

STUDI SASSARESI

Sezione III

1976

Volume XXIV

ANNALI DELLA FACOLTÀ DI AGRARIA DELL'UNIVERSITÀ
DI SASSARI

DIRETTORE: O. SERVAZZI

COMITATO DI REDAZIONE: M. DATTILO - F. FATICHENTI - L. IDDA - F. MARRAS
A. MILELLA - P. PICCAROLO - A. PIETRACAPRINA - R. PROTA - G. RIVOIRA
R. SATTA - C. TESTINI - G. TORRE - A. VODRET



ORGANO UFFICIALE
DELLA SOCIETÀ SASSARESE DI SCIENZE MEDICHE E NATURALI

GALLIZZI - SASSARI - 1977

St. Sass. III Agr.

Istituto di Meccanica Agraria dell'Università di Sassari
(Direttore Inc.: Prof. P. PICCAROLO)

**Analisi comparativa del comportamento cinematico e dinamico
di due erpici azionati dalla p.d.p. della trattrice**

PIETRO PICCAROLO

I — PREMESSE

Da qualche tempo si stanno diffondendo, nel normale impiego aziendale, erpici con organi lavoranti mossi dalla presa di potenza della trattrice. Il motivo di tale diffusione risiede, essenzialmente, nella maggiore produttività di queste macchine, nei confronti di quelle tradizionali ad utensili fissi o folli. Queste ultime, infatti, richiedono normalmente più passate sullo stesso terreno per realizzare una efficace preparazione del letto di semina, mentre i più recenti erpici, azionati dalla p.d.p., riescono, a meno che si tratti di terreni particolarmente difficili, ad eseguire detta preparazione con una sola passata sul campo.

A parte, quindi, i vantaggi di tipo agronomico (minor costipamento del terreno a causa del minor numero di passaggi sul terreno lavorato) si hanno anche sensibili risparmi di tempo e, spesse volte, qualità di lavoro superiori.

I due tipi di erpice attualmente più diffusi — tra quelli azionati dalla p.d.p. — sono quello a barre trasversali dotate di moto oscillante e quello a denti rotanti attorno ad un asse verticale.

Su questi due tipi di macchine, realizzate secondo criteri costruttivi e funzionali sensibilmente diversi tra loro, pur non mancando studi sia teorici che sperimentali, si è voluto eseguire un raffronto diretto sul piano teorico, in modo da valutare, da un lato, i diversi aspetti del comportamento cinematico e dinamico, dall'altro, le possibili influenze sotto il profilo operativo.

Per questo scopo sono stati presi in considerazione due erpici attualmente esistenti sul mercato, il primo del tipo a due barre oscillanti e il secondo a denti rotanti.

2 --- CARATTERISTICHE DELLE MACCHINE CONSIDERATE E METODOLOGIA DELLO STUDIO

2.1. L'erpice del tipo oscillante (fig. 1) è un'operatrice portata, costituita da un robusto telaio in profilati di acciaio che sostiene sia le due barre portanti dotate di moto alternativo, e sia il sistema di trasmissione del moto.

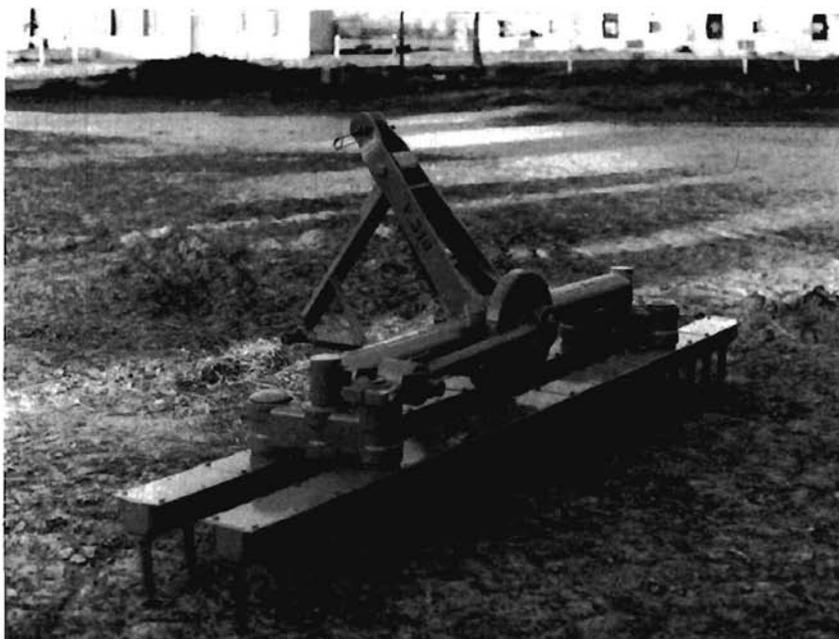


Fig. 1 - Erpice a barre oscillanti.

Le due barre hanno lunghezza di 2,85 m la prima e di 3,00 m la seconda, ed i denti, aventi altezza pari a 174 mm, sono inseriti su di esse con un interasse di 155 mm.

Il moto, dalla p.d.p. passa, tramite un giunto cardanico, direttamente ad un sistema biella-manovella, rigidamente collegato alle barre senza alcuna riduzione. Ne deriva che il numero di oscillazioni complete delle barre, nell'unità di tempo, corrisponde al regime di rotazione della p.d.p. della trattrice.

Dato il tipo di cinematismo, analiticamente considerato nelle pagine seguenti, diversa è, invece, l'ampiezza delle oscillazioni delle due barre: 110 mm

per la prima e 100 mm per la seconda; in conseguenza di ciò, maggiore è la velocità media della prima barra rispetto alla seconda.

2.2. L'erpice a *denti rotanti* (fig. 2) è, anch'esso, un'operatrice portata dalla trattrice, costituita: da un robusto telaio in profilati di acciaio; dagli organi di trasmissione del moto; dalla barra sulla quale sono inseriti gli organi lavoranti e da un rullo frangizolle-livellatore.



Fig. 2 - Erpice a denti rotanti.

Il sistema di trasmissione al quale il movimento perviene dalla p.d.p. della trattrice tramite un giunto cardanico, è costituito da una coppia di ingranaggi, da una successiva coppia conica e da una serie di ruote dentate direttamente connesse agli organi lavoranti. Il rapporto di trasmissione può essere variato sia invertendo la posizione, sull'albero motore e sull'albero condotto, delle due ruote dentate costituenti la coppia di ingranaggi, sia sostituendo le ruote stesse.

Gli organi lavoranti sono costituiti da 12 rotori inseriti sulla barra, con un interasse di 245 mm, e giranti, a due a due, in senso contrario; ogni rotore dispone di una coppia di denti di acciaio posti verticalmente, della

lunghezza di 230 mm, che descrivono, ruotando, una circonferenza del diametro di 260 mm.

2.3. Per i due erpici si sono, innanzitutto, determinate analiticamente le equazioni del moto degli utensili disposti: nel caso dell'erpice oscillante, sulla prima e sulla seconda barra; nel caso dell'erpice a denti rotanti, su due rotori contigui.

Individuate le equazioni del moto, è stato predisposto un programma per l'elaboratore elettronico sì da avere, a mezzo del « plotter » di questo ultimo, e in funzione sia del regime di rotazione della p.d.p., e sia della velocità di avanzamento della trattrice, la immediata visualizzazione delle traiettorie percorse dagli utensili (¹).

Sempre in funzione della velocità di avanzamento della macchina e del regime della p.d.p. della trattrice si sono ricavati i seguenti parametri cinematici di funzionamento:

- avanzamento della macchina per ciascun ciclo compiuto dagli organi di lavoro;
- lunghezza della traiettoria percorsa dagli utensili in un ciclo;
- numero dei cicli per metro di avanzamento della macchina;
- lunghezza delle traiettorie percorse dagli utensili in un m² di superficie lavorata;
- velocità media degli utensili in un ciclo.

