

Giornale – Newspaper – Zeitung N. 05 Giugno 2014

Impegno nazionale per uno sviluppo internazionale.

Tutti i giorni siamo tempestati da cattive notizie derivanti da una pessima informazione; giornali, riviste, TV e mezzi d'informazione in genere ci sommergono solo con dati negativi, sembra che solo le cattive notizie facciano audience. Io credo che questo non corrisponda al vero, infatti il mondo reale, almeno nel nostro settore nell'ultimo periodo, ha riscontrato una tendenza completamente opposta e quasi tutte le aziende con le quali siamo in contatto hanno avuto un buon 2013 e hanno iniziato bene il 2014.

Noi di **TC2** siamo soddisfatti sia per il 2013 che per il 2014; certo che il nostro impegno è sempre più internazionale approfittando dei benefici che la **Comunità Europea UE** ci concede.

Il **blu** dell'Europa è sempre più il nostro colore di riferimento e le **12 stelle gialle** stanno ad indicarci quotidianamente la nostra appartenenza a questo grande mercato che è anche il nostro grande paese, dove tutti i giorni i nostri dipendenti e collaboratori si confrontano con i nostri clienti e fornitori, lavorano e creano nuove idee per un mondo migliore e più unito. Viva quindi il **blu** dell'Europa e le sue magnifiche **12 stelle**.



L'Europa ha portato all'eliminazione delle frontiere dei vecchi piccoli stati nazionali creando un nuovo grande Paese che ha generato un nuovo ampio mercato; grazie a questo **Tecnidea Cidue** ha potuto svilupparsi ed espandersi in nuovi settori merceologici.

E' grazie alla grande spinta della **Comunità Europea EU** ed alle sue politiche liberiste che abbiamo potuto affrontare con più energia anche i mercati mondiali, che ci hanno permesso di entrare in contatto con molti nuovi operatori commerciali e molti nuovi costruttori.





Tutta questa energia ci ha permesso di sviluppare la nostra produzione con nuove soluzioni tecnologiche ed applicative, ma soprattutto di ideare e creare nuovi prodotti e nuove linee di applicazione per innumerevoli nuove soluzioni di funzionamento.

Il **BLU** è sicuramente il colore al quale noi siamo più legati; il **BLU** è il colore della meccanica, **BLU** è anche il colore dei camici da lavoro nelle officine ma **BLU** e **GIALLO** sono anche i colori della nostra città "VERONA", qui infatti **TC2** ha la sua sede. E' in questo territorio che **Tecnidea Cidue** è nata, qui è cresciuta ed è in questo contesto che continua a produrre milioni di prodotti tecnico meccanici di alto valore tecnologico con una spiccata propensione al mercato mondiale.

TC2 esporta circa il 70% della sua produzione. Questo territorio, il mitico nord-est, ci ha supportato in tutti questi anni nel nostro lavoro ed è anche grazie

a decine di piccole medie aziende che abbiamo potuto ottenere i risultati acquisiti.

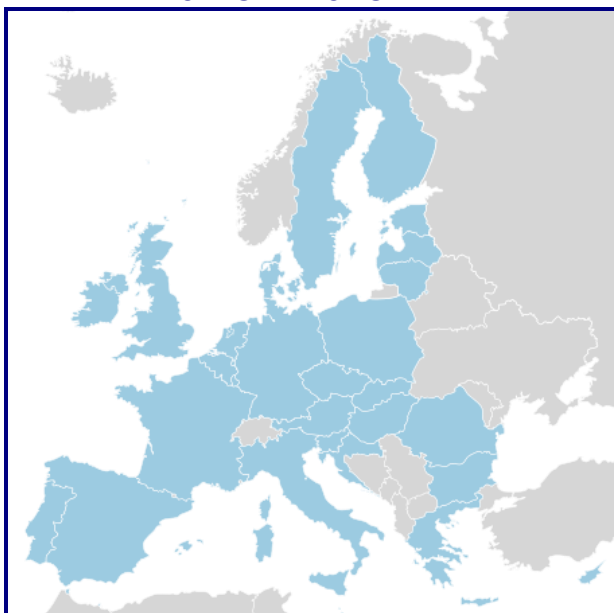
Questo territorio infatti è prevalentemente costituito da mastri artigiani che hanno fatto della meccanica di precisione la loro ragione di vita e questo ha permesso a tutti noi di esaltare la nostra creatività.

Grazie collaboratori, grazie clienti, grazie fornitori, grazie Verona, grazie Nord/Est, grazie Europa, grazie **BLU** e **GIALLO**; voi come la nostra bandiera ci tenete uniti e ci date quotidianamente l'energia di continuare con forza e serenità il nostro lavoro che è sempre comunque proiettato nel futuro.

