

**Dr.ing. Ioan BĂISAN**

# **MAȘINI DE RECOLTAT**

(suport de curs pentru studenții anului III specializarea Mașini și  
Instalații pentru Agricultură și Industria Alimentară)

**2024**

## CUPRINS

I. MAȘINI DE RECOLTAT .....	3
1.1. Tehnologii de recoltare și clasificarea mașinilor de recoltat .....	3
1.2. Aparate de tăiere .....	6
1.3. Rabatoare .....	15
1.4. Aparate de treier .....	20
1.5. Separarea fracțiilor mici din masa de paie .....	31
1.6. Sisteme de curățire a boabelor .....	39
1.7. Transportoare de material .....	43
1.8. Parametrii de bază ai combinelor de recoltat cereale păioase .....	46
II. MAȘINI DE RECOLTAT PORUMB .....	48
2.1. Tehnologii de recoltare și clasificarea mașinilor de recoltat .....	48
2.2. Organele de lucru ale mașinilor de recoltat porumb .....	54
2.2.1. Aparate de tăiere .....	54
2.2.2. Organe pentru dirijarea și transportul tulpinilor .....	56
2.2.3. Lanțuri de alimentare .....	56
2.2.4. Aparate de detașare a știuleților .....	57
2.2.5. Aparate de depănușat știuleți .....	62
2.2.6. Aparate de treierat porumbul .....	66
III. MAȘINI DE RECOLTAT CARTOFI .....	73
3.1. Tehnologii de recoltare și clasificarea mașinilor de recoltat .....	73
3.2. Organe de dislocat și scos tuberculi .....	77
3.3. Organe pentru separarea tuberculilor de sol și impurități .....	83
3.4. Organe pentru sfărâmarea bulgărilor .....	92
3.5. Organe pentru separarea bulgărilor și pietrelor .....	93
3.6. Organe pentru separarea vrejilor .....	97
IV. MAȘINI DE RECOLTAT SFECLĂ DE ZAHĂR .....	100
4.1. Tehnologii de recoltare și clasificarea mașinilor de recoltat .....	100
4.2. Aparate pentru tăierea coletelor .....	105
4.3. Organe de dislocat și extras rădăcini .....	111
4.4. Organe pentru curățirea rădăcinilor .....	115
V. MAȘINI DE RECOLTAT LEGUME .....	118
5.1. Mașini de recoltat mazăre .....	118
5.2. Mașini de recoltat fasole .....	124
5.3. Mașini de recoltat tomate .....	127
5.4. Mașini de recoltat legume rădăcinoase .....	134
5.5. Mașini de recoltat legume bulboase .....	142
5.6. Mașini de recoltat varză .....	145
VI. MAȘINI DE RECOLTAT PLANTE FURAJERE .....	151
6.1. Tehnologii de recoltat plante furajere .....	151
6.2. Mașini de cosit .....	151
6.3. Mașini de cosit și condiționat plante furajere .....	166
6.4. Mașini de strâns, întors și răvășit fân .....	169
6.5. Mașini de adunat, încărcat și transportat fân vrac .....	186
6.6. Mașini de adunat, presat și balotat fân .....	189
6.6.1. Teoria presării paielor și fânului .....	189
6.6.2. Clasificarea și construcția preselor .....	191
6.6.2.1. Prese cu piston .....	191
6.6.2.2. Prese cu perete oscilant .....	194
6.6.2.3. Prese cu benzi .....	194
6.6.2.4. Prese cu valțuri .....	197
6.6.2.5. Prese cu cameră de presare mixtă .....	197
6.6.3. Organele de lucru ale preselor .....	198
6.7. Combine de recoltat plante furajere .....	203
6.7.1. Clasificarea combinelor de recoltat plante furajere .....	203
6.7.2. Organele de lucru ale combinelor de recoltat plante furajere .....	206

VII. MAȘINI DE RECOLTAT STRUGURI .....	215
7.1. Tehnologii de recoltare a strugurilor .....	215
7.2. Tehnologia de recoltare mecanizată a strugurilor pentru vin .....	216
7.3. Mașini de recoltat struguri .....	217
7.3.1. Mașini de recoltat struguri prin tăiere .....	218
7.3.2. Mașini de recoltat struguri prin perierea-pieptănarea vegetației .....	220
7.3.3. Mașini de recoltat struguri prin lovire .....	223
7.3.4. Mașini de recoltat struguri prin scuturare .....	224
7.3.4.1. Mașini de recoltat struguri prin scuturare verticală .....	224
7.3.4.2. Mașini de recoltat struguri prin scuturare orizontală .....	229
Bibliografie .....	237

# I. MAȘINI DE RECOLTAT CEREALE PĂIOASE

## 1.1. Tehnologii de recoltare și clasificarea mașinilor de recoltat

Culturile cerealiere sunt reprezentate de grâu, orz, secară, ovăz, orez, triticale, având o importanță deosebită pentru industria alimentară. Cerealele păioase au ponderea cea mai mare, constituind hrana de bază a majorității populației.

Recoltarea cerealelor păioase constituie o lucrare ce necesită un volum mare de muncă și care trebuie realizată într-un interval de timp scurt, de 6-10 zile.

Procesul tehnologic de recoltare cuprinde operațiile de bază (tăierea plantelor, desprinderea boabelor sau treieratul, separarea boabelor de fracțiile păioase sau curățatul, colectarea și transportul boabelor, respectiv transportul produselor secundare), la care se adaugă și operația auxiliară de rabatere a tulpinilor.

În funcție de condițiile naturale, de gradul de îmburuienare și de coacere a boabelor, tehnologiile de recoltare pot fi:

- tehnologia divizată: presupune tăierea plantelor și lăsarea pe sol sub formă de brazde, în vederea uniformizării uscării culturii de bază și a buruienilor, urmată de ridicarea din brazdă, treieratul, separarea boabelor și colectarea lor, respectiv evacuarea paielor și a plevei.

- tehnologia monofazică, la care toate operațiile sunt executate la o singură trecere de către o combină de recoltat.

Întrucât perioada optimă de recoltare a cerealelor păioase este scurtă, iar depășirea ei determină pierderi importante de boabe, la care se mai adaugă și eventuale condiții nefavorabile din punct de vedere climatic, dezvoltare neuniformă a culturii, mașinile de recoltat trebuie să îndeplinească o serie de cerințe tehnologice precum:

- să asigure tăierea plantelor la înălțimi de 70 – 250 mm, fără scuturarea spicelor;
- pierderile de boabe scuturate în timpul tăierii plantelor sub 0,2 %;
- pierderile de spice la tăierea plantelor sub 1 %;
- pierderile de boabe în spice netreierate sub 1,5 %;
- pierderile de boabe rămase în paie sub 0,5 %;
- procentul de boabe sparte la recoltare sub 2 %
- pierderile totale de boabe la recoltare sub 2,5 %;
- puritatea boabelor în buncăr peste 98 %.
- posibilitatea recoltării în condiții satisfăcătoare pentru boabe cu umiditatea de până la 35 %;
- presiunea specifică pe sol a mașinii sub 0,2 MPa.

Mașinile de recoltat trebuie să lucreze în culturi cu densitatea de 200 – 800 plante/m<sup>2</sup>, cu înălțimea de 400 – 1600 mm, diametrul tulpinii de 1,5 – 3,5 mm, masa volumetrică a paielor în vrac de 20 – 40 kg/m<sup>3</sup> și rezistența la tăiere a tulpinilor de 0,2 – 0,8 N/cm<sup>2</sup>.

În afara acestor cerințe specifice, mașinile de recoltat trebuie să permită recoltarea pe pante de până la 14 %, să recolteze culturile căzute pe sol, să fie ușor de manevrat și să aibă o rază de întoarcere mică.

Mașinile de recoltat cereale păioase se pot clasifica după mai multe criterii:

a. după operațiile din procesul tehnologic pe care le execută:

- mașini de secerat plante;
- mașini de treierat plante;

- combine de recoltat plante;
  - mașini de adunat și balotat paie;
- b. după modul de cuplare la sursa de energie:
- mașini de recoltat tractate și acționate de la priza de putere;
  - mașini autopropulsate;
- c. după fluxul tehnologic de lucru:
- cu flux direct (longitudinal, fig. 1.1.a);
  - cu flux indirect (în L, fig. 1.1.b. sau T, fig. 1.1.c.):

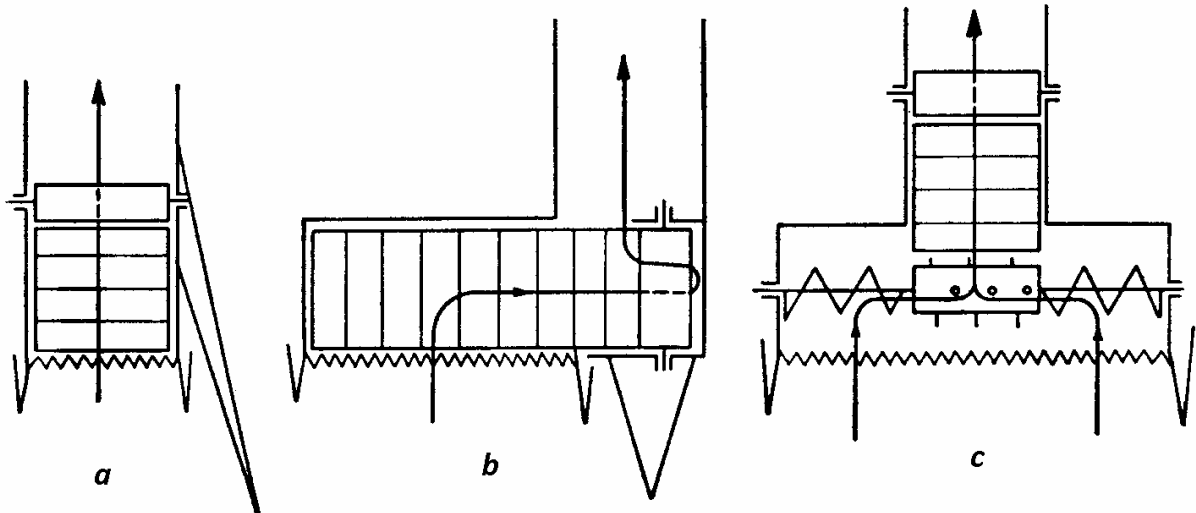


Fig. 1.1. Scheme de fluxuri tehnologice ale mașinilor de recoltat cereale păioase

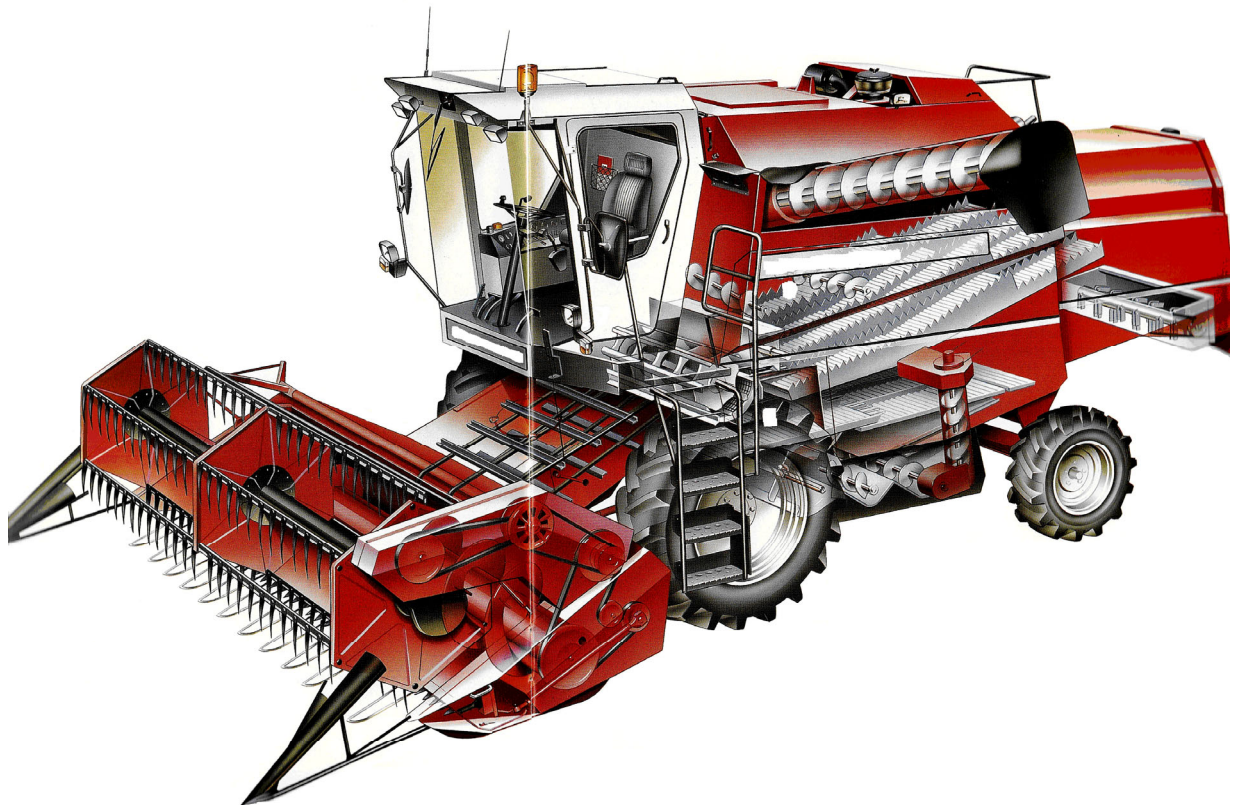


Fig. 1.2. Combina de recoltat cereale

Mașinile de secerat plante, numite și secerători, realizează tăierea plantelor și lăsarea lor sub formă de brazde pe miriște. În general sunt secerători simple, secerători cu greble, respectiv vindrovere. Din considerente tehnologice, vindroverele sunt cele mai utilizate deoarece au în construcția lor separator de lan, aparat de tăiere, rabator și transportor de plante, asemănătoare constructiv cu hederul combinelor de recoltat. Vindroverele pot fi tractate și acționate de la priza de putere, purtate și mai ales autopropulsate, fiind utilizate și la recoltarea plantelor furajere.

Mașinile de treierat plante se mai numesc batoze și au construcția asemănătoare cu cea a batozei combinei de recoltat. Astfel, batozele realizează desprinderea boabelor de spice, separarea lor din masa de paie și pleavă, curățirea de impurități. Acționarea batozelor se face prin intermediul unui motor electric, motor termic sau printr-o transmisie cu curea de la priza de putere a tractorului0,.

Mașinile de adunat și balotat paie sunt identice cu cele de la recoltarea plantelor furajere. Deoarece tot mai multe modele de combine de recoltat cereale păioase realizează tocarea paielor și împrăștierea pe sol, utilizarea mașinilor de adunat și balotat paie este din ce în ce mai puțin necesară.

Combinel de recoltat sunt mașini cu o structură complexă și realizează toate operațiile din fluxul tehnologic, având ca principal obiectiv strângerea boabelor. Inițial aceste mașini au fost proiectate pentru recoltarea cerealelor păioase, dar cu timpul ele au fost dotate cu echipamente de lucru care permit recoltarea și a altor culturi precum porumb, soia, fasole, floarea-soarelui, rapiță, etc.

În timp au fost realizate combine tractate, purtate, iar în momentul de față se fabrică doar combine autopropulsate (fig. 1.2.), prevăzute pe lângă acționarea echipamentelor de lucru și cu acționarea unor organe specifice pentru rulare, mecanisme de direcție, echipamente de control și automatizare a fluxului tehnologic, etc.

Combinel de recoltat se pot clasifica după cantitatea de material prelucrată sau debitul de alimentare:

- combine cu debit de alimentare mic, sub 3 kg/s;
- combine cu debit de alimentare mediu, între 3 – 8 kg/s;
- combine cu debit de alimentare mare, între 8 - 15 kg/s;
- combine cu debit de alimentare foarte mare, peste 15 kg/s.

În funcție de modul de alimentare a aparatului de treier, combinele sunt:

- combine cu aparat de treier cu alimentare radială;
- combine cu aparat de treier cu alimentare axială;
- combine cu aparat de treier mixt.

Combinel de recoltat sunt realizate cu fluxul în formă de T și sunt destinate lucrului pe terenuri orizontale și pe terenuri în pantă, pentru aceasta fiind prevăzute cu dispozitive de orizontalizare. Principalele părți componente ale unei combine de recoltat autopropulsate sunt prezentate în figura 1.3.

Combinel de recoltat au organe de rulare de tip roți cu pneuri sau roți jumelate, din care două roți motoare dispuse în față și două roți de direcție dispuse în spate. Pentru bracarea roților de direcție este prevăzut un servomecanism hidraulic, separat de celelalte circuite hidraulice ale combinei.

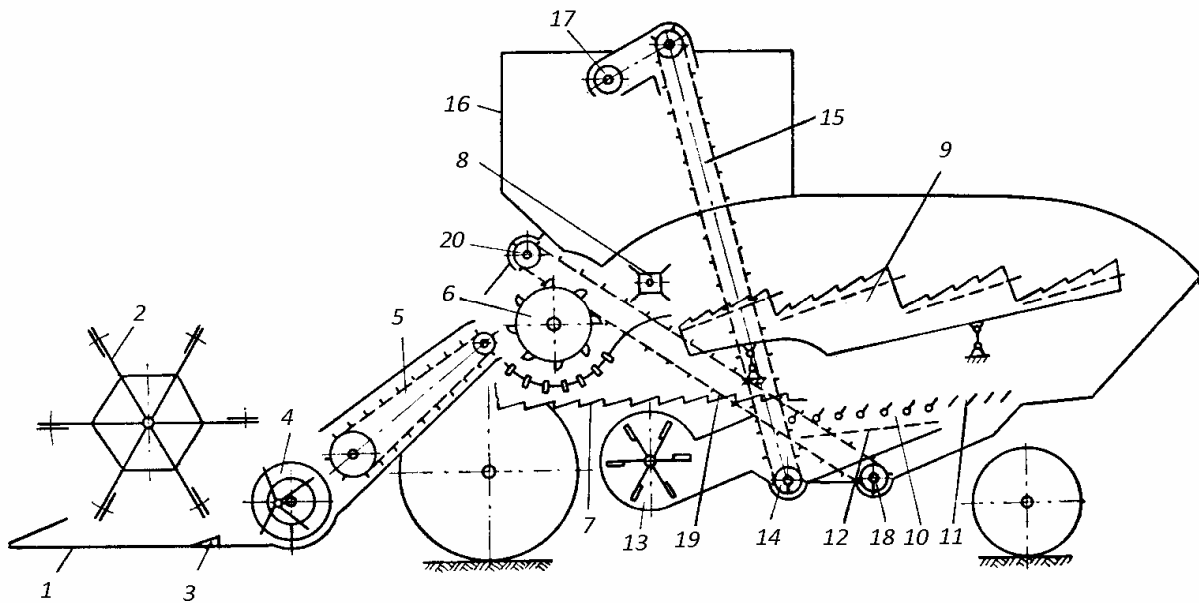
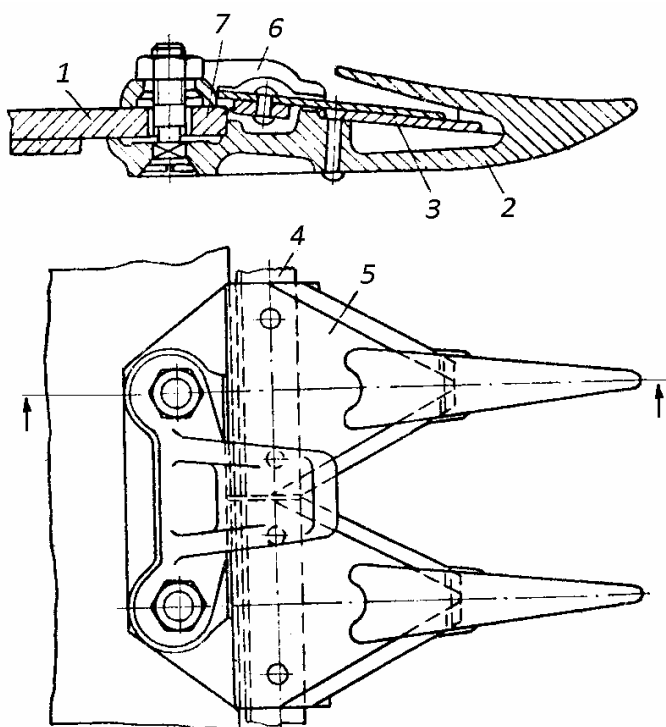


Fig. 1.3. Schema tehnologică de principiu a unei combine autopropulsate: 1- separator de lan; 2- rabator; 3- aparat de tăiere; 4- transportor transversal; 5- transportor cu racleți; 6- aparat de treier; 7- transportor oscilant; 8- postbătător sau uniformizator; 9- scuturător cu cai; 10- sită cu ochiuri reglabile; 11- sită cu jaluzele; 12- sită cu ochiuri fixe; 13- ventilator; 14- transportor melcat boabe; 15- transportor cu racleți pentru boabe; 16- buncăr; 17- melc descărcare boabe în buncăr; 18- melc transportor spice netreierate; 19- transportor spice netreierate; 20- melc descărcare spice netreierate.

## 1.2. Aparate de tăiere

Prin tăierea tulpinilor vegetale se realizează distrugerea continuității fibrelor vasculare și separarea părții aeriene de rădăcină. Rezistența la rupere depinde de rezistența țesuturilor fibrovasculare în primul rând și care diferă în funcție de cultură, soi, umiditate. În perioada recoltării rezistența tulpinilor și alungirea scad, în timp ce modulul de elasticitate crește ca urmare a uscării lor.



În general, în procesul de tăiere dimensiunile relative ale cuțitului în raport cu cele ale tulpinii fac ca în zona de tăiere să apară striviri locale, solicitări de întindere și încovoiere a fibrelor, mărimea acestora fiind dependentă de modul de rezemare a tulpinii, în final producându-se ruperea.

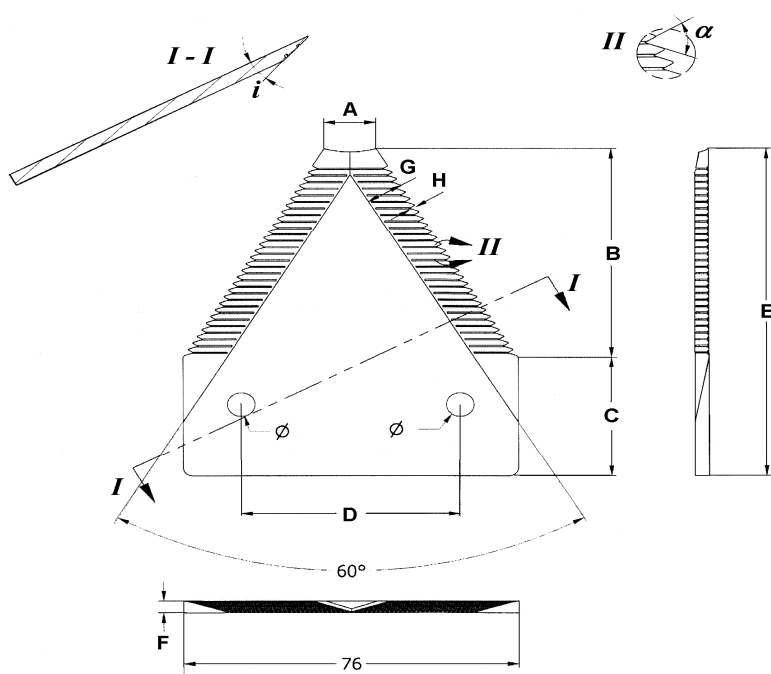
Aparatele de tăiere de la mașinile de recoltat cereale păioase sunt de tipul cuțit deget, cu mișcare rectilinie alternativă, ele regăsindu-se și la unele mașini de recoltat plante furajere.

Fig. 1.4. Aparat de tăiere cu cuțit superior și plăci de presare

Tăierea tulpinilor se face prin forfecare, organul de tăiere sau cuțitul având o viteză de 1-2,5 m/s, tulpinile fiind susținute în timpul tăierii de către o placă contratăietoare.

În construcția combinelor de recoltat cereale păioase se regăsesc cu precădere aparate de tăiere de tip cuțit-deget, cu cuțit superior (fig. 1.4.), cu plăci de presare sau cu plăci de ghidare.

Pe bara suport 1 sunt montate degetele 2, având pasul egal cu cel al lamelor tăietoare, degete alcătuite



dintr-un corp și placa contratăietoare 3, prevăzută cu zimți orientați spre înapoi, pentru a evita alunecarea tulpinilor către vârful degetelor în timpul tăierii. Pe bara sau șina suport 4 sunt montate cuțitele 5 (lame tăietoare a căror construcție este prezentată în fig. 1.5., iar datele constructive pentru unele tipuri de combine sunt prezentate în tabelul 1.1.). Ghidarea barei cu cuțite se face prin intervalul dintre plăcile 3, plăcile de ghidare 6 și plăcile de frecare 7.

Fig. 1.5. Construcția lamei tăietoare

Tabelul 1.1. Datele constructive ale lamelor tăietoare pentru câteva tipuri de combine

Tipul	A	B	C	D	E	F	G	H	$i$	$\alpha$
SEMA, DROPIA, GLORIA	7	58	17	50	75	2,3	5	1,45	20	55
NEW HOLLAND	13	53	30,4	51	83,4	2,82	7	1,31	19	27,3
CLASS	16	51	33	51	84	2,44	9	1,83	19	31
JOHN DEERE	13	50	31	51	81	2,67	5,5	1,4	19	46
FENDT	15	50	30	51	80	2,61	7,5	1,75	19	38

Ca urmare a construcției aparatelor de tăiere, prin rezemarea tulpinilor tăierea se face prin forfecare, între lama cuțit și deget, respectiv între două lame cuțit (fig. 1.6.).

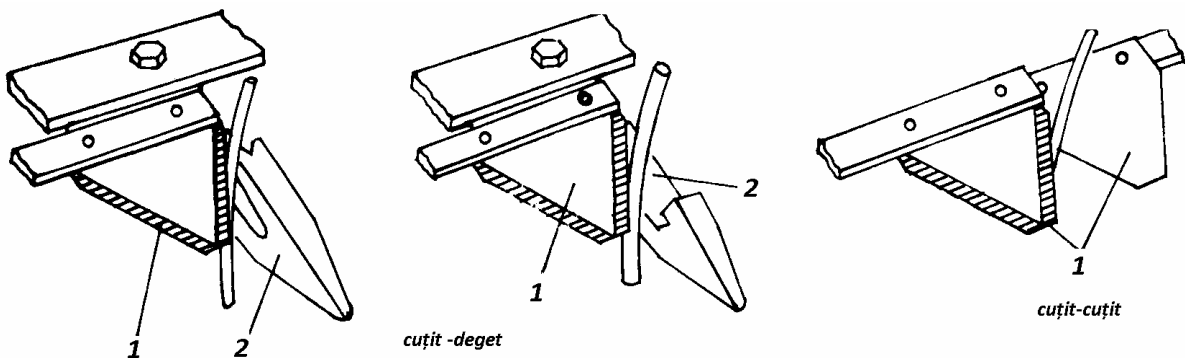


Fig. 1.6. Tăierea prin forfecare a tulpinilor



În funcție de legătura dintre pasul lamelor  $t$ , pasul degetelor  $t_0$  și cursa cuțitului  $s$ , aparatele de tăiere de tip cuțit deget se pot clasifica astfel:

- aparate de tăiere normală cu cursă simplă ( $t = t_0 = s$ ) sau cu cursă dublă ( $2t = 2t_0 = s$ );
- aparate de tăiere joasă ( $t = 2t_0 = s$ );
- aparate de tăiere mijlocie ( $s = t = k \cdot t_0$ ).

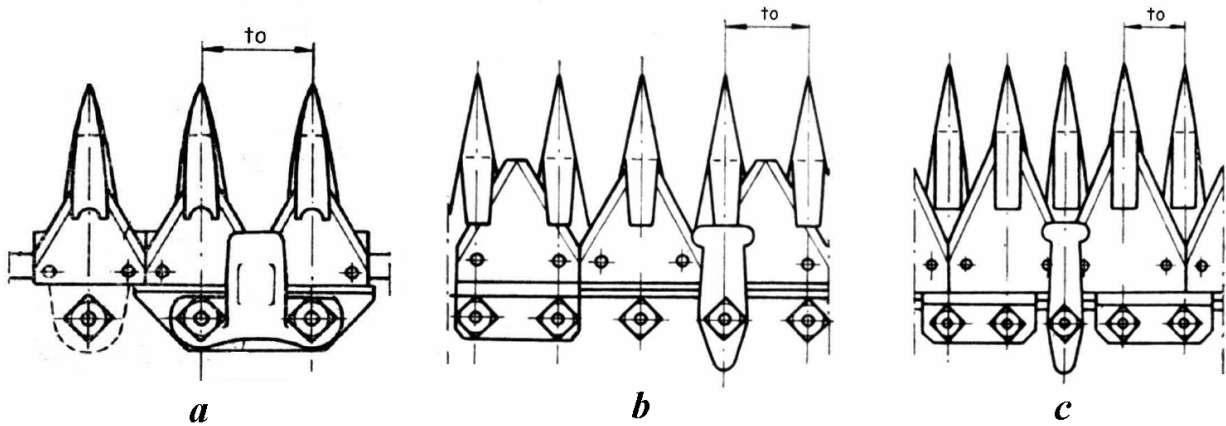


Fig. 1.7. Tipuri de aparate de tăiere cu cuțit-deget: a- cu tăiere normală; b- cu tăiere mijlocie; c- cu tăiere joasă

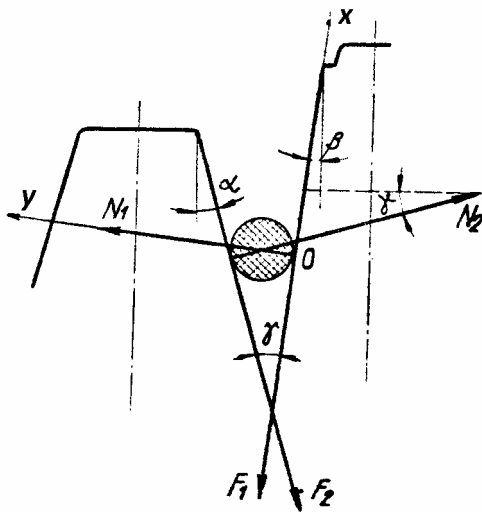


Fig. 1.8. Schema de calcul a unghiului de prindere a tulpinii

Pentru a putea efectua tăierea este necesar ca tulpina prinsă între cuțit și deget să nu alunecă spre vârful acestora.

Unghiul  $\gamma$  dintre muchie și deget pentru care tulpina nu alunecă se numește unghi de blocare sau de înțepenire (fig. 1.8.).

Dacă se consideră tulpina în poziție verticală și se neglijează acțiunea de frânarea tulpinii datorită altor cauze, atunci unghiul  $\gamma$  va depinde numai de unghiul de frecare a tulpinii de cuțit  $\rho_2$  și unghiul de frecare a tulpinii de deget  $\rho_1$ :

$$\gamma = \alpha + \beta \quad (1.1.)$$

unde:  $\alpha$  este unghiul lamei tăietoare iar  $\beta$  este unghiul degetului

-  $F_1$  și  $F_2$  sunt forțele de frecare și au valorile:

$$F_1 = \mu N_1 = N_1 \operatorname{tg} \rho_1 \quad (1.2.)$$

$$F_2 = \mu N_2 = N_2 \operatorname{tg} \rho_2$$

Proiecțiile pe axele  $y$  și  $y$  vor fi:

$$ox : N_2 \sin \gamma - F_2 \cos \gamma - F_1 = 0 \quad (1.3.)$$

$$oy : N_1 - N_2 \cos \gamma - F_2 \sin \gamma = 0$$

Tulpina nu va aluneca pe deget dacă:  $F_1 \geq N_2 \sin \gamma - F_2 \cos \gamma$ . Se înlocuiesc expresiile lui  $F_1$  și  $F_2$  în inegalitate și se obține:

$$N_1 \operatorname{tg} \rho_1 \geq N_2 \sin \gamma - N_2 \operatorname{tg} \rho_2 \cos \gamma \quad (1.4.)$$

Relația de mai sus se împarte prin  $tg\rho_1$ :

$$N_1 \geq N_2 \sin \gamma \frac{\cos \rho_1}{\sin \rho_1} - N_2 \frac{\sin \rho_2 \cos \rho_1}{\cos \rho_2 \sin \rho_1} \cos \gamma \quad (1.5.)$$

Din proiecția pe axa oy se obține  $N_1$  și se înlocuiește în expresia de mai sus:

$$N_2 \cos \gamma + N_2 \sin \gamma \frac{\sin \rho_2}{\cos \rho_2} = N_2 \sin \gamma \frac{\cos \rho_1}{\sin \rho_1} - N_2 \frac{\sin \rho_2 \cos \rho_1}{\sin \rho_1 \cos \rho_2} \cos \gamma \quad (1.6.)$$

Se împarte prin  $N_2$  și separă unghiul  $\gamma$  rezultând expresia:

$$\frac{\sin \gamma}{\cos \gamma} \leq \frac{\sin \rho_1 \cos \rho_2 + \sin \rho_2 \cos \rho_1}{\cos \rho_1 \cos \rho_2 - \sin \rho_1 \sin \rho_2} \Leftrightarrow tg \gamma \leq tg(\rho_1 + \rho_2) \quad (1.7.)$$

Prin urmare, tulpina nu va aluneca dacă tangenta unghiului de prindere este mai mică decât tangenta sumei unghiurilor de frecare, sau  $\gamma \leq \rho_1 + \rho_2$ . Practic unghiul critic este:

$$\gamma_{crit} = \alpha + \beta \quad (1.8.)$$

Pentru cuțit și deget cu muchiile netede unghiul de prindere critic este de  $45-50^\circ$  la ierburi și de  $35^\circ$  la cereale. Dacă muchiile cuțitului și contracuțitului sunt zimțate, unghiul critic poate avea valori de până la  $75^\circ$  la ierburi și de  $65^\circ$  la cereale. De regulă unghiurile cuțitului și ale degetului au valorile de :  $\alpha=21-39^\circ$  iar  $\beta=3-12^\circ$ .

Pentru acționarea dispozitivelor de tăiere cu mișcare de dute-vino se folosesc mecanisme plane sau spațiale, cele mai des întâlnite în practică fiind:

- mecanism bielă-manivelă (plan și spațial, axat sau dezaxat);
- mecanism cu șaibă oscilantă;
- mecanism cu arbore oscilant;
- mecanism cu braț rotitor;
- mecanism cu culisă oscilantă;
- mecanism cu furcă oscilantă.

Toate aceste mecanisme au rolul de a transforma mișcarea de rotație a axului de antrenare în mișcare rectilinie-alternativă a barei portcuțit, pe care se află montate lamele tăietoare.

La mecanismele de acționare a cuțitelor mașinilor agricole de recoltat, parametrii cinematici ai cuțitelor (spațiu, viteză, accelerație) pot fi determinați cu suficientă precizie din relațiile de calcul corespunzătoare unei mișcări armonice:

$$\begin{aligned} x &= r(1 - \cos \omega t) \\ v &= r\omega \sin \omega t \quad \text{se obține: } \cos \omega t = 1 - \frac{x}{r} \\ a &= r\omega^2 \cos \omega t \end{aligned} \quad (1.9.)$$

Se exprimă  $\sin \omega t$  prin cosinus:  $\sin \omega t = \sqrt{1 - \cos^2 \omega t} = \sqrt{1 - \left(1 - \frac{x}{r}\right)^2}$

În relația vitezei se înlocuiește sinusul și se ridică relația la pătrat:

$$v = r\omega \sqrt{1 - \left(1 - \frac{x}{r}\right)^2} \Rightarrow v^2 = r^2 \omega^2 \left[1 - \left(1 - \frac{x}{r}\right)^2\right] \quad (1.10.)$$

sau:  $\frac{v^2}{r^2 \omega^2} = 1 - \left(\frac{r-x}{r}\right)^2$

Se ordonează sub forma:

$$\left(\frac{r-x}{r}\right)^2 + \frac{v^2}{r^2 \omega^2} = 1 \quad (1.11.)$$

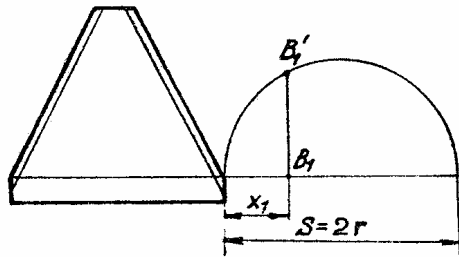
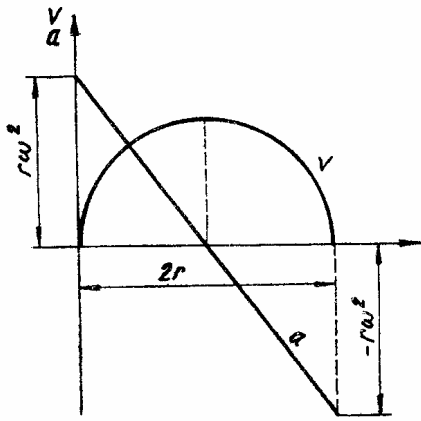


Fig. 1.9. Reprezentarea grafică a parametrilor cinematici

ceea ce reprezintă ecuația unei elipse.

Accelerația are forma:

$$a = r\omega^2 \cos \omega t = r\omega^2 \left(1 - \frac{x}{r}\right) = r\omega^2 - x\omega^2 \quad (1.12.)$$

ceea ce reprezintă ecuația unei drepte.

Pentru cazul în care  $\omega = 1$  rezultă:

$$(r - x)^2 + v_1^2 = r^2 \quad (1.13.)$$

sau sub forma:

$$v_1^2 = r^2 - (r - x)^2 \quad (1.14.)$$

care este ecuația unui cerc;

Accelerația are forma:

$$a_1 = r - x \quad (1.15.)$$

Reprezentarea grafică a celor doi parametri cinematici este cea din figura 1.9.

Dacă se construiește un cerc de rază  $s/2$ , rezultă că pentru deplasarea  $x_1$  a cuțitului, viteza cuțitului va fi egală cu segmentul  $B_1 B_1'$  iar viteza lamei va fi  $v_{x_1} = \omega \cdot B_1 B_1'$ . Pe această cale se poate determina viteza de tăiere la curse date ale lamei și la diferite tipuri de tăiere.

► la aparatele cu tăiere normală (fig. 1.10.):

Dacă tăierea începe în  $A_1$  atunci sfârșitul acesteia va fi când  $B_0$  va ajunge în  $B_2$ . Vitezele de început și sfârșit de tăiere vor fi:

$$\begin{aligned} v_{ii} &= \omega A_1 C_1 = \omega \cdot y_1 \\ v_{ff} &= \omega A_2 C_2 = \omega \cdot y_2 \end{aligned} \quad (1.16.)$$

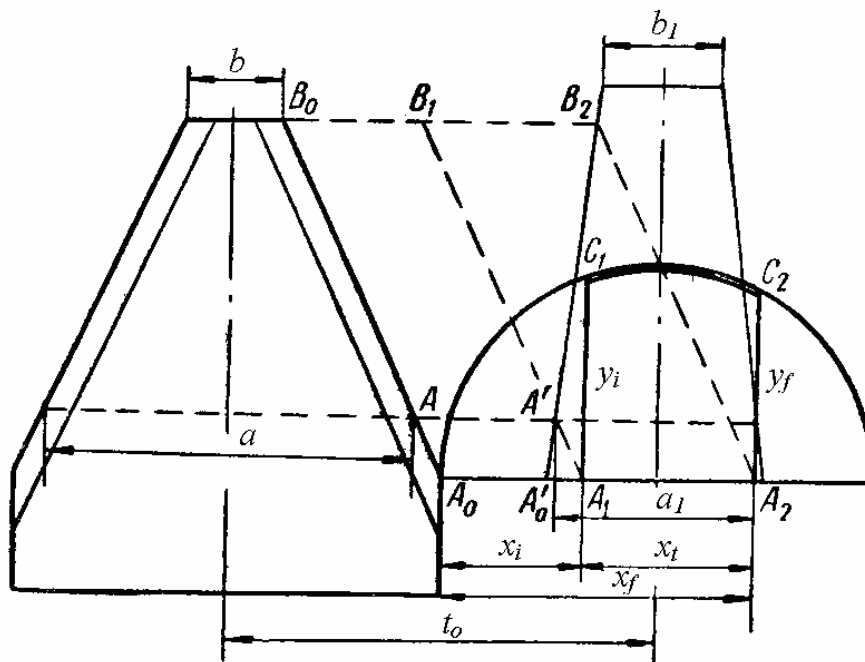


Fig. 1.10. Metoda cercului pentru calculul parametrilor cinematici la aparatele cu tăiere normală

Cum însă  $v_{it} > v_{ft}$ , tăierea se va realiza atunci când viteza cea mai mică va fi mai mare decât cea determinată experimental  $v_t$ , adică:

$$y_2 \omega > v_t \quad (1.17.)$$

Din această inegalitate, pe baza determinărilor experimentale ale vitezei de tăiere și a elementelor geometrice ale dispozitivului de tăiere, se poate stabili viteza unghiulară a mecanismului de acționare:

$$\omega \geq \frac{v_t}{y_2} \quad (1.18.)$$

Cursa de tăiere a cuțitului este  $x_t = x_f - x_i$ .

Notând cu  $a_0 = \frac{a+a_1}{2}$  și  $b_0 = \frac{b+b_1}{2}$  se obține:

$$\begin{aligned} x_i &= t_0 - \frac{a+a_1}{2} = t_0 - a_0 \\ x_f &= t_0 - \frac{b+b_1}{2} = t_0 - b_0 \end{aligned} \quad (1.19.)$$

iar cursa de tăiere va fi:  $x_t = t_0 - b_0 - (t_0 - a_0) = a_0 - b_0$

Pe baza relațiilor de mai sus se pot exprima și vitezele de început, respectiv de sfârșit de tăiere:

$$\begin{aligned} v_i &= \omega \sqrt{2r(t_0 - a_0) - (t_0 - a_0)^2} \\ v_f &= \omega \sqrt{2r(t_0 - b_0) - (t_0 - b_0)^2} \end{aligned} \quad (1.20.)$$

► la dispozitivele cu tăiere joasă:

Contactul muchiei tăietoare cu cele două degete duce la apariția a două viteze de început și sfârșit de tăiere. Cea mai mică viteză se obține la contact cu degetul mijlociu fapt care duce la o tăiere slabă, la înfundarea dispozitivului de tăiere și smulgerea plantelor din sol.

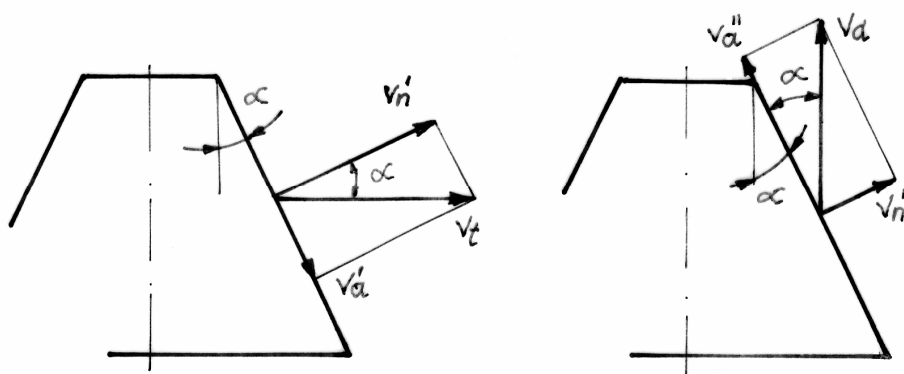


Fig. 1.11. Alegerea regimului cinematic pentru cuțit

La alegerea regimului cinematic al cuțitului se va ține cont de geometria cuțitului, de mișcarea relativă a cuțitului față de bara suport și de deplasarea dispozitivului de tăiere odată cu mașina (fig. 1.11.).

Viteza cuțitului față de bara suport este:  $v_t = r\omega \sin \omega t$  și va da componentele:

$$\begin{aligned} v_n' &= v_t \cos \alpha \\ v_a' &= v_t \sin \alpha \end{aligned} \quad (1.21.)$$

Viteza de deplasare a dispozitivului de tăiere odată cu mașina va da componentele:

$$\begin{aligned} v_n'' &= v_d \sin \alpha \\ v_a'' &= v_d \cos \alpha \end{aligned} \quad (1.22.)$$

Compunerea vitezelor pe cele două direcții vor da:

$$\begin{aligned} v_a &= v_a' - v_a'' = v_t \sin \alpha - v_d \cos \alpha \\ v_n &= v_n' + v_n'' = v_t \cos \alpha + v_d \sin \alpha \end{aligned} \quad (1.23.)$$

Cele două viteze definesc viteza absolută a lamei tăietoare în timpul lucrului la un moment dat.

Se definește coeficientul de antrenare a tulpinilor  $tg\lambda = \frac{v_a}{v_n} = \frac{v_t \sin \alpha - v_d \cos \alpha}{v_t \cos \alpha + v_d \sin \alpha}$ .

Se împarte relația cu  $v_t \cos \alpha$  și se obține:

$$tg\lambda = \frac{tg\alpha - \frac{v_d}{v_t}}{1 + \frac{v_d}{v_t} tg\alpha} \quad (1.24.)$$

adică  $tg\lambda = f(\alpha, v_d, v_t)$

Pentru  $tg\lambda > 0$  tulpinile vor fi dirijate spre baza mare a cuțitului ceea ce va îmbunătăți tăierea.

Pentru  $tg\lambda < 0$  fenomenul va fi invers, adică tulpinile vor fi dirijate spre vârful cuțitului, înrăutățind tăierea.

Dacă mecanismul este cunoscut, adică  $\alpha$  are valori cunoscute, atunci  $tg\lambda = f\left(\frac{v_d}{v_t}\right)$ .

Pentru  $\frac{v_d}{v_t} < 1$  și  $\alpha \geq 45^\circ$  se realizează cea mai bună antrenare a tulpinilor.

Deoarece în timpul tăierii viteza cuțitului este variabilă, se va îndeplini condiția  $tg\lambda > 0$  și  $\alpha < 90^\circ$ , adică:

$$v_a' < v_a'' \text{ sau } v_t \sin \alpha > v_d \cos \alpha, \text{ respectiv } \frac{v_d}{v_t} < tg\alpha$$

Dar cum  $v_t$  este variabilă, rezultă mai multe posibilități:

- dacă  $\frac{v_d}{v_t} < tg\alpha$  atunci tulpinile vor fi împinse spre baza cuțitului la mijlocul cursei și spre vârf la sfârșitul cursei;

- dacă  $\frac{v_d}{v_t} \geq tg\alpha$  plantele vor fi împinse numai spre vârful cuțitului.

La mijlocul cursei  $v_t = \omega r$  iar de aici se poate stabili viteza unghiulară a elementului motor astfel încât inegalitatea de mai sus să poată fi respectată:

$$\frac{v_d}{\omega r} < tg\alpha \text{ respectiv la limită: } \omega = \frac{v_d}{r tg\alpha}$$

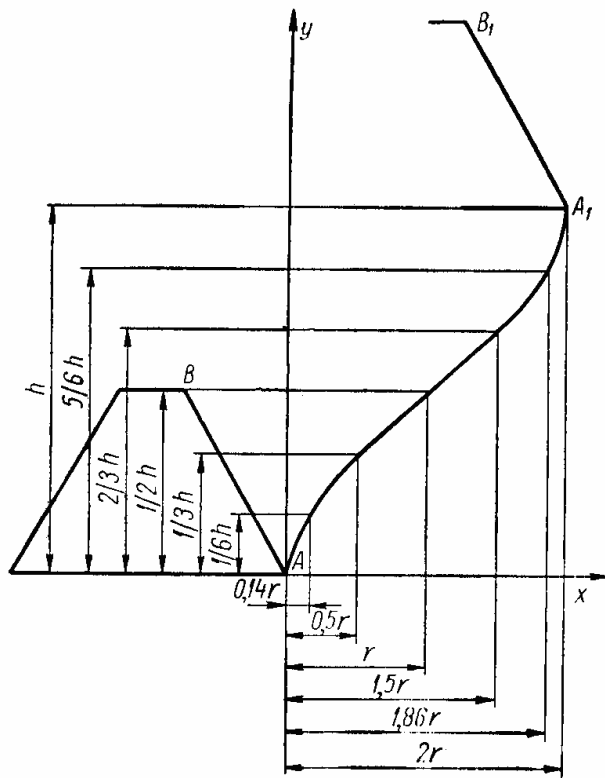


Fig. 1.12. Diagrama de mișcare a lamei

Micșorarea vitezei de deplasare a dispozitivului de tăiere duce la îmbunătățirea procesului de tăiere, dar valoarea ei este limitată de condițiile de productivitate și costuri.

Mișcarea absolută a lamei (fig. 1.12.) este formată din mișcarea relativă a cuțitului față de bara suport și mișcarea mașinii cu viteza  $v_d$ , relațiile fiind:

$$x = r(1 - \cos \omega t) \quad (1.25.)$$

$$y = v_d t$$

Drumul parcurs de mașină la o cursă simplă a cuțitului (sau la o jumătate de rotație a manivelei) se numește cursă de alimentare și are valoarea:

$$h = v_d \frac{T}{2} = v_d \frac{T}{\omega} \quad (1.26.)$$

unde  $T$  este timpul necesar pentru o rotație completă a manivelei ( $T = 2\pi / \omega$ ).

Rezultă :

$$y = v_d t = \frac{h\omega}{\pi} t = \frac{h}{\pi} \omega t \quad (1.27.)$$

Dând valori lui  $\omega t$  între 0 și  $\pi$ ,  $z$  va avea valori între 0-h, iar  $x$  între 0-2r, diagrama de mișcare fiind cea din figură:

Datorită acestei deplasări și datorită degetelor, apare înclinarea laterală și longitudinală a tulpinilor în timpul tăierii.

Deoarece tăierea se face prin forfecare și mai puțin prin inerție, tulpinile sunt înclinate în timpul tăierii. Cu cât înclinarea este mai mare, miriștea este mai mare și pierderea de recoltă crește.

**Înclinarea transversală.** Această înclinare  $q_t$  se produce într-un plan tangent la traiectoria absolută a lamei (fig. 1.13.).

Înclinarea maximă se înregistrează atunci când  $\theta = \theta_{\min}$  :

$$q_t \cos \theta_{\min} = t_0 - \frac{a_1}{2} \quad (1.28.)$$

sau :

$$q_t = \frac{t_0 - \frac{a_1}{2}}{\cos \theta_{\min}} \quad (1.29.)$$

Înălțimea miriștei este:

$$L = \sqrt{H^2 + q_t^2} = \sqrt{H^2 + \left( \frac{t_0 - \frac{a_1}{2}}{\cos \theta_{\min}} \right)^2} \quad (1.30.)$$

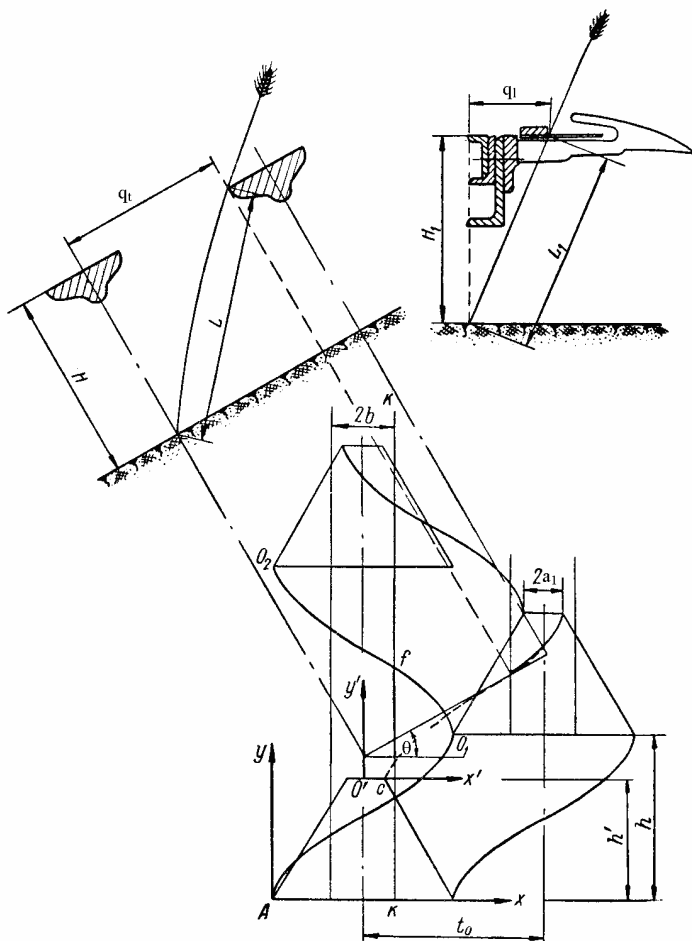


Fig. 1.13. Înclinarea tulpinii în timpul tăierii

Rezultă că la o înălțime de tăiere dată, înălțimea miriștei va fi mai mare la dispozitivele de tăiere cu pasul \$t\_0\$ mare.

Tăierea joasă are \$t\_0\$ mai mic decât la tăierea normală și deci o miriște de înălțime mai mică.

Unghiul \$\theta\$ depinde de cursa cuțitului \$s\$ și de sursa de alimentare \$h\$.

În sistemul xoy, mișcarea cuțitului este dată de relațiile:

$$x = r(1 - \cos \omega t) \quad (1.31.)$$

$$y = v_d t$$

dar:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{dy}{dx} = \frac{dy}{dt} \frac{dt}{dx} = \frac{v_d}{r \omega \sin \omega t}$$

rezultă \$\theta\_{\min}\$ pentru \$\omega t = \pi/2\$

$$\operatorname{tg} \theta_{\min} = \frac{v_d}{r \omega} = \frac{h \omega}{\pi r \omega} = \frac{h}{\pi r} \quad (1.32.)$$

unde s-a înlocuit \$v\_d = \frac{h \omega}{\pi}\$

Acest lucru este valabil la combinele la care acționarea dispozitivului de tăiere se face independent de transmisia ce asigură deplasarea sau propulsia acestora. Unghiul \$\theta\$ este mai mare cu cât viteza \$v\_d\$ este mai mare. În situația în care acționarea se face de la roata motoare (la cositorile cu tracțiune animală, \$h = ct\$, și \$\theta = ct\$.

În final, înclinarea transversală este:

$$q_t = \frac{t_0 - \frac{a_1}{2}}{\cos \theta_{\min}} = \frac{t_0 - \frac{a_1}{2}}{1} = \left( t_0 - \frac{a_1}{2} \right) \sqrt{1 + \left( \frac{h}{\pi r} \right)^2} \quad (1.33.)$$

**Înclinarea longitudinală.** Se referă la înclinarea tulpinilor care se găsesc pe suprafața neacoperită de tăișul activ și care sunt deplasate de bara portcuțite pe direcția de înaintare a mașinii.

Din calculele geometrice rezultă că înclinarea longitudinală se poate determina cu relația:

Unde \$k\$ depinde de tipul aparatului de tăiere:

\$k = 1,29\$ la dispozitivele cu tăiere normală

\$k = 1,26\$ la dispozitivele cu tăiere joasă

\$k = 0,77\$ la dispozitivele cu cursă dublă

Se definește cursa de alimentare optimă atunci când \$q\_l = q\_t\$, relație de unde se poate stabili înălțimea lamei cuțitului:

Practic se ia  $h' = 30 \dots 55$  mm, valori mai mici la cositori și mai mari la combine

$$h' = k \cdot h - \left( t_0 - \frac{a_1}{2} \right) \sqrt{1 + \left( \frac{h}{\pi \cdot r} \right)^2} \quad (1.34.)$$

## 1.2. Rabatoare

Rabaterea este o operație specifică cerealelor. Dispozitivul care realizează rabaterea se numește rabator.

Prin rabatere se asigură aducerea tulpinilor în fața dispozitivului de tăiere; în cazul culturilor căzute, ridicarea acestora pentru a putea fi tăiate, susținerea în timpul tăierii și apoi dirijarea lor către transportorul de tulpini. În practică s-au folosit trei tipuri de rabatoare:

- rabatoare cu palete, folosite la culturile drepte sau ușor înclinate;
- rabatoare cu excentric, sunt acelea care au la bază un număr de 6 mecanisme patrulaterale cu laturile două câte două egale; funcționarea acestora se bazează pe faptul că laturile patrulaterului rămân paralele cu ele în tot timpul mișcării;
- rabatoare cu șabloane sau rabatoare universale, permit montarea diferitelor tipuri de dispozitive, în funcție de ce lucrare execută: greble de adunat, palete pentru rabatere, rabator la culturile joase, etc.

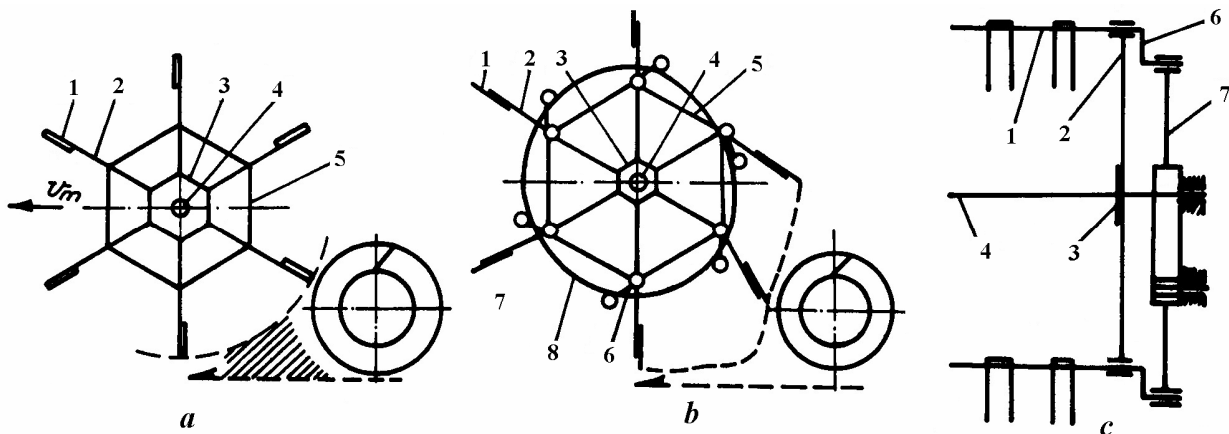


Fig. 1.14. Rabatoare orizontale

Rabatoarele orizontale simple (fig. 1.14.a.) au în construcția lor paletele 1, brațele radiale 2, rozetele 3, axul 4 și barele de rigidizare 5. În lungul axului rabatorului sunt dispuse 2-4 rozete de susținere cu brațe radiale.

Rabatorul orizontal cu camă (fig. 14.b.) este compus din paletele 1, brațele radiale 2, rozetele 3, axul 4, barele de rigidizare 5, brațele cotite 6 și cama 8. Barele cotite sunt prevăzute cu role care se rostogolesc pe cama 8. Profilul camei este realizat astfel încât să asigure trecerea degetelor elastice prin apropierea transportorului elicoidal (traectoria trasată cu linie întreruptă).

Rabatorul universal sau cu excentric (fig. 14.c.) are elementele active 1 sub forma unor bare pe care sunt montate degete elastice. Fiecare bară are prevăzut la un capăt câte un braț cotit 5, montat articulat în brațele unei rozete suplimentare 7, dispusă excentric față de rolele montate pe suportul rabatorului. Prin modificarea excentricității de modifică unghiul de înclinare a degetelor față de verticală.



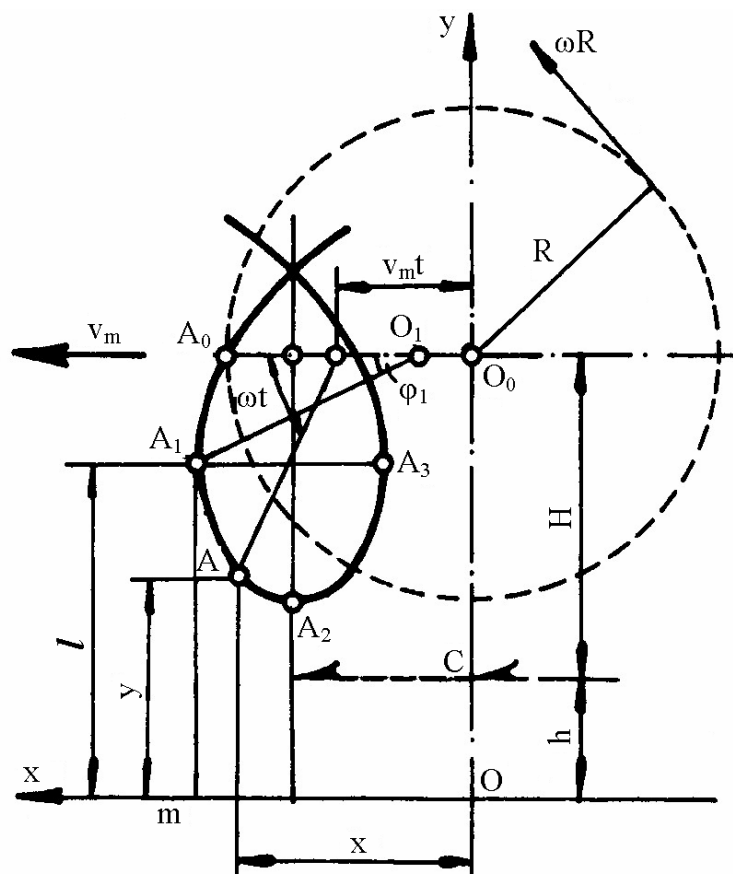


Fig. 1.15. Schema procesului de lucru a rabatorului

După timpul  $t$  centrul rabatorului s-a deplasat cu distanța:

$$O_0O_1 = v_d t \quad (1.35.)$$

iar paleta s-a rotit cu unghiul  $\varphi = \omega t$ .

În sistemul  $xy$  coordonatele punctului  $A$  sunt:

$$\begin{aligned} x &= O_0O + OA \cos \varphi = v_d t + R \cos \omega t \\ y &= H + h - OA \sin \varphi = H + h - R \sin \omega t \end{aligned} \quad (1.36.)$$

Relațiile de mai sus descriu traiectoria unei cicloide a cărei formă depinde de valoarea regimului cinematic  $\lambda = \frac{v_p}{v_m}$ .

Pentru rabatoare se definesc următorii parametri:

- unghiul dintre palete:

$$\varphi_z = \frac{2\pi}{z} \quad (1.37.)$$

$z$  fiind numărul de palete sau port-degete;

- cursa în care o paletă execută o rotație completă:

$$x_t = v_m t_c \quad (1.38.)$$

$v_m$  este viteza de deplasare a mașinii;

$t_c$  – timpul unui ciclu.

$$t_c = \frac{2\pi}{\omega} \quad (1.39.)$$

$\omega$  este viteza unghiulară a rabatorului;

$$x_t = v_d \frac{2\pi}{\omega} = v_d \frac{2\pi}{\frac{\omega R}{R}} = v_d \frac{2\pi R}{\omega R} = \frac{2\pi R}{\lambda} \quad (1.40.)$$

• pasul rabatorului:

$$x_z = \frac{x_t}{z} = \frac{2\pi R}{z\lambda} \quad (1.41.)$$

Rabaterea plantelor către mașină se realizează doar dacă  $\lambda > 1$  și pe segmentul de traiectorie  $A_1 - A_2 - A_3$  (fig. 1.16.). Pentru aceasta viteza pe direcția axei  $ox$  trebuie să fie negativă:

$$v_m - \omega R \sin \omega t < 0 \quad (1.42.)$$

rezultă:

$$\lambda > \frac{1}{\sin \varphi} \quad (1.43.)$$

Plantele se vor rabate spre dispozitivul de tăiere dacă viteza periferică a rabatorului este mai mare decât viteza de înaintare a mașinii. La creșterea vitezei de deplasare  $\lambda$  scade și se poate ajunge la situația când plantele nu mai sunt rabătute ( $\lambda = 1$ ), iar pentru valori mai mici decât unu plantele vor fi împinse înainte, fără a mai fi dirijate spre heder.

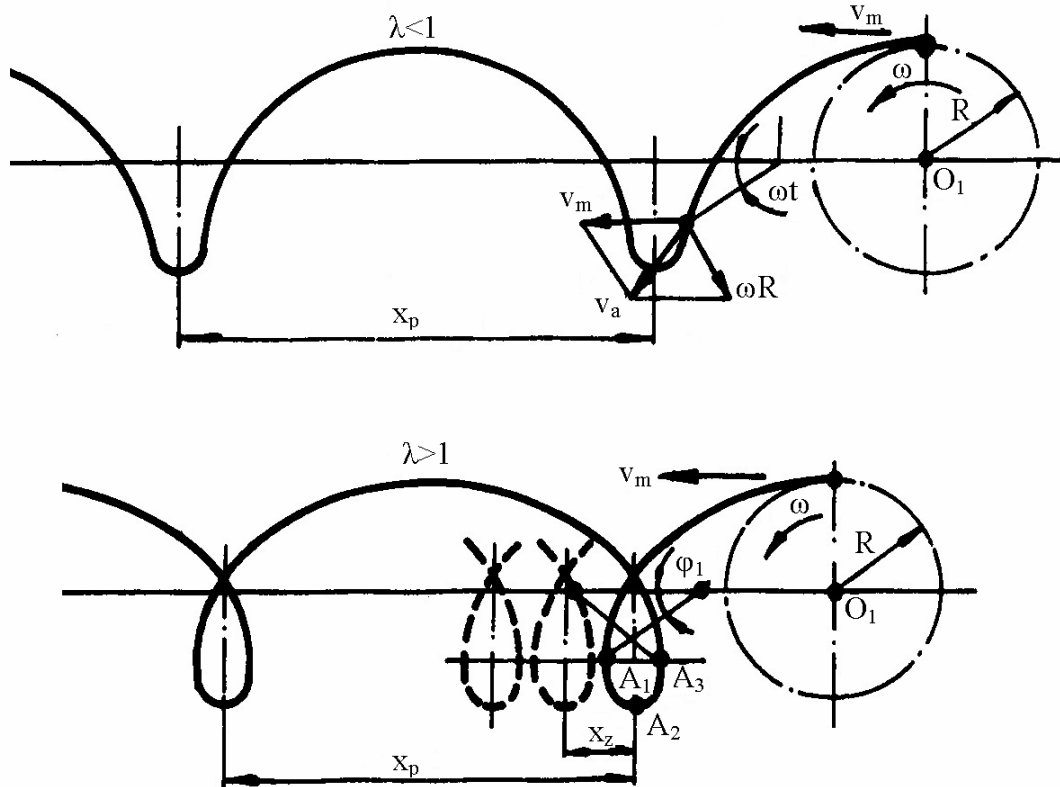


Fig. 1.16. Traiectoria paletei rabatorului

Condițiile începutului de rabatere. Pentru ca șocul dat tulpinii să fie minim, trebuie ca în punctul  $A_1$  viteza pe direcția  $ox$  să fie zero:

$$v_m - v_p \sin \omega t_1 = 0 \quad (1.44.)$$

de aici se obține:

$$\sin \omega t_1 = \frac{v_m}{v_p} = \frac{1}{\lambda} \Leftrightarrow \varphi_1 = \arcsin \frac{1}{\lambda} \quad (1.45.)$$

Pentru a se produce rabaterea, conform condițiilor impuse trebuie ca axul rabatorului să se găsească într-o poziție dată față de vârful plantelor. În principiu,  $O_0$  trebuie să fie într-un plan mai înalt decât  $A_1$ , adică să fie îndeplinită condiția:

$$H + h = l + R \sin \varphi = l + R \frac{1}{\lambda} \quad (1.46.)$$

de aici rezultă condiția de contact:

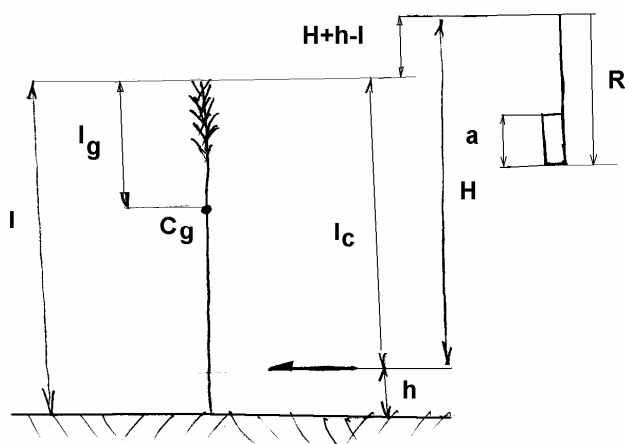
$$H = l - h + \frac{R}{\lambda} \quad (1.47.)$$

Tulpinile au înălțimi diferite din care motiv se va lua în seamă valoarea medie a acestora. Ca urmare a faptului că înălțimea tulpinilor diferă de la o parcelă la alta, rabatorul va avea limitele de reglaj ale înălțimii între  $H_{\max}$  și  $H_{\min}$ :

$$H_{\max} = l_{\max} - h_{\min} + \frac{R}{\lambda_{\min}} \quad (1.48.)$$

$$H_{\min} = l_{\min} - h_{\max} + \frac{R}{\lambda_{\max}}$$

În practică  $H_{\min} \geq R + (5 \dots 10) \text{cm}$ .



*Mărimea razei rabatorului.* La intrarea între tulpini și efectuarea rabaterii trebuie ca paletele să acționeze asupra tulpinii într-un punct situat deasupra centrului de greutate a tulpinii (fig. 1.17.). Poziția centrului de greutate al plantei s-a considerat ca având valoarea  $l_g \cong \frac{1}{3}l$  sau din măsurătorile experimentale  $l_g = l - h$ .

Condiția ca paleta rabatorului să atingă planta deasupra centrului de greutate este:

$$R < H + h - l + \frac{a}{2} \quad (1.49.)$$

În figura de mai sus  $l_c$  este lungimea care se taie și care are valori de 0,7...0,9 m la combine și de 1,0...1,1 la secerători.

*Grosimea mănunchiului de tulpini.* Mănunchiul de tulpini rabătut care are grosimea  $\Delta x$  și lungimea egală cu cea a rabatorului, este definită de momentul în care are loc primul contact al paletei cu tulpinile în punctul  $A_1$  și momentul în care paleta se găsește în poziție verticală, în punctul  $A_2$  (fig. 1.18.).

Rezultă că, presupunând tulpinile în poziție verticală și că momentul începerii contactului este definit de unghiul  $\varphi_1 = \arcsin \frac{1}{\lambda}$ , iar la sfârșit de unghiul  $\varphi = \frac{\pi}{2}$ , grosimea mănunchiului de tulpini este dată de relația:

$$\Delta x = x_1 - x_2 \quad (1.50.)$$

Valoarea lui  $x_1$  se obține plecând de la una din ecuațiile ce definesc traiectoria paletei rabatorului:

$$x_1 = v_d t_1 + R \cos \omega t_1 \quad (1.51.)$$

Se exprimă funcția cosinus prin sinus și se obține:

$$\cos \omega t_1 = \sqrt{1 - \sin^2 \omega t_1} = \sqrt{1 - \frac{1}{\lambda^2}} = \frac{\sqrt{\lambda^2 - 1}}{\lambda} \quad (1.52.)$$

Pe de altă parte,  $\lambda = \frac{v_p}{v_d} = \frac{\omega R}{v_d} \Rightarrow v_d = \frac{\omega R}{\lambda}$

Înlocuind cele două relații se obține pentru  $x_1$  expresia:

$$x_1 = \frac{\omega R}{\lambda} t_1 + \frac{R}{\lambda} \sqrt{\lambda^2 - 1} = \frac{R}{\lambda} (\varphi_1 + \sqrt{\lambda^2 - 1}) \quad (1.53.)$$

Pentru  $x_2$  vom avea:

$$x_2 = v_d t_0 + R \cos \omega t_0 \quad (1.54.)$$

Dar,  $\cos \frac{\pi}{2} = 0$  și  $\omega t_0 = \frac{\pi}{2} \Rightarrow t_0 = \frac{\pi}{2\omega}$ , rezultând pentru  $x_2$  expresia:

$$x_2 = v_d \frac{\pi}{2\omega} = v_d \frac{\pi R}{2\omega R} = \frac{v_d \pi R}{\omega R 2} = \frac{\pi R}{2\lambda} \quad (1.55.)$$

Rezultă că mănunchiul de tulpini va fi:

$$\Delta x = x_1 - x_2 = \frac{R}{\lambda} (\varphi_1 + \sqrt{\lambda^2 - 1}) - \frac{\pi R}{2\lambda} = \frac{R}{\lambda} \left( \varphi_1 + \sqrt{\lambda^2 - 1} - \frac{\pi}{2} \right) \quad (1.56.)$$

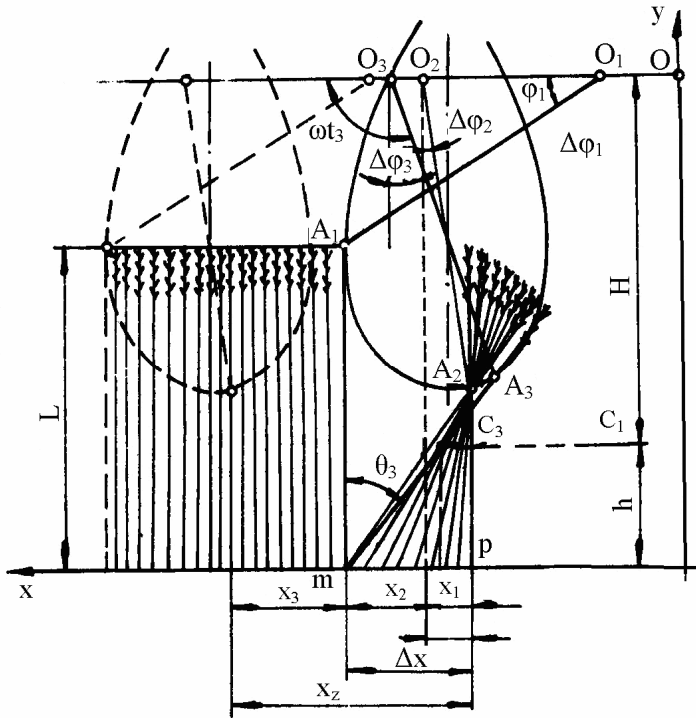


Fig. 1.18. Determinarea grosimii mănunchiului de tulpini

Dacă se notează paranteza cu  $K$ , atunci grosimea mănunchiului de tulpini va fi:

$$\Delta x = \frac{R}{\lambda} K \quad (1.57.)$$

Grosimea mănunchiului de tulpini, pentru un coeficient de mers dat, este o constantă, pentru o cultură de înălțime medie dată.

Puterea necesară acționării rabatorului se poate determina în ipoteza că plantele opun un continuum o rezistență constantă la periferia paletelor:

$$P = B \cdot K_r \cdot R \cdot \omega \quad (1.58.)$$

$K_r$  este rezistența specifică echivalentă opusă de plante ( $K_r=30\dots60$  N/m);

$B$ - lățimea de lucru a mașinii;

$R$ - raza rabatorului;

$\omega$ - viteza unghiulară a rabatorului.

Calitatea rabaterii depinde de trei factori:

- poziția sau înălțimea axului rabatorului față de dispozitivul de tăiere  $H$ ;
- distanța dintre axa orizontală a rabatorului și planul vertical al vârfului cuțitului

$a$ ;

- raportul  $\lambda = \frac{v_p}{v_d}$ .

În condiții normale  $\lambda$  are valori de 1,5...1,7; dacă deplasarea se face cu viteze mai mari  $\lambda$  trebuie să se încadreze în valorile 1,2...1,5, iar când deplasarea se face cu viteze mici trebuie să se încadreze în valorile 1,7...2,0.

Toți cei trei factori se pot regla, rabatorul fiind prevăzut cu mecanismele necesare care permit modificarea lor: cilindri hidraulici pentru deplasarea pe verticală și orizontală a rabatorului, respectiv variator de turație cu curele trapezoidale pentru turația rabatorului.

### 1.3. Aparate de treier

Treieratul este procesul de lucru prin care se desface legătura dintre bob și spic. Se realizează, de obicei, prin aplicarea unor lovituri puternice masei de tulpini de către o masă în mișcare de rotație, numită bătător. Există și dispozitive unde distrugerea legăturii se realizează și prin zdrobirea parțială a tulpinilor și frecarea intensă între acestea ca urmare a deplasării forțate între o suprafață fixă și una mobilă (în rotație sau translație). De obicei, distrugerea legăturilor se realizează atât datorită loviturilor, cât și deplasării forțate.

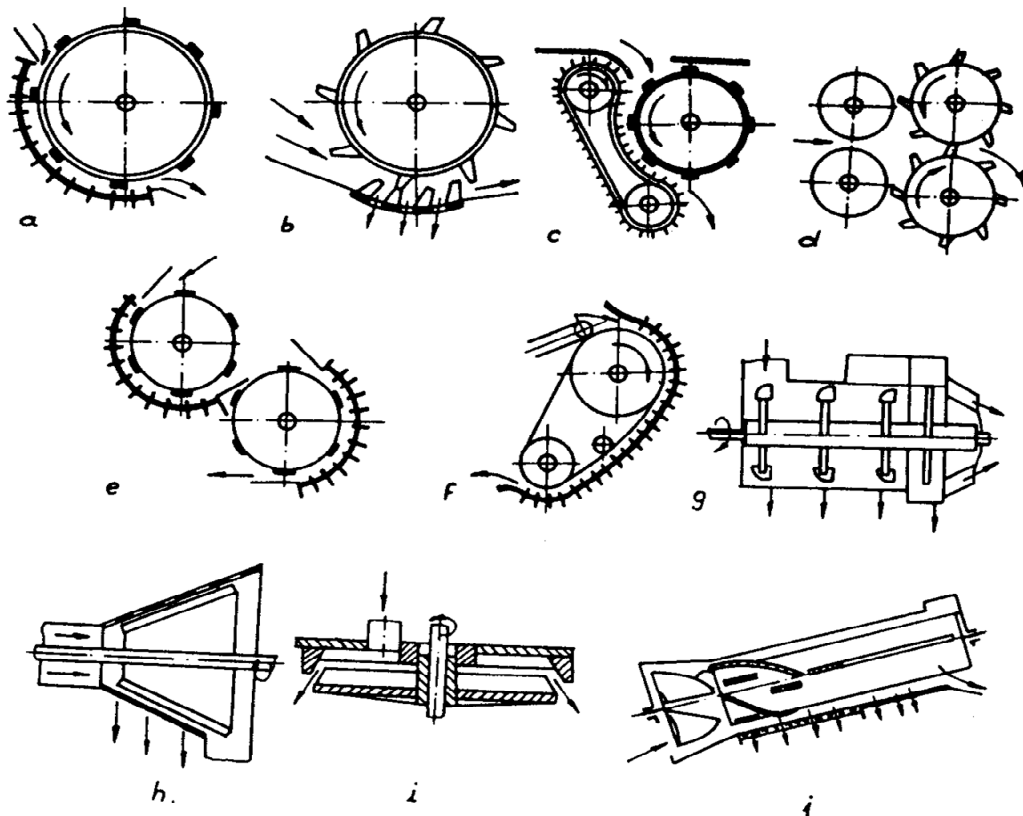


Fig. 1.19. Aparate de treier: a- tobă cu bare de batere și contrabătător(grătar) cu bare; b- tobă cu cuie și contrabătător cu cuie; c- tobă cu bare de batere și contrabătător bandă cu bare șipci; d- două tobe cu cuie; e- două tobe succesive cu bare de batere; f- bandă continuă și contrabătător cu bare; g- arbore cu ciocane și sită cilindrică; h- conic (tobă cu bare de batere și contrabătător grătar); i- discuri de batere; j- axial (tobă închisă cu bare de batere și contrabătător cu bare).

Principalele cerințe agrotehnice impuse acestei operații sunt:

- procent de boabe netreierate sub 1,5 %;
- procentul de boabe vătămate sub 1,5 %;

- zdrobirea minimă a tulpinilor pentru a putea fi utilizate ulterior treieratului;
- separarea a minim 90 % boabe din masa de tulpini și dirijarea lor către aparatul de curățire;

● păstrarea proprietăților agrobiologice ale culturii după operația de treier.