Infine, tenendo conto del moto degli utensili e della resistenza opposta dal terreno, si è calcolata, in funzione del regime della p.d.p. e della velocità di avanzamento, il fabbisogno di potenza, alla p.d.p. ed al gancio della trattrice.

Tutto ciò, come si è detto, allo scopo di avere una verifica analitica ed una comprensione, sul piano teorico, dei risultati scaturiti, in sede sperimentale, dall'impiego di questi due tipi di erpici.

3 — RISULTATI E DISCUSSIONE

3.1. *Equazione del moto degli utensili*

Sulla base degli elementi geometrici dei due erpici e delle differenze sia nel sistema di trasmissione del moto, sia del funzionamento operativo degli

(¹) Alla elaborazione del programma ed all'impostazione dei dati hanno collaborato gli studenti C. Chinni, P. Febo e M. Lenzi.

stessi, si sono determinate, analiticamente, le equazioni del moto degli utensili, al fine di avere gli elementi per ricavare, poi, i parametri cinematici di funzionamento delle due operatrici.

3.1.1. Erpici a due barre oscillanti

La determinazione delle equazioni del moto degli utensili predisposti sulla prima barra nel senso dell'avanzamento, assumendo come x la direzione di avanzamento della macchina stessa e come asse y la direzione in cui avviene il moto della barra, si è eseguita sulla base delle considerazioni di seguito riportate.

Con riferimento alla fig. 3, detta L la lunghezza della biella e R il raggio della manovella, tra gli angoli ωt e δ sussiste la seguente relazione:

$$L \cdot \sin \delta = R \cdot \sin \omega t$$

da cui:

$$\delta = \arcsin \left(\frac{R}{L} \cdot \sin \omega t \right) \quad (1)$$

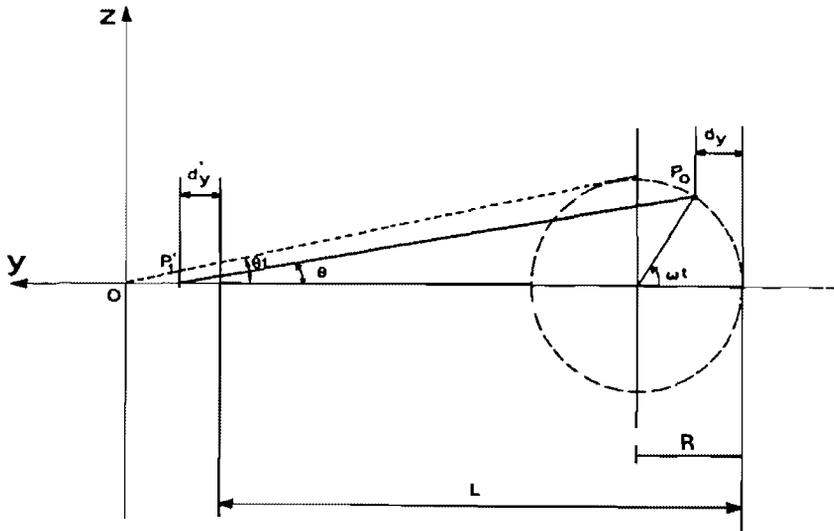


Fig. 3 - Erpice a barre oscillanti: rappresentazione schematica del sistema biella-manovella azionante le barre. L'asse y coincide con la direzione delle barre portadenti, mentre l'asse x risulta perpendicolare al terreno.

Nota dunque δ , ad uno spostamento d , del punto P_0 nella direzione y , corrisponde uno spostamento d' , del punto P_1 dato dalla:

$$d'_y = d_y - (L - L \cdot \cos \vartheta) \quad (2)$$

Essendo, poi,

$$d_y = R \cdot (1 - \cos \omega t) \quad (3)$$

sostituendo la (3) nella (2), il valore di d'_y diventa:

$$d'_y = R \cdot (1 - \cos \omega t) - L \cdot (1 - \cos \vartheta) \quad (4)$$

Il valore d'_x dello spostamento, secondo la direzione di avanzamento della macchina, del punto P_1 è dato, con riferimento alla fig. 4, da:

$$d'_x = r_1 \cdot (\cos \Phi_1 - \cos \alpha_1) \quad (5)$$

dove r_1 è il raggio dell'arco di circonferenza descritto dal punto P_1 durante una oscillazione del braccio.

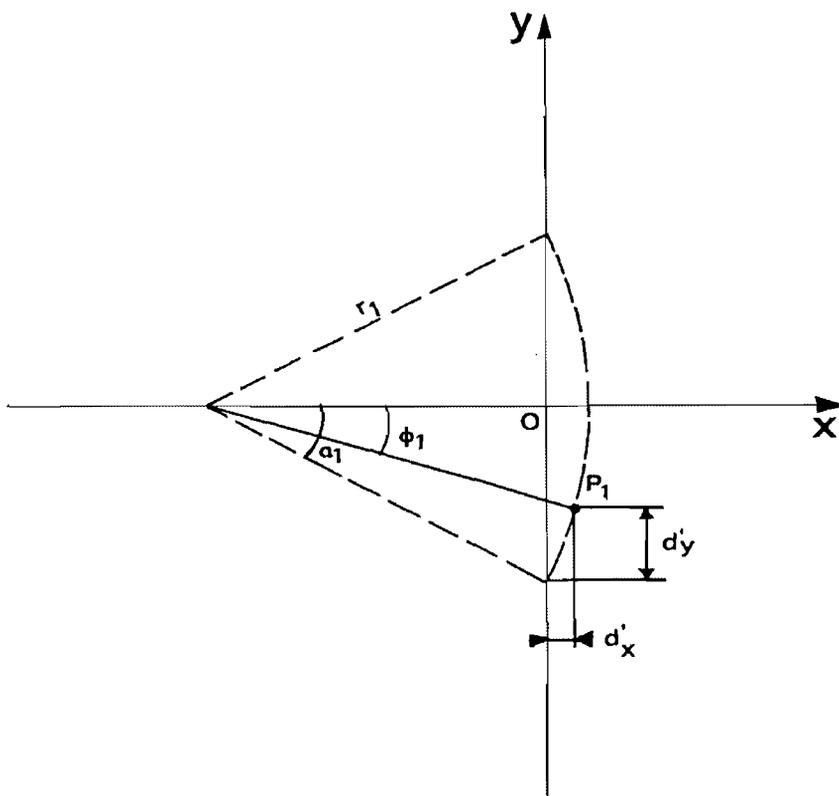


Fig. 4 - Erpice a barre oscillanti: traiettoria percorsa da un punto P_1 della prima barra portadenti.

L'asse y coincide con la barra, mentre l'asse x coincide con la direzione di avanzamento della macchina.

Sulla base della relazione:

$$r_1 \cdot \sin \alpha_1 = R - L \cdot (1 - \cos \vartheta_1),$$

dove:

$$\vartheta_1 = \arcsen \frac{R}{L},$$

si ricava α_1 , cioè:

$$\alpha_1 = \arcsen \frac{R - L \cdot (1 - \cos \vartheta_1)}{r_1} \quad (6)$$

Nota, dunque, α_1 , ed essendo anche:

$$d'_y = r_1 \cdot \sin \alpha_1 - r_1 \cdot \sin \varphi_1,$$

si può determinare il valore dell'angolo φ_1 dalla relazione:

$$\varphi_1 = \arcsen \left(\sin \alpha_1 - \frac{d'_y}{r_1} \right). \quad (7)$$

Ricavate le equazioni (6) e (7) si può quindi calcolare il valore di d'_y fornito dalla (5); l'equazione del moto della prima barra secondo l'asse x risulta così la seguente:

$$x = v \cdot t + d'_y \quad (8)$$

dove v indica, ovviamente, la velocità di avanzamento della macchina e t il tempo.