Franco Canova
General Manager



UNIONE EUROPEA



28 PAESI MEMBRI





DISCOVERING TECNIDEA CIDUE...

LA CATENA. PARTE II.

DIMENSIONAMENTO DI UNA TRASMISSIONE A CATENA: FORMULE BASE.

Cinematica della trasmissione a catena.

Le maglie della catena formano sul pignone un poligono (Dis. 8), ed eseguono, in presa, un movimento a gomito.

In tal modo si modificano i valori effettivi, con una rotazione uniforme dell'ingranaggio si ha una velocità irregolare del tratto di catena (effetto poligonale).

La velocità lineare della catena varia tra i seguenti valori limite:

$$v_{\max} = \frac{p \cdot n \cdot \pi}{6 \cdot 10^4 \cdot \sin \frac{\pi}{z}} \quad [\text{m/s}]$$

$$\text{dove } \frac{\tau}{2} = \frac{180^\circ}{z}$$

$$v_{\min} = \frac{p \cdot n \cdot \pi}{6 \cdot 10^4 \cdot \text{tg} \frac{\pi}{z}} \quad [\text{m/s}]$$

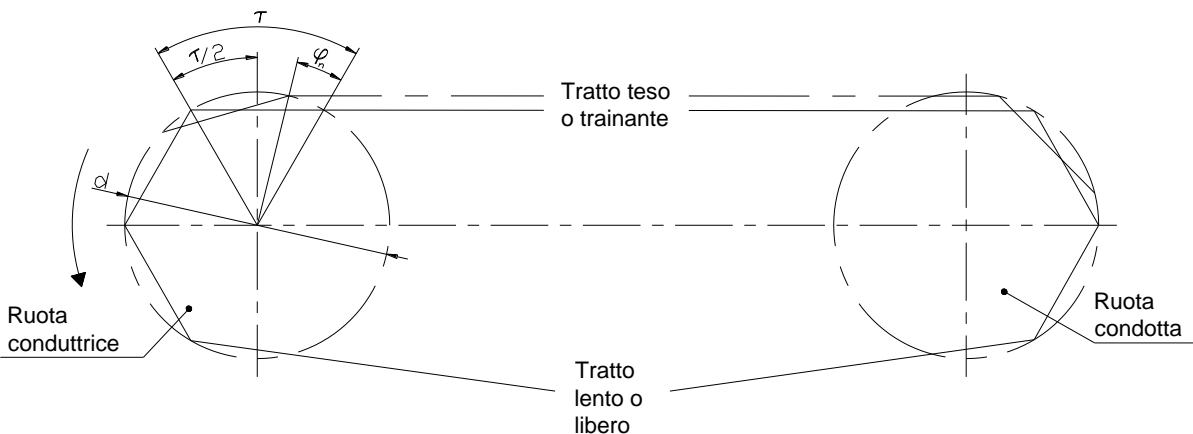
La velocità lineare media della catena, utilizzata anche per i dimensionamenti della trasmissione a catena, viene calcolata con la seguente equazione:

$$v = \frac{p \cdot n \cdot z}{6 \cdot 10^4} \quad [\text{m/s}]$$

La durata di un periodo di irregolarità è data da:

$$T = \frac{60}{n \cdot z}$$

Dalle suddette equazioni si può notare che l'irregolarità della velocità della catena dipende dal numero di denti del pignone; più alto sarà il numero di denti, minore sarà l'irregolarità.



Dis. 8

A seguito dell'effetto poligonale, la catena subisce continue accelerazioni e frenate.

L'accelerazione massima a_{\max} equivale a:

$$a_{\max} = \frac{2 \cdot 10^4 \cdot v^2}{p \cdot z^2} \quad [\text{m}/(\text{s}^2)]$$

La frenata massima f_{\max} è l'opposto dell'accelerazione massima così che la velocità media della trasmissione resti costante.

$$f_{\max} = -\frac{2 \cdot 10^4 \cdot v^2}{p \cdot z^2} \quad [\text{m}/(\text{s}^2)]$$



Dinamica della trasmissione a catena.

La forza statica di trazione della catena è pari a:

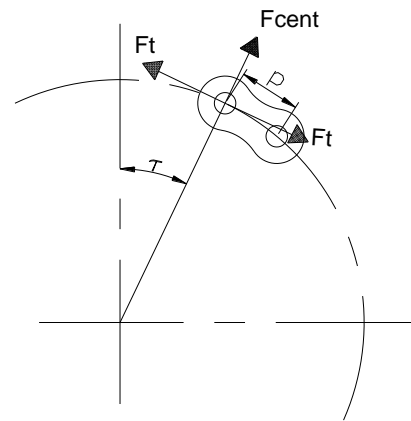
$$F = \frac{P}{v} \text{ [N]}$$

Dove:

P [kW] = Potenza assorbita
 v [m/s] = Velocità lineare media della catena

Definiamo anche le seguenti grandezze che si utilizzeranno successivamente nel dimensionamento:

- Forza di trazione centrifuga: F_t ;
- Carico verticale di trazione: F_{st} ;
- Forze pulsanti e d'urto derivanti dalle irregolarità che agiscono sul ramo trainante e sul ramo trainato.
- La forza di trazione centrifuga F_t (Dis. 9) agisce come reazione della forza centrifuga radiale nei 2 tratti di catena, dipende dal peso lineare della catena [kg/m] e dal quadrato della velocità media della catena [m/s²].