*Clasificarea dispozitivelor de treier* (fig. 1.19.). După modul cum se realizează alimentarea cu material pentru treierat, deosebim:

a. dispozitive cu alimentare tangențială:

- bătător-contrabătător;
- bătător-transportor;
- bătător-valțuri;
- bătător-bătător;
- transportor-contrabătător;
- transportor-transportor;

b. dispozitive cu alimentare axială:

- bătător cu ciocane-contrabătător;
- bătător conic-contrabătător;
- roată cu palete;
- bătător cu palete elicoidale;

c. dispozitive cu alimentare radială (disc-disc);

d. dispozitive cu alimentare plană (placă-placă).

Cele mai utilizate în practică sunt aparatele de treier de tip bătător-contrabătător cu alimentare tangențială și aparate de treier cu alimentare axială.

***Aparate de treier de tip bătător-contrabătător.*** Au productivitate ridicată, construcție simplă și siguranță în exploatare. Se întâlnesc în practică în diverse forme constructive. După modul de realizare a desprinderii bobului de spic se întâlnesc dispozitive ce lucrează prin lovire și deplasare forțată a masei de treierat, respectiv dispozitive ce lucrează mai mult prin deplasarea forțată a masei de treierat.

În categoria dispozitivelor de treier ce lucrează prin lovire și deplasare forțată a masei de treierat sunt cuprinse următoarele construcții:

- bătător cu șină-contrabătător cu grătar cu bare;
- bătător cu cuie-contrabătător cu cuie;
- bătător cu cuie-contrabătător cu renuri;
- bătător cu tije-contrabătător tip grătar;
- bătător cu gheare-contrabătător cu gheare;
- bătător cu palete-contrabătător cu renuri;
- bătător cu lanțuri-contrabătător cu grătar cu bare.

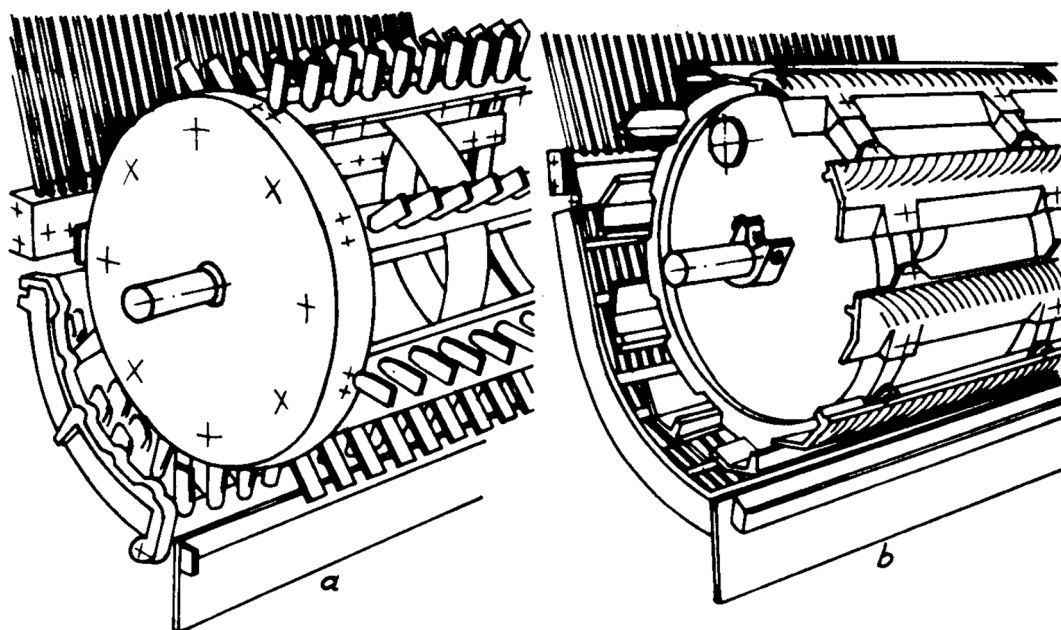


Fig. 1.20. Aparate de treier: a- cu bătător și contrabătător cu cuie; b- cu bătător cu șine și contrabătător cu grătar cu vergele

Construcția aparatelor de treier de tip bătător cu șine-contrabătător cu grătar cu bare (fig. 1.20.). Pe periferia unor discuri metalice sunt prevăzute un număr de șine paralele, cu nervuri pe partea care lovește materialul, nervuri înclinată alternativ cu un unghi față de generatoarea bătătorului. Dimensiunile acestor aparate sunt: diametrul între 350-700 mm și lungimea între 660-1600 mm.

Contrabătătorul este format din secții compuse din grătare curbate ce înfășoară bătătorul pe un unghi dat.

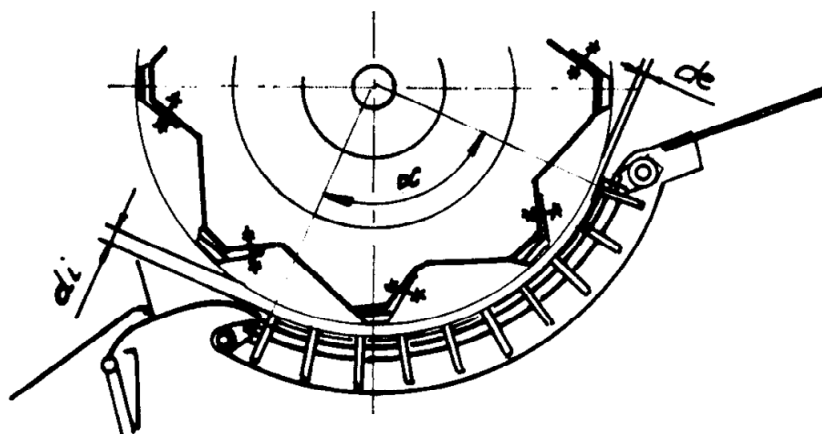


Fig. 1.21. Distanța bătător-contrabătător

Spațiul dintre bătător și contrabătător (fig. 1.21.) este mai mare la intrarea materialului (16.....24 mm) și mai mic la ieșire (4...6 mm), în funcție de condițiile de lucru. Prin spațiile contrabătătorului se separă între 60...90 % din întreaga cantitate de boabe (fig. 1.22.).

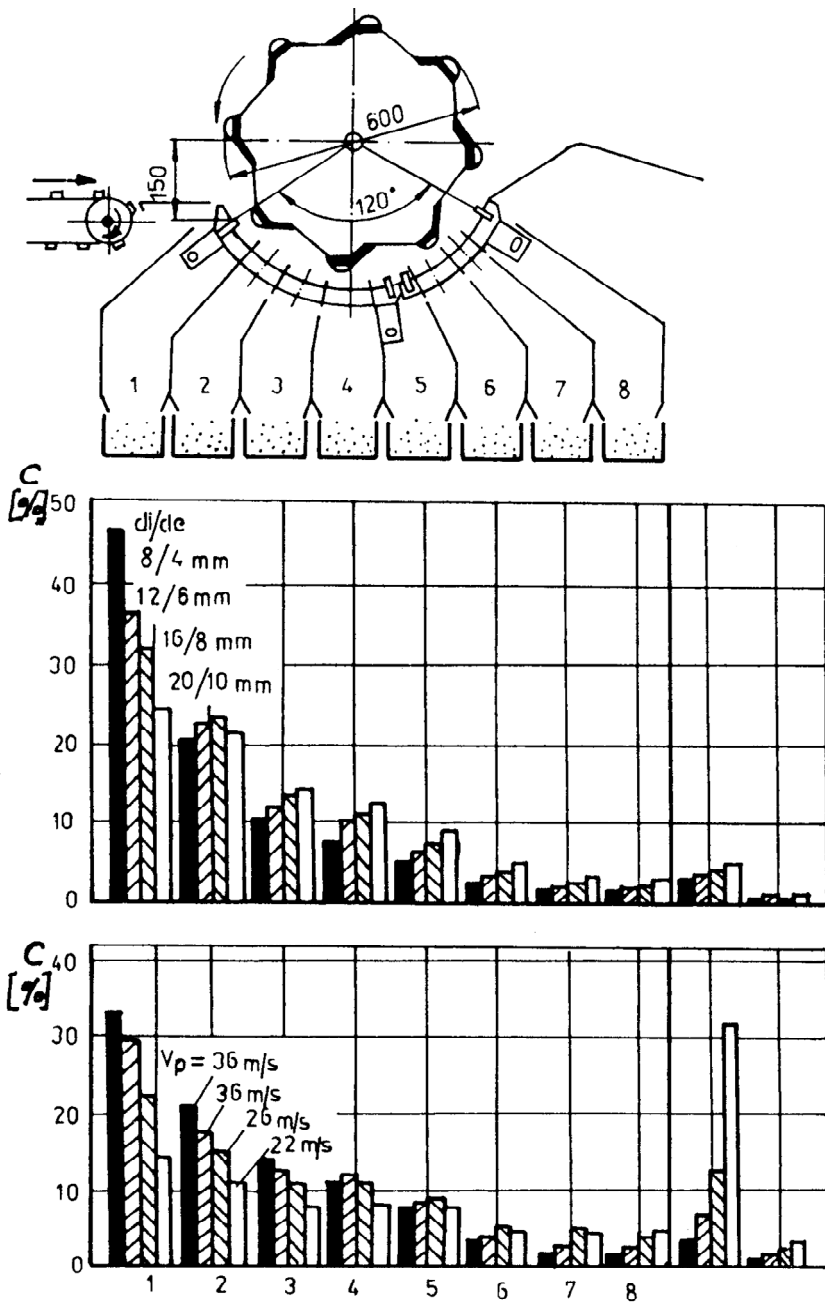


Fig. 1.22. Procentul de separare a boabelor prin contrabătător

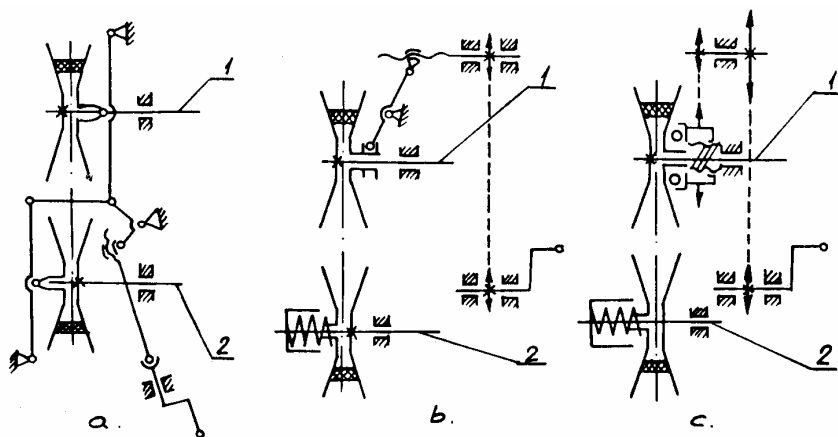
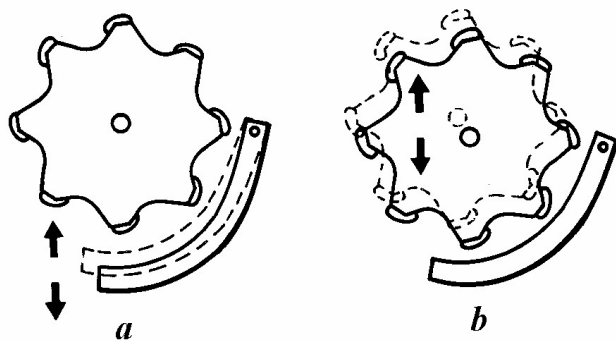


Fig. 1.23. Mecanisme de reglare a turației bătătorului: a- cu acționarea discurilor mobile pe ambii arbori; b- prin acționarea discului mobil de pe arborele motor; c- cu mecanism cu șurub; 1- arbore motor; 2- arbore bătător



Acest tip de aparat de treier este universal, fiind utilizat la recoltarea diverselor tipuri de culturi agricole. Ele au posibilitatea reglării turației bătătorului (fig. 1.23.) și a distanței bătător-contrabătător (fig. 1.24.). La unele variante sa încercat înlocuirea unor șine cu plăci din cauciuc, asigurând lovirea cu șine și frecarea cu cauciucul.



Pentru modificarea distanței dintre bătător și contrabătător sunt două posibilități (fig. 1.24.). Prima și cea mai utilizată este modificarea poziției contrabătătorului față de bătător (fig. 1.24.a.), pentru aceasta fiind utilizate diverse mecanisme cu pârghii și tije filetate, prin intermediul cărora se modifică poziția axelor de susținere ale contrabătătorului (fig. 1.25.).

A doua variantă prevede modificarea poziției bătătorului față de contrabătător (fig. 1.24.b.), variantă rar utilizată în practică deoarece presupune montarea axului bătătorului pe un sistem de ghidaje, cu elemente de reglare și fixare.

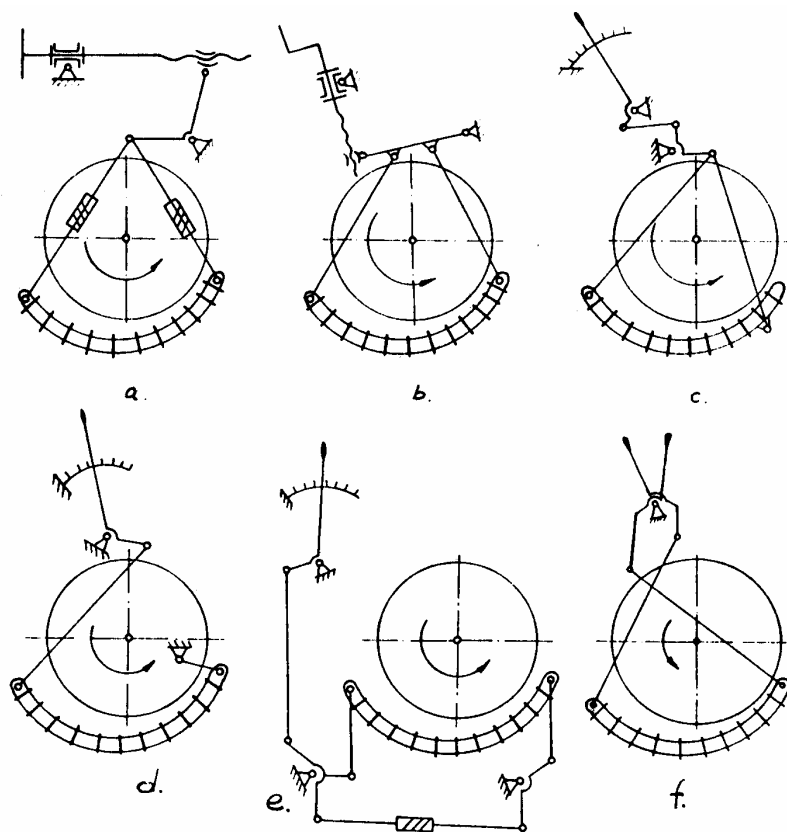


Fig. 1.24. Mecanisme de reglare a distanței dintre bătător și contrabătător

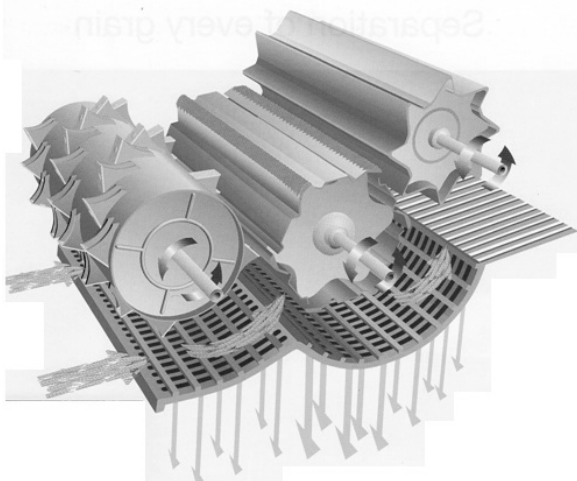


Fig. 1.25. Aparat de treier cu antebătător

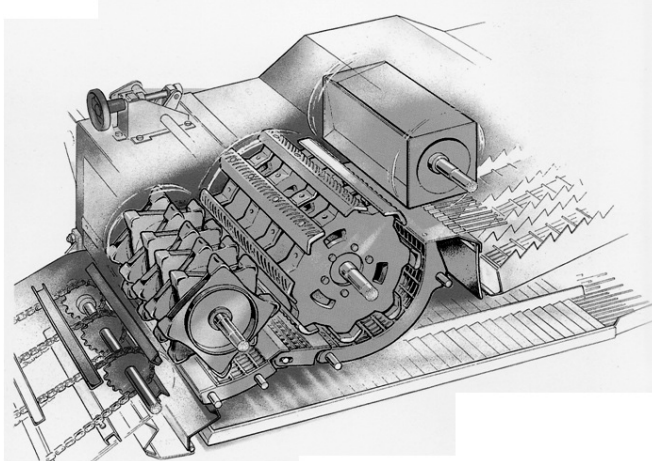


Fig. 1.26. Aparat de treier cu antebătător

Pentru a mări procentul de boabe separate din masa de plante, s-au realizat variante constructive cu antebătător sau postbătător (fig. 1.25. .... 1.27.)



Fig. 1.27. Aparat de treier cu postbătător

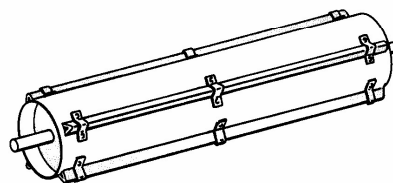
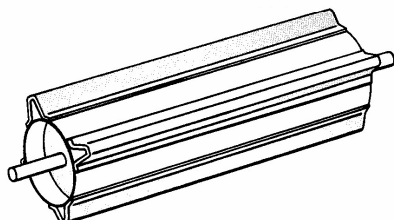
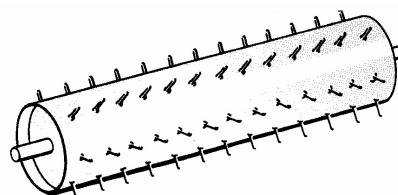
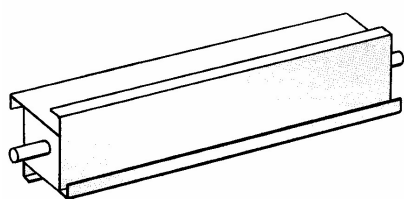


Fig. 1.28. Construcția organelor de distribuire a materialului de la aparatul de treier către scuturători

Pentru a prelua și trimite către organele de separare a fracțiilor mici din masa de material treierat se folosesc rotoare cu diverse forme (fig. 1.28.)

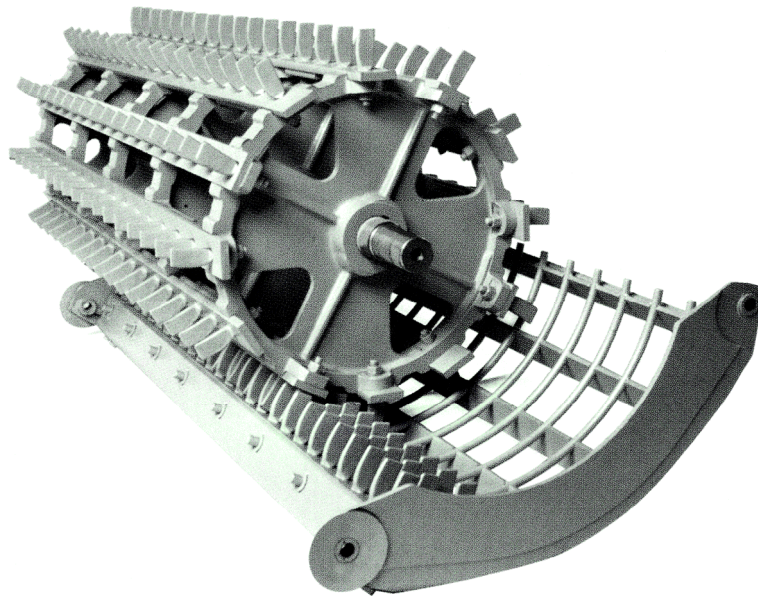


Fig. 1.29. Aparat de treier cu cuie

Construcția aparatelor de treier de tip bătător-contrabătător cu cuie. Pot fi cu grătar cu cuie (fig. 1.29.) sau cu contrabătător orb, cu renuri, adică fără posibilitatea separării fracțiilor mici.

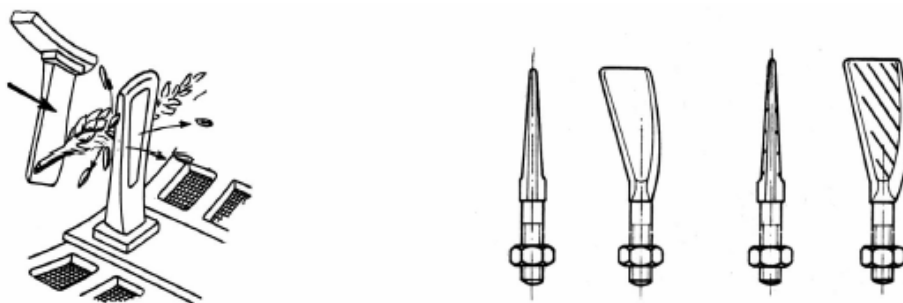


Fig. 1.30. Construcția cuielor

Atât bătătorul, cât și contra-bătătorul sunt prevăzute cu cuie sau știfturi (fig. 1.30.), montate pe un număr dat de spirale (montate ca pe un șurub cu mai multe începuturi). În timpul lucrului, cuiele bătătorului trec printre cuiele contrabătătorului.

Bătătorul poate avea următorii parametri:

$D = 450 \dots 700$  mm;

$L = 500 \dots 900$  mm;

- numărul de șine  $n = 6 \dots 10$

- numărul de începuturi  $i = 3 \dots 5$

- numărul de cuie  $z = 50 \dots 160$

Jocurile radiale și axiale sunt mai mari la intrare și mai mici la ieșire (raportul ieșire/intrare este de  $\frac{1}{4}$ ).

Datorită cuielor, loviturile aplicate și frecarea materialului sunt foarte intense, motiv pentru care asemenea aparate de treier sunt recomandate la recoltarea culturilor cu umiditate ridicată sau cu rezistență mare la desprindere.

Dispozitivele care lucrează prin deplasarea forțată a masei supusă treieratului se utilizează la recoltarea acelor culturi care prezintă un risc ridicat de vătămare prin lovire.

Procesului de lucru la aparatele de treier de tip bătător-contrabătător cu alimentare tangențială se referă la determinarea condițiilor în care are loc procesul de treier, care în final arată energia necesară treieratului.

Lucrul mecanic necesar antrenării bătătorului este dat de relația:

$$L = L_u + L_r \quad (1.59.)$$

unde  $L_u$  este lucrul mecanic util, necesar efectuării procesului de treier;

$L_r$  – lucrul mecanic rezistent, datorat frecărilor din lagăre și frecării cu aerul:

$$L_r = L_{rf} + L_{ra} \quad (1.60.)$$

$$L_{rf} = M_f \omega = \mu Q \frac{d}{2} \omega \cong ct. \quad (1.61.)$$

unde  $\mu$  este coeficientul de frecare în reazeme,  $Q$  este reacțiunea din reazeme,  $d$  este diametrul axelor bătătorului iar  $\omega$  este viteza unghiulară a acestuia.

$$L_{ra} = K\omega^2 \quad (1.62.)$$

$K$  fiind un coeficient de rezistență cu aerul.

Lucrul mecanic util este o sumă de lucruri mecanice:

$$L_u = L_{fp} + L_b + L_i + L_t + L_a \quad (1.63.)$$

în care  $L_{fp}$  este lucrul mecanic necesar comprimării stratului de tulpini între bătător și contrabătător;

$L_b$  – lucrul mecanic necesar distrugerii legăturii bob-spic;

$L_i$  – lucrul mecanic necesar încovoierii tulpinilor;

$L_t$  – lucrul mecanic necesar ruperii tulpinilor;

$L_a$  – lucrul mecanic necesar lovirii și antrenării tulpinilor.

Lucrul mecanic necesar efectuării treieratului, în cazul alimentării uniforme și continue, poate fi determinat și dacă presupunem că masa ce intră între bătător și contrabătător, ca urmare a loviturilor neelastice, este antrenată în mișcare de rotație cu o viteză egală cu viteza periferică a bătătorului.

Prin urmare, creșterea cantității de mișcare va fi egală cu valoarea impulsului:

$$F_p \Delta t = \Delta m \cdot v = \Delta m \omega R \Rightarrow F_p = \frac{\Delta m}{\Delta t} v = m_0 v \quad (1.64.)$$

unde  $F_p$  este forța de lovire,  $v$  este viteza periferică a bătătorului de rază  $R$ ,  $\Delta t$  este intervalul dintre două lovituri iar  $m_0$  este masa de alimentare pe secundă.

Pentru a se roti, bătătorul trebuie să învingă rezistența necesară deplasării paielor  $F_{fp}$  în timpul lovirii. Forța totală necesară rotirii bătătorului va fi:

$$F_m = F_p + F_{fp} \quad (1.65.)$$

dar  $F_{fp} = \mu F_m$  și rezultă

$$F_m = F_p + \mu F_m \quad (1.66.)$$

$\mu$  este coeficientul de frecare care la cuie este 0,7...0,8 iar la șine de 0,65...0,75.

$$F_m (1 - \mu) = F_p \Rightarrow F_m = \frac{F_p}{1 - \mu} = \frac{m_0 v}{1 - \mu} \quad (1.67.)$$

Puterea necesară treieratului este:

$$P_m = \frac{F_m v}{102} = \frac{m_0 v^2}{102(1 - \mu)} \quad (1.68.)$$

Energia motorului este consumată pentru accelerarea bătătorului și a celorlalte mase aflate în mișcare de rotație ale mașinii. Dacă se ține cont și de celelalte organe în

mişcare ale subansamblelor maşinii (combină sau batoză), rezultă la arborele băătorului un moment de inerție redus:

$$I_{red} = I_b + I_i + I_e \quad (1.69.)$$

în care  $I_b$  este momentul de inerție al băătorului;

$I_i$  – momentul de inerție redus al maselor în mişcare de rotație legate cinematic de băător;

$I_e$  – momentul de inerție redus al maselor în mişcare de translație.

Momentul dat de motor este:

$$M_m = I_{red} \varepsilon = I_{red} \frac{d\omega}{dt} \quad (1.70.)$$

Expresia puterii este:

$$P_m = \frac{M_m \omega}{102} = \frac{I_{red} \omega \frac{d\omega}{dt}}{102} = \frac{m_o v^2}{102(1-\mu)} \quad (1.71.)$$

Relația de mai sus reprezintă ecuația de bază a băătorului și face legătura între caracteristicile motorului ( $P$ ), a băătorului ( $I$ ) și masa de alimentare ( $m_o$ ).

Funcționarea băătorului este determinată de accelerația unghiulară  $\varepsilon = \frac{d\omega}{dt}$ . Din relația de mai sus se scrie egalitatea:

$$P_m = \frac{I_{red} \omega \frac{d\omega}{dt}}{102} \Leftrightarrow \frac{d\omega}{dt} = \frac{P_m 102}{I_{red} \omega} \quad (1.72.)$$

Pentru  $P_m = \text{constant}$  și  $I_{red} = \text{constant}$  se obține:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{K'}{\omega} \quad (1.73.)$$

Relație de mai sus definește o hiperbolă și arată că creșterea accelerației unghiulare, pentru o putere dată este invers proporțională cu viteza unghiulară.

Din cea de-a doua egalitate a ecuației de bază a băătorului, pentru  $I_{red} = \text{constant}$  și  $m_o = \text{constant}$ , se obține:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{m_o R^2 \omega^2}{1-\mu} \frac{1}{I_{red} \omega} = \frac{m_o R^2}{(1-\mu) I_{red}} \omega = K'' \omega \quad (1.74.)$$

Relația de mai sus definește o dreaptă și ea arată că creșterea accelerației unghiulare pe unitatea de masă de alimentare depinde liniar de viteza unghiulară.

Viteza unghiulară la care tendința de creștere a accelerației este egală cu tendința de scădere a acesteia se numește viteză unghiulară critică.

Valoarea lui  $\omega_{crt}$  se determină din egalarea celor două relații:

$$\frac{m_o R^2 \omega}{(1-\mu) I_{red}} = \frac{102 P_m}{I_{red} \omega} \quad (1.75.)$$

De aici se obține viteza unghiulară critică:

$$\omega_{crt} = \sqrt{\frac{102 P_m (1-\mu)}{m_o R^2}} = \frac{10,1}{R} \sqrt{\frac{P_m (1-\mu)}{m_o}} \quad (1.76.)$$

Pentru această viteză unghiulară băătorul va funcționa, dacă  $m_o$  se va menține constantă. La o creștere cât de mică a acesteia, băătorul tinde să se oprească. Cum în practică masa de alimentare pe secundă este variabilă, trebuie ca viteza unghiulară de lucru să fie mai mică decât valoarea critică, astfel încât creșterea de masă de alimentare să poată fi preluată și prelucrată de băător. Din datele experimentale se recomandă

pentru accelerația unghiulară  $\frac{d\omega}{dt} = 7,5[s^{-2}]$ . La bătătoare mari valoarea poate ajunge la 12...15 s<sup>-2</sup>.

Cu aceste valori și cu  $\omega = 100s^{-1}$  rezultă  $P_m = 7,5I_{red}$  la bătătoarele mici și  $P_m = (12...15)I_{red}$  pentru bătătoarele mari.

În general, cunoscând elementele constructive ale bătătorului ( $I_{red}$ ), natura culturii ce urmează a fi treierată (în funcție de care se alege valoarea lui  $\mu$ ) și adoptând o valoare pentru  $\varepsilon$ , se poate calcula puterea motorului de antrenare:

$$P_m = \frac{I_{red}\omega}{102} \frac{d\omega}{dt} \quad (1.77.)$$

Funcționarea bătătorului cu viteză variabilă este asigurată prin transmisii elastice de antrenare (variatoare de turație cu curele trapezoidale), care la suprasarcini pot patina.

Se poate determina puterea consumată pe unitatea de debit:

$$\frac{P_m}{m_0} = \frac{R^2\omega^2}{102(1-\mu)} \quad (1.78.)$$

care crește cu raza bătătorului și cu turația sa.

Se constată că creșterea capacității de lucru a dispozitivelor de treier se poate realiza acționând asupra dimensiunilor acestora și a vitezei unghiulare a bătătorului.

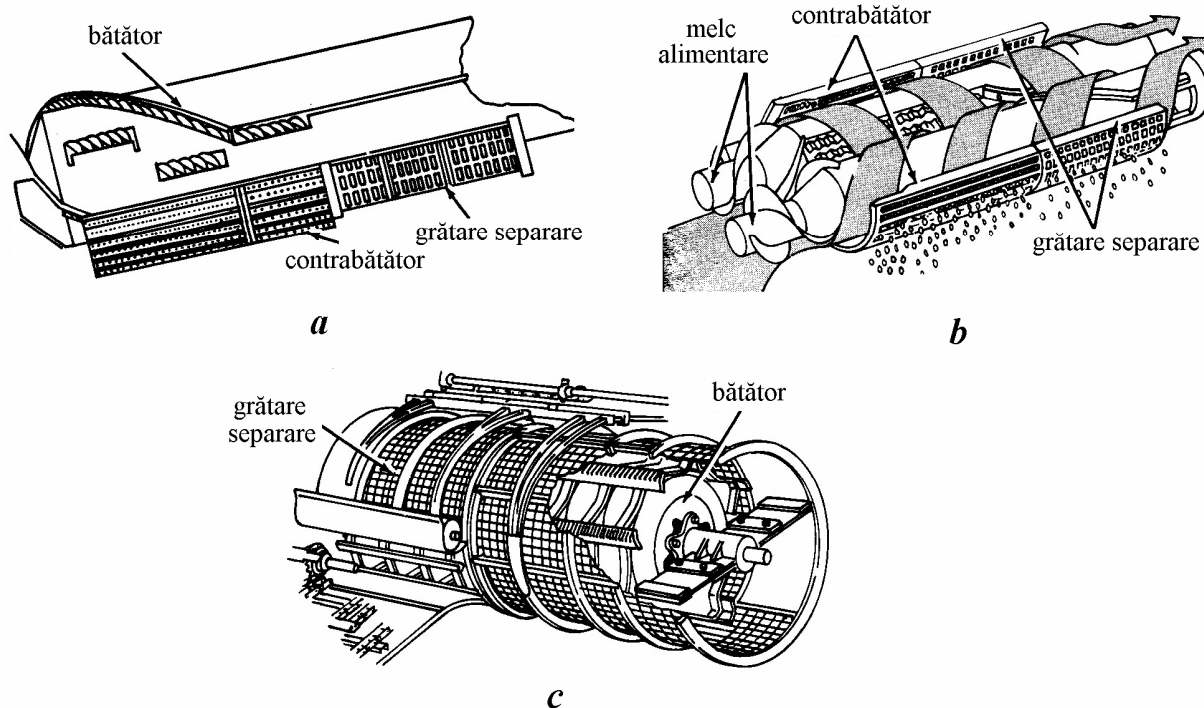


Fig. 1.31. Aparate de treier axiale: a- cu un singur rotor; b- cu două rotoare; c- cu un rotor dispus transversal

Aparate de treier axial (fig. 1.31.) sunt aparate care realizează desprinderea boabelor din spice (treieratul) și separarea paielor de fracțiile mai scurte (boabe, spice netreierate, pleavă, paie scurte), îndeplinind atât funcțiile aparatului de treier, cât și a scurătorului de paie.

În construcția combinelor se folosesc cu deosebire variantele cu unul sau două rotoare, construcția lor fiind prezentată în figura 1.32.

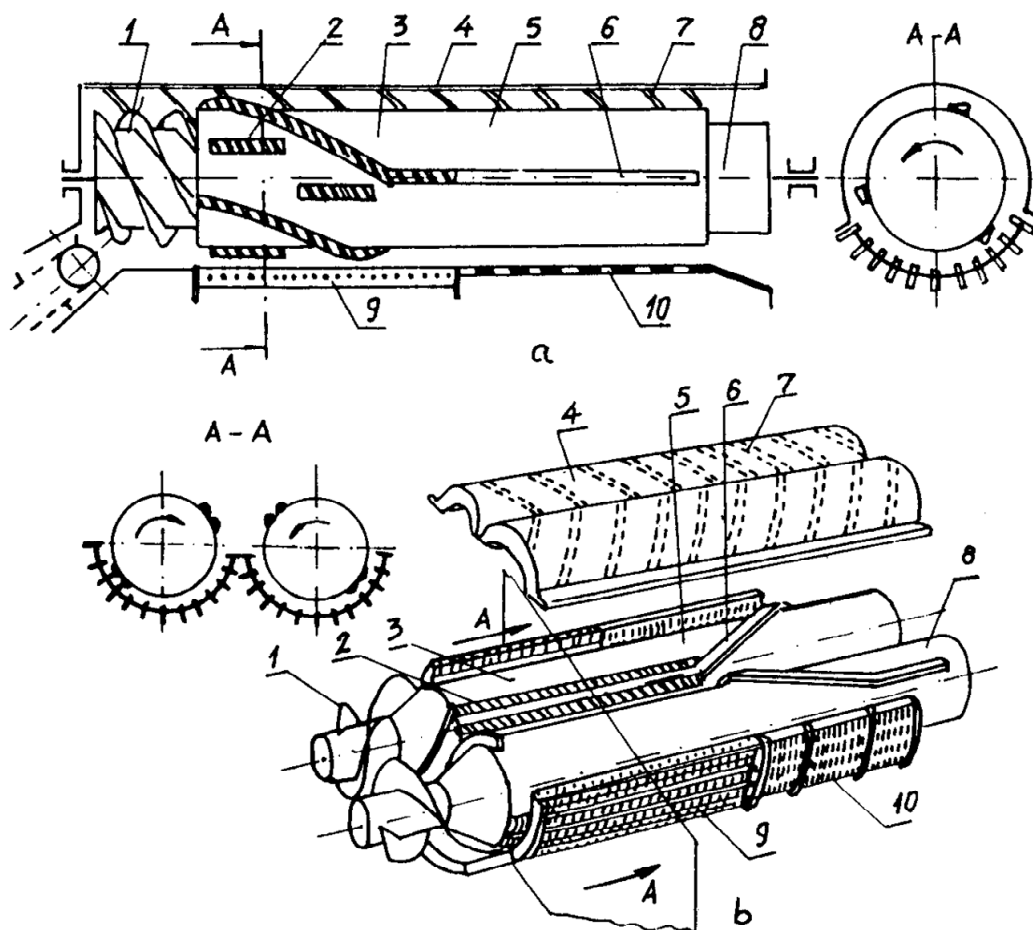


Fig. 1.32. Construcția aparatelor de treier axiale

Un aparat de treier este alcătuit din: secțiunea de alimentare 1, formată dintr-un cilindru prevăzut cu nervuri elicoidale, dispuse după un șurub cu 2-3 începuturi, care execută împingerea axială a materialului adus de către transportorul oscilant; secțiunea de treier formată din bătătorul 3, un cilindru pe suprafața căruia sunt fixate barele de batere 2 (dispuse elicoidal după generatoare sau combinat) și contrabătătorul 9 de tip grătar cu bare longitudinale și vergele dispuse circular; secțiunea de separare a paielor formată din toba cilindrică 5, prevăzută cu barele 6 pentru antrenarea materialului (barele pot fi dispuse elicoidal sau după generatoare) și grătarul de separare 10; secțiunea de evacuare a paielor 8 (un cilindru cu palete radiale). Contrabătătorul este reglabil (se poate modifica distanța față de bătător, iar grătarul de separare 10 este fix). Fiecare tobă are la partea superioară un capac de închidere 4, prevăzut la interior cu nervuri elicoidale 7, care contribuie la deplasarea axială a materialului.

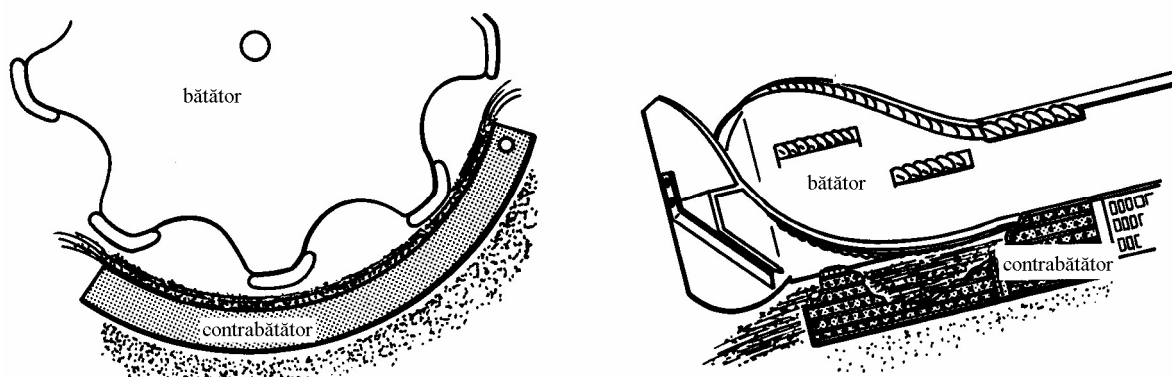


Fig. 1.33. Eficiența separării boabelor în cele două tipuri de aparate de treier

Analizând procentul de separare a boabelor în zona de treierat (fig. 1.33.) se constată faptul că, în cazul aparatului de treier de tip bătător cu șine – contrabătător cu grătar cu vergele gradul de separare a boabelor de spice este foarte mare (90 % din boabe și fracții mici trec prin orificiile contrabătătorului), în timp ce la aparatele de treier axiale, în secțiunea de treier acesta este cu mult mai mic.



Fig. 1.34. Aparat de treier de tip hibrid

La unele combine de recoltat se folosesc și aparate de treier hibride, un astfel de echipament fiind prezentat în figura 1.34. Practic se asociază un aparat de tip bătător cu șine - contrabătător cu vergele cu un aparat de treier axial.

Dintre factorii care influențează treieratul cerealelor păioase se pot menționa:

- înălțimea cerealelor; este cuprinsă între 50-150 cm și definește gradul de încărcare al dispozitivului de treier, precum și diametrul acestora;
- lungimea spicului: de la 3,4-7,7 cm;
- masa de alimentare: variabilă ca urmare a densității variabile a plantelor pe teren;
- raportul dintre greutatea boabelor și a paielor, respectiv a plevei; sunt date în literatura de specialitate pe diverse culturi.

Dispozitivele de treier sunt proiectate pentru recoltarea grâului și se adaptează în mod corespunzător pentru celelalte culturi. Pentru treieratul ierburilor pentru sămânță, se construiesc batoze speciale, pe același principiu.

Dintre indicii calitativi de lucru ai procesului de treier se pot menționa:

- ▶ cantitatea de boabe sparte  $q_{bs}$  ;
- ▶ cantitatea de boabe rămasă în spice netreierate  $q_{br}$  ;
- ▶ cantitatea de boabe în fracțiuni mici care au trecut prin contrabătător  $q_{bc}$  ;
- ▶ consumul de putere la treierat  $P$ .

Procesul de treier se desfășoară în condiții optime dacă  $q_{bs}$ ,  $q_{br}$  și  $P$  sunt minime iar  $q_{bc}$  are valoarea maximă

#### 1.4. Separarea fracțiilor mici din masa de paie

Separarea paielor lungi din masa de material rezultat în urma procesului de treier are ca scop separarea acestora de boabele rămase, pleavă, paie scurte și alte fracții mici.



Separarea boabelor din paie este cea mai dificilă și complexă operație din procesul de recoltare a cerealelor păioase.

După treier, masa de tulpini amestecată cu o parte din fracțiile mici, care nu au trecut prin contrabătător, este supusă în continuare unei operații de separare specială. Paiele lungi sunt dirijate afară din combină iar fracțiile mici sunt separate și urmează a fi supuse altor operații.

Indicii calitativi de lucru ai procesului de separare sunt:

- pierderile de boabe libere în paie;
- cantitatea de impurități ce se transmite spre curățire odată cu fracțiile mici;
- consumul de energie pentru prelucrarea materialului supus separării raportat la unitatea de producție;
- gradul de răvășire al materialului;
- adaptarea la diverse condiții de lucru.

Separarea se poate realiza prin scuturare, prin răvășire intensă și trepidare sau prin răvășire.

Dispozitivele de separare sunt realizate în diverse forme constructive, cele mai importante fiind:

- scuturători cu cai: lucrează prin scuturare;
- scuturători de tip platformă: lucrează prin scuturare;
- separatori de tipul grătare rulante: lucrează prin răvășire și trepidare;
- separatori rotativi de tipul tobe de pieptănare: lucrează prin răvășire.

*Scuturătorii cu cai* (fig. 1.35.) sunt cei mai utilizați în practică și realizează separarea pe principiul agitării masei de tulpini, concomitent cu deplasarea acesteia spre ieșirea din mașină. Separatorul este alcătuit din 3, 4, 5 sau 6 elemente active numite cai, care lucrează individual sau în grupe și lovesc masa de material supusă separării.

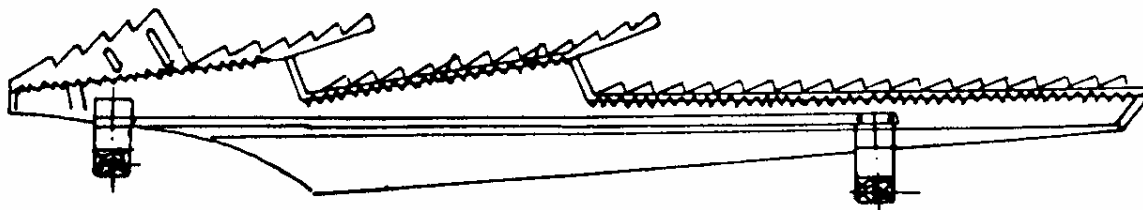


Fig. 1.35. Scuturător cu cai

Caii sunt formați din doi pereți verticali, legați la bază prin grătare, antrenarea în mișcare fiind realizată prin intermediul a unul sau doi arbori cotiți. Ca cinematică, caii sunt defazați cu un unghi ce depinde de numărul și modul de grupare al lor.

După modul de grupare al cailor avem scuturători cu cai grupați și scuturători cu cai independenți. Scuturătorii cu cai independenți au unghiul de defazare în funcție de numărul cailor (în practică scuturătorii cu patru cai independenți sunt cei mai utilizați). Scuturătorii cu cai grupați au 3 dar mai ales 5 cai, grupați 1 cu 3 cu 5 și 2 cu 4, defazați cu  $180^{\circ}$  și se folosesc cu deosebire la batoze.

*Scuturătorii de tip platformă* realizează separarea cu ajutorul mișcării oscilatorii a platformei. Pentru intensificarea scuturării, la unele mașini se întâlnesc scuturători de tip platformă cu degete care intensifică deplasarea materialului..

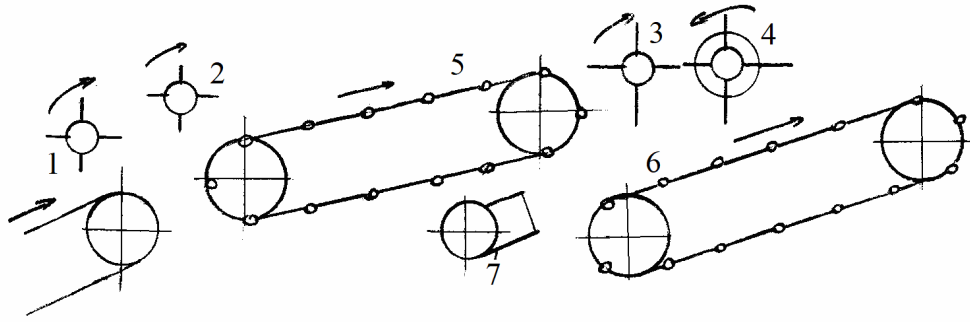


Fig. 1.36. Scuturătoare de tip grătare rulante

Separatori de tipul grătare rulante dau rezultate bune la umidități ridicate ale plantelor sau puternic îmburuienate, dar au o construcție complicată (1,2,3,4-întorcătoare, 5,6 – transportoare tip grătar, 7- ventilator).

Separatori de tipul tobe de pieptănare realizează separarea prin deplasarea forțată a materialului între cilindrii și grătarele respective. Se utilizează la culturile cu umiditate

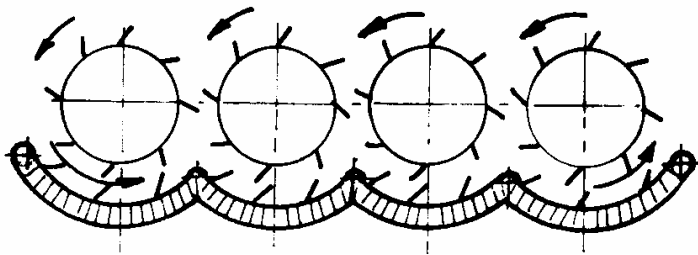


Fig. 1.37. Separator cu tobe de pieptănare

mare dar au un consum de energie la fel de mare. Se întâlnesc în construcția combinelor care lucrează pe terenuri accidentate pentru că pot menține masa de tulpini uniform distribuită pe lățimea de lucru.

Procesul de separare a fracțiilor mici din paie, în cazul folosirii scuturărilor, se presupune că se realizează în condițiile:

- masa supusă scuturării este antrenată progresiv de către caii scuturărilor;
- la ciocnirea cu scuturătorii, stratul de material primește viteza acestora;
- acțiunea aerului este neglijabilă.

Separarea boabelor din stratul de grosime  $H$  se consideră că se face în trei faze:

- ▶ în prima fază boabele pătrund în rețeaua spațială formată de tulpini;
- ▶ în faza a doua boabele se deplasează prin stratul de tulpini și ajung la suprafața grătarului cailor;
- ▶ în faza a treia boabele trec prin grătarul scuturătorului.

Probabilitatea de separare a boabelor libere prin grătarul scuturătorului se consideră a fi:

$$W = \varepsilon \cdot \lambda \quad (1.79.)$$

unde  $\lambda$  este probabilitatea de separare a boabelor prin stratul de tulpini, iar  $\varepsilon$  este probabilitatea de separare a boabelor prin golurile suprafeței scuturătorului (mărimă greu de determinat).

Termenul  $\lambda$  este un raport al suprafețelor și are forma:

$$\lambda = \frac{\sum A_g}{A_t} \quad (1.80.)$$

$A_g$  este suprafața unei găuri de pe scuturător, iar  $A_t$  este suprafața totală a scuturătorului.

Pentru majoritatea scuturărilor s-a determinat valoarea lui  $\lambda$  care este de aproximativ 0,4.

O trepidație a scuturătorului durează  $\Delta t_s$ , timp în care materialul s-a deplasat cu viteza  $v_{ms}$ . În aceste condiții, spațiul parcurs de material va fi:

$$l_s = \Delta t_s v_{ms} \quad (1.81.)$$

Gradul de separare se definește ca fiind:

$$\mu = \frac{W}{l_s} = \frac{W}{\Delta t_s v_{ms}} \quad (1.82.)$$

Dar  $\mu$  și  $W$  depind de grosimea și starea stratului de material (umiditate, grad de răvășire, elasticitate). Pentru un caz dat, când  $\mu$  și  $W$  pot fi considerați constanți, notând cu  $q_y$  cantitatea de boabe ce se găsește pe o lungime  $dy$  de scuturător, la distanța  $y$  de intrare, separarea este caracterizată de ecuația:

$$-\frac{dq}{dy} = \mu \cdot q_y \quad (1.83.)$$

Notând cu  $q_{bs}$  cantitatea de boabe ce intră pe scuturător, se obține:

$$q_y = q_{bs} \cdot e^{-\mu y} \quad (1.84.)$$

Dacă  $L_s$  este lungimea scuturătorului, atunci cantitatea de boabe rămase pe scuturător va fi:

$$q_{rs} = q_{bs} \cdot e^{-\mu L_s} \quad (1.85.)$$

Dacă se notează cu  $q_b$  cantitatea totală de boabe supusă operației de treier, atunci se pot face următoarele notații:

$K_{q_s} = \frac{q_{bs}}{q_b}$  și reprezintă procentul de boabe care nu s-a separat la treier și intră la scuturător;

$K_{q_n} = \frac{q_{rs}}{q_b}$  și reprezintă procentul de boabe ce nu s-a separat pe scuturător.

Raportul celor doi indici este:

$$\frac{K_{q_n}}{K_{q_s}} = \frac{q_{rs}}{q_{bs}} = e^{-\mu L_s} \Rightarrow K_{q_n} = K_{q_s} e^{-\mu L_s} \quad (1.86.)$$

Admițând un procent dat de pierderi în boabe la ieșirea de pe scuturător  $K_{q_{n0}} \leq (0,3 \dots 0,4)\%$ , se obține pentru scuturător o lungime care se determină cu relația:

$$L_s = \frac{2 - \lg \frac{K_{q_{n0}}}{K_{q_s}}}{0,4343 \mu} \quad (1.87.)$$

Gradul de separare pentru condiții diferite de cele luate în calcul anterior ( $\mu_0, H_0$ ) se determină cu relația:

$$\frac{\mu_1}{\mu_0} = \frac{H_0}{H_1} p, \quad p \text{ fiind un factor ce ține cont de condițiile de lucru } (p = 0,8 \dots 1,2).$$

Grosimea stratului de material de pe scuturător, neglijând volumul boabelor și a fracțiilor mici, precum și pierderile de tulpini prin suprafața scuturătorilor, în condițiile în care încărcarea este considerată uniformă pe toată lungimea, se determină plecând de la debitul de material ce intră în combina:

$$q(1 - \beta_0) = H_s B_s \gamma_p v_{ms} \quad (1.88.)$$

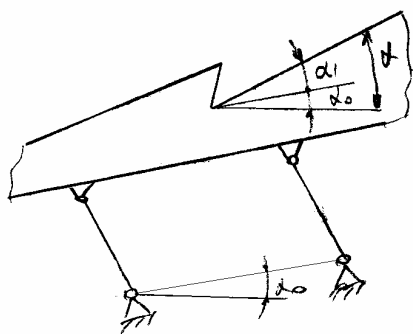
în care  $B_s$  este lățimea scuturătorului,  $\gamma_p$  este masa volumetrică a paielor înfoiate iar  $\beta_0$  este:

$$\beta_0 = \frac{q_b}{q_b + q_{pl}}, \quad q_{pl} \text{ fiind cantitatea de paie lungi ce rezultă la treier.}$$

Din datele de mai sus se determină grosimea stratului de material:

$$H_s = \frac{q(1 - \beta_0)}{B_s \gamma_p v_{ms}} \quad (1.89.)$$

Pentru a realiza scuturarea, este necesar ca masa de material să se desprindă de pe scuturător și după ce se ridică la o înălțime dată, deplasându-se spre ieșire, să lovească din nou scuturătorul.



Se consideră suprafața scuturătorului înclinată cu unghiul  $\alpha = \alpha_1 + \alpha_0$ . Primul unghi reprezintă înclinarea suprafeței scuturătorului față de planul axelor arborilor cotiți, iar cel de-al doilea este unghiul de înclinare al arborilor cotiți față de orizontală.

Traectoria descrisă de un punct oarecare  $m$  de pe scuturător cu cai pe două axe (fig. 1.38.) este un cerc cu raza  $r$ , egală cu raza manetanelor axelor cotite:

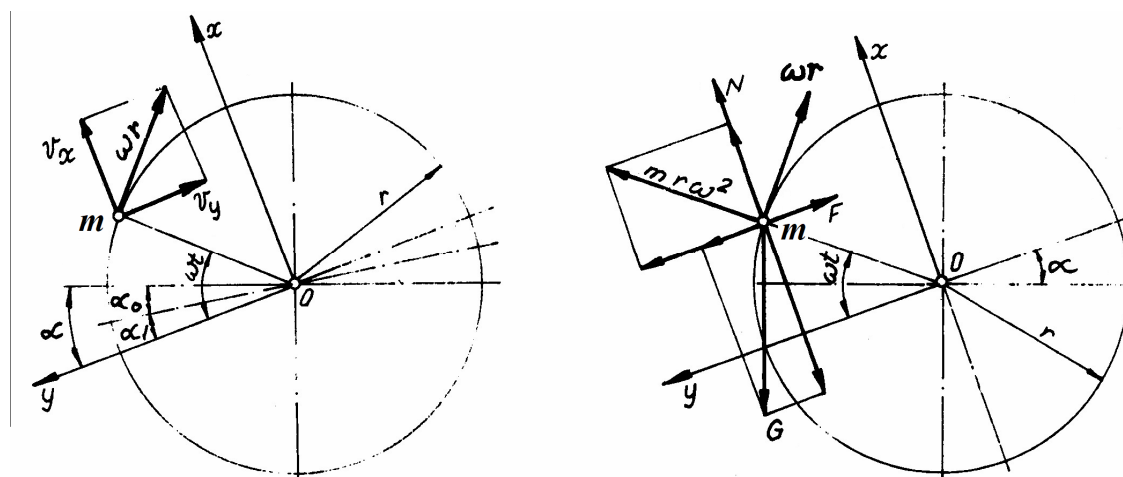


Fig. 1.38. Cinematica scuturătorului cu cai cu două axe

$$\begin{aligned} x &= \pm r \sin \omega t \\ y &= \pm r \cos \omega t \end{aligned} \quad (1.90.)$$

Se reduce masa supusă scuturării la o particulă de masă  $m$ , asupra căreia, pentru unghiul de rotație  $\theta = \omega t$ , acționează forțele:

- forța de greutate a particulei:  $G = mg$ ;
- forța centrifugă:  $F_c = m\omega^2 r$
- forța de frecare în sens invers alunecării:  $F_f = \mu N$ .

Din condiția de echilibru a particulei, proiecția de forțe pe cele două axe va fi:

$$N + m\omega^2 r \sin \theta - mg \cos \alpha = 0 \quad (1.91.)$$

$$m\omega r \cos \theta + mg \sin \alpha - F_f = 0 \quad (1.92.)$$

Din prima relație se poate constata că masa de material se va desprinde de suprafața scuturătorului dacă  $N > 0$ , adică:

$$mg \cos \alpha > m\omega^2 r \sin \theta \Rightarrow \cos \alpha > \frac{r\omega^2}{g} \sin \theta = K \sin \theta \quad (1.93.)$$

$K$  este coeficientul de regim cinematic.

Masa de material se va desprinde de pe scuturător pentru  $N = 0$ , corespunzător unui moment  $t_1$  și pentru  $\omega = ct$ . când:

$$\cos \alpha = K \sin \omega t_1 \quad (1.94.)$$

Rezultă că momentul lansării materialului sau faza de lansare este definită de relația:

$$\sin \omega t_1 = \frac{\cos \alpha}{K} = \frac{\cos \alpha}{r} \frac{g}{\omega^2} \quad (1.95.)$$

Pentru o construcție dată a scuturătorului, masa de material se va desprinde mai repede cu cât viteza unghiulară a arborelui cotit va fi mai mare.

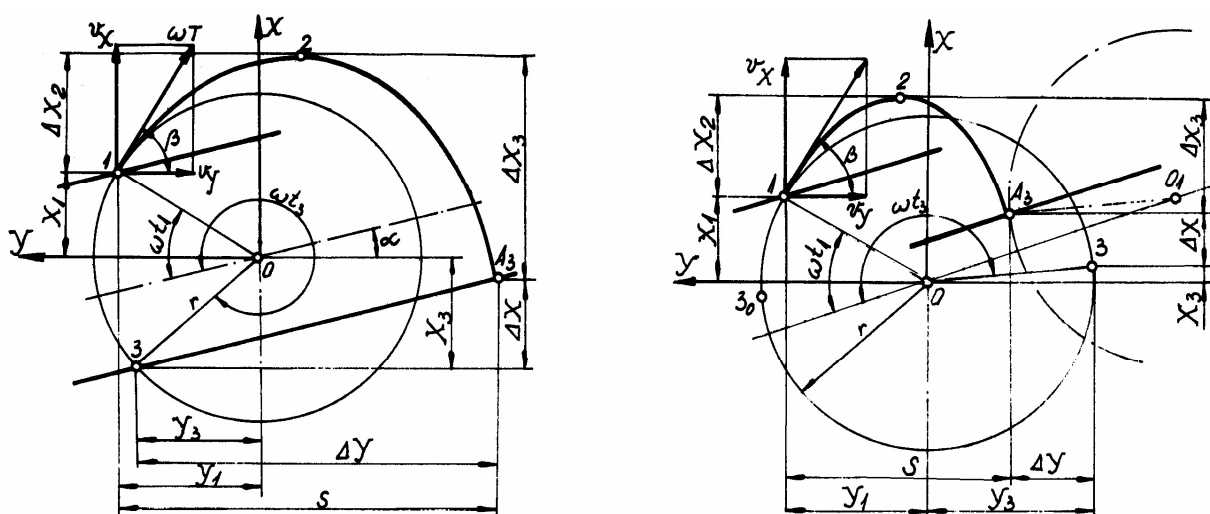


Fig. 1.39. Traiectoria descrisă de o particulă după desprindere la scuturătorii cu cai independenți și cai grupați

După desprindere, particula se mișcă precum un corp aruncat cu o viteză  $v = \omega r$  sub un unghi față de orizontală  $\beta = \frac{\pi}{2} - (\theta_1 - \alpha)$ , unde  $\theta_1 = \omega t_1$  (fig. 1.39.).

Punctul 1 în care are loc desprinderea este caracterizat de următoarele coordonate:

$$\begin{aligned} x_1 &= r \sin(\theta_1 - \alpha) \\ y_1 &= r \cos(\theta_1 - \alpha) \end{aligned} \quad (1.96.)$$

Vitezele punctului 1 pe cele două axe de coordonate vor fi:

$$\begin{aligned} V_{x1} &= V \cos(\theta_1 - \alpha) = \omega r \cos(\theta_1 - \alpha) \\ V_{y1} &= V \sin(\theta_1 - \alpha) = \omega r \sin(\theta_1 - \alpha) \end{aligned} \quad (1.97.)$$

După desprindere, particula descrie un arc de parabolă și se ridică la o înălțime  $x_s$  (salt) față de poziția de lansare, după care atinge scuturătorul în punctul  $A_3$ .

La cai grupați, în cădere particula atinge cealaltă grupă de cai, în timp ce la cai independenți atinge același cal, după ce arborele a efectuat o rotație cu unghiul  $\theta_3 = \omega t_3$  (scuturători cu 3, 4 sau 6 cai). Înălțimea de ridicare sau mărimea saltului se determină cu relația:

$$V_{x1} = \sqrt{2gx_s} \Leftrightarrow \omega^2 r^2 \cos^2(\theta_1 - \alpha) = 2gx_s \quad (1.98.)$$

Rezultă mărimea saltului:

$$x_s = \frac{\omega^2 r^2}{2g} \cos^2(\theta_1 - \alpha) = \frac{1}{2} Kr \cos^2(\theta_1 - \alpha) \quad (1.99.)$$

Timpul cât durează urcarea este  $t_2 = t_1 + \Delta t_2$ . Spațiul parcurs pe verticală este  $s = \frac{gt^2}{2}$  și de aici se poate obține timpul cât durează saltul  $x_s$ :

$$\Delta t_2 = \sqrt{\frac{2x_s}{g}} = \sqrt{2 \frac{1}{2} \frac{\omega^2 r^2 \cos^2(\theta_1 - \alpha)}{g^2}} = \frac{\omega r \cos(\theta_1 - \alpha)}{g} \quad (1.100.)$$

Înmulțind și împărțind relația cu  $\omega$  se obține:

$$\Delta t_2 = \frac{K}{\omega} \cos(\theta_1 - \alpha) \quad (1.101.)$$

Se obține pentru timpul de urcare expresia:

$$t_2 = t_1 + \frac{K}{\omega} \cos(\theta_1 - \alpha) \quad (1.102.)$$

Înălțimea de cădere liberă  $x_c$  se efectuează în timpul  $\Delta t_3 = t_3 - t_2$  și are valoarea:

$$x_c = \frac{1}{2} g(t_3 - t_2)^2 = \frac{1}{2} g \left[ t_3 - t_1 - \frac{K}{\omega} \cos(\theta_1 - \alpha) \right]^2 \quad (1.103.)$$

în timp ce masa a ajuns în punctul  $A_3$ , arborele s-a rotit cu unghiul  $\theta_3 = \omega t_3$ , punctul 1 ajungând în punctul 3. La cai independenți punctul 3 are coordonatele:

$$\begin{aligned} x_3 &= -r \sin[360^\circ - (\theta_3 - \alpha)] = r \sin(\theta_3 - \alpha) \\ y_3 &= r \cos[360^\circ - (\theta_3 - \alpha)] = r \cos(\theta_3 - \alpha) \end{aligned} \quad (1.104.)$$

La cai grupați, coordonatele punctului 3 sunt:

$$\begin{aligned} x_3 &= r \sin[180^\circ - (\theta_3 - \alpha)] = -r \sin(\theta_3 - \alpha) \\ y_3 &= r \cos[180^\circ - (\theta_3 - \alpha)] = -r \cos(\theta_3 - \alpha) \end{aligned} \quad (1.105.)$$

Se poate constata că punctul 3 are coordonatele:

$$\begin{aligned} x_3 &= \pm r \sin(\theta_3 - \alpha) \\ y_3 &= \pm r \cos(\theta_3 - \alpha) \end{aligned} \quad (1.106.)$$

Dacă se neglijează frecarea cu aerul și se consideră că  $V_{y1} = ct$ . atunci drumul parcurs de particulă în intervalul  $t_1 - t_3$  va fi:

$$S_p = V_{y1}(t_3 - t_1) = -\omega r \sin(\theta_1 - \alpha)(t_3 - t_1) \quad (1.107.)$$

Diferența de înălțime  $x_p$  este:

$$x_p = y_p \operatorname{tg} \alpha \quad (1.108.)$$

Dar  $y_p$  depinde de tipul scuturătorului:

$$y_p = \mp y_1 \pm y_3 \pm s_p \quad (1.109.)$$

$$y_p = r[\cos(\theta_1 - \alpha) \pm \cos(\theta_3 - \alpha) \mp \omega \sin(\theta_1 - \alpha)(t_3 - t_1)] \quad (1.110.)$$

Se obține:

$$x_p = y_p \operatorname{tg} \alpha = r \operatorname{tg} \alpha [r \cos(\theta_1 - \alpha) \pm r \cos(\theta_3 - \alpha) \mp \omega r \sin(\theta_1 - \alpha)(t_3 - t_1)] \quad (1.111.)$$

Din desen se vede că:

$$x_1 + x_s = x_c \mp x_3 + x_p \quad (1.112.)$$

$$x_c = \frac{1}{2} g \left[ (t_3 - t_1)^2 - 2 \frac{K t_3}{\omega} \cos(\theta_1 - \alpha) + 2 \frac{K t_1}{\omega} \cos(\theta_1 - \alpha) \right] + \frac{K^2}{\omega^2} \cos^2(\theta_1 - \alpha) \quad (1.113.)$$

Se aduce la același numitor în paranteze și se înlocuiesc  $g = \frac{\omega^2 r}{K}$ ,  $\omega t_1 = \theta_1$  și  $\omega t_3 = \theta_3$ . După desfacerea parantezelor se obține:

$$x_c = r \left[ \frac{1}{2K} (\theta_3 - \theta_1)^2 - \theta_3 \cos(\theta_1 - \alpha) - \theta_1 \cos(\theta_1 - \alpha) - \frac{K}{2} \cos^2(\theta_1 - \alpha) \right] \quad (1.114.)$$

La fel se procedează cu  $x_p$  și după înlocuirea tuturor distanțelor se grupează termenii și rezultă o expresie de forma:

$$(\theta_3 - \theta_1)^2 - 2(\theta_3 - \theta_1) \operatorname{ctg} \theta_1 = 2 \left( 1 \pm \frac{\sin \theta_3}{\sin \theta_1} \right) \quad (1.115.)$$

În relația de mai sus se extrage rădăcina pătrată și se obține pentru faza de aterizare:

$$\theta_3 = \theta_1 + \operatorname{ctg} \theta_1 + \sqrt{\operatorname{ctg}^2 \theta_1 + 2 \left( 1 \pm \frac{\sin \theta_3}{\sin \theta_1} \right)} \quad (1.116.)$$

În relația de mai sus semnul + este cazul în care vraful de material cade pe a doua grupă de cai (grupați), iar semnul - este cazul în care vraful de material cade pe același cal (independenți).

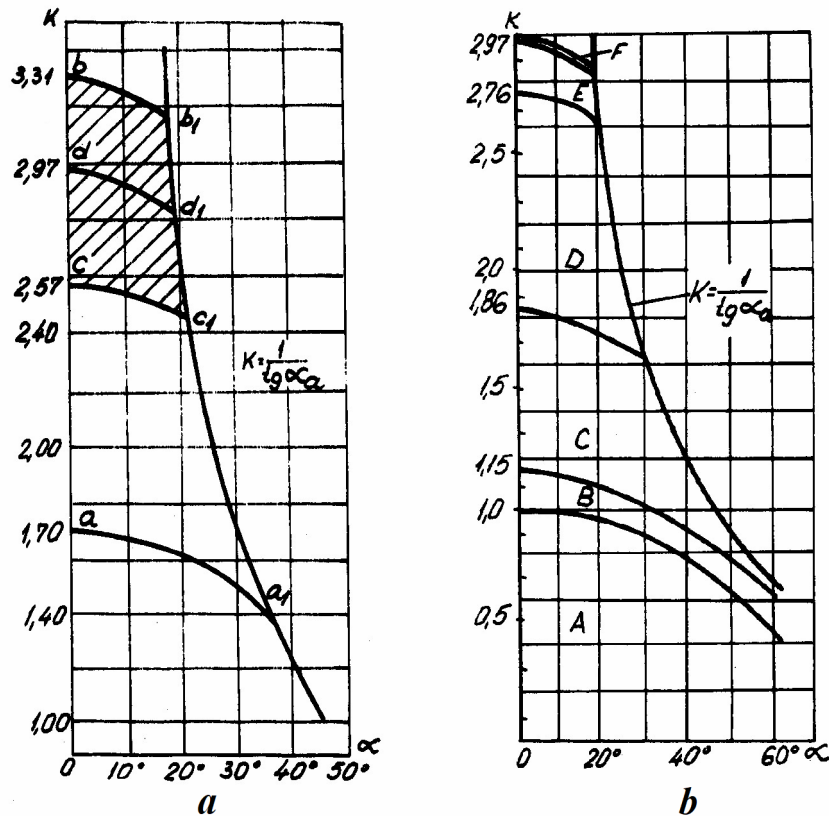


Fig. 1.40. Regimurile cinematice ale scurătorului: a- cu cai independenți; b- cu cai grupați

Variațiile regimurilor cinematice eficace în funcție de unghiul de înclinare a scurătorului  $\alpha$ , precum și variația regimului cinematic la care se asigură aruncarea vrafului pe verticală sunt prezentate în figura 1.40.

Pentru scurătorii cu cai independenți valorile caracteristice ale regimului cinematic  $K$  sunt indicate prin curbele:

- curba  $a-a_1$  pentru cazul când  $\theta_3 = 1,5\pi$  ;

- curba  $b-b_1$  pentru cazul când  $\theta_3 = 2\pi + \theta_1$ ;
- curba  $c-c_1$  pentru cazul când  $\theta_3 = 2\pi - \theta_1$ ;
- curba  $d-d_1$  pentru cazul când  $\theta_3 = 2\pi$ .

La mașinile de recoltat actuale sunt realizate valori ale regimului cinematic între 1,8-2,9. În cazul recoltării grâului se lucrează cu valori de 2,2-2,4.

Pentru scuturătorii cu cai grupați procesul de lucru este caracterizat prin mai multe regimuri:

- regimul de tip A, când  $0 < K < \cos \alpha$ ;
- regimul de tip B, când  $\pi/2 < \theta_3 < \pi$ ;
- regimul de tip C, când  $\pi < \theta_3 < \pi + \theta_1$ ;
- regimul de tip D, când  $\pi + \theta_1 < \theta_3 < 1,5\pi$ ;
- regimul de tip E, când  $1,5\pi < \theta_3 < 2\pi - \theta_1$ ;
- regimul de tip F, când  $2\pi - \theta_1 < \theta_3 < 2\pi$ .

Regimurile caracteristice de tip B și C sunt cele mai favorabile procesului de scuturare deoarece asigură impulsuri normale și tangențiale, iar valoarea forței medii de lovire crește odată cu creșterea indicelui de regim cinematic.

#### 1.4. Sisteme de curățire a boabelor

Sistemul de curățire are rolul de a separa boabele culturii din amestecul care trece prin grătarele contrabătătorului și scuturătorului. Pentru aceasta se folosesc organe de separare cu site și curent de aer (fig. 1.41.).

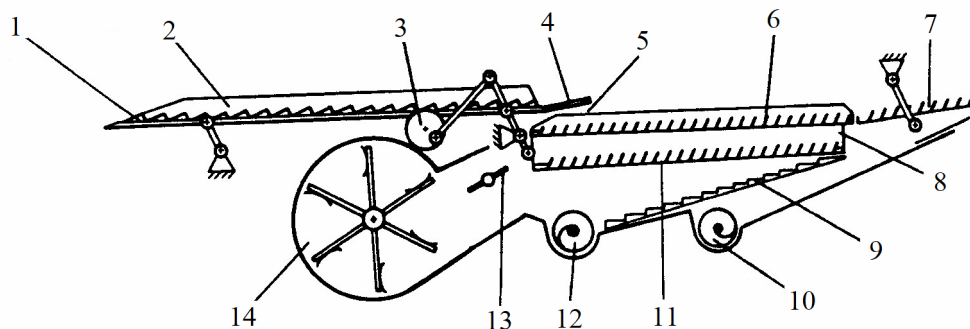


Fig. 1.41. Schema unui sistem de curățire a boabelor: 1- transportor oscilant; 2,5- plăci deflectoare; 3- mecanism de acționare în mișcare oscilatorie; 4- deget prelungitor; 6- sită superioară; 7- sită cu jaluzele; 8- spațiu dintre site; 9- transportor înclinat pentru boabe; 10- melc recuperare spice netreierate; 11- sită inferioară; 12- melc evacuare boabe; 13- deflectoare curent de aer; 14- ventilator

Clasificarea sistemelor de curățire se face după mai multe criterii.

După modul cum se realizează separarea boabelor sistemele de curățire se împart în:

- sisteme de curățire care execută separarea părților păioase în două etape; întâi se separă fracțiile scurte și apoi se separă pleava (se întâlnesc în construcția batozelor staționare);
- sisteme de curățire care execută separarea părțile păioase într-o singură etapă (se regăsesc în construcția combinelor de recoltat).

După modul de dispunere a sitelor (fig. 1.42.) se deosebesc sisteme cu site suprapuse și sisteme cu site în cascadă.



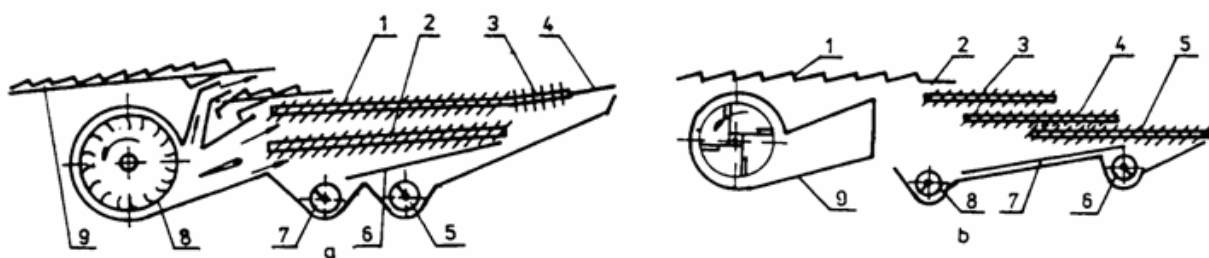


Fig. 1.41. Modul de dispunere a sitelor de curățirea a boabelor; a- cu site suprapuse: 1-sită superioară; 2- sită inferioară; 3- sită cu jaluzele; 4- degete; 5- melc evacuare spice netreierate; 6- plan înclinat; 7- melc evacuare boabe; 8- ventilator; 9- transportor alimentare curifluri; b- cu site în cascadă: 1- transportor rîflat; 2- degete prelungitoare; 3- sită superioară; 4- sită mijlocie; 5- sită finală; 6- melc evacuare spice netreierate; 7- plan înclinat; 8- melc evacuare boabe; 9- ventilator

După numărul grupelor de organe de curățire se deosebesc sisteme de curățire cu unul sau mai multe grupe de organe (curățirea I, curățirea II, etc).

Sitele folosite în construcția sistemelor de curățire pot fi de tipul: cu orificii circulare sau dreptunghiulare, tip Graepel (fig. 1.42.), cu jaluzele reglabile Peterson, cu margini profilate, cu margini drepte (fig. 1.43.) etc.

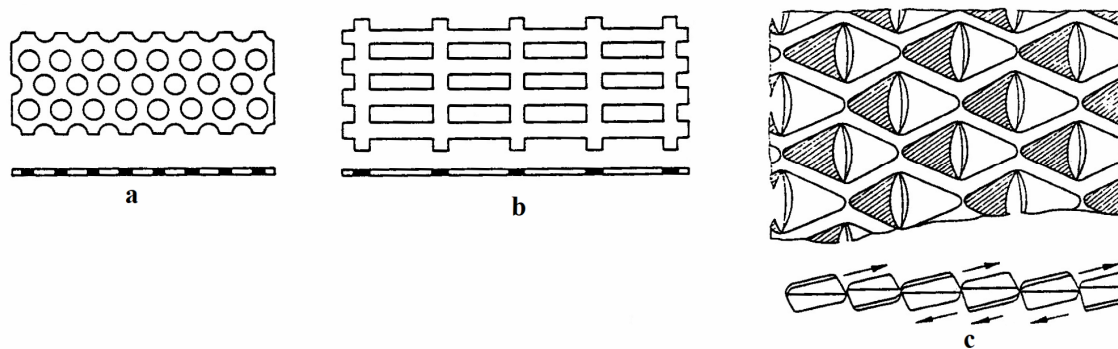


Fig. 1.42. Site cu orificii fixe: a- circulare; b- dreptunghiulare; c- tip Graepel

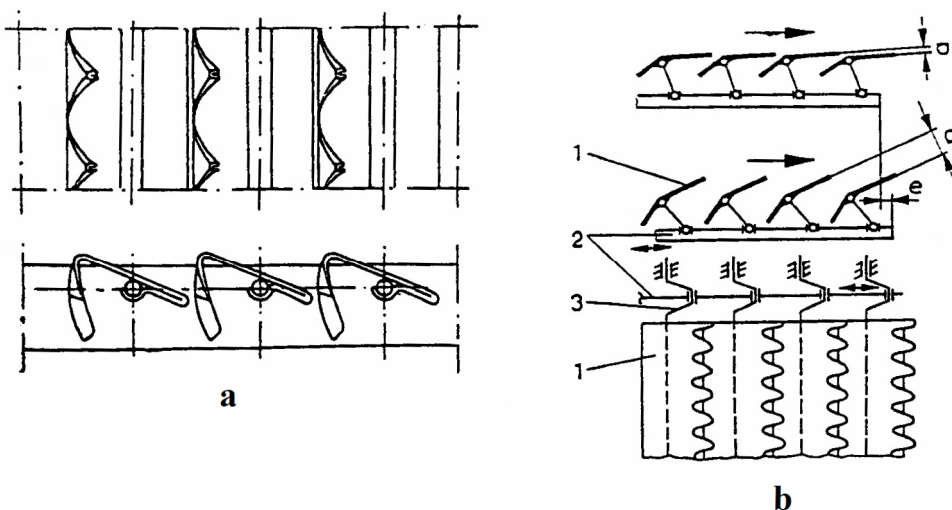


Fig. 1.43. Site cu orificii reglabile : a- cu lamele tip paravan; b- cu lamele profilate: 1- lamele; 2- dispozitiv de reglare; 3- manetoane;

Debitul de vraf care ajunge la organele sistemului de curățire este:

$$q_v = q(1 - \lambda \cdot c) \quad (1.117.)$$

unde  $q$  este debitul de alimentare al aparatului de treier;

$\lambda$ - coeficientul conținutului de paie în masa de material (raportul masă paie/masă totală);

$c$ - coeficient ce caracterizează gradul de mărunțire a paielor de către aparatul de treier.

Suprafața de lucru a unei site se stabilește în funcție de debitul de material vraf ce ajunge la site și încărcarea specifică admisă  $q_F$ :

$$F = \frac{q_v}{q_F} = \frac{q(1 - \lambda \cdot c)}{q_F} \quad (1.118.)$$

Sitele se dispun sub un unghi față de orizontală și sunt antrenate în mișcare de oscilație prin intermediul unor arbori cotiți.

Ventilatoarele au rolul de crea un curent de aer continuu pentru antrenarea fracțiunilor ușoare din amestecul de material care ajunge pe site și evacuarea lor din mașină. Se folosesc ventilatoare centrifuge (fig. 1.45.) și mai rar ventilatoare transversale (fig. 1.46.)

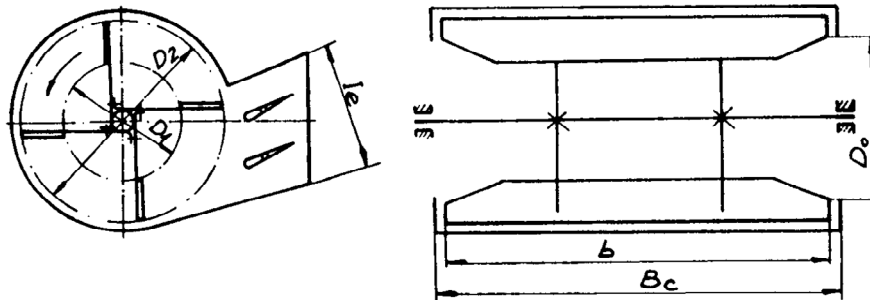


Fig. 1.45. Construcția ventilatorului centrifugal

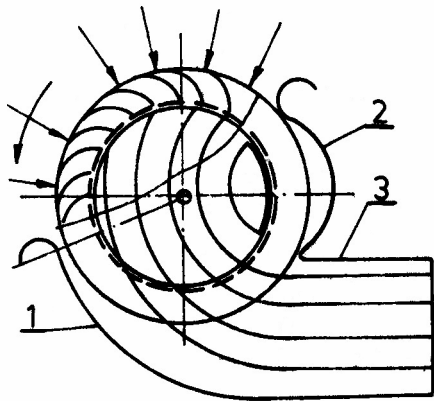


Fig. 1.46. Construcția ventilatorului transversal

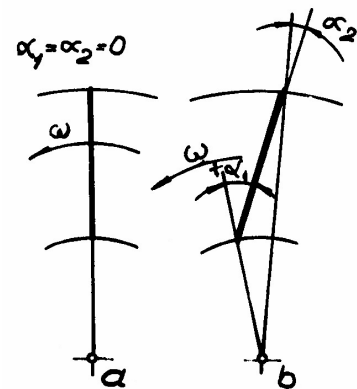


Fig. 1.47. Poziția paletelor

Ventilatoarele centrifuge unt alcătuite dintr-o carcasă, rotor cu paletе, orificiile de aspirație și ajutorul de refulare. Lățimea ventilatorului este egală cu cea a sitelor de curățire Rotorul este format din dintr-un ax pe care sunt fixate două rozete cu brațe radiale, care susțin paletеle (din lemn sau metalice). Dispunerea paletelor poate fi radială sau înclinată spre spate (fig. 1.48.), fiind caracterizate prin unghiurile  $\alpha_1$  și  $\alpha_2$ . Pe partea laterală a carcasei este dispus orificiul de evacuare, prevăzut cu un ajutoraj divergent și în

care se dispun de obicei plăci defletoare reglabile, pentru modificarea structurii câmpului aerodinamic.

