 \times s \times n}.$$

I tipi di catena sopra descritti (fig. 19), detti di trasmissione, maggiormente impiegati e costruiti sono elencati alla Tabella 14 a pag. 61.

CATENA ZOBEL DI TRASMISSIONE A BUSSOLE FISSE

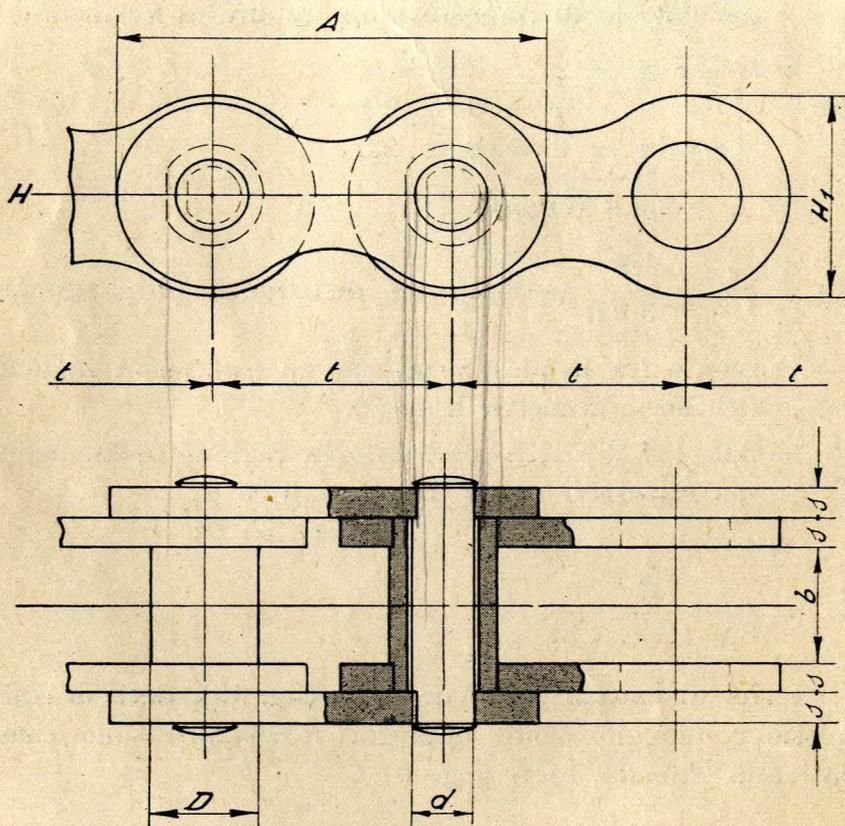


Fig. 19

TABELLA 14

Catene Zobel di trasmissione a bussole fisse (fig. 19)

Passo <i>t</i> mm	Larg. int. <i>b</i> mm	Diam. buss. <i>D</i> mm	Diam. perno <i>d</i> mm	N. delle piastre <i>n</i>	Spess. piastre <i>S</i> mm	Larg. piastre <i>H</i> mm	Peso per mt kg	Carico di rottura kg
15	14	9	5	2	2	14	1,20	500
20	16	12	8	2	3	18	2,—	900
25	18	15	10	2	3	22	2,70	1.250
30	20	17	11	2	4	24	3,50	1.750
35	22	18	12	2	4	26	3,70	2.000
40	25	20	14	2	5	30	5,—	3.000
45	30	23	17	2	6	35	7,—	4.250
50	35	26	18	2	6	38	8,40	5.000
55	45	28	20	4	4	41	12,50	7.500
60	50	32	24	4	5	46	16,—	10.000
65	55	36	28	4	5	53	21,—	13.500
70	60	40	32	4	6	53	25,—	16.000
75	65	42	32	4	6	60	29,—	17.500
80	70	44	34	6	5	65	34,—	20.000
85	75	46	35	6	5	75	36,—	23.000
90	80	48	36	6	5	80	39,—	25.000
95	85	50	36	6	5	85	43,—	28.000
100	90	52	38	6	5	90	49,—	30.000

CATENE PER TRASPORTATORI ED ELEVATORI

(fig. 20, pag. 63)

Impieghi. — Vengono impiegate, opportunamente collegate con tapparelle o grembiali in acciaio o legno, in sostituzione del comune trasportatore a nastro di gomma, tela, etc., in taluni casi l'impiego del trasportatore a catena è indispensabile per speciali caratteristiche del materiale da convogliare o trasportare.

Queste catene funzionano dunque accoppiate fra di loro in parallelo collegate con tapparelle o grembiali di legno o acciaio, etc., appoggianti e fissate sulle alette apposite che sporgono ai lati esterni delle maglie delle catene. Si impiegano anche per elevatori, ed allora la catena o le catene affiancate portano tazze o facchini comunemente chiamati, di lamiera di ferro od in ghisa malleabile (fig. 22, pag. 67). Sono diffusamente impiegate nelle lavorazioni, dette a catena in officine per la fabbricazione di articoli vari come: in fonderia per trasporto di staffe, anime crogioli, getti fusi, etc., nelle lavorazioni in serie delle fabbriche di motori d'automobile, aeroplani, etc., apparecchi radio, strumenti di misura, ed in genere in media e piccola meccanica.