Dis. 9

- La forza di trazione verticale " F_{st} " (Dis. 10) agisce nel tratto trainante e nel tratto libero. Dipende dal peso del tratto " $q \times L_r$ " e dall'allentamento " h_d ", oltre che dall'angolo d'inclinazione δ del tratto stesso.

Nelle trasmissioni a catena perfettamente montate, l'allentamento deve essere di norma pari all'1-2% e non influisce sulla forza di trazione verticale.

Essa, però, può raggiungere valori molto elevati se la trasmissione ha interassi elevati oppure se la catena viene troppo tesa, anche per effetto di un tenditore.

Le forze di trazione verticali sull'ingranaggio superiore e su quello inferiore ($F_{st,s}$ e $F_{st,i}$) sono differenti, ad esclusione del caso in cui l'angolo d'inclinazione sia nullo ($\delta=0$).

Tali forze vengono calcolate con le seguenti formule:

$$F_{st,s} = 10^{-3} \cdot g \cdot q \cdot L_r \cdot (\xi + \sin \delta) \text{ [N]}$$

$$F_{st,i} = 10^{-3} \cdot g \cdot q \cdot L_r \cdot \xi \text{ [N]}$$

$$h_r = \frac{h_d}{L_r} \cdot 100 \text{ [%]}$$

q = Peso della catena per metro lineare [N]

h_d = Allentamento del tratto libero [N]

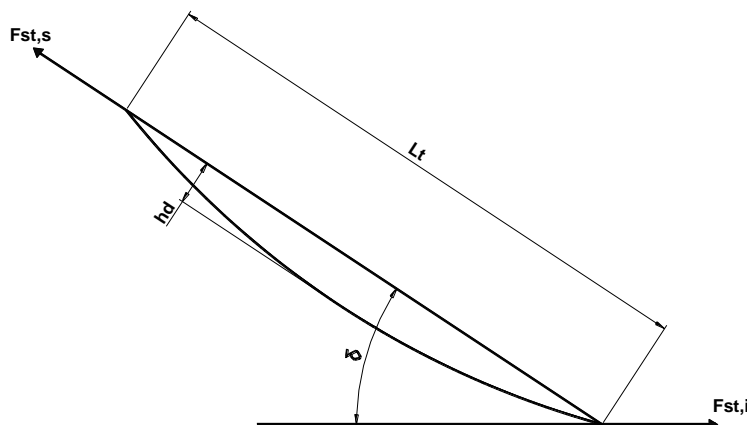
h_r = Allentamento relativo

L_r = Lunghezza del tratto di catena [mm]

$g = 9,81$ [m/s²]

δ = Angolo d'inclinazione del tratto di catena [mm]

ξ = Forza di trazione verticale specifica



Dis. 10



Nel caso di posizione orizzontale del tratto trainante e di allentamento relativo "h_r ≤ 10 %", il carico verticale di trazione può essere approssimativamente calcolato come:

$$F_{st} = 9,81 \cdot \frac{q \cdot L_r^2}{8000 \cdot h_d} \quad [N]$$

I gruppi trainanti e/o trainati generano nelle trasmissioni a catena forze pulsanti e forze d'urto derivanti dall'irregolarità.

Tali forze vengono considerate nei calcoli per mezzo dei coefficienti d'urto.

A causa dell'effetto poligonale si verificano ulteriori forze pulsanti e forze d'urto, considerate nel coefficiente del numero di denti del pignone.

Sempre per l'effetto poligonale si può verificare che, durante l'ingranamento della catena sul pignone, i rulli urtino il dente provocando i rumori tipici della catena.

- La forza d'urto "F_o" limita la durata dei rulli e delle bussole, accelerando l'usura sui denti.

Per il calcolo delle forze d'urto si usa la seguente equazione:

$$F_a = 1662 \cdot \sqrt{B_1 \cdot q \cdot p} \cdot \frac{v}{z} \cdot \sin\left(\frac{360^\circ}{z} + y\right) \quad [N]$$

Dove.