Ventilatoarele transversale sunt alcătuite din carcasă și rotor. Carcasa se compune din corpul de bază 1, peretele 2 și canalul de refulare 3. În partea opusă canalului de refulare, carcasa este deschisă pe toată lungimea rotorului și care constituie orificiul de aspirație al ventilatorului. Rotorul este alcătuit dintr-un arbore, două discuri laterale pline între care sunt dispuse 12-36 palete curbe. Spațiul din interiorul rotorului este plin și are forma unui cilindru. Prin acționarea rotorului aerul este aspirat radial pe toată lungimea ventilatorului, trecut printre paletele curbe în sensul forței centripete. În interiorul rotorului liniile de curent sunt deviate datorită influenței unui câmp potențial generat de un turbion, al cărui nucleu se află către peretele 2. Curentul de aer trecut prin interiorul rotorului (transversal) este antrenat din nou de către palete și împins sub acțiunea forței centrifuge în canalul de refulare.

Debitul de aer necesar a fi realizat de ventilator depinde de debitul de fracții ușoare care ajunge la sistemul de curățire  $q_u$ .

$$q_u = (c_p + c_s) q_v / 100 \quad (1.119.)$$

unde:  $c_p$  este procentul de pleavă;

$c_s$  – procentul de paie scurte.

Debitul de aer necesar curățirii se poate calcula cu relația:

$$Q_a = q_u / \mu \rho \quad (1.120.)$$

unde:  $\rho$  este masa specifică a aerului;

$\mu$ - coeficientul concentrației gravimetrice ( $\mu = 0,2 - 0,3$ ).

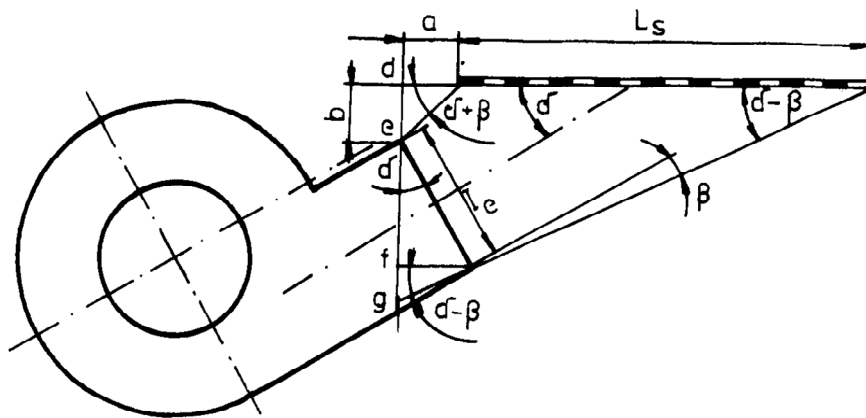


Fig. 1.48. Dispunerea gurii de evacuare față de sită

Viteza curentului de aer trebuie în zona de lucru să fie mai mare decât viteza critică de plutire a fracțiilor ușoare și mai mică decât a particulelor care trebuie să rămână (boabe). În zona orificiului de refulare (fig. 1.48.) ea se alege mai mare decât viteza din zona de lucru deoarece suferă o difuzie laterală la ieșirea din ajutoraj.

$$v_a = k_v v_{cr} \quad (1.121.)$$

unde  $k_v$  este un coeficient de proporționalitate ce ține cont de difuzia laterală a curentului de aer.

În funcție de debitul de aer și viteza lui rezultă aria secțiunii orificiului de evacuare:

$$S = Q_a / v_a = B_c I_e \quad (1.122.)$$

unde  $B_c$  este lățimea ventilatorului (care de regulă este egală cu lățimea sitelor);

$I_e$  – înălțimea orificiului de refulare.

Deoarece lățimea orificiului de evacuare este egală cu lățimea sitelor  $B_s$ , înălțimea orificiului de evacuare este dată de relația:

$$I_c = Q_a / B_c v_a \quad (1.123.)$$

Pentru a putea asigura un curent de aer pe toată lungimea site, poziția și înălțimea orificiului de evacuare trebuie să se găsească într-o anumită poziție (fig. 1.48.). Această poziție este definită cu ajutorul relației:

$$a = \frac{L_s \operatorname{tg}(\delta - \beta) - I_e [\cos \delta + \sin \delta \operatorname{tg}(\delta - \beta)]}{\operatorname{tg}(\delta + \beta) - \operatorname{tg}(\delta - \beta)} \quad (1.124.)$$

în care:  $L_s$  este lungimea sitei;

$a$ - distanța de la marginea canalului de refulare până la sită;

$\delta$ - unghiul de înclinare a direcției curentului de aer față de sită (are valori cuprinde între  $25 - 30^\circ$ );

$\beta$ - unghiul de expansiune a curentului de aer (are valori cuprinde între  $12 - 16^\circ$ ).

## 1.5. Transportoare de material

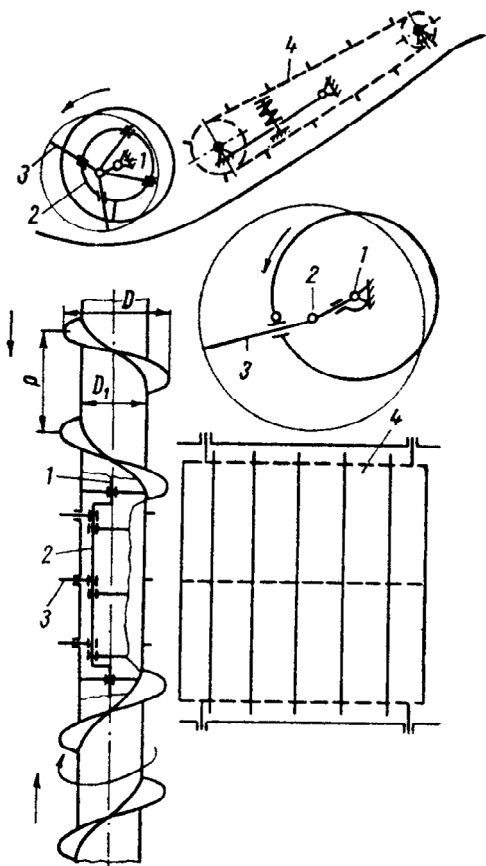


Fig. 1.49. Transportul materialului la partea de heder a mașinilor de recoltat cu flux în T: 1- mecanism de acționare; 2- braț cu articulații; 3- degete escamotabile; transportor cu racleți

Au rolul de a transporta materialul recoltat între organele de lucru ale mașinii. Din punct de vedere constructiv, transportoarele și elevatoarele utilizate la mașinile de recoltat cereale păioase pot fi: plane înclinate, transportoare cu bandă, transportoare elicoidale, transportoare cu raclete, cu valțuri rotative, transportoare oscilante, transportoare cu degete escamotabile.

În construcția hederelor se folosesc în mod frecvent doi melci (unul cu transport spre stânga și unul cu transport spre dreapta) cu rolul de a aduna către zona centrală masa de tulpini tăiată și ajunsă pe platforma hederului (fig. 1.49.), un transportor cu degete escamotabile și care are rolul de a dirija materialul vrac pe la partea inferioară a platformei și a alimenta transportorul central cu racleți.

La unele mașini de recoltat cereale de mare capacitate, în fața melcilor stânga-dreapta se dispune un transportor cu bandă format din mai multe secții și care asigură deplasarea tulpinilor tăiate de la aparatul de tăiere către melci.

Transportorul cu bandă poate fi orizontal sau înclinat (fig. 1.50.). Cantitatea de material aflată pe porțiunea  $x$  a transportorului este:

$$q_x = \frac{x \cdot l \cdot h_x \cdot \varepsilon \cdot \gamma}{2} \quad (1.125.)$$

unde:  $l$  este lungimea tulpinilor tăiate;

$\varepsilon$ - coeficientul de umplere;

$\gamma$ - masa volumică a tulpinilor așezate pe transportor;

$h_x$ - grosimea stratului de material la distanța  $x$ .

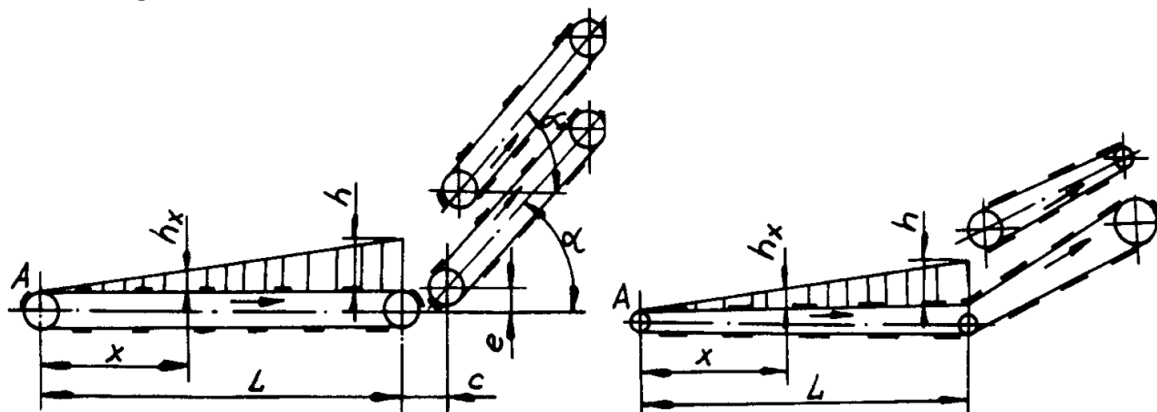


Fig. 1.50 . Transportoare cu bandă

Grosimea stratului de material variază linear de-a lungul transportorului:

$$h = \frac{v_m \cdot P \cdot B}{v_t \cdot l \cdot \gamma \cdot \varepsilon} \quad (1.126.)$$

unde  $B$  este lățimea de lucru a mașinii.

Debitul transportorului cu bandă se determină în funcție de grosimea stratului de material  $h$  la capătul de descărcare:

$$Q = B_t \cdot h \cdot v_t \cdot \varepsilon \cdot \gamma \quad (1.127.)$$

$B_t$  este lățimea stratului de material pe transportor

Transportorul elicoidal este folosit în special la construcția combinelor autopropulsate cu flux indirect în formă de T. Debitul transportorului se determină cu relația:

$$q = \frac{(D_2^2 - D_1^2) \cdot \omega \cdot \psi \cdot p \cdot \gamma}{8} \quad (1.128.)$$

unde  $\psi$  este coeficientul de umplere;

$\gamma$ - masa volumică a materialului transportat;

$p$ - pasul elicei;

$D_2$ - diametrul exterior al spirei melcului;

$D_1$ - diametrul axului melcului pe care se dispune spira.

$p$ - pasul spirei;

$\omega$ - viteza unghiulară a melcului.

Transportorul cu raclete are axul anterior cu posibilitatea de a oscila față de jgheab, în funcție de grosimea stratului de material.

Debitul transportorului se determină cu relația:

$$Q = B_t \cdot v_t \cdot h \cdot \gamma \cdot \psi \quad (1.129.)$$

unde  $B_t$  este lățimea transportorului;

$h$ - grosimea stratului de material;

În interiorul batozei transportoarele au rolul de a asigura deplasarea spicelor netreierate și a amestecului de boabe și impurități între organele de lucru, respectiv până la buncărul colector.

Principalele tipuri de transportoare folosite în construcția combinelor de recoltat cereale păioase sunt: plane înclinate, transportoare cu palete (raclete) și transportoare melcate.

Planele înclinate pot fi pasive sau active, cu suprafață netedă sau cu suprafață riflată. Planele înclinate fixe sunt dispuse sub scuturătorii cu cai, în zona de colectare a boabelor, respectiv a spicelor netreierate (fig. 1.41.). Unghiul de înclinare a acestora este mai mare decât unghiul de frecare dintre material și planul înclinat, asigurând o mișcare descendentă a materialului care cade pe suprafața planului înclinat. Planele înclinate active cu suprafață riflată sunt folosite la alimentarea sistemului de curățire, fiind legate cinematic la mecanismul de oscilare a sitelor. În funcție de poziția acestora și de regimul cinematic, ele pot imprima materialului o mișcare ascendentă sau descendentă.

De pe planele înclinate materialul ajunge în jgheabul unui transportor melcat, care îl scoate la un capăt în afara zonei de curățire, iar de aici este preluat de către un transportor cu racleți, urmând fiecare traseul stabilit; boabele către buncăr, iar spicetele netreierate către aparatul de treier.

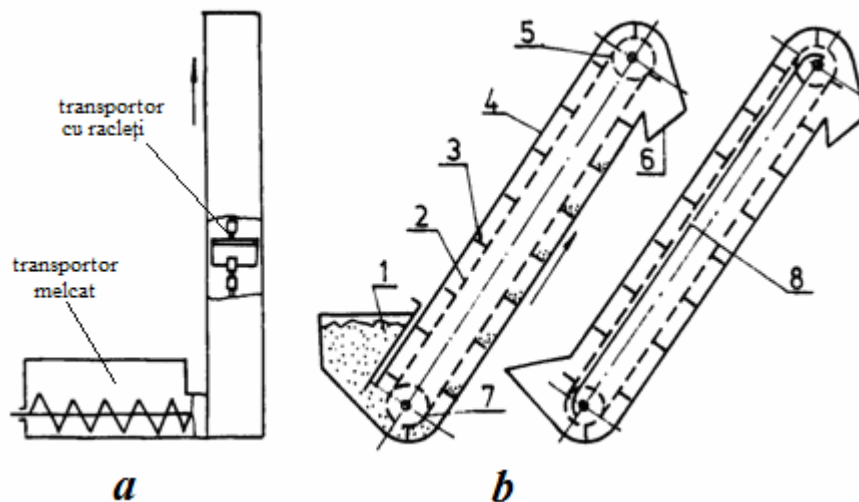


Fig. 1.51. Transportoare de boabe și spice netreierate după sistemul de curățire:  
**a-** ansamblul transportor melcat-transportor cu racleți; **b-** transportorul cu racleți:  
 1- zonă de alimentare; 2- organ flexibil de transmisie de tip lanț; 3- raclete;  
 4- jgheab; 5- roată antrenare; 6- orificiu de descărcare; 7- roată de întindere;  
 8- placă inferioară jgheab

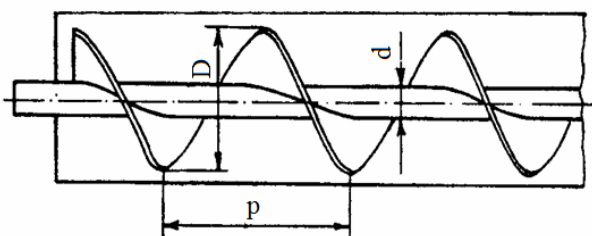


Fig. 1.52. Parametrii geometrici ai melcului

Transportorul melcat poate fi cu jgheab deschis sau închis, principalii parametri fiind: dimensiunile geometrice (fig. 1.52.), debitul de transport și puterea de acționare.

Debitul transportorului melcat se determină cu relația:

$$Q = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \frac{pn}{60} \psi \cdot \gamma \cdot k_v \cdot k_\alpha \quad (1.130.)$$

unde  $n$  este turația melcului;

$k_v$ - coeficient de reducere a vitezei axiale;

$k_\alpha$ - coeficient de reducere a debitului datorită înclinării melcului;

$\psi$ - coeficient de umplere.

Puterea de acțiune a transportorului melcat se determină cu ajutorul relației :

$$P = \frac{Q(L_0 w_0 + H)k}{102} \quad (1.131.)$$

în care  $L_0$  este lungimea melcului transportor;

$w_0$ - rezistența specifică la deplasarea materialului;

$H$ - înălțimea de ridicare a materialului;

$k$ - coeficient de corecție supraunitar.

Transportoarele cu raclete pot asigura deplasarea materialului atât pe ramura inferioară (fig. 1.51.b.), cât și pe ramura superioară, în acest caz sub ramura activă se montează un plan care delimitează forma jgheabului.

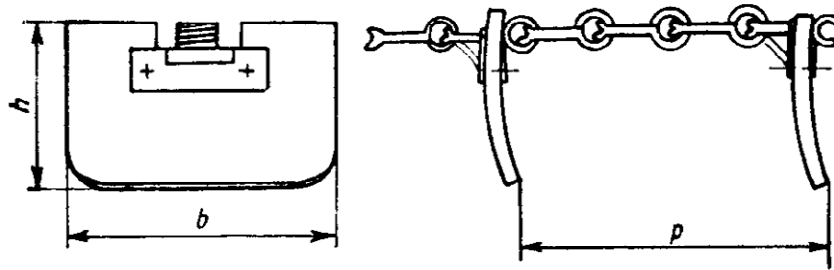


Fig. 1.53. Construcția paletelor (raclete) montate pe lanț

Paletelile sau racletele pentru antrenarea materialului (plate sau curbe) sunt confecționate din tablă, cauciuc cu inserție din pânză sau din lemn (fig. 1.53.). Dimensiunile sunt dependente de forma jgheabului (de cele mai multe ori de formă dreptunghiulară), iar pasul de dispunere este cuprins între 200-600 mm.

Jgheabul transportorului este confecționat din tablă și servește în principal la susținerea materialului în timpul transportului.

Parametrii principali ai transportorului sunt: dimensiunea paletelor, lungimea transportorului, debitul de transport, puterea de acțiune.

Debitul transportorului orizontal se stabilește cu relația:

$$Q = b \cdot h \cdot v_t \cdot \psi \cdot \gamma \quad (1.132.)$$

iar în cazul celui înclinat cu relația:

$$Q = \frac{b \cdot h^2 \cdot v_t \cdot \gamma \cdot \psi}{2p \cdot \text{tg} \alpha} \quad (1.133.)$$

unde  $v_t$  este viteza liniară a transportorului;

$\gamma$ - masa volumică a materialului transportat;

$\psi$ - coeficientul de umplere;

$\alpha$ - unghiul de înclinare a transportorului față de orizontală.

## 1.6. Parametrii de bază ai combinelor de recoltat cereale păioase

Parametrii de bază se determină în funcție de debitul nominal al aparatului de treier ( $q$ ). În condiții normale de recoltare (umiditate 18 % și raportul masă paie/masă plante de 0,6), debitul nominal se determină cu relația:

$$Q = 2,5 B v_m P_b \cdot 10^{-4} \quad (1.134.)$$

unde  $B$  este lățimea de lucru a mașinii;

$P_b$ - producția de boabe la hectar;

$v_m$ - viteza de deplasare a mașinii.

Capacitatea de lucru orară se determină cu relația:

$$W_h = 0.36C_B BC_v v_t K_s P_b 10^{-3} \quad (1.135.)$$

unde  $C_B$  este coeficient de folosire a lățimii de lucru;

$C_v$ - coeficient de folosire a vitezei teoretice de lucru;

$K_s$ - coeficient de folosire a timpului de lucru al unui schimb.

Puterea necesară acționării unei combine de recoltat cereale păioase este dată de relația:

$$P = P_r + P_p + P_g + P_u \quad (1.136.)$$

unde  $P_r$  este puterea necesară pentru deplasarea mașinii;

$P_p$ - puterea necesară pentru acționarea organelor de lucru;

$P_g$ - puterea necesară pentru acționarea în gol a organelor de lucru;

$P_u$ - puterea necesară acționării instalațiilor auxiliare ale mașinii.



## II. MAȘINI DE RECOLTAT PORUMB

### 2.1. Tehnologii de recoltare și clasificarea mașinilor de recoltat

Porumbul constituie o plantă cu importanță mare în agricultură ca urmare a capacității mari de producție, posibilitatea valorificării produselor rezultate în urma recoltării, dar și posibilitatea mecanizării integrale a operațiilor din cadrul tehnologiei de cultivare.

Porumbul este utilizat în totalitate:

- boabele se utilizează în hrana oamenilor și a animalelor, în industrie la obținerea diverselor produse precum: amidon, ulei din germeni de porumb, spirt, glucoză, dextrină, acid acetic, acid lactic, etc.;

- tulpinile, pănușile și ciocălăii se utilizează ca furaj grosier în hrana animalelor, în industria hârtiei și celulozei.

Procesul tehnologic de recoltare presupune executarea următoarelor operații: tăierea tulpinilor, detașarea știuleților de pe tulpini, depănușarea știuleților, treieratul știuleților și separarea boabelor de ciocălăi, tocarea tulpinilor, colectarea boabelor și a materialului tocat.

Tehnologiile de recoltare se clasifică astfel:

- după felul produsului principal:

- tehnologii pentru recoltarea porumbului pentru știuleți (depănușați sau nedepănușați);

- tehnologii pentru recoltarea porumbului pentru boabe;

- după modul cum se execută operațiile de lucru:

- tehnologii cu faze divizate;

- tehnologia monofazică.

În procesul tehnologic de recoltare a porumbului trebuie satisfăcute următoarele cerințe:

- la recoltarea sub formă de știuleți, pierderile de boabe nerecuperabile să nu depășească 2 %, gradul de depănușare să fie de minim 90 %, gradul de vătămare a știuleților să fie mai mic de 3 %, recoltarea să poată începe la umiditatea boabelor de 30 %, materialul tocat să aibă lungimea de 30 mm în proporție de peste 70 %;

- la recoltarea sub formă de boabe pierderile totale de boabe să fie sub 2,5 %, procentul de boabe vătămate să fie sub 8 %, puritatea boabelor să fie peste 98 %, recoltarea să se execute atunci când umiditatea boabelor este cuprinsă între 24 și 16 %;

- la treieratul știuleților, procentul de boabe vătămate să fie maxim 2 %, procentul de impurități în boabe să fie sub 3 %, procentul de boabe rămas pe ciocălăi să fie de maxim 0,5 %.

Clasificarea mașinilor de recoltat porumb. În funcție de operațiile tehnologice pe care le execută, mașinile de recoltat porumb se clasifică astfel:

- mașini de recoltat știuleți;

- mașini de depănușat știuleți;

- mașini de recoltat porumb;

- echipamente de recoltat porumb folosite la combinele de recoltat cereale păioase;

- batoze de treierat știuleți.

Mașinile de recoltat știuleți, numite și culegătoare de știuleți, realizează doar recoltarea știuleților, tulpinile fiind lăsate în picioare pe sol. În funcție de ce organe de lucru au în construcție, aceste mașini pot face depănușarea și eventual treieratul știuleților.

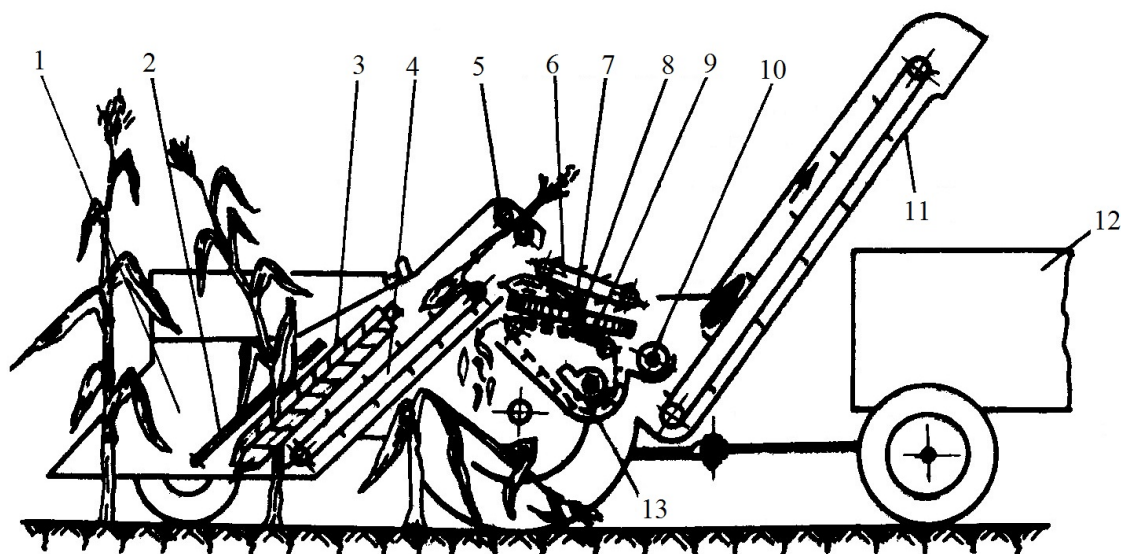


Fig. 2.1. Schema unui culegător de știuleți purtat pe tractor: 1- ridicător de plante; 2- lanțuri de dirijare; 3- valțuri de detașare; 4- elevator știuleți; 5- valțuri eliminare tulpini rupte; 6- dispozitiv de apăsare pentru depănușare; 7- aparat de depănușat; 8- transportor pentru pănuși; 9- sită separare boabe de pănuși; 10- transportor elicoidal; 11- elevator știuleți; 12- remorcă; 13- ventilator

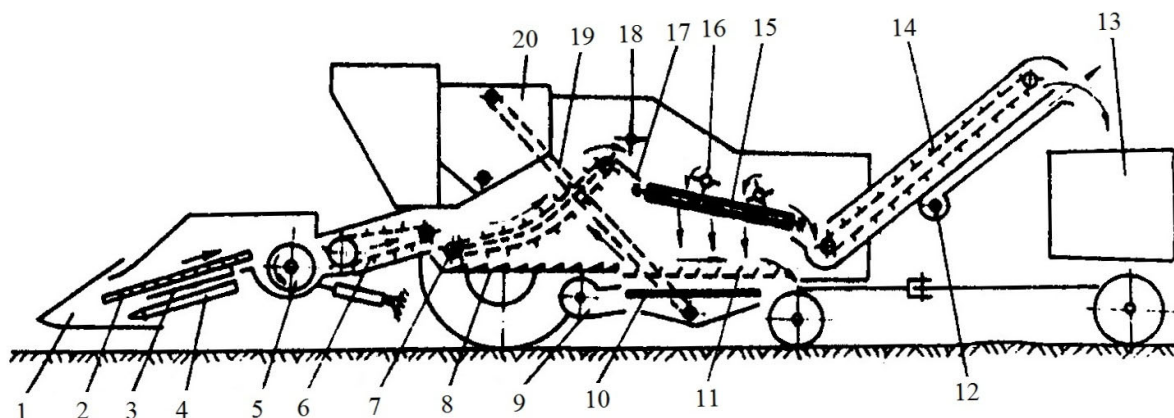


Fig. 2.2. Schema unui culegător de știuleți autodeplasabil: 1- ridicător de plante; 2- lanțuri de dirijare; 3- plăci de detașare știuleți; 4- valțuri de tragere a tulpinii; 5- transportor elicoidal; 6- transportor oscilant; 7- elevator știuleți nedepănușat; 8- plan oscilant; 9- ventilator; 10- sită; 11- sită Graepel pentru separare boabe de pănuși; 12- ventilator îndepărtare impurități; 13- colector boabe; 14- elevator pentru boabe; 15- dispozitiv de uniformizare a alimentării; 16- plan înclinat; 17- rotoare cu palete elastice; 18- valțuri de depănușat; 19- transportor cu racleți; 20- remorcă

În figura 2.1. este prezentată schema unui culegător de știuleți de tipul purtat pe tractor și acționat de la priza de putere. Este prevăzut cu echipament de ridicare a tulpinilor, lanțuri de dirijare, echipament de detașare a știuleților și aparat de depănușat. Tulpinile rămân pe sol iar cele care se rup sunt evacuate cu ajutorul unor valțuri. Știuleții detașați sunt supuși operației de depănușare, după care sunt transportați și descărcați într-o remorcă. Mașina este prevăzută și cu posibilitatea separării boabelor desprinse de pe știuleți în urma depănușării și colectarea lor.

În figura 2.2 este prezentată schema unei mașini de recolta știuleți depănușați de tipul autodeplasabilă. Ca și în cazul precedent, tulpinile de porumb rămân pe sol fără a fi mărunțite sau tocate.

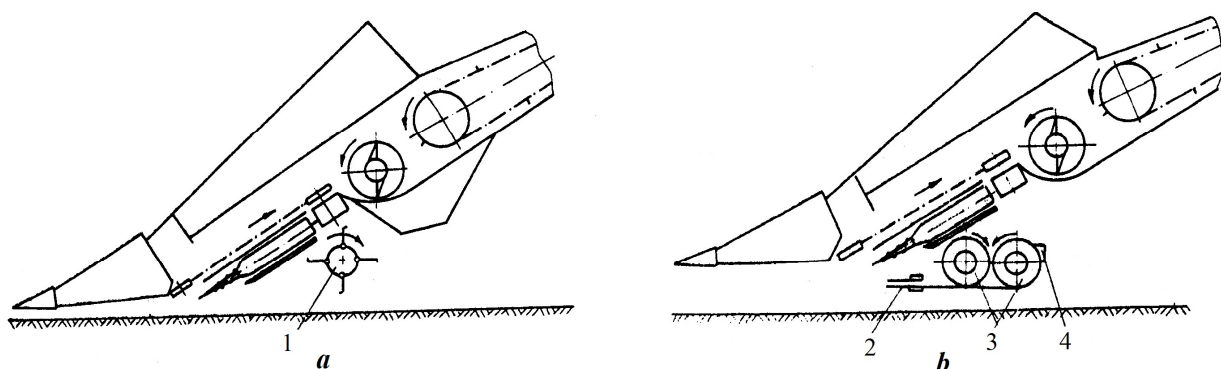


Fig. 2.3. Schema aparatelor de tăiere și tocare a tulpinilor de porumb: a- cu tobă cu cuțite articulate; b- cu aparat de tăiere cu cuțite: 1- tobă cu cuțite articulate; 2- aparat de tăiere fără degete; 3- transportoare elicoidale; 4- cuțit de curățare

Mașinile de recolta porumb realizează recoltarea știuleților cu sau fără depănușare, cu colectare în buncăr propriu sau descărcare în remorci, respectiv tăierea și tocarea tulpinilor de porumb (fig. 2.3.). Aparatele de tăiere și tocare a tulpinilor asigură mărunțirea acestora și lăsarea pe sol, urmând ca materialul tocat să fie încorporat în sol la pregătirea terenului pentru cultura următoare.

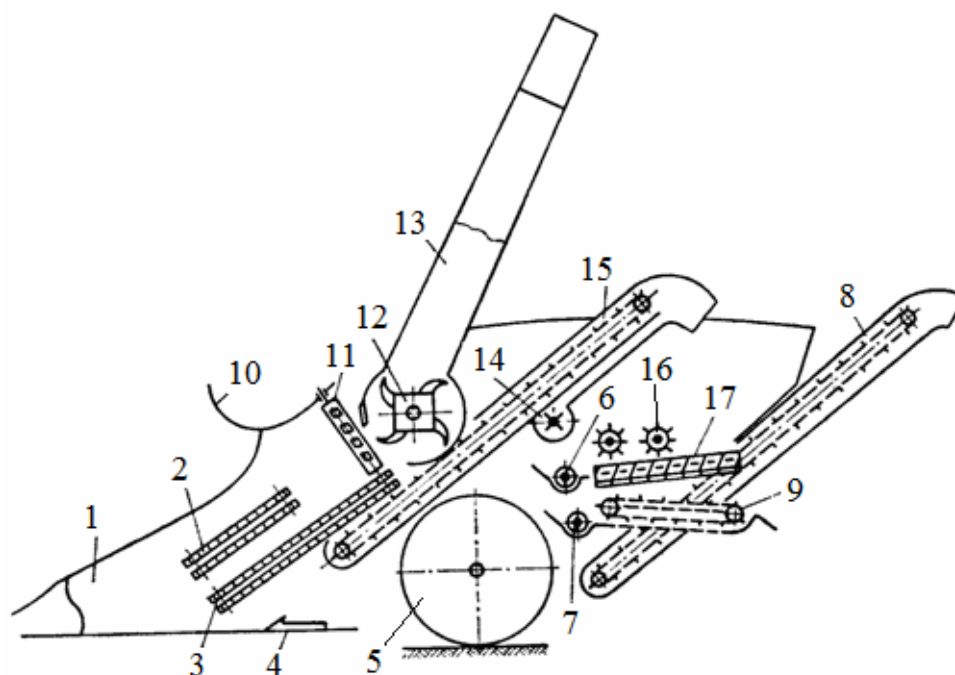


Fig. 2.4. Schema unei mașini de recolta porumb știuleți cu depănușător: 1- ridicător de plante; 2- lanțuri de dirijare a plantelor; 3- lanțuri de alimentare; 4- aparat de tăiere cu mișcare rectilinie alternativă; 5-roată cu pneu; 6- transportor elicoidal pentru știuleți depănușați; 8- transportor evacuare știuleți; 9- transportor evacuare pănuși; 10- scut pentru înclinat tulpini; 11- aparat de detașat știuleți; 12- aparat de tocat tulpini; 13- conductă refulare material tocat; 14- ventilator; 15-transportor știuleți către depănușare; 16- dispozitiv de apăsare știuleți; 17- aparat de depănușat

În figura 2.4. este prezentată schema unei mașini de recoltat porumb știuleți depănușați, la care tulpinile de porumb sunt tocate și evacuate cu ajutorul unui tocător rotativ.

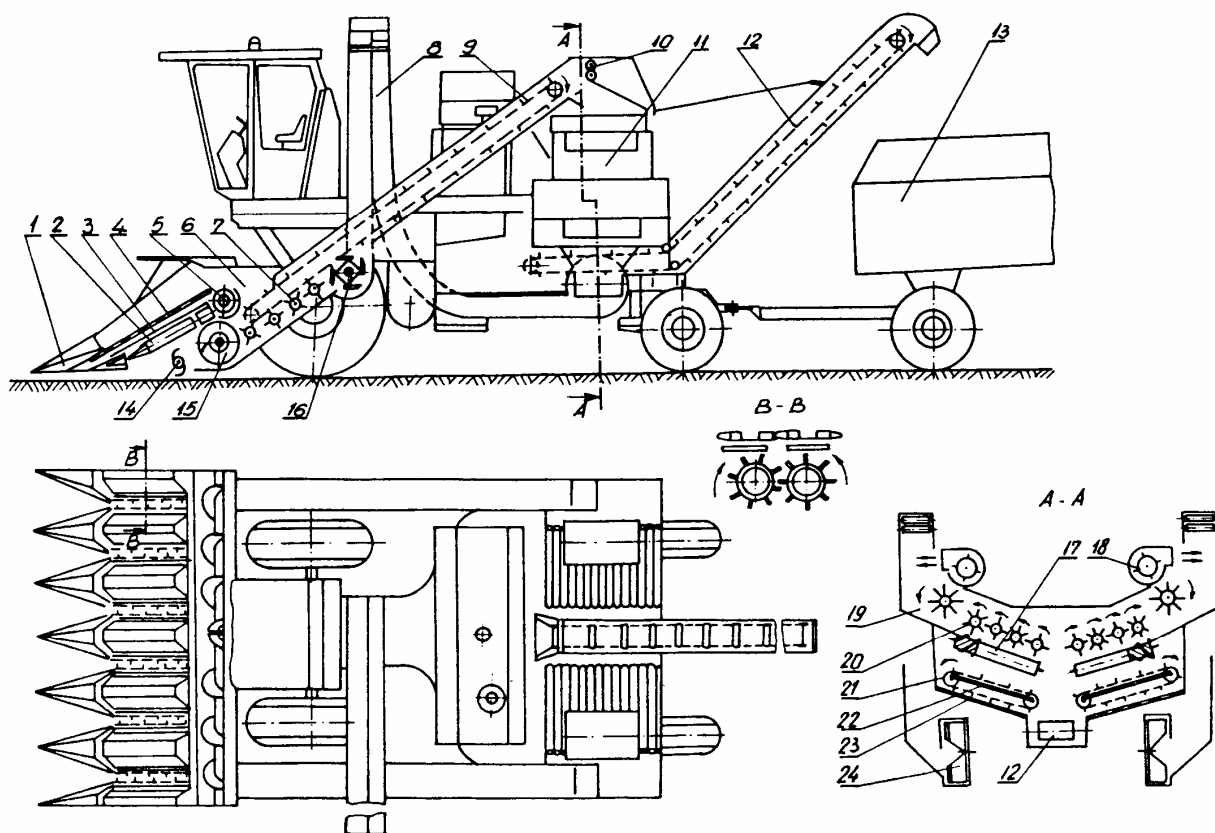


Fig. 2.5. Schema unei mașini de recoltat porumb autodeplasabile, pentru recoltat știuleți depănușați; 1- ridicător de plante; 2- valțuri de tragere; 3- plăci de detașare; 4- lanțuri de dirijare; 5- transportor elicoidal transversal; 6- coșuri de alimentare; 7- rotoare de alimentare; 8- conducte de refulare; 9- transportor pentru știuleți; 10- reținătoare de frunze; 11- aparate de depănușat; 12- transportor evacuare știuleți; 13- remorcă; 14- aparat de tăiere rotativ; 15- transportor elicoidal pentru tulpini; 16- tobă tocătoare; 17- valțuri de depănușat; 18- ventilatoare evacuare fracții ușoare; 19- uniformizatoare pentru orientare știuleți; 20- rozete apăsare; 21- transportor pănuși; 22- site separare boabe; 23- plane înclinate; 24- ventilatoare evacuare pănuși

În figura 2.5. este prezentată schema unei mașini de recoltat știuleți depănușați pe 6 rânduri. Știuleții sunt colectați într-o remorcă atașată în urma combinei, în timp ce tulpinile tocate sunt strânse într-o remorcă ce se deplasează paralel cu mașina de recoltat.

Pentru recoltarea porumbului boabe se pot folosi mașinile de recoltat cereale păioase, după mai multe tehnologii de lucru:

- cu recoltarea integrală a plantelor prin tăiere și introducerea lor cu tot cu știuleți în aparatul de treier;
- cu recoltarea doar a știuleților și treieratul acestora;
- cu recoltarea plantelor prin tăiere, detașarea și treieratul știuleților, curățirea și colectarea boabelor în buncăr, respectiv tocarea tulpinilor și împrăștierea pe sol a materialului tocat.

Ca urmare a faptului că la o singură trecere se asigură eliberarea terenului, ultima variantă este cea mai avantajoasă și se regăsește cel mai frecvent în practica agricolă.

Pentru a putea recolta porumbul cu mașinile de recoltat cereale păioase, sunt necesare utilizarea de echipamente specializate în locul hederului, precum și unele adaptări ale aparatului de treier, respectiv ale sistemului de curățire.

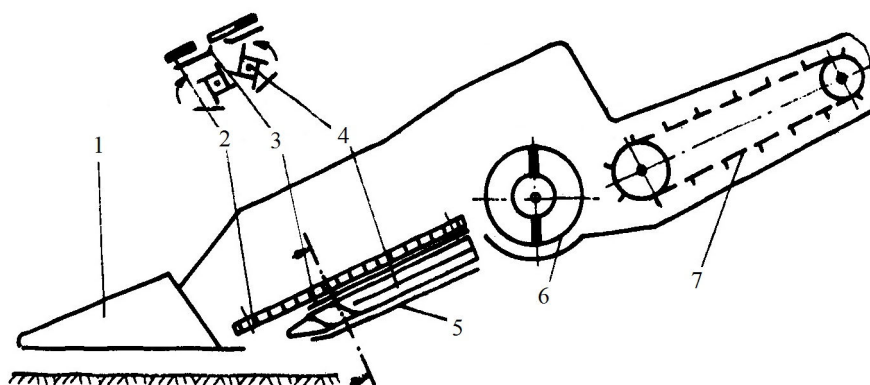


Fig. 2.6. Schema echipamentului de recoltat știuleți

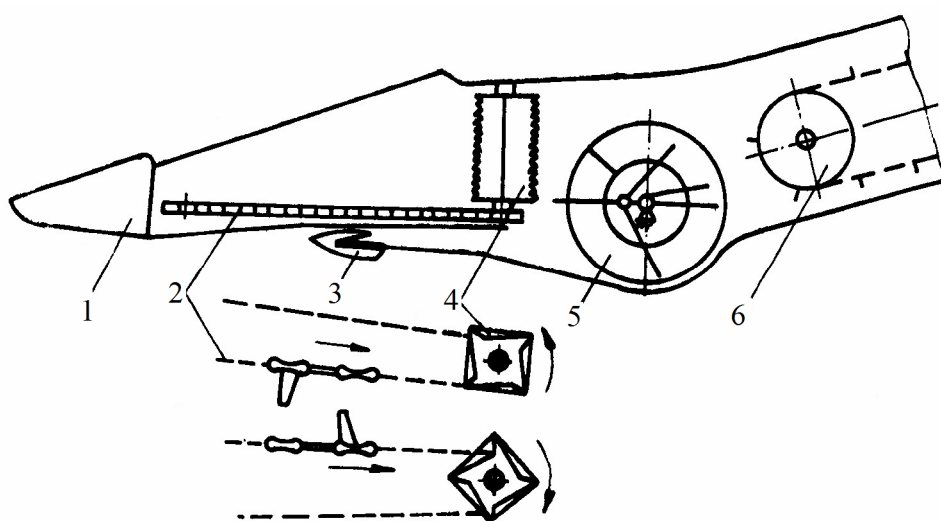


Fig. 2.7. Schema echipamentului pentru recoltarea integrală a porumbului

Din punct de vedere constructiv echipamentele pentru recoltarea porumbului boabe cu treieratul doar a știuleților (fig. 2.6.), este compus din 4-8 secții de lucru, fiecare secție fiind alcătuită în ridicătoarele de plante 1, lanțurile 2 pentru dirijarea tulpinilor, plăcile de detașare a știuleților 3, valțurile pentru tragerea tulpinilor 4, plăcile 5, transportorul elicoidal 6 și transportorul central 7. Știuleții detașați de pe tulpini sunt dirijați către transportorul elicoidal și de aici, prin intermediul transportorului central ajung la aparatul de treier.

Echipamentul pentru recoltarea integrală a porumbului este realizat în mai multe variante constructive, cel mai utilizat fiind cel din figura 2.7. Fiecare secție este alcătuită din ridicătorul de plante 1, lanțurile de dirijare 2, valțurile de alimentare cu palete zimțate 4, aparatul de tăiere 3, melcul transportor stânga-dreapta 5 și transportorul central 6.

Plantele antrenate de lanțurile de dirijare sunt tăiate de către aparatul de tăiere și prin intermediul valțurilor de alimentare sunt trimise către transportorul melcat.

Mașinile de recoltat cereale păioase folosite la recoltarea porumbului boabe lucrează cu aparate de treier adaptate culturii. Astfel la aparatul de treier cu bătător cu șine, acesta este prevăzut cu plăci care închid spațiul dintre șine (bătător închis), în timp ce contrabătătorul are mai puține bare și intervale mai mari între vergele. Adaptări trebuie făcute și la sistemul de curățire, ținând cont de forma și mărimea boabelor de porumb (tipul de site, regimul de lucru, etc.).

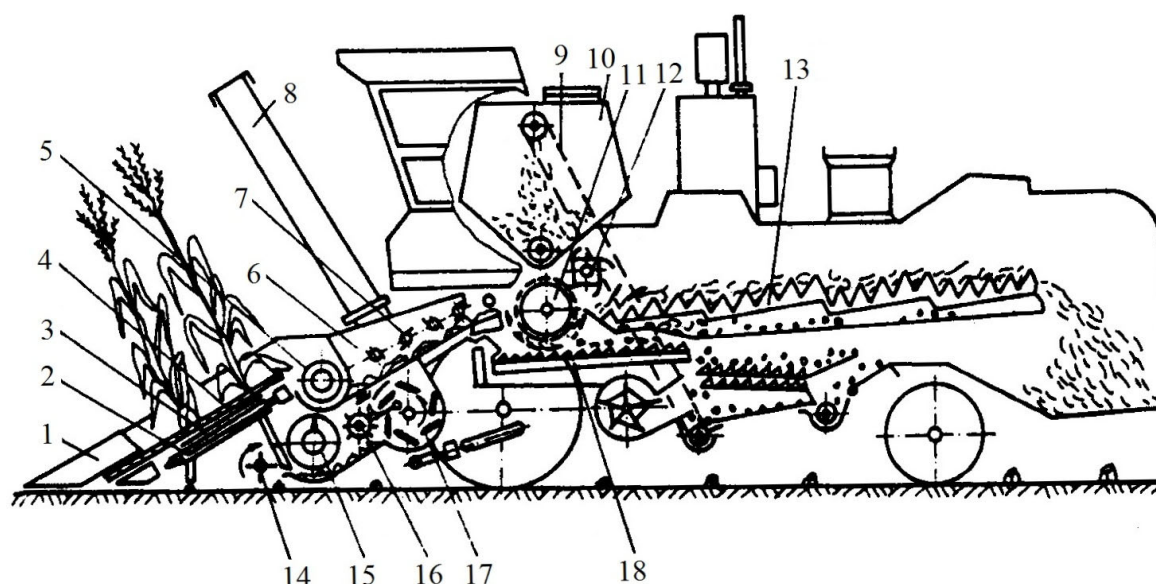


Fig. 2.8. Schema unei mașini de recoltat cereale păioase echipată pentru recoltarea integrală a porumbului: 1- ridicător de plante; 2- valțuri de tragere a tulpinilor; 3- plăci de detașare; 4- lanțuri de dirijare a tulpinilor; 5- transportor știuleți; 6- cameră alimentare; 7- transportor știuleți cu rotoare; 8- conductă refulare material tocat; 9- transportor boabe; 10- buncăr pentru boabe; 11- aparat de treier; 12- uniformizator; 13- scuturător cu cai; 14- aparat de tăiere cu rotor; 15- transportor melcat; 16-uniformizator primire; 17- aparat de tocare; 18- transportor oscilant

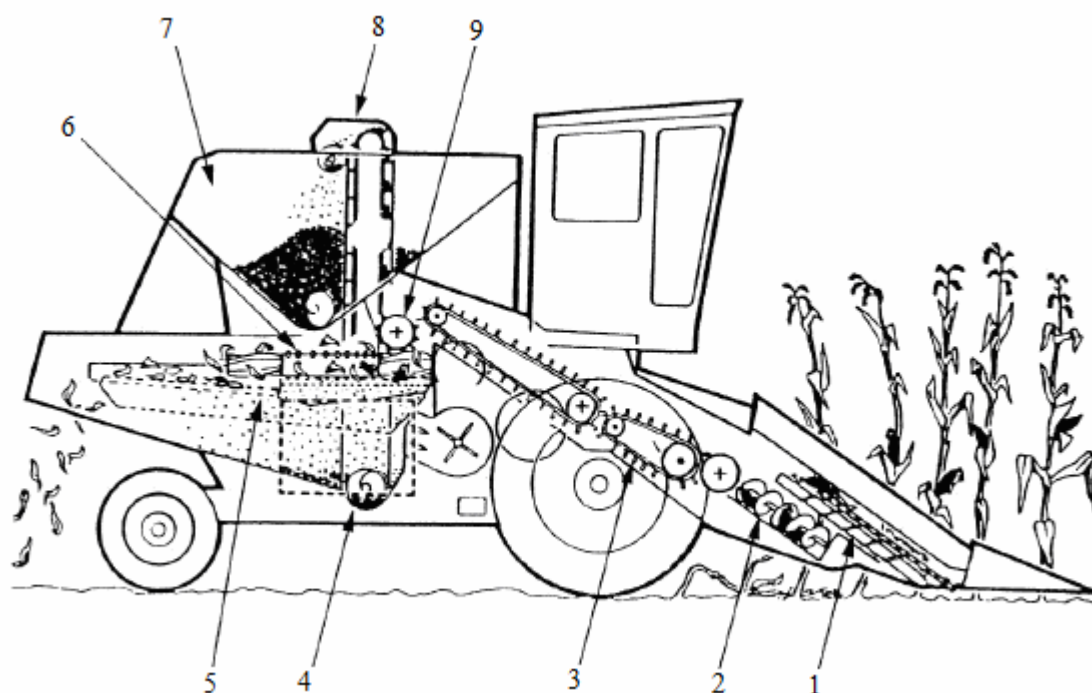


Fig. 2.9. Schema unei mașini de recoltat porumb boabe cu aparat de treier axial: 1- echipament de detașare a știuleților; 2- transportoare melcate; 3- transportor central; 4- transportor melcat; 5- sistem de curățire; 6- aparat de treier axial; 7- buncăr; 8- elevator boabe porumb; 9- depănușător

În figura 2.9. este prezentată schema unei mașini de recoltat cereale cu treier axial, echipată pentru recoltarea și treieratul știuleților. Știuleții detașați sunt supuși operației de depănușare, înainte de a fi introduși în aparatul de treier axial.

## 2.2. Organele de lucru ale mașinilor de recoltat porumb

### 2.2.1. Aparate de tăiere

La mașinile de recoltat porumb se folosesc aparate de tăiere cu mișcare rectilinie alternativă a cuțitului și aparate de tăiere rotative (fig. 2.10.).

Aparatul de tăiere cu mișcare rectilinie alternativă poate fi realizat în două variante:

- cu cuțit pe toată lungimea platformei de tăiere;
- cu cuțite dispuse în dreptul rândurilor de plante.

Aparatul de tăiere rotativ este format din două cuțite stelate și o placă contratăietoare, dispuse în dreptul rândurilor de plante.

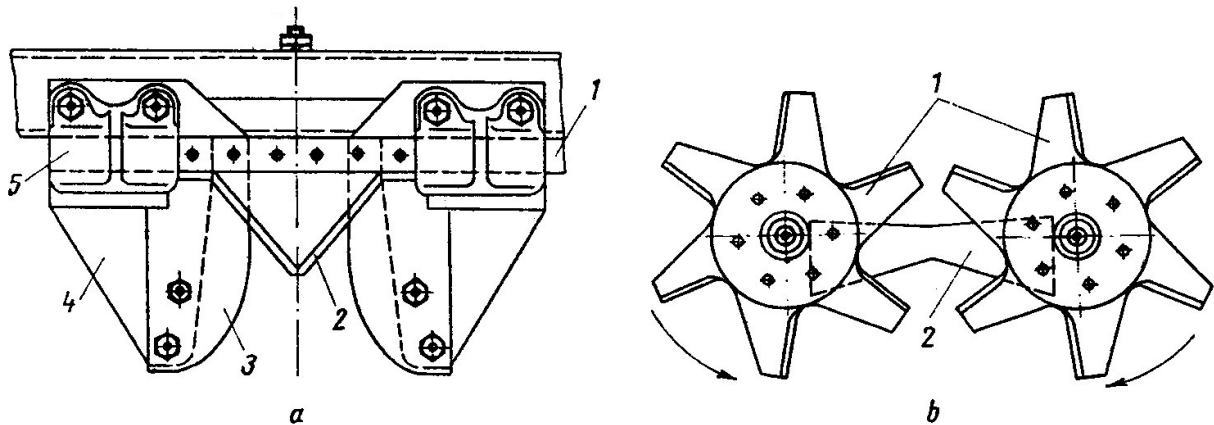


Fig. 2.10 Aparate de tăiere utilizate la mașinile de recoltat porumb: a- tip cuțit-deget: 1- bară portcuțit; 2- lamă cuțit; 3- deget curbat; 4- suport deget; 5- plăci ghidare; b- cu cuțite rotative: 1- cuțite stelate; 2- placă contratăietoare

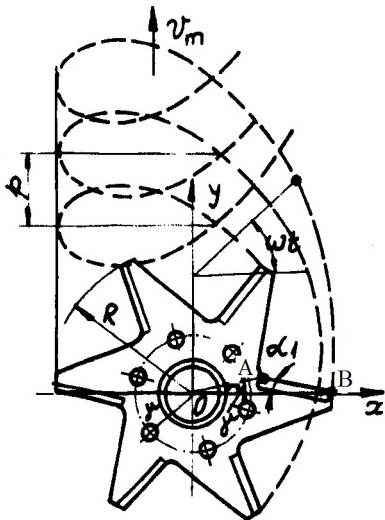


Fig. 2.11. Cinematica cuțitului rotativ

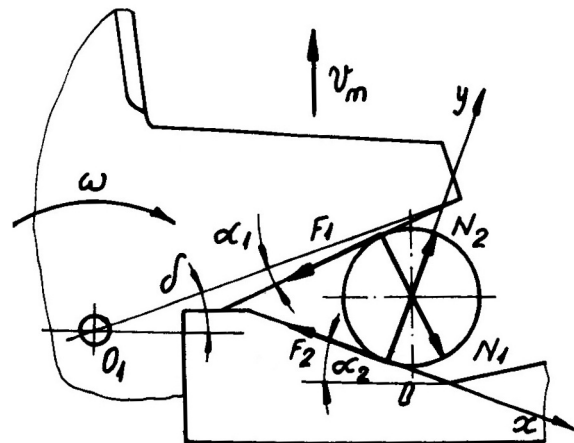


Fig. 2.12. Prinderea tulpinii între cuțit și contracuțit

Cuțitele rotative sunt realizate sub forma unei perechi de cuțite stelate care se rotesc în sensuri opuse, cu 3-6 muchii tăietoare cu muchiile active netede sau zimțate. Pentru lamele sincrone distanța dintre axele discurilor este mai mare cu 1-2 mm, în timp ce la lamele intercalate această distanță este mai mică cu 2-3 mm.

Contraçuțitul este realizat dintr-o placă metalică sub formă de V, cu muchii active pe o singură parte sau pe ambele părți ale plăcii.

În timpul lucrului muchia tăietoare a cuțitului execută o mișcare compusă din mișcarea de rotație uniformă cu viteza unghiulară  $\omega$  și o mișcare de translație liniară cu viteza de deplasare a mașinii  $v_m$ . Dacă se consideră că cuțitul este paralel cu solul, atunci coordonatele curente ale punctelor extreme  $A$  și  $B$  ale unei muchii tăietoare (fig. 2.11.) sunt:

$$x_A = r \cos(\omega t + \gamma) \quad (2.1.)$$

$$y_A = v_m t + r \sin(\omega t + \gamma)$$

$$x_B = R \cos \omega t \quad (2.2.)$$

$$y_B = v_m t + R \sin \omega t$$

unde:  $r$  este raza punctului  $A$ ;

$R$ - raza punctului  $B$ ;

$\gamma$ - unghiul formate de razele de poziție ale celor două puncte.

Pentru a avea loc acoperirea întregii suprafețe acoperite de către muchiile tăietoare, trebuie ca pasul cicloidelor  $p$  descrise de două muchii tăietoare succesive (alimentarea cuțitului) să fie:

$$p = \frac{2\pi v_m}{z\omega} \quad (2.3.)$$

În relația de mai sus  $z$  este numărul de muchii tăietoare ale cuțitului.

Dacă se notează cu  $\lambda = \omega R / v_m$  (indicele cinematic al cuțitului), viteza absolută a punctului  $A$  va fi:

$$v_A = v_m \sqrt{\lambda^2 + 1 + 2\lambda \cos(\omega t + \gamma)} \quad (2.4.)$$

Pentru ca tăierea să aibă loc în condiții bune trebuie ca viteza absolută a unui punct de pe cuțit față de sol, pe direcția de înaintare, să fie mai mică sau egală cu zero:

$$v_m - r_m \omega < 0 \quad (2.5.)$$

unde  $r_m$  este raza medie a cuțitului.

Din condiția la limită pentru viteza maximă a mașinii rezultă turația necesară pentru acționarea cuțitului:

$$n = \frac{30v_{m\max}}{\pi r_m} \quad (2.6.)$$

Dacă  $\lambda < 1$  tăierea tulpinilor se face de către contraçuțit, prin împingerea lor către lamele tăietoare. Când  $\lambda > 1$  traiectoria descrisă de un punct oarecare de pe cuțit este o cicloidă alungită (fig. 2.11.), lamele tăietoare acoperind parțial suprafața de tăiere astfel că, tulpinile plantelor sunt tăiate în parte prin acțiunea lamelor tăietoare, iar contraçuțitul definitivând tăierea odată cu înaintarea mașinii.

Pentru a putea realiza tăierea plantelor trebuie ca tulpina să nu fie expulzată dintre cele două componente ale aparatului de tăiere. În momentul prinderii tulpinii în aparatul de tăiere (fig. 2.12.) asupra acesteia acționează reacțiunile normale  $N_1$  și  $N_2$ , respectiv forțele de frecare  $F_1 = N_1 \operatorname{tg} \varphi_1$  și  $F_2 = N_2 \operatorname{tg} \varphi_2$ . Unghiurile  $\varphi_1$  și  $\varphi_2$  sunt unghiurile de frecare dintre tulpină și cuțit, respectiv contraçuțit. Pentru ca tulpina să nu iasă dintre elementele tăietoare trebuie îndeplinită condiția:

$$F_1 \cos(\alpha_1 + \alpha_2 + \delta) + F_2 \geq N_1 \sin(\alpha_1 + \alpha_2 + \delta) \quad (2.7.)$$

Dacă se face proiecția forțelor pe direcția lui  $N_2$ , se obțin:

$$N_2 = N_1 \cos(\alpha_1 + \alpha_2 + \delta) + F_1 \sin(\alpha_1 + \alpha_2 + \delta) \quad (2.8.)$$



Din cele două relații se obține condiția de prindere a plantei:

$$\alpha_1 + \alpha_2 + \delta \leq \varphi_1 + \varphi_2 \quad (2.9.)$$

Cunoscând unghiurile constructive și coeficienții de frecare se poate determina unghiul de prindere  $\delta$  al tulpinii.

### 2.2.2. Organe pentru dirijarea și transportul tulpinilor

Organele pentru dirijarea și transportul tulpinilor pot fi cu lanțuri cu degete sau cu melci elicoidali (fig. 2.13.).

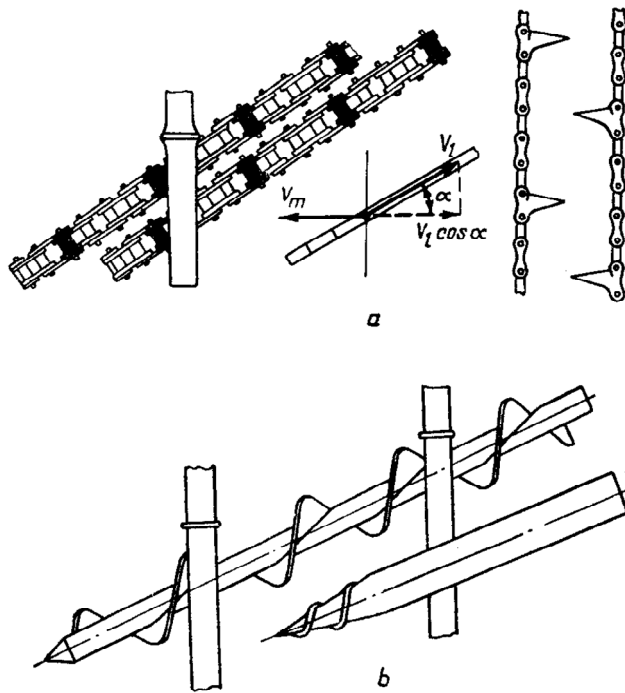


Fig. 2.13. Organe pentru dirijarea tulpinilor: a- cu lanțuri cu degete; b- cu melci elicoidali

Pentru ca tulpinile să fie dirijate în poziție verticală este necesar ca viteza absolută pe orizontală a degetelor lanțului să fie nulă față de plantă, care este fixă. Adică:

$$v_m - v_l \cos \alpha = 0 \quad (2.10.)$$

unde:  $v_m$  este viteza mașinii;

$v_l$  – viteza liniară a lanțurilor;

$\alpha$ - unghiul de înclinare a lanțului față de orizontală.

De aici rezultă viteza liniară a lanțurilor:

$$v_l \frac{v_m}{\cos \alpha} \quad (2.11.)$$

La transportoarele elicoidale, pentru ca planta să rămână în poziție verticală trebuie ca:

$$\frac{pn}{60} \cos \alpha = v_m \quad (2.12.)$$

Pentru un pas al elicei  $p$  se determină care este turația melcilor  $n$ , pentru care viteza axială a spirei melcului asigură condiția de mai sus.

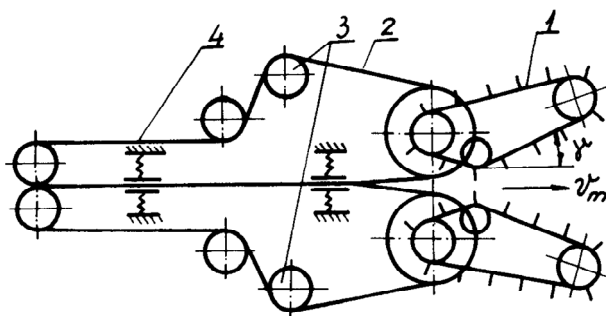


Fig. 2.14. Înclinarea lanțurilor față de direcția de deplasare

Lanțurile de dirijare sunt înclinate cu unghiul  $\alpha$  față de orizontală, iar ramura activă este înclinată cu unghiul  $\gamma$  față de direcția de înaintare. În aceste condiții se evită înclinarea plantelor pe direcția de deplasare a mașinii dacă componenta vitezei lanțurilor pe acea direcție este nulă:

$$v_m - v_l \cos \alpha \cos \gamma = 0 \quad (2.13.)$$

### 2.2.3. Lanțuri de alimentare

Au rolul de a prelua plantele de la lanțurile de dirijare, a le susține în timpul tăierii, a le transporta și introduce în aparatul de detașare a știuleților.

De la lanțurile de dirijare 1 tulpinile sunt preluate de lanțurile de alimentare 3, sunt tăiate de aparatul de tăiere 2, înclinate de scutul 4 și deplasate la valțurile de detașare 5.

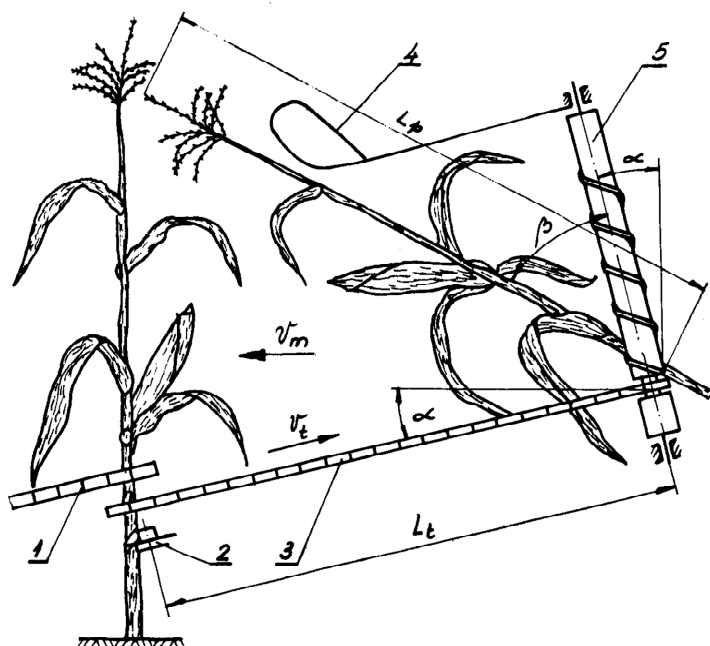


Fig. 2.15. Schema de calcul a lungimii lanțurilor de alimentare

Viteza liniară a lanțurilor se stabilește în funcție de viteza mașinii, astfel încât să nu provoace o înclinare a plantelor în față, respectiv de viteza periferică a valțurilor de detașare.

Lungimea lanțurilor  $L_t$  se stabilește astfel încât tulpina care pătrunde între valțuri să nu provoace înclinarea în față a plantei care urmează să fie tăiată:

$$L_t \cos \alpha \geq L_p \sin(\alpha + \beta) \quad (2.14.)$$

unde:  $\alpha$  este unghiul de înclinare al lanțurilor de alimentare față de

orizontală;

$\beta$  - unghiul de înclinare a tulpinii față de valț.

$L_p$  - lungimea plantei tăiate

În situația critică când plantele au lungimea maximă rezultă:

$$L_t \geq \frac{L_{p_{\max}} \sin(\alpha + \beta)}{\cos \alpha} \quad (2.15.)$$

În mod uzual unghiul  $\alpha$  are valori cuprinse între  $20 - 30^\circ$ , iar unghiul  $\beta$  are valori între  $35 - 55^\circ$ .

Viteza liniară a lanțurilor se stabilește în funcție de viteza de deplasare a mașinii  $v_m$ , astfel ca tulpinile să nu fie înclinate către față, precum și în funcție de viteza periferică a valțurilor de detașare, pentru ca introducerea tulpinii între valțuri să se facă ușor.

#### 2.2.4. Aparat de detașare a știuleților

Operația de detașare urmărește desprinderea știuleților de pe tulpinile de porumb prin ruperea pedunculului. De regulă, detașarea știuleților se realizează prin solicitarea la întindere a pedunculului și se bazează pe proprietatea acestuia de a avea rezistența de rupere mai mică decât a tulpinii.

După componența organelor de lucru aparatele de detașat știuleți se împart astfel:

- aparate de detașat cu organe cu funcții distribuite;
- aparate de detașat cu organe cu funcții multiple.

Aparatele de detașat cu organe cu funcții distribuite sunt alcătuite din două grupe de organe ce execută operații diferite: organe de tragere a tulpinilor și organe de reținere și detașare a știuleților.

Aparatele de detașat cu organe cu funcții multiple sunt alcătuite, de regulă, din două valțuri ce se rotesc în sensuri opuse și execută atât tragerea tulpinilor, cât și detașarea știuleților.

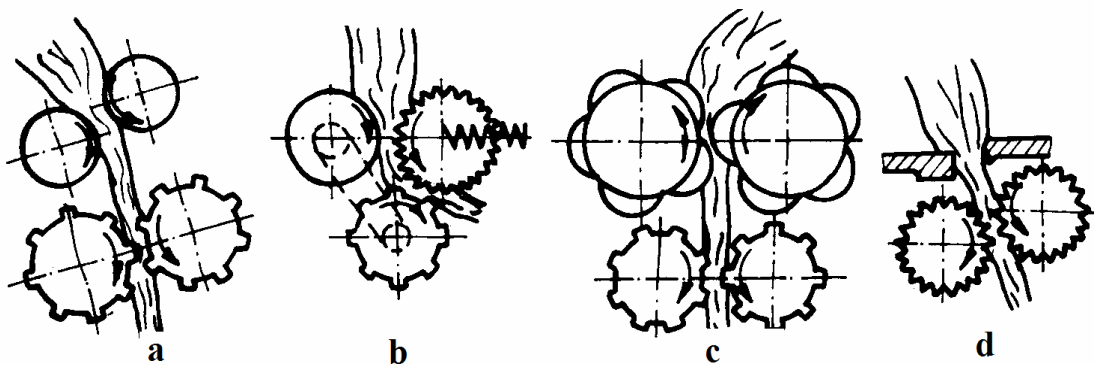


Fig. 2.16. Aparate de detașat cu organe cu funcții distribuite

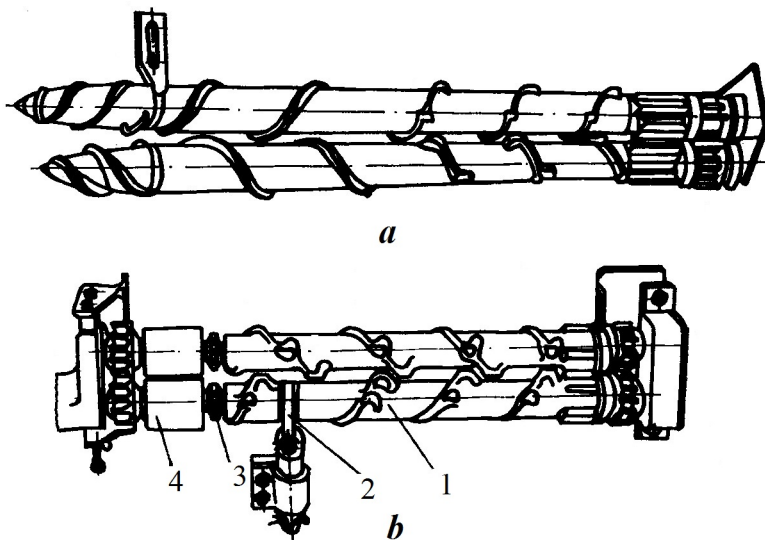


Fig. 2.17. Aparate de detașat cu organe cu funcții multiple

Aparatele de detașat știuleți cu funcții distribuite (fig. 2.16.) sunt alcătuite din două grupe de organe ce execută operații diferite: organe de tragere a tulpinii și organe de reținere și detașare a știuleților. Din punct de vedere constructiv acestea sunt realizate în mai multe feluri: cu valțuri de tragere canelate și valțuri de detașare netede (fig. 2.16.a.), cu valțuri combinate (fig. 2.16.b.), cu valțuri de tragere canelate și valțuri de detașare profilate cu acțiune de respingere a știuleților (fig. 2.16.c.), cu valțuri de tragere canelate și plăci de reținere a știuleților (fig. 2.16.d.), etc.

Aparatele de detașat știuleți cu funcții multiple (fig. 2.17.), în general, sunt alcătuite din două valțuri care se rotesc în sensuri opuse și care execută atât tragerea tulpinilor, cât și detașarea știuleților. Din punct de vedere al prinderii tulpinii sunt două variante: cu prindere axială (fig. 2.17.a.), respectiv cu prindere tangențială (fig. 2.17.b.).

La prinderea axială partea anterioară a valțurilor are o porțiune conică, tronconică sau cilindrică cu un diametru mai mic, prevăzută cu nervuri elicoidale.

La prinderea tangențială valțurile au două părți distincte: partea de prindere 4 și partea de tragere 1. Antrenarea lanțurilor de alimentare se face cu roțile dințate 3, iar distanța dintre valțuri se reglează cu ajutorul lagărului mobil 2.

Valțurile aparatelor de detașat știuleți folosite la mașinile și echipamentele de recoltat porumb sunt realizate în diferite variante constructive (fig. 2.18.): valțuri cilindrice cu nervuri elicoidale (fig. 2.18.a.), valțuri stelate (fig. 2.18.b,c.), valțuri cu

caneluri (fig. 2.18.d,e.), valțuri cu rifluri (fig. 2.18.f.), valțuri cu bare aplicate (fig. 2.18.g.), valțuri cu profil camă (fig. 2.18.h.), valțuri paralelipipedice (fig. 2.18.i.), etc

Fig. IV.20)

Fig. 2.18. Variante constructive de valțuri de tragere a tulpinilor de porumb

Procesul de lucru al aparatelor de detașat știuleți cuprinde trei faze: prinderea tulpinilor între valțuri, tragerea tulpinilor și detașarea știuleților

Prinderea tulpinilor este realizată în mod diferit, în funcție de tipul aparatului de detașat știuleți.

**Prinderea axială a tulpinilor.** Detașarea este un proces de laminare cu deplasarea tulpinilor în lungul valțului (fig. 2.19.). Prinderea este îmbunătățită la valțurile cu două spire (două începuturi), detașarea având loc pe porțiunea cilindrică.

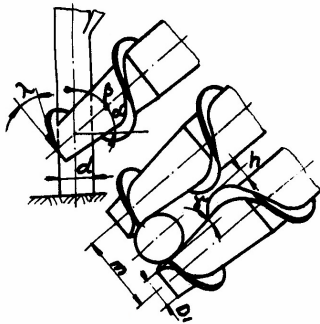


Fig. 2.19. Prinderea axială a tulpinilor între valțuri

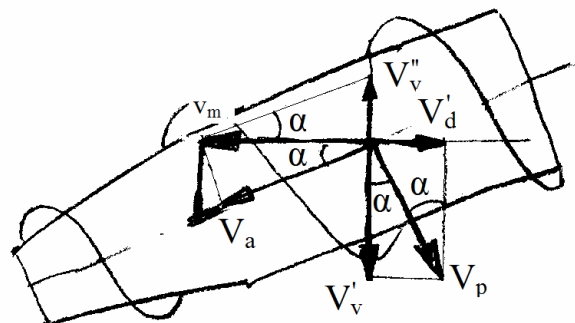


Fig. 2.20. Condiția de prindere a tulpinilor netăiate

Pentru ca tulpinile să nu fie îndepărtate de capetele conice ale valțurilor trebuie îndeplinită condiția:

$$\gamma \leq \varphi_t \quad (2.16.)$$

În relația de mai sus  $\gamma$  este unghiul de înclinare al generatoarei conului, iar  $\varphi_t$  este unghiul de frecare al tulpinii pe valț.

În figură  $m$  este distanța dintre axele valțurilor,  $D_1$  este diametrul valțului la capătul de prindere,  $d$  este diametrul tulpinii,  $\alpha$  este unghiul de înclinare a valțurilor față de orizontală, iar  $\lambda$  este unghiul de înclinare a spirei valțului.

Pentru ca tulpina să poată pătrunde între valțuri trebuie realizată condiția:

$$m \geq \frac{D_1 + d(1 + \sin \gamma)}{\cos \gamma} \quad (2.17.)$$

Pentru deplasarea axială a tulpinilor valțurile sunt prevăzute cu nervuri elicoidale dispuse față în față. Antrenarea tulpinilor de către nervuri se realizează atunci când  $\lambda \cong \alpha$ .

În cazul tulpinilor netăiate condiția de laminare este ca în timpul acesteia tulpina să rămână verticală (fig. 2.10.). Condiția de verticalitate a tulpinii este:

$$v_m = V'_d = V_p \sin \alpha$$

$$V'_v = V''_v \Leftrightarrow V_p \cos \alpha = v_m \operatorname{tg} \alpha$$
(2.18.)

Din relațiile de mai sus rezultă:

$$\cos \alpha = \sin \alpha \operatorname{tg} \alpha \Leftrightarrow \operatorname{tg}^2 \alpha = 1$$
(2.19.)

Pentru unghiul  $\alpha = 45^\circ$   $\operatorname{tg} \alpha = 1$ .

Condiția de verticalitate a tulpinii este asigurată atunci când unghiul dintre orizontală și axa valțului este de  $45^\circ$ . La această condiție se adaugă și faptul că viteza axială de deplasare a tulpinii  $V_a$  trebuie să fie într-o anumită relație cu elementele valțului (pasul spirei  $p$ , turația valțului  $n_v$ ):

$$V_a = \frac{v_m}{\cos \alpha} = \frac{pn_v}{60}$$
(2.20.)

Pe lângă verticalitate se mai pune condiția ca planta să nu fie smulsă din sol, în timpul procesului de laminare, adică trebuie satisfăcută condiția:

$$v_m < V_p (1 - \varepsilon) \sin \alpha + V_a K \cos \alpha$$
(2.21.)

În relația de mai sus  $\varepsilon$  este coeficientul de alunecare a valțului față de plantă, iar  $K$  este coeficientul de umplere a intervalului dintre valțuri.

Ținând cont de expresiile  $V_a$  și  $V_p$ , pentru diametrul valțului  $D_v$  rezultă turația valțurilor pentru care condiția de a nu smulge plantele din sol este satisfăcută:

$$n \geq \frac{60V_d}{\pi D_v (1 - \varepsilon) \sin \alpha + pK \cos \alpha}$$
(2.22.)

În cazul valțurilor cu prindere tangențială (fig. 2.21.), ca urmare a rotirii acestora tulpina va fi trasă cu forța  $Q$ . Ca urmare, la contactul tulpinii cu fiecare valț vor apărea reacțiunea normală  $N$  și forța de frecare  $F = \mu N$ ,  $\mu$  fiind coeficientul de frecare dintre tulpină și valț ( $\mu = \operatorname{tg} \varphi$ ,  $\varphi$  reprezentând unghiul de frecare).

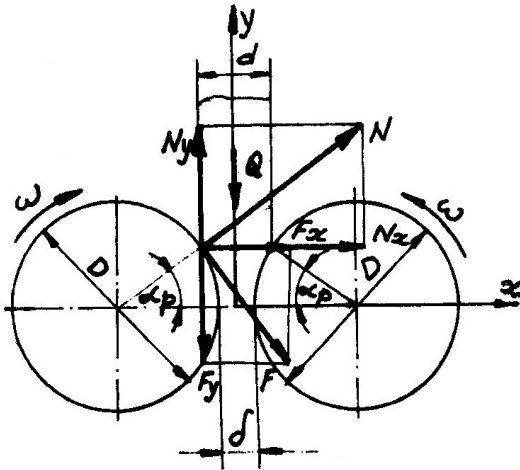


Fig. 2.21. Schema de prindere tangențială a tulpinii

Condiția de prindere și tragere a tulpinilor printre valțuri este ca  $F_y > N_y$ . Exprimând cele două forțe și ținând cont că  $\alpha_p$  este unghiul de prindere rezultă:

$$N_y = N \sin \alpha_p$$

$$F_y = \mu N \cos \alpha_p = N \operatorname{tg} \varphi \cos \alpha_p$$
(2.23.)

Din relațiile de mai sus condiția:

$$\operatorname{tg} \varphi > \operatorname{tg} \alpha_p$$
(2.24.)

Din figură se poate scrie:

$$\cos \alpha_p = 1 - \frac{d - \delta}{D}$$
(2.25.)

Din condiția limită că  $\varphi = \alpha_p = \mu$ , se poate determina diametrul valțurilor astfel încât să fie asigurată condiția de laminare a tulpinilor, sub forma:

$$D \geq \frac{d - \delta}{1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \mu^2}}}$$
(2.26.)

Mărimile  $d$  și  $\delta$  definesc gradul de laminare sau de strivire al tulpinii:

$$\psi = \frac{d - \delta}{d} \quad (2.27.)$$

Practica a demonstrat că tulpinile de porumb se rup în timpul laminării atunci când li se micșorează secțiunea sub 10 %. În realitate gradul de laminare ajunge până la valoarea de 0,6.

Pentru a mări capacitatea de prindere a valțurilor și a evita pericolul de rupere al tulpinilor, concomitent cu asigurarea unei deplasări date a tulpinii între valțuri, se întâlnesc în practică următoarele procedee de îmbunătățire:

- mărirea suprafeței de prindere a tulpinii între valțuri folosind lanțuri de prindere a tulpinilor;
- modificarea distanței  $\delta$  (mărire sau micșorare) prin fixarea unui valț reglabil;
- folosirea unor valțuri cu nervuri astfel repartizate încât să se modifice unghiul de prindere.

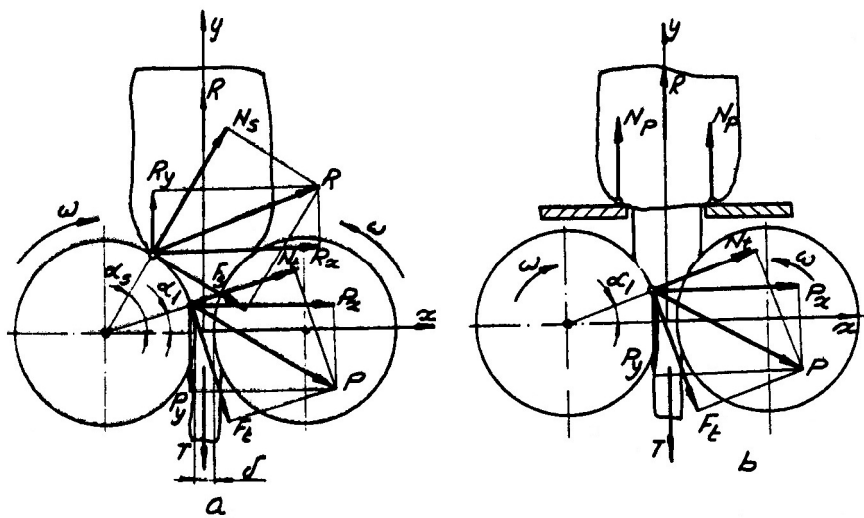


Fig. 2.22. Detașarea știuleților

La prinderea tangențială a tulpinilor faza de detașare începe în momentul când știuletele ia contact cu suprafața valțurilor (fig. 2.22.a.) sau cu suprafața plăcilor de detașare (fig. 2.22.b.). Din acel moment tulpina și pedunculul sunt supuse atât deformării transversale, cât și solicitării la întindere. În secțiunea cu rezistența cea mai mică pedunculul se rupe, în timp ce tulpina este trasă printre valțuri, iar știuletele detașat este trimis către următoarele organe de lucru ale mașinii de recoltat.