Servono e si impiegano anche diffusamente nelle industrie estrattive, e per la fabbricazione di materiali per edilizia (betoniere, argani, escavatori, draghe, grue, etc.), ed inoltre in mulini, pastifici, zuccherifici ed anche assai diffuso è l'impiego nell'industria tessile, cartaria e conciaria dove si impiegano largamente trasportatori speciali a catene in essiccatoi.

CATENA PER TRASPORTATORI

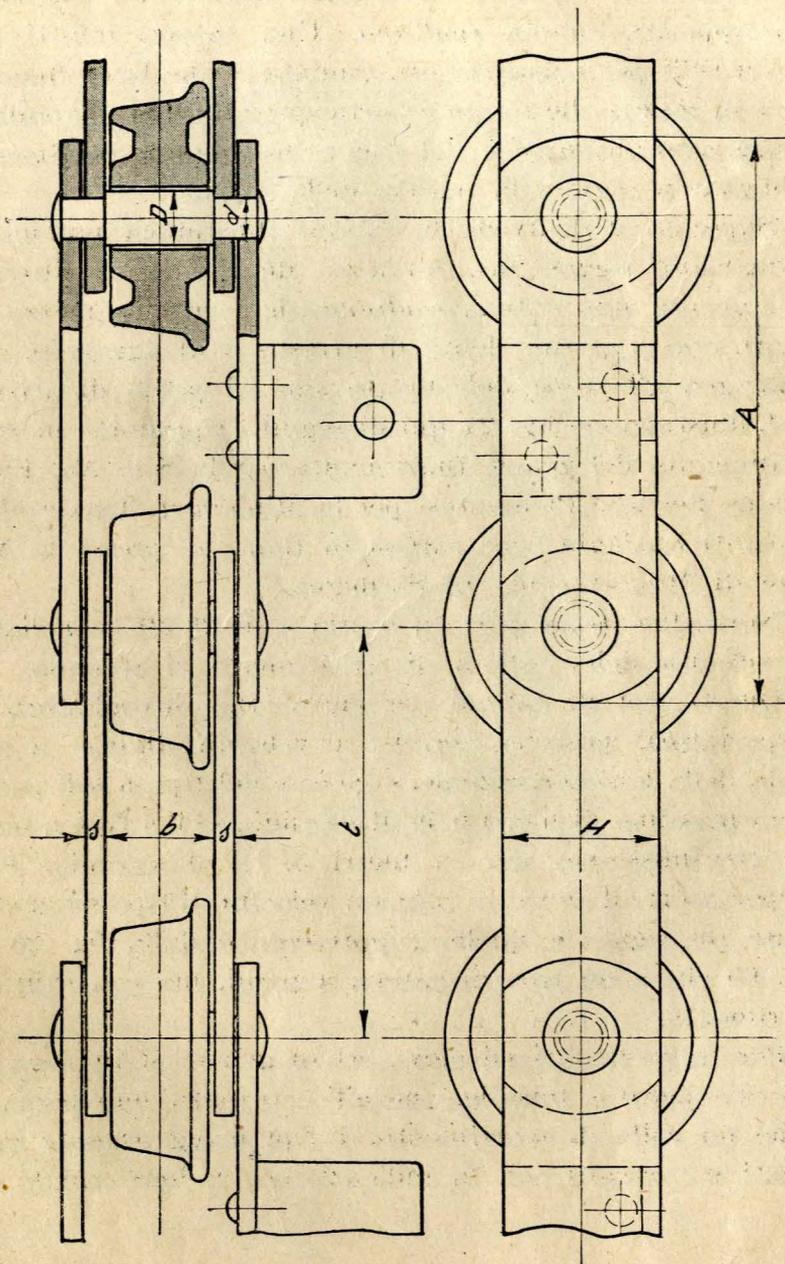


Fig. 20

In miniera, per brevi percorsi in salita con dislivelli notevoli, si fa il traino ed il sollevamento dei vagonetti con apposita catena *continua*. Una catena infatti del tipo a rulli per trasportatori, guidata anche lateralmente, corre in mezzo alle rotaie e porta speciali denti di spinta o di aggancio automatico del vagoncino che è naturalmente obbligato a seguire la marcia della catena.

Superato il dislivello la catena abbandona man mano i vagoncini agganciati, all'inizio del piano di discesa, ove, ancora una catena *continua* che corre in mezzo ai binari, con apposito dente di arresto o di aggancio, accompagna gli stessi dolcemente sino al piano di arrivo.

L'illustrazione fig. 21 qui di seguito riprodotta mostra un impianto del genere funzionante per la Soc. An. Fiat, Sezione Ferriere Piemontesi per la Miniera di Traversella. Impianti analoghi sono altresì in funzione presso le Miniere di Montevecchio in Sardegna.