B₁ = Larghezza fascia del dente [mm]

q = Peso della catena al metro lineare [kg/m]

p = Passo della catena [mm]

v = Velocità lineare [m/s]

z = N° di denti

y = Angolo di pressione [°]

Con elevate velocità "v", "F_a" può assumere valori notevoli.

- La forza pulsante "F_p" si riduce da un dente all'altro nella dentatura dell'ingranaggio motore come di seguito riportato:

$$\frac{F_{pi}}{F_{pi+1}} = \frac{\sin(\tau + \gamma)}{\sin \gamma}$$

Dove:

F_{pi} = Forza della maglia della catena in presa;

F_{pi+1} = Forza della maglia (i+1) in presa;

z = N° di denti;

γ = Angolo di pressione;

τ = Angolo del passo: (360°)/2;

z_e = N° di denti in presa.

Nel tratto libero rimane la forza residua "F_r", di direzione opposta al carico verticale di trazione "F_{st}".

Il carico verticale di trazione dovrebbe essere di poco maggiore della forza residua, che altrimenti potrebbe sollevare la catena dalla sede del dente. Diversamente si deve tendere la catena.

$$F_r = F_p \cdot \left[\frac{\sin \gamma}{\sin(\tau + \gamma)} \right]^{z_e} \quad [N]$$

Geometria della trasmissione a catena.

E' importante, per il dimensionamento di una trasmissione a catena, la correlazione tra interasse e il N° di maglie della catena (X), con un determinato passo (p) ed un determinato N° di denti (z_p, z_c).

Ulteriori parametri sono gli angoli di avvolgimento b₁ e b₂ presenti sugli ingranaggi e lo sganciamento del tratto libero.

Calcolo della lunghezza della catena.

La lunghezza della catena (in numero di maglie), può essere calcolata nel seguente modo:

$$X_0 = \frac{2 \cdot a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a_0}$$

Il numero delle maglie calcolato in questo modo deve essere arrotondato ad un numero finito, preferibilmente pari.

Si devono evitare numeri di maglie dispari in quanto ciò prevedrebbe l'utilizzo di una falsa maglia che ridurrebbe la durata della catena.

Il calcolo dello sviluppo della catena con 3 o più ingranaggi è complesso.

In funzione del numero e della disposizione degli ingranaggi, caso per caso, si devono predisporre equazioni corrispondenti.



Calcolo dell'interasse.

Nel dimensionamento delle trasmissioni a catena con un N° di maglie "X" già stabilito, è necessario un calcolo esatto per la definizione dell'interasse:

$$a = [2 \cdot X - (z_1 + z_2)] \cdot p \cdot f_4 \quad \text{con:} \quad f_4 = \frac{1}{4 \cdot \sin \delta (\delta + \cot g \delta)}$$

e può venire calcolato con: $\frac{X - z_1}{z_2 - z_1}$ attraverso l'utilizzo di tabelle tecniche.

Scelta della trasmissione attraverso i diagrammi di potenza:

I diagrammi di potenza offrono una panoramica sui campi di potenza delle catene a rulli secondo la normativa DIN 8187-8188 e delle catene a bussole DIN 8154.

La potenza è graficamente rappresentata in funzione del N° di giri del pignone.

Questi diagrammi consentono una valutazione immediata del tipo di catena possibile, in funzione della potenza massima assorbita.

Come criterio ammissibile è stata considerata l'usura da contatto delle articolazioni ed il corrispondente allungamento della catena stessa.

I suddetti diagrammi, validi per la maggioranza delle trasmissioni a catena, sono attendibili con una buona sicurezza di funzionamento.

Ingranaggi: $z_p, z_c = 19$ denti;
Lunghezza: $X = 100$ maglie;
Rapporto: $i = 1$;
Durata: $t_h = 15000$ [h];
Lubrificazione: vedi tabella

Campo di lubrificazione	1	2	3	4
Tipo di lubrificazione	manuale	a gocciolamento	a bagno d'olio	a circolazione forzata

Rapporti differenti da "i = 1" vengono considerati con il coefficiente di riduzione (f_i):

i	1:1	2:1, 1:2	3:1, 1:3	4:1, 1:4	5:1, 1:5
f_i	1	0,87	0,82	0,79	0,77

Il coefficiente (f_i) è in funzione del numero di denti del pignone e degli urti dovuti al funzionamento:

z	funzionamento uniforme	urti modesti	urti medi	urti forti
11	0,55	0,41	0,34	0,32
13	0,66	0,49	0,41	0,39
15	0,77	0,57	0,48	0,45
17	0,88	0,64	0,54	0,51
19	1,00	0,74	0,63	0,59
21	1,11	0,82	0,69	0,65
23	1,23	0,91	0,77	0,72
25	1,35	1,00	0,84	0,79
30	1,64	1,22	1,02	0,97
35	1,93	1,44	1,21	1,14
38	2,11	1,56	1,32	1,24
40	2,24	1,66	1,40	1,32
45	2,54	1,88	1,59	1,49
50	2,84	2,10	1,78	1,67
57	3,28	2,43	2,06	1,93
60	3,46	2,56	2,16	2,04

L'allungamento per usura della catena è direttamente proporzionale alla lunghezza della catena stessa. Se la lunghezza della catena è diversa da $X=100$ maglie, anche la durata di servizio sarà differente da 15000 [h], essa aumenterà o diminuirà.