L'equazione del moto del punto P_1 secondo l'asse y , assumendo l'origine in modo che sia nulla l'ordinata del punto P_1 per $\omega t = 90^\circ$, risulta, invece, la seguente:

$$y = d'_y - K_y \quad (9)$$

dove:

$$K_y = R - L \cdot \left[1 - \cos \left(\arcsen \frac{R}{L} \right) \right].$$

In definitiva, quindi, le equazioni del moto dei denti posti sulla prima barra sono:

$$x = v \cdot t + r_1 \cdot (\cos \varphi_1 - \cos \alpha_1) \quad (10)$$

$$y = -L \cdot \cos \left(\arcsen \frac{R}{L} \right) - R \cdot \cos \omega t + L \cdot \cos \vartheta$$

Per il calcolo, invece, delle y , detta y_1 la ordinata relativa alla prima barra, l'ordinata del dente sulla seconda barra y_2 , nello stesso istante è:

$$y_2 = - y_1 \cdot \frac{r_2}{r_1} + y_1$$

dove y_1 è la ordinata del dente della seconda barra quando $\omega t = 90^\circ$, o, ciò che è lo stesso, quando $y_1 = 0$. Nella fattispecie, il valore di y_1 , risulta pari a 77,5 mm.

Concludendo, le coordinate del punto P_2 sulla seconda barra, sono:

$$x = v \cdot t - d''_x + x_1$$

$$y = - y_1 \cdot \frac{r_2}{r_1} + y_1$$

3.1.2. Erpice a denti rotanti

Per questa operatrice, la definizione delle equazioni del moto degli utensili, presuppone, come è ovvio, la conoscenza del rapporto di riduzione della trasmissione del moto.

Come si è già accennato nella descrizione della macchina, il rapporto totale di trasmissione tra p.d.p. e rotori può essere variato invertendo o sostituendo una coppia di ingranaggi prevista tra p.d.p. e organi di lavoro. Diversi sono così i rapporti di riduzione ottenibili; detta τ la riduzione dovuta ai due ingranaggi in questione e τ' la riduzione dovuta alla restante trasmissione (coppia conica di rinvio del moto), la riduzione totale τ_{tot} sarà:

$$\tau_{tot} = \tau' \cdot \tau$$

Mentre il valore di τ' è una costante costruttiva ($\tau' = 0,472$), i valori che τ può assumere, a seconda delle diverse coppie di ingranaggi predisposti sulla macchina, sono diversi e sono stati riportati nella tab. 1.

Detta, quindi, ω_p la velocità angolare della p.d.p della trattrice, le coppie di utensili ruotano con una velocità angolare ω_u pari a:

$$\omega_u = 0,472 \cdot \tau \cdot \omega_p$$

Il moto dei denti di una coppia, durante il lavoro della macchina, risulta nel piano del terreno, una cicloide allungata le cui equazioni, detto R il raggio del cerchio descritto dall'utensile, v la velocità di avanzamento e t il tempo, ed assumendo come x la direzione di avanzamento, sono:

$$x = R \cdot \sin \omega_u t + v \cdot t$$

$$y = R \cdot \cos \omega_u t$$

Tab. 1 - *Rapporti di riduzione realizzabili con le diverse coppie di ingranaggi disponibili per l'erpice rotante*

Ruote dentate ingrananti tra loro		Rapporto di trasmissione delle coppie (τ)	Rapporto di trasmissione totale (τ_{tot})
Albero motore (n° denti)	Albero condotto (n° denti)		
17	18	0,941	0,445
18	17	1,059	0,500
16	19	0,842	0,397
19	16	1,187	0,560
15	20	0,750	0,354
20	15	1,333	0,629
14	21	0,666	0,314
21	14	1,500	0,708

Le equazioni del moto della coppia contigua, i cui denti sono sfasati di 90° rispetto ai precedenti e rotanti in senso contrario, sono:

$$\begin{aligned}x &= R \cdot \text{sen}(-\omega_n t - 90^\circ) + v \cdot t \\y &= R \cdot \text{cos}(-\omega_n t - 90^\circ)\end{aligned}$$

ovvero:

$$\begin{aligned}x &= -R \cdot \text{cos} \omega_n t + v \cdot t \\y &= -R \cdot \text{sen} \omega_n t\end{aligned}$$

3.2. *Traiettorie degli utensili e parametri cinematici di funzionamento*

Nelle figg. 6, 7, 8, 9 e 10 sono riportate le traiettorie percorse dagli utensili dei due erpici, in funzione della velocità di avanzamento degli stessi e del regime della p.d.p. della trattrice.

Come è ovvio, mantenendo costante il regime di rotazione della p.d.p., col crescere della velocità di avanzamento delle macchine si allargano le traiettorie degli organi operatori, traiettorie costituite da sinusoidi, nel caso dell'erpice oscillante, e da cicloidi, nel caso dell'erpice a denti rotanti.

Ciò significa che in entrambi i casi, a parità di regime della p.d.p., si ha una riduzione dell'efficacia di lavorazione con l'aumentare della velocità di avanzamento.

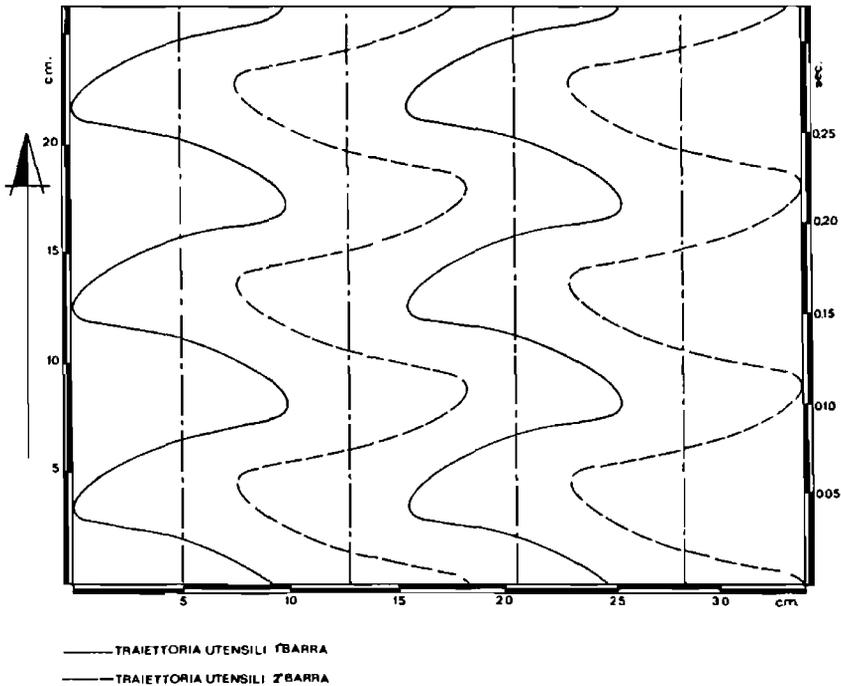


Fig. 6 - Erpice a barre oscillanti: traiettoria di quattro utensili (due sulla barra anteriore e due, corrispondenti ai primi, sulla barra posteriore), alla velocità di avanzamento di 3 Km/h ed a un regime della p.d.p. pari a 56 rad/s.

Significativa, ai fini della valutazione sul piano teorico dell'efficienza del lavoro, è anche la comparazione tra le traiettorie descritte dagli utensili dell'erpice a due barre oscillanti e quelle ottenute, con analogo procedimento, su un erpice a quattro barre oscillanti (1). In quest'ultimo caso, infatti, la diversa escursione delle barre e la sfasatura dei denti, porta ad avere traiettorie sensibilmente diversificate l'una dall'altra e tra loro intersecantesi, a tutto vantaggio dell'efficacia del lavoro.

