



INGRANAGGI COPPIA CONICA A RAPPORTO VARIABILE PER CINEMATISMO DI STERZO

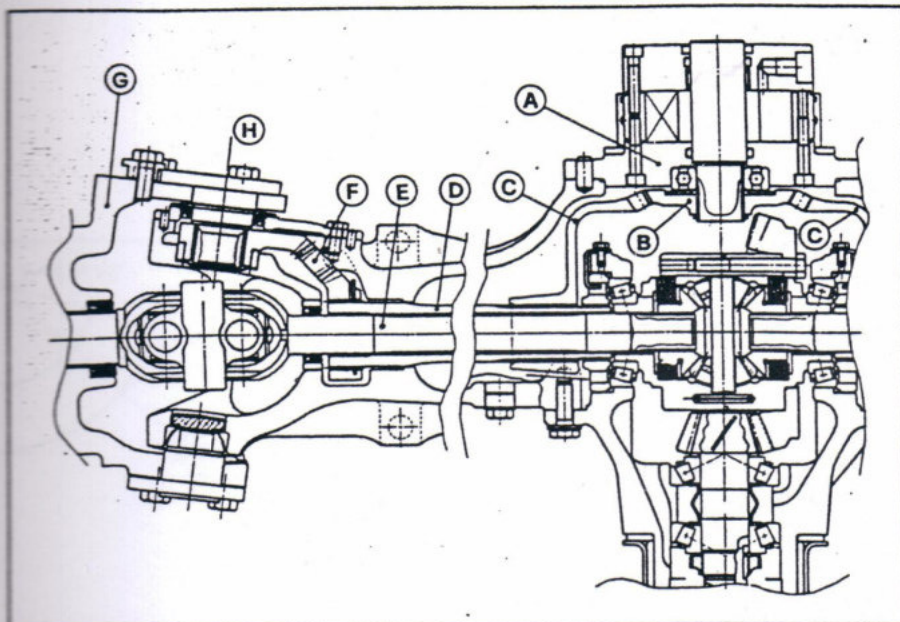


Fig. 5 - Disegno Integral.

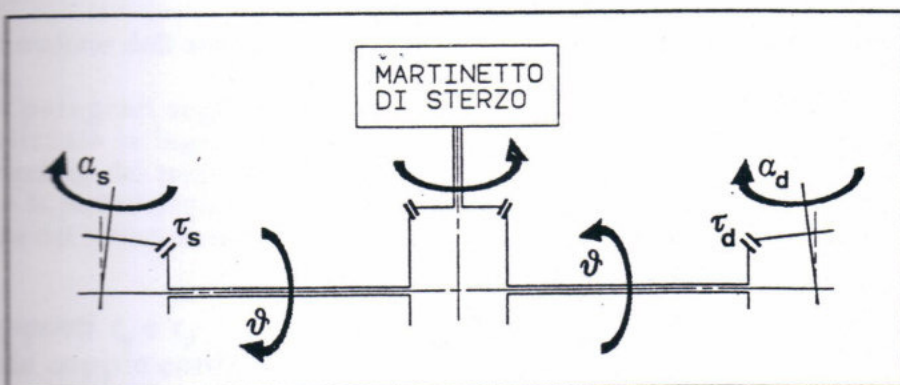


Fig. 6 - Schema cinematico comando sterzata.

re i due inconvenienti suddetti. L'aspetto esterno dell'assale, che fa parte di una nuova famiglia denominata «Integral», è visibile nella foto di fig. 4.

La fig. 5 mostra la disposizione degli organi dello sterzo, completamente integrati all'interno dell'assale;

Il principio di funzionamento è il seguente: un martinetto rotativo A, avente anche la funzione portante di perno d'oscillazione dell'assale, aziona una ruota conica B che a sua volta mette in rotazione in senso opposto, due settori conici dentati C.

La rotazione è trasmessa attraverso gli alberi cavi D (coassiali ai semiassi E), e la coppia di settori conici F, al gruppo riduttore G solidale con le ruote, ruotante attorno all'asse di sterzo H.