Calcolo di durata delle trasmissioni a catena.

Ci sono due criteri fondamentali per i calcoli della durata di una trasmissione a catena:

- Resistenza all'usura:

La durata delle trasmissioni a catena è determinata dalla durata della catena stessa.

Nella catena, soggetta a sollecitazione, si verifica un movimento oscillante nelle articolazioni, il quale provoca abrasione sui perni e sulle bussole.

Ciò implica un aumento dei giochi ed il conseguente allungamento della catena.

Per determinare la lunghezza della catena, occorre conoscere i seguenti dati:

passo delle maglie interne, passo delle maglie esterne, giochi che si formano tra perni e bussole.

L'allungamento massimo ammissibile, per usura, equivale al 3% della lunghezza originale della catena.

Δl_{max} = allungamento massimo ammissibile;

l_0 = lunghezza originale della catena;

l_{costr} = lunghezza di costruzione ammissibile della catena.

$$\Delta l_{max} = l_{costr} - l_0 \leq 3\%(l_0)$$

L'attrito che si verifica nelle articolazioni della catena è determinato dall'angolo di attrito, dalla compressione sulla superficie di snodo e dalla lubrificazione.

L'angolo di attrito è determinato dall'angolo di oscillazione ($t = 360^\circ/z$) e dal raggio di oscillazione $d_2/2$ (con d_2 =diametro perno catena).

La durata della catena, con allungamento massimo consentito del 3% si può calcolare dalla seguente equazione:

$$t_h = 2744 \cdot \left(\frac{f_c \cdot f_m \cdot f_k}{p_r} \right)^3 \cdot \frac{X}{v} \cdot \frac{z_p}{z_c + 1} \cdot \frac{p}{\pi \cdot d_2} \quad [h]$$

Se una catena ha 3 o più ingranaggi, la durata di ogni tratto $t_{h,i}$ deve essere calcolata singolarmente con i relativi numeri di denti, mentre deve essere inserito il numero totale delle maglie della catena.

$$t_h = \frac{1}{\sum_i \frac{1}{t_{h,i}}} \quad [h]$$

L'usura della catena, prescindendo dal periodo di rodaggio, è proporzionale alle ore di funzionamento della catena.

Nel caso che per particolari motivi l'allungamento massimo consentito deve essere minore di 0,03 volte l_0 , allora si ha:

$$t_{hx} = t_h \cdot \frac{\Delta l_x}{\Delta l_{max}}$$

- Resistenza del funzionamento a fatica:

La resistenza a fatica dei componenti che formano una trasmissione a catena incidono notevolmente sulla durata della trasmissione stessa.

Il concetto di RESISTENZA A FATICA descrive l'entità dei carichi dinamici con cui i componenti possono essere sollecitati fino ad un determinato numero di variazioni del carico, senza che si verificano rotture:

Durata, per resistenza a fatica, di piastre e perni:

Quando la velocità lineare della catena è minore di 1 m/s, in condizioni di lubrificazione sufficiente, la durata è condizionata, soprattutto, dall'affaticamento delle piastre e dei rulli della catena.

$$t = \frac{X}{n} \cdot f_z \cdot \left(f_y \cdot \frac{F_b \cdot y}{F} \right)^{10} \quad [h]$$

Durata dei rulli e delle bussole nell'ambito della resistenza a fatica di funzionamento:

Durante l'avvolgimento ad ingranamento, i rulli e le bussole urtano il profilo del dente del pignone.

La forza d'urto (F_u) può raggiungere valori elevati in funzione della velocità della catena e del numero di denti.

Per questo motivo l'usura di rulli e bussole può limitare la durata della trasmissione a catena, nel caso di velocità uguali o superiori ai 10 m/s e con basso numero di denti.

La durata della catena può essere calcolata attraverso la seguente equazione:

$$t_h = 2,9 \cdot 10^4 \cdot \frac{X \cdot z}{n} \cdot f_v \cdot \sqrt[3]{\frac{y \cdot (d_1 - d_2) \cdot b_1}{P \cdot p}} \quad [h]$$

con: $P = \frac{F \cdot v}{1000}$ e $F_d = \frac{F}{y}$



Esempio di calcolo.