Normalmente la portata oraria è di 20/30 tonnellate. La velocità della catena di ca 1 metro al secondo.

Questi tipi di catene per elevatori, convogliatori, o trasportatori, possono correre a velocità diverse a seconda della loro costruzione, e cioè se del tipo a soli perni ad un massimo di metri 0,50 al secondo, se del tipo a bussole (trasmissione) sino a metri 3, ca al secondo. Per trasportatori od elevatori a bassa velocità, il tipo maggiormente impiegato è quello rappresentato dalla fig. 20 a pag. 63 che è un tipo di catena a perni, ma con rulli di scorrimento.

Per trasportatori ed elevatori in genere si impiega il tipo con perni e bussole, che all'occorrenza può portare anche un rullo di scorrimento. I tipi maggiormente impiegati e costruiti con la indicazione dei loro carichi di

lavoro, di rottura, velocità lineari consentite, etc., sono riportati a Tabella 15 a pag. 68.

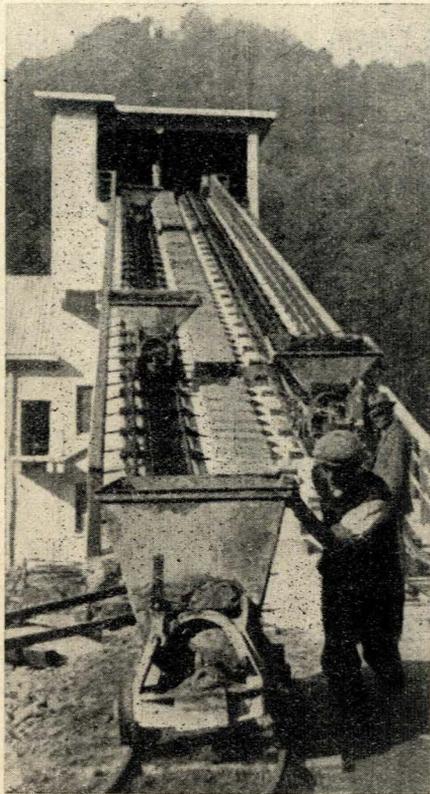


Fig. 21

Materiali. — Quando la catena, per l'uso al quale è destinata può essere del tipo Galle, e cioè a soli perni articolati direttamente nei fori delle piastre, si impiegano gli stessi materiali di questo tipo di catena. il calcolo è il seguente:

Dati costruttivi:

t = (si può fare della lunghezza voluta, tenuto però presente che il minimo numero di denti nelle ruote, non può essere inferiore a 6)

$$A = t + 2 (2 + 1,1 d)$$

$$D = 1,2 d$$

$$H = 2,25 d$$

$$d = \sqrt{\frac{P}{10}} \text{ (per il calcolo di impostazione o di verifica)}$$