Sub acțiunea forței de tragere  $T$  în punctele de rezemare ale știuletelui cu valțurile apar reacțiunile normale  $N$  și forțele de frecare  $F$ , în timp ce la plăcile de detașare reacțiunile normale  $N_p$ .

Forța maximă de tragere a tulpinii de către valțuri este:

$$T = 2N_t(\mu_s \cos \alpha_1 - \sin \alpha_1) \quad (2.28.)$$

Pentru ca știuletele să nu fie antrenat între valțuri trebuie respectată condiția  $\alpha_s > \varphi_s$ , adică unghiul de rezemare a știuletelui pe valțuri să fie mai mare decât unghiul de frecare dintre știulete și valț.

Dacă este îndeplinită condiția, atunci știuletele va fi împins de către valț cu o forță  $R_y$  având expresia:

$$R_y = N_s(\sin \alpha_s - \mu_s \cos \alpha_s) = \frac{T}{2 \sin \alpha_s}(\sin \alpha_s - \mu_s \cos \alpha_s) \quad (2.29.)$$

Forța totală de reținere a știuletelui este  $R = 2R_y$  în cazul aparatului de detașare cu valțuri, respectiv  $R = 2N_p$  în cazul aparatelor de detașat cu plăci de reținere.

Parametri principali ai aparatului de detașat cu valțuri sunt diametrul valțului, lungimea valțurilor, turația sau viteza unghiulară, respectiv debitul de lucru.

Diametrul valțurilor este determinat de funcțiile pe care acestea le au și în cazul valțurilor de tragere acesta se determină cu relația (2.26.).

Lungimea valțurilor se determină în funcție de modul în care pătrund tulpinile în aparatul de detașat.

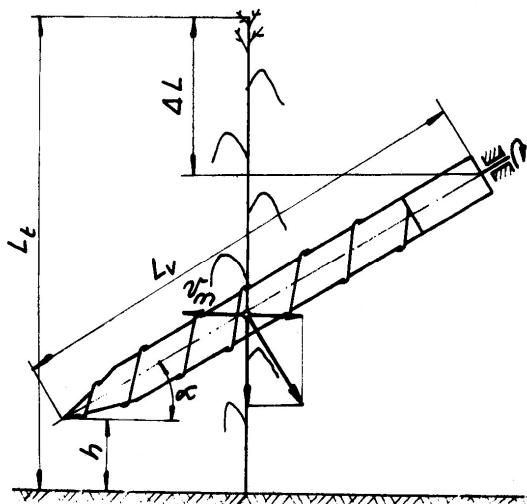


Fig. 2.23. Schema de calcul a lungimii valțurilor

În cazul prinderii axiale a tulpinilor (fig. 2.23.), trebuie ca în timp ce mașina se deplasează cu distanța  $L_v \cos \alpha$  valțurile să tragă din tulpină o lungime egală cu cel puțin  $\Delta L = L_t - h - L_v \sin \alpha$  (s-a notat cu  $L_v$  lungimea valțurilor, cu  $L_t$  lungimea maximă a plantelor, cu  $h$  înălțimea de la sol a capătului anterior al valțurilor și cu  $\alpha$  unghiul de înclinare al valțurilor față de orizontală):

$$\frac{L_v \cos \alpha}{v_m} \geq \frac{L_t - h - L_v \sin \alpha}{v_v (1 - \varepsilon) \cos \alpha} \quad (2.30.)$$

În relația de mai sus  $v_v$  este viteza periferică a valțurilor. Dacă se ține cont de coeficientul de umplere al spațiului dintre valțuri  $k_n$  ( $k_n=0,1 \dots 0,3$ ), distanța medie dintre plante pe rând  $s$ , coeficientul de patinare a valțurilor față de tulpină  $\varepsilon$  și unghiul mediu de înclinare a tulpinii  $\beta_m$ , atunci lungimea valțurilor se calculează cu relația:

$$L_v = \frac{v_v L_t d \sin \beta_m}{k_n s v_v (1 - \varepsilon)} \quad (2.31.)$$

Pentru masa medie a plantelor  $m_p$  debitul de alimentare al unui aparat de detașare este:

$$q = \frac{m_p v_m}{s} \quad (2.32.)$$

Viteza unghiulară a valțurilor cu prindere axială se calculează în condiția de a evita aglomerarea plantelor între valțuri:

$$\omega \geq \frac{2\pi v_m}{s} \quad (2.33.)$$

La valțurile cu prindere tangențială viteza unghiulară se stabilește din relația (2.31.), pentru un coeficient de umplere a spațiului dintre valțuri mai mic de 0,3.

În practică debitul de alimentare a aparatelor de detașare cu valțuri este cuprins în intervalul 1-3 kg/s.

### 2.2.5. Aparat de depănușat știuleți

Depănușarea este operația care urmărește distrugerea legăturii dintre pănuși și știulete. Mecanic această operație se realizează prin prinderea pănușilor de către două

valțuri ce se rotesc în sens invers, pe care se sprijină știuletele.

De regulă, valțurile sunt confecționate din materiale diferite, unul metalic și altul cu suprafața activă din cauciuc (fig. 2.24.)

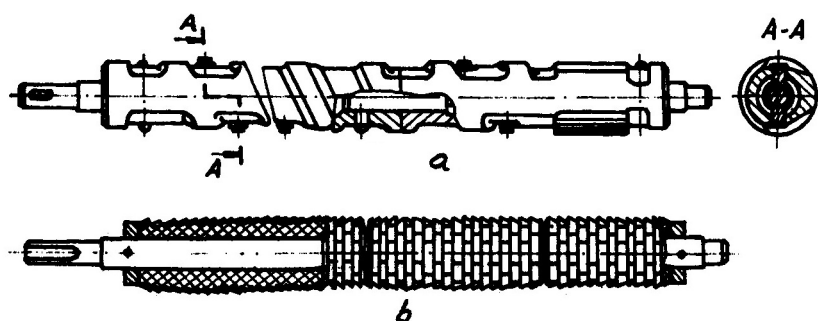


Fig. 2.24. Valțuri de depănușat știuleți

Valțurile metalice (fig. 2.24.a.) sunt prevăzute pe suprafața activă cu nervuri elicoidale cu muchii longitudinale, iar cele din cauciuc (fig. 2.24.b.) sunt realizate sub formă de rozete din cauciuc presate pe un ax de antrenare sau dintr-un valț metalic îmbrăcat în cauciuc.

În funcție de modul de poziționare valțurile unei secții de depănușat pot fi dispuse la același nivel sau la nivele diferite, dar aflate în contact permanent. După organele de lucru ce intră în componența lor, aparatele de depănușat știuleți pot fi fără mecanisme de apăsare și cu mecanisme de apăsare.

Mecanismele de apăsare a știuleților pe valțurile de depănușat (fig. 2.25.) au rolul de a mări frecarea pănușilor cu valțurile și de a îmbunătăți astfel desprinderea lor de pe știuleți, precum și de a ajuta la deplasarea lor în lungul valțurilor.

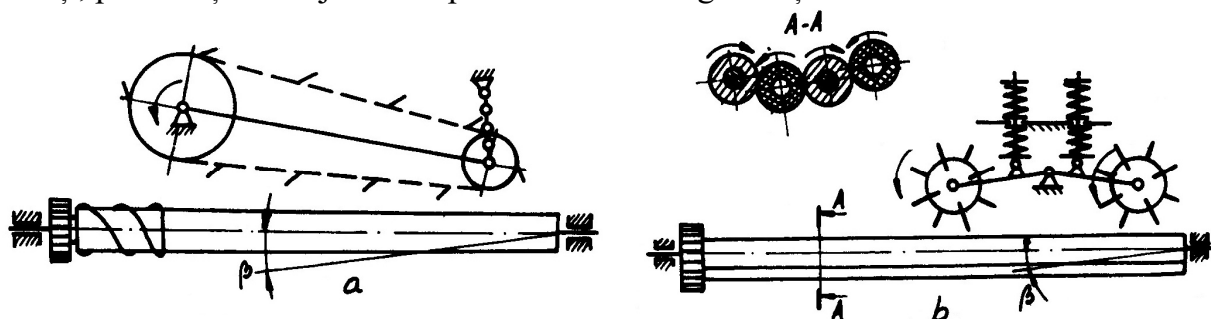


Fig. 2.25. Mecanisme de apăsare a știuleților pe valțuri: a- cu transportor cu palete elastice; b- cu rotoare cu palete

Procesul de desprindere a pănușilor de pe știuleți de către valțuri cuprinde trei faze de lucru: orientarea știuleților în lungul axului valțurilor, antrenarea pănușilor de către valțuri și tragerea pănușilor printre valțuri

În prima fază știuleții sunt antrenați și prin frecare sunt orientați cu axa lor longitudinală parale cu axele valțurilor. Pentru aceasta valțurile sunt prevăzute la capetele anterioare cu tronsoane elicoidale cu lungimea de 120-160mm. În faza a doua se produce antrenarea pănușilor și desfacerea lor de pe știuleți, iar în faza a treia se realizează tragerea pănușilor desprinse și smulgerea lor de pe știuleți

Desfacerea pănușilor de pe știuleți se datorează frecării acestora cu suprafața valțurilor.

Pentru aparatele de depănușat cu valțurile dispuse la același nivel (fig. 2.26.), ca urmare a apăsării de către forța  $Q$  în punctul de contact vor apare o forță normală și una



tangențială de frecare. Condiția de prindere este  $F_y > N_y$ .

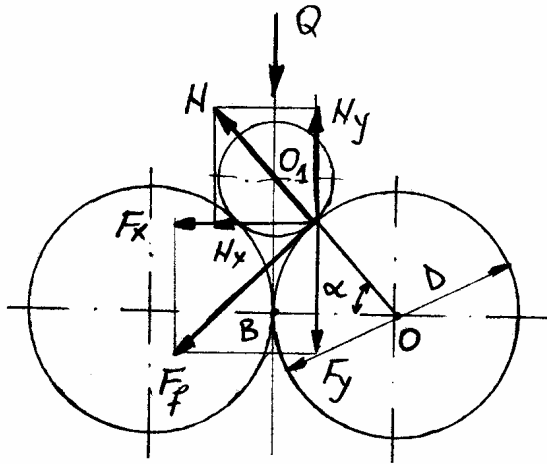


Fig. 2.26. Schema de calcul a aparatului de depănușat cu valțuri dispuse la același nivel

$$N_y = N \sin \alpha \quad (2.34.)$$

$$F_y = F_f \cos \alpha = \mu N \cos \alpha = \text{tg} \rho N \cos \alpha$$

Înlocuind în inegalitatea de mai sus rezultă condiția de prindere  $\rho > \alpha$ , adică unghiul de frecare  $\rho$  să fie mai mare decât unghiul de prindere  $\alpha$

În cazul depănușării avem de-a face cu două valori ale coeficientului de frecare:

- un coeficient de frecare pănuși-boabe;
- un coeficient de frecare pănuși-pănuși.

Pentru a realiza depănușarea se pune problema alegerii unui diametru optim pentru valțurile de depănușare. Din figură se poate scrie:

$$\cos \alpha = \frac{D + d_s}{D} \quad (2.35.)$$

În relația de mai sus  $D$  este diametrul valțurilor și  $d$  este diametrul știuletelui. De aici se poate determina diametrul valțurilor:

$$D = \frac{\cos \alpha}{1 - \cos \alpha} d_s = K d_s \quad (2.36.)$$

Procesul de depănușare este strâns legat de mărimea forței de apăsare a știuleților pe valțurile de depănușare și care determină mărimea forței normale și a celei de frecare:

$$N = \frac{Q}{2 \sin \alpha} \quad (2.37.)$$

$$F_f = \mu N = \mu \frac{Q}{2 \sin \alpha}$$

Pentru îmbunătățirea procesului de depănușare se prevăd valțuri cu nervuri sau dinți dispuși elicoidal. La valțurile cu dinți metalici există pericolul desprinderii boabelor.

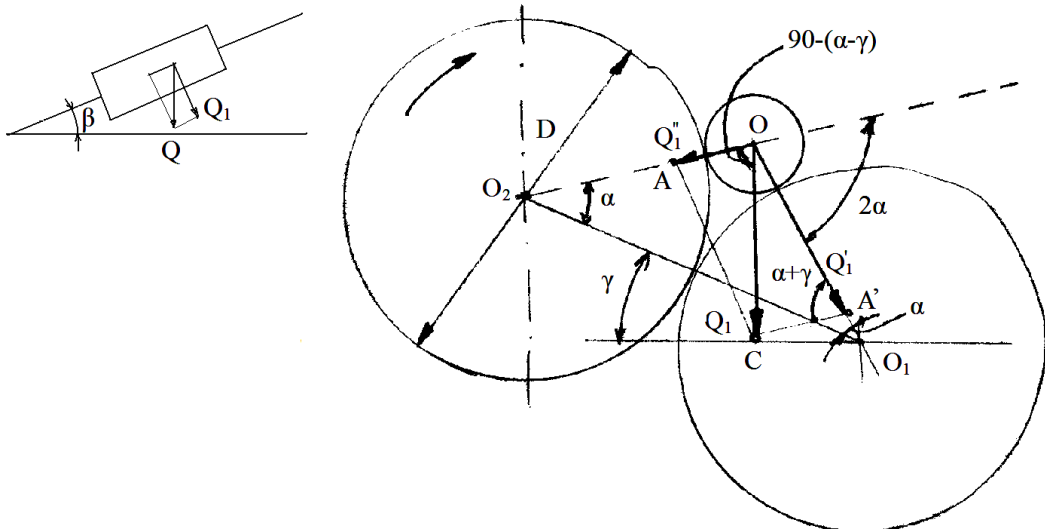


Fig. 2.27. Schema de calcul a aparatului de depănușat cu valțuri dispuse decalat

Folosirea acestor dispozitive de depănușare îmbunătățește procesul de lucru. Forța de apăsare  $Q$  se descompune în două componente din care cea utilă (perpendiculară pe știulete) este:

$$Q_1 = Q \cos \beta \quad (2.38.)$$

unde  $\beta$  este unghiul pe care îl fac valțurile cu orizontala.

Ca urmare a faptului că valțurile sunt dispuse denivelat, forța de apăsare  $Q_1$  va acționa în punctele de contact cu valțurile prin două componente.

Aplicând teorema sinusurilor în triunghiul OAC se obțin egalitățile:

$$\frac{Q_1}{\sin OAC} = \frac{Q_1'}{\sin AOV} = \frac{Q_1''}{\sin OCA} \quad (2.39.)$$

Dacă se exprimă unghiurile conform figurii rezultă:

$$\sin OAC = \sin 2\alpha$$

$$\sin OCA = \sin[90 - (\alpha + \gamma)] = \cos(\alpha + \gamma) \quad (2.40.)$$

$$\sin AOC = \sin[90 - (\alpha - \gamma)] = \cos(\alpha - \gamma)$$

Înlocuind valorile unghiurilor în dubla egalitate se obțin cele două componente ale forței de apăsare a știuletelui asupra valțurilor:

$$Q_1' = \frac{Q_1}{\sin 2\alpha} \cos(\alpha - \gamma) = \frac{Q \cos \beta}{\sin 2\alpha} \cos(\alpha - \gamma) \quad (2.41.)$$

$$Q_1'' = \frac{Q_1}{\sin 2\alpha} \cos(\alpha + \gamma) = \frac{Q \cos \beta}{\sin 2\alpha} \cos(\alpha + \gamma)$$

În aceste condiții cele două forțe de frecare vor fi:

$$F_1 = \mu_1 Q_1' \quad (2.42.)$$

$$F_2 = \mu_2 Q_1''$$

unde  $\mu_1$  și  $\mu_2$  sunt coeficienții de frecare dintre valțuri și știuleți.

După cum se poate vedea și din figură  $Q_1' > Q_1''$ , astfel că și  $F_1 > F_2$ , fapt ce determină apariția unui moment de rotație a știuletelui  $M = M_1 - M_2$ , unde cele două momente au expresiile:

$$M_1 = F_1 \frac{d_s}{2} \quad (2.43.)$$

$$M_2 = F_2 \frac{d_s}{2}$$

Valțurile denivelate, ca urmare a apăsării diferite, au un moment de rotație mărit care va asigura o alunecare a știuletelui, măbind eficiența procesului de desprindere a pănușilor. Gradul de depănușare crește cu numărul de rotații al știuletelui pe valțuri. Numărul de rotiri complete  $n_s$  în timpul  $t_s$  cât se deplasează de-a lungul valțului va fi:

$$n_s = n_v (1 - \varepsilon) \frac{D}{d_s} \frac{t_s}{60} \quad (2.44.)$$

unde  $\varepsilon$  este coeficientul de alunecare dintre știulete și valț;

$n_v$  – turația valțurilor de depănușare.

Deplasarea știuletelui pe valțuri se face datorită înclinării valțurilor cu unghiul  $\beta > \rho_s$  sau datorită acțiunii dispozitivelor de transport. Mișcarea știuletelui pe valț se consideră ca o mișcare uniform accelerată care pentru lungimea valțurilor  $L_v$  și un coeficient de frecare  $\mu_s$  dintre știulete și valțuri are ecuațiile:

$$a = g(\sin \beta - \mu_s \cos \beta)$$

$$L_v = \frac{at_s^2}{2} \quad (2.45.)$$

Rezultă timpul cât știuletele se află pe valțuri:

$$t_s = \sqrt{\frac{2L_v}{a}} = \sqrt{\frac{2L_v}{g(\sin \beta - \mu_s \cos \beta)}} \quad (2.46.)$$

Datorită depășirii viteza medie de deplasare a știuletelui  $V_{ms}$  va fi mai mică decât cea a dispozitivelor de transport:

$$V_{ms} = V_t(1 - \varepsilon_s) \quad (2.47.)$$

În relația de mai sus  $V_t$  este viteza paletelor sau a altor elemente ale dispozitivelor de transport, iar  $\varepsilon_s$  este coeficientul de alunecare dintre știulete și elementele dispozitivelor de transport

### 2.2.6. Aparat de treierat porumbul

Procesul de treier al porumbului este legat de două probleme principale: rezistența fibrovasculară a bobului de știulete și proprietățile fizico-mecanice ale boabelor. Treieratul porumbului se face prin lovirea și frecarea știuletelui între două organe, unul fix iar celălalt mobil.

*Proprietățile fizico-mecanice ale boabelor.* Principalii parametri fizico-mecanici ai boabelor sunt:

- indicele de duritate sau duritatea;
- rezistența la spargere sau distrugere;
- rezistența la încovoiere.

Acești indicatori depind de gradul de maturare a boabelor și cresc sensibil odată cu ea. În procesul de treier apar și sarcini dinamice (șocuri), astfel încât acești indicatori trebuie să fie corecți. Pericolul spargerii boabelor crește cu scăderea umidității iar rezistența la spargere diferă mult dacă umiditatea este mai mică de 17 %. Pentru umidități mai mici de 12 % se determină experimental gradul de spargere ( $m =$  boabe sparte/total boabe).

Indiferent de conținutul în umiditate al boabelor, pericolul spargerii este mai mare la boabele maturate.

Coeficientul de frecare depinde de materialul cu care boabele sau tulpinile vin în contact în procesul de treier, dar și de gradul de maturare. Coeficientul de frecare este mai mare la contactul cu cauciucul.

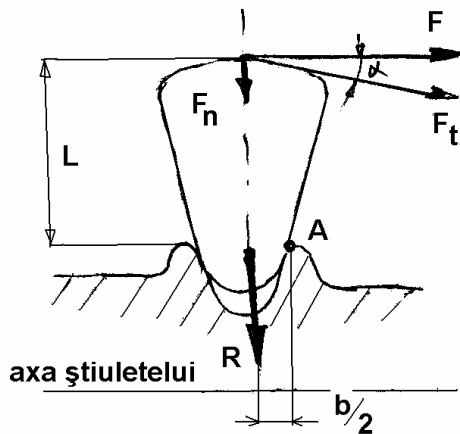
Distrugerea legăturii bob-știulete se poate realiza pe două căi:

- smulgerea bobului de către o forță normală pe axa știuletelui;
- dislocarea boabelor de către forța ce se găsește într-un plan paralel sau înclinat față de axa știuletelui.

Smulgerea este o problemă ce vizează boabele individuale, în timp ce dislocarea depinde și de boabele vecine. Forța de smulgere este mai mare decât cea de dislocare și ea crește odată cu maturarea, pe când forța de dislocare scade cu maturarea.

Operația de treier se realizează cu un consum minim de energie atunci când în timpul acesteia se ajunge la solicitări de încovoiere și mai puțin de tracțiune.

*Dislocarea boabelor.* Se consideră un bob izolat, ancorat la știulete și asupra căruia acționează o forță situată într-un plan înclinat față de axa știuletelui  $F_t$ . Ea se



descompune după axa știuletelui și după o direcție perpendiculară cu aceasta. Bobul este reținut de forța de rezistență la rupere a fibrelor vasculare  $R$ .

Din ecuația de momente față de punctul A ( $\sum M = 0$ ) se poate scrie:

$$F \cdot L - R \frac{b}{2} - F_n \frac{b}{2} = 0 \quad (2.48.)$$

În această condiție, bobul nu se desprinde de știulete. Relația de mai sus poate căpăta forma:

Fig. 2.28. Schema de calcul la dislocarea bobelor

$$L \cdot F_t \cos \alpha - R \frac{b}{2} - F_t \sin \alpha \frac{b}{2} = 0 \Rightarrow F_t = \frac{R \frac{b}{2}}{L \cos \alpha - \frac{b}{2} \sin \alpha} \quad (2.49.)$$

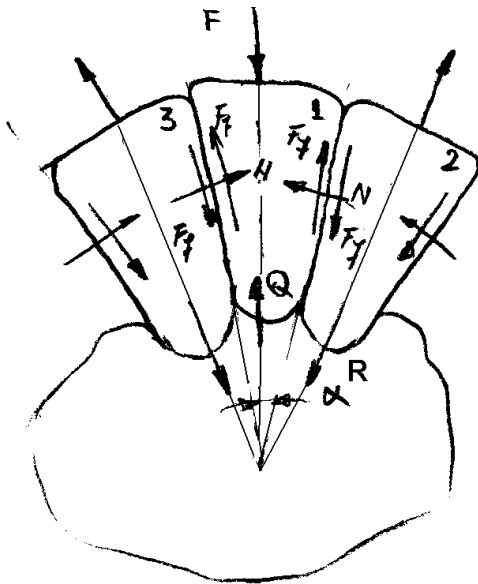


Fig. 2.29. Schema de calcul la smulgerea bobelor

Pentru ca bobul să poată fi desprins este necesară o forță  $F_i' \geq F_i$ . Din datele experimentale s-a constatat că forța necesară desprinderii este de circa 10 ori mai mică decât cea necesară spargerii bobelor.

*Smulgerea bobelor.* Se consideră trei

boabe vecine și se acționează cu forța  $F$  asupra bobului din mijloc. Boabele vecine tind să iasă în timp ce bobul din mijloc

tinde să intre spre axa știuletelui. La contactul dintre boabe apar reacțiuni normale și forțe de frecare,  $Q$  fiind rezistența la compresiune a știuletelui și care este neglijabilă.

Din condiția de echilibru se poate scrie:

$$F = 2N \sin \frac{\alpha}{2} + 2F_f \cos \frac{\alpha}{2} \quad (2.50.)$$

Dar forța de frecare este:

$$F_f = \mu N = N \operatorname{tg} \rho = N \frac{\sin \rho}{\cos \rho} \quad (2.51.)$$

Cu aceste date se obține:

$$F = 2N \sin \frac{\alpha}{2} + 2N \frac{\sin \rho}{\cos \rho} \cos \frac{\alpha}{2} \quad (2.52.)$$

respectiv:

$$F = 2N \frac{\sin \frac{\alpha}{2} \cos \rho + \sin \rho \cos \frac{\alpha}{2}}{\cos \rho} = 2N \frac{\sin \left( \frac{\alpha}{2} + \rho \right)}{\cos \rho} \quad (2.53.)$$

Pentru ca boabele 2 și 3 să se desprindă este necesară o forță  $F' \geq F$ . Dar rezistența fibrelor vasculare la desprindere  $R$  trebuie să îndeplinească condiția:

$$\frac{R}{2} \leq N \sin \frac{\alpha}{2} - F_f \cos \frac{\alpha}{2} = N \sin \frac{\alpha}{2} - N \frac{\sin \rho}{\cos \rho} \cos \frac{\alpha}{2} = \frac{N \sin \left( \frac{\alpha}{2} - \rho \right)}{\cos \rho} \quad (2.54.)$$

În aceste condiții rezultă mărimea lui  $N$  necesară desprinderii:

$$N \geq \frac{R \cos \rho}{2 \sin \left( \frac{\alpha}{2} - \rho \right)} \quad (2.55.)$$

Dacă se înlocuiește expresia lui  $N$  în relația de mai sus se obține:

$$F \geq \frac{R \sin \left( \frac{\alpha}{2} + \rho \right)}{\sin \left( \frac{\alpha}{2} - \rho \right)} \quad (2.56.)$$

Aceasta este mărimea necesară a forței care produce desprinderea boabelor laterale. Desprinderea este posibilă atunci când  $\alpha/2 > \rho$ , altfel boabele se afundă și apare pericolul spargerii lor. Prin urmare, treieratul prin smulgere mărește riscul spargerii boabelor.

Utilizarea aparatelor de treier de tipul bătător-contrabătător folosite la treieratul cerealelor păioase este varianta cea mai des întâlnită în practică.

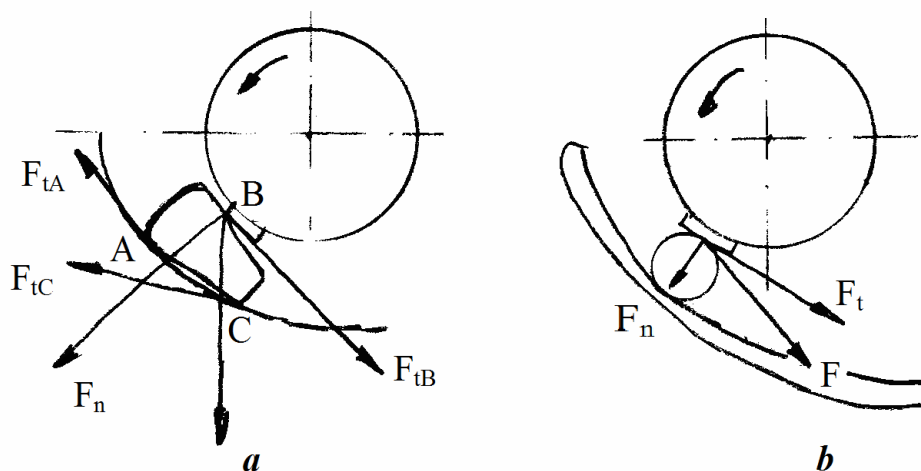


Fig. 2.30. Situațiile în care se pot întâlni la treieratul știuleților

În timpul lucrului se pot întâlni două situații distincte (fig. 2.30.):

a. *știuletele se găsește într-un plan tangent la bătător*: în zonele *A* și *C* desprinderea se face prin dislocare, dar datorită antrenării mai multor boabe, în zona *C* apare riscul spargerii; în zona *B*, datorită forței  $F_{IB}$ , desprinderea boabelor de face atât prin smulgere, cât și prin dislocare, iar pericolul spargerii este mare; acest lucru se poate evita în buna măsură prin realizarea unor șine curbate sau înclinate în profil transversal.

În zona *C*, pentru evitarea spargerii, dispozitivele de treier sunt prevăzute cu contrabătătoare cu role. Dacă știuletele este prea lung acesta se rupe.

b. *știuletele este paralel cu axa bătătorului*: treieratul se face prin smulgerea boabelor sub acțiunea forței  $F_n$ , rezultând un procent mare de spargeri, iar o parte din știuleți rămân cu boabe nedesprinse.

Pentru evitarea acestor neajunsuri, s-au construit dispozitive de treier speciale cu

anumite particularități (ex. bătător cu șine și contrabătător cu role).

Dispozitivul de treier de tip bătător cu cuie și contrabătător cu cuie imprimă știuleților o mișcare elicoidală, ca urmare a dispunerii cuielor după 4-5 spirale. Ca urmare a deplasării axiale se intensifică procesul de frecare al știuletelui cu organele de lucru, fapt ce favorizează dislocarea. Viteza periferică a bătătorului este mai mică de 5 m/s iar procentul de boabe fisurate este de 10-15 % , față de cca. 3 % cât este la bătătorul cu șine.

Operația de treier la porumb se desfășoară în două faze:

- ▶ dacă știuletele nu este rezemat, el primește un șoc liber;
- ▶ dacă la intrare știuletele are un contact cu contrabătătorul, el primește un șoc neliber.

În cazul șocului liber, se știe faptul că impulsul primit este egal cu cantitatea de mișcare:

$$F \cdot \Delta t = \Delta m \cdot v \quad (2.57.)$$

unde  $v$  este viteza de lovire,  $F$  este forța de lovire,  $m$  este masa elementară iar  $\Delta t$  este timpul elementar.

$$F = \frac{\Delta m}{\Delta t} v = m_0 v \quad (2.58.)$$

$m_0$  este masa știuleților loviți în unitatea de timp

Dar anterior s-a stabilit că pentru desprindere trebuie ca:

$$F \geq \frac{R \sin\left(\frac{\alpha}{2} + \rho\right)}{\sin\left(\frac{\alpha}{2} - \rho\right)} \quad (2.59.)$$

iar de aici se obține viteza de lovire la care se produce desprinderea boabelor:

$$v \geq \frac{R \sin\left(\frac{\alpha}{2} + \rho\right)}{m_0 \sin\left(\frac{\alpha}{2} - \rho\right)} \quad (2.60.)$$

În cazul lovirii nelibere, știuletele fiind în contact cu contrabătătorul, se poate scrie:

$$F_n \Delta t = \psi \cdot \Delta m \cdot v_n \quad (2.61.)$$

$\psi$  este un coeficient ce are valori cuprinse între 2,1.....3,4.

Dacă se fac calculele ca și în cazul precedent se va obține valoarea vitezei de lovire pentru știuletele neliber:

$$v_n \geq \frac{R \sin\left(\frac{\alpha}{2} + \rho\right)}{\psi \cdot m_0 \sin\left(\frac{\alpha}{2} - \rho\right)} \quad (2.62.)$$

Viteza de lovire în cazul loviturilor nelibere este de  $\psi$  ori mai mică decât la lovirea liberă, fapt ce determină un procent de spargeri mult mai mic.

După primirea loviturilor libere sau nelibere, știuleții sunt antrenați de spirele bătătorului și obligați să se deplaseze prin alunecare și rostogolire spre ieșirea din dispozitivul de treier. Desprinderea boabelor este intensă numai dacă mișcarea știuleților se face prin alunecare, caz în care trebuie îndeplinită condiția ca distanța dintre bătător și contrabătător, în funcție de diametrul știuleților, să fie  $S = d - (10 \dots 12)$  mm.

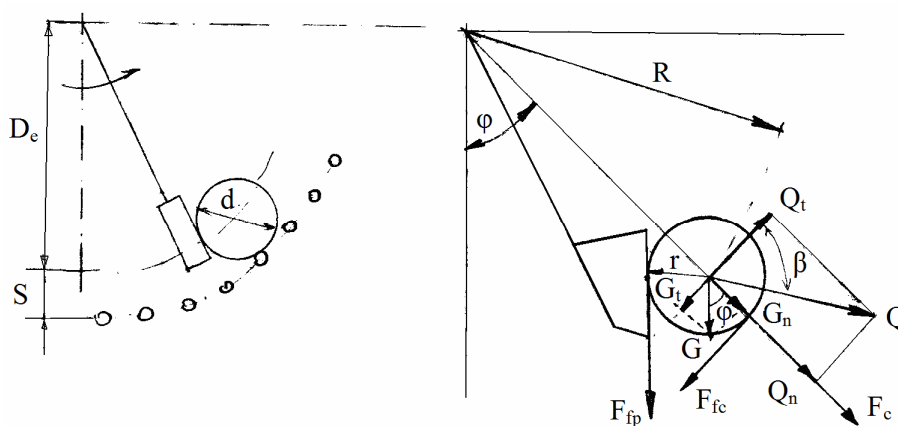


Fig. Schema de calcul a forțelor ce acționează asupra știuletelui

Se consideră știuletele într-o poziție oarecare și o paletă ce acționează asupra lui. Forța  $Q$  necesară împingerii știuletelui se descompune pe două direcții, la fel ca și greutatea  $G$ :

$$\begin{aligned} Q_n &= Q \sin \beta & G_n &= mg \cos \varphi \\ Q_t &= Q \cos \beta & G_t &= mg \sin \varphi \end{aligned} \quad (2.63.)$$

Ca urmare a mișcării știuletelui pe traiectoria unui cerc de rază  $R$ , apare o forță centrifugă:

$$F_c = mR\omega^2 = mR\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 = mR\dot{\varphi}^2 \quad (2.64.)$$

Forța de frecare dintre știulete și contrabătător este:

$$F_{fc} = \mu(G_n + Q_n + F_c) \quad (2.65.)$$

Forțele tangente la traiectorie dau momente față de axa bătătorului:

$$\begin{aligned} M_1 &= Q_t R = RQ \cos \beta \\ M_2 &= -G_t R = -Rmg \sin \varphi \\ M_3 &= -F_{fc} (R + r) = -\mu(G_n + Q_n + F_c)(R + r) \end{aligned} \quad (2.66.)$$

Valoarea forței  $Q$  se determină plecând de la ecuația lui Lagrange de ordinul II în care forța generalizată  $T$  depinde de energia cinetică și viteza unghiulară:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial E_c}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial E_c}{\partial \varphi} = T \quad (2.67.)$$

unde:

$$E_c = \frac{mv^2}{2} = \frac{m\omega^2 R^2}{2} = \frac{m\dot{\varphi}^2 R^2}{2} \quad (2.68.)$$

Dacă se calculează derivatele parțiale se obține:

$$\frac{\partial E_c}{\partial \dot{\varphi}} = \frac{\partial}{\partial \dot{\varphi}} \left( \frac{\dot{\varphi}^2 R^2 m}{2} \right) = m\dot{\varphi} R^2 \quad (2.69.)$$

$$\frac{\partial E_c}{\partial \varphi} = 0$$

Înlocuind în ecuația lui Lagrange se obține:

$$T = m\ddot{\varphi} R^2 \quad (2.70.)$$

Lucrul mecanic al forței generalizate este egal cu lucrul mecanic al forțelor ce acționează asupra știuletelui:

$$\partial L = T \cdot R \cdot \partial \varphi = M_1 \partial \varphi + M_2 \partial \varphi + M_3 \partial \varphi \quad (2.71.)$$

sau  $T = M_1 - M_2 - M_3$

Dacă se înlocuiesc termenii de mai sus cu expresiile lor și se împarte relația prin  $R$  se obține:

$$m\ddot{\varphi} R = Q \cos \beta - mg \sin \varphi - \mu \left( mg \cos \varphi + Q \sin \beta + m\dot{\varphi}^2 R \right) \left( 1 + \frac{r}{R} \right) \quad (2.72.)$$

Se ordonează relația astfel:

$$m\ddot{\varphi} R = Q \left[ \cos \beta - \mu \left( 1 + \frac{r}{R} \right) \sin \beta \right] - mg \left[ \left( 1 + \frac{r}{R} \right) \cos \varphi + \sin \varphi \right] - \mu m \dot{\varphi}^2 (R+r) \quad (2.73.)$$

Deoarece viteza unghiulară este constantă, rezultă că  $\ddot{\varphi} = 0$  iar termenul doi reprezintă lucrul mecanic al greutateii știuletelui care pentru un ciclu dinamic este egal cu zero. Relația de mai sus se simplifică la forma:

$$Q \left[ \cos \beta - \mu \left( 1 + \frac{r}{R} \right) \sin \beta \right] = \mu m \dot{\varphi}^2 (R+r) \quad (2.74.)$$

rezultă:

$$Q = \frac{\mu m \omega^2 (R+r)}{\cos \beta - \mu \left( 1 + \frac{r}{R} \right) \sin \beta} \quad (2.75.)$$



Dacă se ține cont de faptul că  $\frac{r}{R} < 1$ ,  $\sin \beta < 1$  și  $\mu < 1$ , atunci se poate considera că  $\mu \left(1 + \frac{r}{R}\right) \sin \beta \cong 0$  și de aici va rezulta forța  $Q$  necesară împingerii știuletelui ne masă  $m$ :

$$Q = \frac{\mu \cdot m \cdot \omega^2 (R + r)}{\cos \beta} \quad (2.76.)$$

Pentru un număr oarecare  $i$  de știuleți care s-ar afla la un moment dat în dispozitivul de treier, a căror masă  $M$  este suma maselor celor  $i$  știuleți, forța de împingere va fi:

$$Q_i = \frac{\mu M \omega^2 (R + r)}{\cos \beta} \quad (2.77.)$$

Forța de împingere este proporțională cu forța centrifugă și pentru a evita creșterea procentului de spargeri ale boabelor, trebuie ca viteza unghiulară să fie cât mai redusă. Forța de împingere mai depinde de coeficientul de frecare dintre știulete și contrabătător, care depinde de rîndul lui și de umiditatea boabelor. Forța de împingere depinde și de unghiul de atac al știuletelui, care în practică are valoarea  $\beta \cong 30^\circ$ .

Pentru a realiza operația de treier, în afară de împingerea știuleților angajați deja în mișcare, trebuie să se țină seama și de forța de lovire neliberă astfel că forța totală va fi:

$$Q_t = F_n + Q_i = \psi m_0 v_n + \frac{\mu M \omega^2 (R + r)}{\cos \beta} \quad (2.78.)$$

Puterea necesară antrenării știuleților loviți și antrenați în mișcare este:

$$v \cdot Q_t = \psi m_0 v_n^2 + \frac{\mu M \omega^2 (R + r)}{\cos \beta} v = \psi m_0 v_n^2 + \frac{\mu M v^3 \left(\frac{r}{R} + 1\right)}{R \cos \beta} \quad (2.79.)$$

În relația de mai sus s-a înlocuit  $\omega = v/R$ . Singura necunoscută în această ecuație este masa  $M$  și ea se poate determina din productivitatea dispozitivului de treier, care s-a stabilit pe cale experimentală.

### III. MAȘINI DE RECOLTAT CARTOFI

#### 3.1. Tehnologii de recoltare și clasificarea mașinilor de recoltat

Procesul tehnologic de recoltare a cartofului cuprinde următoarele operații: îndepărtarea vrejilor, săparea și destrămarea stratului de sol cu tuberculi, desprinderea tuberculilor de stoloni, separarea tuberculilor de pământ și pietre, curățirea și sortarea tuberculilor, colectarea tuberculilor.

După modul cum se execută aceste operații se deosebesc trei tehnologii de recoltare:

- tehnologia divizată; constă în scoaterea tuberculilor din sol și separarea parțială a lor de pământ (cu mașini), urmată de strângerea manuală a tuberculilor;
- tehnologia monofazică; toate operațiile sunt executate de către o singură mașină;
- tehnologia combinată; constă în scoaterea tuberculilor din sol de pe unele rânduri și descărcarea lor pe rândurile alăturate care, apoi sunt recoltate la o singură trecere.

***Cerințe tehnologice:***

- îndepărtarea vrejilor fără a scoate tuberculii din sol, iar gradul de mărunțire de peste 80 % (fracții de 10 cm lungime);
- procentul de tuberculi dislocați și scoși de peste 97 %;
- procent de tuberculi vătămați sub 2 %;
- procentul de impurități din masa recoltată sub 6 %;
- procentul de pierderi sub 2 %.

După operațiile pe care le execută mașinile de recoltat cartofi se împart astfel:

- mașini pentru îndepărtarea vrejilor;
- mașini de scos tuberculi;
- mașini de scos și adunat tuberculi;
- combine de recoltat cartofi

***Mașinile pentru îndepărtarea vrejilor*** sunt folosite pentru îndepărtarea cantității mari de vegetație (vreji și buruieni) și care, în unele cazuri poate depăși 10 t/ha. Pe de altă parte, prezența vegetației contribuie la înfundarea organelor de dislocare și de separare a impurităților din masa de tuberculi.

Îndepărtarea vrejilor se poate face prin metode chimice sau mecanice. În primul caz se folosesc produse chimice speciale și care se împrăștie pe toată suprafața vegetației cu ajutorul echipamentelor folosite la tratamente fitosanitare. Această metodă asigură distrugerea totală și rapidă a vegetației, reduce perioada de recoltare, ușurează condițiile de lucru pentru organele de dislocare și curățire a tuberculilor, dar sunt poluante și au preț de cost ridicat. Îndepărtarea pe cale mecanică a vrejilor se poate face prin mărunțire sau smulgere. Doar îndepărtarea vrejilor prin smulgere obține efecte apropiate de îndepărtarea chimică, dar nu s-a putut realiza și o mașină care să poată executa această operație la modul satisfăcător. Mașinile de mărunțit vreji existente în practică asigură o distrugere între 60-85 %, după aceste mașini mai rămâne un procent însemnat de resturi vegetale, dar prin mărunțirea vrejilor contribuie la o oarecare îmbunătățire a condițiilor de lucru pentru organele de dislocare și curățire.

Îndepărtarea vrejilor pe cale mecanică, înainte de dislocarea cartofilor, se poate face prin tăiere, zdrobire sau smulgere.

Organele pentru îndepărtarea vrejilor prin tăiere (fig. 3.1.) pot fi:

- cu cuțit disc și palete radiale (fig. 3.1.a);

- cu cuțite pe două nivele și palete aruncătoare fig. 3.1 .b);
  - cu cuțite și tobă cu palete (fig. 3.1.c);
- Organele pentru îndepărtarea vrejilor prin smulgere pot fi:
- cu lanțuri (fig. 3.1.d);
  - cu bare (ciocane) articulate (fig. 3.1.e).

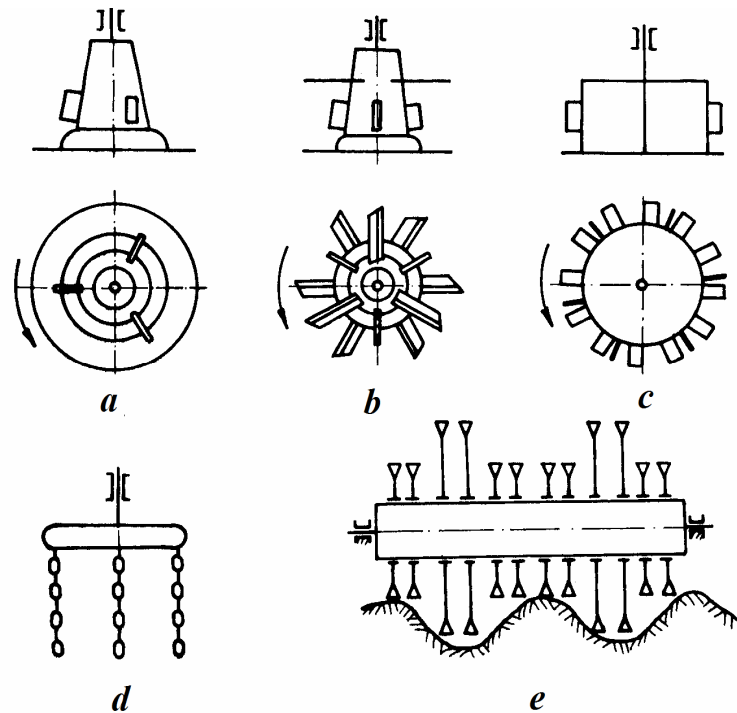


Fig. 3.1. Organe pentru îndepărtarea vrejilor înainte de dislocare

Mărunțirea vrejilor se poate face cu ajutorul unor mașini de recoltat plante furajere ierboase sau cu mașini specializate. În figura 3.2. este prezentată schema unei mașini pentru îndepărtarea vrejilor cu rotor orizontal, prevăzută cu cuțite articulate

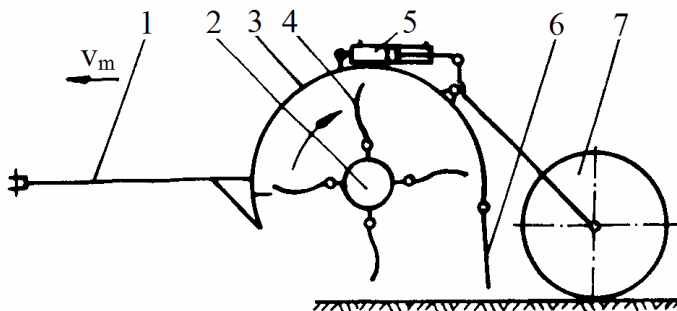


Fig. 3.2. Schema unei mașini de îndepărtat vreji (MTV-4): 1- bara de tracțiune; 2- rotor (organul de lucru); 3- carcasă; 4-bare; 5- cilindru hidraulic; 6- apărătoare; 7- roți

#### Mașini de scos tuberculi.

Aceste mașini realizează săparea stratului de sol în care sunt dispuși tuberculii, destrămarea și separarea parțială a tuberculilor de sol și vreji, după care tuberculii sunt lăsați pe suprafața solului

Din punct de vedere constructiv mașinile de scos tuberculi sunt de tipul cu rotor cu furci și cu grătare de scuturare.

În figura 3.3. este prezentată schema unei mașini de scos tuberculi cu rotor cu furci. Este de tipul purtată pe tractor și acționată de la priza de putere. Stratul de sol dislocat de către brăzdarul 1 este antrenat de către furcile 2 și aruncat lateral, unde întâlnește grătarul cu vergele 4. Ca urmare a impactului cu vergelele grătarului se produce destrămarea stratului de sol dislocat, desprinderea și separarea tuberculilor de sol de vreji.

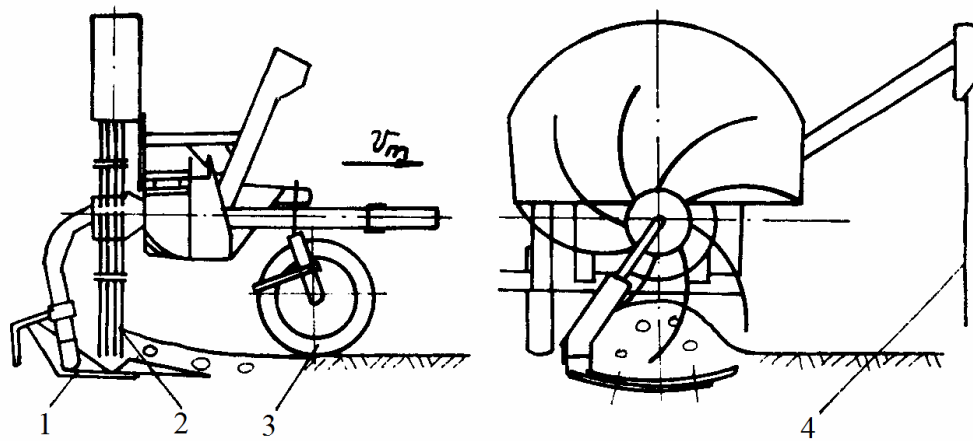


Fig. 3.3. Mașină de scos cartofi cu rotor cu furci: 1-organ de dislocare (brăzdar); 2- rotor cu furci; 3- roată de copiere; 4- grătar

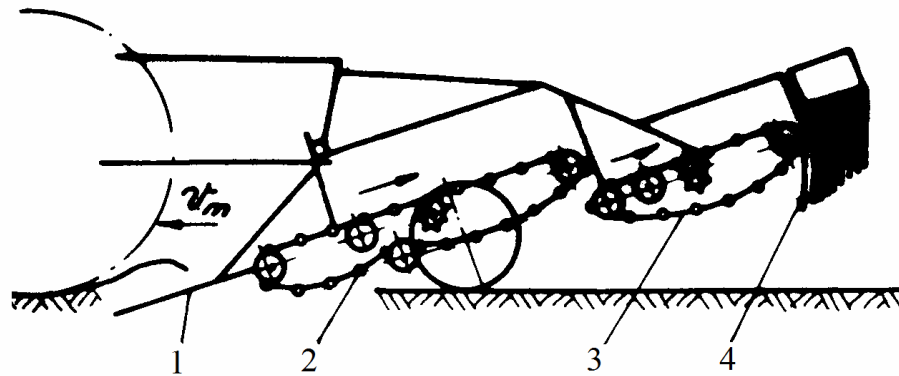


Fig. 3.4. Schema unei mașini de scos cartofi cu grătare de scuturare: 1- brăzdare de dislocare; 2,3- grătare rulante pentru separarea tuberculilor de impurități; 4- grătar de descărcare

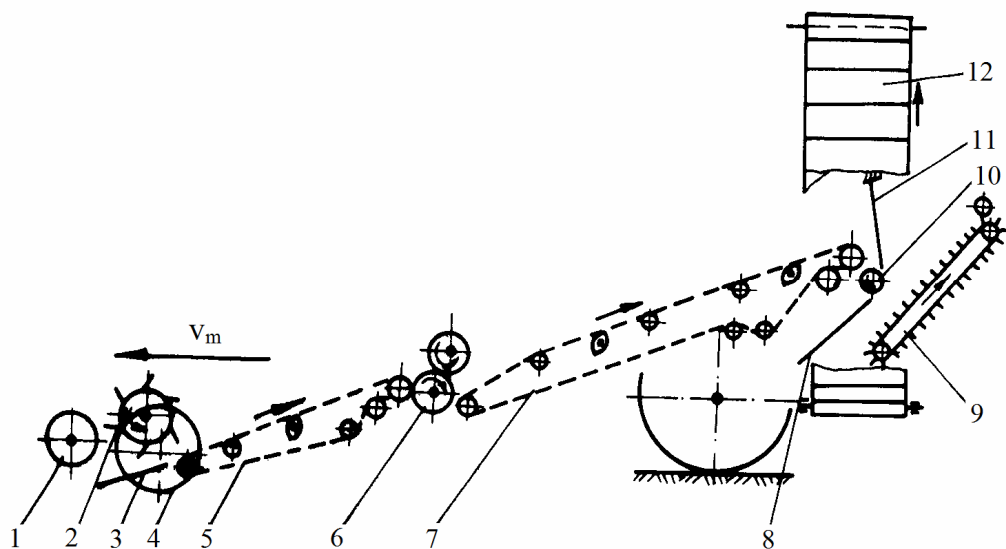


Fig. 3.5. Mașină de scos și adunat cartofi: 1- tambur pentru sfărâmat bulgări; 2- rotoare cu palete pentru dirijarea materialului; 3- organe de dislocare; 4- cuțite disc; 5,7- grătare separatoare; 6- valțuri pneumatice pentru sfărâmarea bulgărilor; 8- grătar descărcare vreji; 9- transportor separator cu degete cauciuc; 10- valț evacuare vreji; 11- reținător de vreji; 12- transportor-elevator cartofi.

Mașinile de scos tuberculi cu grătare de scuturare se pot realiza în două variante: mașini de scos tuberculi cu grătare rulante și mașini de scos tuberculi cu grătare oscilante

În figura 3.4. este prezentată schema unei mașini de scos tuberculi cu grătare rulante. Solul cu tuberculi este dislocat de către brăzdar și ajunge pe grătarele rulante unde are loc destrămarea stratului de sol, desprinderea tuberculilor și separarea fracțiilor de sol, după care materialul este descărcat sub formă de brazdă pe sol.

Mașinile de scos și adunat tuberculi realizează săparea și destrămarea stratului de sol în care se află tuberculii, separarea tuberculilor de sol, pietre, stoloni și vreji și depunerea tuberculilor într-un mijloc de transport.

În figura 3.5. este prezentată schema unei mașini de scos și adunat tuberculi. Mașina este de tipul tractată și acționată de la priza de putere.

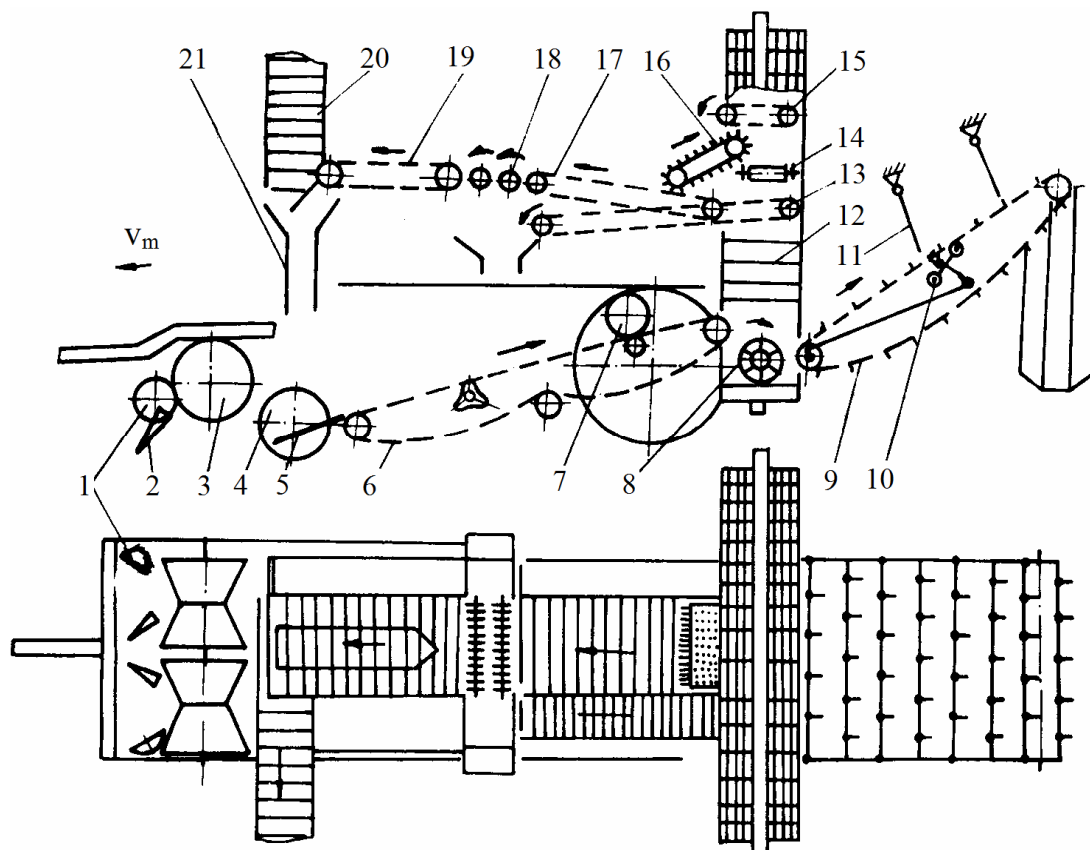


Fig. 3.6. Combina de recoltat cartofi: 1- discuri tăiere vegetație; 2- pinteni de îndepărtat ierburi; 3- tăvălugi de spart biloane; 4- cuțite disc; 5- brăzdar dislocare; 6- grătar rulant; 7- valț pentru sfărâmat bulgări; 8- rotor aruncător; 9- elevator cu degete pentru îndepărtat vreji; 10- ciocănele; 11- opritoare; 12- tobă elevator; 13- transportor pentru descărcat pietre; 14- transportor cu vergele; 15- transportor receptor cu vergele; 16- separator cu degete cauciuc; 17,19- transportor pentru separare manuală; 18- valțuri de sortare; 20- elevator tuberculi; 21- colector pietre.

Combinele de recoltat tuberculi realizează săparea stratului de sol în care sunt dispuși tuberculii, destrămarea acestuia, separarea tuberculilor de pământ, pietre, stoloni și vreji (unele mașini realizează și sortarea tuberculilor după dimensiuni în două calități) și încărcarea tuberculilor într-un mijloc de transport sau strângerea într-un colector.

În funcție de modul de acționare combinele de recoltat tuberculi sunt de tipul tractate și acționate de la priza de putere a tractorului, respectiv autopropulsate.

Combinele de recoltat tuberculi se diferențiază între ele după structura fluxului tehnologic în combine cu flux direct, indirect, sub formă de L, U, combine cu organe

etajate. Din punct de vedere al schemei organologice combinele pot fi cu organe de îndepărtarea vrejilor înainte de dislocarea tuberculilor, combine cu organe de îndepărtare a vrejilor după dislocare, combine cu sau fără dispozitive de sortare. După construcția organelor componente combinele pot fi cu organe de dislocat pasive sau active, combine cu grătare rulante sau grătare oscilante, etc.

În figura 3.6. este prezentată schema unei combine de recoltat tuberculi de tipul tractată și acționată de la priza de putere a tractorului, ce recoltează două rânduri la o trecere.

### 3.2. Organe de dislocat și scos tuberculi

Organele de dislocat, denumite și brăzdare, execută săparea și dislocarea stratului de sol în care se află tuberculii, afânează și destramă parțial solul și-l trimite către organele de separare.

După modul cum acționează asupra stratului de sol, organele de dislocat și scos tuberculi pot fi: pasive, active și combinate (fig. 3.7.).

Organele pasive pot fi:

- brăzdare simple simetrice (fig. 3.7.a);
- brăzdare plate triunghiulare cu aripioare (fig. 3.7.b);
- brăzdare jgheab (fig. 3.7.c);
- brăzdare daltă divizată (fig. 3.7.d);

Organele active sunt antrenate într-o mișcare proprie și pot fi:

- brăzdare oscilante (fig. 3.7. e);
- brăzdare rotative (fig. 3.7.f,g).

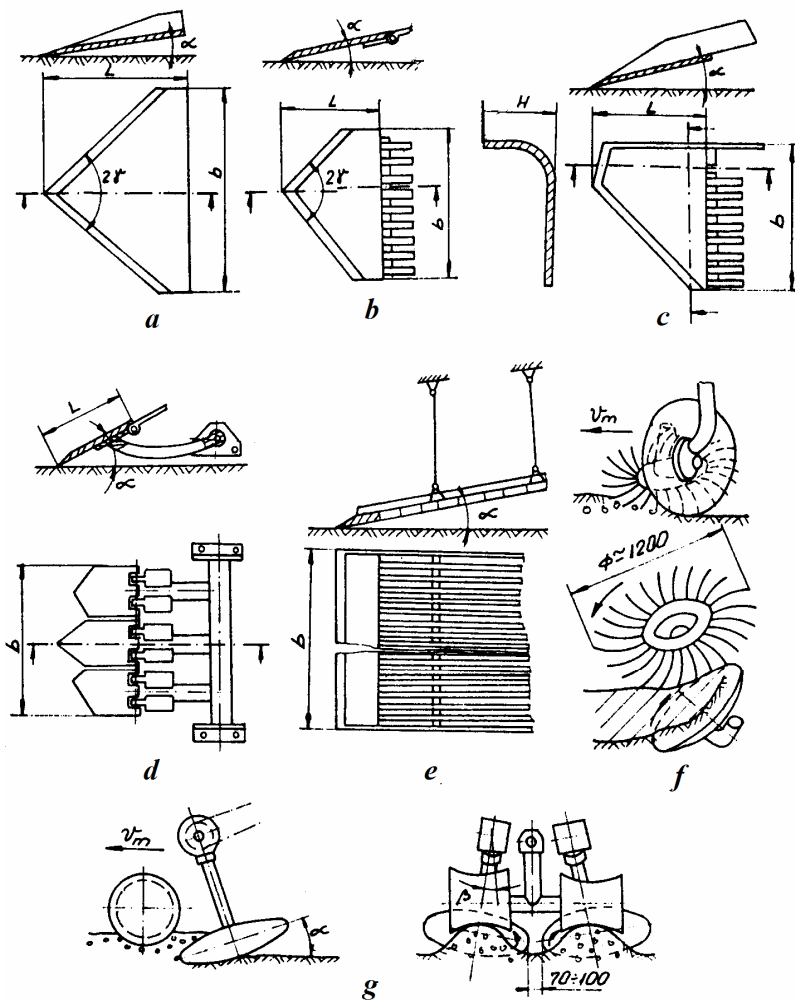
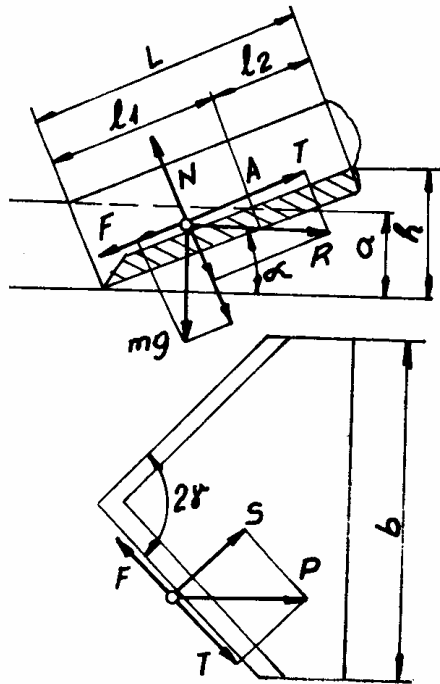


Fig. 3.7. Organe de dislocat tuberculi

Parametrii organelor de dislocat se stabilesc astfel încât să realizeze dislocarea tuturor cuiburilor de cartofi cu consum redus de energie, să asigure trecerea ușoară a stratului de sol la organele de separare fără să se înfunde sau să producă vătămări tuberculilor.

Folosirea brăzdarelor independente (pentru fiecare rând) asigură dislocarea unei cantități mai mici de pământ, cu palparea fiecărui bilon. Unghiul de așezare  $\alpha$  al

brăzdarului pasiv (fig. 3.8.) se stabilește din condiția de alunecare a startului de sol pe suprafața de lucru:



$$N = R \sin \alpha + mg \cos \alpha \quad (3.1.)$$

$$R \cos \alpha - mg \sin \alpha \geq 0$$

unde  $m$  este masa materialului de pe brăzdar;

$N$ - reacțiunea normală;

$R$ - rezistența la dislocare a solului;

$F$ - forța de frecare a solului pe brăzdar.

Din relațiile de mai sus se obține:

$$\operatorname{tg} \alpha \leq \frac{R - fmg}{fR + mg} \quad (3.2.)$$

În relația de mai sus  $f$  este coeficientul de frecare a solului pe brăzdar

Unghiul de înclinare  $\gamma$  a tăișului brăzdarului se determină din condiția de tăiere cu alunecare a rădăcinilor ierburilor:

$$T = P \cos \gamma > f_s S \quad (3.3.)$$

Fig. 3.8. Schema de calcul a condiției de alunecare a solului pe brăzdar

unde  $P$  este rezistența la tăiere;

$f_s$ - coeficientul de frecare al plantelor pe oțel.

Lungimea brăzdarului pasiv  $L$  se stabilește considerând că stratul dislocat nu se compactează și se deplasează prin alunecare pe distanța  $l_1$  cu viteza  $v_m$  datorită împingerii reciproce a particulelor, iar pe distanța  $l_2$  datorită energiei cinetice.

Rezistența la înaintare în lucru a brăzdarului de dislocat pasiv se determină din relația:

$$R = R_t + R_d + R_i + R_g \quad (3.4.)$$

unde  $R_t$  este rezistența la tăiere a solului;

$R_d$ - rezistența la deformare a solului;

$R_i$ - forța de inerție a materialului;

$R_g$ - forța pentru deplasarea solului pe brăzdar.

Rezistența la tăiere a solului este:

$$R_t = k_t b \quad (3.5.)$$

unde  $b$  este lățimea de lucru a brăzdarului;

$k_t$ - rezistența specifică a solului la tăiere.

Forța necesară pentru deformarea solului este:

$$R_d = K_d F = K_d a b \quad (3.6.)$$

unde  $a$  este adâncimea de lucru;

$K_d$ - rezistența specifică a solului la deformare.

Forța de inerție este:

$$R_i = \frac{2v_m^2 ab \gamma_s \sin \frac{\alpha}{2}}{g} \quad (3.7.)$$

unde  $\gamma_s$  este greutatea volumică a solului;

$v_m$ - viteza mașinii;

g- accelerația gravitațională.

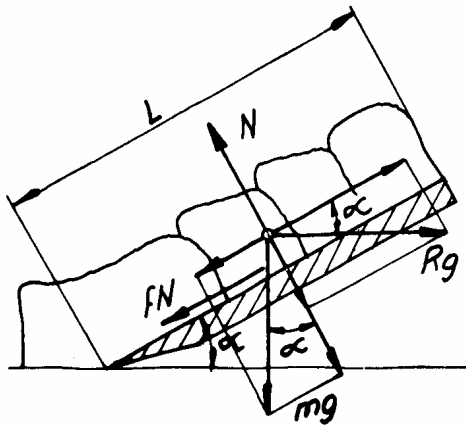


Fig. 3.9. Schema de calcul a rezistenței la înaintare a brăzdarului

Forța de deplasare a stratului de material pe brăzdar rezultă din ecuațiile de echilibru:

$$\begin{aligned} R_g \cos \alpha - mg \sin \alpha - fN &= 0 \\ N - mg \cos \alpha - R_g \sin \alpha &= 0 \end{aligned} \quad (3.8.)$$

Pentru  $f = tg \varphi$  și  $mg = abL\gamma_s$  rezultă:

$$R_g = abL\gamma_s tg(\alpha + \varphi) \quad (3.9.)$$

Cu aceste expresii rezistența la înaintare a brăzdarului de dislocat pasiv este:

$$R = k_t b + K_d ab + \frac{2v_m^2 ab\gamma_s \sin \frac{\alpha}{2}}{g} + abL\gamma_s tg(\alpha + \varphi) \quad (3.10.)$$

Brăzdarul oscilant (fig. 3.10.) este montat, de regulă, în fața unui grătar de separare și are, în procesul de lucru, o mișcare compusă din mișcarea de transport (translație cu viteza  $v_m$ ) și mișcarea relativă (oscilatorie armonică rectilinie). Brăzdarul formează unghiul  $\alpha$  cu planul orizontal și unghiul  $\beta$  cu direcția mișcării relative.

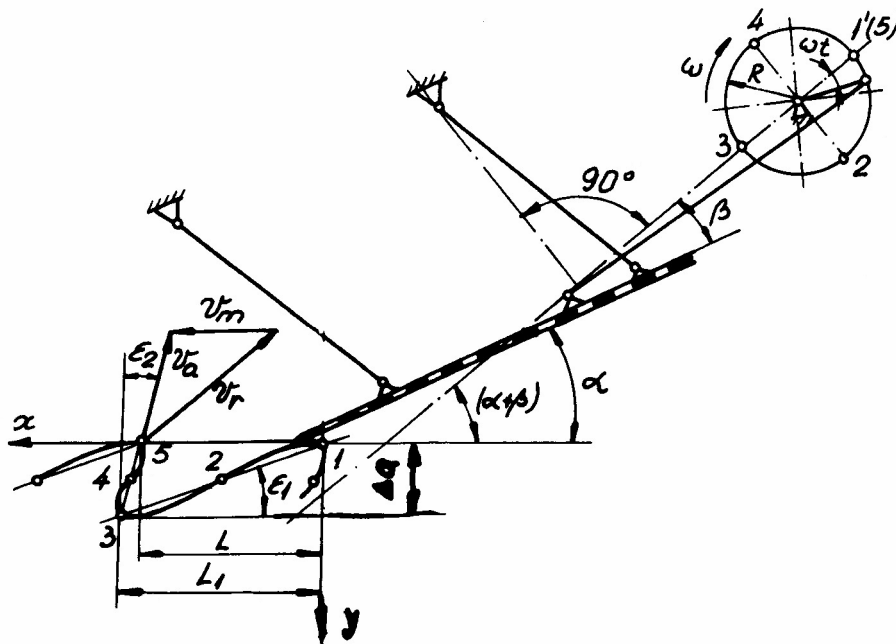


Fig. 3.10. Schema de calcul pentru brăzdarul oscilant

Mișcarea relativă este definită prin relațiile:

$$\begin{aligned} s &= R(1 - \cos \omega t) \\ v_r &= \omega R \sin \omega t \\ a_r &= \omega^2 R \cos \omega t \end{aligned} \quad (3.11.)$$

În relațiile de mai sus  $R$  este raza manivelei și  $\omega$  este viteza unghiulară a manivelei.

Procesul de lucru al brăzdarului oscilant cuprinde două faze: tăierea stratului de sol cu tuberculi și desprinderea stratului.



În faza de tăiere a stratului de sol cu tuberculi, brăzdarul se deplasează pe traiectoria 1-2-3. Ecuațiile ce descriu traiectoria sunt:

$$\begin{aligned} x &= v_m t + R(1 - \cos \omega t) \cos(\alpha + \beta) \\ y &= R(1 - \cos \omega t) \sin(\alpha + \beta) \end{aligned} \quad (3.12.)$$

Prin derivare se obțin componentele vitezei pe cele două axe:

$$\begin{aligned} v_x &= v_m + \omega R \sin \omega t \cos(\alpha + \beta) \\ v_y &= \omega R \sin \omega t \sin(\alpha + \beta) \end{aligned} \quad (3.13.)$$

Rezistența la înaintare a brăzdarului, cât și caracterul deformării solului depind de direcția deplasării brăzdarului în stratul de sol. În faza de tăiere direcția deplasării este caracterizată prin unghiul mediu de înclinare față de orizontala  $\varepsilon_1$  corespunzător timpului  $t = \pi / 2\omega$ :

$$\operatorname{tg} \varepsilon_1 = \frac{2\omega R \sin(\alpha + \beta)}{\pi v_m + 2\omega R \cos(\alpha + \beta)} \quad (3.14.)$$

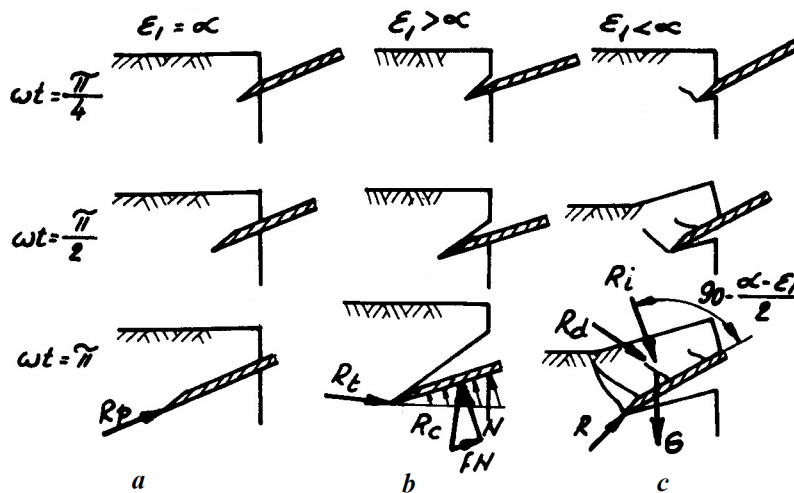


Fig. 3.11. Caracterul deformării solului în faza de tăiere

Se deosebesc trei cazuri (fig. 3.11.):

- când  $\varepsilon_1 = \alpha$  din relația (3.14.) se obține:

$$\omega R = 1,57 v_m \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \quad (3.15.)$$

- brăzdarul se deplasează strict în planul în care se află (fig. 3.11.a.);

- rezistența pe care o întâmpină brăzdarul este rezistența la penetrare  $R_p = K_p F$  ( $K_p$  este rezistența specifică de penetrație a solului,  $F$  este aria secțiunii transversale a brăzdarului);

- când  $\varepsilon < \alpha$  și este realizată condiția  $\omega R \gg 1,57 v_m \sin \alpha / \sin \beta$ :

- prin fața inferioară brăzdarul execută o presare asupra solului (fig. 3.11.b.); asupra brăzdarului acționează, pe lângă rezistența la tăiere  $R_t$  și rezultanta  $R_c$  a forțelor de deformare prin presare și frecare; un astfel de regim nu satisface condițiile tehnologice de lucru și ia naștere atunci când scade sensibil viteza de înaintare a brăzdarului;

• când  $\varepsilon > 0$  caracterul deformării solului de către brăzdarul oscilant este la fel ca la brăzdarul pasiv (fig. 3.11.c.), care pătrunde în sol sub unghiul  $\alpha - \varepsilon_1$ ; forța de inerție a materialului dislocat este:

$$R_1 = \frac{2v_a^2 ab \gamma_s \sin \frac{\alpha - \varepsilon_1}{2}}{g} \quad (3.16.)$$

În relația de mai sus  $v_a$  este viteza absolută a stratului de sol în mișcare.

Rezistența la înaintare a brăzdarului oscilant în cadrul acestui regim de lucru reprezintă suma celor patru componente întâlnite la brăzdarul pasiv ( $R_b, R_d, R_i, R_g$ ).

În faza de desprindere vârful brăzdarului se deplasează pe traiectoria 3-4-5. Direcția medie a mișcării absolute este caracterizată de unghiul  $\varepsilon_2$  față de verticală dat de relația:

$$\operatorname{tg} \varepsilon_2 = \frac{\pi v_m}{2\omega R \sin(\alpha + \beta)} - \operatorname{ctg}(\alpha + \beta) \quad (3.17.)$$

Deformarea solului în faza de desprindere depinde de semnul și valoarea unghiului  $\varepsilon_2$  și se disting trei cazuri (fig. 3.12.):

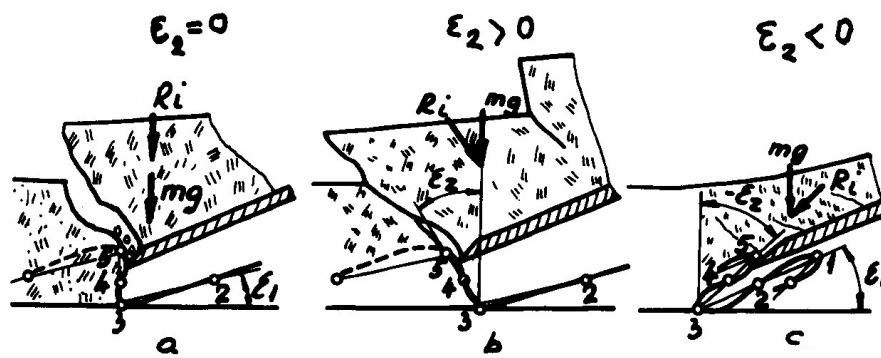


Fig. 3.12. Caracterul deformării solului în faza de desprindere

- când  $\varepsilon_2 = 0$  rezultă relația:

$$\omega R = \frac{1,57 v_m}{\cos(\alpha + \beta)} \quad (3.18.)$$

- deplasarea brăzdarului și a stratului de sol este verticală (fig. 3.12.a.), iar forța de inerție  $R_i$  nu influențează rezistența la tracțiune a brăzdarului, componenta ei orizontală este nulă.

- când  $\varepsilon_2 > 0$  rezultă relația:

$$\omega R < \frac{1,57 v_m}{\cos(\alpha + \beta)} \quad (3.19.)$$

- direcția mișcării stratului sol și a brăzdarului este înclinată față de verticală în sensul de deplasare a mașinii (fig. 3.12.b.).

- pe lângă aceasta, viteza absolută a fiecărui punct din stratul de sol crește de la zero (repaus) la o viteză  $v_0$ , când se desprinde de brăzdar; acest lucru se petrece la un unghi de rotire a manivelei  $\theta_0$ ;

- din triunghiul vitezelor (fig. 3.10.) se obține viteza absolută a stratului:

$$v_a = \frac{\omega R \sin \theta_0 \sin(\alpha + \beta)}{\cos \varepsilon_2} \quad (3.20.)$$

- ținând cont de faptul că accelerația medie transmisă stratului de sol  $a = v_a / t$  ( $t$  fiind timpul de la începutul mișcării  $t = (\pi + \theta_0) / \omega$ ), forța de inerție a stratului de sol este:

$$R_{i_a} = \frac{m \omega^2 R \sin \theta_0 \sin(\alpha + \beta)}{(\pi + \theta_0) \cos \varepsilon_2} \quad (3.21.)$$

- componenta longitudinală a forței de inerție reprezintă una din componentele forței de tracțiune la deplasarea brăzdarului:

$$R_i = \frac{m\omega^2 R \sin \theta_0 \sin(\alpha + \beta) \text{tg} \varepsilon_2}{\pi + \theta_0} \quad (3.22.)$$

• când  $\varepsilon_2 < 0$  rezultă relația:

$$\omega R > \frac{1,57 v_m}{\cos(\alpha + \beta)} \quad (3.23.)$$

- direcția de deplasare a brăzdarului este înclinată înapoi (fig. 3.12.c.), iar forța de inerție nu influențează rezistența la înaintare (ca atunci când  $\varepsilon_2 = 0$ );

- dacă  $\alpha + \varphi < 90^\circ$  solul se deplasează împreună cu brăzdarul fără alunecare;

- dacă  $\alpha + \varphi > 90^\circ$  stratul de sol alunecă în jos în lungul brăzdarului; rezistența la tracțiune în acest caz este minimă și conține numai rezistența la deformarea solului  $R_{\min} = K_d ab$ .

Rezistența la tracțiune în faza de desprindere este maximă când  $\varepsilon_2 > 0$  și este dată de relația:

$$R_{\max} = K_d ab + abL\gamma_s \text{tg}(\alpha + \varphi) + \frac{abL\gamma_s R \sin \theta_0 \sin(\alpha + \beta) \text{tg} \varepsilon_2}{\pi + \theta_0} \quad (3.24.)$$

În relația de mai sus  $L = \frac{2\omega R \cos(\alpha + \beta) + \pi v_m}{\omega}$  și reprezintă deplasarea brăzdarului la o jumătate de perioadă a oscilației.

Modul de funcționare al brăzdarului oscilant face ca adâncimea de lucru să se modifice periodic, fapt ce constituie un dezavantaj.

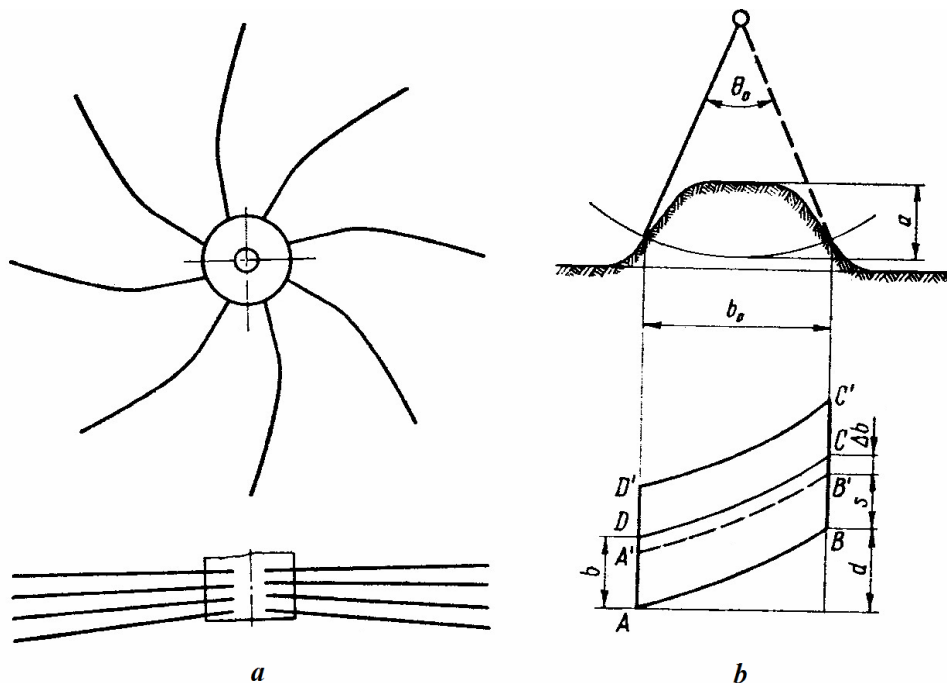


Fig. 3.13. Schema procesului de lucru la rotorul cu furci

În cazul rotoarelor cu furci destrămarea stratului de sol cu lățimea  $b_0$  (fig. 3.13.), corespunzătoare adâncimii de dislocare  $a$ , este efectuată în timpul în care rotorul se rotește cu unghiul  $\theta_0$ , format de razele ce definesc poziția inițială și finală a unui rând de

vergele ce acționează asupra stratului de sol. În timpul în care rotorul se rotește cu unghiul  $\theta_0$  (cu viteza unghiulară  $\omega$ ) mașina parcurge un spațiu  $d$  (cu viteza  $v_m$ ) egal cu:

$$d = v_m \frac{\theta_0}{\omega} \quad (3.25.)$$

În plan orizontal un rând de vergele descrie suprafața  $ABCD$  de lățime  $b$  (egală cu lățimea rotorului) Pentru a prelucra și împrăști complet stratul de sol dislocat este necesar ca între suprafețele descrise de două furci consecutive ( $ABCD$  și  $A'B'C'D'$ ) să existe o zonă de acoperire  $\Delta b \approx (0,2 - 0,4)b$ . Pentru aceasta este necesar ca în timp ce rotorul cu  $n_0$  furci se rotește cu unghiul  $2\pi/n_0$ , mașina să parcurgă un spațiu  $s = b - \Delta b$ , adică:

$$v_m \frac{2\pi}{n_0 \omega} = b - \Delta b \quad (3.26.)$$

Din această relație se determină viteza de deplasare a mașinii pentru care se asigură zona de acoperire necesară.