Tuttavia più che sul tipo di traiettoria, sembra più importante soffermare l'attenzione sulla lunghezza delle traiettorie percorse dagli utensili per unità di superficie lavorata.

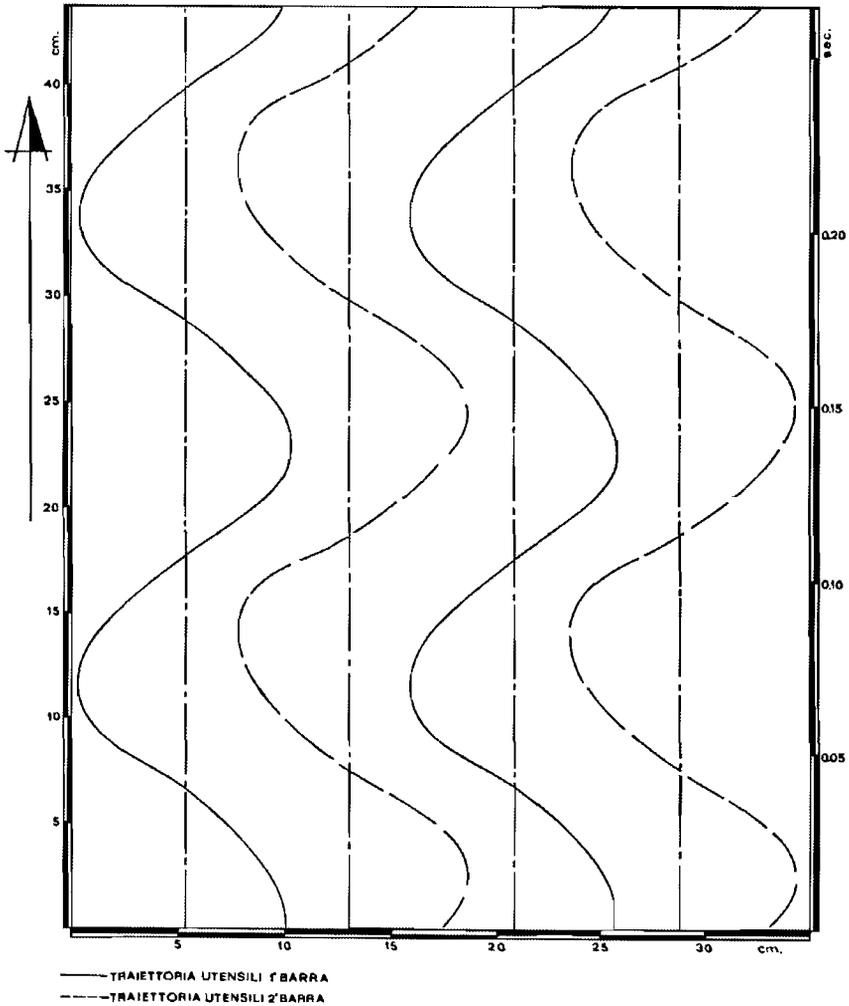


Fig. 7 - Erpice a barre oscillanti: traiettoria di quattro utensili (due sulla barra anteriore e due, corrispondenti ai primi, sulla barra posteriore), alla velocità di avanzamento di 6 Km/h ed a un regime della p.d.p. pari a 47 rad/s.

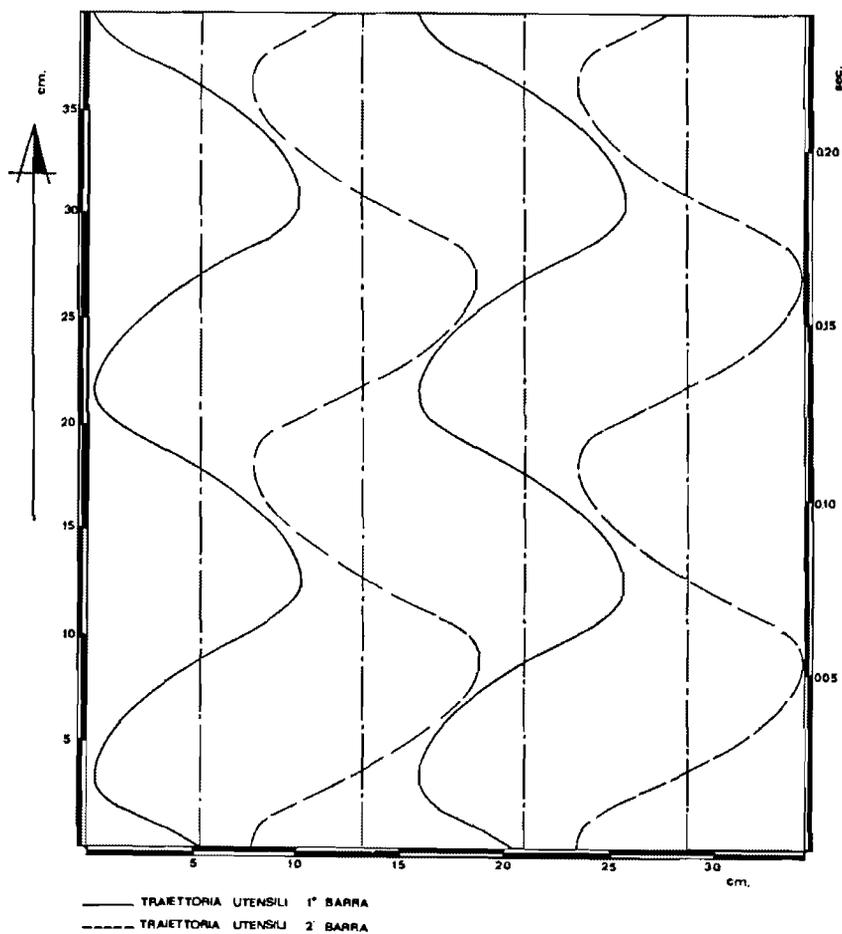


Fig. 8 - Erpice a barre oscillanti: traiettoria di quattro utensili (due sulla barra anteriore e due, corrispondenti ai primi, sulla barra posteriore), alla velocità di avanzamento di 6 Km/h ed a un regime della p.d.p. pari a 56 rad/s.

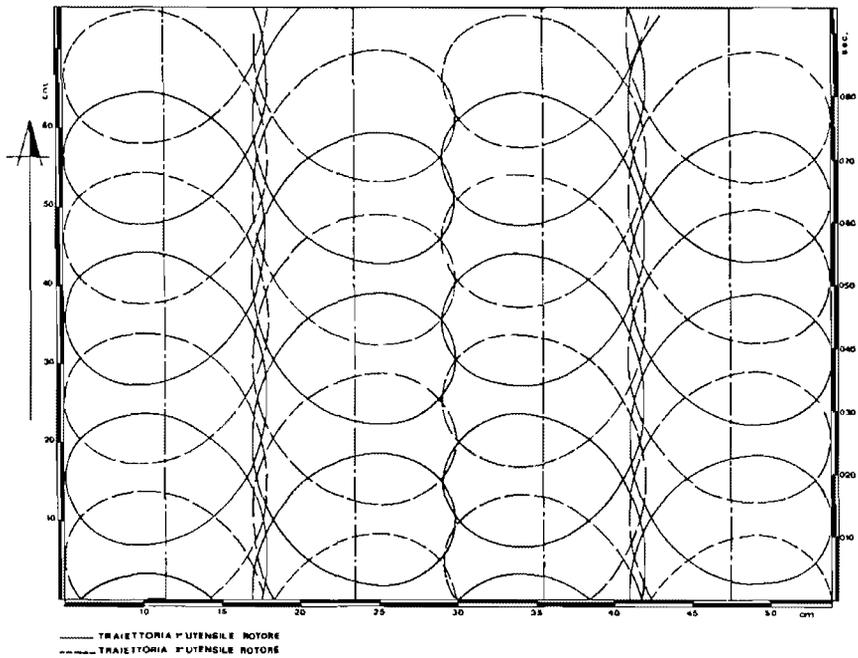


Fig. 9 - Erpice a denti rotanti: traiettoria degli utensili di quattro rotori (a due a due controrotanti), alla velocità di avanzamento di 3 Km/h ed a un regime della p.d.p. pari a 56 rad/s.