P = carico di esercizio

$$S = (s \times n) = \frac{P}{10 \times d}$$

$$s = \frac{P}{10 \times d \times n}$$

$$b = 1,9 + 2,2 d$$

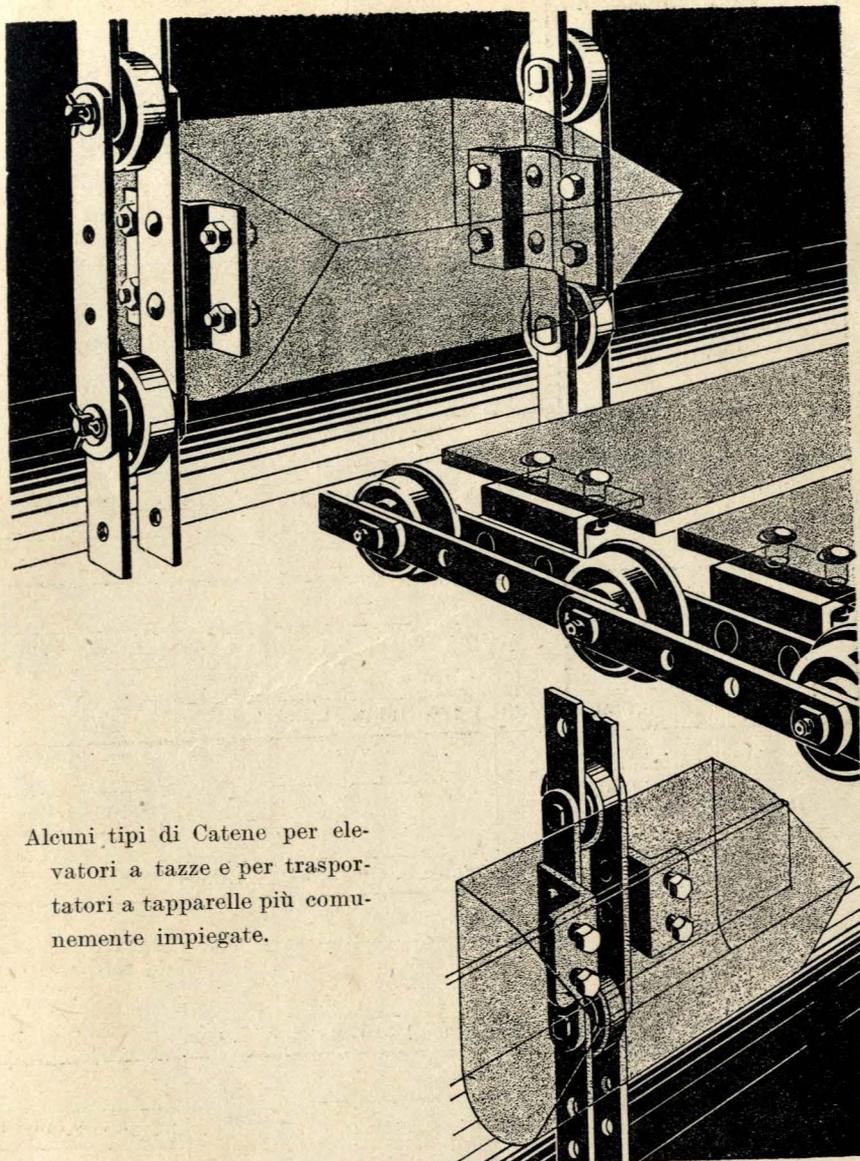
$$K = 8 \text{ kg} \times \text{mm}^2$$

$$P = 10 d \times n \times s$$

$$d = \frac{P}{10 \times s \times n}$$

I dati costruttivi sopra riportati si riferiscono alla costruzione del solo tipo di catena a *perni articolati nei fori delle piastre* e sono quindi soggetti alla condizione essenziale che la velocità massima lineare sia di 0,50 metri al secondo.

Se la catena deve essere del tipo a *perni e bussole* o di trasmissione, attenersi per il calcolo ai dati di costruzione di questo tipo.



Alcuni tipi di Catene per elevatori a tazze e per trasportatori a tapparelle più comunemente impiegate.

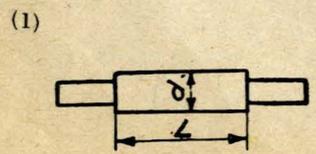
Fig. 22

Catena Tipo Trasmissione (perni e bussole)
per Trasportatori, Elevatori, Draghe, Forni di essicazione, applicazioni varie

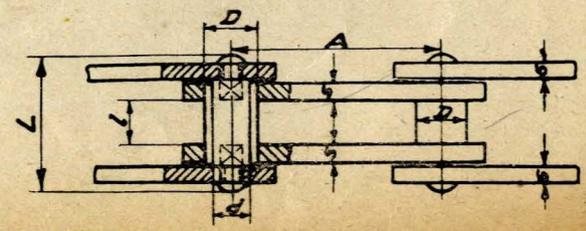
PASSO m/m <i>A</i>	(1) Superfici di portata perno m/m ²	Carico di rottura kg	Sforzo <i>P</i> di trazione in kg × mt/sec								
			0,01	0,05	0,1	0,25	0,5	0,75	1	1,25	1,5
100	240	3.900	715	700	690	650	570	480	410	325	240
125											
150											
200											
100	300	4.200	895	870	860	810	720	600	510	400	300
125											
150											
200											
100	360	5.000	1.095	1.060	1.050	970	870	720	600	500	360
125											
150											
200											
100	500	5.500	1.490	1.470	1.440	1.330	1.160	1.000	830	660	500
125											
150											
200											
100	700	7.000	2.090	2.050	2.000	1.860	1.630	1.400	1.160	930	700
125											
150											
200											
100	850	8.500	2.530	2.500	2.440	2.260	1.990	1.700	1.410	1.130	550
125											
150											
200											
100	1200	12.000	2.400	2.000	1.500	1.200	2.400	2.000	1.500	1.200	1.200
125											
150											
200											
100	20.000	20.000	2.400	2.000	1.500	1.200	2.400	2.000	1.500	1.200	1.200
125											
150											
200											

Larghezza caten. m/m <i>L</i>	Larghezza piast. m/m <i>I</i>	Spessore piastre m/m <i>S</i>	diametro Bussola m/m <i>D</i>	diametro Perno m/m <i>a</i>	Larghezza inter. m/m <i>l</i>	Peso × mtl senza rulli kg	diametro del rullo <i>G</i>	NOTE
35	25	3	15	10	18	2	32	
35	25	3				1.850		
35	25	3				1.700		
35	25	3				1.600		
37	30	4	17	11	20	2.400	40	
37	30	4				2.250		
37	30	4				2.100		
37	30	4				2.—		
39	30	4	18	12	22	3.—	40	
39	30	4				2.900		
39	30	4				2.800		
39	30	4				2.500		
46	30	4	20	14	25	3.600	45	
46	35	4				3.400		
46	35	4				3.300		
50	40	5				4.200		
51	35	4	23	17	30	5.—	50	
51	35	4				4.600		
51	35	4				4.200		
60	40	6				5.—		
56	40	4	26	18	35	6.400	55	
56	40	4				6.—		
56	45	4				5.600		
65	45	6				6.700		
75	45	6	28	20	45	10.200	60	
75	45	6				9.—		
75	45	6				8.100		
75	45	6				8.—		