### 3.3. Organe pentru separarea tuberculilor de sol și impurități

Ținând cont de indicii care pot fi luați ca bază, separarea se poate face după mai multe criterii:

- după dimensiuni (pe site și grătare cu vergele);
- după plasticitate (centrifugarea în tobe);
- rezistența la dizolvare în apă (separarea cu apă);
- după greutatea specifică (în medii lichide și în strat fluidizat);
- după forma și proprietățile fizico-mecanice (duritate, elasticitate, coeficienți de frecare);
- folosirea simultană a mai multor caracteristici fizico-mecanice (separarea cu perii);
- după proprietățile aerodinamice (separarea în curenți de aer);
- după proprietăți electrice (conductibilitatea electrică);
- după proprietățile radioactive (radiații X sau infraroșii);
- după alte proprietăți (fluorescență, separare cu impuls sonor, etc.).

**Grătare rulante (elevatoare cu vergele).** Grătarul rulant este o bandă continuă realizată dintr-o succesiune de vergele metalice, montate pe lanțuri, curele sau prinse între ele prin cârlige (fig. 3.14.). Pasul vergelelor este de 34-42 mm iar spațiul de cernere (dintre vergele) este de 25-32 mm.

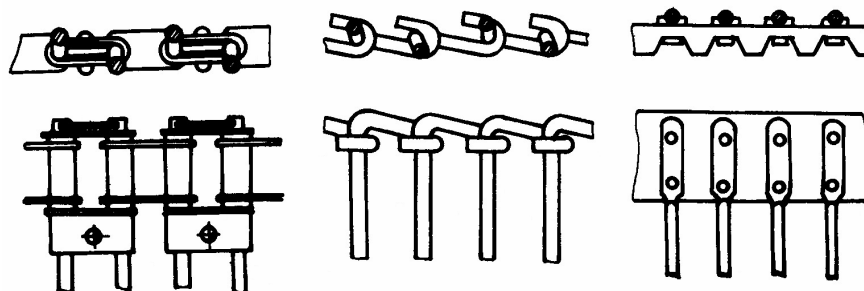


Fig. 3.14. Grătare rulante

Toate elementele grătarelor sunt supuse unui proces de uzură intensă (frecări intense și solicitări mecanice mari) ca urmare a faptului că intră în contact cu o cantitate mare de material. Existența pietrelor în sol accelerează uzura și deteriorarea vergelelor și

a lanțurilor. De aceea ele se execută din oțel de înaltă calitate și supuse unor tratamente termice.

Grătarele realizate din vergele cu cârlige exercită un proces de scuturare mai intens decât cele realizate din vergele fixate pe curele.

Ramura activă a grătarului are o mișcare oscilatorie forțată (cu amplitudinea de 0-45 mm și frecvența de 220-800 osc/min).

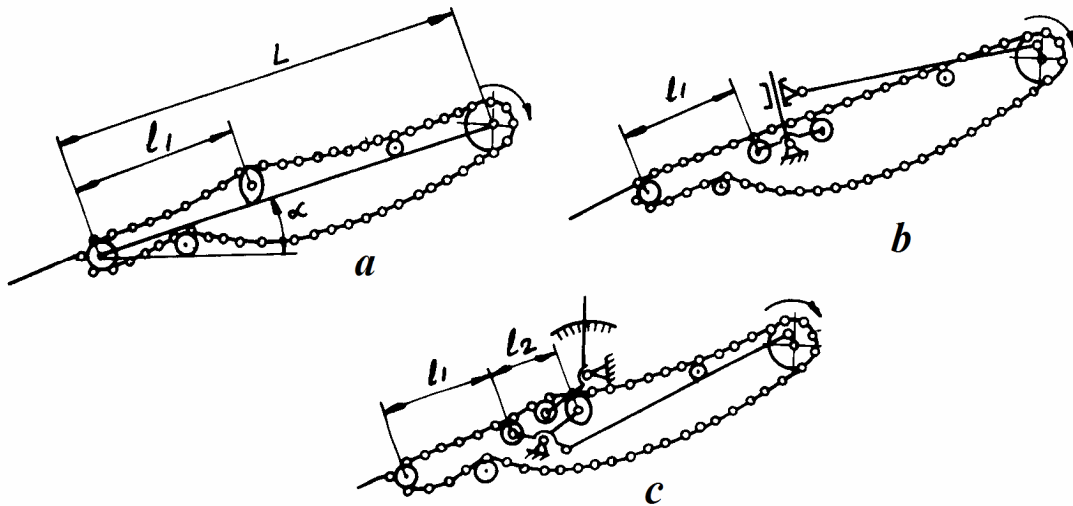


Fig. 3.15. Scheme de grătare rulante cu dispozitive de agitare

Dispozitivele de agitare pot fi de tipul pasive (roți profilate, fig. 3.15.a.) respectiv active (cu ciocănele, fig. 3.15.b. și cu ciocănele și rolă de susținere, fig. 3.15.c.).

Pentru o bună funcționare amplasarea dispozitivului de agitare se face la o distanță de 0,3-0,4 m de rola de întoarcere, când pe grătar se află o cantitate suficientă de sol care, poate proteja astfel tuberculii.

În categoria dispozitivelor de agitare pasive intră roțile profilate (fig. 3.16.). În lungul ramurii active a unui grătar se pot dispune unul sau două rânduri de roți profilate

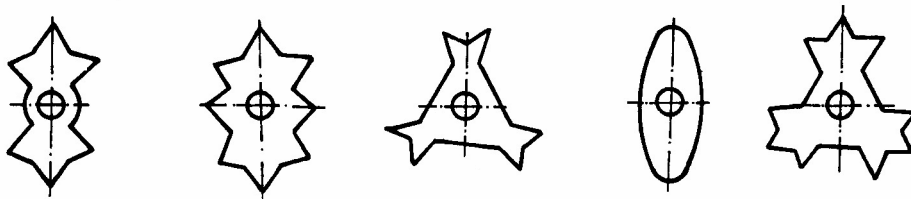


Fig. 3.16. Roți profilate

Montate liber pe axele de susținere, roțile profilate determină o pulsație a mișcării ramurii active în funcție de viteza acesteia

Dispozitivele de agitare active pot modifica amplitudinea oscilațiilor prin modificarea lungimii razei excentricului (dispozitivul cu ciocănele), respectiv prin modificarea poziției rolei de susținere (dispozitivul cu ciocănele și rolă de susținere).

Lungimea grătarului depinde de viteza liniară a acestuia. Un grătar prea lung mărește gradul de vătămare a tuberculilor, iar unul prea scurt nu este eficace.

Mișcarea oscilatorie a ramurii active provoacă deplasarea stratului de sol în salturi. Desprinderea stratului de sol de grătar este dependentă de regimul cinematic al dispozitivului de agitare

Antrenarea în mișcarea de rotație a roților profilate se face de către grătarul rulant. Viteza unghiulară a acestor variază între  $\omega_{\min} = v_t / b$  și  $\omega_{\max} = v_t / a$ , unde  $v_t$  este viteza

liniară a transportorului, iar  $a$  și  $b$  sunt raza minimă și raza maximă a elipsei (respectiv semiaxele roții eliptice).

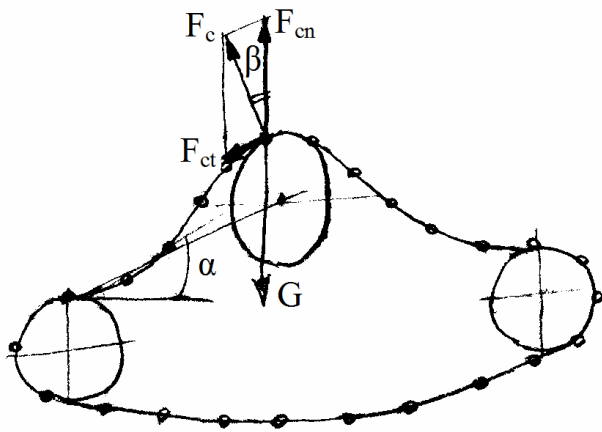


Fig. 3.17. Schema de funcționare a roții eliptice

Din punct de vedere teoretic, separatorul cu vergele cu roată eliptică sau cu excentric se bazează pe principiul agitării ramurii ce poartă masa de tuberculi dislocați. Pentru a determina valoarea forței centrifuge, trebuie să se țină seama că viteza de deplasare a lanțului sau curelei este constantă și că pentru un punct de pe elipsă viteza are valoarea:

$$v = r_{\min} \omega_{\max} = r_{\max} \omega_{\min} \quad (3.27.)$$

În relația de mai sus  $r_{\min}$  și  $r_{\max}$  sunt raza minimă, respectiv raza maximă a elipsei. Se notează cu  $r$  raza medie a elipsei.

Când masa dislocată ajunge în dreptul roții eliptice va fi supusă unei forțe centrifuge cu componenta:

$$F_{cn} = \frac{F_{cn}}{\cos \beta} = \frac{m \omega^2 r}{\cos \beta} = \frac{G}{g} \frac{\omega^2 r}{\cos \beta} \quad (3.28.)$$

Desprinderea materialului dislocat și intensificarea procesului de separare are loc când este îndeplinită condiția:

$$F_{cn} > G \Rightarrow \frac{G}{g} \cdot \frac{\omega^2 r}{\cos \beta} > G \quad (3.29.)$$

sau:

$$\frac{\omega^2 r}{g} > \cos \beta \quad (3.30.)$$

Notând fracția cu  $K$  (coeficientul de regim cinematic), rezultă  $K > \cos \beta$ . Din această condiție se poate determina turația elipsei pentru care condiția de regim cinematic este satisfăcută:

$$\frac{r}{g} \left( \frac{\pi n}{30} \right)^2 > \cos \beta \Rightarrow n > 30 \sqrt{\frac{\cos \beta}{r}} \quad (3.31.)$$

Pentru  $\beta = \alpha$  se obține condiția de desprindere a materialului de pe separator.

Desprinderea stratului supus scuturării depinde de unghiul de înclinare a ramurii active a reparaturii și de raza roții eliptice.

Calitatea lucrului depinde și de stratul de material care se transportă odată cu cartofii. Pentru accelerarea procesului de scuturare se recomandă ca viteza scuturătorului să fie de 1,3-1,6 ori mai mare decât viteza de deplasare a mașinii.

La dispozitivul de scuturare cu ciocănele (fig. 3.18.) ramura activă primește o mișcare oscilatorie, transmisă roților de către un mecanism bielă-manivelă-balansier. Intensitatea scuturării se poate modifica prin modificarea turației sau a razei excentricului, fără a fi necesară modificarea vitezei grătarului.

Condiția de desprindere a particulelor aflate pe grătar este:

$$\omega^2 r \sin \omega t \cdot \frac{l_2}{l_1} \cos \varepsilon \geq g \cos \alpha \quad (3.32.)$$

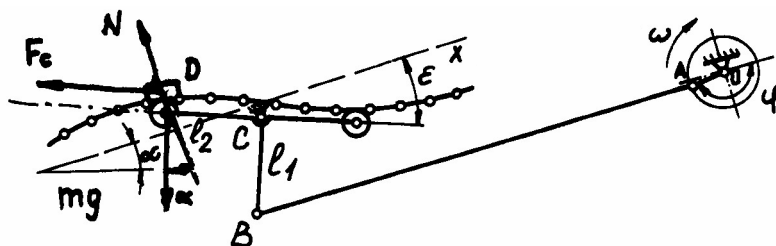


Fig. 3.18. Schema dispozitivului de scuturare cu ciocănele

unde:  $\omega$  este viteza unghiulară a excentricului;

$r$ - raza excentricului;

$\alpha$ - unghiul mediu de înclinare al grătarului față de orizontală;

$\varepsilon$ - unghiul de înclinare suplimentară a grătarului;

$l_1, l_2$  – brațele BC, respectiv CD ale balansierului.

Deoarece înclinarea suplimentară a grătarului este mică, se aproximează  $\cos \varepsilon \cong 1$ , astfel că viteza unghiulară a excentricului necesară desprinderii și aruncării materialului trebuie să satisfacă condiția:

$$\omega > \sqrt{\frac{l_1 g \cos \alpha}{l_2 r}} \quad (3.33.)$$

**Grătare oscilante.** Separatorul cu grătar oscilant se aseamănă cu o sită plană, cu suprafața activă formată dintr-un grătar din bare metalice (vergele sau benzi), dispuse paralel cu direcția de mișcare.

În funcție de caracterul mișcării grătarele oscilante pot fi grătare balansoare, grătare vibratoare și grătare polivibratoare.

Grătarul balansor (fig. 3.19.) este montat articulat pe cadrul mașinii prin intermediul unor brațe și are o mișcare oscilatorie imprimată cu ajutorul unui mecanism bielă-manivelă.

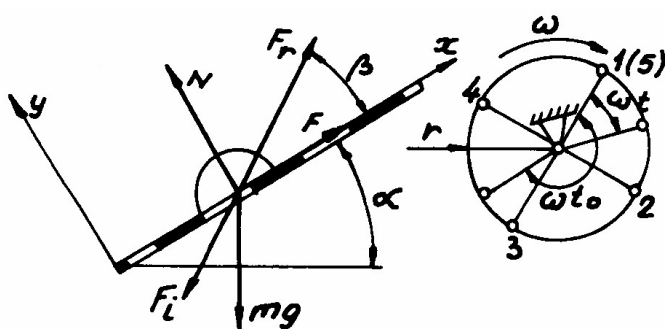


Fig. 3.19. Schema forțelor ce acționează asupra materialului pe grătarul balansor

Suprafața activă a grătarului este înclinată față de orizontală sub un unghi  $\alpha = 15 \dots 17^\circ$ , când grătarul este în prelungirea brăzdarului de dislocare și  $\alpha = 10 \dots 12^\circ$ , când se folosește doar grătarul simplu.

Ca urmare a mișcării oscilatorii materialul se deplasează pe suprafața grătarului, asupra acestuia acționând forțele: greutatea  $G=mg$ , forța de inerție  $F_i = ma$ , forța perturbatoare  $F_r = m\omega^2 r \cos \omega t$ , reacțiunea normală  $N$  și forța de frecare  $F = \mu N$ .

Ecuatiile de echilibru pentru o particulă cu masa  $m$ , viteza unghiulară a excentricului  $\omega$ , raza excentricului  $r$ , unghiul de înclinare față de orizontală  $\alpha$  și unghiul format de direcția medie a oscilațiilor cu grătarul  $\beta$ , sunt:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= -mg \sin \alpha + m\omega^2 r \cos \omega t \cos \beta + F \\ m\ddot{y} &= -mg \cos \alpha + m\omega^2 r \cos \omega t \cos \beta + N \end{aligned} \quad (3.34.)$$

Atât timp cât particula se află pe suprafața grătarului, deplasarea pe direcție normală este nulă ( $y=0$ ), iar forța de frecare este cu  $-$  pentru  $\dot{x} > 0$  și cu  $+$  pentru  $\dot{x} < 0$ . În aceste condiții pentru se obține pentru forța de frecare relația:

$$F = \pm \mu (mg \cos \alpha - m\omega^2 r \cos \omega t) \sin \beta \quad (3.35.)$$

În relația de mai sus  $\mu = \tan \varphi$ ,  $\varphi$  reprezentând unghiul de frecare a solului cu suprafața grătarului.

Ecuția mișcării particulei pe suprafața grătarului este dată de relația:

$$\ddot{x} = \frac{g \sin(\alpha \pm \varphi)}{\cos \varphi} + \frac{\omega^2 r \cos \omega t \cos(\beta \pm \varphi)}{\cos \varphi} \quad (3.36.)$$

În momentul în care  $N < 0$  particula se desprinde de suprafața grătarului ( $F = \mu N = 0$ ), ecuațiile mișcării particulei fiind:

$$\begin{aligned} \ddot{x} &= \omega^2 r \cos \omega t \cos \beta - g \sin \alpha \\ \ddot{y} &= \omega^2 r \cos \omega t \cos \beta - g \cos \alpha \end{aligned} \quad (3.37.)$$

La momentul desprinderii particulei  $m\omega^2 r \cos \omega t_0 \sin \beta = g \cos \alpha$ . Dacă desprinderea se realizează în poziția limită caracterizată prin  $\cos \omega t = 1$ , rezultă indicele cinematic al grătarului  $K_0 = \cos \alpha / \sin \beta$  (indicele cinematic  $K = \omega^2 r / g$ ).

O destrămare intensă a materialului de pe suprafața grătarului se va produce numai dacă acesta se face în salturi, respectiv pentru un  $K > K_0$ . Prin urmare, faza de desprindere a particulei de pe suprafața grătarului este caracterizată prin unghiul de rotație  $\omega t_0$ :

$$\cos \omega t_0 = \frac{\cos \alpha}{K \sin \beta} \quad (3.38.)$$

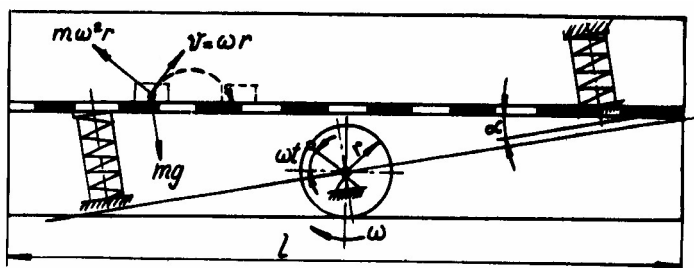
Pentru aruncarea continuă a particulei pe suprafața grătarului, indicele cinematic se exprimă prin relația:

$$K = \frac{\cos \alpha}{\sin \beta} \sqrt{\pi^2 p^2 + 1} \quad (3.39.)$$

În relația de mai sus  $p$  reprezintă numărul de rotații ale excentricului și are valorile 1;2;3;4; ș.a.m.d. Dacă revenirea particulei pe grătar se face după o rotație a excentricului ( $p=1$ ), atunci  $K = 3,31 \cos \alpha / \sin \beta$ ; dacă revenirea se face după două rotații ale excentricului ( $p=2$ ), atunci  $K = 6,62 \cos \alpha / \sin \beta$ , ș.a.m.d.

Regimul de lucru al grătarului și valoarea amplitudinii oscilațiilor se aleg în funcție de caracteristicile solului și grosimea brazdei dislocate. Din punct de vedere calitativ grătarele oscilante realizează o separare satisfăcătoare, un grad de vătămare redus al tuberculilor, dar se înfundă cu vreji și buruieni. În plus, este necesară o echilibrare a forțelor de inerție, motiv pentru care se dispun două grătare împerecheate și mișcare oscilatorie defazată cu  $180^\circ$ .

Grătarele vibratoare și polivibratoare au frecvența de oscilație mult mai mare și amplitudine mică. Cel mai utilizat model constructiv este cel cu grătar cu mișcare



circulară (fig. 3.20.). În acest caz rama grătarului este antrenată în mișcare de rotație de către un excentric.

Fig. 3.20. Schema grătarului vibrator cu mișcare circulară



Pentru ca particula (stratul de sol) să se desprindă de pe grătar trebuie îndeplinită condiția:

$$\omega^2 r \sin \omega t \geq g \cos \alpha \quad (3.40.)$$

Condiția limită de desprindere este atunci când  $\omega t = \pi/2$ , ce corespunde unui indice cinematic  $K_0 = \cos \alpha$ . Regimul de lucru se realizează pentru un regim cinematic  $K > K_0$ .

Dezavantajul acestor grătare oscilante constă în faptul că se înfundă destul de des spațiile dintre vergele cu pietre și bulgări mici de pământ, în special la recoltarea cartofilor pe soluri pietroase.

**Grătare rotative.** Denumite și tobe, sunt folosite în construcția mașinilor de recoltat cartofi, în general ca organe de separare inițială, când stratul de sol dislocat de brăzdare este transmis în interiorul tobei. În procesul de lucru, tuberculii și stratul de sol sunt antrenați de către tobă, prin frecare în sensul de rotație până la o anumită înălțime, de unde se rostogolesc sau cad înapoi în partea inferioară a tobei. Această deplasare produce destrămarea stratului de sol și separarea tuberculilor de pământ.

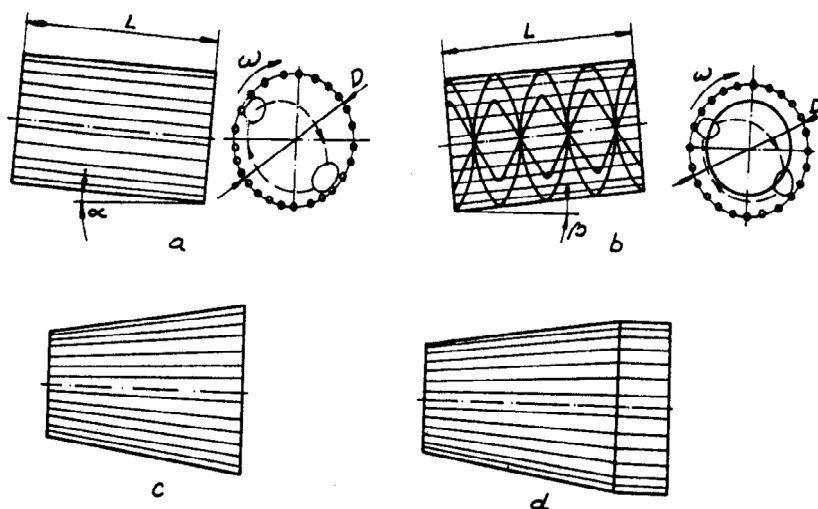


Fig. 3.21. Grătare (tobe) rotative

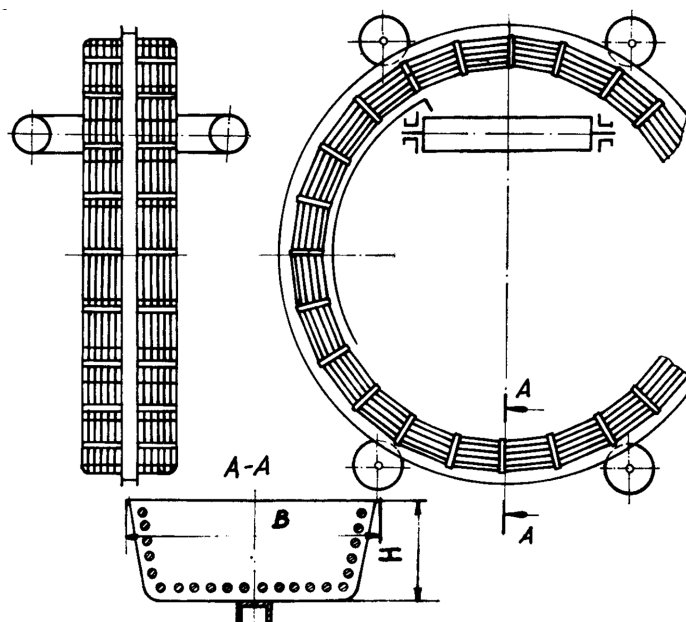


Fig. 3.22. Toba elevator

Constructiv tobele sunt de mai multe feluri (fig. 3.21.):

- tobe cilindrice simple (a);
- tobe cilindrice cu nervuri elicoidale (b);
- tobe tronconice (c);
- tobe compuse (d).

Un caz particular este toba elevator (fig. 3.22.) folosită ca organ de separare intermediară și de transport a tuberculilor. Ca și celelalte tobe, este formată din vergele din oțel îmbrăcate în cauciuc, dar dispuse circular pe suprafața unui cilindru, are secțiunea transversală sub formă de jgheab și prezintă în interior pereți pentru transportul tuberculilor.

*Separarea pe tobă normală.* Datorită rotației tobei, particulele de pământ se mărunțesc prin alunecare pe tobă și cad prin găurile acesteia. Constructiv este realizat din sârmă cu ochiuri pătrate prin care materialul se separă. Regimul de mișcare trebuie să asigure separarea solului fără vătămarea tuberculilor.

În cazul tobelor cu turații reduse (fig. 3.23.a.), forțele care acționează asupra unei particule din tobă sunt:

- forța de greutate a particulei;  $G=mg$ ;
- forța de frecare dintre particulă și suprafața interioară a tobei:  $F_f=\mu G\cos\psi$ ;
- $\mu$  este coeficientul de frecare a particulei pe suprafața tobei.

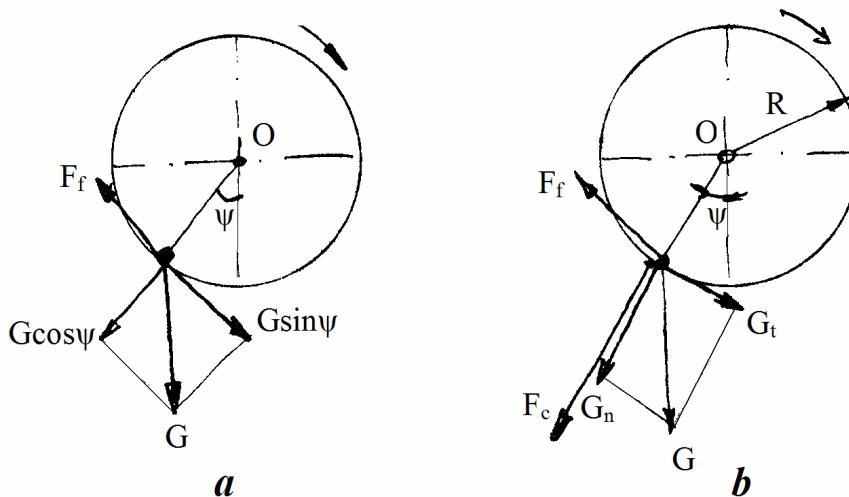


Fig. 3.23. Separarea pe tobe normale

Alunecarea particulei pe suprafața tobei începe când:

$$F_f = G \sin \psi \quad (3.41.)$$

Pentru  $\mu = \operatorname{tg} \varphi$ , unde  $\varphi$  este unghiul de frecare dintre particulă și suprafața tobei și înlocuind în relația de mai sus se obține:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\sin \psi}{\cos \psi} = \operatorname{tg} \psi \quad (3.42.)$$

Se produce alunecarea particulei pe suprafața tobei atunci când  $\psi > \varphi$ .

La turații mari asupra unei particule (de masă  $m$ ) de pe suprafața interioară acționează:

- forța de greutate  $G=mg$ ;
- forța centrifugă  $F_c=mR\omega^2$ ;
- forța de frecare  $F_f = \mu N = \mu(G \cos \psi + m\omega^2 R)$ .

Alunecarea începe atunci când forța de frecare este mai mare, cel mult egală cu  $G \sin \psi$ :

$$\mu(G \cos \psi + m \omega^2 R) = G \sin \psi \quad (3.43.)$$

Întrucât  $\mu = \operatorname{tg} \varphi = \sin \varphi / \cos \varphi$ , înlocuind în relația de mai sus rezultă:

$$m \omega^2 R \sin \varphi = m g (\sin \psi \cos \varphi - \sin \varphi \cos \psi) \quad (3.44.)$$

Împărțind relația cu  $m g$  rezultă:

$$\frac{\omega^2 R}{g} = K = \frac{\sin(\psi - \varphi)}{\sin \varphi} \quad (3.45.)$$

Din relația de mai sus se determină valoarea vitezei unghiulare, respectiv a turației la care are loc alunecarea:

$$\omega = \sqrt{\frac{g \sin(\psi - \varphi)}{R \sin \varphi}} \quad (3.46.)$$

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g \sin(\psi - \varphi)}{R \sin \varphi}}$$

Dacă se consideră că  $\mu = 0,6$  rezultă un unghi  $\varphi = 31^\circ$  și unghiul de rotație la care începe alunecarea tuberculilor pe suprafața interioară a tobei  $\psi = 32-60^\circ$ . În aceste condiții turația tobei va putea lua valori între:

$$n_1(32^\circ) = \frac{5}{\sqrt{R}} \quad \text{și} \quad n_2(60^\circ) = \frac{22}{\sqrt{R}} \quad (3.47.)$$

Aceste tobe au avantajul că sunt bine echilibrate, dar la solurile umede pământul nu are timp să treacă prin ochiurile sitei și toba se înfundă.

Tobele centrifuge lucrează la viteze unghiulare mai mari decât tobele de cernere. Turația acestora se obține plecând de la relația anterioară la care se aproximează  $\sin(\psi - \varphi) = \sin \varphi$  și rezultă  $n \geq 30 / \sqrt{R}$ .

Turația maximă a tobelor centrifuge este atunci când:

$$\begin{cases} \psi > \frac{\pi}{2} \\ \psi - \varphi = \frac{\pi}{2} \end{cases} \Rightarrow n_{\max} \geq \frac{30}{\sqrt{R \sin \varphi}} \quad (3.48.)$$

La o turație mai mare decât turația maximă, masa supusă separării se rotește fiind antrenată odată cu toba, fără a mai aluneca pe suprafața interioară.

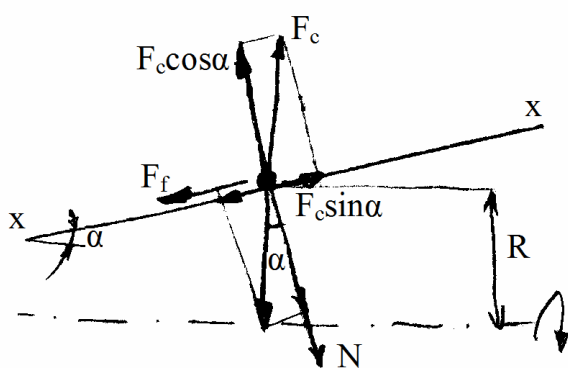


Fig. 3.24. Deplasarea materialului la toba tronconică

Pentru realizarea autocurățirii tobelor centrifugale, se utilizează tobe de construcție tronconică. Acestea au avantajul că materialul supus separării este deplasat de-a lungul tobei, ca urmare a efectului forței centrifuge.

Condiția de mișcare a particulei în timpul separării este:

$$F_c \sin \alpha \geq G \sin \alpha + F_f \quad (3.49.)$$

Dar:

$$F_f = \mu N = \mu(mR\omega^2 \cos \alpha - mg \cos \alpha) \quad (3.50.)$$

Se fac înlocuirile și după ce se împarte relația cu  $mg$  se obține:

$$\frac{R\omega^2}{g} \sin \alpha \geq \sin \alpha + \mu \frac{R\omega^2}{g} \cos \alpha - \mu \cos \alpha \quad (3.51.)$$

Cu condiția ca  $\sin \alpha - \mu \cos \alpha \neq 0$ , rezultă valoarea coeficientului de regim cinematic la care are loc deplasarea materialului în lungul tobei:

$$K = \frac{\sin \alpha - \mu \cos \alpha}{\sin \alpha - \mu \cos \alpha} = 1 \quad (3.52.)$$

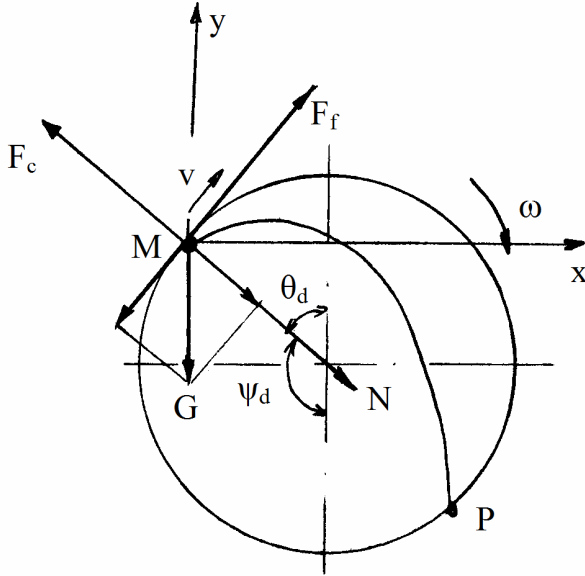


Fig. 3.25. Traiectoria unei particule în interiorul tobei

O particulă în interiorul unei tobe de separare se desprinde de pe toabă în punctul  $M$  și parcurge o traiectorie până în punctul  $P$ . Punctul  $M$  este caracterizat de unghiul  $\psi_d$  sau complementul său  $\varphi_d$ .

Viteza absolută  $v$  a particulei în momentul desprinderii de pe suprafața tobei se determină din condiția de echilibru a forțelor proiectate pe direcția razei.

$$N + mg \cos \theta_d - mR\omega^2 = 0 \quad (3.53.)$$

$$N = mR\omega^2 - mg \cos \theta_d$$

În momentul desprinderii  $N=0$ , adică:

$$\omega^2 = \frac{g}{R} \cos \theta_d \quad (3.54.)$$

Viteza absolută a particulei în momentul desprinderii va fi egală cu viteza periferică a tobei ( $v=\omega R$ ). Înlocuind în relația de mai sus se obține:

$$v = \sqrt{gR \cos \theta_d} \quad (3.55.)$$

Traiectoria descrisă de o particulă din momentul desprinderii din punctul  $M$  și până face din nou contact cu suprafața tobei în punctul  $P$  este definită de coordonatele:

$$\begin{aligned} x &= vt \cos \theta_d \\ y &= vt \sin \theta_d - \frac{gt^2}{2} \end{aligned} \quad (3.56.)$$

Dacă se scoate timpul din prima relație și se înlocuiește în cea de-a doua și ținând cont de relația 3.55. (se ridică la pătrat pentru eliminarea radicalului), atunci se obține în final:

$$y = xt g \theta_d - \frac{x^2}{2R \cos^3 \theta_d} \quad (3.57.)$$

Traiectoria descrisă de particulă este o parabolă.

**Grătare cu discuri.** Pentru a putea asigura o acțiune satisfăcătoare de destrămare și cernere a solului dislocat de brăzdare (toate celelalte dispozitive prezentate nefiind suficient de eficiente) s-au realizat grătarele cu discuri.

Un grătar (sită) cu discuri este constituit din trei la cinci axe paralele pe care sunt fixate discuri active din cauciuc. Axele sunt antrenate în mișcare de rotație și se rotesc în același sens. Grătarul este dispus înclinat față de orizontală sub un unghi de  $4-8^{\circ}$ .

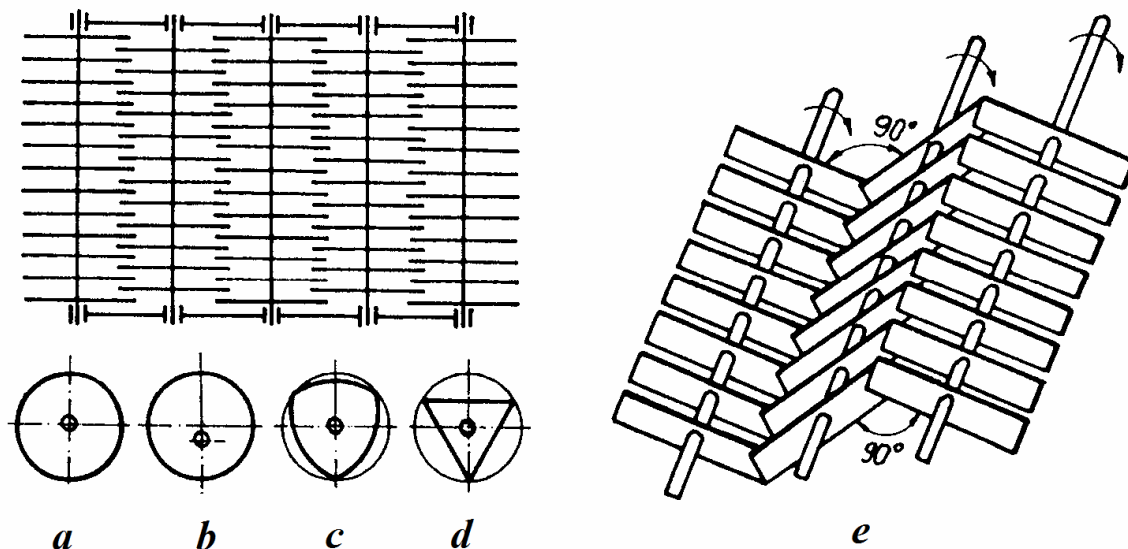


Fig. 3.26. Grătare cu discuri

După forma constructivă discurile pot fi: rotunde (fig. 3.26.a.), rotunde montate excentric (fig. 3.26.b.), cu profil curbat (fig. 3.26.c.), triunghiulare (fig. 3.26.d.), sub formă de bare (fig. 3.26.e.),

Grătarele cu discuri separă cu peste 10 % mai mult pământ decât celelalte tipuri de grătare, realizează un procent de tuberculi vătămați cam la jumătate dar pierderile cresc de cca. 1,5 ori. În plus, discurile din cauciuc se uzează rapid la recoltarea în soluri pietroase (mai ales cele profilate), solul umed se lipește iar vegetația se înfășoară pe axele cu discuri.

### 3.4. Organe pentru sfărâmarea bulgărilor

Sfărâmarea bulgărilor se poate executa înainte de dislocare, după dislocare sau combinat și se face prin comprimare sau prin lovire.

Sfărâmarea înainte de dislocare se execută cu ajutorul tăvălugilor de tasare care se dispun în fața brăzdarelor de dislocat.

Tăvălugii îndeplinesc două funcții: copie neregularitățile solului și limitează adâncimea de lucru, respectiv sfărâmă bulgării și comprimă stratul de sol înainte de dislocare.

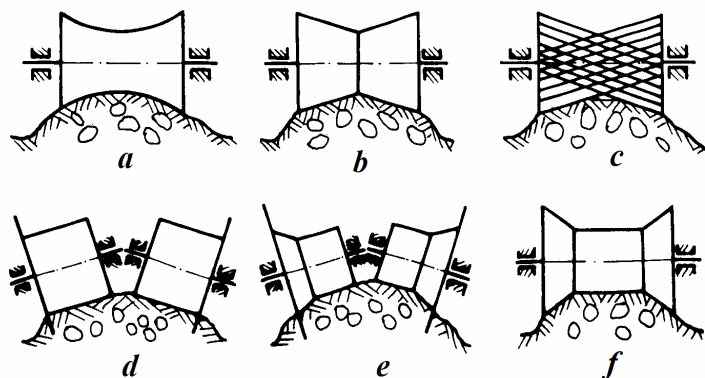


Fig. 3.27. Tăvălugi folosiți la spargerea bulgărilor

Constructiv tăvălugii sunt de mai multe feluri (fig. 3.27): a- tăvălug monobloc cu profil curbat; b- tăvălug bitronconic; c- tăvălug din vergele; d- tăvălug cilindric cu două corpuri cu cuțite disc; e,f- tăvălugi compuși.

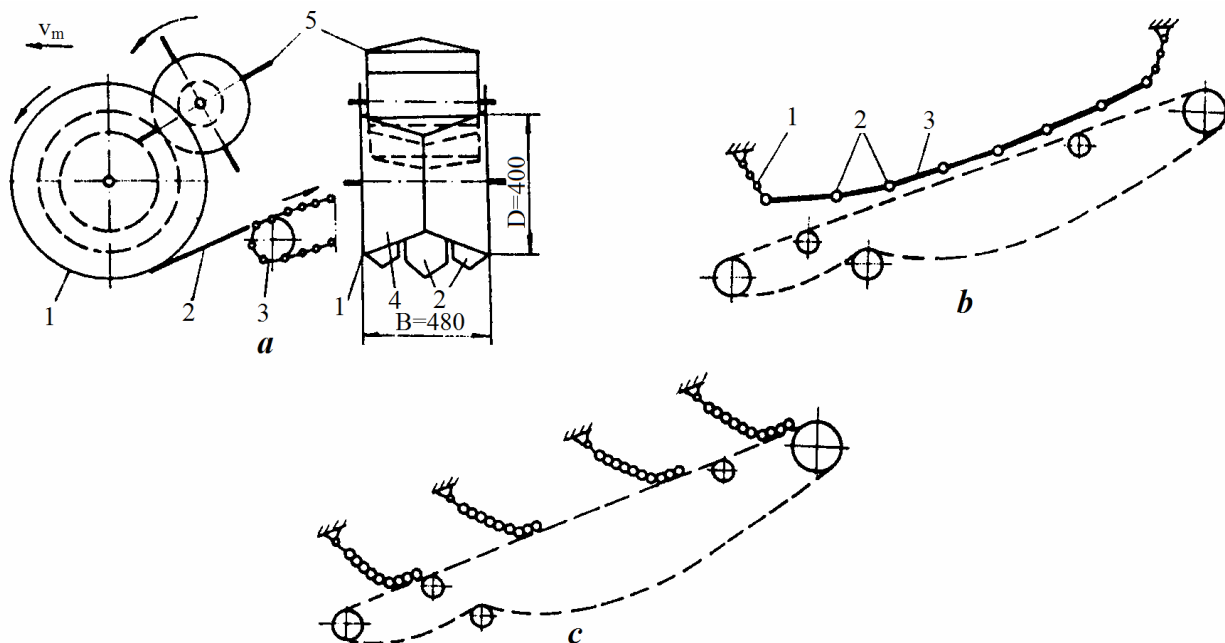


Fig. 3.28. Dispozitive pentru sfărâmarea bulgărilor

Sfărâmarea bulgărilor prin presare după dislocare, se face prin trecerea stratului de material printre două valțuri pneumatice, între valțuri pneumatice și un grătar rulant, etc.

Sfărâmarea bulgărilor prin lovire se poate face cu diverse tipuri de dispozitive.

Dispozitivul cu rotor (fig. 3.28.a.) este alcătuit din tamburul cu paletă 5, dispus în spatele tăvălugului 4, peste conturul posterior al brăzdarului 2. Pe marginile tăvălugului se află cuțitele disc 1.

Paletetele rotorului confecționate din cauciuc și rigidizate cu lame de oțel, pătrund în masa dislocată și o aruncă pe grătarul de cernere 3.

Dispozitivul cu lanțuri de suspendare (fig. 3.28.b.) este alcătuit dintr-un grătar fix dispus deasupra grătarului rulant. Grătarul fix este format din lanțurile de suspendare 1, barele transversale 2 și cablurile de legătură 2. Barele produc lovirea și sfărâmarea bulgărilor.

Dispozitivul cu opritoare (fig. 3.28.c.) cuprinde unul până la patru opritoare, formate din bare transversale din cauciuc prevăzute cu îngroșări sferice. Barele sunt înșirate pe cabluri elastice și se aștern parțial pe grătarul de separare.

### 3.5. Organe pentru separarea bulgărilor și pietrelor

Pentru îndepărtarea bulgărilor de sol și a pietrelor din masa de tuberculi se folosesc diferite tipuri de organe de separare precum separatoare cu ace, separatoare prin frecare, separatoare cu perii, mese de sortare manuală, etc.

**Separatoare cu ace.** Din punct de vedere constructiv acestea sunt de mai multe feluri: separator cu tambur cu ace (fig. 3.29.a.), separator cu transportor cu ace (fig. 3.29.b.), separator cu tambur cu ace și transportor de alimentare inferior (fig. 3.29.c.), separator cu tambur cu ace și valț de apăsare din cauciuc (fig. 3.29.d.).

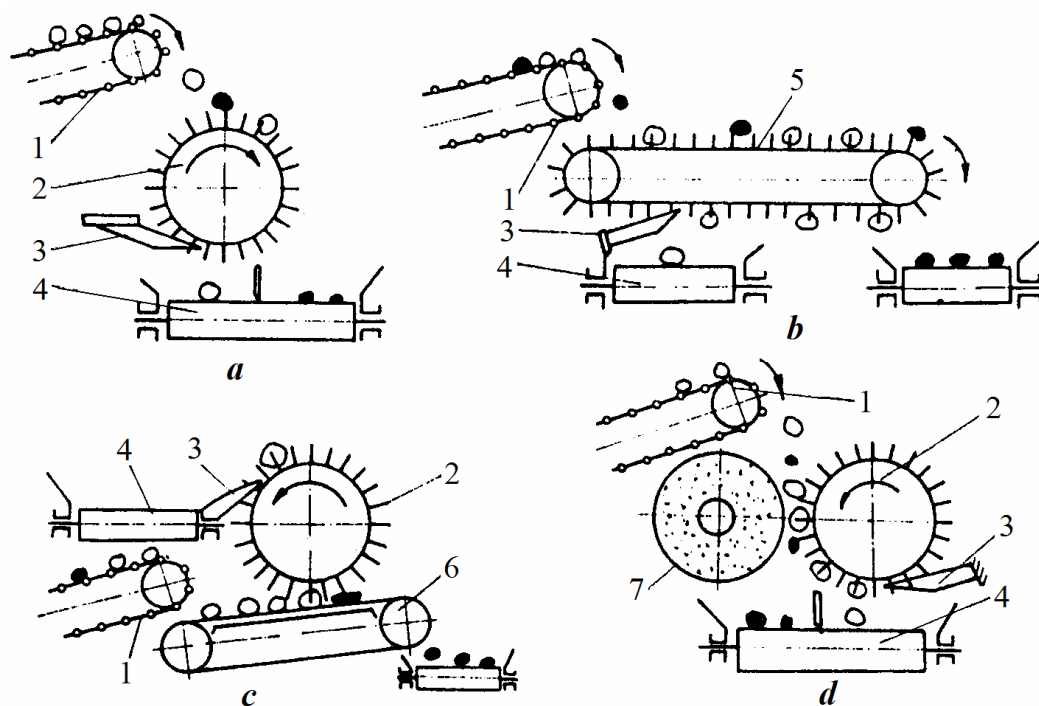


Fig. 3.29. Separatoare cu ace

Ca părți componente avem transportorul de alimentare 1, tamburul cu ace 2, deflectorul 3 pentru scoaterea tuberculilor de pe ace, transportorul receptor 4, transportorul cu bandă cu ace 5, transportorul cu bandă 6 și valțul de apăsare din cauciuc 7. La trecerea amestecului de tuberculi, bulgări și pietre pe organele de lucru, tuberculii sunt înțepați și prinși în ace, iar bulgării sunt sfărâmați. Tuberculii sunt scoși de pe ace prin intermediul unui deflector și colectați separat. Eficiența unui astfel de separator este foarte mare dar se produce vătămarea tuberculilor prin înțeparea de către ace.

**Separatoare prin frecare.** Separatoarele prin frecare sunt alcătuite dintr-o bandă continuă din cauciuc, netedă sau prevăzută cu degete elastice pe suprafața activă. După direcția de mișcare a benzii se deosebesc două tipuri de separatoare: cu bandă longitudinală (fig. 3.30.a.) și cu bandă transversală (fig. 3.30.b.).

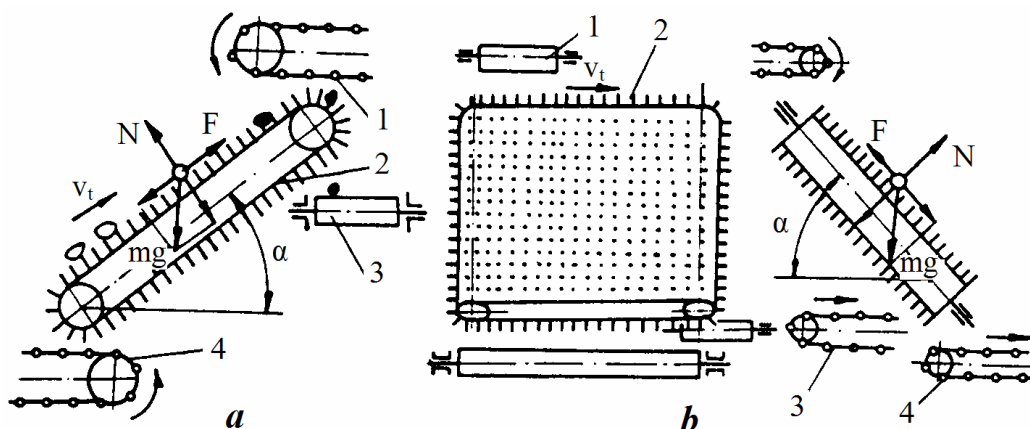


Fig. 3.30. Separatoare prin frecare: 1- transportor alimentator; 2- banda de separare; 3- transportorul receptor pentru pietre și bulgări; 4- transportor receptor pentru tuberculi.

Separatorul prin frecare împarte materialul în două fracții: una care se rostogolește în jos pe suprafața benzii de separare compusă din tuberculi și o parte de bulgări de forma tuberculilor și alta care este antrenată de bandă până la capătul de descărcare, compusă

din pietre (de regulă plate), bulgări, resturi de tulpini, stoloni și tuberculii care nu se rostogolesc. Pentru ca tuberculii să se rostogolească pe suprafața de separare trebuie ca:

$$mg \sin \alpha > f_r mg \cos \alpha \quad (3.58.)$$

unde:  $\alpha$  este unghiul de înclinare al benzii față de orizontală;

$f_r$ - coeficientul de frecare la rostogolire a tuberculilor pe bandă;

$m$ - masa tuberculilor.

Dacă se ține cont de faptul că  $f_r = tg \varphi$ ,  $\varphi$  fiind unghiul de frecare la rostogolire, condiția de rostogolire a tuberculilor pe suprafața de separare este  $\alpha > \varphi$ .

Antrenarea pietrelor și a bulgărilor de către bandă este asigurată atunci când:

$$mg \sin \alpha < f_a mg \cos \alpha \quad (3.59.)$$

În relația de mai sus  $f_a$  este coeficientul de frecare dintre bandă și bulgări sau pietre.

Practic separarea tuberculilor de restul fracțiilor va fi posibilă dacă  $f_r < tg \alpha < f_a$ . În realitate cei doi coeficienți de frecare se suprapun parțial, astfel că unghiul de înclinare  $\alpha$  se alege pentru a satisface relația (3.58.), evitând astfel pierderile prin trecerea tuberculilor în fracțiunea antrenată.

**Separatoare cu perii.** Separatoarele cu perii sau cu elemente elastice se folosesc la separarea tuberculilor de pietre. Sunt mai multe tipuri constructive și anume: separator axial, separator tangențial, separator cu bandă și perie înclinată.

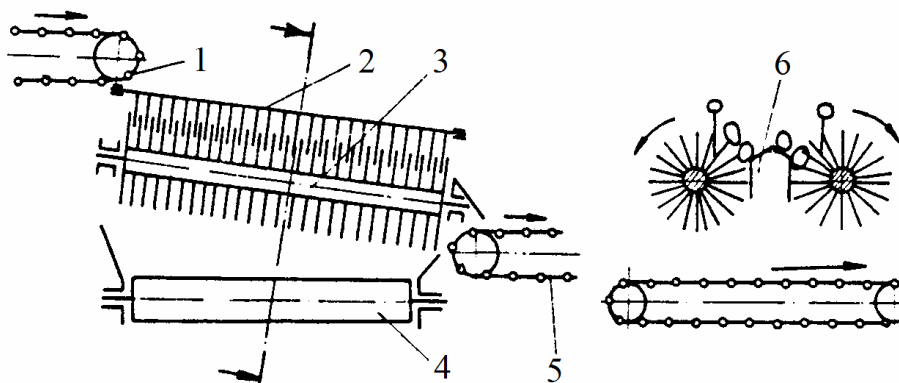


Fig. 3.31. Separator axial cu perii

Separatorul axial cu perie (fig. 3.31.) este alcătuit din transportorul de alimentare 1, grătarul cu degete elastice 2, periile rotative 3, transportorul pentru pietre 4, transportorul pentru tuberculi 5 și opritoarele 6.

Pietrele aduse împreună cu tuberculii trec printre perii și opritoare și cad pe transportorul 4. Tuberculii sunt deplasați de-a lungul opritoarelor 6 și cad pe transportorul 5. Deplasarea laterală a tuberculilor este oprită de degetele grătarului 2.

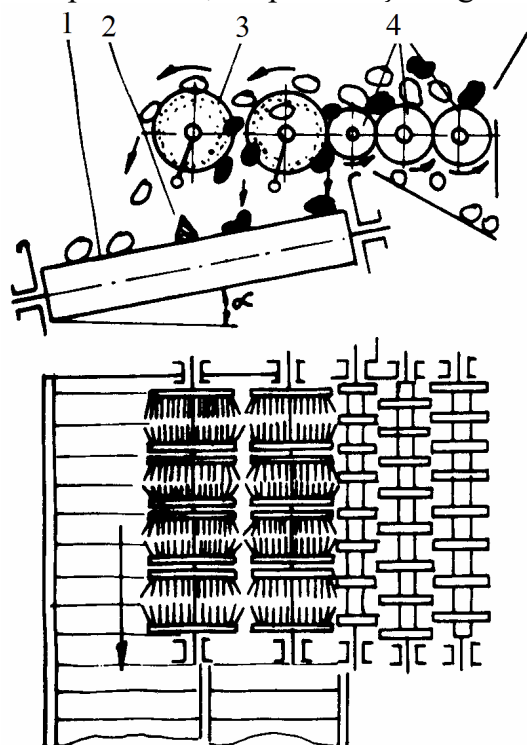
Separatorul tangențial cu perii (fig. 3.32.) cuprinde valțurile profilate 4 pentru separarea corpurilor străine mici, periile disc 3, peretele despărțitor 2 și grătarul rulant 1.

Pietrele fiind mai grele, trec printre țepii elastici ai periilor iar tuberculii (mai ușori) sunt antrenati și descărcați lateral. Gradul de separare al acestui echipament este de 85 % la pietre și 88 % la cartofi.

Separatorul cu bandă și perie înclinată (fig. 3.33.) cuprinde peria rotativă 1, transportorul cu bandă cu degete elastice 2, transportorul de tuberculi 3 și transportorul de pietre 4.



Pietrele și bulgării pătrund în spațiile dintre degetele benzii mai mult decât tuberculii. La trecerea pe sub perie tuberculii sunt îndepărtați și descărcați pe transportorul 3, iar pietrele și bulgării ajung pe transportorul 4.



Separatorul poate fi echipat cu una sau două perii. Indicele de separare al acestui echipament este de 0,9-0,97

Fig. 3.32. Separator tangențial cu perii

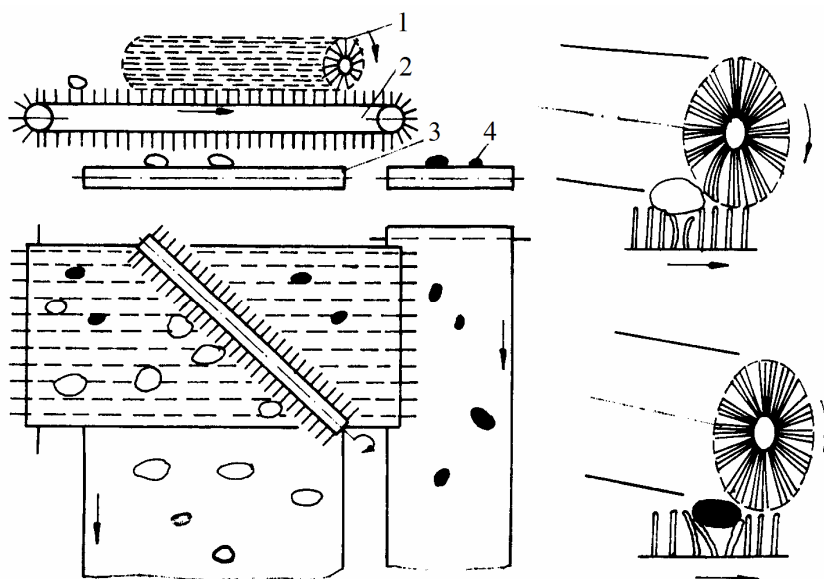


Fig. 3.33. Separator cu bandă și perie înclinată

Mese de sortare. Mesele de sortare servesc la completarea procesului de separare a tuberculilor de impurități, prin intervenția manuală a muncitorilor. Ele fac parte din componența combinelor de recoltat cartofi.

În funcție de modul de deplasare a materialului, mesele de sortare pot fi liniare și rotative (fig. 3.34.).

Mesele de sortare liniare sunt formate din 1-3 transportoare cu vergele sau cu benzi, prevăzute de o parte și de alta cu platforme pentru muncitori. Transportoarele pot fi orizontale (fig. 3.34.a.) sau înclinate (fig. 3.34.a.).

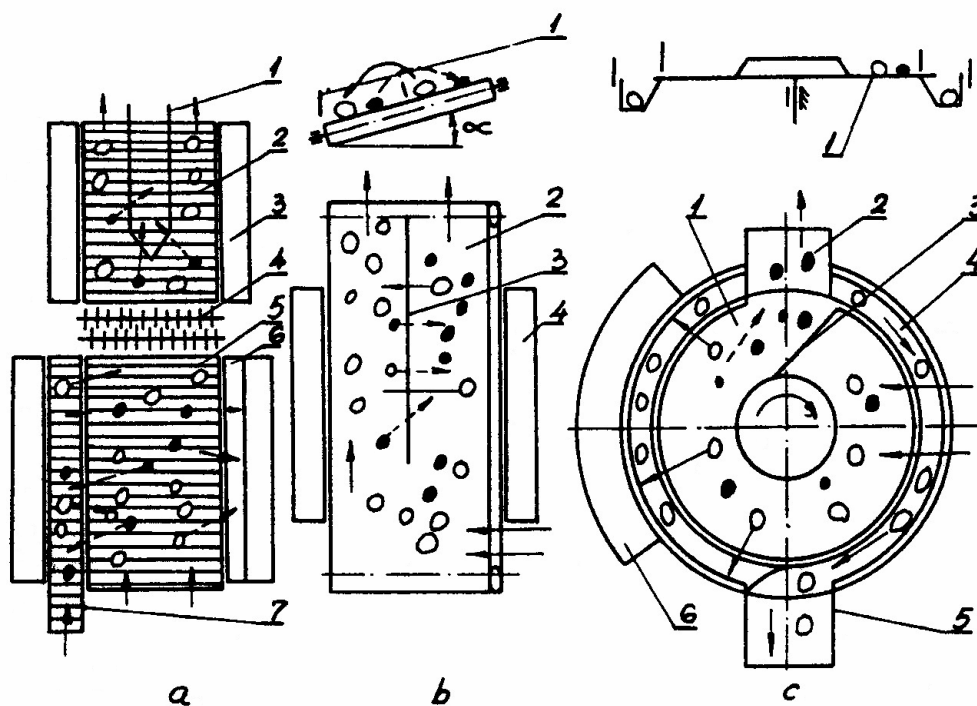


Fig. 3.34. Mese de sortare: a,b- liniare; c-rotativă

În cazul mesei de sortare cu trei transportoare orizontale, materialul este descărcat pe transportorul 5 (tuberculi și bulgări) și pe transportorul 7 (pietre, bulgări, tuberculi). Muncitorii stau pe platforma 3 și execută alegerea bulgărilor, pietrelor, tubercuilor depreciați și depunerea lor pe transportorul 7 sau în jgheabul 6. Separarea continuă și pe transportorul 2 unde bulgării sunt depuși în porțiunea delimitată de pereții separatori 1. Între transportorul 2 și 5 sunt două axe cu discuri rotative care execută separarea tubercuilor mici (care trec printre discuri) din masa de material.

Mesele de sortare cu bandă înclinată cuprind transportorul cu bandă înclinată 2, cu un unghi de  $5...15^{\circ}$ , peretele separator 3, platformele 4 pentru muncitori și peretele limitator 1. Materialul descărcat în partea anterioară a benzii se separă datorită diferenței între coeficienții de frecare ai particulelor (tuberculii se rostogolesc către partea inferioară), iar muncitorii de pe platformă corectează manual acest proces.

Masa de sortare rotativă este formată din discul rotativ 1 căptușit cu un covor de cauciuc, jgheabul 2 pentru bulgări, peretele de descărcare 3, canalul 4, jgheabul 5 pentru tuberculi și platforma pentru muncitori 6. Materialul este descărcat pe discul 1, iar muncitorii aleg tuberculii și îi depun în canalul 4.

### 3.5. Organe pentru separarea vrejilor

Îndepărtarea vrejilor, stolonilor și a resturilor vegetale care au rămas în masa de tuberculi după organele de scuturare, se face prin tragere, frecare, cu ajutorul unui curent de aer sau prin acțiuni combinate folosind organe de separare specifice.

Dispozitivul de separare cu valț de tragere (fig. 3.35.a.) este format din grătarul rulant 1, reținătorul de vreji cu vergele elastice 2, valțul de tragere 3, grătarul rulant 4 și planul înclinat pentru descărcarea vrejilor pe sol 5. Vergelele elastice 2 împiedică aruncarea vrejilor pe grătarul 4 și îi dirijează în zona de acțiune a valțului de smulgere 3. Vrejii sunt antrenați prin frecare în spațiul dintre valț și grătarul rulant 1, smulși de pe tuberculi și lăsați să cadă pe planul înclinat. Tuberculii nu încap în spațiul dintre grătar și

valț și sunt aruncați printre vergelele elastice la grătarul rulant 4. Acest dispozitiv este utilizat la recoltarea tuberculilor când vrejii sunt uscați și în cantitate redusă.

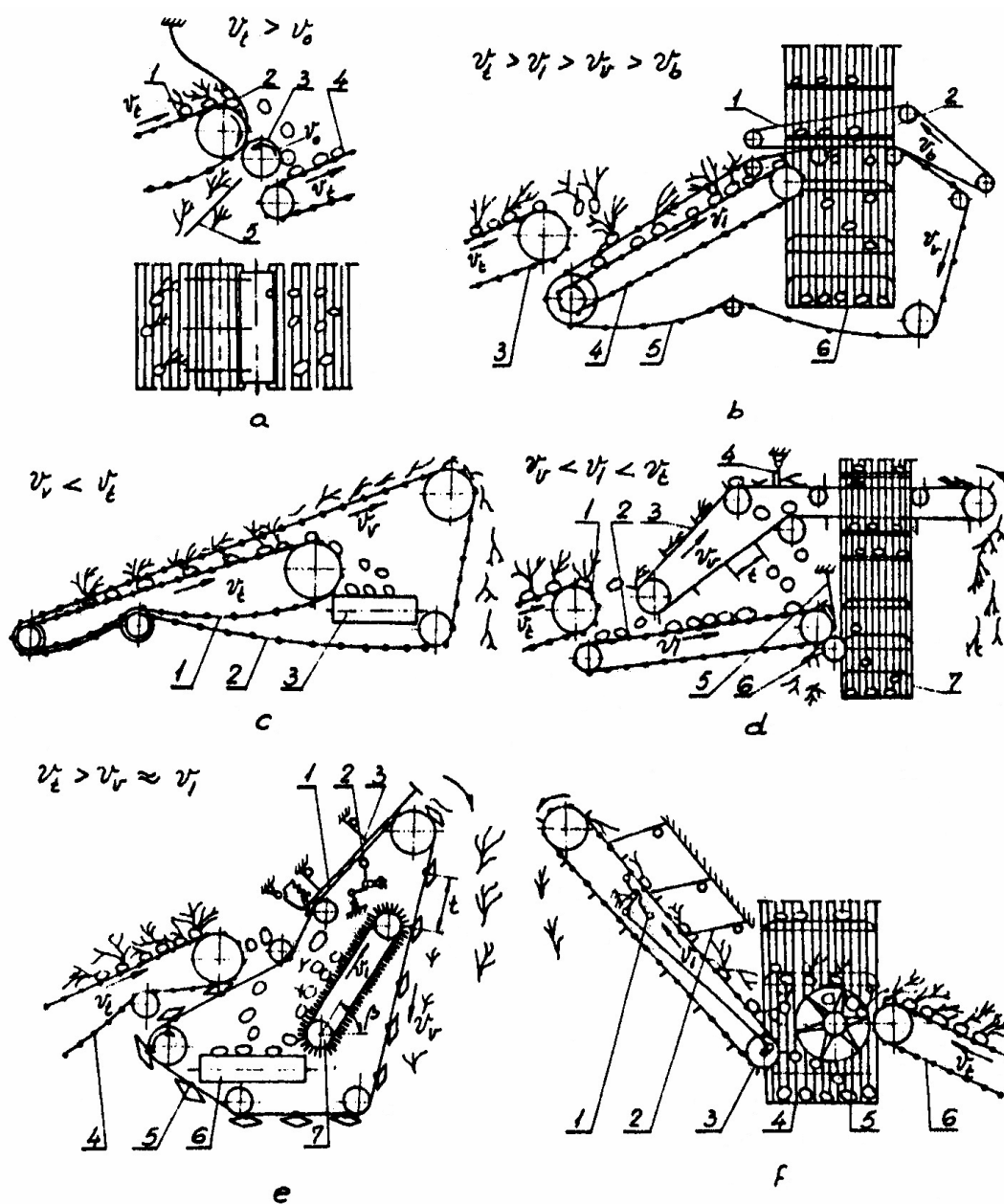


Fig. 3.35. Organe de separare a vrejilor

Dispozitivul de separare cu grătar de tragere (fig. 3.35.c.) este format din grătarul rulant 1, grătarul de vreji 2 și transportorul transversal de tuberculi. Grătarul pentru vreji are pasul între vergele de 130-150 mm și viteza mai mică decât viteza grătarului rulant de scuturare, astfel că tuberculii trec ușor printre vergele și ajung la grătarul de scuturare, în timp ce vrejii rămân atârnați. Smulgerea tuberculilor are loc ca rezultat al diferenței de viteze între cele două transportoare. Acest dispozitiv poate lucra satisfăcător doar în cazul vrejilor uscați.

O variantă îmbunătățită a acestui dispozitiv este cea din fig. 3.35.b. format din grătarul rulant de cernere 3, transportorul înclinat 4, grătarul de separare a vrejilor 5, transportorul cu bandă 1, valțurile pentru smulgerea tuberculilor 2 și elevatorul rotativ 6. Ramura activă a transportorului cu bandă presează vrejii pe vergelele grătarului 5, iar tuberculii care mai sunt prinși de vreji sunt reținuți de valțurile fixe 2.

Dispozitivul de separare combinat (fig. 3.35.d.) este alcătuit din grătarul rulant de scuturare 1, grătarul de transportat tuberculi 2, grătarul pentru vreji 3, degetele elastice pentru smulgerea tuberculilor 4, reținătorul 5, valțul de smulgere a tuberculilor 6 și elevatorul rotativ 7. Grătarul 3 are fixate pe barele sale degete acoperite cu cauciuc pentru agățarea vrejilor lungi, tuberculii și vrejii scurți cad printre barele grătarului 3 și ajung pe grătarul 2, unde sunt separați de către grătarul fix 5 și valțul de smulgere 6. Tuberculii prinși de vrejii lungi sunt pieptănați de vergelele elastice 4, situate deasupra părții orizontale a grătarului 3.

Separatorul din fig. 3.35.e. este alcătuit din grătarul rulant 4, grătarul de transportat vreji 5, transportorul transversal de tuberculi 6, separatorul prin frecare 7 (bandă de cauciuc cu degete elastice), benzile de cauciuc pentru apăsarea vrejilor 1, reținătoarele elastice 3, și bara oscilantă pentru smulgerea tuberculilor 2. Amestecul de material ajunge la grătarul 4, cade printre vergelele transportorului de vreji pe banda separatorului 7. Vrejii lungi se agață de pintenii transportorului 5 și sunt duși la dispozitivul de smulgere. Benzile elastice presează vrejii și tuberculii pe grătarul 5. Printre benzi pătrund reținătoarele elastice 3 care smulg tuberculii situați deasupra grătarului 5. Tuberculii de sub ramura activă a grătarului 5 sunt reținuți de bara oscilantă 2, iar vrejii sunt descărcați pe sol. Tuberculii și vrejii scurți ajung pe separatorul cu degete elastice, unde tuberculii se rostogolesc și cad pe transportorul transversal 6, vrejii și resturile vegetale fiind antrenate de către degete și evacuate.

Dispozitivul de separare a vrejilor din fig. 3.35.f. este format din grătarul rulant 6, rotorul aruncător 5, grătarul rulant pentru separarea vrejilor 3, reținătoarele de tuberculi 2, mecanismul cu ciocănele 1 și elevatorul rotativ 4. Grătarul de vreji are vergele dese și separarea tuberculilor de vreji se face prin pieptănare de către reținătoarele 2 și prin scuturarea benzii de către ciocănelele 1. Tuberculii se rostogolesc și cad în elevatorul rotativ, iar vrejii sunt descărcați pe sol.

## IV. MAȘINI DE RECOLTAT SFECLĂ DE ZAHĂR

### 4.1. Tehnologii de recoltare și clasificarea mașinilor de recoltat

Procesul tehnologic de recoltare a sfeclă de zahăr presupune executarea următoarelor operații: dislocarea și extragerea rădăcinilor din sol, decoletarea (tăierea frunzelor și coletelor), curățirea rădăcinilor de sol și impurități, colectarea separată a rădăcinilor și a coletelor.

După modul cum se realizează în timp operațiile, se deosebesc:

- tehnologia de recoltare divizată: în prima variantă se face dislocarea rădăcinilor din sol cu o mașină de dislocat rădăcini, urmată de decoletare manuală și încărcare în mijloacele de transport; o a doua variantă constă în decoletarea cu o mașină de decoletat, urmată de dislocare și colectare cu o mașină de recoltat sfeclă;

- tehnologia de recoltare monofazică.

După ordinea în care se execută operațiile tehnologiile pot fi:

- recoltarea cu decoletare prealabilă;
- recoltarea cu decoletare după extragerea din sol.

În procesul de recoltare mecanizată a sfeclă de zahăr trebuie îndeplinite următoarele condiții:

- procentul de rădăcini dislocate de peste 98,5 %;
- procentul de rădăcini vătămate din masa totală să nu depășească 5 %;
- procentul total de impurități în masa de rădăcini să nu depășească 10 %, din care frunze și colete sub 1,5 %;
- procentul de rădăcini vătămate adânc să fie sub 2,5 %;
- rădăcinile decoletate normal să reprezinte peste 90 % din masa recoltată;
- prin decoletare să nu fie îndepărtat un procent mai mare de 5 % din masa rădăcinilor;
- pierderile de colete să nu depășească 8 %;
- procentul de impurități din masa de colete și frunze nu trebuie să depășească 0,5 %.

Mașinile de recoltat sfeclă se clasifică, în funcție de operațiile pe care le execută, astfel:

- mașini de decoletat sfeclă: taie coletele cu frunze de pe rădăcinile aflate pe sol, cu sau fără colectarea lor;
- mașini de scos rădăcini: realizează dislocarea cu scoaterea rădăcinilor din sol, curățirea și colectarea lor în remorci;
- mașini de dislocat rădăcini;
- combine de recoltat sfeclă: execută toate operațiile din procesul tehnologic;
- mașini de adunat și încărcat rădăcini.

După modul de acționare mașinile de recoltat sfeclă de zahăr sunt de tipul tractate și antrenate de la priza de putere a tractorului sau autopropulsate.

**Mașini de dislocat rădăcini de sfeclă de zahăr.** Pot executa dislocarea sfeclă înainte sau după decoletare: În figura 4.1. este prezentată mașina de dislocat sfeclă nedecoletată pe patru rânduri, de tipul purtată pe tractor. Prin acțiunea organelor de dislocare se realizează afânarea stratului de sol și dislocarea rădăcinilor (fără scoaterea din sol).

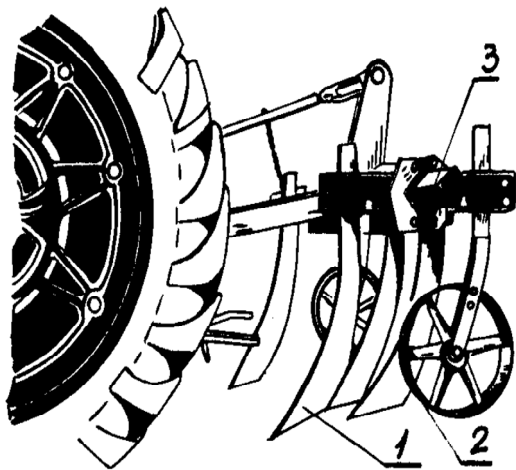


Fig. 4.1. Mașină de dislocat rădăcini de sfeclă de zahăr pe patru rânduri: 1-organe de dislocare; 2- roți pentru reglarea adâncimii de lucru; 3- cadru de susținere

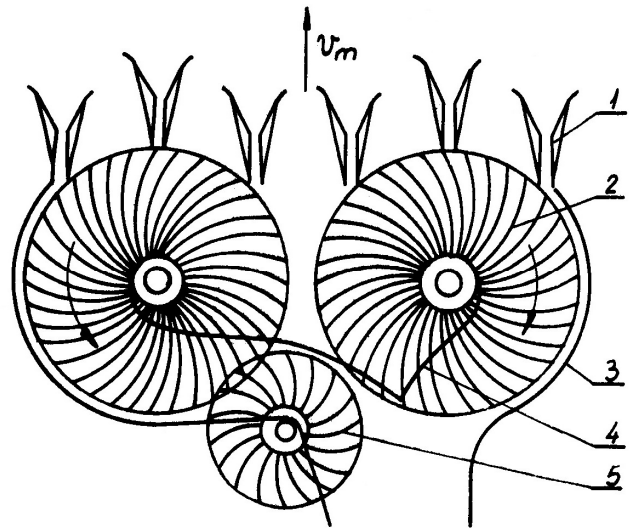


Fig. 4.2. Schema unei mașini de dislocat sfeclă de zahăr: 1- organe de dislocare; 2- rozete pentru strângerea și scuturarea rădăcinilor de pământ; 3- ghidaje pentru dirijarea rădăcinilor; 4- deflector; 5- rozete de trecere

În cazul mașinilor de dislocat rădăcini de sfeclă de zahăr după decoletare (fig. 4.2.) acestea execută dislocarea și scoaterea rădăcinilor din sol, scuturarea de pământ și lăsarea lor pe sol sub formă de brazdă.

**Mașini de decoletat rădăcini de sfeclă de zahăr.** Îndepărtarea frunzelor și coletelor de pe rădăcini se poate realiza în două moduri: într-o singură fază prin tăierea coletelor cu tot cu frunze, respectiv în două faze prin îndepărtarea întâi a frunzelor și apoi tăierea coletelor.

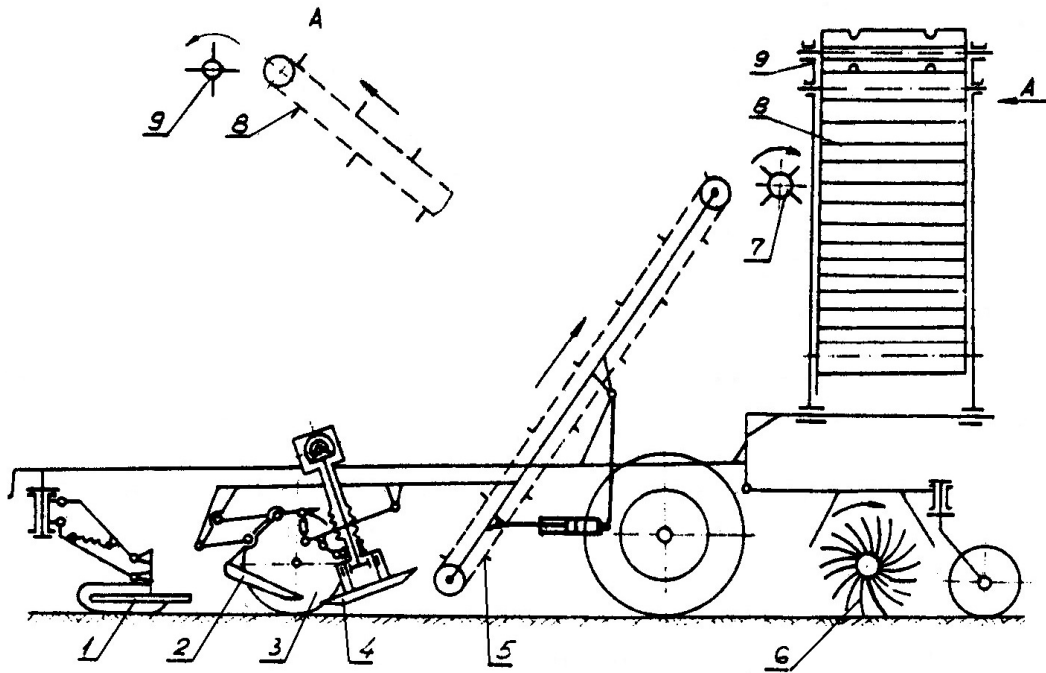


Fig. 4.3. Schema mașinii de decoletat sfeclă de zahăr pe trei rânduri

În funcție de destinația frunzelor și coletelor, mașinile de decoletat sunt de mai multe tipuri: mașini de decoletat cu recuperarea coletelor și mașini de decoletat fără recuperarea coletelor.

Mașinile de decoletat cu recuperarea coletelor sunt de mai multe feluri și pot executa: tăierea coletelor cu tot cu frunze și încărcarea lor în mijloace de transport, tăierea și tocarea frunzelor și coletelor cu încărcarea tocăturii într-un mijloc de transport, respectiv tăierea coletelor cu tot cu frunze și lăsarea lor pe sol sub formă de brazdă.

Mașinile de decoletat fără recuperarea coletelor execută tăierea frunzelor și mărunțirea frunzelor, tăierea coletelor, împrăștierea și lăsarea pe sol a tocăturii de frunze și a coletelor pe sol.

În funcție de modul de acționare mașinile de decoletat sunt de tipul tractate și acționate de la priza de putere a tractorului.

În figura 4.3. este prezentată schema unei mașini de decoletat rădăcini de sfeclă de zahăr pe trei rânduri. Aceasta este alcătuită din palpatoarele 1 ale sistemului de dirijare automată pe rând 1, palpatoarele pentru colete 2, roata de copie 3, cuțitele de decoletat 4, elevatorul de colete 5, rotorul scuturător 7, elevatorul 8 pentru încărcarea coletelor în remorcă, rotorul aruncător 9 și toba cu degete elastice 6, pentru curățirea capului de rădăcină decoletat de eventuale resturi de sol.

**Mașini de recoltat rădăcini de sfeclă de zahăr decoletate.** Aceste mașini realizează dislocarea și extragerea rădăcinilor din sol decoletate în prealabil, scuturarea și curățirea acestora de pământul aderent, colectarea rădăcinilor într-un mijloc de transport sau lăsarea lor pe sol sub formă de brazdă. După modul de acționare aceste mașini pot fi tractate și acționate de la priza de putere a tractorului sau autopropulsate.

Mașina de recoltat rădăcini de sfeclă de zahăr decoletate tractată (fig. 4.4.) execută recoltarea pe trei rânduri.

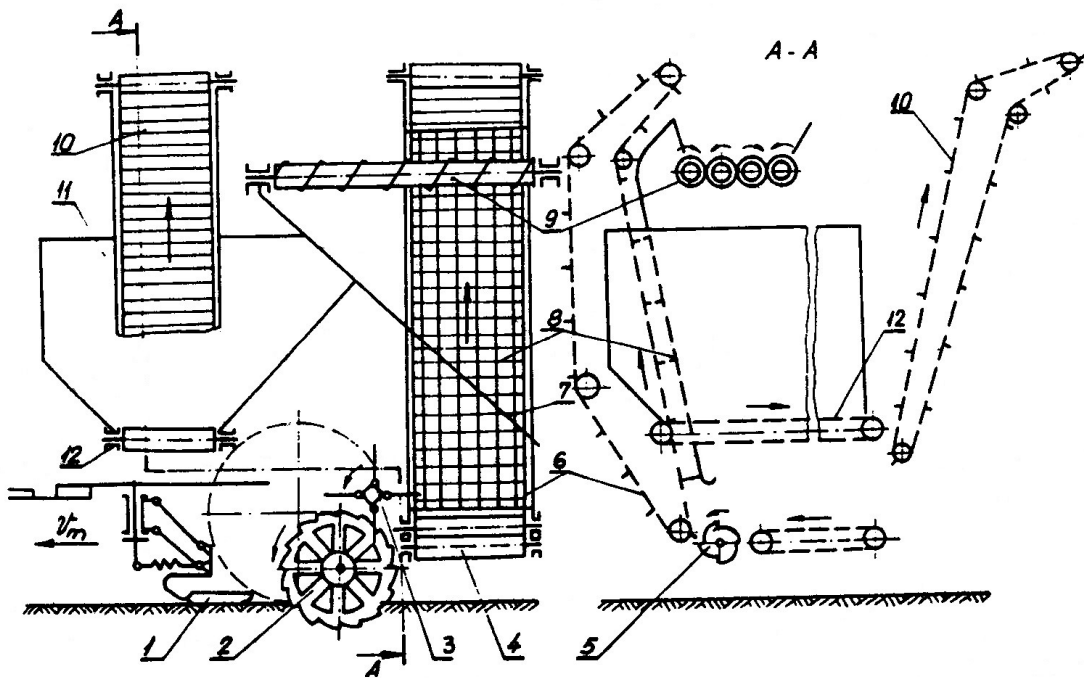


Fig. 4.4. Schema unei mașini tractate de recoltat sfeclă de zahăr decoletată pe trei rânduri

Palpatorul 1 urmărește dirijarea secțiilor de recoltat pe rând. Organele de dislocare realizează prinderea și scoaterea rădăcinii din sol după care rozetele 3 le aruncă pe transportorul orizontal 4, făcând o primă separare a pământului aderent de rădăcini. De aici rădăcinile sunt curățate cu rozetele 5 și preluate de grătarul 8, fiind duse la organele de curățire cu valțuri 9. Pământul și impuritățile care trec printre valțuri sunt lăsate pe sol cu ajutorul planului înclinat 7. Rădăcinile curățate sunt deplasate de către valțuri în buncărul provizoriu 11, de unde cu ajutorul transportorului orizontal 12 și a transportorului de descărcare 10 ajung într-un mijloc de transport. Datorită producției mari de rădăcini de sfeclă de zahăr la hectar, mașinile de recoltat sunt dotate cu buncăre provizorii de 3-5 m<sup>3</sup>, și care se descarcă în remorci cu capacități mari, în timpul lucrului.