Dimensionare una trasmissione a catena avente le seguenti caratteristiche:

1. $P_M = 145$ [kW] = Potenza Motrice;
2. $n_{a.m.} = 800$ [1/min] = Numero di giri dell'albero motore;
3. $n_{a.c.} = 200$ [1/min] = Numero di giri dell'albero condotto;
4. $i = 4$ = Rapporto;
5. Fattore d'urto: $Y = 2$ (da tabella 8 ricavo: $y = 0,73$);
6. Lubrificazione a circolazione forzata e tendicatena nel tratto libero;
7. Durata richiesta: $t = 20000$ [h];
Lo spazio costruttivo è limitato:
Ingombro pignone, comprensivo dell'avvolgimento della catena = 1000 [mm];
8. Interasse = 1200/1300 [mm]

Procedimento:

Fattore rapporti: $i = 4$ quindi $f_i = 0,79$;

Numero di denti del pignone motore: $z = 19$;

Coefficiente di servizio (f_1 per $z = 19$): $f_1 = 0,74$.

Potenza necessaria:

$$P_n = P \cdot \frac{f_i}{f_1} = 154,8 \text{ [kW]}$$

La catena scelta

(secondo il diagramma di potenza) è:

24 B-3 DIN 8187 (catena da 1"1/2 tripla con passo corrispondente a 38.1 mm).

Dati:

- a. Carico di rottura minimo: $F_b = 425000$ [kN];
 - b. Passo: $p = 38,1$ [mm];
 - c. Superfici articolazioni: $f = 16,63$ [cm²];
 - d. Peso catena/m: $q = 21,0$ [kg/m];
 - e. Larghezza interna: $b_1 = 25,4$ [mm];
 - f. Diametro rulli: $d_1 = 25,4$ [mm];
 - g. Diametro perni: $d_2 = 14,63$ [mm];
 - h. Altezza piastrine: $h = 33,4$ [mm];
 - i. Pignone: $z_p = 19$ denti;
 - j. Corona: $z_c = 76$ denti.
- Tendicatena ad ingranaggi: $z_t = 17$ denti

Calcolo della lunghezza della catena in numero di maglie tenendo conto di un interasse approssimativo (a_0) di $a_0 = 1250$ [mm]:

$$X_0 = \frac{2 \cdot a_0}{p} + \frac{z_p + z_c}{2} + \left(\frac{z_c - z_p}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a_0} = 115,63 \text{ [maglie]}$$

Il valore trovato viene approssimato a 116 [maglie].

L'interasse preciso, tenendo conto di una catena con 116 maglie, è:

$$a = [2 \cdot X - (z_c + z_p)] \cdot p \cdot f_4 = 1256,95 \text{ [mm]}$$

" f_4 " viene determinato da tabella:

$\frac{X - z_p}{z_c - z_p} = 1,70$ ottengo un coefficiente " f_4 " pari a 0,24081.

Il valore di " a " viene arrotondato a 1257 [mm]

L'ingombro totale della corona, con catena avvolta, può essere calcolato come:

$$D_c = d_c + h = 92196 + 33,4 = 955,36 \text{ [mm]}$$

Il diametro della corona " d_c " viene calcolato nel seguente modo:

$$d_c = \frac{p}{\sin \frac{\tau}{2}} = \frac{p}{\sin \frac{360}{2 \cdot 76}} = 921,96 \text{ [mm]}$$

Come si può notare il valore " d_c " è minore dell'ingombro massimo ammissibile che era stimato pari a 1000 [mm]. Si è, dunque, verificato che la trasmissione a catena prescelta può essere inserita nell'ingombro costruttivo previsto.

Verifico la durata prevista con un allungamento della catena di circa il 3% per usura:

$$t_h = 2744 \cdot \left(\frac{f_c \cdot f_m \cdot f_k}{p_s} \right)^3 \cdot \frac{X}{v} \cdot \frac{z_p}{z_c + 1} \cdot \frac{p}{\pi \cdot d_c} \text{ [h]}$$

Dove:

- f_c = fattore di usura (ricavabile da tabelle e diagrammi);
- f_m = fattore di passo (ricavabile da tabelle e diagrammi);
- f_k = fattore di numero di denti (ricavabile da tabelle e diagrammi);
- p_s = compressione sulla superficie di snodo.