Perché la 1) sia rispettata, occorre che la coppia F abbia un rapporto di trasmissione τ variabile

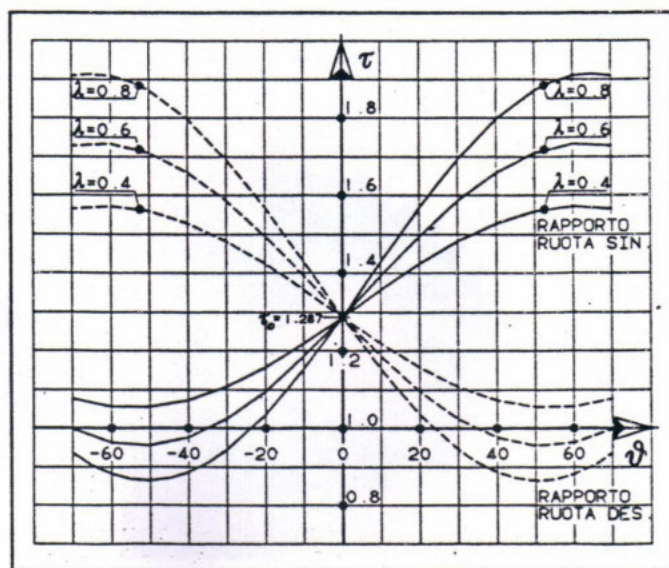
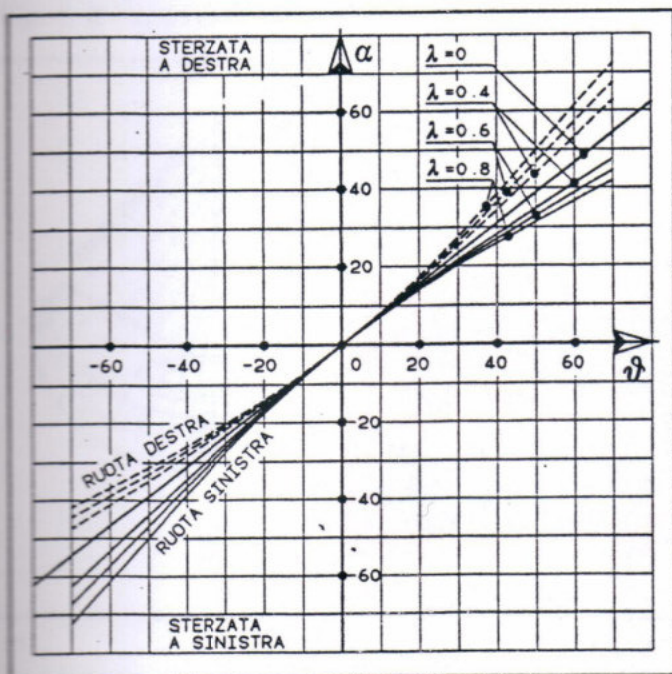


Fig. 8.

Fig. 7.

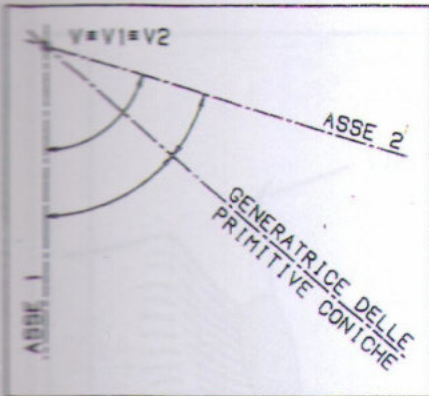


Fig. 9

in funzione dell'angolo di sterzata.

Nei paragrafi seguenti viene analizzata la legge teorica di variazione del rapporto suddetto, e la metodologia di realizzazione dei settori dentati.

Rapporti τ_s e τ_d delle coppie coniche di comando.

In fig. 6 è rappresentato uno

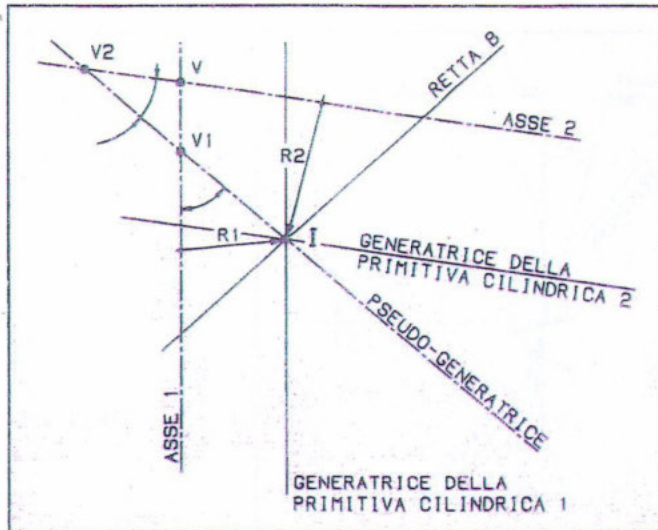


Fig. 10

schema del cinematismo di comando della sterzata.