Piastre a spessore unico e di resistenza diversa × le piastre interne ed esterne



$S = d \times L$



Esempio:

$\frac{715 \times 0.01}{75} = 0.095 \text{ HP}$

$HP = \frac{P \times V}{75} \quad V = \frac{75 \times HP}{P}$

$P = \frac{75 \text{ HP}}{V}$

CATENE A RULLI (figg. 24-25-26)

Caratteristiche. — In queste catene a similitudine di quelle a bussola, l'articolazione avviene interamente fra tutta la superficie esterna del perno, e quella interna della bussola; i perni e le bussole sono quindi collegati rigidamente con le rispettive piastre.

Materiali. — La costruzione di queste catene viene fatta molto accuratamente, impiegando materiale di primo ordine. Si usano acciai al carbonio con:

$Kr = 60/70$ kg/mm² $A = 12 - 14$ % $E =$ limite elastico = 40 kg/mm² per le piastre. Acciai al cromo nichel $Kr 40 - 50$ kg da cementazione per i perni bussole e rulli.

I dati ora esposti si possono così riassumere:

Piastre

MATERIALI	Stato naturale	Kr	a %	KE
		60-70 kg × mmq.	12-14	40
MATERIALI	Dopo il trattamento tempera e rinvenimento.	120-135	6-8	105

Perni - Bussole - Rulli

MATERIALI	Stato naturale	Kr	a %	KE
		40-50 kg × mmq.	20-22	26-32
MATERIALI	Dopo il trattamento cementazione e tempera.	90-100	10-14	50-60

Carico di lavoro. — $K = 5 \text{ kg/mm}^2$ per i materiali di cui alle tabelle precedenti.

I perni, le bussole e i rulli dopo una prima lavorazione vengono cementati e temperati: successivamente si rettificano le superfici di contatto. Il trattamento termico di questo materiale è molto difficile, dipendendo dallo stesso la durata della catena. Se infatti si dà una tempera troppo spinta alle parti del lavoro, queste sotto strappo si rompono,

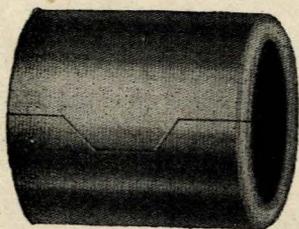


Fig. 23

e d'altra parte se si dà una tempera troppo debole, la catena in funzione si allunga eccessivamente.

Anche le piastrine qualche volta vengono opportunamente trattate.

È quindi necessario curare bene la scelta e verifica delle caratteristiche fisiche e meccaniche dei materiali che si impiegano e curarne poi il trattamento che deve essere uniforme per tutti i pezzi e fatto con forni elettrici, a crogiuolo in bagni di sale.

Crediamo interessante citare che alcune Case Americane, ad ovviare parzialmente questi inconvenienti, hanno adottato con discreto successo, le catene a rulli spaccati (vedi figg. 23-24).

Questi rulli ricavati da laminato, presentano i seguenti vantaggi:

La struttura dello stato fibroso che corre intorno al rullo anzichè attraversarlo, gli conferisce grande resistenza all'urto. L'arrotolatura così fatta è elastica e sopporta bene i duri colpi dello spunto e della eventuale variazione del carico. È naturale che la spaccatura del metallo, così arrotolato presenta una possibilità di molleggiamento o di reazione; e fa per così dire da cuscinetto ai colpi, creando un efficiente funzionamento della catena.

L'acciaio impiegato per queste costruzioni è speciale e trattato a caldo.

Le catene a rulli possono consentire velocità lineari sino 10/12 m/sec., ma il loro perfetto funzionamento è legato ad una rigorosa costruzione della dentatura dei loro ingranaggi, e della loro lubrificazione del quale si vedrà in apposito capitolo.

Uso. — Si impiegano generalmente per trasmissioni di forza ed in ragione del loro passo e carico di rottura, per velocità e carichi di lavoro elevati.

Si costruiscono in tipi composti a due e tre file di rulli affiancati (qualche Casa Americana le costruisce anche a 4 file).

Si impiegano inoltre per la distribuzione in certi motori a scoppio e per distribuzione e trasmissione dei motocicli.

Le dimensioni correnti, i carichi di rottura e le potenze che sono trasmissibili con questi tipi di catene sono riassunti nelle Tabelle 16-17-18 a pag. 75-76-77.

Dati per il calcolo e la scelta della catena a rulli.

P = carico di lavoro = $1/25$ del carico di rottura quando la catena lavora al massimo della sua velocità

lineare. Questa grandezza diminuisce, diminuendo la velocità lineare, e conseguentemente si sostituisce con quella che si adotta per le catene del tipo a cui la velocità lineare corrisponde.