La velocità lineare della catena “v”, viene calcolata attraverso le seguente formula:

$$v = \frac{p \cdot z \cdot n}{60000} = \frac{38,1 \cdot 19 \cdot 800}{60000} = 9,65 \text{ [m/s]}$$

Per determinare “p_s” occorre utilizzare la seguente equazione:

$$p_s = \frac{F'}{f}$$

Quindi, prima di determinare la compressione “p_s”, occorre la forza di trazione complessiva della catena, che è data da:

$$F' = \frac{F}{y} + F_t$$

Dove:

- F = Forza di trazione della catena (statica);
- F_t = Forza centrifuga.

$$F = \frac{1000 \cdot P}{v} = 15026 \text{ [N]}$$

$$F_t = q \cdot v^2 = 19556 \text{ [N]}$$

La forza di trazione complessiva risulta, quindi, essere pari a:

$$F' = 22539 \text{ [N]}$$

La compressione della superficie di snodo è:

$$p_s = 1355 \text{ [N/(cm}^2\text{)]}$$

Secondo il diagramma di potenza, la trasmissione a catena che si è scelta rientra nel campo di lubrificazione 4.

La lubrificazione prevista (a circolazione forzata) rientra nel grado di lubrificazione richiesto.

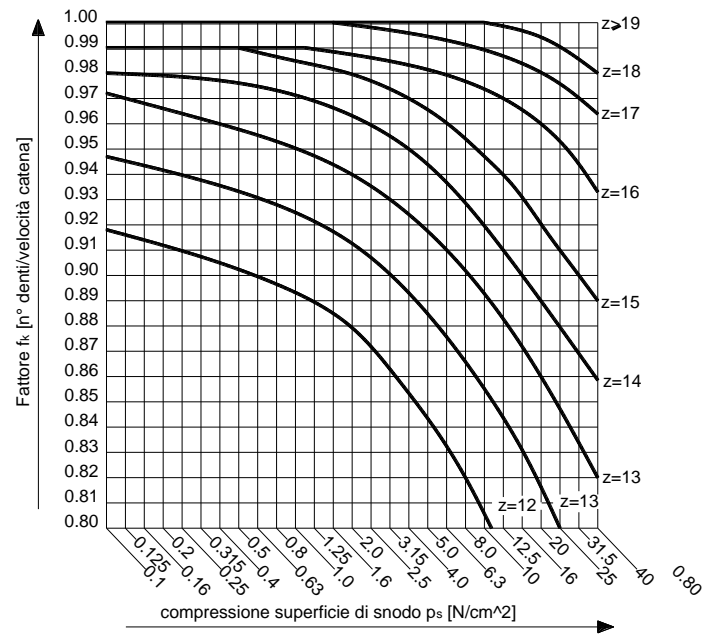
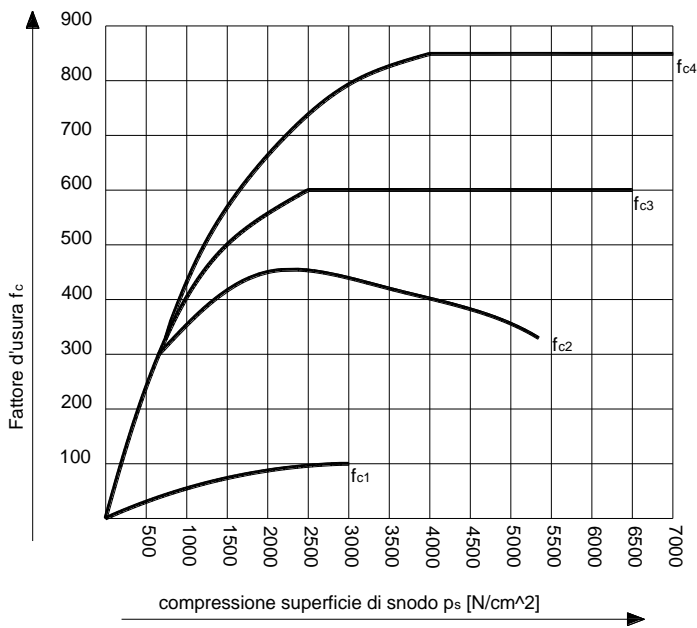
I fattori “f_c”, “f_m”, “f_k” sono coefficienti ricavati empiricamente e ricavabili da appositi diagrammi.

Il fattore f_m (fattore passo catena) si ricava dalle seguenti tabelle:

Passo catena (mm)	4	5	6	6.35	8	9.525	12.7	15.875
Fattore passo f _m	1.64	1.57	1.54	1.53	1.49	1.48	1.44	1.39

Passo catena (mm)	19.05	25.4	31.75	38.1	44.45	50.8	63.5
Fattore passo f _m	1.34	1.27	1.23	1.19	1.15	1.11	1.03

Il fattore f_c (fattore d'usura) si può individuare attraverso il seguente diagramma:



Tenendo conto che:

- f_{c1} =per funzionamento a secco;
- f_{c2} =per lubrificazione insufficiente;
- f_{c3} =con grado di lubrificazione prescritta;
- f_{c4} =con lubrificazione superiore alla prescritta.

Il fattore f_k si ricava dal diagramma seguente ed è in funzione del n° di denti "z" e della velocità lineare "v" [m/s].