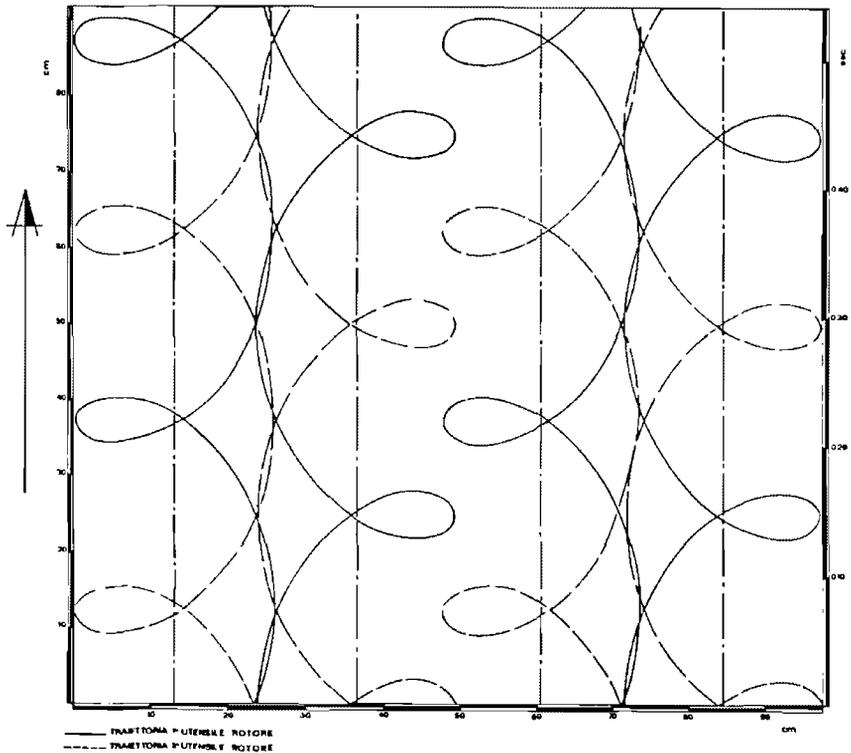


Fig. 10 - Erpice a denti rotanti: traiettoria degli utensili di quattro rotori (a due a due controrotanti), alla velocità di avanzamento di 6 Km/h ed a un regime della p.d.p. pari a 47 rad/s.

Come si nota dall'esame delle tabb. 2 e 3, i valori delle lunghezze delle traiettorie sono compresi, mediamente, tra i 20 e i 30 m/m², per l'erpice oscillante, e tra i 15 e i 30 m/m² per l'erpice rotante, a seconda della velocità di avanzamento e del regime della p.d.p. A titolo di confronto, riteniamo sia utile richiamare che, indicativamente, per un erpice a denti rigidi, si hanno da 10 a 15 m/m², indipendentemente però, ovviamente, dalla velocità di avanzamento.

A questo punto si può rilevare che, malgrado le lunghezze delle traiettorie percorse siano dello stesso ordine di grandezza, ad esse fa riscontro un diverso comportamento dei due erpici. Ciò è dovuto al fatto che il numero di denti lavoranti per metro di larghezza è, rispettivamente, 12,9 per l'erpice oscillante e 8,3 per l'erpice rotante, per cui, per realizzare le stesse lunghezze di traiettoria per unità di superficie, è necessario dotare i denti del modello rotante di una velocità sensibilmente superiore. Quest'ultima, infatti, risulta di media, a parità di condizioni di lavoro — in termini di velocità di avanzamento e regime della p.d.p. —, di un 40-50% più elevata per l'erpice rotante rispetto a quello con barre dotate da moto alternativo (fig. 11).

Sembra dunque si possa affermare che questo è uno dei motivi principali per cui il comportamento degli erpici rotanti risulta più efficace, come è stato del resto confermato sperimentalmente, nel pratico impiego delle due macchine (7, 8); in altri termini, più che il numero degli utensili per metro di larghezza, è importante la velocità con la quale gli utensili stessi vengono a contatto col terreno.

Per meglio analizzare questo punto, che sembra di un certo interesse, si supponga di scindere la traiettoria percorsa dall'utensile in due parti, l'una dovuta all'avanzamento della macchina e l'altra al moto causato dalla trasmissione per mezzo della p.d.p. della trattrice.

Per quanto riguarda la traiettoria dell'utensile dovuto all'avanzamento, si vede che, per essa, l'erpice non si differenzia sostanzialmente da un erpice a denti rigidi tradizionale. Il valore di questa parte, che si può chiamare di « traslazione », risulta di 8,3 m/m² per l'erpice ruotante e di 12,9 m/m² per l'erpice oscillante (fig. 12).

Nella fig. 13, invece, si è voluto evidenziare la percentuale, sul totale, della traiettoria percorsa dagli utensili dovuta all'azionamento degli stessi, da parte della p.d.p. (moto che si può definire di « rotazione »); esemplificando, alla velocità di 1,39 m/s (5 Km/h) e ad un regime di 56 rad/s della p.d.p., la traiettoria dovuta alla p.d.p., rappresenta poco più del 40% del totale, nell'erpice a due barre oscillanti, mentre raggiunge il 60% del totale, in quello a denti rotanti.

Tab. 2 - Parametri cinematici di funzionamento dell'erpice oscillante considerato, in funzione della velocità di avanzamento e del regime di rotazione della p.d.p. della fratrice

Velocità di avanzamento (Km/h)	Regime p.d.p. (rad/s)	Avanzamento per ciclo (cm)	Lunghezza traiettoria per ciclo (1° utens.) (cm)	Lunghezza traiettoria per ciclo (2° utens.) (cm)	Numero cicli per metro di avanzamento	Lunghezza traiettoria per metro avanzamento e larghezza (m/m ²)	Velocità media (1° utens.) (m/s)	Velocità media (2° utens.) (m/s)
3,0	47	11,1	23,2	25,2	9,01	28,1	1,74	1,89
4,0	47	14,8	25,5	27,0	5,76	22,9	1,92	2,03
5,0	47	18,5	27,7	29,5	5,40	19,9	2,08	2,22
6,0	47	22,2	30,6	31,7	4,50	18,1	2,30	2,38
3,0	52	10,0	22,7	24,6	10,00	30,5	1,89	2,05
4,0	52	13,3	24,6	26,0	7,52	24,5	2,06	2,16
5,0	52	16,6	26,5	27,8	6,02	21,1	2,21	2,32
6,0	52	20,0	28,9	30,1	5,00	19,0	2,41	2,51
3,0	56	9,1	22,4	24,1	10,98	32,9	2,05	2,21
4,0	56	12,1	23,9	25,3	8,26	26,2	2,19	2,32
5,0	56	15,2	25,8	27,1	6,58	22,4	2,36	2,48
6,0	56	18,2	27,7	28,8	5,49	20,0	2,54	2,64

Tab. 3 - Parametri cinematici di funzionamento dell'erpice rotante considerato, in funzione della velocità di avanzamento e del regime di rotazione della p.d.p. della trattrice