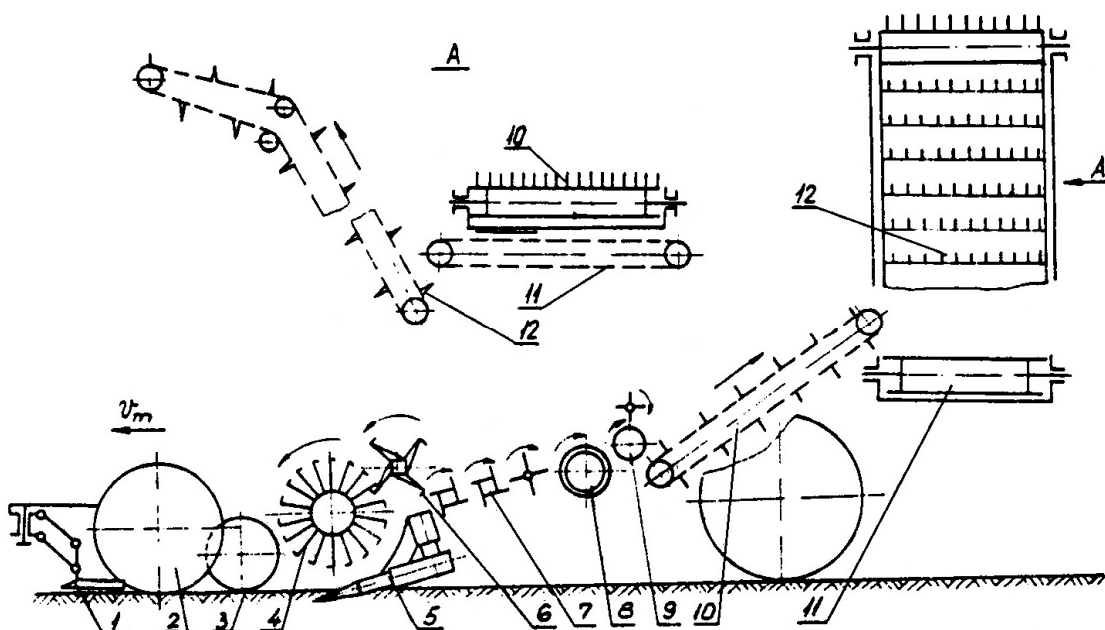


Fig. 4.5. Schema unei mașini autopropulsate de recoltat sfeclă de zahăr decoletată pe șase rânduri



Mașinile de recoltat rădăcini de sfeclă de zahăr decoletate de tipul autopropulsate (fig. 4.5.) lucrează pe șase rânduri. În general, sunt alcătuite din palpatoarele mecanismului de dirijare pe rând 1, roțile de direcție 2, roțile de copiere a terenului 3, discurile dințate 4, organele de dislocare 5, rotoarele aruncătoare 6, valțurile de curățire 7, transportorul elicoidal pentru îngustarea fluxului de rădăcini 8, valțurile de reținere 9, transportorul longitudinal cu raclete 10, transportorul orizontal transversal 11 și transportorul de evacuare a rădăcinilor 12.

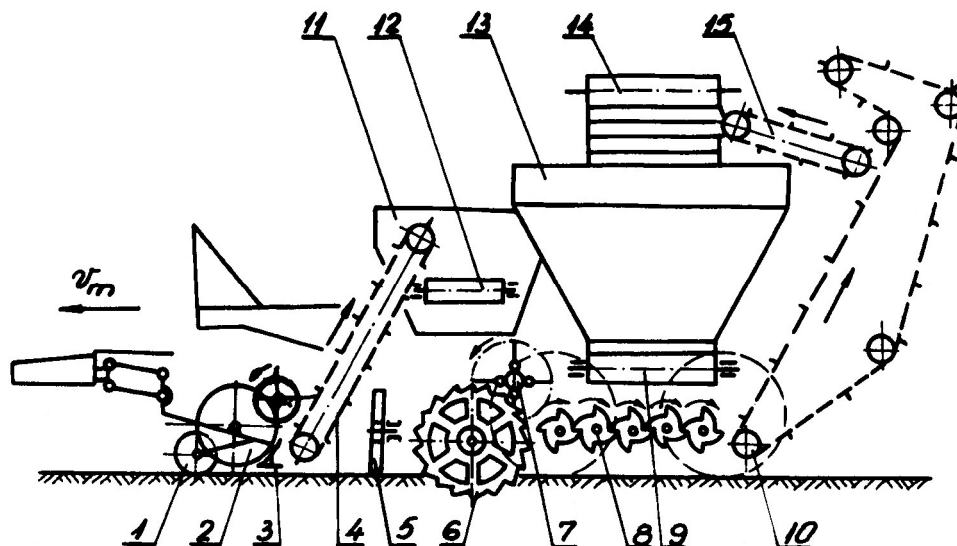


Fig. 4.6. Schema unei combine de recoltat rădăcini de sfeclă de zahăr cu decoletare înainte de dislocare

Caracteristic acestei mașini este aparatul de dislocare și care este compus din două valțuri conice dispuse în V și înclinate față de orizontală pe direcția de înaintare. Cele două valțuri sunt de tipul active, având o mișcare de rotație în sensuri opuse.

Combinele de recoltat sfeclă de zahăr. Aceste mașini realizează decoletarea, scuturarea coletelor și rădăcinilor de pământ, dislocarea rădăcinilor din sol, curățirea rădăcinilor, strângerea frunzelor, coletelor și a rădăcinilor cu încărcarea lor în mijloace de transport, fie cu lăsarea lor în grămezi pe suprafața solului.

Din punct de vedere al ordinii în care se execută decoletarea, combinele pot fi cu decoletare înainte de dislocarea rădăcinilor (fig. 4.6.) sau combine cu decoletare după extragerea rădăcinilor din sol (fig. 4.7.).

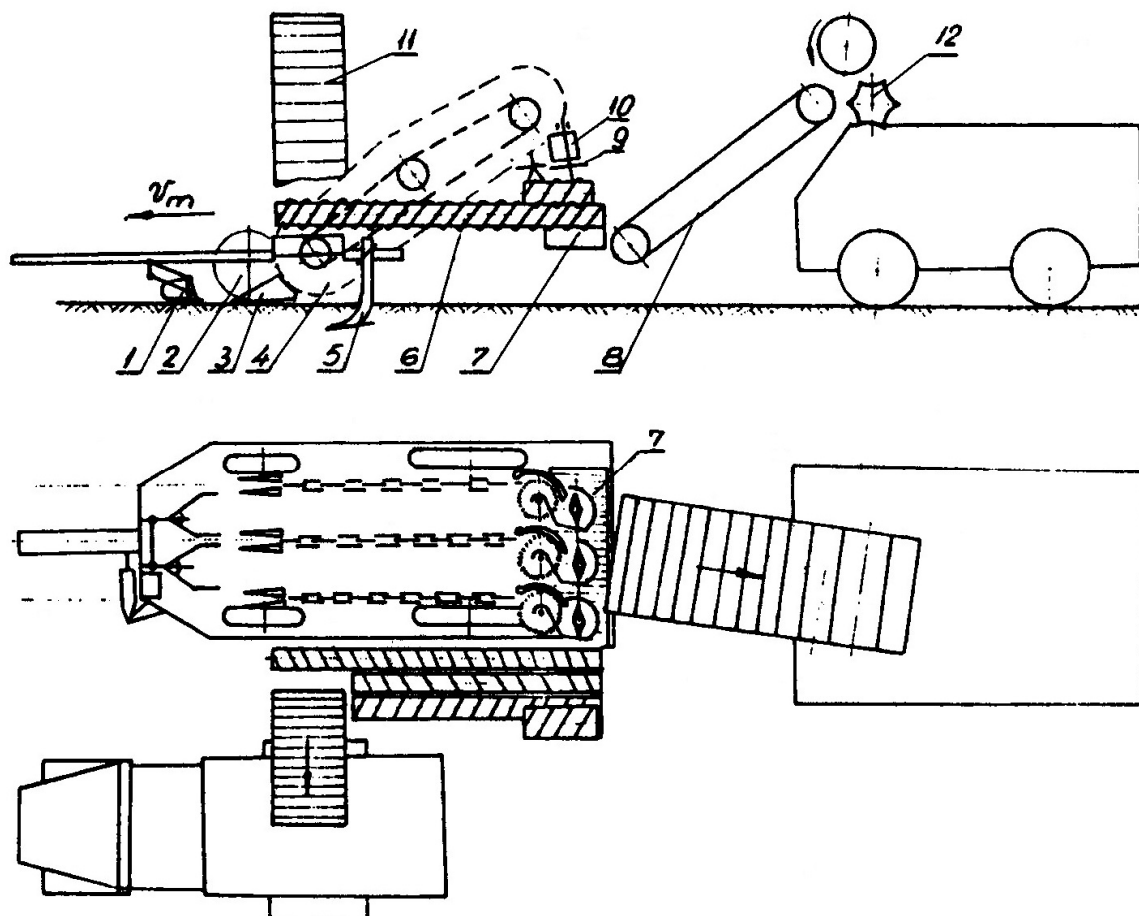


Fig. 4.7. Schema unei combine de recoltat rădăcini de sfeclă de zahăr cu decoletare după extragerea rădăcinilor din sol

Combina de recoltat sfeclă cu decoletare înainte de dislocare este alcătuită din roțile de copiere 1, palpatoarele 2, cuțitele de decoletare 3, elevatorul de colete 4, transportorul transversal de colete 12, colectorul de colete 11, rotoarele 5 pentru curățirea zonei decoletate, organele de curățire a rădăcinilor 8, transportorul elevator pentru rădăcini 10, transportorul intermediar 15, colectorul de rădăcini 13, transportorul de descărcare a rădăcinilor 9 și transportorul de evacuare a rădăcinilor în mijlocul de transport 14.

În cazul combinei de recoltat cu decoletare după extragerea rădăcinii din sol, aceasta este alcătuită din palpatorul mecanismului de dirijare pe rând 1, roțile de copiere 2, ridicătoarele de frunze 3, dispozitivul de extragere a rădăcinilor din sol 4, organele de dislocare 5, uniformizatoarele de colete 10, cuțitele de decoletat 9, elevatorul de colete 8, aruncătorul de colete 12, transportorul de rădăcini 7, dispozitivul de curățire cu valțuri a rădăcinilor 6 și elevatorul de rădăcini 11. Dispozitivul de extragere a rădăcinilor din sol re rând este format dintr-un lanț continuu, cu mișcare uniformă, dispus înclinat față de orizontală pe direcția de deplasare. Pe lanț sunt montate cleme de prindere a frunzelor, normal închise și care se deschid în zona de prindere a plantelor și în zona de decoletare.

#### 4.1. Aparate pentru tăierea coletelor

Aceste aparate au rolul de a tăia capetele rădăcinilor la limita inferioară a mugurilor nevegetativi. Tăierea (decoletarea) trebuie să fie dreaptă în secțiune, să nu lase frunze pe rădăcină, înălțimea coletului să fie cât mai mică pentru a îndepărta cât mai

puțin din pulpa utilă a rădăcinilor și să nu provoace dislocarea sau scoaterea rădăcinilor din sol.

În funcție de momentul în care se execută decoletarea, aparatele pentru tăierea coletelor sunt de două feluri: pentru tăierea coletelor înainte de extragerea rădăcinilor din sol, respectiv aparate pentru tăiere coletelor după extragerea rădăcinilor din sol. Majoritatea mașinilor de recolta sfeclă de zahăr sunt de tipul cu decoletare înainte de extragerea rădăcinilor din sol.

Aparatele de tăiere a coletelor din prima grupă sunt formate dintr-un ansamblu cuțit-palpator. Palpatorul are rolul de a urmări înălțimea de dispunere a rădăcinilor pentru a se putea realiza tăierea coletelor la aceeași distanță față de partea superioară a rădăcinii.

Palpatoarele folosite în construcția aparatelor de decoletat pot fi:

- pasive: sunt realizate sub forma unor patine sau brațe;
- active: sub forma unor tambure cu discuri zimțate sau a unor transportoare cu racleți, care primesc o mișcare de rotație în timpul lucrului.

Cuțitele folosite la construcția aparatelor de decoletat sunt:

- cuțite pasive: formate dintr-o lamă cu tăiș drept sau curb;
- cuțite active: sunt realizate sub formă de discuri (plate, sferice, cu muchii ascuțite sau prevăzute cu plăci tăietoare) aflate în mișcare de rotație.

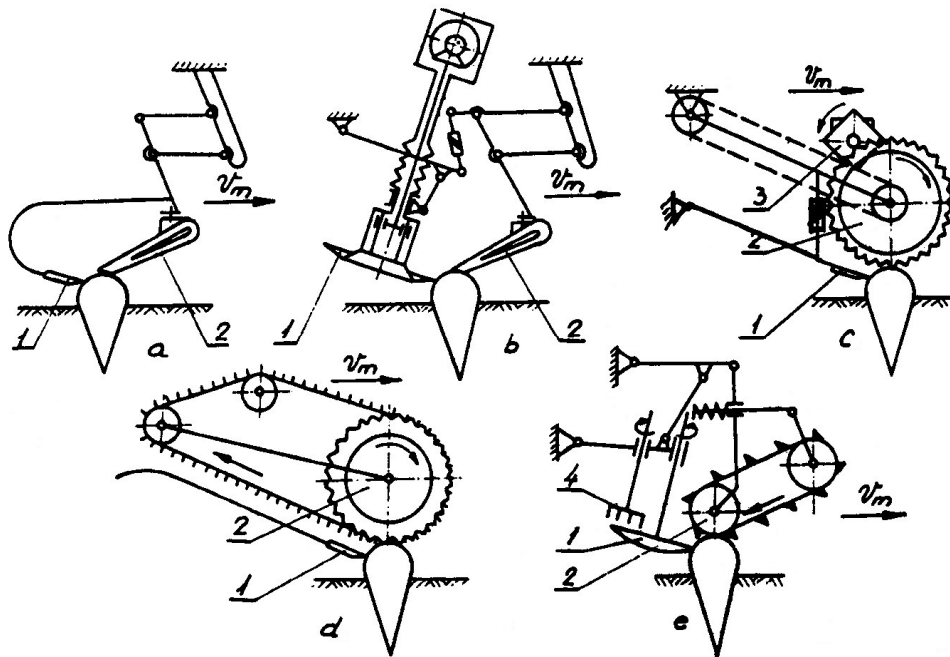


Fig. 4.8. Schema aparatelor de tăiat colete înainte de extragere: 1-cuțit; 2- palpator; 3- rozetă curățire palpator; 4- paletă curățire cuțit disc

În funcție de tipul palpatorului și tipul cuțitului, aparatele de decoletat pot fi: cu palpator pasiv și cuțit pasiv (fig. 4.8.a.), cu palpator pasiv și cuțit activ (fig. 4.8.b.), cu palpator activ și cuțit pasiv (fig. 4.8.c,d.), cu palpator activ și cuțit activ (fig. 4.8.e.).

Deoarece capetele rădăcinilor de sfeclă de zahăr nu sunt ieșite uniform din sol, pentru copierea lor sunt prevăzute mecanisme de suspendare, de care sunt atașate aparatele de decoletare, de regulă cu arc de descărcare sau încărcare (fig. 4.9.).

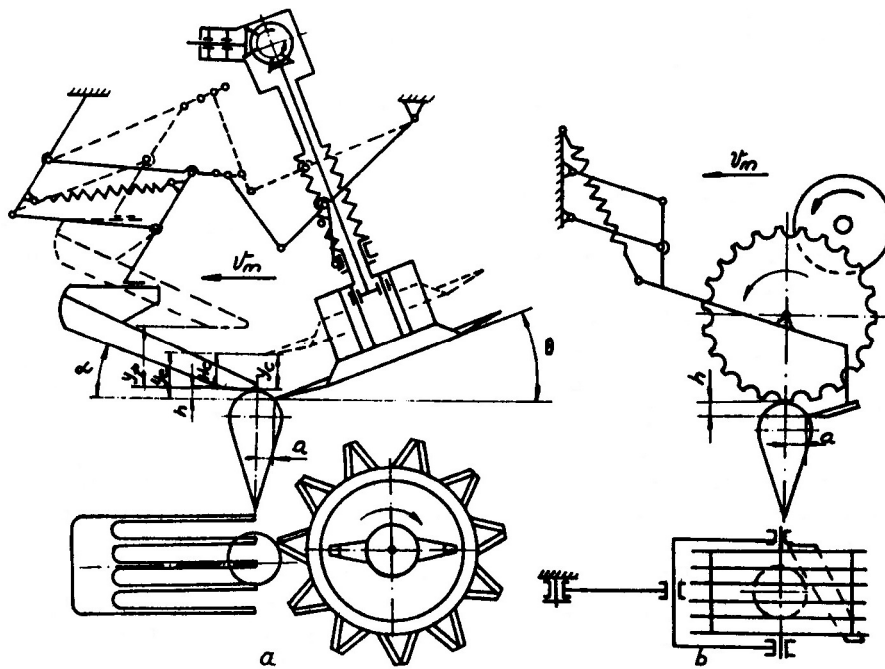
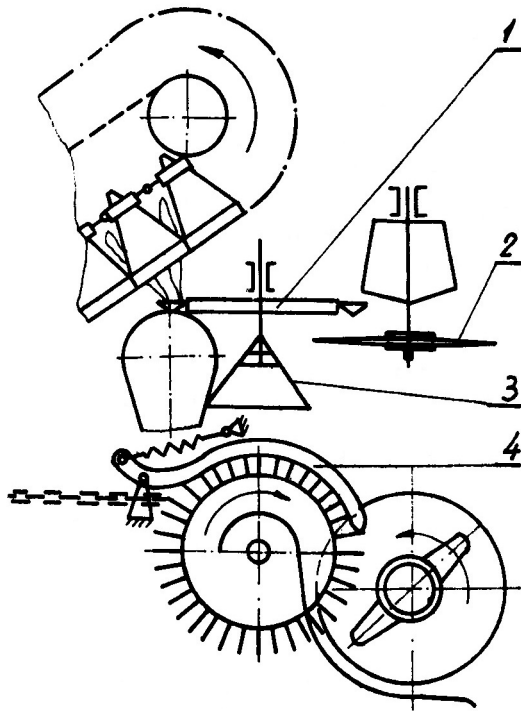


Fig. 4.9. Mecanisme de suspendare a aparatelor de decoletat: a- cu cuțit activ și palpator pasiv; b- cu palpator activ și cuțit pasiv

Fig. 4.10. Aparat de decoletare după extragere



Înălțimea coletului  $h$  este în funcție de mărimea rădăcinilor și poate varia între 10-60 mm.

Aparatul de decoletare după extragerea rădăcinilor (fig. 4.10.) este alcătuit dintr-un uniformizator al înălțimii de tăiere 1, cuțitul disc 2, suportul conic pentru sprijinirea rădăcinilor în timpul decoletării 3 și furca de fixare a frunzelor în uniformizator 4.

Uniformizatorul este realizat dintr-un disc orizontal, prevăzut cu degete radiale și acționat în mișcare de rotație. Distanța în plan vertical între uniformizator și cuțitul disc reprezintă înălțimea coletului și ea se poate modifica prin deplasarea cuțitului pe axul de antrenare.

Aparatul de decoletat cu cuțit fix și palpator activ (fig. 4.11.) este alcătuit dintr-un tambur de palpare 1 ce poate oscila în plan vertical, suportul 2 fiind articulat la cadrul mașinii. Contactul permanent cu rădăcinile este realizat cu ajutorul arcului 3. Cuțitul 4 este de tipul pasiv.

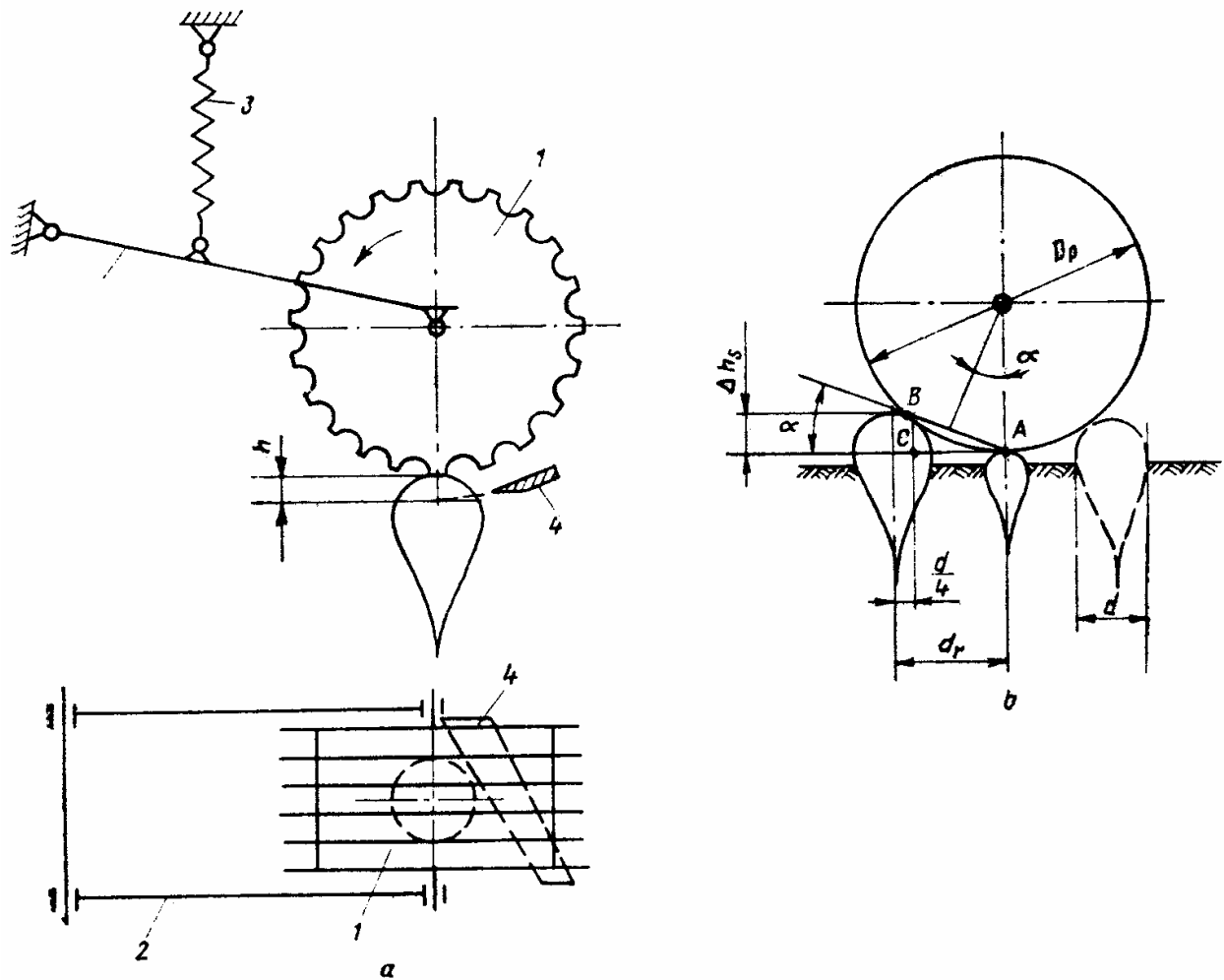


Fig. 4.11. Schema de lucru a aparatului de decoletat cu palpator activ și cuțit fix

Diametrul tamburului  $D_p$  se alege astfel încât să se asigure palparea tuturor rădăcinilor, indiferent de distanța dintre sfecele pe rând și înălțimea de dispunere față de suprafața solului.

Pentru două sfecele alăturate, condiția ca tamburul să vină în contact cu amândouă este ca:

$$2 \frac{D_p}{2} \sin \alpha = D_p \sin \alpha = AB \quad (4.1.)$$

Din datele prezentate în figură se obține în final că diametrul tamburului are expresia:

$$D_p = \Delta h_s + \frac{1}{\Delta h} \left( d_r - \frac{d}{4} \right)^2 \quad (4.2.)$$

Cuțitele sub formă de lamă cu tăiș drept (fig. 4.12.) realizează tăierea coletului cu alunecare, unghiul  $\gamma$  fiind de  $35-45^\circ$ . Lama se dispune sub un unghi  $\alpha$  de  $22-25^\circ$ , unghiul  $\beta$  fiind de  $17-22^\circ$ .

Lungimea tăișului se alege din condiția ca acesta să realizeze tăierea coletelor cu diametrul maxim " $d$ ", dispuse decalat cu distanța " $e$ " față de axa rândului:

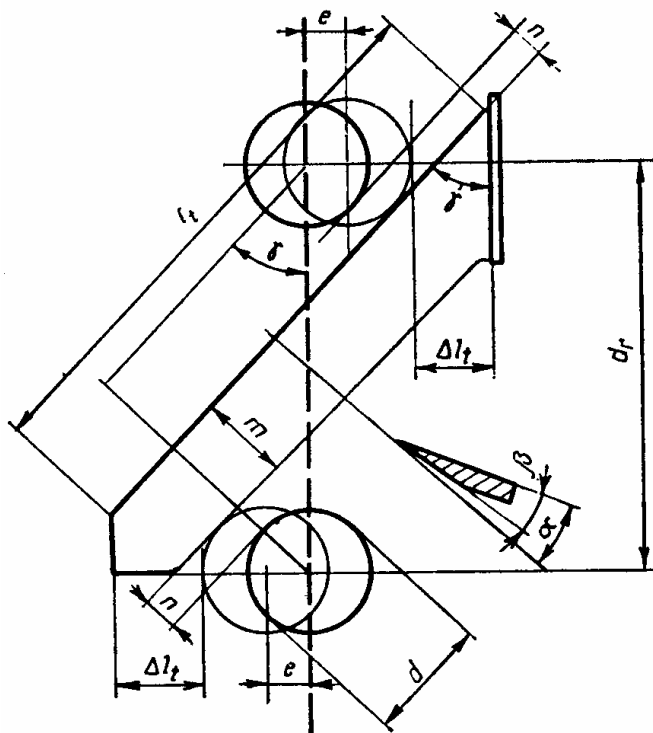


Fig. 4.12. Modul de lucru al cuțitului cu tăiș drept

$$l_t \sin \gamma = d_{\max} + 2e_{\max} + 2\Delta l_t \quad (4.3.)$$

Întrucât fiecare colet este tăiat la înălțime diferită, este necesar ca în procesul de lucru lama să termine tăierea coletului la o sfeclă, înainte de a începe tăierea coletului la sfecla următoare. Respectarea acestei condiții se realizează dacă:

$$d_r \sin \gamma > d_{\max} + m + 2e \cos \gamma \quad (4.4.)$$

În timpul lucrului palpatorul urmărește înălțimea de dispunere a capetelor rădăcinilor de sfeclă, oscilând în plan vertical (fig. 4.13.). Pentru ca palpatorul să poată urmări și sfecele situate la distanța \$d\_r\$ minimă, distanța dintre capetele rădăcinilor fiind \$\Delta h\_s\$,

este necesar ca timpul de cădere pe distanța \$\Delta h\_s\$ a palpatorului să fie egal cu timpul în care mașina parcurge distanța \$d\_r\$.

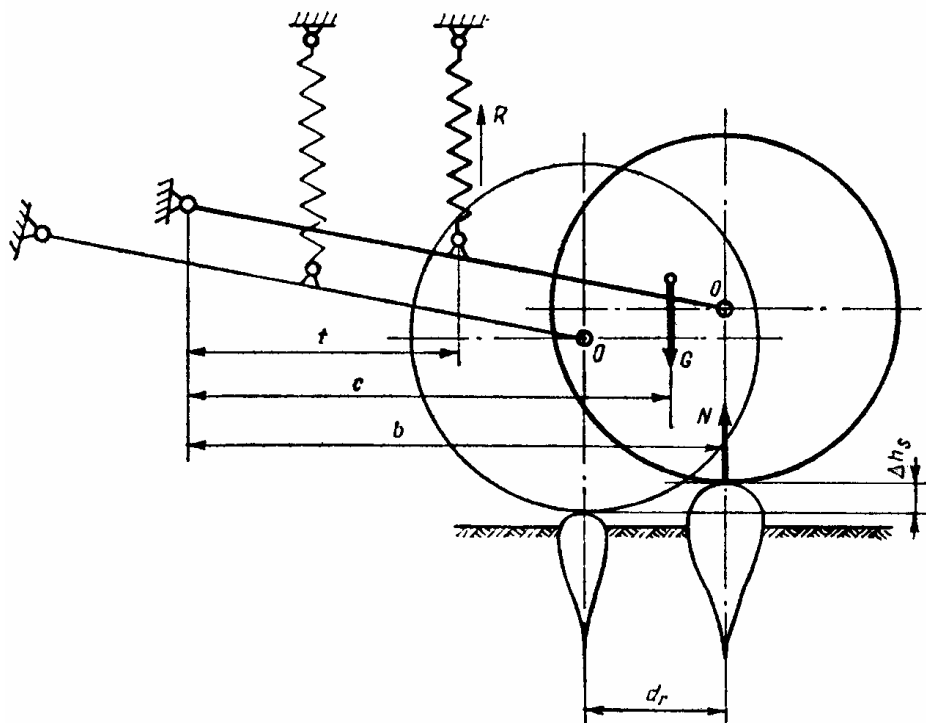


Fig. 4.13. Modul de lucru al palpatorului activ

Considerând că mișcarea centrului palpatorului (punctul \$O\$) pe direcție verticală este o mișcare uniform accelerată, rezultă:

$$\Delta h_s = \frac{1}{2} a \left( \frac{d_r}{v_m} \right)^2 \Rightarrow a = 2\Delta h_s \frac{v_m^2}{d_r^2} \quad (4.5.)$$

Pe de altă parte accelerația se poate exprima și în funcție de accelerația centrului de greutate a sistemului \$a\_G\$:

$$a = a_G \frac{b}{c} \quad (4.6.)$$

Forța  $F_G$  ce apare în centrul de greutate al sistemului, datorită deplasării pe verticală rezultă din egalitatea:

$$F_G c = Gc - Rt \quad (4.7.)$$

Sau sub forma:

$$F_G = ma_G = \frac{Gc - Rt}{c} \quad (4.8.)$$

În relațiile de mai sus  $G$  este greutatea palpatorului,  $m$  este masa palpatorului și  $R$  este forța din arc.

Egalând relațiile se obține legătura dintre parametrii funcționali și constructivi ai palpatorului și cerințele funcționării corecte a acestuia:

$$a = \frac{Gc - Rt}{mc} = g \left( 1 - \frac{Rt}{Gc} \right) = 2\Delta h_s \frac{v_m^2}{d_r^2} \quad (4.9.)$$

Forța de apăsare necesară  $N$  cu care palpatorul acționează asupra rădăcinilor de sfeclă este de 200-250 N și de aici se determină forța din arc  $R$ :

$$Nb = Gc - Rt \Rightarrow R = \frac{Gc - Nb}{t} \quad (4.10.)$$

Din relația de mai sus rezultă viteza maximă a mașinii la care se realizează o funcționare normală a palpatorului:

$$v_{m_{\max}} = \sqrt{\frac{d_{r \min}^2 g}{2\Delta h_s} \left( 1 - \frac{Rt}{Gc} \right) \frac{b}{c}} \quad (4.11.)$$

Pentru orice viteză mai mică decât cea de sus, palpatorul va avea o funcționare corectă.

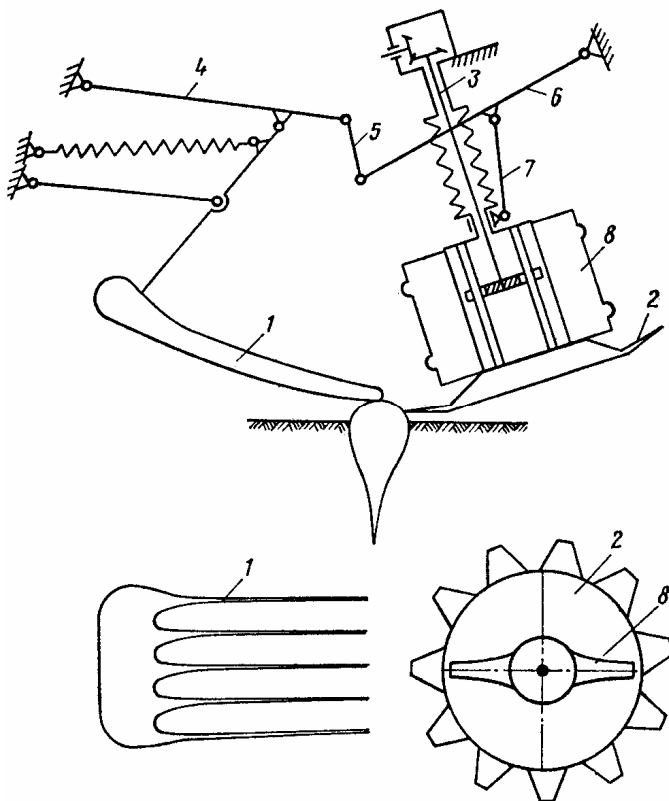


Fig. 4.14. Schema de lucru a aparatului de decoletat cu palpator fix și cuțit activ

Aparat de decoletat cu cuțit activ și palpator pasiv (fig. 4.14.). Patina de palparel este montată sub un unghi față de orizontală, prin intermediul unui mecanism cu paralelogram deformabil. Cuțitul 2 de forma unui disc prevăzut la periferie cu lame tăietoare, primește mișcarea de rotație de la arborele 3. Patina palpează rădăcinile ridicând sau coborând cuțitul prin intermediul pârghiilor 4, 5, 6, 7, coletele tăiate fiind aruncate de paletele 8.

Pentru ca discul să realizeze o suprafață de tăiere orizontală și să asigure aruncarea coletelor spre transportor, acesta se dispune înclinat cu un unghi  $\theta$  (fig. 4.15.). După

tăierea coletului unei rădăcini înalte și cu diametru mare, pentru a începe tăierea coletului unei rădăcini cu diametru mic, discul trebuie să se deplaseze în jos cu distanța  $\Delta h$ .

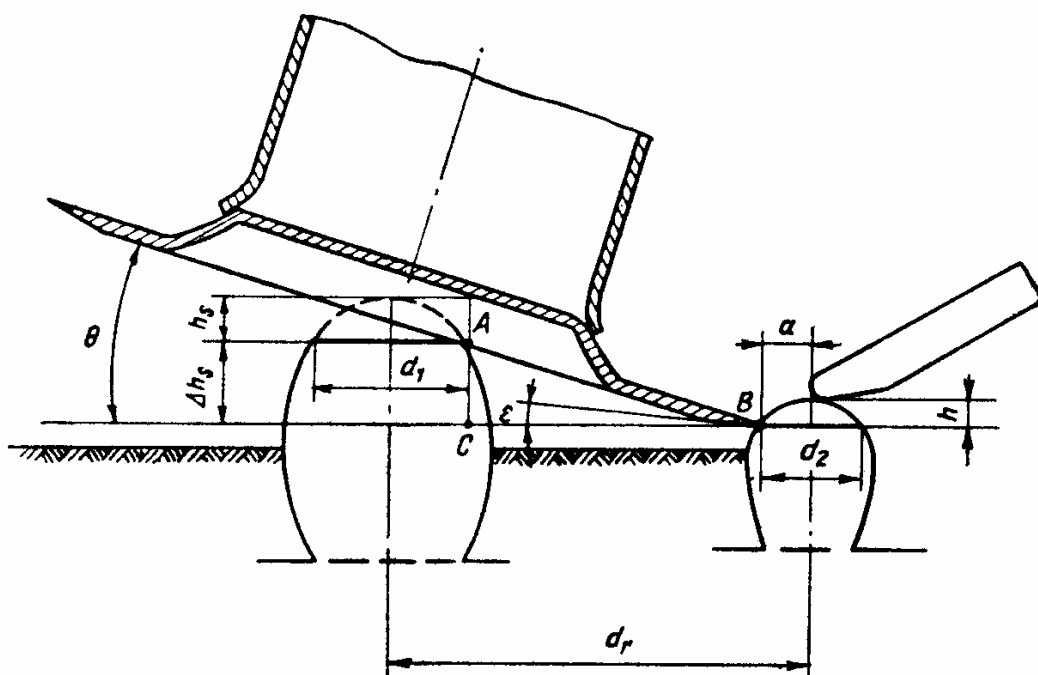


Fig. 4.15. Schema de calcul al unghiului de înclinare a cuțitului activ

Valoarea unghiului de înclinare  $\theta$  se determină din triunghiul  $ABC$ :

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{\Delta h_s}{d_r - \frac{d_1}{2} - \frac{d_2}{2}} = \frac{2\Delta h_s}{2d_r - d_1 - d_2} \quad (4.12.)$$

Unghiul  $\theta$  este de  $20^\circ$  iar viteza periferică a cuțitelor este de 10-15 m/s.

## 4.2. Organe de dislocat și extras rădăcini

Pentru dislocarea și scoaterea din sol a rădăcinilor de sfeclă (decoletate sau nedecoletate) se folosesc diverse organe de lucru. Acestea trebuie să îndeplinească următoarele funcții:

- afânarea și dislocarea stratului de sol în care se află rădăcinile;
- extragerea (scoaterea) rădăcinilor din sol;
- curățirea parțială a rădăcinilor de pământ;
- transmiterea rădăcinilor către următoarele organe de lucru ale mașinii.

După modul cum execută procesul de lucru organele de dislocat și extras rădăcini se împart în organe ce lucrează prin săpare, prin presare, prin presare și tragere, etc.

După felul montării și acționării lor, organele de dislocat și extras rădăcini sunt fixe sau rigide, mobile sau antrenate (rotative, oscilante), respectiv combinate.

Organele de dislocare prin săpare au suprafața activă curbată și dispusă înclinat față de orizontală, astfel că prin înaintare în lucru realizează afânarea solului și împingerea în sus a rădăcinilor, fără a le scoate din sol la suprafața sa.

Organele de dislocare prin presare, de tipul rigide (fig. 4.16.), prin înaintare în brazdă taie câte o fâșie de sol în care se găsesc rădăcinile și o supune unui proces de îngustare progresivă a pământului ce înconjoară rădăcina.



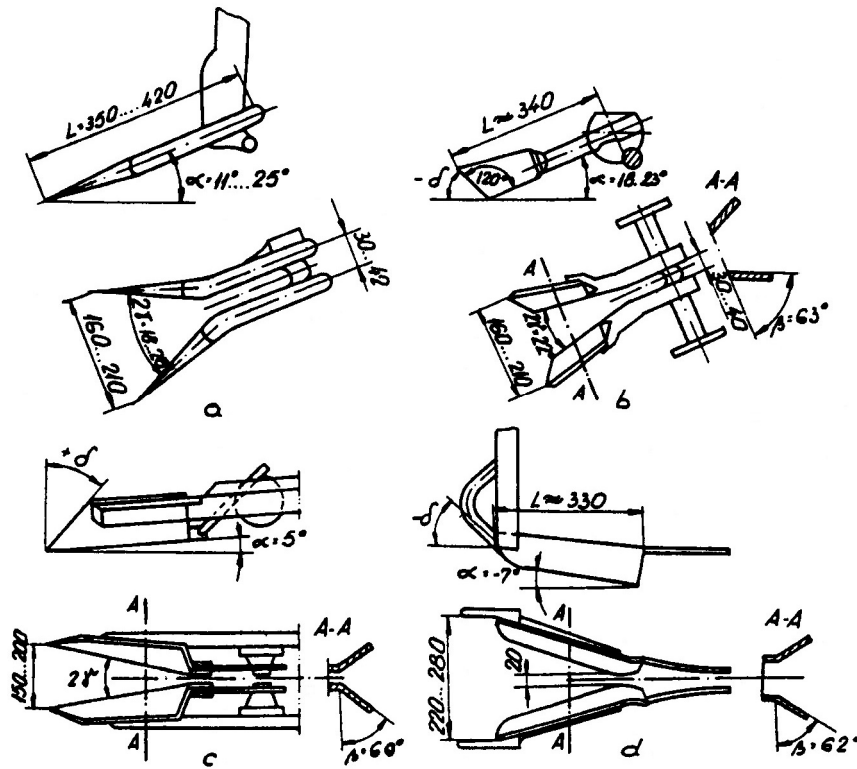


Fig. 4.16. Organe de dislocat fixe: a- tip furcă; b- brăzdar tip ancoră; c- brăzdar tip patină; d- brăzdar plat

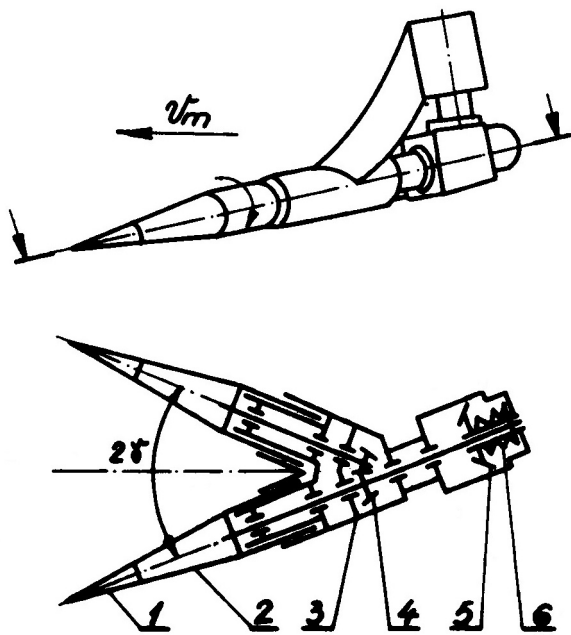


Fig. 4.17. Organ de dislocat de tip furcă activă

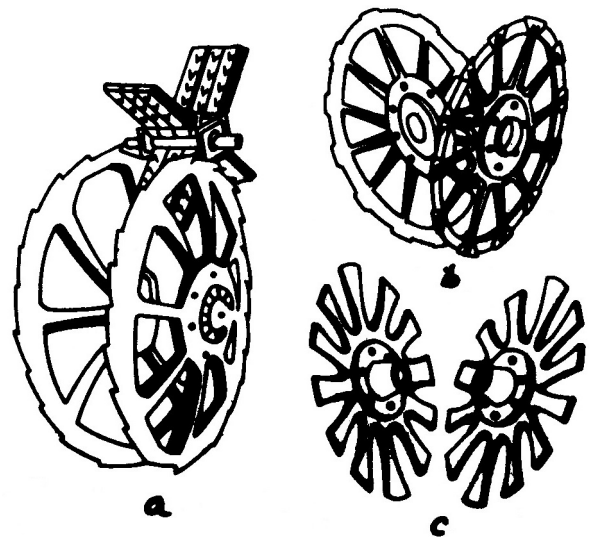


Fig. 4.18. Organe de dislocare și extragere tip disc

Organele de dislocat oscilante pot fi de tipul cu furcă cu un braț oscilant și celălalt rigid, cu furcă cu ambele brațe oscilante, cu brăzdare plate oscilante, etc. În funcție de direcția oscilațiilor se deosebesc organe de dislocat cu oscilații longitudinale în plan orizontal (pe direcția de deplasare a mașinii), organe de dislocare cu oscilații transversale în plan orizontal și organe de dislocare cu oscilații în plan vertical.

Procesul de lucru executat de aceste organe de dislocare este caracterizat printr-o curățire bună a rădăcinilor de pământ la umidități ale solului sub 16 % și insensibilitatea față de buruieni și resturi vegetale.

Din datele experimentale s-a constatat că organele de dislocat cu oscilații în plan orizontal dau rezultate mai bune decât cele care au oscilații în plan vertical.

Organele de dislocat și extras rădăcini de tipul active execută dislocarea și extragerea rădăcinilor din sol datorită presării lor în porțiunea conică, ca urmare a micșorării continue a distanțelor dintre suprafețele de lucru, cât și datorită antrenării în sus prin frecare, ca urmare a mișcării relative (de rotație) a elementelor active.

Organul de dislocat și extras rădăcini de tipul cu furcă activă (fig. 4.17.) este alcătuit din vârful 1, conurile rotative 2, corpul 3, angrenajul 4, roata dințată conică 5 și cuplajul 6.

Organele de dislocat și extras rădăcini cu discuri (fig. 4.18.) sunt alcătuite din două discuri și un rotor cu palete. Discurile execută dislocarea și extragerea rădăcinilor din sol, iar rotorul execută scoaterea rădăcinilor dintre discuri și transmiterea lor la organele de curățire. Discurile pot fi sferice (fig. 4.18.a.) sau plane (fig. 4.18.b,c) și pot avea tăiș neted sau crestat.

După modul de antrenare în mișcare discurile pot fi pasive (discuri libere pe ax), la care rotirea lor este datorată frecării cu solul, organe active (antrenate), la care discurile sunt antrenate în mișcare de rotație prin intermediul unor transmisii mecanice, respectiv organe combinate, la care unul dintre discuri este antrenat mecanic în mișcare de rotație, iar celălalt este antrenat prin frecarea cu solul.

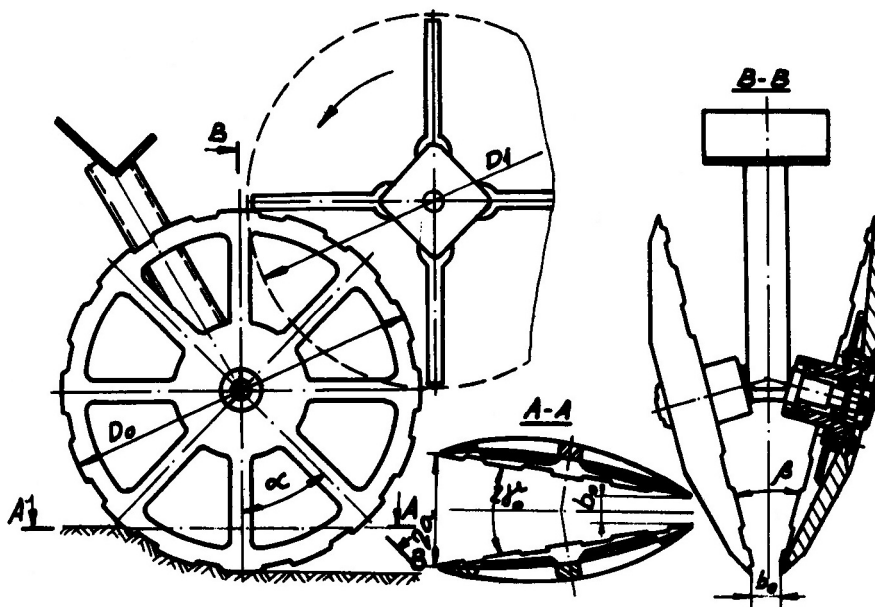


Fig. 4.19. Schema de dispunere a discurilor

Discurile se dispun înclinat atât față de direcția de înaintare, cât și față de verticală (fig. 4.19.). Distanța minimă  $b_0$  între marginile discurilor este de 30-70 mm și se află într-un plan înclinat cu unghiul  $\alpha$  față de planul vertical normal pe direcția de înaintare (este reglabilă în funcție de dimensiunile rădăcinilor). Unghiul  $\alpha$  are valori cuprinse între  $18^\circ$ - $48^\circ$ , iar viteza periferică a discurilor este de 2,5-3,5 m/s.

Planele în care se află marginile discurilor formează între ele unghiul  $2\gamma$  și care are valori între  $25^\circ$ - $35^\circ$  (fig. 4.20.) Valoarea unghiului se alege astfel încât rădăcinile să nu se împănazeze între discuri.

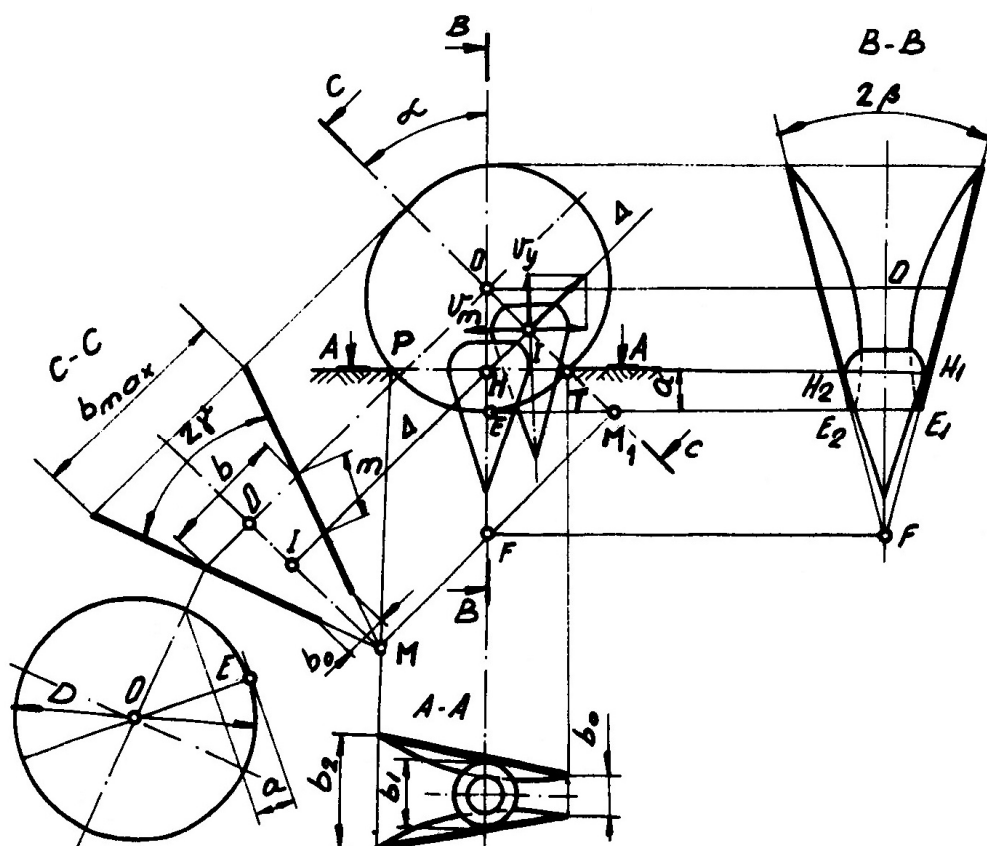


Fig. 4.20. Schema de lucru a discurilor de dislocat

Pentru a evita vătămarea rădăcinilor, contactul dintre rădăcini și discuri trebuie să fie liniar, pe generatoarea rădăcinii. Pentru aceasta este necesar ca unghiul  $2\beta$  format între suprafețele de rezemare să fie egal cu unghiul la vârf al conului rădăcinii. În cazul organelor de dislocat folosite în practică, pentru unghiul  $2\beta = 25^\circ$  rezistența la tracțiune este minimă.

Distanța dintre centrele discurilor  $b$  este:

$$b = 2OM \operatorname{tg} \gamma = 2OF \operatorname{tg} \beta \quad (4.13.)$$

Din figură se poate vedea că  $OM = OF \cos \alpha$  și se obține relație care indică legătura între unghiurile ce caracterizează poziția discurilor:

$$\operatorname{tg} \beta = \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma \quad (4.14.)$$

Distanța dintre marginile discurilor în partea din față la nivelul solului  $b_2$ , respectiv lățimea stratului de sol supus acțiunii acestora, trebuie să îndeplinească condiția:

$$b_2 \geq d_{\max} + 2\delta + \delta_0 \quad (4.15.)$$

În relația de mai sus  $d_{\max}$  este diametrul maxim al rădăcinilor,  $\delta$  este abaterea maximă a rădăcinilor față de axa rândului, iar  $\delta_0$  este precizia de conducere a organelor de dislocare pe rând.

Când distanța minimă dintre discuri  $b_0$  este la nivelul solului, adâncimea de pătrundere a discurilor în sol este dată de relația:

$$a = R \cos \beta - R \cos \alpha \cos \gamma \quad (4.16.)$$

De aici se poate determina diametrul discurilor:

$$D = \frac{2a}{\cos \beta - \cos \alpha \cos \gamma} \quad (4.17.)$$

Pentru ca contactul dintre discuri și rădăcină să fie în spatele axei OE (pentru a fi trase din sol) trebuie ca viteza mașinii să satisfacă condiția:

$$v_m \leq \omega \left( R - \frac{a}{\cos \beta} \right) \quad (4.18.)$$

În timpul extragerii rădăcinii din sol aceasta nu trebuie să fie înclinată în față. Acest lucru este realizat dacă se respectă condiția:

$$v_m - \omega m \cos \alpha \leq 0 \quad (4.19.)$$

În relația de mai sus  $m$  este distanța de la axa de rotație a discului la axa  $\Delta - \Delta$  (direcția de deplasare a rădăcinii în procesul de extragere).

Se obține pentru discuri relația de calcul a vitezei unghiulare:

$$\omega \geq \frac{v_m \cos \gamma}{(R \cos \beta - a) \cos^2 \alpha} \quad (4.20.)$$

În aceste condiții viteza de extragere a rădăcinilor din sol va fi:

$$v_y = \omega m \sin \alpha = \frac{\omega (R \cos \beta - a) \sin \alpha \cos \alpha}{\cos \gamma} \quad (4.21.)$$

Rotorul pentru scoaterea rădăcinilor dintre discuri poate fi cu palete rigide (metalice) sau cu palete articulate din cauciuc.

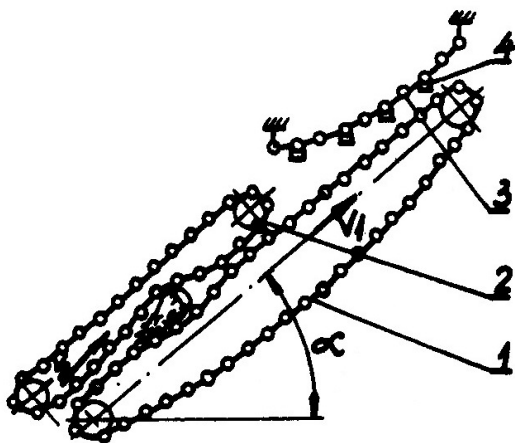
### 4.3. Organe pentru curățirea rădăcinilor

Unele mașini de recoltat sfeclă de zahăr au în construcția lor organe care execută îndepărtarea frunzelor rămase pe rădăcini, a frunzelor și coletelor căzute pe sol, precum și a vegetației și pământului de pe rândul de plante. Din punct de vedere constructiv sunt organe cu rotor longitudinal și organe de tip tobă transversală.

Rotorul longitudinal este realizat sub forma unui arbore cu una sau două rozete prevăzute cu palete elastice din cauciuc. Axa arborelui este paralelă cu axa rândului și este situată deasupra rădăcinilor decoletate.

Curățitorul cu tobă transversală este format dintr-un ax cilindric tubular dispus înclinat față de direcția de deplasare și paralel cu solul. Pe ax sunt fixate palete din cauciuc care, prin lovire și frecare desprind frunzele netăiate de pe rădăcini și le antrenează, împreună cu coletele căzute și vegetația rămasă deasupra solului, deplasându-le atât pe direcția de înaintare, cât și transversal, lăsându-le sub forma unei fâșii continue în partea laterală a zonei de lucru.

Pentru îndepărtarea pământului și a resturilor vegetale antrenate odată cu rădăcinile, mașinile sunt echipate cu organe speciale de curățire. Acestea sunt de mai multe tipuri:



- transportoare-scurtătoare cu vergele;
- transportoare-curățitoare cu vergele;
- transportoare-curățitoare cu rozete;
- organe de curățire cu valțuri, etc.

Transportoarele-scurtătoare cu vergele (grătare rulante) transportă și scutură masa de material de pe ramura activă. Se dispun înclinate la un unghi de  $30-38^\circ$  și au o viteză liniară de 1,2-1,5 m/s.

Fig. 4.21. Transportor-curățitor cu vergele

Transportorul-curățitor cu vergele (fig. 4.21.) este alcătuit din transportorul elevator cu vergele 1, transportorul superior 2, reținătorul complementar 3 și barele răzuitoare 4. Transportorul elevator este dispus înclinat sub un unghi  $\alpha$  de  $30-38^{\circ}$ , iar viteza liniară a sa este mai mare decât a transportorului superior. Acest lucru face ca în timpul deplasării vergelele să alunece pe rădăcini și să desprindă pământul aderent, imprimând și o rotație a rădăcinilor, astfel încât toată suprafața lor să vină în contact cu vergelele. Procesul de curățire a rădăcinilor de pământ este continuat și de barele răzuitoare ale reținătorului complementar.

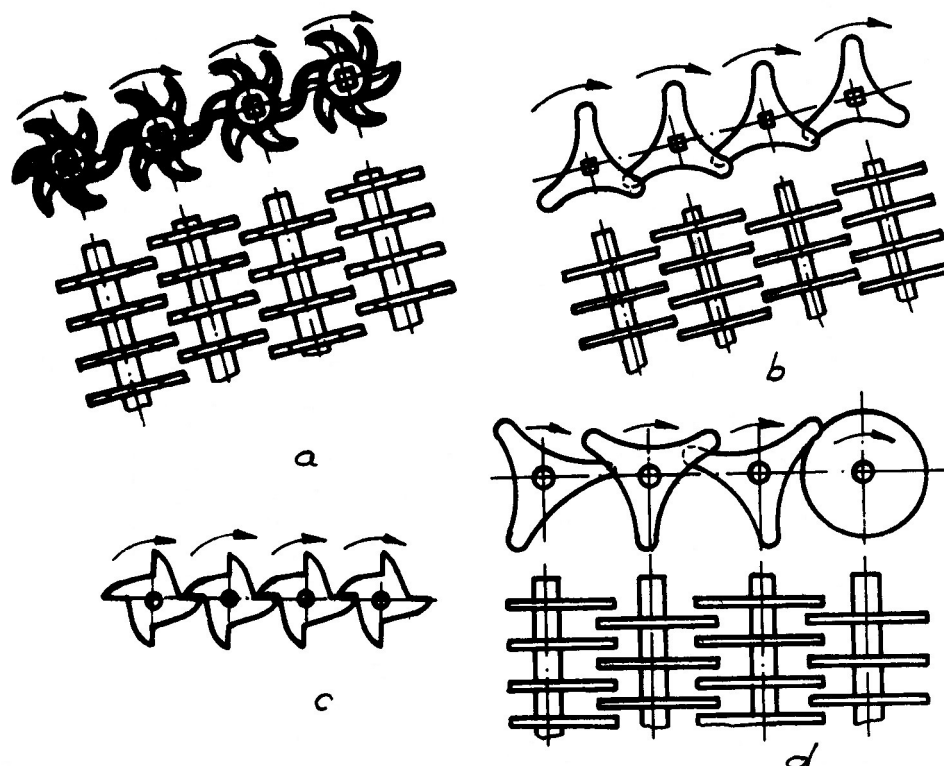


Fig. 4.22. Transportoare-curățitoare cu rozete

Transportoarele-curățitoare cu rozete (fig. 4.22.) sunt formate din trei, până la nouă axe orizontale (dispuse perpendicular pe direcția de deplasare a rădăcinilor), ce se rotesc în același sens. Prin intermediul rozetelor (de diferite forme) se transmit lovituri ușoare rădăcinilor, provocând, pe de o parte deplasarea lor, iar pe de altă parte desprinderea pământului aderent, fărâmișarea bulgărilor și trecerea lor prin spațiul dintre rozete. Din punct de vedere constructiv rozetele pot fi din cauciuc sau din metal. Intensitatea loviturilor transmise rădăcinilor poate fi modificată prin variația regimului cinematic al acestora, dar și prin modificarea poziției relative a brațelor (defazarea rozetelor). Transportoarele-curățitoare cu rozete se dispun înclinate față de orizontală cu unghiuri între  $0-20^{\circ}$ .

Organele de curățire cu valțuri (fig. 4.23.) sunt, din punct de vedere funcțional, valțuri cu acțiune longitudinală și valțuri cu acțiune tangențial-axială.

Prima categorie de valțuri sunt alcătuite din două perechi de valțuri cilindrice, prevăzute pe suprafața laterală cu nervuri elicoidale. Aceste nervuri pot fi metalice sau din cauciuc și sunt dispuse după elice inversă. În procesul de lucru valțurile se rotesc în sensuri opuse și nervurile execută deplasarea rădăcinilor în lungul lor, precum și răzuirea pământului.

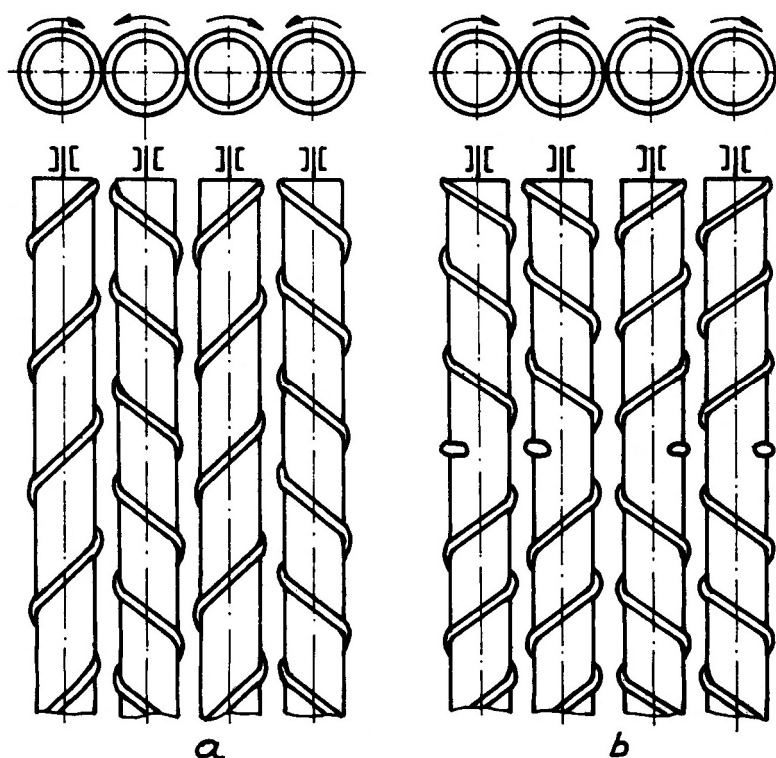


Fig. 4.22. Organe de curățire cu valțuri: a- valțuri cu acțiune longitudinală;  
b- valțuri cu acțiune tangențial-axială

Organele de curățire cu valțuri cu acțiune tangențial-axială sunt constituite din 4-6 valțuri cilindrice orizontale, care se rotesc în același sens. Valțurile au pe suprafața laterală nervuri elicoidale dispuse după două elice cu înfășurări inverse. Viteza periferică a valțurilor este de cca. 5 m/s. De regulă, valțurile sunt grupate două câte două, cu nervuri dispuse asemănător. În procesul de lucru rădăcinile sunt lovite și antrenate de nervurile elicoidale, atât pe direcția tangențială, cât și pe direcția axială. Pământul desprins de pe rădăcini, precum și resturile vegetale antrenate odată cu rădăcinile cad prin spațiul dintre valțuri.

Pentru a asigura curățirea suprafeței de lucru a valțurilor, pasul elicelor și spirelor de la valțurile alăturate este diferit. De regulă, pasul fiecărei elice este un multiplu al diferenței dintre pasul elicei unui valț și pasul elicei celuilalt valț.

Pasul nervurii elicoidale care asigură deplasarea axială a rădăcinii, trebuie să fie mai mare sau cel puțin egal cu lungimea rădăcinilor.

## V. MAȘINI DE RECOLTAT LEGUME

Marea diversitate a speciilor de legume, soiuri și varietăți, impune utilizarea de tehnologii proprii de cultivare. Acest fapt a determinat ca mecanizarea lucrărilor în sectorul legumicol să întâmpine unele dificultăți.

În ceea ce privește mecanizarea recoltării acestor culturi, a dus la apariția unor mașini și utilaje ale căror parametri și regimuri de lucru sunt adaptate la proprietățile fizico-mecanice ale plantelor și culturilor legumicole. Ca urmare a faptului că unele proprietăți sunt comune mai multor feluri de plante legumicole, acestea se pot grupa în funcție de partea din plantă ce constituie produsul principal astfel: păstăioase, solano-fructoase, rădăcinoase, bulboase, tuberculifere, vărzoase, bostănoase, etc.

Având în vedere cele prezentate anterior, după felul plantelor pe care le recoltează, mașinile de recoltat legume se împart astfel: mașini de recoltat fasole, mașini de recoltat mazăre, mașini de recoltat tomate, mașini de recoltat legume rădăcinoase, mașini de recoltat legume bulboase, mașini de recoltat varză, mașini de recoltat castraveți, mașini de recoltat legume cu coacere eşalonată, etc.

### 5.1. Mașini de recoltat mazăre

**Tehnologii de recoltare.** Procesul tehnologic de recoltare a mazării cuprinde următoarele operații: tăierea sau smulgerea plantelor din sol, treieratul plantelor, separarea și curățirea boabelor, colectarea și strângerea vrejilor.

După modul cum se execută aceste operații există două tehnologii de recoltare:

- tehnologia divizată: presupune executarea operațiilor în etape succesive de către utilaje diferite;
- tehnologia monofazică: operațiile sunt executate simultan de către o singură mașină.

În cazul recoltării boabelor de mazăre la maturitate se utilizează o tehnologie divizată în două faze: în prima fază se separă plantele de sol și se lasă sub formă de brazde pentru definitivarea coacerii, iar în faza a doua se ridică plantele din brazdă, se treieră, se curăță și se colectează boabele.

**Cerințe tehnologice.** La recoltarea mazării verzi trebuie să fie satisfăcute următoarele cerințe:

- pierderile de boabe la desprinderea plantelor de sol, sub 3,5 %;
- pierderile de boabe rămase în păstăi după treierat, sub 8 %;
- procentul de boabe sparte la treierat, sub 10 %;
- puritatea boabelor, peste 92 %.

În funcție de operațiile tehnologice pe care le execută, mașinile de recoltat mazăre se împart în: mașini de recoltat tulpini de mazăre, mașini de adunat și încărcat mazăre, batoze de treierat mazăre și combine de recoltat mazăre verde.

**Mașini de recoltat tulpini de mazăre.** Aceste mașini execută smulgerea sau tăierea plantelor, lăsarea pe sol sub formă de brazde sau încărcarea lor în mijloace de transport (în cazul recoltării mazării verzi). Aici se regăsesc mașinile speciale de recoltat tulpini de mazăre, precum și mașini adaptate pentru recoltarea mazării precum cositori, secerători, vindrovere.

Mașinile speciale pentru recoltat tulpini de mazăre sunt de trei feluri: mașini cu dispozitiv de smulgere, mașini cu benzi de antrenare și vindrovere pentru recoltat mazăre.

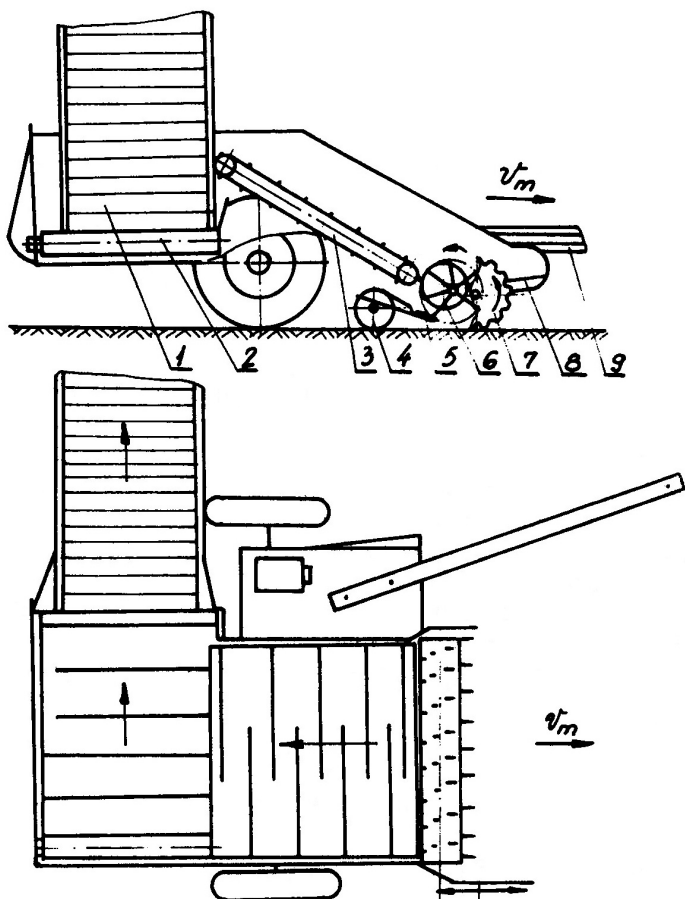


Fig. 5.1. Schema mașinii de recoltat tulpini de mazăre cu dispozitiv de smulgere

Mașinile de recoltat tulpini de mazăre prin smulgere pot fi tractate sau purtate, acționate de la priza de putere a tractorului.

Mașina de recoltat tractată (fig. 5.1.) este alcătuită din dispozitivul de smulgere cu degete escamotabile 6, aparatul de tăiere 5, separatorul de lan de tip cuțit disc 7, contracuțitul separatorului 8, roata de copiere 4, transportorul longitudinal 3, transportorul transversal 2, transportorul elevator 1 și bara de cuplare la tractor 9.

Desprinderea plantelor de sol are loc sub acțiunea combinată a dispozitivului de smulgere și a aparatului de tăiere. Mai întâi plantele intră sub acțiunea degetelor escamotabile ale dispozitivului de smulgere, care le ridică de pe sol și

le smulge, iar cele care nu au fost smulse sunt tăiate de cuțitul aparatului de tăiere. Preluare de către transportorul longitudinal, tulpinile smulse și tăiate sunt transportate în mijlocul de transport cu transportoarele 2 și 1.

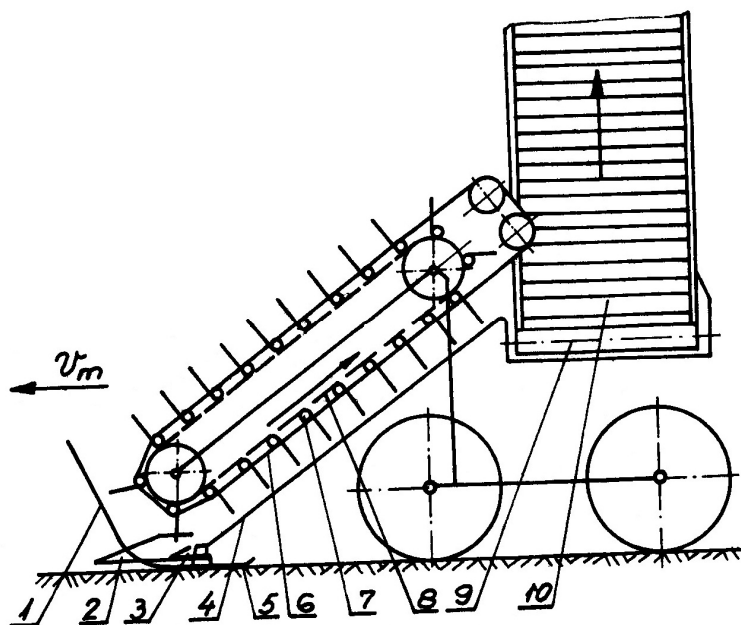


Fig. 5.2. Schema mașinii de recoltat tulpini de mazăre cu benzi de antrenare

Mașinile de recoltat tulpini de mazăre cu benzi de antrenare (fig. 5.2.) sunt alcătuite din separatorul de la 1, ridicătoarele de plante 2, aparatul de tăiere 3, jghebul pentru susținerea materialului 4, patinele 5, benzile din cauciuc 6, barele cu degete elastice 7, lanțurile transportoare 8, transportorul transversal cu bandă 9 și elevatorul 10.

Transportorul longitudinal cu benzi de antrenare a materialului are o construcție specială, fiind format din două sau trei lanțuri continui, paralele, pe care sunt fixate barele transversale cu degete elastice. Peste barele transversale sunt dispuse curele continui din cauciuc, mai lungi decât lanțurile și care trec peste două role cu axe situate în spatele roților de lanț, în această zonă realizându-se descărcarea materialului.



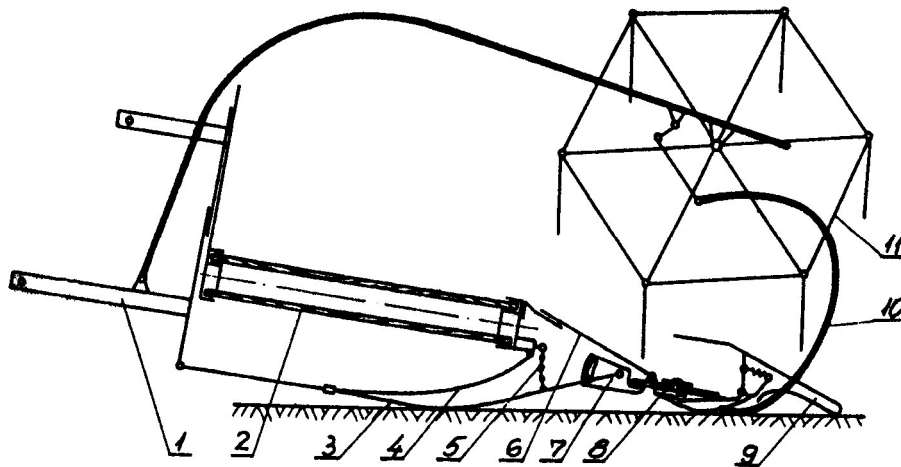


Fig. 5.3. Schema unui vindrover purtat pentru recoltat tulpini de mazăre

Vindroverele folosite la recoltarea tulpinilor de mazăre sunt de tipul purtate (în fața sau în spatele tractorului) și acționate de la priza de putere.

Un astfel de vindrover (fig. 5.3.) este alcătuit din rabatorul 11, aparatul de tăiere 8, ridicătoarele de plante 9, separatorul de lan 10, patinele 3, grătarul pentru susținerea tulpinilor 6, consolele pentru reglarea înclinării aparatului de tăiere 7, lanțurile 5, transportorul transversal 2, arcul lamelar 4 și cadrul mașinii 1.

Tulpinile de mazăre sunt ridicate, tăiate și lăsate pe sol sub formă de brazdă, urmând ca ulterior acestea să fie preluate și transportate către centrele de prelucrare.

Dintre mașinile care se adaptează la recoltarea tulpinilor de mazăre se pot menționa cositorile prevăzute cu ridicătoare de plante și vindroverele folosite la recoltarea cerealelor păioase cu grad mare de îmburuienare.

Pentru ridicarea tulpinilor din brazde și încărcarea lor în mijloace de transport se folosesc mașini specifice tehnologiilor de recoltare a plantelor furajere.

**Batoze de treierat mazăre verde.** Batozele sunt mașini care execută desghiocarea păstăilor, desprinderea boabelor din păstăi, separarea de vreji, curățirea și colectarea boabelor.

Batozele pot fi folosite atât la treieratul mazării verzi, cât și la mazărea cu boabe ajunse la maturitate.

În funcție de modul cum execută operațiile, batozele pentru mazăre pot fi staționare (intră de regulă în dotarea stațiilor fixe pentru treierat mazăre) și mobile (execută ridicarea brazdelor de pe sol, treieratul, curățirea și colectarea boabelor). Batozele mobile pot fi tractate și acționate de la priza de putere a tractorului, respectiv autopropulsate și sunt prevăzute cu sisteme automate de orizontalizare, de regulă cu traductor cu pendul dublu (unul pe direcție longitudinală și altul pe direcție transversală).

Bătătorul și contrabătătorul pot fi de formă cilindrică sau prismatică. Bătătorul are pe suprafața laterală montate palete active dispuse după o elice cu unul, două sau trei începuturi, fixe sau reglabile, dar înclinate față de generatoare. Contrabătătorul, realizat din plasă din fire sintetice împletite, are prevăzute la interior palete paralele sau înclinate față de axa acestuia.

Bătătorul și contrabătătorul se rotesc în același sens dar cu turații diferite:

- bătătorul: 100-380 rot/min;
- contrabătătorul: 18-22 rot/min.

Procesul de treier cuprinde mai multe faze: faza de ridicare a materialului, faza de deplasare a materialului pe paletele contrabătătorului, faza de cădere liberă a materialului

și faza de lovire și aruncare a materialului. În procesul de treier materialul primește în medie 56 de lovituri. Ca urmare a dispunerii paletelor pe bătător și contrabătător, în timpul lucrului materialul primește și o mișcare de avans, ce crește odată cu unghiul de înclinare a paletelor.

Deoarece caracteristicile păștilor și tulpinilor diferă, la intrarea în aparatul de treier se desfac păștile cel mai puțin rezistente și treptat cele cu rezistența mai mare. Pentru reducerea procentului de boabe vătămate sau sparte trebuie ca materialului să i se aplice un regim de lovire diferențiat, de-a lungul aparatului de treier. Acest lucru este realizat cu un aparat de treier conic.

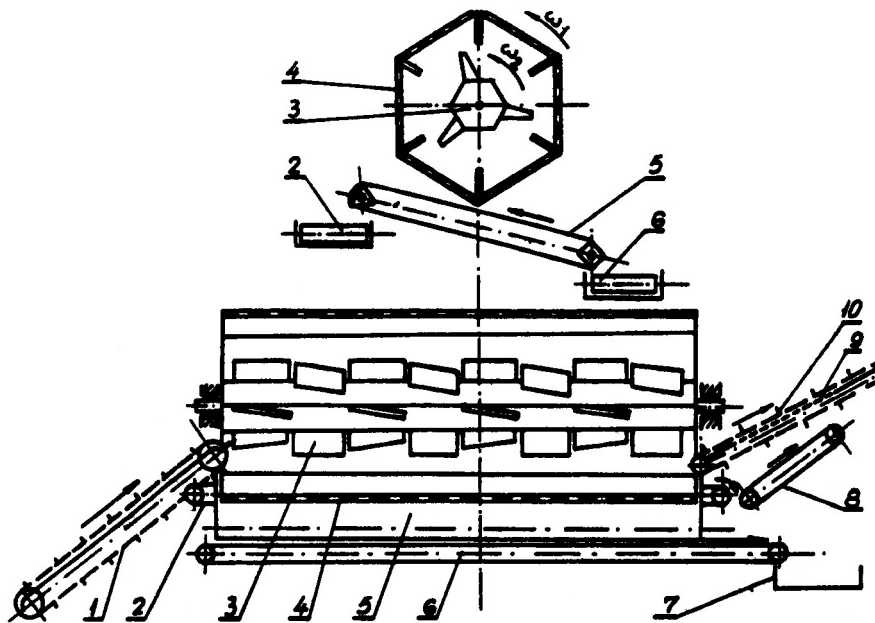


Fig. 5.4. Schema unei batoze staționare pentru treierat mazăre

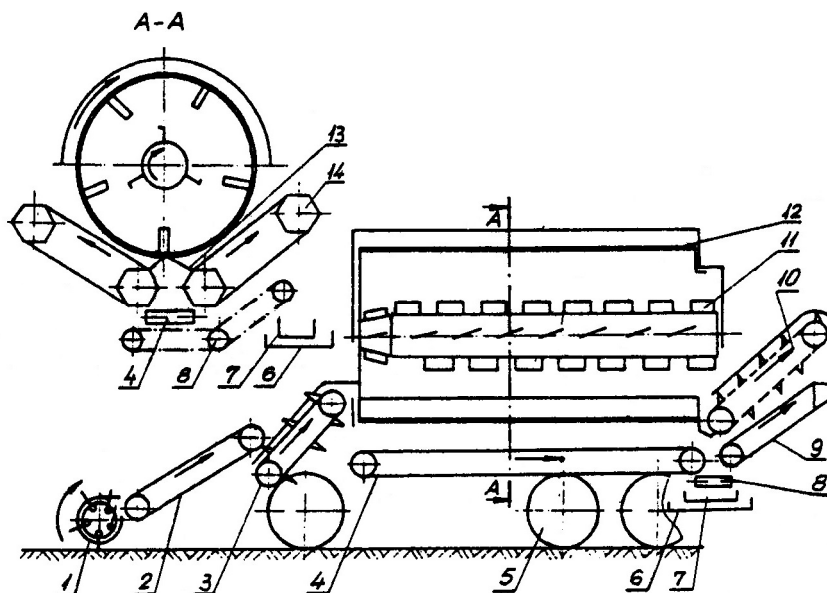


Fig. 5.5. Schema unei batoze mobile pentru treierat mazăre

Batoza staționară folosită la treieratul mazării (fig. 5.4.) este alcătuită din elevatorul de alimentare 1, aparatul de treier format din bătătorul 3 și contrabătătorul 4, separatorul de boabe cu bandă înclinată 5, elevatorul pentru descărcarea vrejilor 10,

transportorul de boabe 6, transportorul de impurități 2, sita de separare 9, separatorul cu bandă înclinată 8 și colectorul de boabe 7.