Inoltre:

n = numero delle piastre in tiro (sempre — 2 —; non si usa il tipo a piastre multiple)

H = altezza delle piastre = $2,7 d$

A = lunghezza delle piastre $\left\{ \begin{array}{l} \text{int. } t + 2 (2 + 1,1 d) \\ \text{est. } t + 2 (2 + 1,1 d_1) \end{array} \right.$

d = diametro perno centrale = $\sqrt{\frac{P}{3,33}}$ (carico di lavoro)

(per il calcolo di impostazione o verifica) $\sqrt{\frac{P}{83,25}}$ (carico di rottura)

d_1 = diametro bussola = (per $n = 2$); $d = d + s$

D = diametro del rullo = $1,5 + 2 d$

h = altezza del rullo = $0,95 b$

t = passo = mm $3 + 3 d$

b = larghezza interna = $0,9 d$.

Formule per il calcolo definitivo.

$$d = \frac{P}{4,25 s n}$$

$$P = 4,25 d s n$$

$$S = (s \times n) \frac{P}{4,25 d}$$

N.B. - Inteso: P = carico di lav.

$$e = \frac{1}{25} \text{ carico di rottura.}$$

$$H = 2,7 d$$

Questi valori valgono se il calcolo si fa per una catena a rulli intesa a lavorare sino a

10/12 m/sec, se la catena è costruita per essere adoperata a velocità più moderata P carico di lavoro, può salire da

$\frac{1}{25}$ proporzionalmente sino a $\frac{1}{5}$.

I tipi maggiormente impiegati ed unificati sono quelli riportati nella Tabella 16-17-18 a pagg. 75-76-77.

CATENA A RULLI SEMPLICE

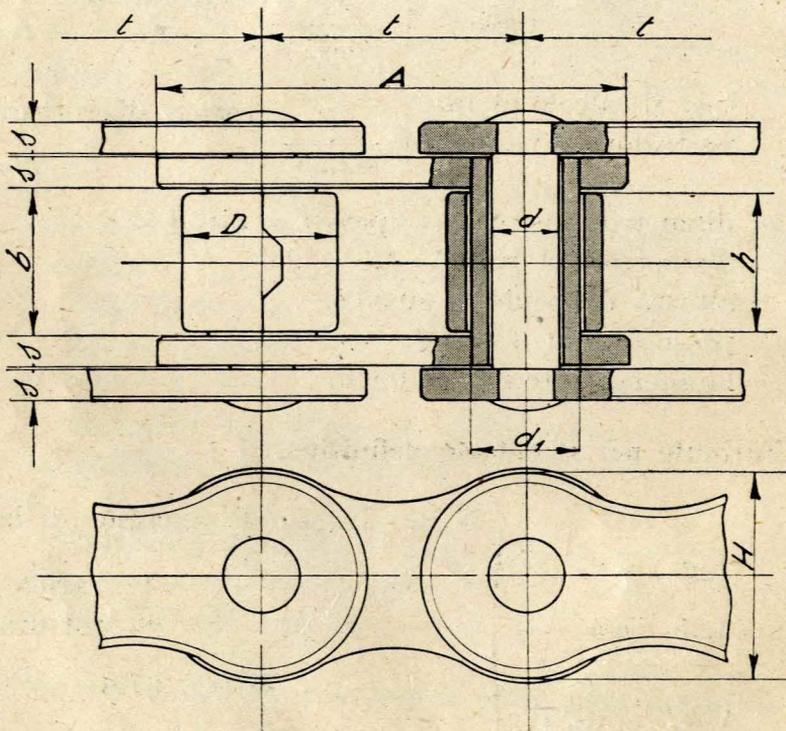


Fig. 24

Catena a rulli semplice

TABELLA 16

Fig. 24

<i>t</i> mm	<i>D</i> mass. mm	<i>b</i> mm	<i>L</i> mm	<i>H</i> mm	<i>i</i> mm	Carico di rottura kg
8	5	3	8,10	7,40	1,30	360
9,525	6,35	3,94	11,20	8,50	1,30	860
9,525	5,08*	4,76	11,40	8,70	1,60	700
9,525	6,35	5,72	13	8,50	1,30	860
12,70	7,75**	3,30	10,20	10,20	1,40	820
12,70	7,75	4,88	11,70	10,20	1,40	820
12,70	8,51	5,21	14	12,10	1,40	1.600
12,70	8,51	7,75	16,50	12,10	1,40	1.600
12,70	7,94*	7,94	15,90	11,50	1,30	1.300
15,875	7,75**	3,30	10,20	10,20	1,40	820
15,875	7,75**	4,88	11,70	10,20	1,40	820
15,875	10,16	6,48	16	14,70	1,50	2.200
15,875	10,16*	9,52	19,50	15,10	2	2.600
15,875	10,16	9,65	19	14,70	1,50	2.200
19,05	12,07	7,87	18,30	16,40	1,60	2.800
19,05	12,07	11,68	22,10	16,40	1,60	2.800
25,40	15,88	12,70	31,80	28,80	2	4.300
25,40	15,88	17,02	36,10	20,80	2	4.300
31,75	19,05	14,22	37,80	25,40	6,10	5.600
31,75	19,05	19,56	43,20	25,40	6,10	5.600
38,10	25,40	25,40	53,30	33,50	6,60	10.000
44,45	27,94	22,22	56,10	33,50	7,40	12.700
44,45	27,94	30,99	64,80	33,50	7,40	12.700
50,80	29,21	22,22	58,70	40,10	7,90	15.400
50,80	29,21	30,99	67,30	40,10	7,90	15.400
63,50	39,37	38,10	82,60	52,80	9,10	26.700
76,20	48,26	45,72	99,10	64,30	10,40	39.500
88,90	53,98	53,34	114,30	78,20	13	52.000
101,60	63,50	60,96	130,80	92,20	14,20	68.000