Velocità di avanzamento (Km/h)	Regime p.d.p. (rad/s)	Avanzamento per ciclo (cm)	Lunghezza traiettoria per ciclo (cm)	Numero cicli per metro di avanzamento	Lunghezza traiettoria per metro avanzamento e metro larghezza (m/m ²)	Velocità media utensile (m/s)
3,0	47	25,0	83,6	4,00	27,9	2,79
4,0	47	33,4	84,2	2,99	20,9	2,82
5,0	47	41,6	86,4	2,40	17,3	2,89
6,0	47	50,0	89,4	2,00	14,9	2,99
3,0	52	22,4	82,6	4,46	30,7	3,07
4,0	52	29,8	84,2	3,35	23,5	3,13
5,0	52	37,4	86,4	2,67	19,2	3,21
6,0	52	44,8	88,2	2,23	16,4	3,28
3,0	56	20,4	82,8	4,90	33,8	3,38
4,0	56	27,2	83,5	3,68	25,6	3,41
5,0	56	34,0	85,2	2,94	20,9	3,48
6,0	56	40,8	86,2	2,45	17,6	3,52

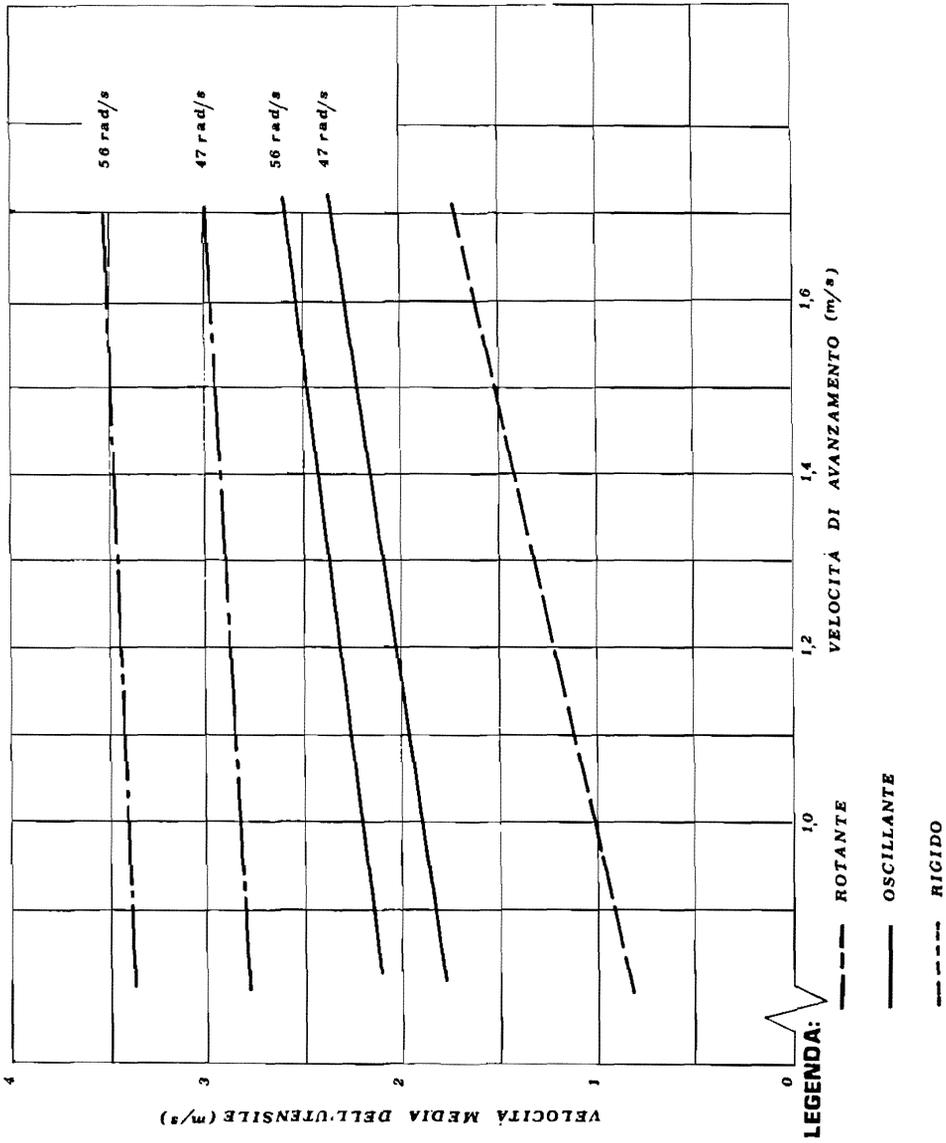


Fig. 11 - Velocità media degli utensili in funzione della velocità di avanzamento.
 La linea inferiore corrisponde alla velocità di cui sarebbero dotati gli utensili nel caso di sola traslazione (erpice rigido).

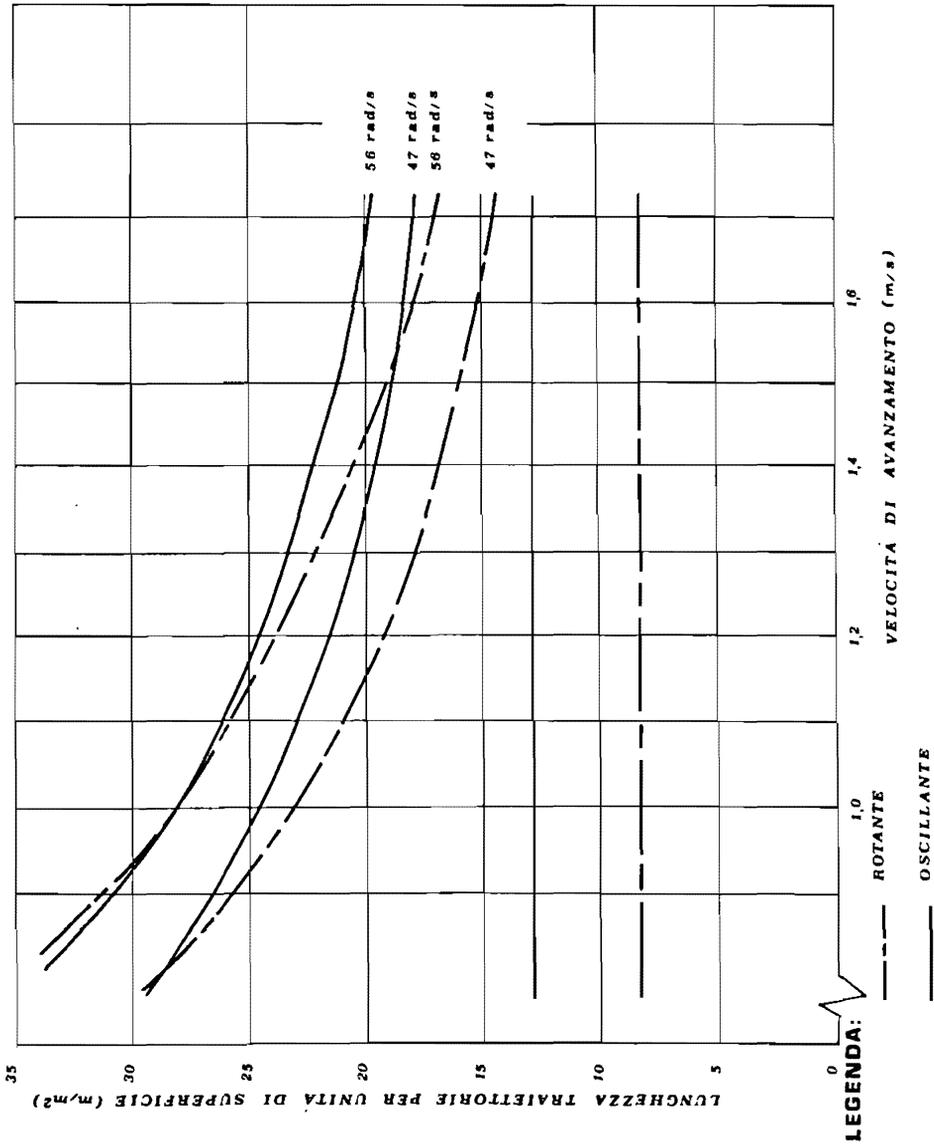


Fig. 12 - Variazione della lunghezza unitaria della traiettoria in funzione della velocità di avanzamento. Le due linee orizzontali indicano la lunghezza corrispondente alla sola traslazione degli utensili.