Consideriamo dapprima il caso limite in cui sia $\lambda = c/p = 0$. In tal caso le ruote destra e sinistra sterzano dello stesso angolo α_0 restando parallele; il rapporto τ è costante, e vale:

$$\tau_0 = \frac{\vartheta}{\alpha_0}$$

Nel caso generico $\lambda \neq 0$, ad una variazione $d\vartheta$ di rotazione del tubo di comando (positiva se avente i versi indicati in fig. 6) corrisponde una variazione:

$$3) \begin{cases} d\alpha_s = \frac{d\vartheta}{\tau_s} \\ d\alpha_d = \frac{d\vartheta}{\tau_d} \end{cases}$$

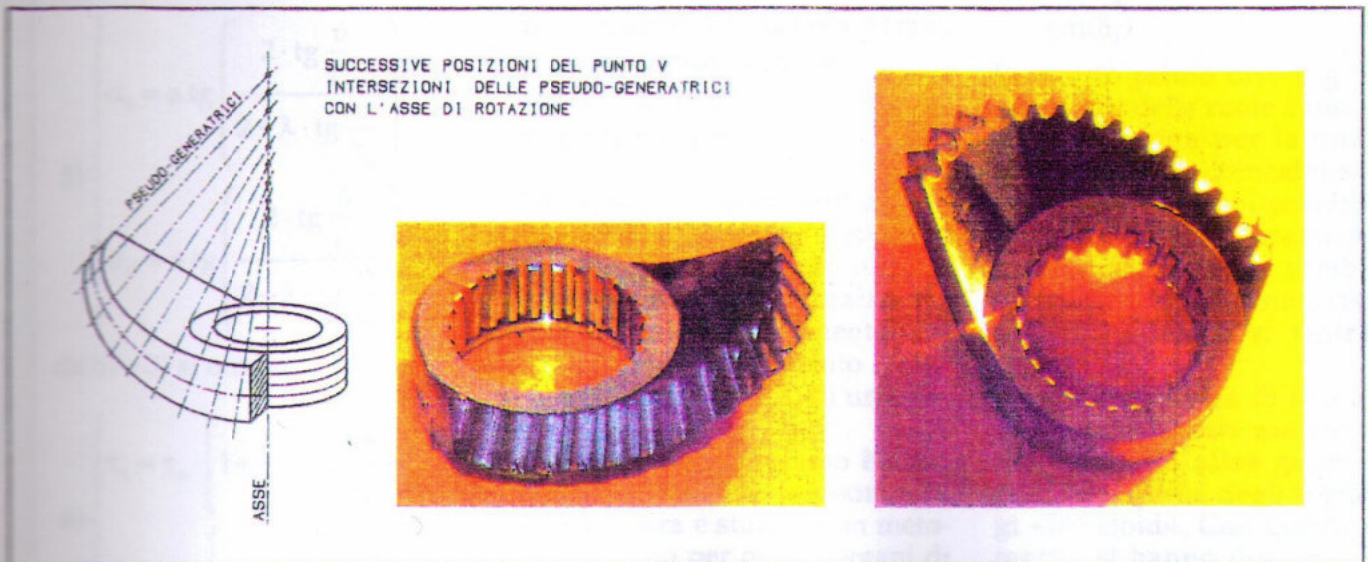


Fig. 11

INGRANAGGI COPPIA CON VARIABILE DI STERZO

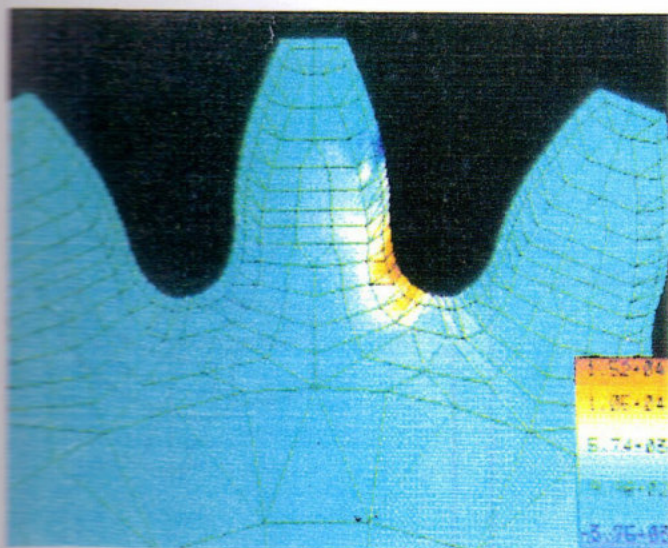


Fig. 14

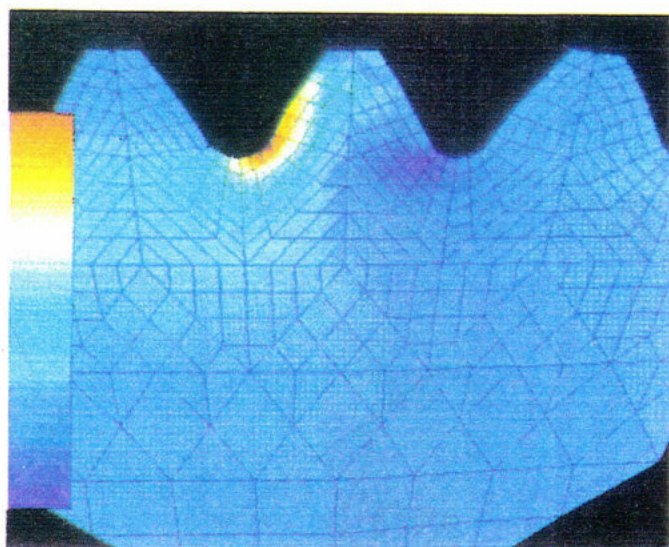


Fig. 15

co prendiamo soltanto due cerchi che si toccano nel punto I e non è necessario che V_1 e V_2 coincidano in V . In questo modo δ_1 e δ_2 possono restare costanti. La dentatura di base non è più una ruota piana conica ma una dentiera. Questa geometrica si realizza con due ruote cilindriche ad evolvente tagliate con coefficiente di correzione variabile lungo l'asse: gli angoli δ_1 e δ_2 sono gli angoli di inclinazione della dentiera e la loro scelta è libera, purché $\delta_1 + \delta_2 = \Sigma$. In questo caso $\tau = r_2/r_1$: r_1 ed r_2 sono variabili con ϑ_1 se si fa spostare I lungo la retta « b » (fig. 10) sarà $r_1 + r_2 = c = \text{costante}$ e si possono utilizzare le relazioni usuali