Catena a rulli duplex

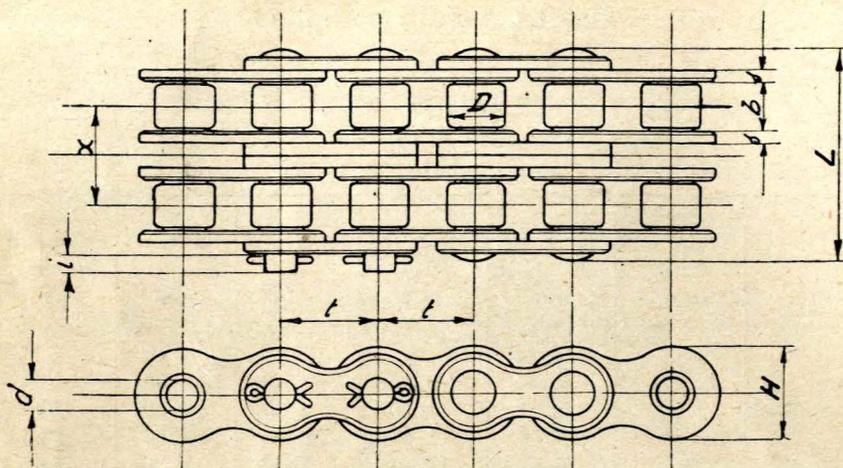


Fig. 25

TABELLA 17

t mm	D mass. mm	b mm	L mm	x mm	H mm	i mm	Carico di rottura kg
8	5	3	14	5,64	7,40	1,30	680
9,525	5,08*	4,76	22	10,16	8,70	1,30	1.400
9,525	6,35	5,72	23,40	10,24	8,50	1,30	1.680
12,70	8,51	7,75	30,50	13,92	12,10	1,40	3.000
12,70	7,94*	7,94	30,20	14,30	11,50	1,60	2.600
15,875	10,16*	9,52	37,70	17,96	15,10	1,70	5.200
15,875	10,16	9,65	35,80	16,59	14,70	1,50	4.200
19,05	12,07	11,68	41,70	19,46	16,40	1,60	5.500
25,40	17,02	15,88	68,10	31,88	20,80	2	8.200
31,75	19,05	19,56	79,80	36,45	25,40	6,10	11.000
38,10	25,40	25,40	101,80	48,36	33,50	6,60	18.500
44,45	30,99	27,94	124,50	59,56	33,50	7,40	24.500
50,80	30,99	29,21	126	58,35	40,10	7,90	29.500
63,50	39,37	38,10	155	72,29	52,80	9,10	51.000
76,20	48,26	45,72	190,50	91,21	64,30	10,40	74.000
88,90	53,98	53,34	221	106,60	71,20	13	102.000
101,60	63,50	60,96	250,70	119,19	92,20	14,20	130.000