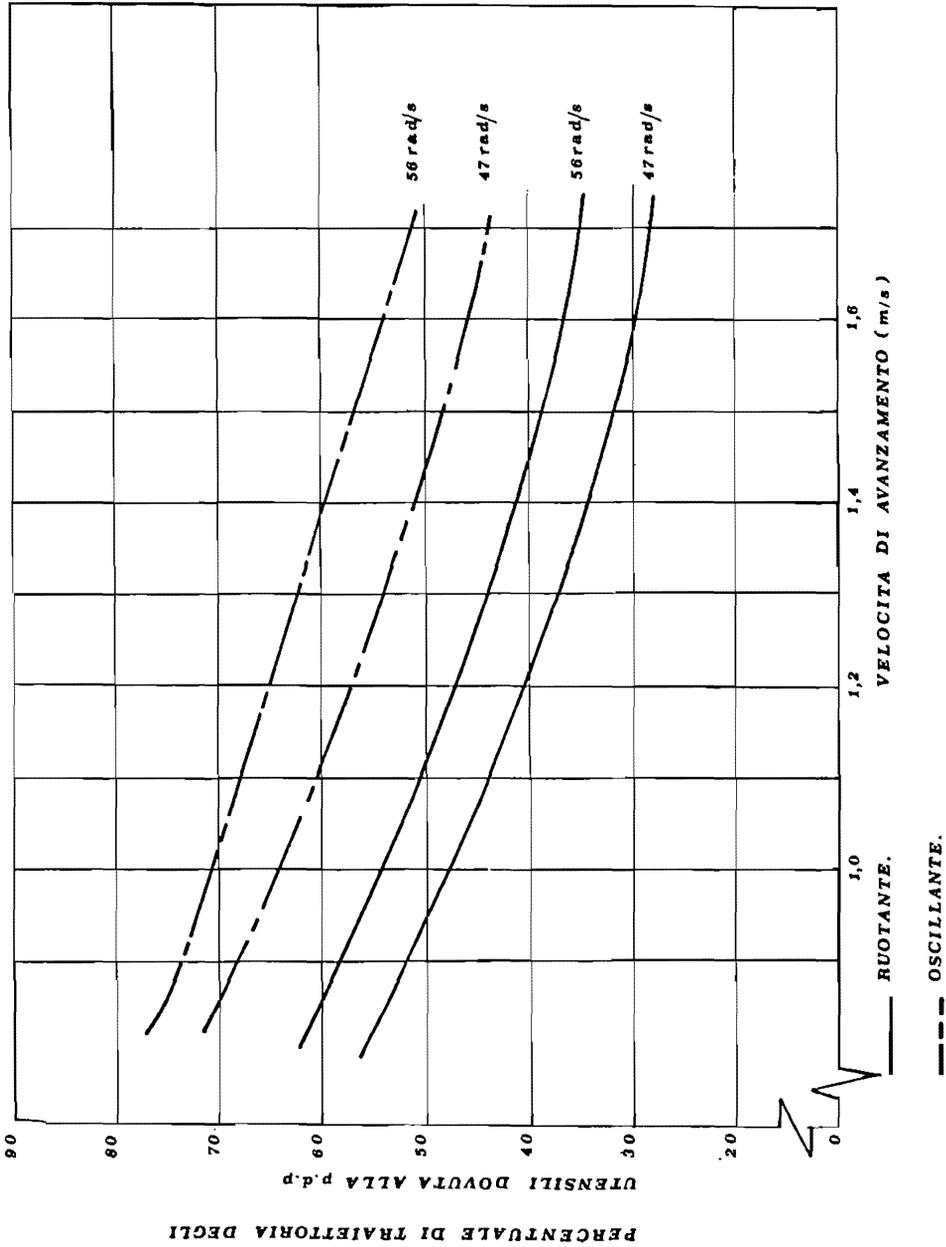


Fig. 13 - Valore percentuale della lunghezza di traiettoria dovuta alla p.d.p. rispetto alla lunghezza totale, in funzione della velocità di avanzamento.

Si può quindi affermare, anche se con una terminologia un poco particolare, che l'erpice a due barre oscillanti è più « vicino » all'erpice tradizionale a denti rigidi di quanto non lo sia l'erpice di tipo rotante.

Facendo ora mente ad una considerazione cinematica e dinamica più generale, e nota, per la quale è più « facile » realizzare un moto rotatorio piuttosto che uno alternativo, si può comprendere come, nell'impossibilità di aumentare la velocità media degli utensili — a meno di ricorrere a strutture anti-economiche — si è costretti, per avere un certo amminutamento del terreno, a predisporre sull'erpice a due barre oscillanti un maggior numero di denti per metro di larghezza.

L'effetto di amminutamento del terreno però, come si è già detto, aumenta sensibilmente, a parità di ogni altra condizione, con l'aumentare della velocità relativa tra utensile e terreno e, quindi, l'erpice rotante, dall'azionamento degli utensili da parte della p.d.p. della trattrice trae vantaggi che compensano e superano quelli che si ottengono con l'infittimento dei denti sul modello a due barre oscillanti.

3.3. *Calcolo del fabbisogno di potenza*

3.3.1. Noti i parametri cinematici di funzionamento dei due erpici, si è voluto ricavare l'equazione per il calcolo della potenza assorbita dalla trattrice, sia alla p.d.p. ($W_{p.d.p.}$), per il movimento definito di « rotazione » degli utensili, sia al gancio (W_r), per l'avanzamento degli stessi dovuto alla trazione (movimento di « traslazione »).

Indicando con ρ la resistenza incontrata nel terreno da ogni singolo utensile, con n il numero di utensili per metro di barra, la resistenza totale R_t incontrata dall'erpice per metro di larghezza è data dalla equazione:

$$R_t = \rho \cdot n \quad (\text{N/m}).$$

Tale resistenza si ripartisce, poi, in parte al gancio sinistro (R_r) ed in parte alla p.d.p. ($R_{p.d.p.}$) della trattrice, in misura che può ritenersi pari, almeno in prima approssimazione, alla quota parte di traiettoria dell'utensile dovuta all'azione di trascinamento ed all'azione della p.d.p.

Il fabbisogno di potenza (W), indicando con l la larghezza di lavoro, sarà dato dalla formula generale:

$$W = \frac{R \cdot v \cdot l}{1000 \cdot \eta} \quad (\text{kW}).$$

nella quale:

- per la richiesta di potenza al gancio, R indica la resistenza al gancio (N), v la velocità di avanzamento (m/s) e η il rendimento al gancio della trattrice;
- per la richiesta di potenza alla p.d.p., R indica la resistenza alla p.d.p. (N), v la velocità degli utensili (m/s) e η il rendimento di trasmissione del moto dalla p.d.p. agli utensili.

3.3.2. Ipotizzando di operare su terreni di medio impasto (ρ , in funzione della diversa lunghezza degli utensili, assumerà il valore di 200 e 280 N/m, rispettivamente per il modello oscillante e per quello rotante), ed alle condizioni di lavoro maggiormente consone ai due erpici (velocità di avanzamento pari a 1,39 m/s (5 Km/h) e regime della p.d.p. pari a 52-56 rad/s), il calcolo del fabbisogno di potenza può essere esemplificato come di seguito riportato.