$$r_1 = c \frac{1}{1+\tau}, r_2 = c \frac{\tau}{1+\tau}$$

dove si può usare la relazione $r_1 = r_1(\vartheta_1)$ ma $r_2 = r_2(\vartheta_1)$ non è molto manovrabile. Diventa necessario conoscere $\vartheta_2(\vartheta_1)$, dalla

$$\tau = \frac{d\vartheta_2}{d\vartheta_1}$$

otteniamo $d\vartheta_2 = \tau(\vartheta_1) d\vartheta_1$. Questa integrata fornisce $\vartheta_2 = \vartheta_2(\vartheta_1)$ che, essendo biunivoca, darà anche $\vartheta_1 = \vartheta_1(\vartheta_2)$.

Un settore dentato di questo genere si presenta come in figura 11 dove si vede chiaramente come la posizione del vertice sia variabile lungo la primitiva. Uno schizzo del dente consente di valutare visivamente i limiti della geometrica: dente a punta nella zona a correzione positiva, interferenza al piede in quella a correzione negativa (fig. 12).

La definizione dei parametri della dentatura, modulo, larghezza di fascia, angoli di pressione, interasse virtuale $c = r_1 + r_2$ deve tener conto di un numero di denti virtuale del pignone e della corona, variabile istante per istante, così come le condizioni di contatto, il rapporto di ricoprimento e la posizione del punto più alto di contatto singo-

lo, necessario per valutare la resistenza a flessione. Quest'ultima è resa più problematica dalla non circolarità della primitiva (fig. 13).

Infatti una stessa forza periferica genera differenti forze normali sul dente a seconda della direzione di trascinamento.