Catena a rulli triplex

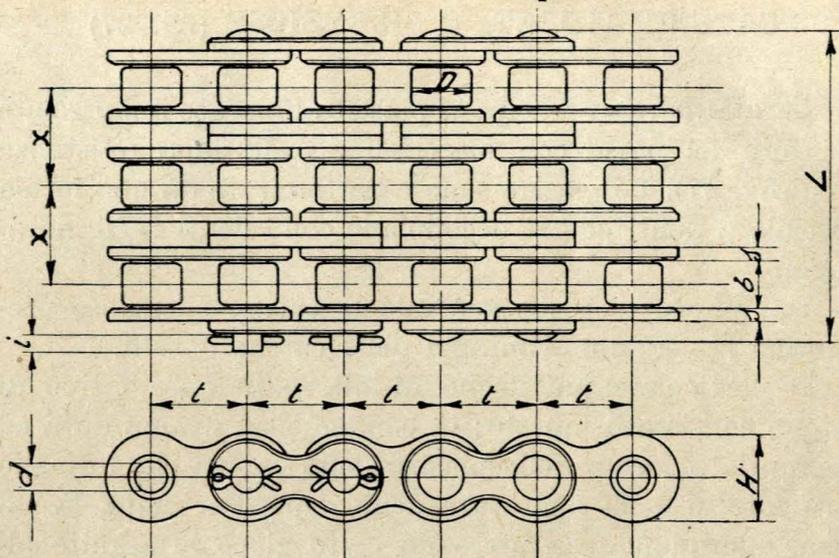


Fig. 26

TABELLA 18

t mm	D mass. mm	b mm	L mm	x mm	H mm	i mm	Carico di rottura kg
8	5	3	19,60	5,64	7,40	1,30	1.000
9,525	5,08*	4,76	32,20	10,16	8,70	1,30	2.100
9,525	6,35	5,72	33,60	10,24	8,50	1,30	2.500
12,70	8,51	7,75	44,40	13,92	12,10	1,40	4.500
12,70	7,94*	7,94	44,60	14,30	11,50	1,60	3.900
15,875	10,16*	9,52	55,70	17,96	15,10	1,70	7.800
15,875	10,16	9,65	52,30	16,59	14,70	1,50	6.100
19,05	12,07	11,68	61,20	19,46	16,40	1,60	8.200
25,40	17,02	15,88	99,80	31,88	20,80	2	12.000
31,75	19,05	19,56	116,10	36,45	25,40	6,10	16.500
38,10	25,40	25,40	150,10	48,36	33,50	6,60	27.200
44,45	30,99	27,94	183,90	59,56	33,50	7,40	36.200
50,58	30,99	29,21	184,40	58,35	40,10	7,90	43.500
63,50	39,37	38,10	227,30	62,29	52,80	9,10	75.500
76,20	48,26	45,72	281,70	91,21	64,30	10,40	108.000

CATENE A DENTI O SILENZIOSE (fig. 27)

Caratteristiche. — Tipo a piastre affiancate imbussolate nei fori del passo con materiali ad altissima resistenza (vedi fig. 27). Le piastre sono caratterizzate da una forma speciale a denti che si accoppiano con i denti degli ingranaggi.

Dal punto di vista generale le catene silenziose presentano i medesimi vantaggi delle catene a rulli.

Il particolare più degno di rilievo in questo tipo di catena consiste in questo: in conseguenza di una data ed appropriata forma delle piastre della catena che formano un dente, e della dentatura delle rispettive ruote, la catena, allorché ha preso un certo gioco in seguito all'usura, tende a sollevarsi sui denti delle ruote dentate, e ciò naturalmente aumenta il diametro della circonferenza primitiva passante per il centro dei rivetti e rende alla catena la sua tensione corretta.

Uso. — Dal punto di vista del loro impiego le catene suddette sono più pesanti e più costose di quelle a rulli, in generale quindi si impiegano per potenze relativamente piccole e per velocità elevate al di là dei 7 m/sec e sino a 16 m/sec (in distribuzione per motori a scoppio sino a 20 m/sec).

Questo tipo di catena si è meritata l'appellativo di catena silenziosa appunto perchè è assai più silenziosa di qualunque altro tipo di catena e ciò in conseguenza di quanto detto alle sue caratteristiche, cioè questa silenziosità è data dalla costante aderenza dei denti della catena a quelli delle ruote dentate (fig. 34).

Ci si limita a ricordare soltanto questo tipo di catena perchè attualmente è, si può dire, di uso rarissimo. Infatti l'impiego principale cioè nella distribuzione per motori a scoppio è oggi quasi completamente sostituito da comandi ad ingranaggi.

Si impiegano tuttavia ancora in applicazioni su macchine cinematografiche, e per accoppiamento fra macchine elettriche.

CATENA A DENTI (silenziosa)

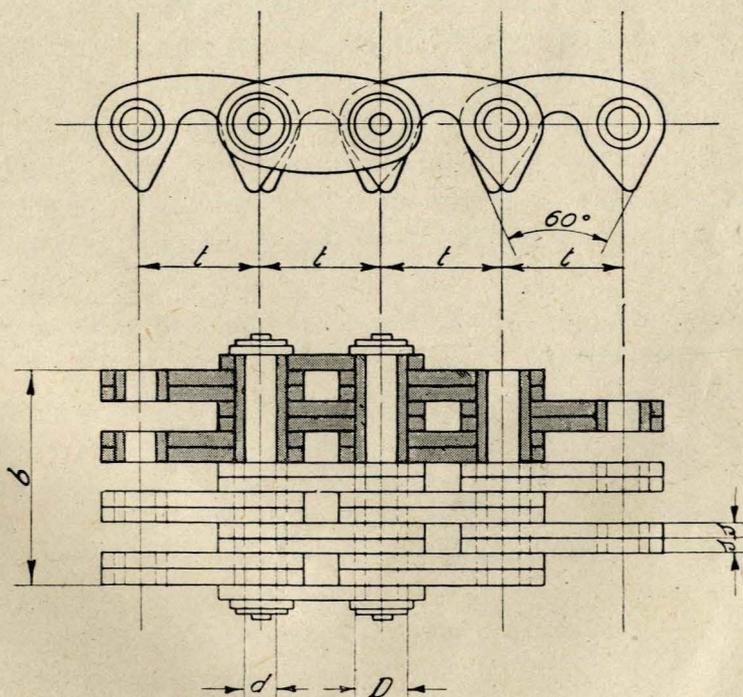


Fig. 27