Separatoarele pentru boabe sunt de obicei separatoare prin frecare. Astfel, separatorul este alcătuit dintr-o bandă continuă de pânză cauciucată, dispusă înclinat față de orizontală și două suluri profilate care antrenează banda, care imprimă o mișcare oscilatorie a acesteia. Boabele libere se rostogolesc pe suprafața benzii către în jos, în timp ce fracțiile verzi sunt antrenate prin frecare și evacuate la capătul benzii.

Batoza mobilă (fig. 5.5.) realizează ridicarea brazdelor de pe sol, treieratul materialului, curățirea și colectarea boabelor. În funcție de modul de acționare batozele mobile pot fi tractate și acționate de către un motor propriu sau batoze autopropulsate.

Față de cele staționare, batozele mobile sunt echipate suplimentar cu echipamentul de ridicat din brazdă, echipamentul de rulare, recipienti de colectare a boabelor și sisteme de orizontalizare.

O batoză mobilă este alcătuită din ridicătorul de brazdă cu tobă 1, transportorul cu bandă 2, elevatorul de alimentare 3, transportorul longitudinal de boabe 4, sistemul de rulare 5, platforma 6, lăzile pentru colectarea boabelor 7, transportorul cu bandă 8, separatorul cu bandă înclinată 9, elevatorul de evacuare a vrejilor 10, bătătorul 11, contrabătătorul 12, planul înclinat 13 și separatoarele cu bandă 14.

Recoltarea mazării verzi într-o singură fază se poate realiza cu combine autopropulsate specializate pentru treierat mazăre verde și care, în locul ridicătorului de brazdă și al transportorului longitudinal, au prevăzut un echipament de recoltat tulpini și un dispozitiv pentru îngustarea fluxului de material.

La recoltarea mazării cu boabe mature se folosesc atât batoze mobile, cât și combine de recoltat cereale păioase cu adaptările necesare la recoltat mazăre boabe.

Aparatul de tăiere folosit în construcția mașinilor de recoltat mazăre are o construcție specifică, de regulă cu degete scurte și cuțit superior cu mișcare rectilinie alternativă.

La mașinile de recoltat mazăre fără dispozitive de ridicare a plantelor cu tobă cu degete escamotabile, pe degetele aparatului de tăiere se montează ridicătoare de plante.

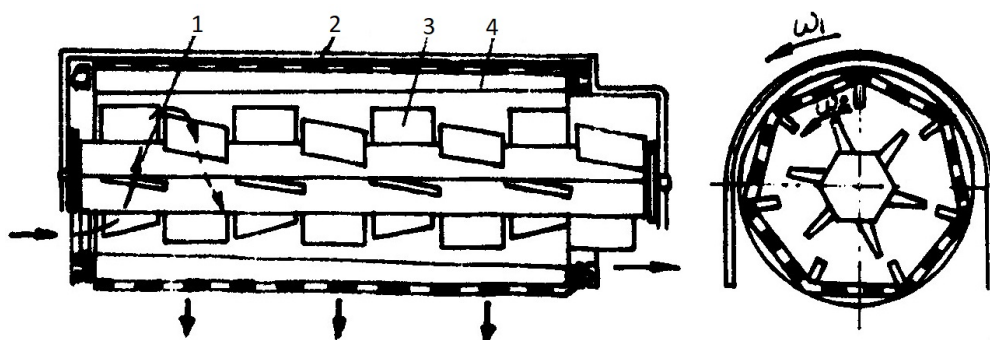


Fig. 5.6. Schema aparatului de treier

Aparatul de treier (fig. 5.6.) este alcătuit din bătătorul 1 și contrabătătorul 2. De formă cilindrică sau prismatică, bătătorul are dispuse pe suprafața sa paletele active 3, înclinate și de-a lungul a 3-6 generatoare elicoidale. Putând avea aceeași formă geometrică, contrabătătorul este realizat sub formă de plasă din fire sintetice împletite. În interiorul contrabătătorului sunt dispuse paletele radiale 4.

Procesul de treier cuprinde faza de ridicare a materialului, faza de deplasare a materialului pe paletele contrabătătorului, faza de cădere liberă a materialului, respectiv faza de lovire și aruncare a materialului.

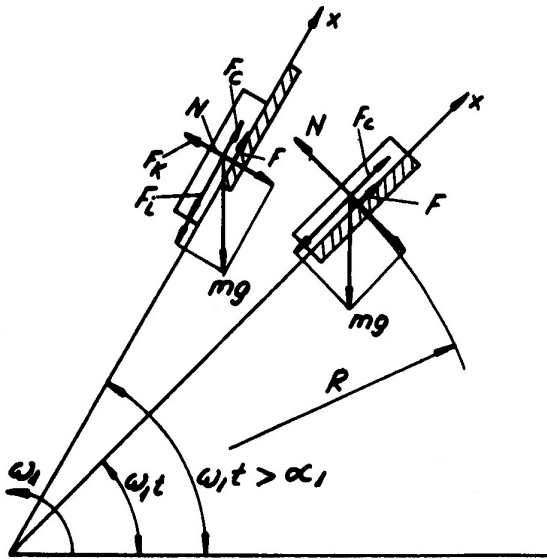


Fig. 5.7. Schema forțelor ce acționează asupra materialului

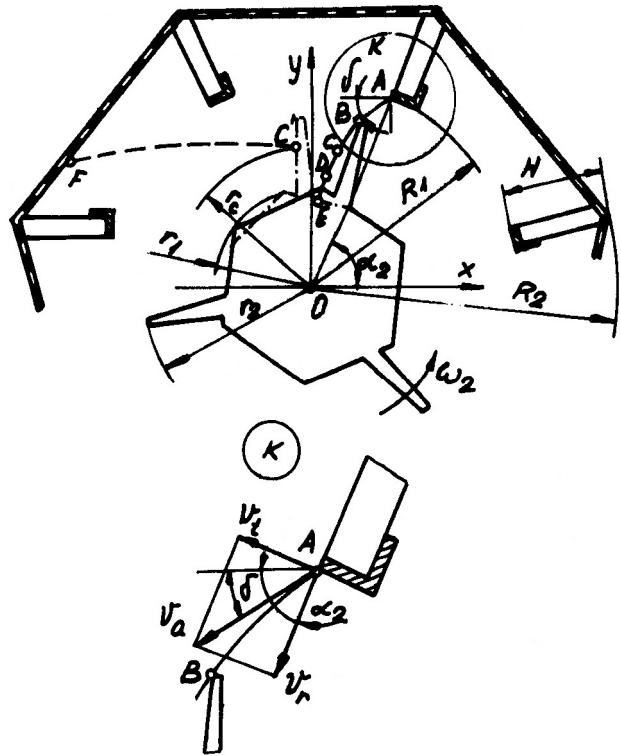


Fig. 5.8. Deplasarea liberă a materialului

În prima fază materialul introdus în aparatul de treier este antrenat în mișcare de rotație de paletele contrabătătorului. Se consideră paleta ca un plan înclinat mobil și care formează unghiul  $\omega_1 t$  cu planul orizontal (fig. 5.7.). Asupra materialului acționează forța de greutate  $G=mg$ , forța centrifugă  $F_c = mR\omega_1^2$ , reacțiunea normală  $N$  și forța de frecare  $F = \mu N$ . Ecuația de echilibru a forțelor în raport cu suprafața paletelor este:

$$mR\omega_1^2 + \mu mg \cos \omega_1 t - mg \sin \omega_1 t = 0 \quad (5.1.)$$

În relația de mai sus  $R$  este raza centrului de masă față de axa de rotație,  $m$  este masa materialului antrenat,  $\mu$  este coeficientul de frecare al materialului cu paleta și  $\omega_1$  este viteza unghiulară a contrabătătorului.

Starea de echilibru se menține până la unghiul  $\alpha_1 = \omega_1 t_1$ , după care începe alunecarea materialului pe paletă. Dacă în relația de mai sus se notează cu  $k = \omega_1^2 R / g$ , reprezentând coeficientul de regim cinematic al contrabătătorului, atunci unghiul de la care are loc desprinderea materialului se poate determina cu relația:

$$\cos \alpha_1 = \frac{\sqrt{1 + \mu^2 - k^2} + \mu k}{1 + \mu^2} \quad (5.2.)$$

Faza a doua începe din momentul paleta a ajuns în poziția  $\alpha_1$ , când materialul începe să se deplaseze pe paletă și se termină atunci când acesta părăsește, în mișcare relativă, marginea interioară a paletelor. În cadrul mișcării relative asupra materialului mai acționează forța de inerție  $F_i = m\ddot{x}$  și forța Coriolis  $F_k = 2m\omega_1 \dot{x}$ . Din condiția de echilibru a sistemului de forțe rezultă:

$$\ddot{x} + 2\mu\omega_1 \dot{x} - \omega_1^2 x = g\mu \cos \omega_1 t - g \sin \omega_1 t \quad (5.3.)$$

Relația de mai sus reprezintă o ecuație diferențială liniară de ordinul doi, cu coeficienți a cărei ecuație caracteristică este  $\lambda^2 + 2\omega_1\mu\lambda - \omega_1^2 = 0$ . Soluțiile ecuației caracteristice sunt  $\lambda_{1,2} = \omega_1(-\mu \pm \sqrt{1 + \mu^2})$ . Soluția generală a relației (5.3.) este:

$$x = C_1 e^{t\lambda_1} + C_2 e^{t\lambda_2} + \frac{g}{2\omega_1^2} \sin \omega_1 t \quad (5.4.)$$

În relația de mai sus  $C_1$  și  $C_2$  sunt constante de integrare și se determină din condiții limită.

Dacă paleta are lățimea  $H$  atunci distanța medie de deplasare a materialului este  $H/2$ .

Viteza relativă a materialului la marginea paletelor este dată de relația:

$$\dot{x}_2 = v_r = C_1 \lambda_1 e^{t\lambda_1} + C_2 \lambda_2 e^{t\lambda_2} + \frac{g}{2\omega_1^2} \omega_1 \cos \omega_1 t_2 \quad (5.5.)$$

Timpul  $t_2$  se obține din relația (5.4.) pentru  $x = R - H/2$ .

Viteza de transport a materialului este  $v_t = \omega_1(R - H/2)$ , astfel că pentru viteza absolută a materialului (fig. 5.8.) la ieșirea de pe paletă va fi:

$$v_a = \sqrt{v_t^2 + v_r^2} \quad (5.6.)$$

Direcția vitezei absolute față de orizontală la ieșirea materialului de pe paletă este caracterizată de unghiul  $\delta$  și care se poate determina din triunghiul vitezelor, unde  $\alpha_2$  este faza în care începe mișcarea liberă.

Faza a treia începe din momentul în care materialul iese de pe paletă (punctul A) și cade liber. Coordonatele punctului A sunt:

$$\begin{aligned} x_A &= R_1 \cos \alpha_2 \\ y_A &= R_1 \sin \alpha_2 \end{aligned} \quad (5.7.)$$

Ecuațiile traiectoriei materialului sunt:

$$\begin{aligned} x &= R_1 \cos \alpha_2 - v_a t_c \cos \delta \\ y &= R_1 \sin \alpha_2 - v_a t_c \sin \delta - \frac{gt_c^2}{2} \end{aligned} \quad (5.8.)$$

În relațiile de mai sus  $t_c$  este timpul de la începutul mișcării libere.

În mișcare liberă materialul se deplasează după traiectoria A-E și durează până la întâlnirea cu paleta băătorului. Aceasta poate lovi materialul cel mai devreme în punctul B sau cel mai târziu în punctul D. Se apreciază ca poziție medie de întâlnire a materialului cu paletelor băătorului punctul C, ale cărui coordonate se pot stabili cu ajutorul relațiilor (5.8.)

În ultima fază materialul este aruncat de paleta băătorului cu viteza  $\omega_2 r_C$  pe sita contrabăătorului. Ca urmare a înclinării paletelor băătorului, materialul capătă și o mișcare de avans longitudinal, avans care crește cu unghiul de înclinare a paletelor.

Deoarece păștile de pe tulpini au caracteristici diferite, la intrarea în aparatul de treier se desfac păștile cel mai puțin rezistente și treptat cele cu rezistență mai mare. Pentru a reduce vătămarea boabelor este necesar un regim de lovire diferențiat în lungul aparatului de treier, lucru care se poate realiza folosind un aparat de treier conic.

## 5.2. Mașini de recoltat fasole

**Tehnologii de recoltare.** Tehnologia de recoltare a fasolei verde păștăi cuprinde operațiile: desprinderea păștilor de pe tulpini, curățirea păștilor și colectarea lor. Toate

aceste operații sunt executate într-o singură fază.

Tehnologia de recoltare a fasolei pentru boabe, cuprinde operațiile: desprinderea plantelor de sol prin tăiere sau smulgere, lăsarea lor pe sol sub formă de brazde pentru uscare, adunarea și ridicarea din brazde, treieratul, curățirea și colectarea boabelor. Aceste operații sunt executate în faze eșalonate în timp.

**Cerințe tehnologice.** Recoltarea mecanizată a fasolei necesită cultivarea de soiuri cu dezvoltare uniformă, cu păstăi sub formă de buchete și situate cât mai sus față de sol.

Pentru recoltarea fasolei verde păstăi:

- pierderile de păstăi rămase pe tulpină sub 7 %;
- păstăi vătămate sub 3 %;
- puritatea păstăilor recoltate minim 98 %;

Pentru recoltarea fasolei boabe:

- pierderi de boabe scuturate pe sol sub 3 %;
- procentul de boabe sparte sub 7 %;
- pierderi de boabe rămase pe vreji sub 3 %;
- puritatea boabelor recoltate minim 98 %.

În funcție de operațiile pe care le execută mașinile de recoltat fasole se împart astfel: mașini de recoltat fasole verde, mașini de recoltat tulpini de fasole și mașini de treierat fasole.

**Mașina de recoltat fasole verde păstăi** execută desprinderea păstăilor prin pieptănare, curățirea, sortarea și încărcarea păstăilor într-un mijloc de transport sau colectarea lor în saci, lăzi sau buncăr.

Mașinile de recoltat fasole verde păstăi pot fi cu tobă longitudinală (fig. 5.9.) sau cu tobă transversală, iar din punct de vedere al acționării sunt mașini de recoltat tractate, purtate sau autodeplasabile.

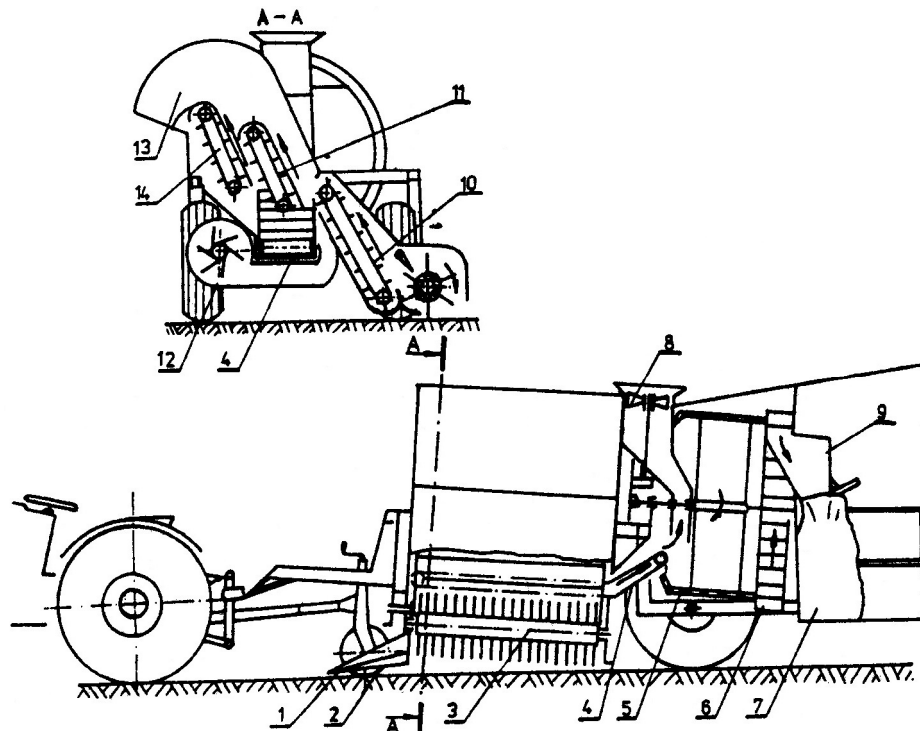


Fig. 5.9. Schema mașinii d recoltat fasole verde păstăi: 1- ridicător de plante; 2- roată de copiere; 3-tobă pieptănare cu degete elastice; 4- transportor cu bandă; 5- sită cilindrică; 6- elevator rotativ cu palete; 7- platformă pentru saci; 8- exhaustor; 9- jgheab receptor; 10- transportor transversal; 11,14- elevatoare de curățire; 12- ventilator; 13- coș evacuare resturi vegetale

Mașinile cu tobe longitudinale sunt executate pentru a lucra pe unul sau două rânduri de plante, situate la distanța de 40-60 cm. Mașinile cu tobe transversale pot recolta la o trecere 3-4 rânduri de plante. Viteza de deplasare în lucru a mașinilor de recoltat este de 3-8 km/h iar capacitatea de lucru este de 0,15-0,3 ha/h.

Dispozitivul de desprindere a păstăilor este de obicei o tobă cilindrică prevăzută cu 6-8 bare dispuse pe generatoare, pe care sunt fixate degete elastice. Tobe longitudinale sunt dispuse înclinat față de orizontală pentru pieptănarea progresivă a plantelor. Tobe transversale sunt dispuse orizontal. În funcție de viteza de deplasare și caracteristicile culturilor, turația tobelor se poate regla între 220-420 rot/min.

În timpul lucrului (fig. 5.9.) tulpinile plantelor sunt dirijate de ridicătoarele de plante 1 către tobele de pieptănare 3. Degetele acesteia execută desprinderea păstăilor prin lovire și frecare, transmițându-le pe transportorul înclinat 10. Frunzele și o parte din fragmentele de tulpini desprinse odată cu păstăile sunt antrenate de curentul de aer creat de ventilatorul 12, la trecerea lor de pe transportorul 10 pe transportorul 11. Degetele transportorului 11 antrenează păstăile în ciorchini și fragmente de tulpini și le trimite prin aruncare pe transportorul 14. Acesta antrenează fragmente de tulpini și separă într-o oarecare măsură păstăile din ciorchini. Păstăile libere cad printre degetele transportoarelor 11 și 14 și ajung pe transportorul 4. Frațiile ușoare și cele antrenate de degetele transportorului 14 sunt evacuate prin coșul 13. Transportorul 4 duce păstăile la toba de curățire 5. La intrarea în tobă materialul este supus acțiunii unui curent de aer debita de exhaustorul 8, care antrenează frațiile ușoare și le evacuează din mașină. Păstăile nedezvoltate și tijele scurte de tulpini cad printre vergelele tobei 5, în timp ce păstăile curate ajung la elevatorul rotativ care le descarcă prin jgheabul 9 în sacii 7.

**Mașini de recoltat tulpini de fasole.** Recoltarea tulpinilor de fasole se face cu mașini echipate special pentru smulgerea sau tăierea plantelor.

Smulgerea tulpinilor de fasole se realizează cu organe de lucru care, din punct de vedere constructiv sunt alcătuite din două roți cu pneuri, așezate în formă de V cu deschiderea în sensul de înaintare. Roțile se rotesc datorită frecării cu solul, prind plantele și le ridică în sus, fapt ce duce la smulgerea lor.

Mașinile de recoltat tulpini prin tăiere pot fi echipate cu organe de tăiere de tipul active sau pasive.

Organele pasive sunt cuțite (brăzdare) simple unilaterale, asemănătoare cu ale cultivatoarelor, respectiv cuțite transversale drepte cu lungime mare (0,8-1,4 m). Sunt utilizate la recoltarea culturilor în teren bilonat, datorită capacității reduse de pătrundere în sol.

Organele active sunt de două feluri:

- cuțite rotative: patru sau șase secții de lucru, fiecare având ca organ un cuțit disc plat, zimțat pe margine și dispus înclinat față de sol; discurile secțiilor alăturate se rotesc în sensuri opuse pentru a executa strângerea plantelor de pe două rânduri într-o singură brazdă;

- cuțite oscilante: bare transversale oscilante pe care sunt fixate lame tăietoare trapezoidale; pătrund în sol la adâncimea de 2-3 cm și taie plantele asemănător aparatului de tăiere cu două cuțite.

Dacă se folosesc cultivatoarele ori dislocatoarele de rădăcinoase, acestea se echipează cu cuțite lungi pentru tăiere. Tulpinile tăiate rămân pe suprafața solului și sunt strânse în brazde cu ajutorul greblelor.

**Mașini de treierat fasole.** Treieratul fasolei se poate face cu mașini speciale (batoze), cu batozele mobile de recoltat mazăre sau combine de recoltat cereale păioase

adaptate acestui scop. O mașină specializată de treierat fasole este cea din figura 5.10.

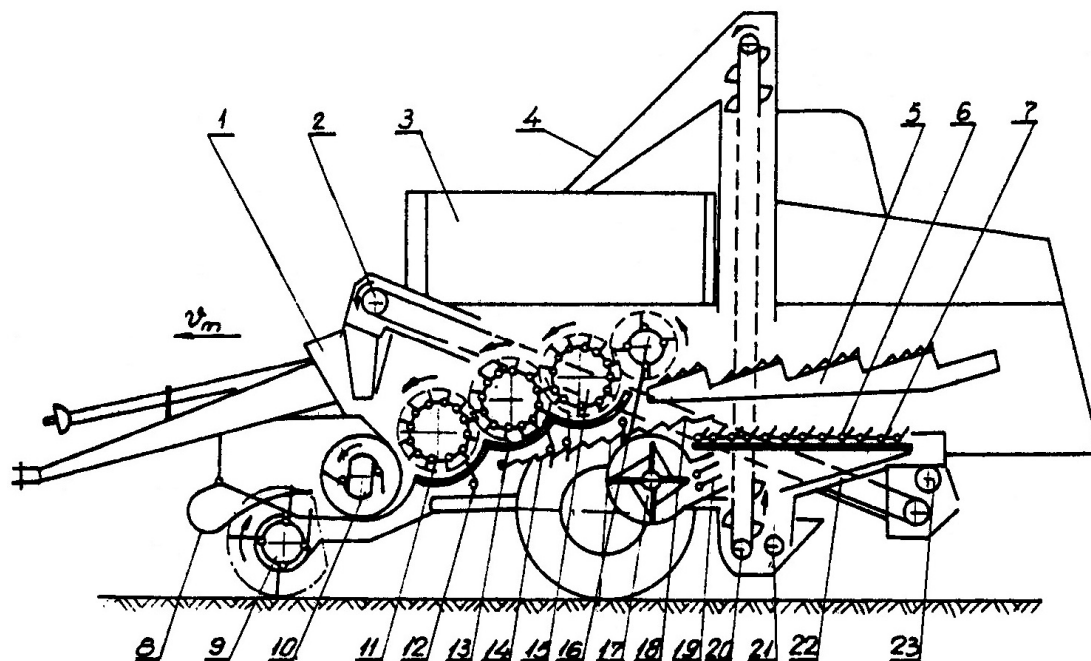


Fig. 5.10. Schema unei mașini de treierat fasole: 1-jgheab de descărcare a păștilor netreierate la prima toabă; 2- elevator cu bandă; 3- buncăr basculant; 4- conductă; 5- scuturător cu cai; 6- sită cu jaluzele; 7- sită cu ochiuri fixe; 8- grătar pentru dirijarea materialului; 9- ridicător de brazdă 10- dispozitiv de alimentare; 11,12,15- tobe de treierat; 13- bare de pieptănare; 14- grătare contrabătător; 16- postbătător; 17- ventilator; 18- plan oscilant; 19- clapete deflectoare; 20- elevator pentru boabe; 21- melc pentru boabe; 22- plan înclinat; 23- melc.

Dispozitivul de alimentare are în partea centrală o toabă cu două bare cu degete elastice escamotabile și două tronsoane elicoidale pentru îngustarea fluxului de material. Fluxul de material ce intră în mașină se poate modifica continuu prin intermediul unor variatoare de turație, asigurând corelarea vitezei mașinii cu grosimea brazdei.

Aparatul de treier este alcătuit din trei tobe asemănătoare dispuse în cascadă și formate din bare cu degete elastice pentru pieptănarea materialului. Turația tobelor este crescătoare și se poate modifica continuu. Sub tobe se dispun grătare din tablă perforată pentru separarea boabelor și care în cădere trec printr-un curent de aer pentru antrenarea fracțiilor mici.

Dacă se folosesc combine de recoltat cereale acestea trebuie prevăzute cu echipament de adunat și ridicat din brazdă, aparat de treier cu cuie și un aparat de treier suplimentar după scuturător, site cu orificii corespunzătoare boabelor de fasole. De asemenea, regimul de lucru al aparatului de treier trebuie reglat la turații mult mai mici (200-300 rot/min).

### 5.3. Mașini de recoltat tomate

Recoltarea mecanizată se aplică la culturile destinate industrializării când operațiile din tehnologia de lucru se execută la o singură trecere. Procesul tehnologic cuprinde următoarele operații: separarea plantelor din sol, detașarea fructelor (prin scuturare sau pieptănare), curățirea, sortarea și colectarea fructelor.

În practică se pot regăsi două tehnologii: monofazică și mai rar divizată.



Mașinile de recoltat tomate pentru industrializare se pot clasifica după mai multe criterii:

- după operațiile pe care le execută: mașini de detașat fructe și mașini de recoltat integral (combine de recoltat tomate);
- după modul cum execută detașarea fructelor: mașini de recoltat prin pieptănare și mașini de recoltat prin scuturare.

După tipul scuturătorului combinele pot fi cu scuturător cu cai și cu scuturător cu grătar ruland oscilant.

În funcție de operațiile pe care le execută combinele de recoltat tomate pot fi: simple (fără organe de sortare a fructelor), cu platforme de sortare (sortarea se execută manual) și complexe (dotate cu echipament de sortare fotosensibil).

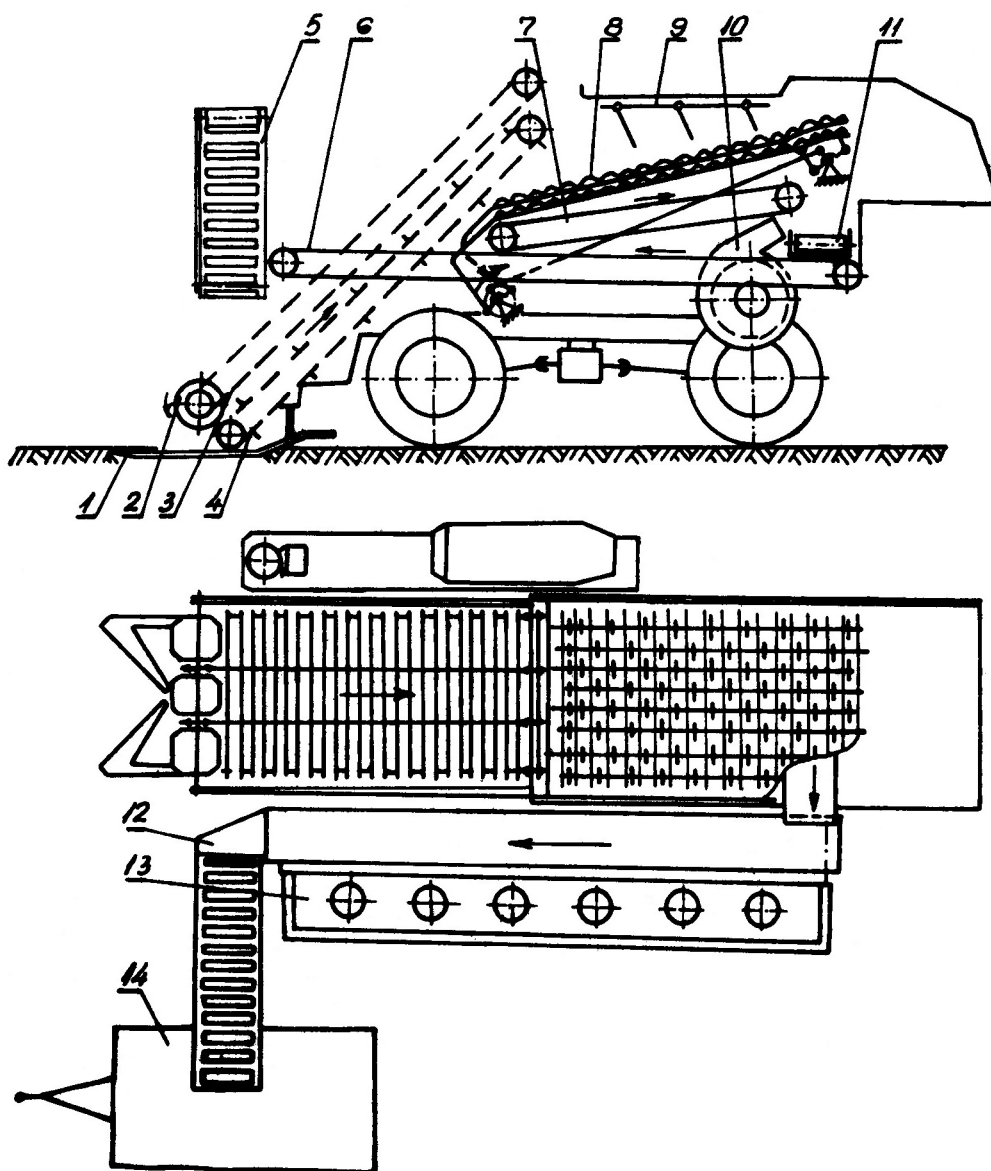


Fig. 5.11. Schema mașinii de recoltat tomate cu scuturător cu cai

Combina autopropulsată de recoltat tomate cu scuturător cu cai (fig. 5.11.) este alcătuită din aparatul de tăiere 1 de tip brăzdar pasiv, rabatorul cu tamburi pneumatici 2, lanțurile de apăsare 3, elevatorul cu vergele 4, elevatorul pentru încărcarea fructelor în mijlocul de transport 5, masa de sortare 6, transportorul receptor 7, scuturătorul cu cai 8,

opritoare 9, ventilatorul 10, transportorul transversal 11, jgheabul de dirijare a fructelor 12, platforma pentru muncitori 13 și remorca 14 pentru colectarea fructelor.

Plantele tăiate de cuțitele pasive sunt antrenate de tamburii pneumatici și trimise la elevatorul 4. Acesta, împreună cu lanțurile de presare ridică tulpinile la scuturătorul cu cai, unde, prin acțiunea de scuturare, fructele se desprind și cad pe transportorul 7, iar vrejii sunt evacuați din combină în partea posterioară (cad pe sol). De pe transportorul 7 fructele cad pe transportorul 11, trecând prin curentul de aer debitat de ventilatorul 10. Frunzele și fragmentele de tulpini sunt antrenate de aer și evacuate din combină, în timp ce fructele ajung pe masa de sortare 6 unde sunt curățite și sortate manual. Fructele nematurate sunt puse în lăzile de pe platforma 13, iar fructele maturate trec prin jgheabul 12 și cu elevatorul 5 sunt încărcate în remorca 14.

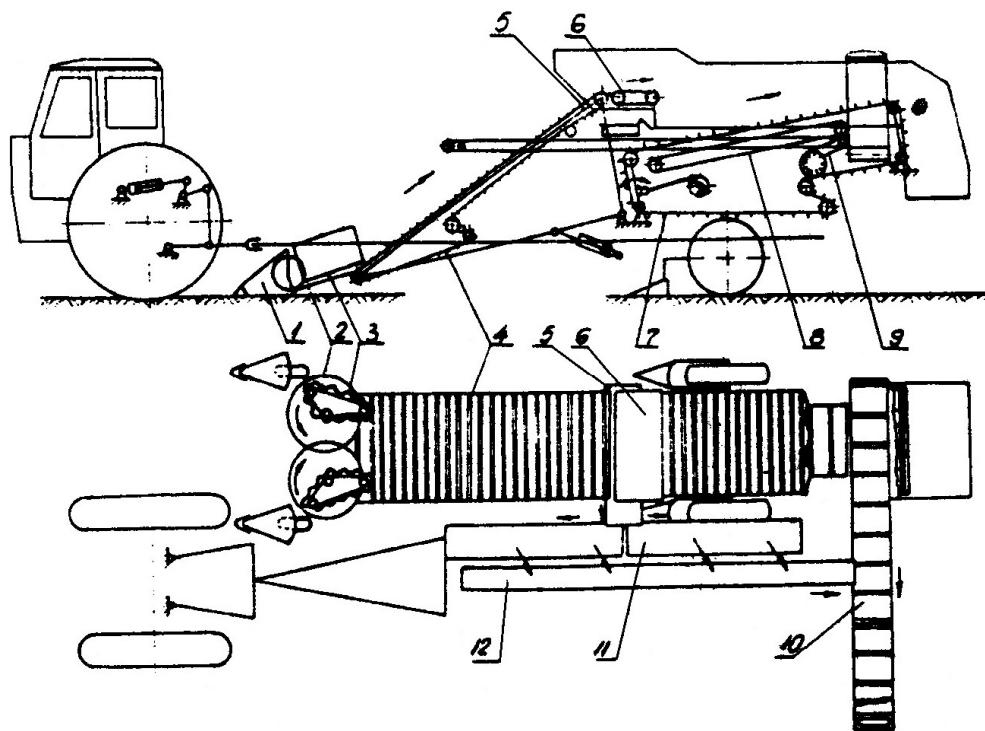


Fig. 5.12. Schema mașinii de recoltat tomate cu scuturător cu grătar rulant: 1- ridicător de plante; 2- cuțite disc; 3- transportor cu bandă ondulată; 4- elevator cu raclete; 5- transportor transversal cu bandă; 6- transportor de transfer; 7- scuturător de tip grătar rulant; 8- transportor cu bandă ; 9- ventilator; 10- elevator de fructe; 11- transportor de sortare; 12- transportor longitudinal

În figura 5.12. este prezentată schema unei combine tractate pentru recoltat tomate la care echipamentul de separare este de tipul grătar rulant oscilant. Plantele sunt tăiate și aduse la grătarul rulant oscilant, unde are loc separarea tomatelor de partea vegetală ca urmare a oscilației ramurii active a grătarului rulant. Tomatele trec printre vergelele grătarului rulant și ajung pe transportorul cu bandă, iar de aici urmează un traseu asemănător ca în cazul precedent, în timp ce vrejii sunt evacuați pe la partea posterioară a mașinii.

**Dispozitivul de tăiere și dislocare a plantelor.** Dispozitivele de tăiere și dislocare folosite în construcția mașinilor de recoltat tomate pentru industrializare sunt de tip pasiv și de tip activ.

Dispozitivul de tip pasiv poate fi sub forma unor cuțite unilaterale stânga sau dreapta ori sub forma unor brăzdare plate cu tăișul în formă de V, asemănătoare cu cele de la mașinile de recoltat cartofi. Adâncimea de lucru este de 2-5 cm iar unghiul de așezare față de orizontală de 2-3 grade.

Dispozitivul pasiv este folosit împreună cu un tambur de rabatere pneumatic ce asigură antrenarea plantelor și direcționarea lor către transportorul de ridicare. Pentru a evita aglomerarea materialului pe organele de tăiere, dar și pentru a nu produce separarea fructelor de pe tulpini, viteza periferică a tamburului este de 1,5-3 ori mai mare decât viteza de lucru a mașinii.

Dispozitivul de tip activ este alcătuit din două discuri plate care se rotesc în sensuri opuse și sunt dispuse înclinat față de suprafața solului. Deasupra fiecărui disc este câte un transportor vertical cu bandă ondulată ce susține și antrenează plantele.

Discurile îndeplinesc două funcții: tăierea plantelor și ridicarea lor pe transportor.

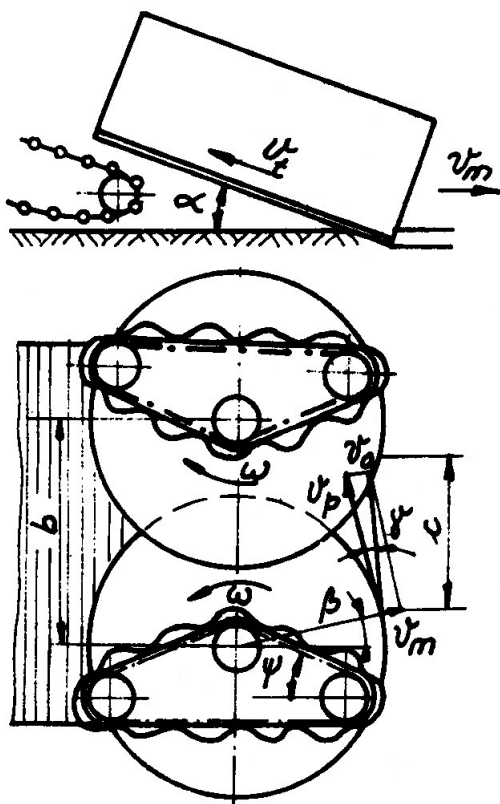


Fig. 5.13. Modul de lucru al dispozitivului de tăiere activ

Pentru ca tăierea să se facă cu alunecare (fig. 5.13.) trebuie îndeplinită condiția:

$$\gamma < \pi/2 - \varphi \quad (5.9.)$$

În relația de mai sus  $\gamma$  este unghiul format de direcția vitezei absolute cu viteza periferică în punctul de tăiere, iar  $\varphi$  este unghiul de frecare al tulpinii cu cuțitul.

Din ecuația proiecțiilor pe direcția de înaintare rezultă relația:

$$v_m = v_p \sin \beta - v_a \sin(\beta - \gamma) \quad (5.10.)$$

De aici rezultă valoarea unghiului  $\gamma$ :

$$\gamma = \beta + \arcsin \frac{v_m - v_p \sin \beta}{v_a} \quad (5.11.)$$

Unde viteza absolută are expresia:

$$v_a = \sqrt{v_m^2 + v_p^2 + 2v_a v_p \sin \beta} \quad (5.12.)$$

Viteza transportorului cu bandă ondulată se stabilește astfel ca plantele tăiate să nu se aglomereze pe disc, dar nici să nu se producă

scuturarea fructelor:

$$v_i = \frac{v_m}{\cos \alpha \cos \psi} \quad (5.13.)$$

În relația de mai sus  $\psi$  este unghiul format de ramura activă a transportorului cu direcția de înaintare.

**Dispozitive de separare a pământului.** Pentru separarea pământului dislocat se folosesc trei tipuri de dispozitive.

Dispozitivul cu tobă (fig. 5.14.a) are două transportoare cu vergele și o tobă cu degete escamotabile. La trecerea materialului de pe un transportor pe altul degetele îl răvășesc, iar pământul și fructele desprinse cad pe transportorul transversal.

Dispozitivul cu transportor de transfer (fig. 5.14.b) are două transportoare cu vergele cu deschidere reglabilă prin care trece pământul și fructele desprinse, colectate de transportorul transversal.

Dispozitivul cu grătare rulante se execută în două variante:

- cu transportoare paralele (fig. 5.14.c): un transportor exterior cu bare pentru antrenat tulpini și un transportor interior cu vergele pentru antrenarea pământului;

- cu transportoare înseriate (fig. 5.14.d): transportorul cu bare antrenează numai tulpinile, fructele desprinse și pământul cad pe transportorul transversal.

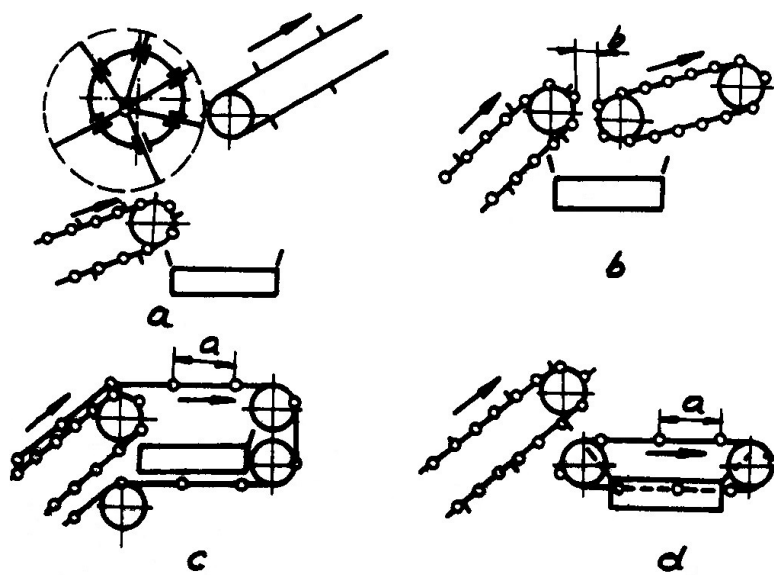
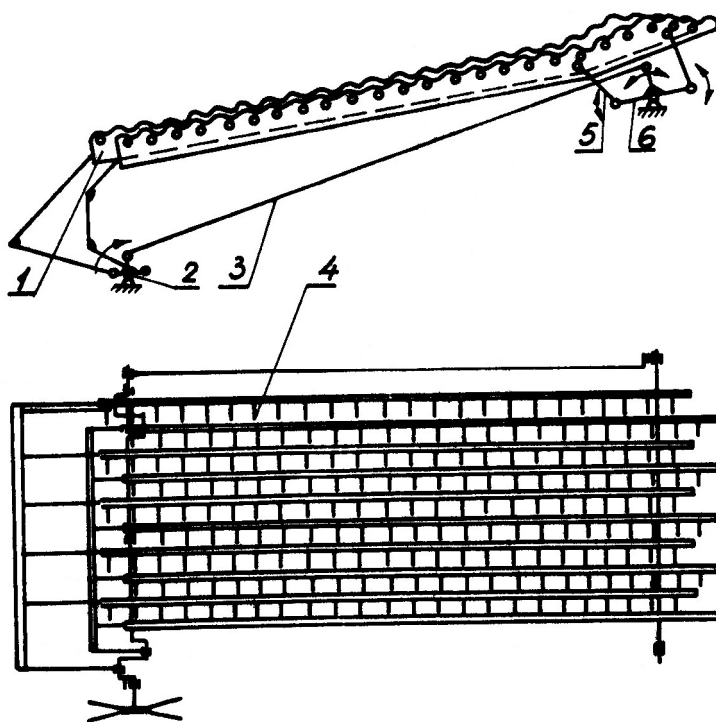


Fig. 5.14. Dispozitive de separare a pământului

**Organele de scuturare.** Scuturătorul are rolul de a realiza detașarea fructelor de pe

ciorchinii plantelor și separarea de vreji. În construcția combinelor de recoltat tomate se folosesc două tipuri de scuturători: scuturători cu cai și scuturători cu grătar rulant.



Scuturătorul cu cai (fig. 5.15.) este alcătuit din 10-12 elemente de scuturare (cai) montate la un capăt pe un ax cotit cu manetoanele alăturate decalate la  $180^{\circ}$ , iar la celălalt capăt montate pe niște balansiere.

Fig. 5.15. Scuturător cu cai: 1- elemente de scuturare; 2- ax cotit; 3- bielă; 4- degete; 5- brațe de legătură; 6- balansiere

Un element de scuturare cuprinde un perete vertical din scândură, pe care sunt fixate în consolă degete metalice îmbrăcate în cauciuc. Materialul care ajunge pe suprafața scuturătorului este antrenat în mișcare și rămâne în contact cu scuturătorul până în faza de lansare  $\omega_1$  (vezi cap. 1.4.), când este aruncat, după care se deplasează liber și cade pe scuturător în faza de aterizare  $\omega_3$ . În cădere materialul este lovit de degetele elementelor de scuturare, iar fructelor care trec printre degete li se transmite prin tulpină și ciorchine impulsul  $H_i$ .

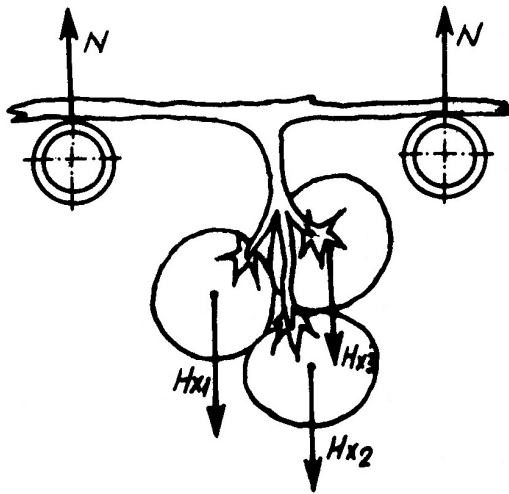


Fig. 5.16. Căderea materialului pe scuturător

Considerând scuturătorul orizontal (fig. 5.16.), componenta verticală a impulsului  $H_{xi}$  este:

$$H_{xi} = m(v_{x3} + v_{mx3}) \quad (5.14.)$$

Pentru fructul cu masa  $m$ , amplitudinea oscilațiilor  $A=50-70$  mm,  $v_{x3} = A\omega \cos \omega t_3$  (componenta normală a vitezei scuturătorului în faza  $\omega t_3$ ) și  $v_{mx3} = -g(\omega t_3 - \omega t_1 - k \cos \omega t_1) / \omega$  (componenta normală a vitezei materialului în faza de lovire, iar  $k = \omega^2 A / g$ ) relația devine:

$$H_{xi} = \frac{mg(k \cos \omega t_3 - k \cos \omega t_1 + \omega t_3 - \omega t_1)}{\omega} \quad (5.15.)$$

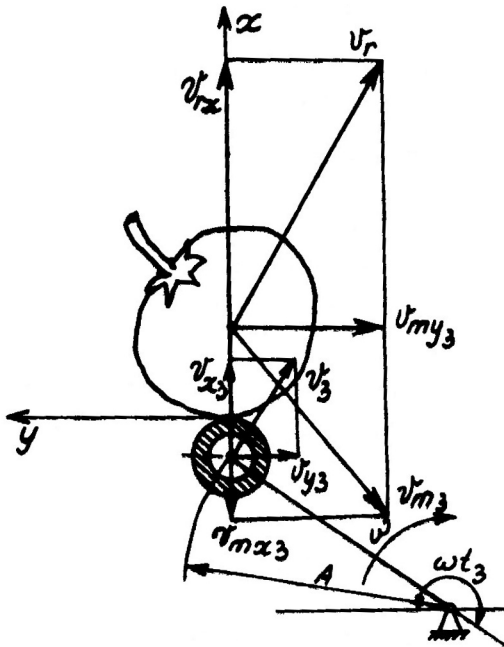


Fig. 5.17. Schema vitezei de lovire a fructelor cu degetele scuturătorului

Valoarea impulsului necesar pentru desprinderea fructelor de ciorchini depinde de masa acestora, gradul de maturare, soiul de tomate și are valori între  $(2-12)10^{-3}$  daNs.

Unele fructe la revenirea materialului pe scuturător întâlnesc degetele elastice și trebuie ca intensitatea loviturilor să fie sub limita de vătămare. În urma lovirii cu degetul fructul capătă viteza  $v_r$  (fig. 5.17.). Componenta normală a acesteia este:

$$v_{rx} = c(v_{x3} - v_{mx3}) + v_{x3} \quad (5.16.)$$

În relația de mai sus  $c$  este un coeficient de restituire.

Impulsul suportat de fruct în acest caz va

fi:

$$H_x = m(1+c)(v_{x3} - v_{mx3}) \quad (5.17.)$$

Valoarea limită admisibilă pentru impuls corespunde vitezei critice de lovire  $v_{cr}$  la care începe vătămarea fructelor:

$$H_{cr} = m(1+c)v_{cr} = m(1+c)\sqrt{2h_{cr}} \quad (5.18.)$$

unde  $h_{cr}$  este înălțimea critică de cădere a fructelor.

Pentru a evita vătămarea fructelor trebuie ca impulsul transmis fructelor să fie mai mic decât mărimea critică. Regimul care asigură desprinderea fructelor de ciorchine fără a produce vătămări corespunde regimului cinematic de tip D specific scuturătorilor cu cai grupați.

Scuturătorul cu grătar rulant (fig. 5.18.) este alcătuit dintr-un transportor cu vergele și raclete, ale cărui roți de susținere sunt dispuse în colțurile unui paralelogram deformabil, acționat de un mecanism bielă-manivelă. Ramura activă trebuie să realizeze scuturarea masei de fructe  $m_f$  și a masei ramurii superioare a transportorului  $m_r$ . Masa

totală variază în lungul grătarului oscilant, scăzând de la capătul de alimentare către capătul de evacuare a ciorchinilor și a vrejurilor.

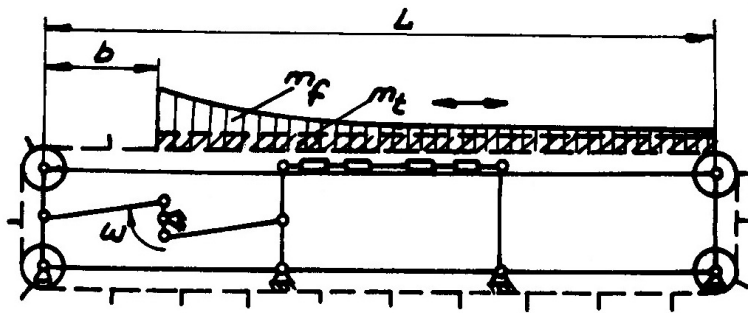


Fig. 5.18. Scuturător cu grătar rulant

Detășarea fructelor se face atunci când stratul de material de deasupra ramurii active este subțire. Astfel, fructele trec printre vergelele grătarului și atârnă sub ramura

activă a scuturătorului, desprinderea fiind realizată ca urmare a regimurilor de mișcare la care are loc deplasarea liberă.

Se consideră un sistem de axe mobile  $xOy$  cu originea  $O$  în punctul de suspendare a fructului (fig. 5.19.) și un sistem de axe mobile  $x_1O_1y_1$  care are aceeași mișcare cu suprafața scuturătorului.

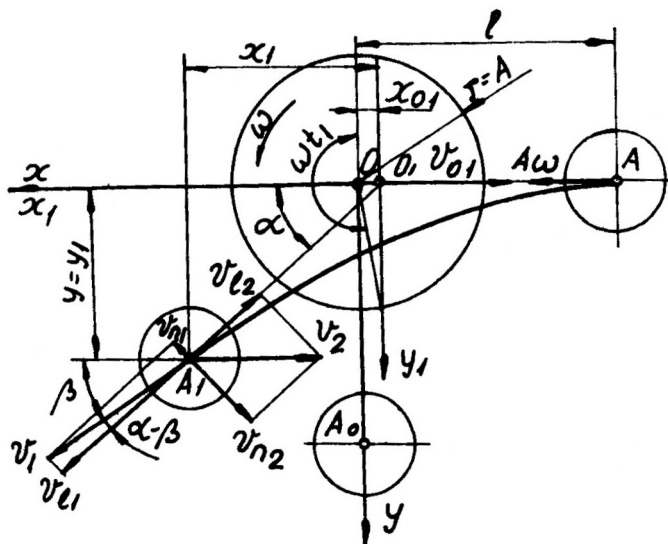


Fig. 5.19. Schema deplasării libere a fructului

Pentru amplitudinea  $A$  a oscilațiilor și pulsația mișcării  $\omega$ , ecuația spațiului pentru sistemul de axe mobile este:

$$x_{O_1} = A \sin \omega t \quad (5.19.)$$

Coordonatele centrului de greutate ale fructului în raport cu sistemul de axe  $xOy$  sunt:

$$\begin{aligned} x &= x_{O_1} + x_1 \\ y &= y_{O_1} + y_1 \end{aligned} \quad (5.20.)$$

În relația de mai sus  $x_1$  și  $y_1$  sunt coordonatele centrului de greutate față de sistemul de axe  $x_1O_1y_1$ .

Ecuatia vitezei axelor mobile este:

$$\dot{x}_{O_1} = A \omega \cos \omega t \quad (5.21.)$$

La începutul procesului de scuturare fructul se află în poziția  $A_0$  la distanța  $l$  față de originea axelor. După primele oscilații fructul ajunge prin balansare în poziția  $A$ , iar punctul de suspendare în  $O$ . Ca urmare a legăturii flexibile dintre ciorchine și peduncul (între punctul de suspendare și fruct), acesta se deplasează în continuare liber sub acțiunea forței de inerție și a forței gravitaționale. Viteza fructului în poziția  $A$  este  $\dot{x}_{O_1 \max} = \omega A$ .

Ecuatiile traiectoriei fructului în mișcare liberă sunt:

$$\begin{aligned} x &= -l + \omega A t \\ y &= \frac{t^2 g}{2} \end{aligned} \quad (5.22.)$$

Deplasarea liberă a fructului are loc până la distanța  $l$  de punctul de suspendare (punctul de suspendare ajunge în  $O_1$ ), moment în care se produce impulsul de detașare. Timpul mișcării libere a fructului rezultă din rezolvarea sistemului de ecuații:

$$\begin{aligned}
 x &= -l + \omega A t \\
 y &= \frac{t^2 g}{2} \\
 (x - A \sin \omega t)^2 + y^2 &= l^2
 \end{aligned}
 \tag{5.23.}$$

Impulsul forței de detașare a fructului datorită limitării libere de către lungimea  $l$  a elementelor de legătură, este:

$$H = m(v_{l_1} - v_{l_2}) \tag{5.24.}$$

în care:  $v_{l_1}$  este componenta vitezei fructului pe direcția axei de suspendare în momentul smunciturii;

$v_{l_2}$  - componenta vitezei punctului de suspendare pe direcția axei.

Din figură se poate observa că:

$$v_{l_1} = v_l \cos(\alpha - \beta) \tag{5.25.}$$

unde:  $v_l$  este viteza fructului în mișcare liberă în momentul smunciturii;

$\beta$ - unghiul format de vectorul vitezei  $v_l$  cu axa  $Ox$ .

Viteza fructului la finalul mișcării libere este:

$$v_l = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} = \sqrt{(\omega A)^2 + (gt_1)^2} \tag{5.26.}$$

Pentru componenta  $v_{l_2}$  a vitezei punctului de suspendare este valabilă relația:

$$v_{l_2} = \dot{x}_{O_1} \cos \alpha = A \omega \cos \omega t_1 \cos \alpha \tag{5.27.}$$

Cu aceste relații mărimea impulsului transmis fructului este:

$$H = m \left[ A \omega \cos \omega t_1 \cos \alpha - \sqrt{(\omega A)^2 + (gt_1)^2} \cos(\alpha - \beta) \right] \tag{5.28.}$$

Procesul de detașare a fructelor în lungul scuturătorului se desfășoară după o lege asemănătoare cu cea a procesului de separare a boabelor din paie.

#### 5.4. Mașini de recoltat legume rădăcinoase

Din grupa rădăcinoaselor fac parte morcovul, pătrunjelul, păstârnacul, țelina, ridichea, sfecla alimentară ș.a.

Procesul tehnologic de recoltare cuprinde următoarele operații: dislocarea plantelor din sol, extragerea rădăcinilor, îndepărtarea frunzelor, curățirea rădăcinilor de pământ, colectarea și transportul rădăcinilor.

În funcție de modul cum se execută operațiile se deosebesc două tehnologii de recoltare:

- tehnologia divizată, la care de regulă doar dislocarea rădăcinoaselor se execută mecanizat, restul operațiilor fiind realizate manual;
- tehnologia monofazică, când toate operațiile sunt executate de mașină la o trecere.

Clasificarea mașinilor de recoltat legume rădăcinoase

În raport cu operațiile pe care le execută, mașinile se pot clasifica astfel:

- mașini de dislocat rădăcinoase;
- mașini pentru tăierea frunzelor;
- mașini de recoltat rădăcini;
- combine de recoltat rădăcinoase (mașini de recoltat integral rădăcinoase).

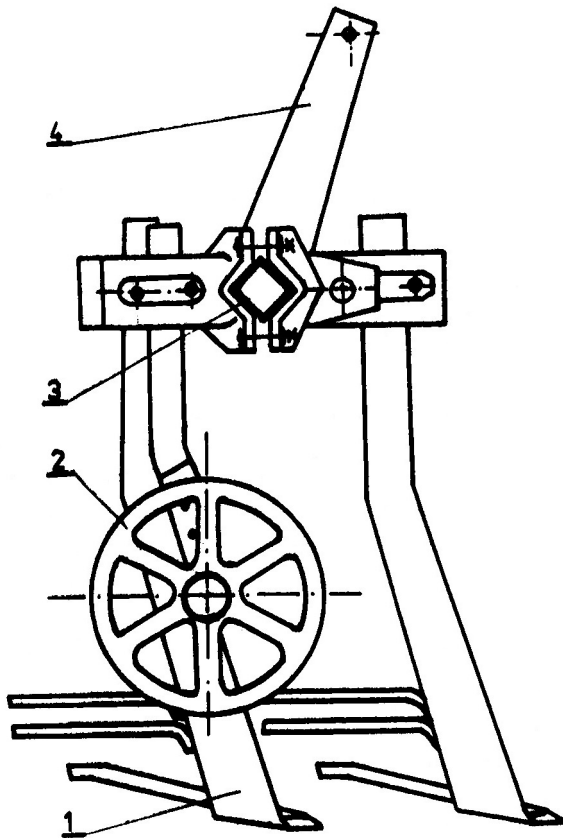


Fig. 5.20. Dislocator de rădăcinoase

### Mașini de dislocat rădăcinoase.

Dislocatoarele sunt mașini care execută afânarea stratului de sol în care se află plantele și împingerea rădăcinilor în sus, fără a le scoate din sol.

Dislocatoarele pot fi mașini autonome sau pot rezulta din modificarea cultivatoarelor la care se montează organe speciale de dislocare.

De regulă, dislocatoarele sunt de tipul purtate (fig. 5.20.) și sunt alcătuite din brăzdarul de dislocare 1, roata de limitare a adâncimii de lucru 2, cadrul 3 și mecanismul de suspendare la tractor 4. Rădăcinoasele sunt dislocate din sol prin împingerea lor către suprafață, fără a realiza și separarea de sol.

### Mașini pentru tăierea frunzelor.

Tăierea trebuie să se execute deasupra vârfului rădăcinilor, iar odată cu tăierea este

bine să se facă tocarea și colectarea acestora, pentru a reduce riscul înfundării organelor de lucru ale mașinilor de recoltat rădăcini. Organul de lucru al mașinilor pentru tăiat frunze este o tobă orizontală cu cuțite articulare.

**Mașini pentru extragerea rădăcinilor.** Asemenea mașini execută dislocarea și antrenarea stratului de sol cu rădăcini, scuturarea și separarea rădăcinilor de pământ și colectarea acestora. În general aceste mașini se obțin prin transformarea mașinilor de recoltat cartofi, prin echiparea lor cu organe de dislocare speciale.

**Combine de recoltat legume rădăcinoase.** Combinele execută toate operațiile la o singură trecere. Îndepărtarea frunzelor se poate executa prin tăiere sau rupere. În funcție de momentul când se realizează îndepărtarea frunzelor, combinele de recoltat rădăcinoase se împart în:

- mașini care execută îndepărtarea frunzelor după extragerea rădăcinilor;
- mașini care execută îndepărtarea frunzelor înainte de extragerea rădăcinilor.

După modul de acționare mașinile de recoltat integral sunt tractate și purtate. Aceste mașini lucrează pe un singur rând, în cazul culturilor cu rădăcină lungă și pe două sau mai multe rânduri, în cazul culturilor cu rădăcină scurtă.

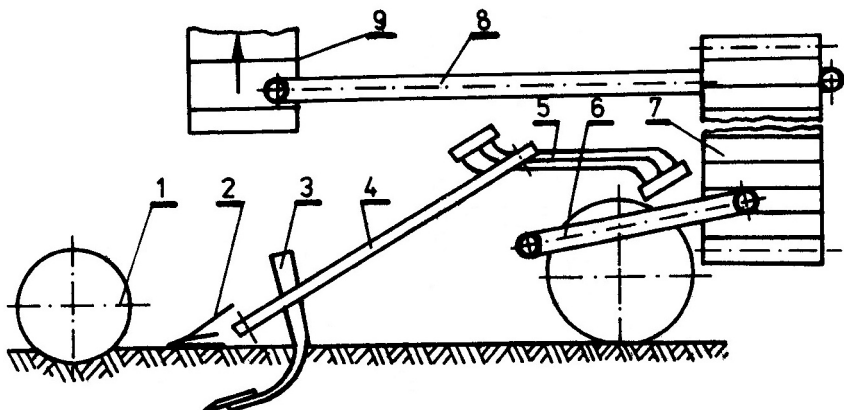


Fig. 5.21. Schema combinei de recoltat rădăcinoase tractată



În figura 5.21. este prezentată schema unei mașini tractate pentru recoltarea rădăcinoaselor pe un rând. Această mașină este compusă din cuțitul disc 1, ridicătoarele de frunze 2, organul de dislocare 3, benzile de smulgere 4, dispozitivul de rupere a frunzelor 5, transportorul de scuturare 6, elevatorul 7, transportorul de sortare 8 și elevatorul pentru descărcarea rădăcinilor 9.

Frunzele rădăcinoaselor sunt dirijate de către ridicătoarele de frunze și prinse între benzile de smulgere. Prin dislocare rădăcinile sunt extrase din sol și smulse (ca urmare a montării înclinată a benzilor de smulgere), făcând o primă separare de sol. După ruperea frunzelor rădăcinoasele sunt supuse separării de solul aderent și descărcate într-un mijloc de transport ce se deplasează în paralel cu mașina.

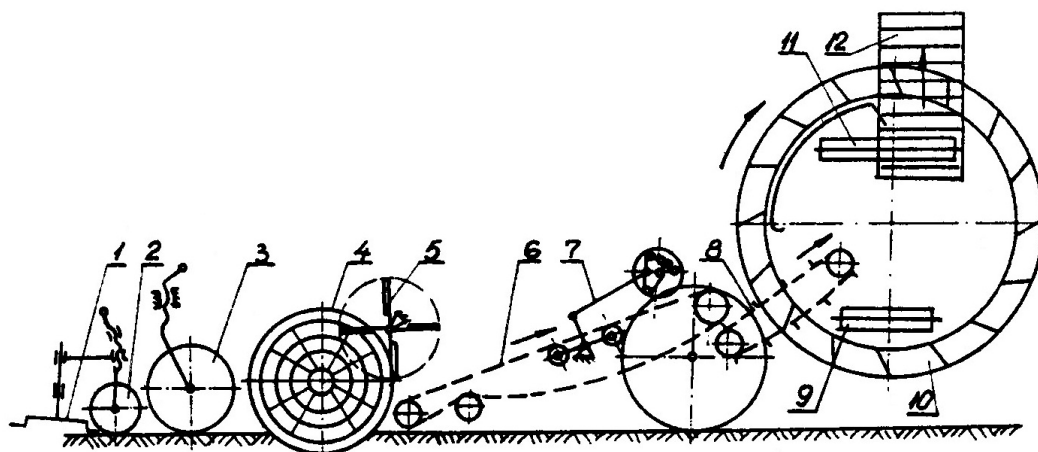


Fig. 5.22. Schema unei mașini tractate pentru recoltarea rădăcinoaselor cu tăierea frunzelor înainte de extragere: 1- disc pentru tăierea frunzelor; 2- roată de copiere; 3- roată de reglare a adâncimii de lucru; 4- discuri de dislocare; 5- aruncător de rădăcini; 6- transportor scuturător; 7- mecanism de scuturare a ramurii active; 8- transportor; 9- transportor transversal; 10- tobă elevator; 11- transportor receptor; 12- transportor descărcare rădăcini

Mașina de recoltat rădăcinoase din figura 5.22. este de tipul tractată și realizează îndepărtarea frunzelor înainte de extragerea rădăcinilor. Procesul de lucru o combinație între recoltarea sfeclei de zahăr și recoltarea cartofilor. Astfel, cuțitul activ taie frunzele la înălțimea stabilită cu roata de copiere terenului, după care discurile de dislocare extrag rădăcinile din sol și cu ajutorul aruncătorului cu palete face o primă separare a acestora de pământ. Pe transportorul scuturător are loc separarea celei mai mari părți a pământului aderent la rădăcini.

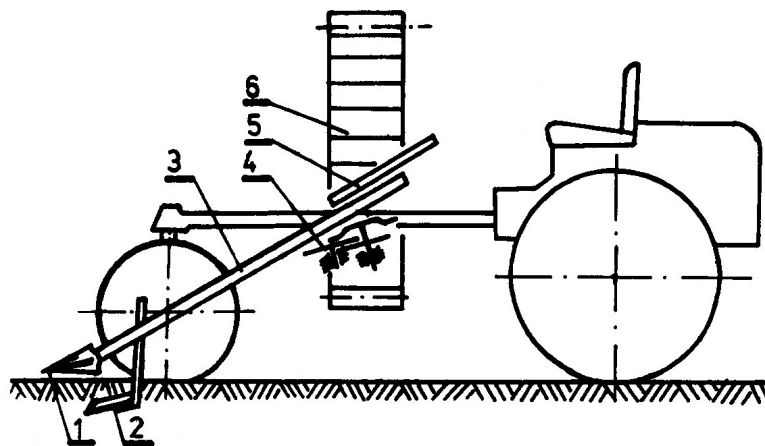


Fig. 5.23. Schema unei mașini purtate pentru recoltarea rădăcinoaselor cu tăierea frunzelor după extragerea rădăcinilor

Mașina de recoltat rădăcinoase din figura 5.24. este de tipul purtată și realizează tăierea frunzelor după extragerea rădăcinilor din sol. Frunzele sunt ridicate cu ajutorul ridicătoarelor 1 și prinse între benzile de smulgere 3. Solul este dislocat de către brăzdarul 2 iar rădăcinoasele sunt extrase prin tragere de către benzile de smulgere și aduse la dispozitivul de tăiere a frunzelor 4. Frunzele sunt preluate de benzile 5 și evacuate din mașină, în timp ce rădăcinile ajung pe transportorul elevator 6 și de aici sunt descărcate într-un mijloc de transport.

Dispozitivul de copiere a terenului are rolul de a urmări microrelieful solului și de a asigura o înălțime de tăiere sau adâncime de lucru. Funcțional sunt două feluri: dispozitiv activ și dispozitiv pasiv.

Dispozitivul de copiere activ asigură trecerea ușoară peste denivelările terenului, nu se înfundă cu ierburi, dar se afundă în soluri afânate.

Diametrul roții de copiere se determină în funcție de sarcina  $Q$  care apasă pe dispozitiv, de lățimea roții  $B$  și de rezistența solului la compactare (fig. 5.24.). Ca urmare a forței  $Q$  volumul solului tasat sub roată este  $V=BhS/3$ , unde  $h$  este adâncimea de tasare, iar  $S$  este lungimea zonei de tasare.

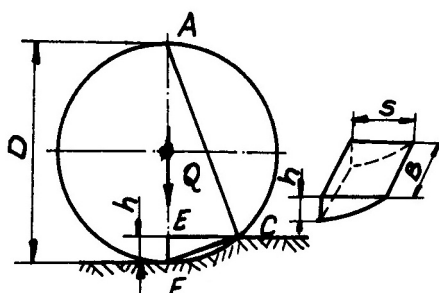


Fig. 5.24. Schema de calcul a roții de copiere

Din triunghiul  $ACF$  în care  $h$  are valori mici ( $h^2=0$ ) rezultă  $S = \sqrt{(D-h)h} = \sqrt{Dh}$ .

Sarcina de apăsare  $Q$  este echilibrată de reacțiunea solului, deci se poate scrie:

$$Q = Vk_c = \frac{Bhk_c s}{3} = \frac{Bk_c \sqrt{Dh^3}}{3} = KB\sqrt{D} \quad (5.29.)$$

unde:  $k_c$  este coeficientul de rezistență la compactarea solului:

$K$ - coeficient de proporționalitate,  $K = k_c \sqrt{h^3} / s$ .

Din relația de mai sus se poate determina diametrul roții de copiere. Pentru o lățime a roții de  $B=6-10$  cm rezultă un diametru de circa 40 cm.

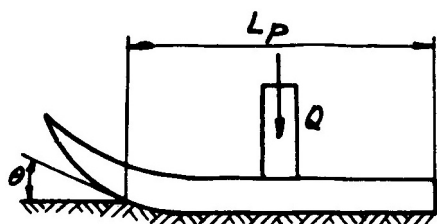


Fig. 5.25. Schema patinei de copiere

Dispozitivul de copiere pasiv (fig. 5.25.) este alcătuit din două patine dispuse sub ridicătoarele de frunze. Este asigurată trecerea dispozitivului peste denivelările solului dacă  $\theta < \varphi$ ,  $\varphi$  fiind unghiul de frecare între patină și sol. Dimensiunile patinei se determină în funcție de valoarea admisă a presiunii pe sol.

Lungimea patinei se determină cu relația:

$$L_p = \frac{Q}{Bp_a} \quad (5.30.)$$

În relația de mai sus  $B$  este lățimea patinei iar  $p_a$  este presiunea admisă pe sol (sub  $0,3 \text{ daN/cm}^2$ ).

**Ridicătoare de frunze.** Au rolul de a apropia frunzele plantelor și a le dirija între benzile sau lanțurile de smulgere.

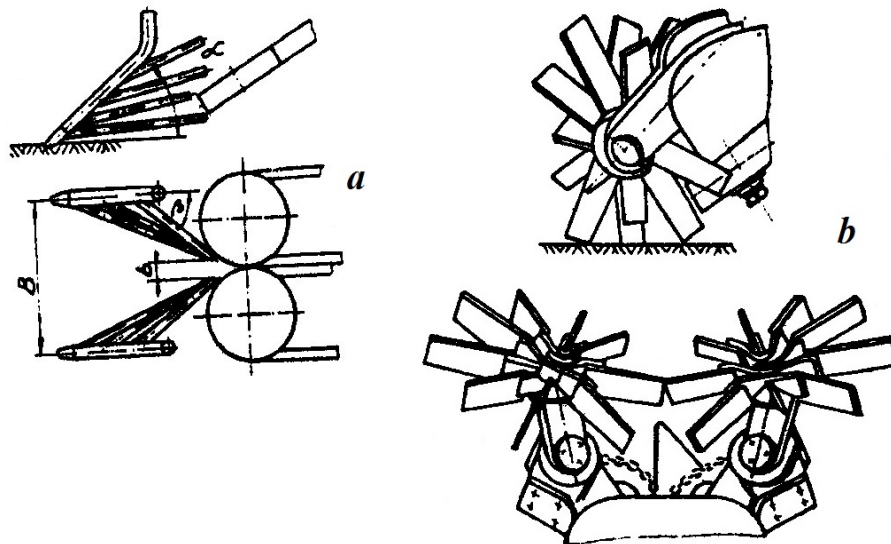


Fig. 5.26. Ridicătoare de frunze

Ridicătoarele de frunze sunt de două feluri: ridicătoare pasive (fig. 5.26.a.) și ridicătoare active (fig. 5.26.b.). Ridicătorul pasiv este sub formă de pană din vergele de sârmă, dispuse de o parte și de alta a fiecărui rând sau a unei benzi de plante. Înclinarea suprafeței active rezultă din condiția de alunecare a frunzelor:

$$\sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{tg}^2 \beta} \leq \operatorname{tg} \left( \frac{\pi}{2} - \varphi \right) \quad (5.31.)$$

în care:  $\alpha$  este unghiul de înclinare al vergelei față de orizontală:

$\beta$  - unghiul de înclinare al vergelei față de direcția de înaintare:

$\varphi$  - unghiul de frecare al frunzelor cu ridicătorul.

Lungimea activă a ridicătorului se calculează cu relația:

$$L = \frac{B - b}{2 \sin \beta \cos \alpha} \quad (5.32.)$$

unde:  $B$  este lățimea zonei de împrăștiere a frunzelor;

$b$  - diametrul buchetului de frunze al unei plante.

Ridicătorul activ este alcătuit din două rozete cu palete elastice din cauciuc dispuse înclinat atât față de direcția de înaintare, cât și față de suprafața solului. Rozetele sunt antrenate în mișcare de rotație, turația optimă stabilindu-se experimental astfel încât să nu se producă ruperea frunzelor în procesul de ridicare

Organele de dislocare au construcția diferită în funcție de particularitățile geometrice ale rădăcinilor și a felului mașinii de recoltat.

Mașinile de dislocat folosesc organe de dislocare de tip pană simplă cu suprafață dreaptă (fig. 5.27.a.) și care execută doar afânarea stratului de sol în care se află rădăcinile, fără răsturnarea lui.

Mașinile de recoltat rădăcinoase cu benzi de smulgere folosesc organe de dislocare de tip pană cu suprafață elicoidală (fig. 5.27.b.) sau cilindrică (fig. 5.27.c.) și care execută dislocarea plantelor și împingerea lor către în sus, spre organele de smulgere.

În cazul mașinilor de recoltat rădăcinoase după tăierea frunzelor, se folosesc organe de dislocare de tip pană dublă (fig. 5.27.d.,e.) organe de dislocare cu discuri sau organe de dislocare combinate. Ele realizează dislocarea rădăcinilor din sol, scoaterea din sol și dirijarea lor către organele de scuturare.

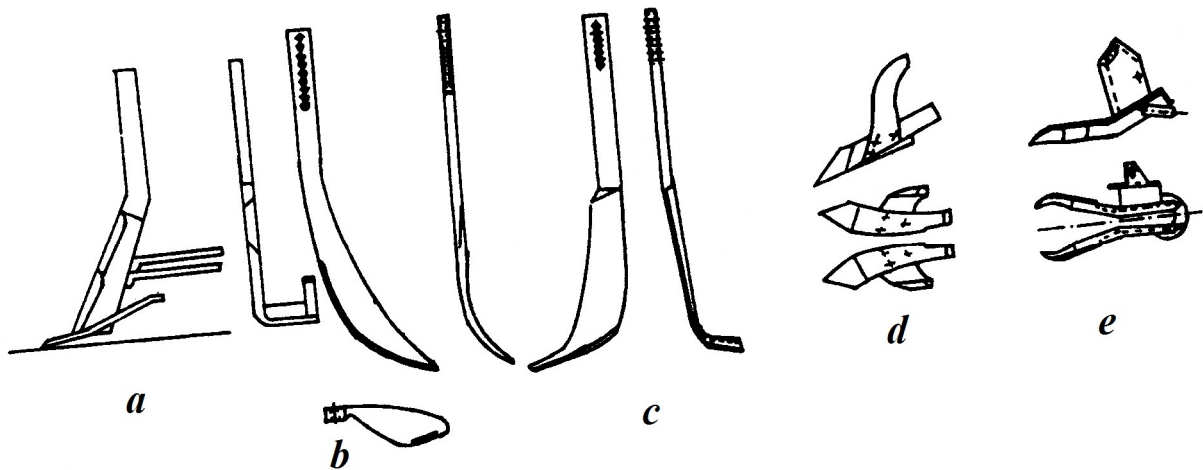


Fig. 5.27. Organe de dislocare

**Dispozitivul de smulgere a rădăcinilor.** Execută extragerea rădăcinilor din sol și transmiterea lor la dispozitivul pentru îndepărtarea frunzelor.

Este dispus în urma ridicătoarelor de frunze, deasupra organului de dislocare și este alcătuit dintr-o pereche de curele late, curele trapezoidale cu suprafața de lucru netedă sau zimțată sau lanțuri îmbrăcate în plăci de cauciuc pe suprafața activă, dispuse înclinat față de orizontală sub un unghi de 30-40°.

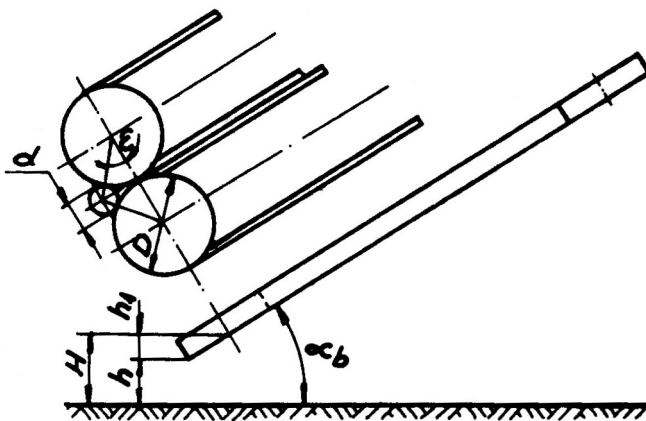


Fig. 5.28. Schema dispozitivului de smulgere a rădăcinilor

Pentru prinderea frunzelor între benzi trebuie satisfăcută condiția de antrenare prin frecare adică  $\varepsilon < \varphi$ . Din figură rezultă diametrul necesar, pentru a asigura unghiul de prindere optim  $\varepsilon$ :

$$D = \frac{d \cos \varepsilon}{1 - \cos \varepsilon} \quad (5.33.)$$

Deoarece în timpul lucrului între benzi se află în permanență frunze și distanța dintre rolele de susținere este mai mare decât diametrul  $D$  cu distanța  $\delta$ , pentru un buchet de frunze cu diametru  $d$ , diametrul necesar va fi:

$$D = \frac{d \cos \varepsilon - \delta}{1 - \cos \varepsilon} \quad (5.34.)$$

Valoarea diametrului  $D$  se alege cât mai mică pentru a asigura o prindere cât mai de jos a frunzelor. Înălțimea punctului de prindere  $H$  este:

$$H = h_1 + h = h + \frac{D}{2} \sin \alpha_b \quad (5.35.)$$

Smulgerea plantelor cu efort redus și fără ruperea frunzelor se face atunci când extragerea se execută pe direcția axei rădăcinii. Practic, în timpul smulgerii planta este înclinată cu unghiul  $\alpha$  față de verticală de către organele de dislocare (fig. 3.30.). Pentru ca smulgerea să se execute pe direcția axei rădăcinii trebuie ca:

$$v_m \cos \alpha = v_i \cos(\alpha_b - \alpha) \quad (5.36.)$$

de unde rezultă:

$$v_t = \frac{v_m \cos \alpha}{\cos(\alpha_b - \alpha)} \quad (5.37.)$$

În relațiile de mai sus  $v_m$  este viteza mașinii,  $v_t$  este viteza benzilor de smulgere, iar  $\alpha_b$  este unghiul de înclinare al organului de dislocare.

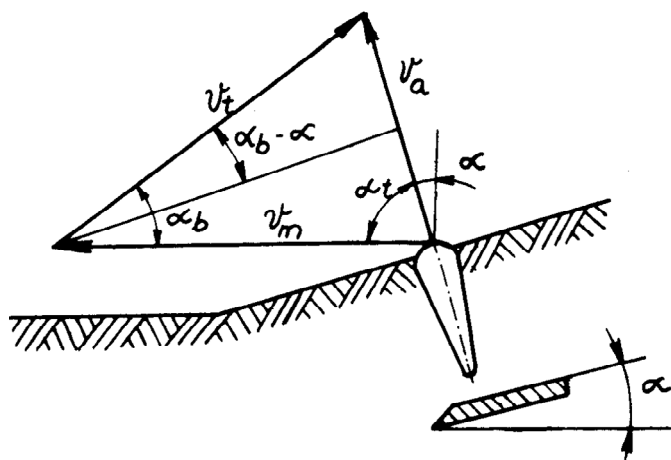


Fig. 5.29. Schema vitezei de smulgere

În timpul procesului de lucru, la contactul cu planta (care nu se face de regulă în punctul teoretic de prindere) dispozitivul de smulgere are tendința să îndepărteze frunzele. De aceea, relația (5.37.) se corectează pe baza rezultatelor experimentale în condiții concrete de lucru.