Un altro problema è dato dal fatto che il punto teorico di contatto si sposta lungo l'asse della ruota, così che l'HPSTC non è sulla mezzeria della larghezza di fascia. Bisogna ovviamente scegliere i parametri della dentatura in modo da minimizzare questi effetti negativi ed evitare interferenze.

Viste le necessità di questo genere di calcolo a flessione si è pensato di affrontare il problema con dei modelli ad elementi finiti. Per prima cosa è stato analizzato un accoppiamento classico $Z_1 = 18, Z_2 = 18, mn = 3, \alpha_n = 20^\circ$ spessore unitario, tramite il programma Super Sap, quindi per «tarare» il metodo utilizzato,



INGRANAGGI COPPIA CONICA A RAPPORTO VARIABILE PER CINEMATISMO DI STERZO

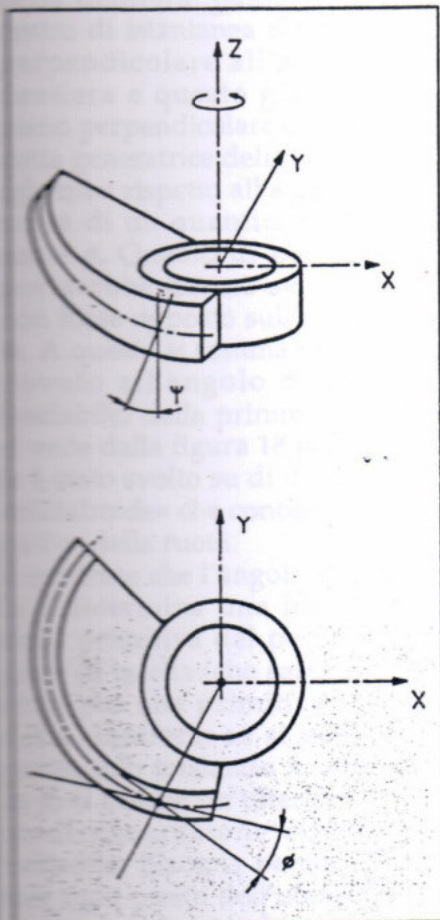


Fig. 16

sono state verificate le tensioni trovate con il metodo ISO: le differenze sono dell'ordine del 3%. La figura 14 illustra il modello utilizzato con lo sforzo normale massimo in evidenza.

Vista la complessità della forma del dente il metodo migliore di analisi sarebbe stato quello di costruire un modello tridimensionale, ma in questa prima fase interessava un orientamento, più che una verifica estremamente precisa, perciò si è costruito un modello bidimensionale su di una sezione conica sulla quale si trova l'HPSTC.