Per l'*erpice a due barre oscillanti*, il numero n di utensili per metro di barra è pari a 12,9, per cui la resistenza incontrata, per metro di larghezza di lavoro, sarà:

$$R_t = 200 \times 12,9 = 2580 \text{ N/m,}$$

che, in funzione della quota di traiettoria dell'utensile, sia dovuta alla trazione (pari, come già detto, al 60%), e sia dovuta alla p.d.p. (pari al 40%), si ripartirà in:

$$\begin{aligned} R_g &= 2580 \times 0,6 = 1550 \text{ N/m;} \\ R_{pdp} &= 2580 \times 0,4 = 1030 \text{ N/m.} \end{aligned}$$

Il fabbisogno di potenza al gancio, essendo $l = 3,1$ m ed ipotizzando $\eta = 0,7$, risulta:

$$W_g = \frac{1550 \times 1,39 \times 3,1}{1000 \times 0,7} = 9,5 \text{ kW}$$

Il fabbisogno di potenza alla p.d.p., risultando $v = 2,25$ m/s (ricavato dalla tab. 2, quale valore medio tra la velocità delle due barre), ed ipotizzando $\eta = 0,9$, è:

$$W_{pdp} = \frac{1030 \times 2,25 \times 3,1}{1000 \times 0,9} = 8,0 \text{ kW}$$

Questi valori concordano perfettamente con i risultati ottenuti dalle già citate prove sperimentali (7) su terreni sciolti e di medio impasto, per i quali

l'assorbimento di potenza alla p.d.p. della trattrice è risultato compreso tra i 6,5 e gli 8 kW; valori maggiorati del 25-30% si sono invece riscontrati in terreni tenaci.

Per l'erpice a denti rotanti, i parametri per il calcolo del fabbisogno di potenza assumono, per le condizioni operative prima ipotizzate, i seguenti valori:

- n , pari a 8,3 utensili per metro di barra;
- R_s , pari a 0,4 R_t ; e R_{pdp} , pari, ovviamente, a 0,6 R_t ;
- l , pari a 3 m;
- v_t , pari a 3,21 m/s (ricavato dalla tab. 3).

Sulla base di questi elementi si ricava:

$$R_t = 280 \times 8,3 = 2300 \text{ N/m},$$

che va a ripartirsi tra:

$$\begin{aligned} R_s &= 2300 \times 0,4 = 900 \text{ N/m;} \\ R_{pdp} &= 2300 \times 0,6 = 1400 \text{ N/m.} \end{aligned}$$

Il fabbisogno di potenza al gancio sarà così di:

$$W_s = \frac{900 \times 1,39 \times 3}{1000 \times 0,7} = 5,4 \text{ kW},$$

mentre l'assorbimento di potenza alla p.d.p. ipotizzando, in considerazione delle maggiori perdite legate al sistema di trasmissione del moto della macchina, $\eta = 0,8$, risulterà di:

$$W_{pdp} = \frac{1400 \times 3,2 \times 3}{1000 \times 0,8} = 17,0 \text{ kW}.$$

A parità di condizioni, quindi, l'assorbimento di potenza alla p.d.p. della trattrice da parte dell'erpice a denti rotanti, risulta più che doppio rispetto al fabbisogno dell'erpice a due barre oscillanti; ciò, del resto, conferma quanto rilevato sperimentalmente (8). Complessivamente, comunque, anche se diversamente ripartito, l'assorbimento di potenza nelle condizioni operative ipotizzate, risulta pressochè coincidente (~ 20 kW) per i due erpici.

Inoltre, dall'analisi condotta, si possono anche trarre ulteriori considerazioni in merito al tipo di trattrici più idonee per questi due erpici.

Il diverso tipo di traiettoria degli utensili, e la differente quota di essa dovuta all'azione della p.d.p. con la conseguente diversificazione dell'assorbimento di potenza, giustificano, infatti, la minor esigenza di sforzo di trazione del modello rotante; minor esigenza (confermata del resto sperimentalmente) che, nell'ipotesi fatta, rappresenta circa il 40% dello sforzo richiesto dal modello a barre oscillanti. Questo significa che, a parità di potenza al motore, l'erpice rotante, può essere più convenientemente accoppiato con attrici più « leggere », aventi cioè un più basso valore del rapporto massa/potenza.

4 — CONCLUSIONI

Essendo ormai acquisita la maggior efficienza del lavoro svolto dagli erpici azionati dalla p.d.p. della attrice rispetto agli erpici rigidi, superiorità, del resto, messa chiaramente in evidenza già una decina di anni fa dalle prove comparative condotte su terreni di diversa natura (4), in questo studio si è voluto ricavare, per i due tipi più diffusi di erpici azionati dalla p.d.p., utili indicazioni su quelle che possono essere le ragioni del differente comportamento, funzionale ed operativo, legate alle caratteristiche costruttive e cinematiche dei due diversi modelli.

Il confronto cinematico eseguito ha, così, consentito di stabilire, oltre alle diversità delle traiettorie percorse dagli utensili in funzione della velocità di avanzamento e del regime della p.d.p., che le differenti modalità di realizzazione del moto degli utensili hanno una sensibile influenza sulle prestazioni delle due macchine, specie in termini di efficienza del lavoro; in particolare si è avuta la dimostrazione che è preferibile, a parità di lunghezza di traiettoria percorsa, operare con un minor numero di denti, dotati però di una maggiore velocità rispetto al terreno.

Per queste ragioni, l'erpice del tipo a denti rotanti, a parità di condizioni, è in grado di offrire un maggior amminutamento del terreno e, più in generale, una superiore qualità di lavoro, richiedendo però un maggior assorbimento di potenza alla p.d.p., compensato, peraltro, da una minor richiesta di potenza al gancio.

In merito alle condizioni operative, la rappresentazione delle traiettorie degli utensili, ha confermato che, ai regimi normali della p.d.p. (52-56 rad/s), la velocità di avanzamento non dovrebbe superare gli 1,5 m/s.

Lo studio, quindi, ha fornito una serie di indicazioni che, ci auguriamo, abbiano contribuito a chiarire, sia le ragioni della diversa efficacia del lavoro

dei due erpici, sia le condizioni operative — in termini di velocità di avanzamento, accoppiamento e regime della p.d.p. della trattrice — più idonee per le macchine stesse.

RIASSUNTO

Analisi comparativa del comportamento cinematico e dinamico di due erpici azionati dalla p.d.p. della trattrice

L'A., attraverso l'analisi della meccanica di due tipi di erpici azionati dalla p.d.p. della trattrice — a due barre oscillanti e a denti rotanti —, ne mette in evidenza il diverso comportamento cinematico e dinamico, traendo indicazioni sulle possibili influenze sotto il profilo operativo.

SUMMARY

Comparative analyses of the kinematic and dynamic behaviour of two harrows worked by tractor p.t.o.

By analysing the mechanics of two harrows worked by tractor p.t.o. — one with oscillating bars and one with rotating teeth — the author points out their different kinematic and dynamic behaviour and gives some indication of their possible influences from an operative point of view.

BIBLIOGRAFIA

- (1) BLANDINI G., PETRONE F. — *Sulla meccanica di un erpice livellatore a moto alterno*. - Rivista di Ingegneria Agraria, 1 (1975).
- (2) CHISINI O. — *Lezione di geometria analitica e proiettiva*. - Ediz. Zanichelli (1957).
- (3) KOFOED S. S. — *Kinematics and power requirement of oscillating tillage tools*. - Journal of Agricultural Engineering Research, 1969, vol. 14, n. 1 54/73.
- (4) PELLIZZI G., COLZANI G. — *Risultati di prove comparative di differenti tipi di erpici*. - ISMA, 1966.
- (5) VERMA BRAHM P. — *Oscillating soil tool-a review*. - Transactions of the ASAE 6 (1971).
- (6) — *Ruelleleggen fuer hohe flaechenleistungen*. - Landmaschinen Runschau (1969).
- (7) — *Erpice oscillante*. - Bollettino di certificazione UMA, Ist. Ingegneria agraria, Milano (1976).
- (8) — *Erpice rotativo*. - Bollettino di certificazione UMA, Ist. Ingegneria agraria, Milano (1976).