Si calcoli, ora, la durata in base alla resistenza a fatica delle piastre e dei perni:

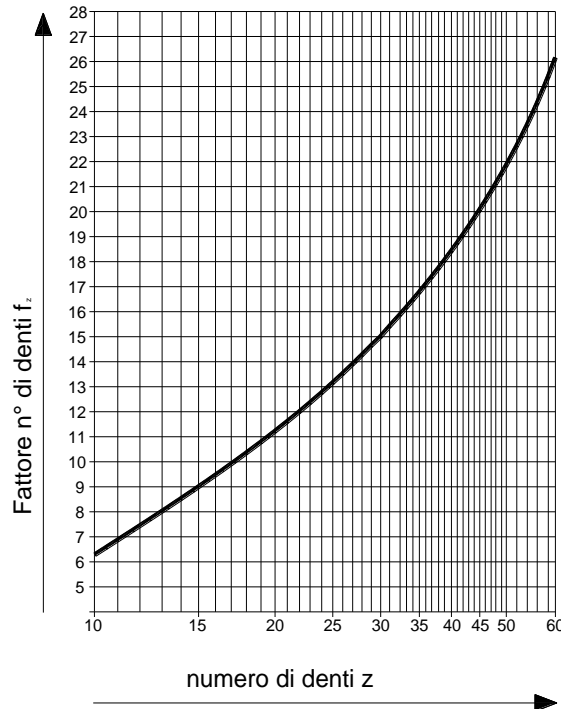
- Fattore del passo (resistenza a fatica) per $p = 38,1$ [mm]:
da tabella: $f_y = 0,2014$
- Fattore del numero dei denti (resistenza a fatica) per $z = 19$:
da diagramma: $f_z = 10,7$.

Passo catena (mm)	5.0	6.0	6.35	8.0	9.525	12.7	15.875
Fattore del passo f_y	0.2152	0.2151	0.2151	0.2150	0.2149	0.2145	0.2136

Passo catena (mm)	19.05	25.4	31.75	38.1	44.45	50.8	63.5
Fattore del passo f_y	0.2525	0.2096	0.2058	0.2014	0.1964	0.1909	0.1780



Per quello che riguarda il fattore f_z bisogna fare riferimento al seguente diagramma:



Durata prevista:

$$t_{hr} = \frac{X}{n_{a.m.}} \cdot f_z \cdot \left(f_y \cdot \frac{F_b \cdot y}{F} \right)^{10} = 0,145 \cdot 10,7 \cdot \left(0,2014 \cdot \frac{425000 \cdot 0,73}{15026} \right)^{10} = 2399001 \text{ [h]}$$

Solo dopo queste ore di funzionamento possono verificarsi rotture di piastre e di peni per affaticamento. Vediamo, ora la durata prevista in base alla resistenza a fatica dei rulli e delle bussole.

Dal diagramma di potenza si può notare che l'ordinata a $n = 800$ [giri/min] interseca la curva di potenza della catena prescelta nella zona verso destra.

Ciò significa che la durata della catena viene probabilmente limitata dalla rottura dei rulli.

Il fattore di numero catena (triplo) si ricava dalla tabella seguente ed è pari a " $f_n = 2,5$ ".

Numero di rulli	Catena semplice	Catena doppia	Catena tripla	Catena quadrupla
Fattore " f_n "	1,0	1,7	2,5	3,3

La durata prevista della catena risulta calcolabile attraverso la seguente equazione:

$$t_{hr} = 2,9 \cdot 10^4 \cdot \frac{X \cdot z}{n_{a.m.}} \cdot f_n \cdot \sqrt[3]{\left[\frac{y}{p} \cdot \frac{(d_1 - d_2) \cdot b_1}{p} \right]^2} = 2,9 \cdot 10^4 \cdot \frac{116 \cdot 19}{800} \cdot 2,5 \cdot \sqrt[3]{\left[\frac{0,73}{145} \cdot \frac{(25,4 - 14,63) \cdot 25,4}{38,1} \right]^2}$$

$$t_{hr} = 21736 \text{ [h]} \text{ ore di durata effettiva della catena.}$$

Si può notare che la durata della trasmissione è condizionata dalla resistenza a fatica dei rulli, che, comunque, garantisce una vita della catena superiore alle 20000 [h] richieste da progetto.

Ing. Marco Canova
e Giorgio Canova



TECNIDEA CIDUE S.r.l.

TECNIDEA CIDUE SRL

Via Apollo XI, 12

37057 San Giovanni Lupatoto (Verona) - ITALY

TEL: +0039 045 8750250 FAX: +0039 0458750288

E-MAIL: sales@tecnideacidue.com

WEB SITE: www.tecnideacidue.com