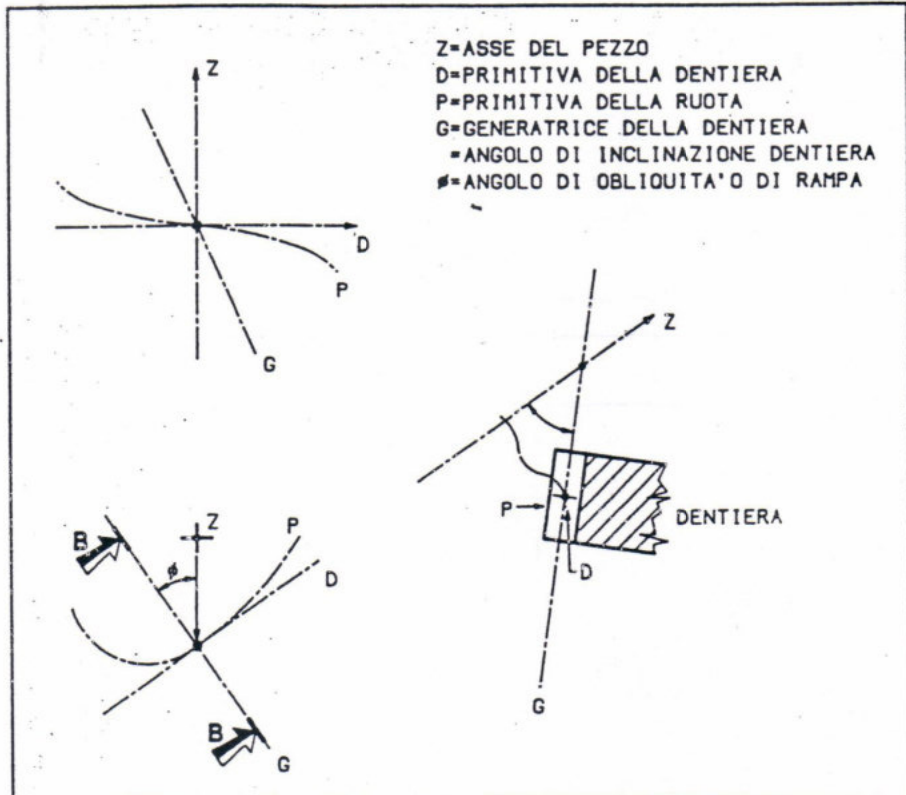


Fig. 17

Ovviamente scegliendo il dente più sollecitato. Il modello, con le tensioni in evidenza, è riportato nella figura 15.

Esaurita la prima fase di analisi teorica si è presentato il problema della realizzazione pratica della dentature e si è trattato di scegliere con quale macchina realizzare le coppie di ingranaggi prototipo.

L'esigenza era quella di avere sei «assi» controllati: tre traslazioni e tre rotazioni, così come si vede dallo schizzo di figura 16.

Traslazioni: x, y, z
rotazioni: C rotazione di involuppo

ψ compensazione elica, variabile
 θ angolo di rampa o di accelerazione, variabile

Dell'angolo θ abbiamo già parlato, invece è molto interessante chiarire la necessità di un controllo su ψ .

In un primo momento si potrebbe pensare che una classica dentiera rettilinea, opportunamente mossa ed inclinata di δ_1 , ora di δ_2 , può generare il movente e, sfalsata di mezzo passo, generare il cedente. In realtà una condizione del genere comporta un angolo d'elica variabile punto per punto ma, quello che è peggio, con lo stesso segno su entrambe le ruote: elica destra con elica destra I. Questo è dovuto a due effetti distinti che gli schizzi di figura 17 chiariranno.

Come si vede a causa dell'ango-

lo di rampa θ , se la generatrice della dentiera, passante per il centro di istantanea rotazione, è perpendicolare all'asse della dentiera e questo giace in un piano perpendicolare a Z la suddetta generatrice della dentiera è sghemba rispetto all'asse Z della ruota di un quantità variabile come θ . Questo di per se non porterebbe danno se l'effetto non fosse opposto sull'altra ruota. A questo si somma un effetto dovuto all'angolo di spirale (variabile) della primitiva, come si vede dalla figura 18 nella quale è stato svolto su di un piano il «cilindroide» che contiene la primitiva della ruota.

È evidente che l'angolo di spirale β determina una lunghezza della primitiva del pezzo maggiore di quella (che sarebbe corretta per una primitiva piana) della dentiera: se si genera il pezzo solo traslando la dentiera in Z si ottiene un ulteriore effetto di generazione elicoidale variabile. Bisogna perciò orientare ogni punto dell'utensile del giusto angolo. A tale scopo si è deciso di generare le dentature per involuppo e di commissionare la costruzione dei prototipi alla Samputensili con una macchina per elettroerosione a tuffo. La scelta fu determinata dalla grande flessibilità della macchina e dalla possibilità di realizzare agevolmente gli elettrodi-utensile per elettroerosione a filo. Non è possibile realizzare i pezzi direttamente con il filo a causa delle limitate possibilità di inclinazione dello stesso.

C'era solo una piccola difficoltà: la macchina disponeva di quattro assi controllati invece che sei.

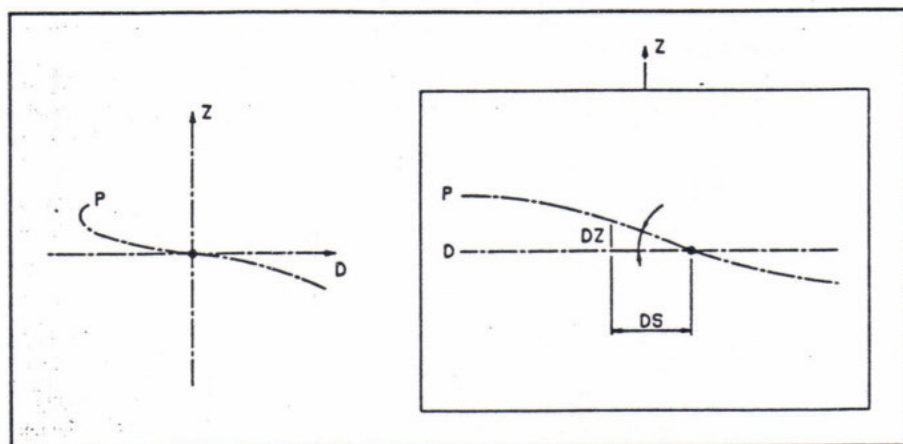


Fig. 18

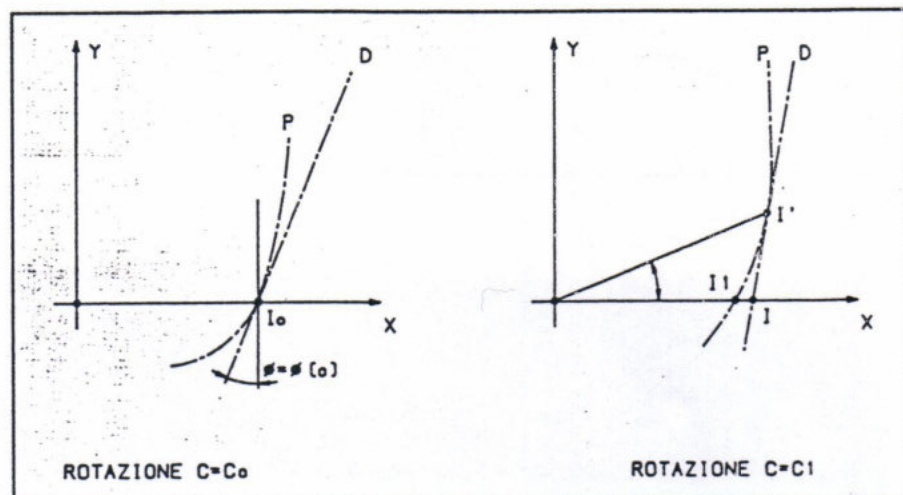


Fig. 19

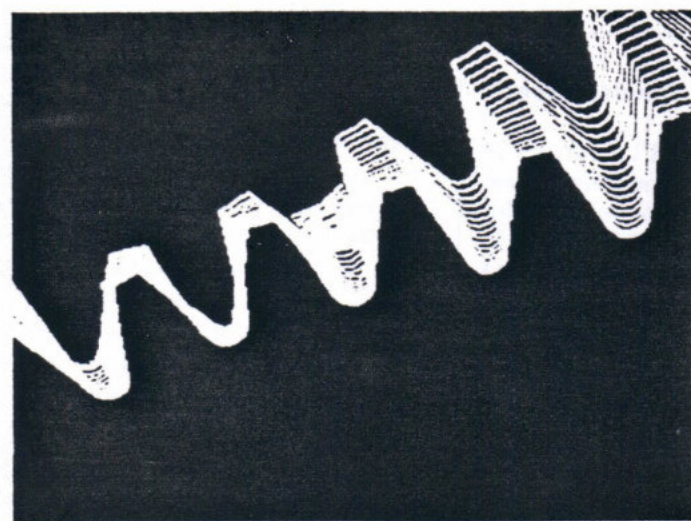


Fig. 20



INGRANAGGI COPPIA CONICA A RAPPORTO VARIABILE PER CINEMATISMO DI STERZO

Riferendoci alla figura 16 risulta evidente che la variabilità di ϑ può essere compensata sulla rotazione C , così come mostra la figura 19.

Per ogni rotazione $c = \bar{c}$ esiste un punto della primitiva definito da $\bar{\vartheta}$ tale che $\vartheta(\bar{c}) - \bar{\vartheta} = \vartheta(0)$. Quindi se si sposta il centro di istantanea rotazione da I_1 ad I' e si fa scorrere la dentiera del valore

$$s = \int_{C_0}^{C_1 - \bar{\vartheta}} ds$$

(lunghezza della primitiva curvilinea tra le coordinate angolari C_0 e $C_1 - \bar{\vartheta}$) si ottiene una generazione corretta senza variare ϑ . La figura 20 mostra una simulazione al computer di questo tipo di generazione.

Per ciò che riguarda la compensazione dell'angolo ψ si è intervenuto sulla dentiera: ogni punto di essa, nel piano passante per il centro di istantanea rotazione, genera un punto del fianco il cui ψ è definito dal punto della primitiva curvilinea sul quale è il centro di istantanea rotazione (fig. 21).

Perciò, definito $\psi(\vartheta)$, per ogni punto p della dentiera è definito \bar{x} , caratterizzato dalla coordinata \bar{x} sulla primitiva rettilinea. Ad \bar{x} corrisponde un $\bar{\vartheta}$ tale che:

$$\bar{x} = \int ds$$

equazione nella quale $\bar{\vartheta}$ è l'incognita. In questo modo si può definire per ogni punto p , il corrispondente $\psi(\vartheta(x))$. La distanza normale tra le generatrici della superficie rigata è continuamente variabile ma l'ingranamento è garantito dal fatto che i

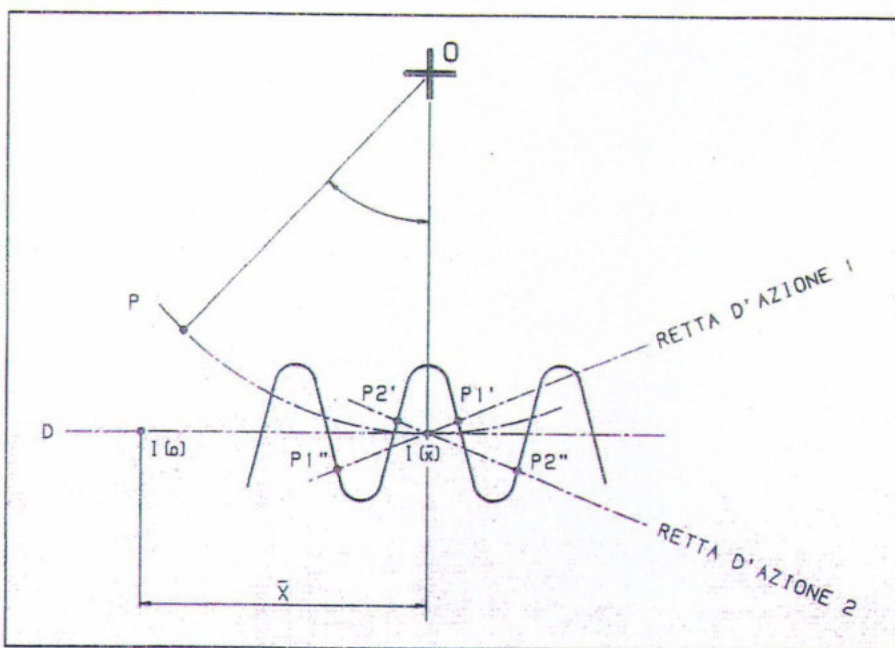


Fig. 21

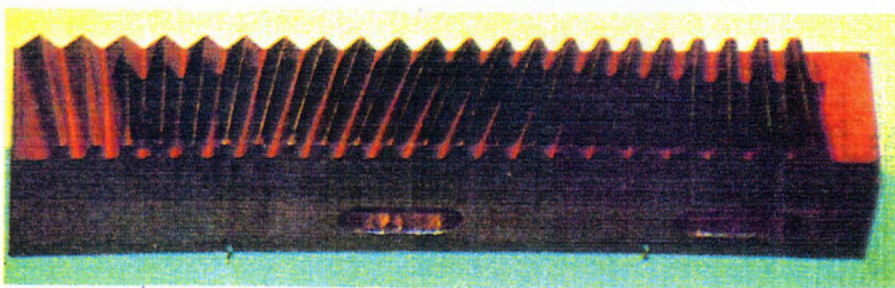


Fig. 22

due punti sulla retta d'azione, in contatto contemporaneo, P_1' e P_1'' oppure P_2' e P_2'' hanno lo stesso angolo e la stessa distanza istante per istante, e queste grandezze, pur variabili hanno legge tale che nel centro di istantanea rotazione $|\psi_1(\vartheta_1)| = |\psi_2(\vartheta_2(\vartheta_1))|$. Nella figura 22 si vede una delle quattro «dentiere» generate in questo modo.

Dato che quasi nessuna delle equazioni imposte era risolvibile o integrabile simbolicamente il problema è stato affrontato per via numerica.

Ringraziamenti

Si ringrazia l'Ing. Mandelli e la Samputensili perché grazie alla loro collaborazione è stato possibile realizzare i prototipi.

La programmazione in C language ed i problemi, non indifferenti, di analisi numerica sono stati risolti dal Sig. Arrigo Benedetti.

I dati numerici, sotto forma di quaterne, sono stati trasformati in programma macchina dall'Ing. Di Blasio della Samputensili.