**Dispozitivul de uniformizare.** Execută preluarea plantelor de la dispozitivul de smulgere și ordonarea astfel încât tăierea frunzelor să se facă la aceeași distanță de capătul rădăcinii.

Dispozitivele de uniformizare sunt de mai multe feluri: cu curele, cu discuri înclinate, cu discuri cu degete, cu valțuri elicoidale, etc.

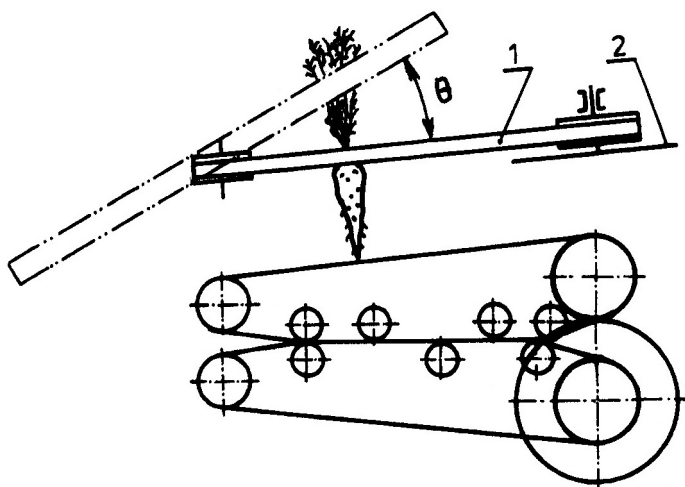


Fig. 5.30. Schema dispozitivului de uniformizare cu curele

Dispozitivul de uniformizare cu curele (fig. 5.30.) cuprinde curelele 1 și cuțitul disc 2 pentru tăierea frunzelor.

Curelele sunt dispuse înclinat față de benzile de smulgere cu un unghi de  $15-20^\circ$ . Axa de simetrie a dispozitivului este deplasată cu 50-60 mm față de axa de simetrie a benzilor de smulgere, iar viteza curelelor  $v_c$  se stabilește în funcție de viteza benzilor de smulgere  $v_b$ , în așa fel încât să se evite aglomerarea rădăcinilor:

$$v_c \geq v_b \cos \theta \quad (5.38.)$$

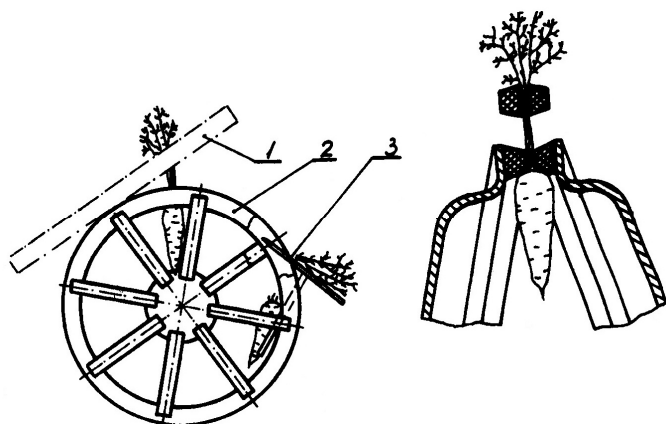


Fig. 5.31. Dispozitiv de uniformizare cu discuri

Dispozitivul de uniformizare cu discuri înclinate (fig. 5.31.) este alcătuit din benzile de smulgere 1, discurile de uniformizare 2 și cuțitul pentru tăierea frunzelor 3. Dispozitivul are două discuri cu benzi elastice, înclinate simetric față de axa secției.

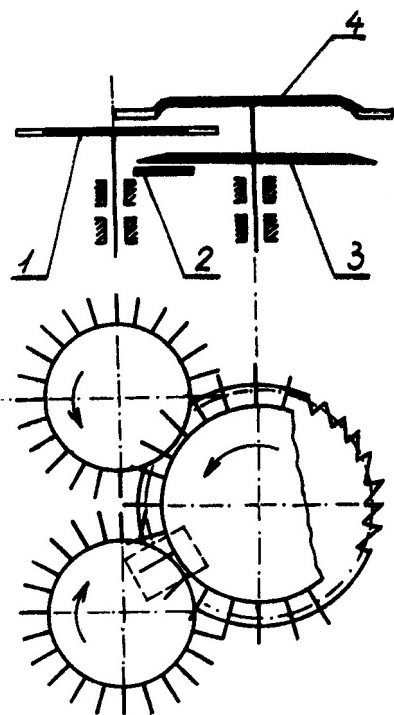


Fig. 5.32. Dispozitiv de uniformizare cu discuri și degete

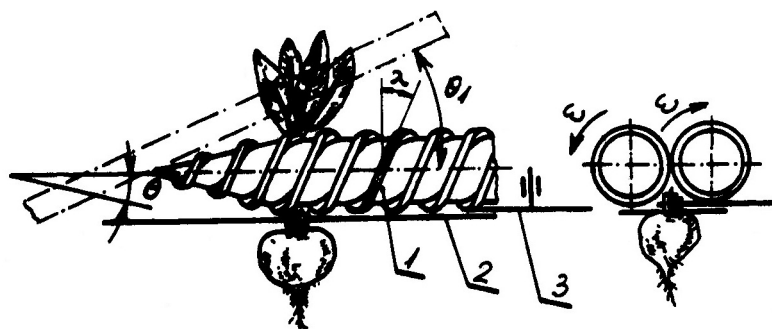


Fig. 5.33. Dispozitiv de uniformizare cu valțuri

Dispozitivul de uniformizare cu degete și discuri (fig. 5.32.) este compus din două discuri de alimentare cu degete 1, care scot plantele dintre benzile de smulgere, un disc cu degete 4 pentru evacuarea frunzelor tăiate, cuțitul cu tăiș zimțat 3 și lama contracuțit 2. Axa de simetrie a dispozitivului este deplasată cu 50-100 mm față de axa de simetrie a benzilor de smulgere.

Dispozitivul de uniformizare cu valțuri elicoidale (fig. 5.33.) este format din valțurile 1, plăcile de reținere 2 și cuțitul disc 3. Valțurile au partea anterioară conică pentru prinderea plantelor, sunt dispuse sub un unghi  $\theta_1$  față de benzile de smulgere și se rotesc în sensuri opuse. Sub valțuri sunt dispuse două plăci limitatoare pe care se reazemă capetele rădăcinilor.

Pentru asigurarea deplasării axiale a plantelor este necesar ca  $\lambda < \varphi$ ,  $\lambda$  fiind unghiul de înclinare a nervurii elicoidale.

Lungimea de tragere a frunzelor printre valțuri în faza de uniformizare  $H_u$  se calculează cu relația:

$$H_u = \pi d_1 n_1 \psi_1 \quad (5.39.)$$

unde:  $d_1$  este diametrul interior al valțurilor;

$n_1$  – numărul de rotații ale valțurilor în faza de uniformizare;

$\psi_1$  – coeficient de tragere ce ține cont de patinarea frunzelor față de valțuri.

Timpul de deplasare a rădăcinilor în lungul valțurilor se determină cu relația:

$$t_a = \frac{L_v}{v_{ax}} = \frac{60L_v}{np\psi_2} \quad (5.40.)$$

în care:  $L_v$  este lungimea valțurilor;

$v_{ax}$  - viteza axială;

$p$  - pasul elicei valțului;

$n$  - turația valțurilor;

$\psi_2$  - coeficient de antrenare axială.

**Cuțitele pentru tăierea frunzelor.** Cuțitele se împart în două grupe: cuțite pasive (fixate rigid pe cadrul dispozitivului de uniformizare, cu tăișul dispus la  $45^\circ$  față de direcția de deplasare a rădăcinilor) și cuțite active (de tip disc cu tăiș neted sau zimțat, cu viteza periferică de 9-12 m/s).

Dispozitivul de îndepărtare a frunzelor execută tăierea și aruncarea laterală a frunzelor înainte de dislocare. În principiu, este format din roata de copiere și organul de tăiere a frunzelor, în funcție de care avem dispozitive cu rotor orizontal și dispozitive cu cuțit disc.

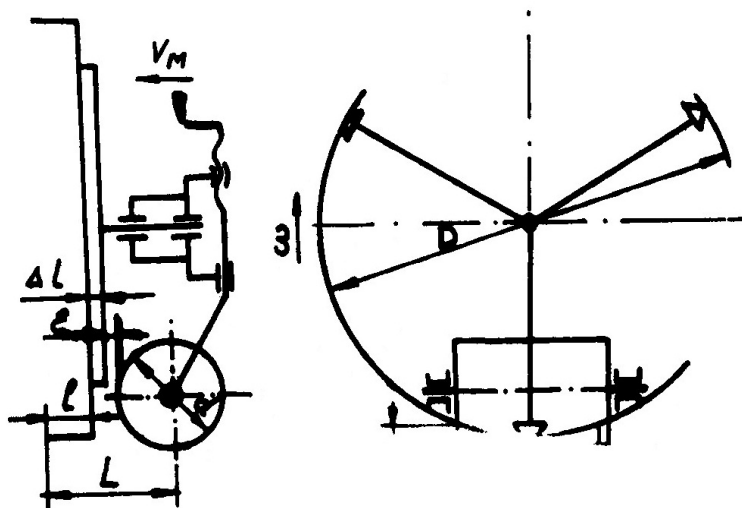


Fig. 5.34. Schema dispozitivului de tăiere a frunzelor cu rotor

Dispozitivul de tăiere cu rotor orizontal (fig. 5.34.) este alcătuit dintr-o rozetă cu 3-4 brațe radiale, pe care sunt fixate lamele tăietoare.

Distanța  $L$  de la marginea rotorului până la axa rolei de copiere este:

$$L = l + \Delta l + \varepsilon + d/2 \quad (5.41.)$$

În relația de mai sus termenii au următoarele

semnificații:  $l$  este lungimea lamei tăietoare,  $d$  este diametrul rolei de copiere,  $\Delta l$  este grosimea brațelor rozetei, iar  $\varepsilon$  este o zonă de protecție.

Dacă se ține cont de numărul de lame tăietoare  $z$  și de turația rotorului  $n$ , atunci pentru a nu avea zone neacoperite de către lamele tăietoare, lungimea lamei trebuie să satisfacă inegalitatea:

$$l \geq \frac{60v_m}{zn} \quad (5.42.)$$

Dispozitivul de tăiere cu cuțit activ (fig. 5.35.) este format dintr-un disc concav prevăzut cu margini tăietoare netede sau zimțate. Discul este dispus înclinat față de suprafața solului sub un unghi de  $4-5^\circ$ . Pentru a executa tăierea corectă a frunzelor, distanța dintre centrul discului și axa roții de copiere este dată de relația:

$$L = \varepsilon + \frac{D \cos \alpha + d}{2} \quad (5.43.)$$

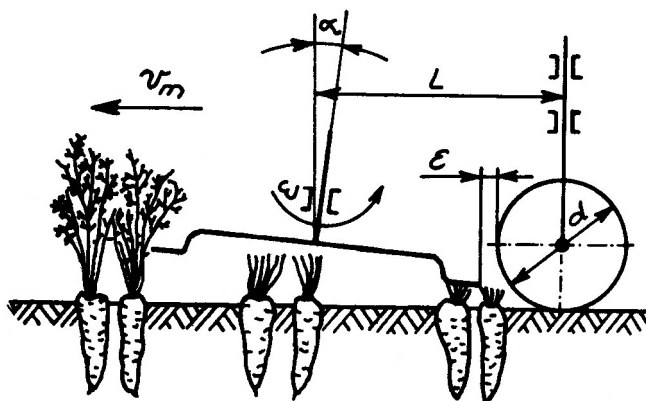


Fig. 5.35. Dispozitiv de tăiere cu cuțit disc

În relația de mai sus  $D$  este diametrul discului,  $d$  este diametrul roții disc de copiere, iar  $\varepsilon$  este o zonă de protecție.

Dispozitivele de tăiere a frunzelor execută tăierea fără lamă contracuțit, adică execută tăiere inertială, motiv pentru care viteza de tăiere se alege mai mare decât viteza limită de tăiere fără rezemare.

## 5.5. Mașini de recoltat legume bulboase

În categoria legumelor bulboase intră ceapa, usturoiul și arpagicul. Acestea dezvoltă bulbii în stratul superficial al solului până la adâncimi de 8-10 cm.

Tehnologia de recoltare a legumelor bulboase cuprinde operațiile: dislocarea bulbilor din sol, scuturarea și separarea bulbilor de frunze și pământ, sortarea și colectarea bulbilor. În funcție de modul în care se execută aceste operații se deosebesc două tehnologii de recoltare: tehnologia divizată și tehnologia monofazică.

Tehnologia divizată este aplicată în bulbilor ce urmează a se păstra o perioadă mai îndelungată. Astfel, în prima fază se execută dislocarea și scuturarea de pământ, urmată

de lăsarea bulbilor pe sol sub formă de brazde pentru uscare. În a doua fază se execută ridicarea de pe sol, curățirea și colectarea bulbilor.

Tehnologia monofazică se aplică de regulă la bulbii ce urmează a fi prelucrați imediat după recoltare.

Mașinile de recoltat legume bulboase se împart în mașini de dislocat bulboase, mașini de dislocat și curățat bulbi, mașini universale de recoltat bulbi. În funcție de destinația principală avem mașini speciale de recoltat bulbi, respectiv mașini adaptate pentru recoltat bulbi, acestea din urmă provenind din mașini de recoltat tuberculi sau mașini de recoltat rădăcinoase.

**Mașinile de dislocat legume bulboase** sunt asemănătoare constructiv cu cele de dislocat legume rădăcinoase. Organele de dislocare pot fi de tip brăzdar unilateral în formă de L sau brăzdar tip săgeată cu aripioare din sârmă pentru împingerea bulbilor. În general aceste mașini provin din transformarea cultivatoarelor sau a dislocatoarelor de rădăcinoase, prin echiparea lor cu organe de dislocare speciale pentru bulboase.

**Mașinile de dislocat și curățat bulbi.** Aceste mașini realizează dislocarea bulbilor din sol, separarea de pământ și lăsarea lor în brazdă pe suprafața solului. În marea lor majoritate aceste mașini se pot folosi și pentru ridicarea de pe sol a bulbilor dislocați, scuturarea de frunze și încărcarea lor în mijloace de transport.

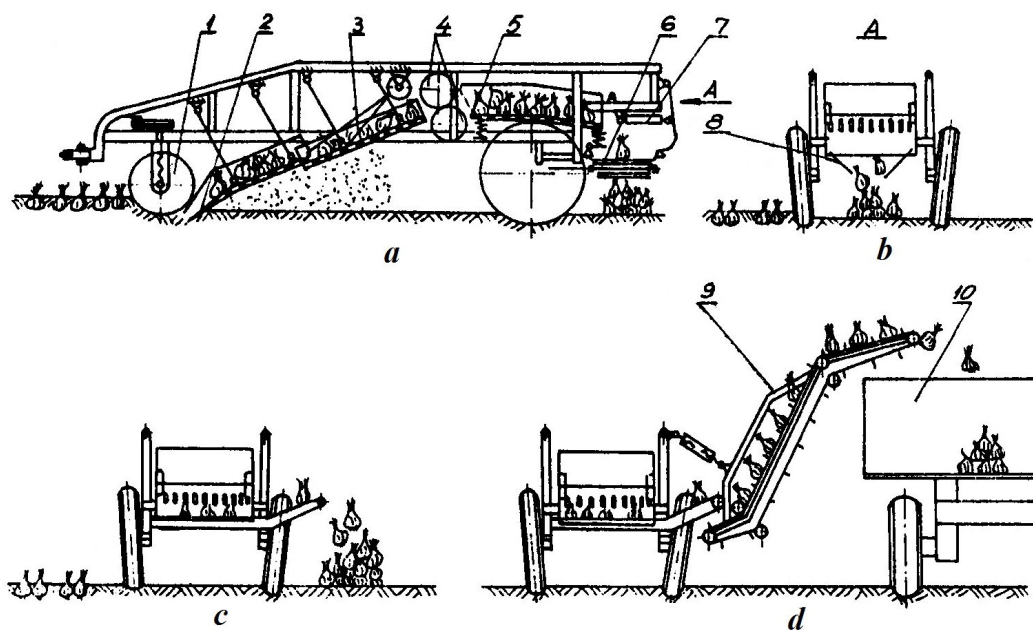


Fig. 5.36. Schema mașinii de dislocat și curățat bulboase

În figura 5.36. este prezentată schema unei mașini de dislocat și curățat bulbi. Aceasta este alcătuită din roțile de copiere a terenului 1, brăzdarul oscilant 2, grătarul scuturător 3, valțurile pneumatice 4, sita oscilantă 5, transportorul transversal rabatabil 6, cilindrul hidraulic 7 pentru rabate, grătarul de descărcare pe sol 8, elevatorul 9 și remorca 10.

La prima trecere (fig. 5.36.a.) bulbii sunt dislocați, scuturați de sol și frunze și descărcați sub formă de brazdă în spatele mașinii. La a doua trecere (fig. 5.36.b.) bulbii dislocați și scuturați de sol și frunze sunt descărcați lateral, peste brazda de la prima trecere, folosind transportorul transversal. Aceiași mașină se poate folosi și la strângerea bulbilor de la suprafața solului, scuturarea frunzelor și încărcarea lor într-un mijloc de transport, prin montarea unui elevator lateral (fig. 5.36.c.).



*Mașinile universale de recoltat bulboase* execută dislocarea și curățirea bulbilor de pământ, ruperea frunzelor și încărcarea bulbilor într-un mijloc de transport.

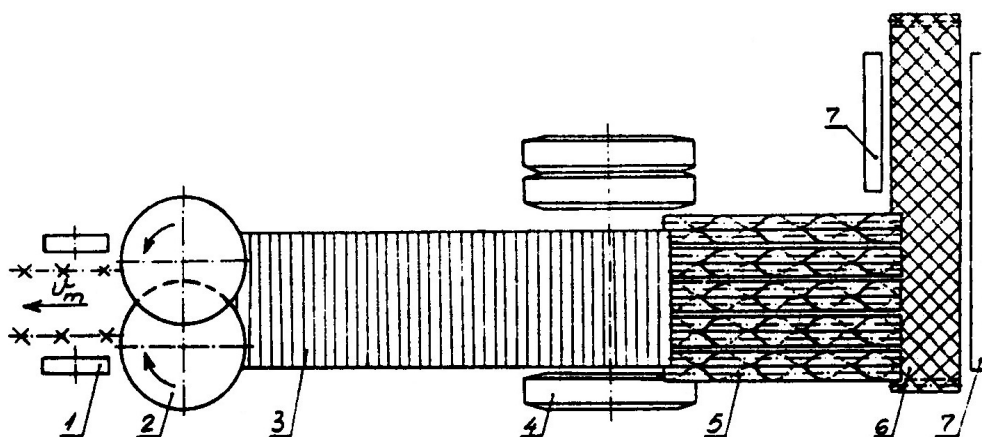


Fig. 5.37. Schema unei mașini universale de recoltat legume bulboase

În figura 5.37. este prezentată schema unei mașini universale de recoltat legume bulboase alcătuită din roțile de copiere 1, discurile de dislocare 2, grătarul rulant 3, roțile de susținere 4, dispozitivul de rupere a cozilor 5, transportorul de sortare 6 și platformele pentru muncitori 7. Dispozitivul de rupere a cozilor este format din mai multe perechi de valțuri cilindrice, prevăzute cu nervuri elicoidale. Valțurile se rotesc în sensuri opuse, prind cozile și le rup prin tragere.

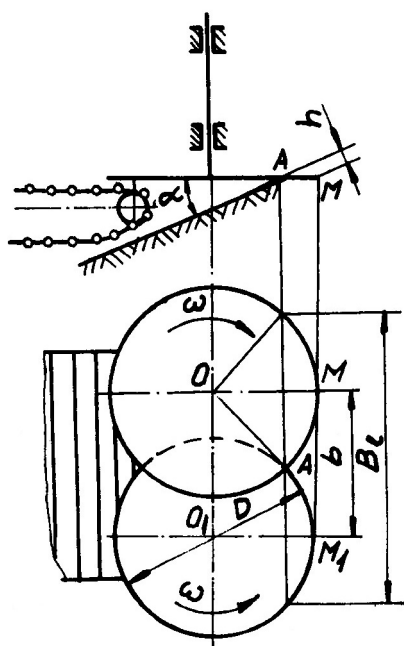


Fig. 5.38. Schema de calcul a organului de dislocare cu discuri

Organele de dislocare folosite la mașinile de recoltat legume bulboase sunt de tipul pasive sau active. Organele de dislocare pasive pot fi de tip brăzdar unilateral, de tip săgeată, brăzdar plat simplu sau lamelar cu tăiș drept sau frânt, de tip jgheab, etc. Organele de dislocare active pot fi de tipul brăzdar oscilant, brăzdare cu discuri, etc. Parametrii constructivi și regimurile de lucru ale acestor organe sunt asemănătoare cu cea a organelor de dislocare de la mașinile de recoltat cartofi

Organele de dislocare cu discuri (fig. 5.38.) sunt alcătuite din două discuri dispuse înclinat față de orizontală cu unghiul  $\alpha$ . Discurile se rotesc în sensuri opuse. Lățimea de lucru  $B_l$  se stabilește în funcție de distanța dintre rânduri sau benzi și zona de siguranță.

Distanța dintre axele discurilor reprezintă jumătate din lățimea de lucru.

Diametrul discurilor rezultă în funcție de distanța dintre discuri  $b$  și adâncimea de lucru  $h$ :

$$\left(\frac{D}{2}\right)^2 = \left(\frac{D}{2} - \frac{h}{\sin \alpha}\right)^2 + \left(\frac{b}{2}\right)^2 \quad (5.44.)$$

Dacă se înlocuiește  $b = B_l / 2$  se obține:

$$D = \frac{B_l^2 \sin^2 \alpha + 16h^2}{16h \sin \alpha} \quad (5.45.)$$

Viteza periferică a discurilor este de 4-5 ori mai mare decât viteza de înaintare a mașinii, pentru a evita aglomerarea materialului dislocat pe discuri.

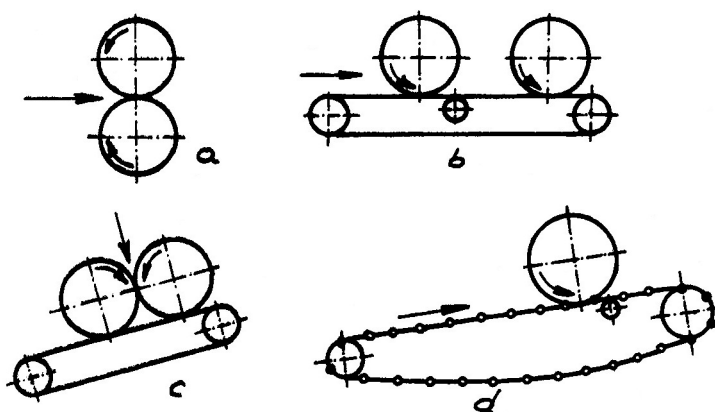


Fig. 5.39. Organe pentru curățirea bulbilor de pământ.

Separarea bulbilor de pământ presupune atât îndepărtarea pământului aderent la bulbi, cât și sfărâmarea bulgărilor liberi. Pentru aceasta se folosesc organe de scuturare de tipul grătare oscilante, grătare sau tobe rotative cilindrice sau conice, construcția lor fiind

asemănătoare cu cele folosite la mașinile de recoltat cartofi.

Pentru sfărâmarea bulgărilor se folosesc organe de diferite feluri precum valțuri pneumatice suprapuse (fig. 5.39.a.), bandă transportoare și valțuri pneumatice succesive (fig. 5.39.b.), bandă transportoare și valțuri pneumatice paralele (fig. 5.39.c.), transportor cu vergele și valț pneumatic (fig. 5.39.d.). În toate variantele constructive spargerea bulgărilor este realizată atât ca efect al comprimării acestora, cât și ca efect al faptului că valțurile pneumatice au viteze diferite de cele ale transportoarelor.

## 5.6. Mașini de recoltat varză

Varza se cultivă în rânduri situate la distanțe între rânduri de 50-90 cm. Procesul tehnologic de recoltare presupune efectuarea următoarelor operații: desprinderea plantelor de sol (prin tăiere sau smulgere), detașarea căpățânilor, îndepărtarea frunzelor suplimentare și colectarea căpățânilor. În practică se întâlnesc două tehnologii: tehnologia de recoltare divizată și tehnologia de recoltare monofazică. Se mai practică uneori și recoltarea semimecanizată la care detașarea căpățânilor și curățirea de frunzele suplimentare se face manual, colectarea și transportul căpățânilor fiind executat mecanizat.

În funcție de operațiile pe care le realizează, mașinile folosite la recoltarea verzei sunt transportoare-colectoare de căpățâni și mașini de recoltat căpățâni de varză.

Transportoarele-colectoare sunt purtate pe tractor sau autopropulsate, fiind alcătuite din două sau mai multe benzi colectoare dispuse orizontal și normale la direcția de deplasare, precum și un transportor cu racleți pentru ridicarea căpățânilor în mijlocul de colectare.

Mașinile de recoltat căpățâni de varză realizează smulgerea sau tăierea plantelor, detașarea căpățânilor, îndepărtarea frunzelor suplimentare și încărcarea căpățânilor într-un mijloc de transport.

În funcție de modul de acționare mașinile de recoltat căpățâni de varză sunt purtate pe tractor, tractate și autopropulsate.

În figura 5.40. este prezentată schema unei mașini de recoltat căpățâni de varză de tipul autopropulsată, cu recoltarea a trei rânduri la o trecere. Constructiv este compusă din patinele 1, valțurile elicoidale conice 2, valțurile pentru smulgerea plantelor 3, cuțitul disc 4, transportorul uniformizator 5, ventilatorul aruncător 6, transportorul de apăsare 7, elevatorul pentru evacuarea căpățânilor într-un mijloc de transport 8 și remorca colectoare pentru frunze 9.

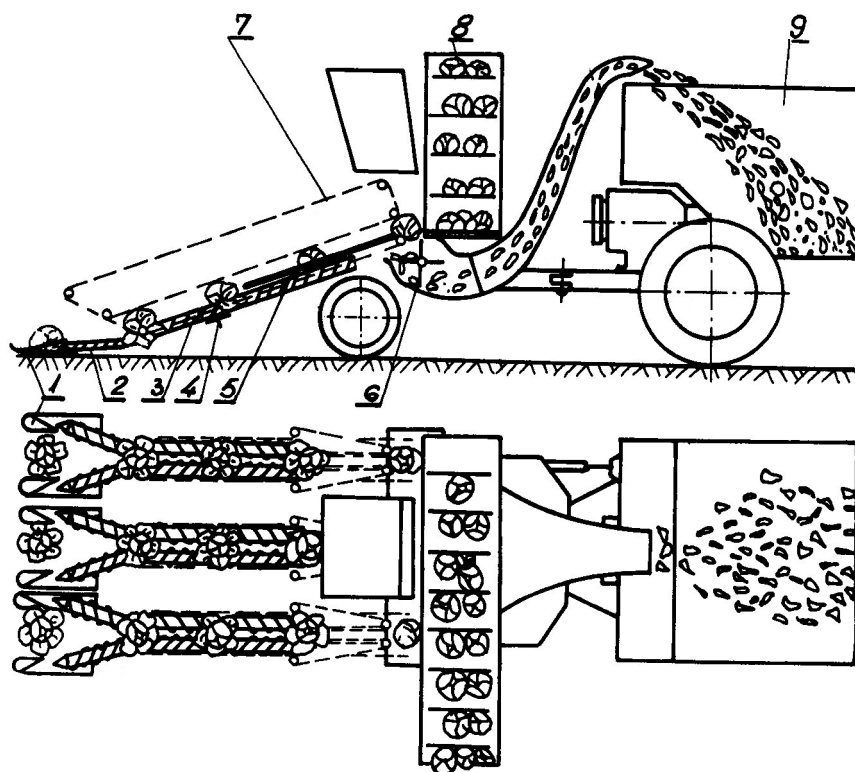


Fig. 5.40. Schema unei mașini autopropulsate pentru recoltat căpățâni de varză

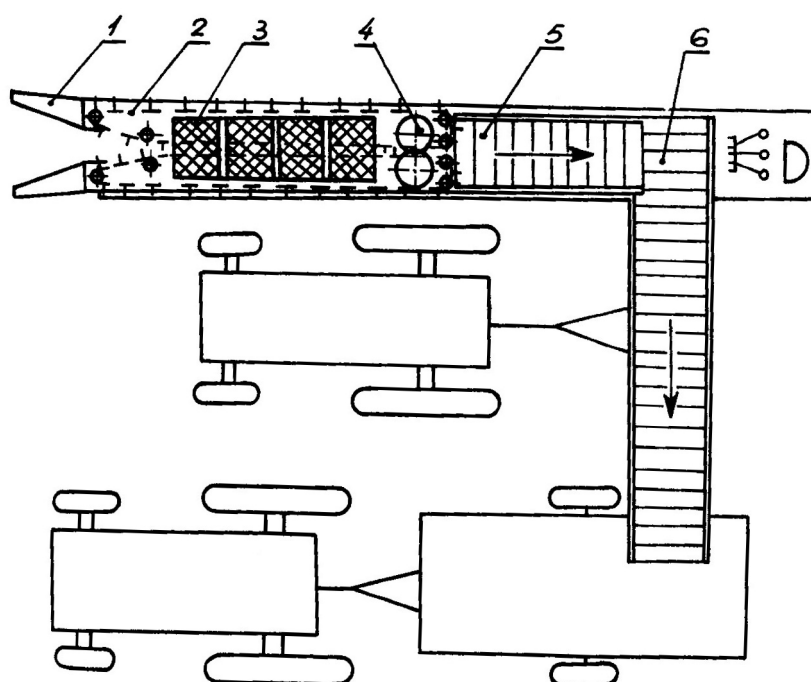


Fig. 5.41. Schema unei mașini tractate pentru recoltat căpățâni de varză

În figura 5.41. este prezentată schema unei mașini tractate pentru recoltarea căpățânilor de varză alcătuită din plăcile de dirijare a plantelor 1, transportoarele cu degete 2, transportorul de apăsare 3, aparatul de tăiere cu cuțite dis 4, transportorul 5 și transportorul transversal 6. Mașina recoltează căpățâni de varză pe un singur rând.

Dispozitivul de dirijare are rolul de a îndrepta plantele către axa secției de lucru și poate fi de tipul activ sau pasiv.

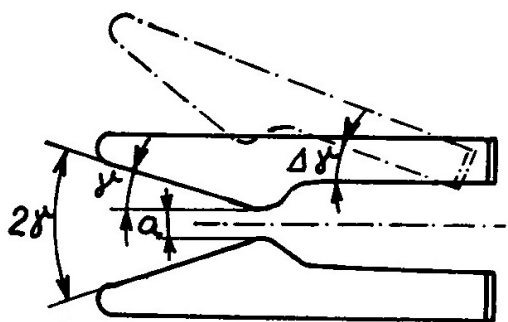


Fig. 5.42. Dispozitiv de dirijare de tip pasiv

Dispozitivul de tip pasiv (fig. 5.42.) este alcătuit din două plăci metalice profilate, dispuse de o parte și de alta a rândului de plante. Pentru a asigura alunecarea plantelor pe suprafața de contact pentru dirijare, trebuie satisfăcută condiția:

$$\gamma + \Delta\gamma \leq \varphi \quad (5.46.)$$

Din figură se poate observa că  $\gamma$  este unghiul de înclinare a profilului plăcii, iar  $\Delta\gamma$  este unghiul de rotire al plăcii. Frecarea plantelor cu plăcile de dirijare este caracterizată prin unghiul de frecare  $\varphi$ .

Dispozitivul de dirijare de tip activ este format, fie din două valțuri conice prevăzute cu nervuri elicoidale, fie din două discuri concave oblice, dispuse asemănător ridicătoarelor de frunze active.

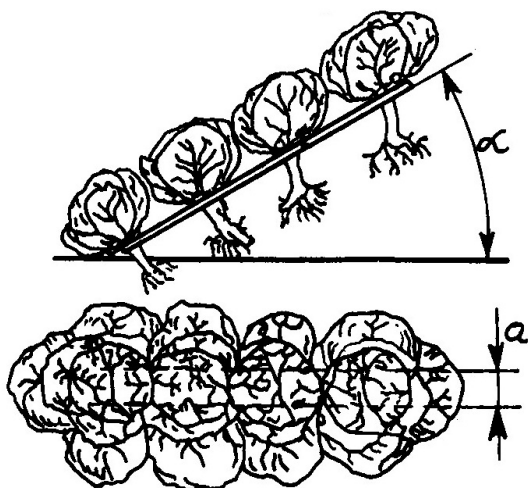


Fig. 5.43. Dispozitiv de smulgere pasiv

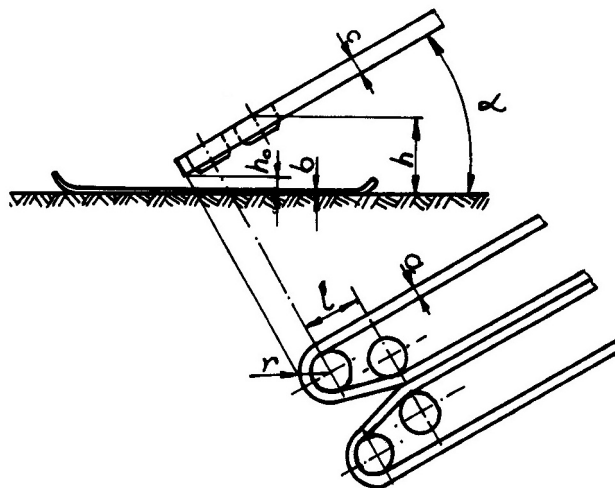


Fig. 5.44. Dispozitiv de smulgere activ

Dispozitivele folosite pentru smulgerea plantelor la mașinile de recoltat căpățâni de varză sunt de tipul pasiv și activ.

Dispozitivul de smulgere pasiv (fig. 5.43.) este alcătuit, de regulă, din două bare metalice paralele, dispuse înclinat față de orizontală sub un unghi  $\alpha$ . Distanța dintre bare este reglabilă și este aleasă astfel încât să fie mai mare decât diametrul tulpinilor de varză. Smulgerea se realizează prin efectul de pană pe care-l exercită dispozitivul asupra căpățânilor la înaintarea mașinii în lucru.

Dispozitivul de smulgere activ poate fi cu benzi de smulgere sau cu valțuri înclinate, prevăzute cu nervuri elicoidale. Dispozitivul de smulgere cu benzi (fig. 5.44.) este format din două benzi paralele dispuse înclinat față de orizontală cu unghiul  $\alpha$ . Viteza benzilor  $v_b$  se stabilește în funcție de viteza mașinii  $v_m$ , din condiția de smulgere pe verticală a pantelor:

$$v_b = \frac{v_m}{\cos \alpha} \quad (5.47.)$$

Înălțimea punctului de prindere  $h$  este dată de relația:

$$h = (a + r + l) \sin \alpha + c \cos \alpha + h_0 + b \quad (5.48.)$$

unde:  $a$  este grosimea benzii;

$r$ - raza roții;  
 $l$ - distanța între roata de întindere și prima rolă de păsare;  
 $c$ - lățimea benzii;  
 $h_0$ - distanța până la patină;  
 $b$ - grosimea patinei

Această distanță trebuie corelată cu înălțimea tulpinilor, astfel ca prinderea să se facă sub căpățâni.

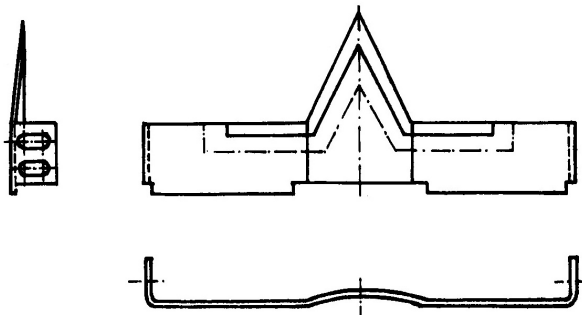


Fig. 5.45. Aparat de tăiere de tip cuțit pasiv

Pentru tăierea tulpinilor mașinile de recoltat căpățâni de varză folosesc aparate de tăiere cu cuțit pasiv sau aparate de tăiere cu cuțite active.

Aparatul de tăiere cu cuțit pasiv (fig. 5.45.) este realizat sub forma unei lame tăietoare fixată pe cadrul mașinii, cu muchiile tăietoare ascuțite sub un unghi de  $15^{\circ}$ .

În timpul înaintării mașinii tulpinile plantelor sunt tăiate, plantele fiind susținute în timpul tăierii de către două transportoare laterale cu benzi verticale.

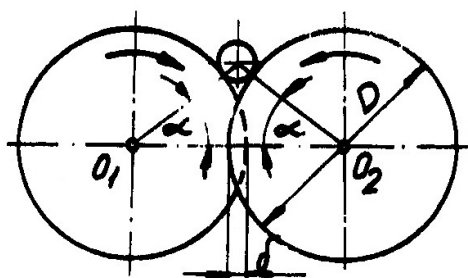


Fig. 5.46. Aparat de tăiere cu cuțite active

Aparatul de tăiere a plantelor cu cuțite active (fig. 5.46.) este format din două discuri cu margini ascuțite. Discurile se rotesc în sensuri opuse și au muchiile active netede sau zimțate. Pentru a asigura tăierea completă a tulpinilor, discurile se dispun cu o supraapănere  $\delta$  în zona de lucru.

Diametrul discurilor se stabilește din condiția de prindere a tulpinilor cu diametru maxim. Pentru discurile netede condiția de prindere prin frecare este  $\alpha \leq \varphi$  ( $\varphi$  este unghiul de frecare al tulpinii cu tăișul cuțitului). Notând cu  $d$  diametrul tulpinii, din figură se poate scrie:

$$(D + d)\cos \alpha = D - \delta \quad (5.49.)$$

Sau:

$$\cos \alpha = \frac{D - \delta}{D + d} \quad (5.50.)$$

Condiția de prindere prin frecare se poate scrie sub forma  $\operatorname{tg} \alpha \leq \operatorname{tg} \varphi = \mu$  ( $\mu$  este coeficientul de frecare dintre tulpină și cuțit) și rezultă:

$$\cos \alpha \geq \frac{1}{\sqrt{1 + \mu^2}} \quad (5.51.)$$

Pentru diametrul maxim al tulpinilor  $d_{\max}$  se poate determina diametrul discurilor cu ajutorul relației:

$$D \geq \frac{d_{\max} + \delta \sqrt{1 + \mu^2}}{\sqrt{1 + \mu^2} - 1} \quad (5.52.)$$

Pentru a putea tăia tulpinile cât mai aproape de baza căpățânilor, aparatul de tăiere trebuie poziționat în plan vertical în funcție de poziția și dimensiunile căpățânilor. Acest

lucru este realizat cu ajutorul palpatorului de poziție al dispozitivului de dirijare a plantelor și care alunecă pe partea inferioară a căpățânilor.

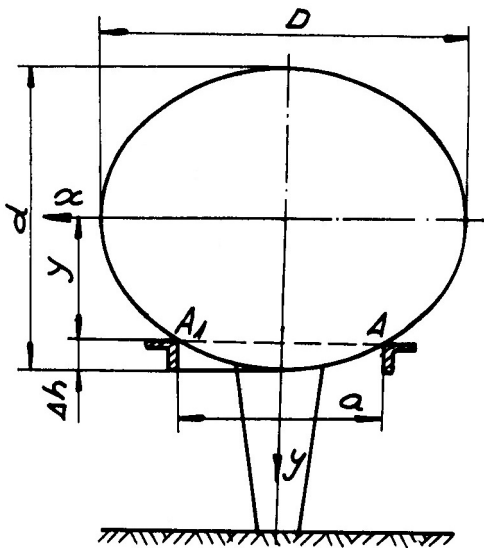


Fig. 5.47. Schema de calcul a poziției palpatorului

Se consideră căpățâna de formă elipsoidală (fig. 5.47.). Poziția palpatorului A-A<sub>1</sub> față de centrul căpățânilor este determinată de distanța y.

Ecuția elipsei (proiecția conturului căpățânilor pe un plan vertical ce trece prin axa secției de lucru) este:

$$\frac{x^2}{R^2} + \frac{y^2}{r^2} = 1 \quad (5.53.)$$

În relația de mai sus R și r sunt semiaxa mare, respectiv semiaxa mică a elipsei.

Coordonatele punctului A<sub>1</sub> sunt:

$$\begin{aligned} x &= a/2 \\ y &= r - \Delta h \end{aligned} \quad (5.54.)$$

S-a notat cu a distanța dintre plăcile de ghidare și cu Δh distanța de la plăci până la baza căpățânilor.

Pentru ca punctul A<sub>1</sub> să se afle pe elipsă trebuie îndeplinită relația:

$$\frac{a^2}{4R^2} + \frac{(r - \Delta h)^2}{r^2} = 1 \quad (5.55.)$$

Notând cu D axa mare a elipsei, se poate determina distanța de la plăci până la baza căpățânilor:

$$\Delta h = r \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{a^2}{D^2}} \right) \quad (5.56.)$$

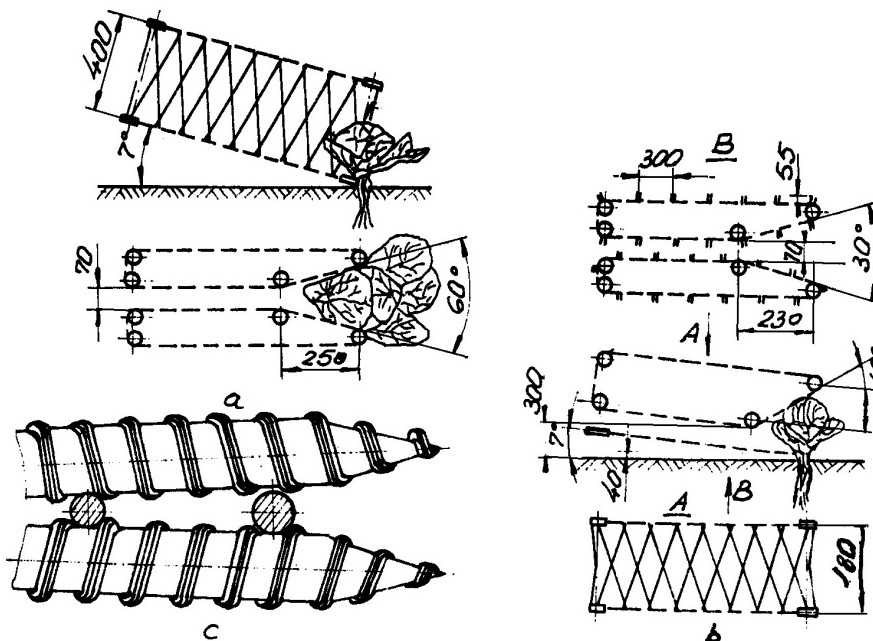


Fig. 5.48. Transportoare de susținere

Transportorul de susținere execută dirijarea plantelor către aparatul de tăiere, susținerea lor în timpul tăierii și transportul căpățânilor la organele următoare. Din punct de vedere constructiv se întâlnesc mai multe tipuri de astfel de transportoare: transportoare cu benzi verticale (fig. 5.48.a.), transportoare cu lanțuri de dirijare (fig. 5.48.b.) și transportoare cu valțuri elicoidale (fig. 5.48.a.).

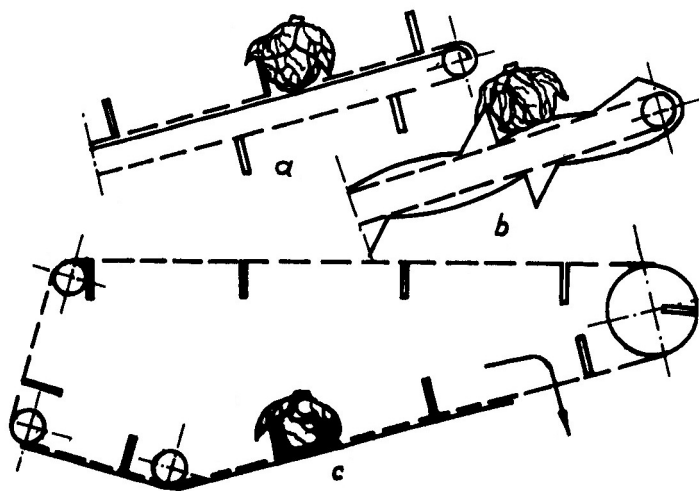


Fig. 5.49. Elevatoare de căpățâni

Benzile transportoare sunt alcătuite din două lanțuri sau două curele trapezoidale paralele, între care sunt dispuse încrucișat (sub forma unei plase) cabluri metalice îmbrăcate în cauciuc.

Elevatoarele de căpățâni sunt de fapt transportoare cu racleți (fig. 5.49.a. și c) sau cu bandă ondulată (fig. 5.49.b.)

În cazul transportoarelor cu racleți ramura activă poate fi cea superioară sau cea inferioară.

## VI. MAȘINI DE RECOLTAT PLANTE FURAJERE

### 6.1. Tehnologii de recoltat plante furajere

Structura tehnologiilor de recoltat plante furajere este determinată de felul furajului ce urmează a fi obținut, categoria de animale pentru care se produce furajul, cantitatea de furaj necesară, etc. Necesitatea folosirii mai multor tipuri de furaje pentru hrana animalelor, caracterul periodic al producției agricole și diversitatea mare a plantelor furajere au generat aplicarea unui număr însemnat de tehnologii de recoltat.

O grupare convențională a acestor tehnologii se poate face în funcție de felul furajului și anume: tehnologii pentru producerea fânului; tehnologii pentru producerea furajelor verzi; tehnologii pentru producere pentru producerea furajelor însilozate; tehnologii pentru producerea furajelor grosiere; tehnologii pentru recoltat și prelucrat plante furajere, etc.

O clasificare a tehnologiilor de recoltat plante furajere este mai dificil de făcut datorită multiplelor variante întâlnite în practică, de la cea tradițională și până la recoltarea complet mecanizată, dar poate fi acceptată ca satisfăcătoare următoarea:

- tehnologii pentru recoltat furaje verzi (verzi sau ofilite):
  - tehnologia monofazică;
  - tehnologia divizată;
- tehnologii pentru producerea fânului:
  - fân vrac;
  - fân balotat;
  - fân căpițat;
- tehnologii pentru producerea furajelor însilozate:
  - însilozare la rece;
  - însilozare cu adaos de preparate;
  - însilozare la umiditate scăzută;
- tehnologii pentru recoltarea furajelor grosiere:
- tehnologii pentru recoltat și prelucrat furaje:

După felul operațiilor pe care le execută în cadrul procesului tehnologic mașinile de recoltat plante furajere se pot clasifica astfel:

- mașini de cosit;
- mașini de cosit și condiționat plante furajere;
- mașini de strâns, întors și răvășit fân;
- mașini de adunat, încărcat și transportat fân vrac;
- mașini de adunat, presat și căpițat fân;
- mașini de adunat, presat și balotat fân;
- combine de recoltat plante furajere;
- mașini de recoltat și prelucrat plante furajere.

### 6.2. Mașini de cosit

Mașinile de cosit execută tăierea plantelor cu lăsarea lor în brazdă pe miriștea rezultată.

Cerințe tehnologice:

- tăierea plantelor la înălțimea prescrisă, cu pierderi sub 2%;



- să poată copia terenul, să treacă peste eventuale obstacole (pietre, mușuroaie);
- limitatoare de brazdă reglabile pentru ca brazda să încapă între roțile tractorului;
- înălțimea de ridicare a aparatului de tăiere să depășească 250 mm;
- dispunerea convenabilă pentru ca aparatul de tăiere să poată fi observat de operator;

- cuplare și decuplare rapidă de la sursa de energie (tractor);

Clasificarea mașinilor de cosit:

- după natura sursei energetice:
  - cositori cu tracțiune animală;
  - cositori mecanice:
    - tractate
    - purtate
    - autopropulsate
- după tipul aparatului de tăiere:
  - cu mișcare rectilinie alternativă;
  - cu aparat de tăiere rotativ.

Cositorile cu tracțiune animală au organele de lucru acționate de la roțile de susținere și transport. Sunt alcătuite din aparatul de tăiere de tip cuțit-deget, transmisia mecanică, mecanismul de acționare a cuțitului, mecanismele de cuplare-decuplare a transmisiei, respectiv de ridicare-coborâre a cositorii.

Cositorile mecanice sunt realizate în diverse variante constructive și sunt grupa cu cea mai largă utilizare. Constructiv sunt alcătuite din aparatul de tăiere, elementele de legătură și susținere precum cadrul, roțile, sistemul de cuplare la sursa energetică, organele de acționare și transmitere a mișcării, mecanismul de trecere din poziția de lucru în poziția de transport, mecanisme de reglare și dispozitive de siguranță.

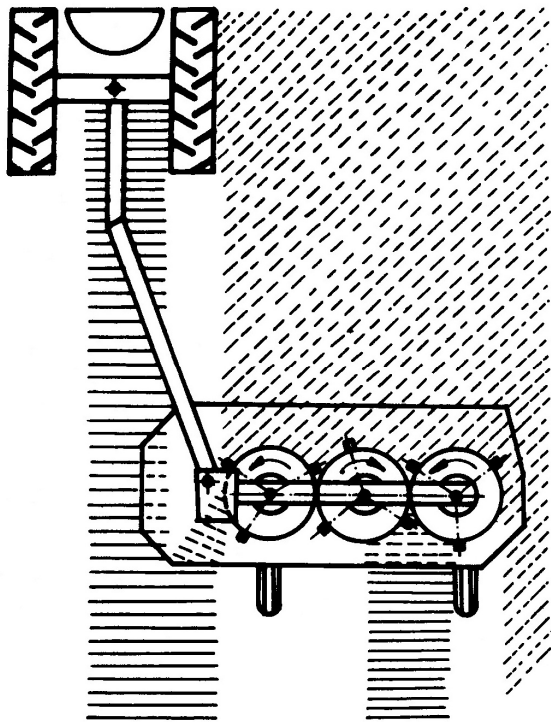


Fig. 6.1. Schema unei cositori tractate cu aparat de tăiere rotativ

Cositorile mecanice tractate au organele de lucru acționate de la priza de putere a tractorului și cuprind una până la trei secții dispuse în cascadă. În figura 6.1. este prezentată schema unei cositori tractate cu aparat de tăiere rotativ.

Cositorile mecanice purtate, în funcție de numărul de secții de lucru pot fi cu una sau mai multe secții dispuse în față, spate, lateral stânga, lateral dreapta.

Cositorile cu o singură secție de lucru sunt mai răspândite ca urmare a simplității modului de montare pe tractor și acționarea organelor de lucru, dar și pentru posibilitatea de cuplare-decuplare rapidă a transmisiei.

Cositorile purtate în față au aparatul de tăiere dispus simetric față de axa longitudinală a sursei energetice și lasă plantele tăiate sub formă de brazdă continuă între roțile tractorului. Cositorile purtate în spate și cele purtate lateral, de regulă, au aparatul de tăiere dispus în partea dreaptă a tractorului.

Cositorile purtate lateral (fig. 6.2.) sunt fixate între axa roților din față și axa roților din spate a tractorului, cu aparatul de tăiere în câmpul vizual al operatorului. Pentru a ușura transportul agregatului în afara zonei de lucru, aparatul de tăiere se poate rabate în poziție verticală, ori în spate, paralel cu axa longitudinală.

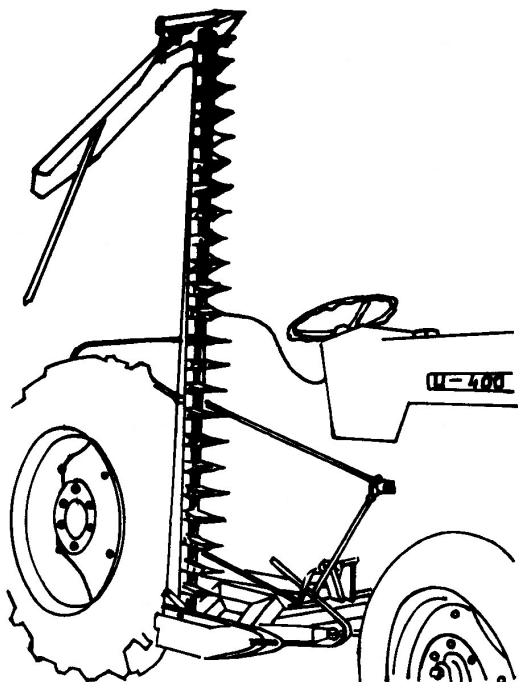


Fig. 6.2. Schema unei cositori purtate lateral

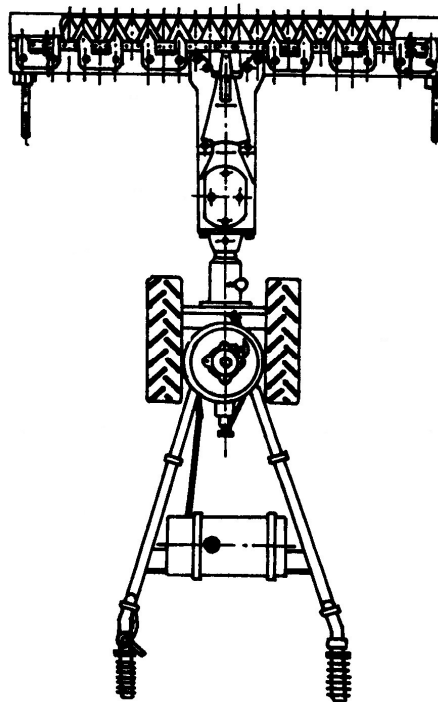


Fig. 6.3. Schema unei motocositori

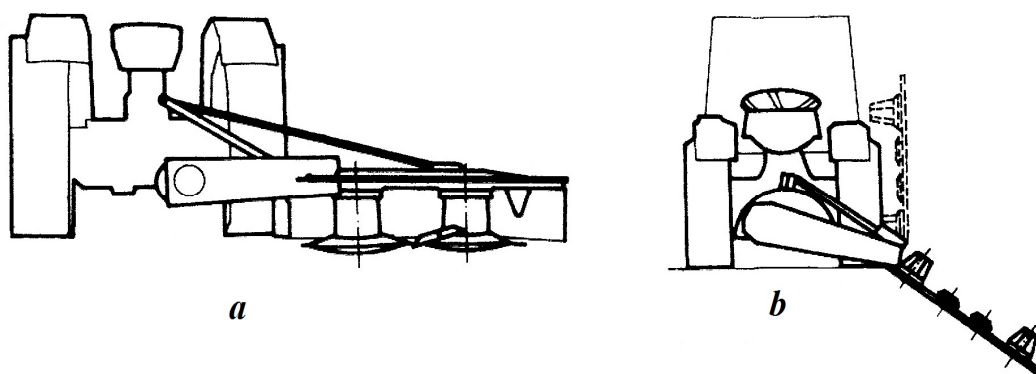


Fig. 6.4. Cositori cu aparat de tăiere rotativ

Cositorile purtate în spate sunt dispuse lateral dreapta, pentru a permite operatorului să vizualizeze modul de lucru al aparatului de tăiere. Plasarea în spate a cositorii simplifică mult modul de acționare al acesteia, precum și posibilitatea de rabatere în poziție de transport.

Cositorile autopropulsate, denumite și motocositori (fig. 6.3.) sunt destinate pentru tăierea plantelor furajere ierboase în livezi, parcuri, fânețe, terenuri în pantă mare, precum și la cosirea vegetației ierboase pe taluzurile digurilor și drumurilor.

Sunt alcătuite din sursa de energie, de regulă un motor cu ardere internă, aparatul de tăiere de tipul cuțit cu mișcare oscilatorie, mecanismul de acționare a aparatului de tăiere, organele de transmitere a mișcării la sistemul de rulare, organele de dirijare și comandă.

Cositorile cu cuțite rotative pot realiza tăierea plantelor în condiții grele de lucru, fără să se înfunde, la viteze de lucru mult mai mari față de cele cu aparate de tăiere cu

cuțite în mișcare oscilatorie, dar au un consum energetic mai mare și ca urmare a construcției rigide sunt mai sensibile la denivelările terenului.

După tipul organului de lucru cositorile cu cuțite rotative sunt de tipul cu tambur (fig. 6.4.a.) și cu discuri (fig. 6.4.b.).

**Aparatul de tăiere.** Procesul de tăiere constă în distrugerea continuității fibrelor tulpinii cu separarea părții aeriene de rădăcină.

Tăierea tulpinilor se poate face astfel:

► prin rezemarea plantelor sau tăiere prin forfecare și se execută de către două elemente active:

- cuțit și contracuțit;
- două cuțite;

► fără rezemarea plantelor (prin inerție).

După caracterul mișcării elementelor active aparatele de tăiere pot fi:

- cu cuțite cu mișcare rectilinie-alternativă;
- cu cuțite în mișcare de rotație;
- cu cuțite cu mișcare liniară uniformă.

Aparatul de tăiere cu un cuțit se realizează în două variante: cu degete și cu plăci contratăietoare.

Aparatele de tăiere de tip cuțit-deget se deosebesc după poziția cuțitului față de degete astfel: aparat de tăiere cu cuțit superior și aparat de tăiere cu cuțit inferior.

Mult mai răspândit în practică, aparatul de tăiere cu cuțit superior poate fi cu plăci de presare (fig. 6.5.) sau cu plăci de ghidare (fig. 6.6.).

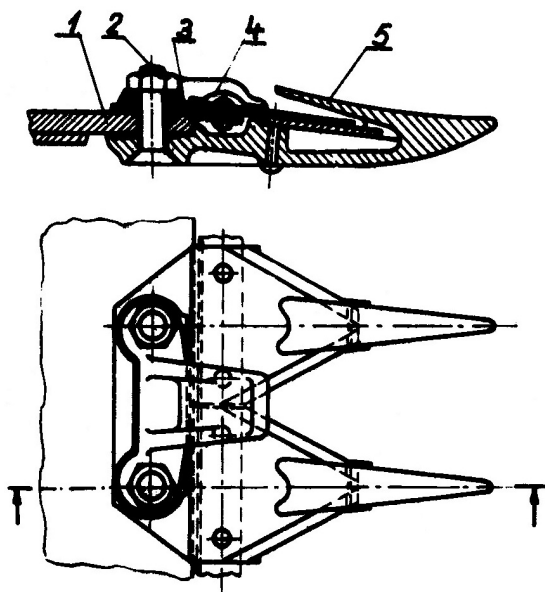


Fig. 6.5. Aparat de tăiere cu degete și plăci de presare: 1- bară port-degete; 2- șuruburi; 3- plăci de ghidare a lamei port-cuțit; 4- plăci de presare; 5- degete

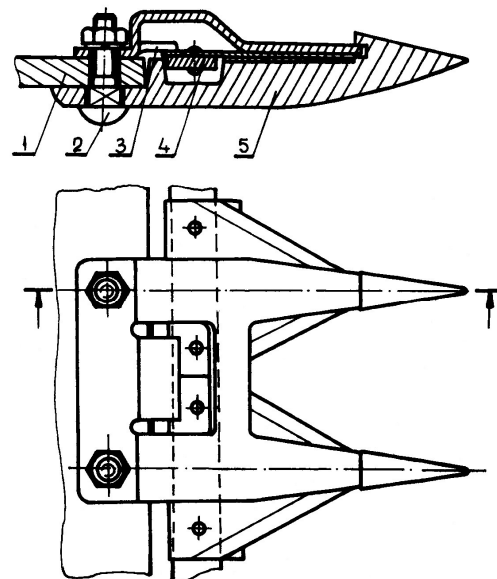


Fig. 6.6. Aparat de tăiere cu degete și plăci de ghidare: 1- bară port-degete; 2- șurub prindere; 3- placă de ghidare a cuțitului; 4- cuțit asamblat; 5- deget

Aparatul de tăiere cu degete este compus din trei grupe de elemente: partea fixă, partea mobilă (cuțitul) și mecanismul de acționare.

Degetele au rolul de a împărți plantele supuse tăierii în fâșii longitudinale și a le susține în timpul tăierii. Din punct de vedere constructiv acestea se realizează prin turnare

sau forjare, fiind de tipul degete singulare (fig. 6.7.a.), grupate câte două (fig. 6.7.b.) sau grupate câte trei (fig. 6.7.c.)

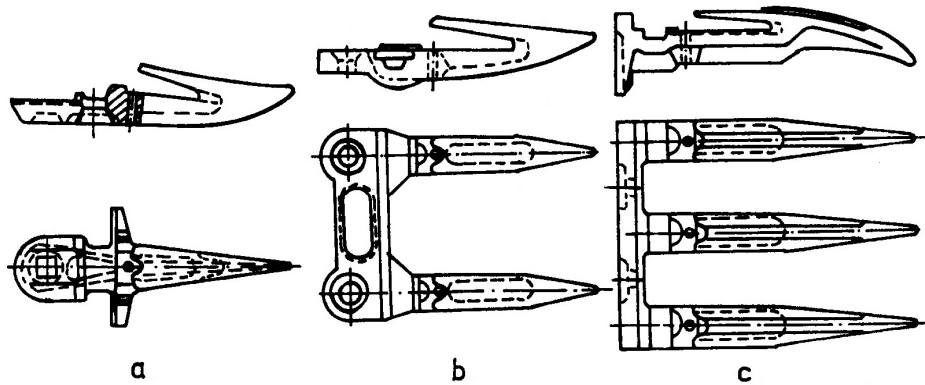


Fig. 6.7. Forma constructivă a degetelor

Aparatele de tăiere cu degete, în funcție de legătura care există între pasul lamelor, pasul degetelor și cursa cuțitului, sunt de tipul cu tăiere normală, cu tăiere joasă și cu tăiere mijlocie (vezi cap. 1.2.).

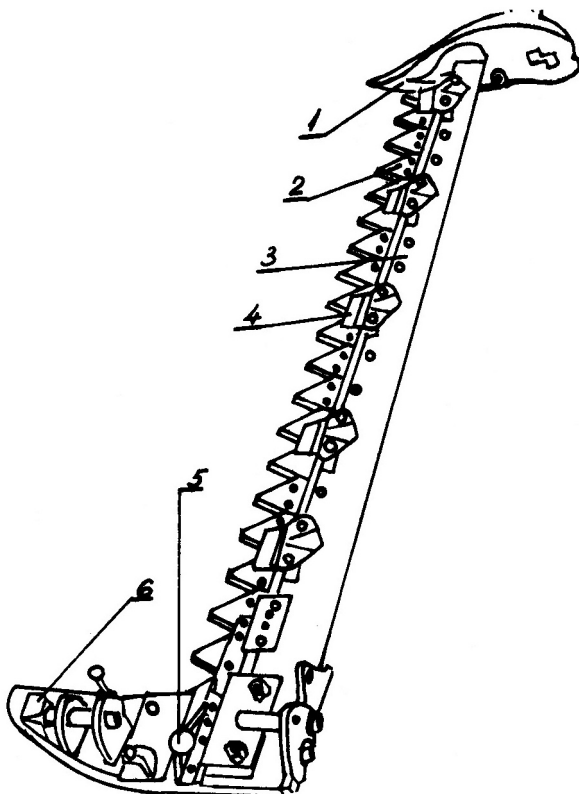


Fig. 6.8. Aparat de tăiere cu plăci contratăietoare și cuțit superior

Aparatul de tăiere cu plăci contratăietoare și cuțit superior (fig. 6.8.) are fixate pe bara suport, în locul degetelor, lame contratăietoare triunghiulare cu muchiile ascuțite. Acesta este alcătuit din patina exterioară 1, cuțitul 2, bara suport 3, plăcile de ghidare 4, capul de acționare a cuțitului 5 și patina interioară 6.

Cuțitul are o mișcare rectilinie alternativă imprimată de către un mecanism de tip bielă-manivelă.

Aparatul de tăiere cu două cuțite sunt alcătuite din elementele active (cele două cuțite), elementele de susținere a cuțitelor și mecanismul de acționare a lor. În funcție de elementele de susținere a cuțitelor, aceste aparate sunt de două feluri: aparate de tăiere cu plăci de ghidare (6.9.) și aparate de tăiere

cu brațe oscilante (fig. 6.10.).

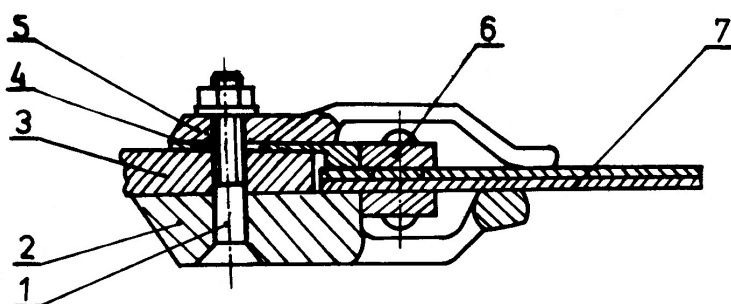


Fig. 6.9. Aparat de tăiere cu plăci de ghidare: 1- șurub fixare; 2- ghidaj; 3- bară principală; 4- placă ghidare; 5- placă apăsare; 6= șină port-lame; 7- lame cuțit

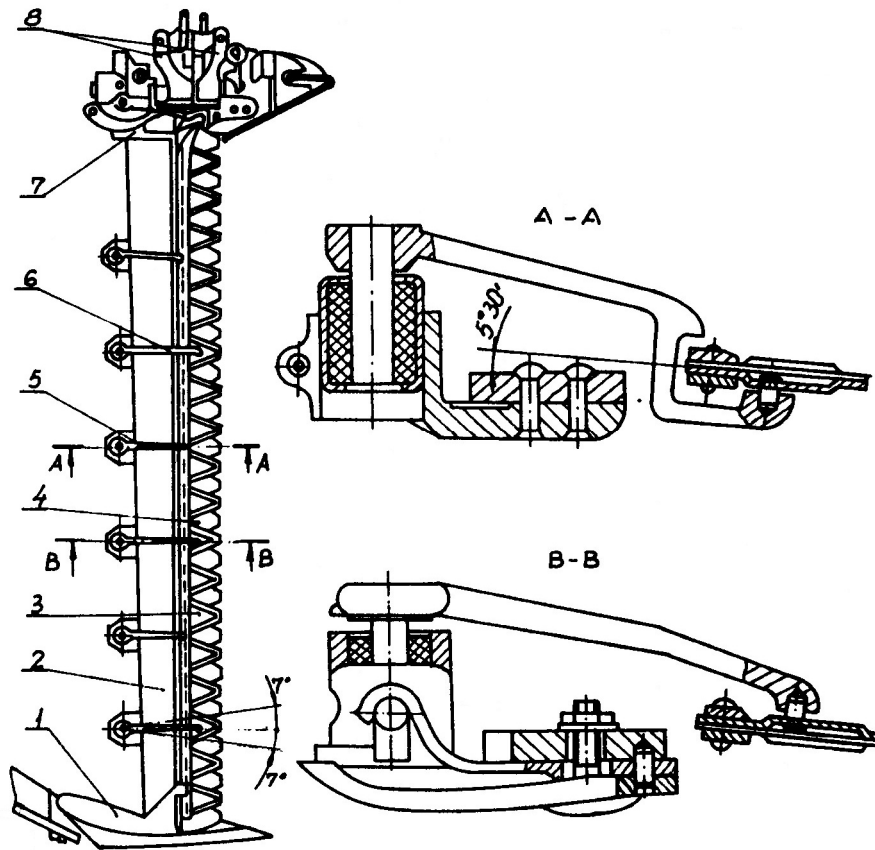


Fig. 6.10 Aparat de tăiere cu brațe oscilante: 1- patina exterioră; 2- bară suport; 3- cuțit superior; 4- cuțit inferior; 5- brațe oscilante de susținere a cuțitului inferior; 6- brațe oscilante pentru apăsarea cuțitului superior; 7- patina interioară; 8- capetele de acționare a cuțitelor

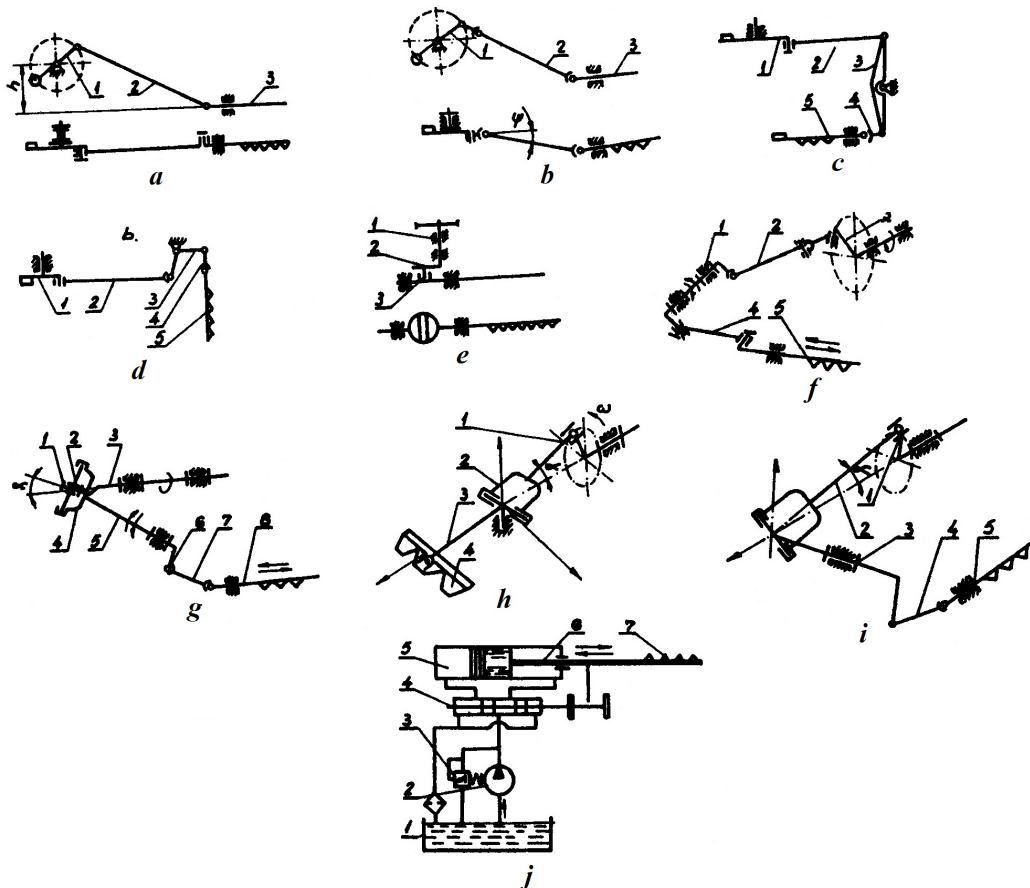


Fig. 6.11. Mecanisme pentru acționarea aparatelor de tăiere cu un singur cuțit

Mecanismele pentru acționarea aparatelor de tăiere cu mișcare rectilinie-alternativă au rolul de a transforma mișcarea de rotație a axului de antrenare într-o mișcare oscilatorie armonică, cele mai întâlnite în practică fiind cele prezentate în figura 6.11.

Mecanismele bielă-manivelă plan (fig. 6.11.a.) și spațial (fig. 6.11.b.) sunt alcătuite din manivela 1, biela 2 și cuțitul 3.

Mecanismele bielă-manivelă-balasier (fig. 6.11.c și d.) sunt formate din manivela 1, solidară cu axul de antrenare, biela 2, balasierul 3 și bieleta 4 ce acționează cuțitul 5.

Mecanismele de tip bielă-manivelă sunt folosite în construcția cositorilor, vindroverelor și a combinelor tractate, la care aparatul de tăiere este dispus lateral.

Mecanismul cu culisă oscilantă (fig. 6.11.e.) este alcătuit din arborele motric 1, manivela 2, prevăzută cu un bolț și o rolă ce se deplasează în culisa oscilantă 3, la care se atașează cuțitul aparatului de tăiere.

În cazul mecanismului bielă-manivelă-arbore oscilant (fig. 6.11.f.) acesta este compus din manivela 3 montată pe arborele motor, biela 2, arborele oscilant 1, bieleta 4 la care este legat cuțitul 5.

Mecanismul cu șaibă oscilantă (fig. 6.11.g.) este format din arborele motric 3, fusul de acționare 1 (dispus înclinat față de axa arborelui motric cu un unghi  $\alpha$ ), șaiba oscilantă 2, furca 4, axul oscilant 5, brațul 6, bieleta de legătură 7 la care se atașează cuțitul 8. Mecanismul cu șaibă oscilantă se regăsește în special în construcția unor combine de recoltat cereale păioase, dar și la unele vindrovere.

Mecanismul cu furcă oscilantă orizontală (fig. 6.11.h.) cuprinde discul de antrenare 1, furca 2 și brațul oscilant 3 care acționează cuțitul 4. Acest mecanism este folosit în special în construcția motocositorilor și realizează acționarea cuțitului în zona mediană a șinei port-lame.

Mecanismul cu furcă oscilantă verticală (fig. 6.11.i.) este alcătuit din discul de acționare 1, furca 2, axul oscilant 3 și biela 4 la care se prinde cuțitul 5.

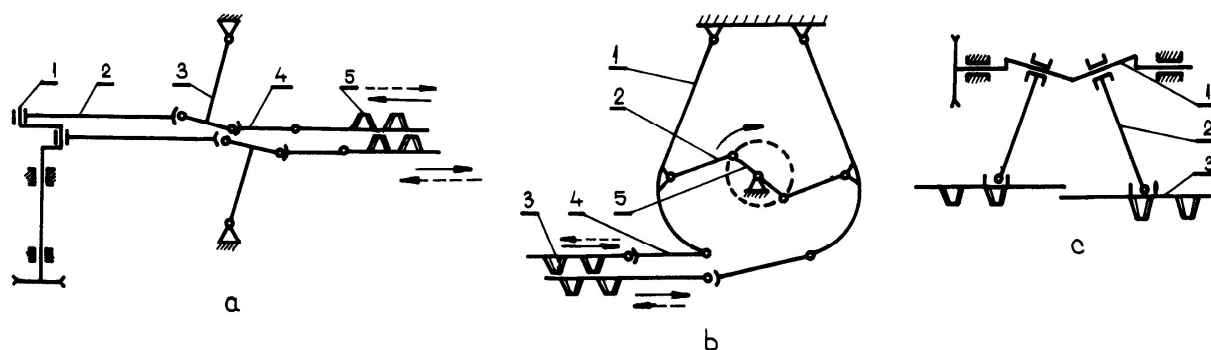


Fig. 6.12. Mecanisme pentru acționarea aparatului de tăiere cu două cuțite

Pentru acționarea aparatelor de tăiere cu două cuțite se folosesc mecanisme de tip bielă-manivelă-balansier sau mecanism cu bielă oscilantă (fig. 6.12.).

Mecanismul bielă-manivelă-balansier din figura 6.12.a. este folosit în cazul dispunerii laterale a aparatului de tăiere față de sursa de acționare și este alcătuit din arborele cotit 1, prevăzută cu două manetoane defazate cu  $180^\circ$ , biețele 2, balansierele 3 și biețele 4 la care sunt legate cuțitele 5.

Mecanismul bielă-manivelă-balansier din figura 6.12.b. se compune din arborele cotit 5 prevăzută cu două manetoane opuse, biețele 2, balansierele curbate 1 și biețele 4 care acționează cuțitele 5.

Mecanismul cu bielă oscilantă (fig. 6.12.c.) este utilizat atunci când aparatul de tăiere este dispus frontal, iar acționarea cuțitelor se face în zona centrală. Este compus din arborele 1, așezat deasupra aparatului de tăiere și prevăzut cu două fuse înclinate față de axa arborelui, bielele 2 pentru acționarea cuțitelor 3.

Aparatul de tăiere rotativ realizează tăierea inercială a plantelor furajere. Viteza de deplasare a mașinii în lucru este limitată doar de condițiile de stabilitate și deplasare în siguranță pe suprafața terenului. Față de aparatele de tăiere cu mișcare rectilinie alternativă, aparatele de tăiere rotative au o serie de avantaje:

- pot funcționa în condiții grele de lucru (umiditate ridicată, plante culcate), fără să se înfunde;
- siguranță mare în funcționare;
- realizează viteze mari de lucru (până la 15 Km/h);
- lamele cuțit se uzează lent, se pot schimba rapid și ascuți ușor;
- sunt echilibrate din punct de vedere cinematic și dinamic.

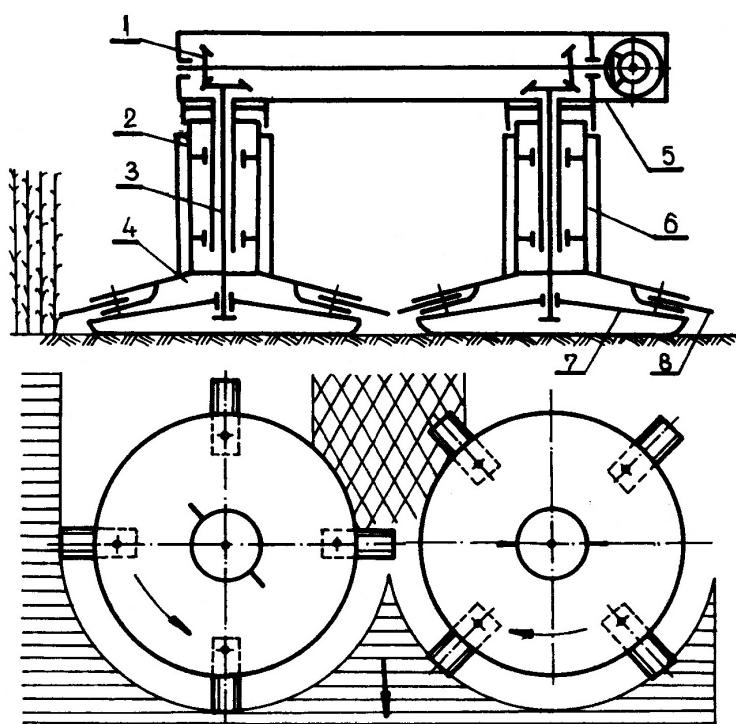


Fig. 6.13. Schema cositorii cu aparat de tăiere cu tamburi

În principiu, aparatul de tăiere rotativ se compune din două grupe de elemente: partea fixă și partea mobilă.

Partea fixă cuprinde elementele de legătură, acționare și susținere a organelor de lucru și este denumită caseta de acționare. După poziția sa față de organele de lucru aceasta poate fi superioară (situată deasupra organelor de lucru), respectiv inferioară (situată sub organele de lucru).

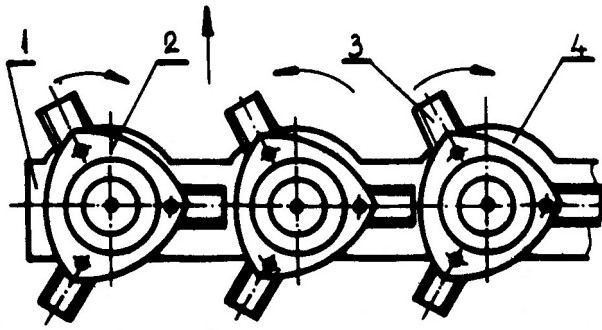
Partea mobilă este alcătuită din 2-6 organe de lucru

și care funcționează în paralel. Pe un organ de lucru sunt montate între două și patru lamele cuțit, dispuse orizontal sau înclinat. Organele de lucru pot fi de tip tambur sau tip disc.

Organul de lucru de tip tambur (fig. 6.13.) este alcătuit din două părți legate între ele, una cilindrică 2 și alta tronconică 4 fixată pe arborele vertical 3. Partea cilindrică susține plantele tăiate în procesul de lucru, împiedicând înfășurarea lor pe arborele de acționare. Pe partea cilindrică sunt fixate paletetele radiale 6 pentru antrenarea tulpinilor tăiate. Pe fața inferioară a părții tronconice sunt montate lamelele cuțit 8. Partea tronconică împreună cu lamelele cuțit constituie partea activă a organului de lucru, care execută tăierea plantelor. Sub fiecare tambur este montat pe arborele de antrenare scutul de protecție 7, cu rol de copiere a terenului și de reglare a înălțimii de tăiere.

În general, cositorile se echipează cu două seturi de scuturi cu înălțime diferită, de obicei de 4 și 6 mm. Fiecare tambur este acționat prin intermediul unui angrenaj conic 1 dispus în caseta de acționare 5.

Aparatul de tăiere cu discuri (fig. 6.14.) cuprinde caseta de acționare 1, care conține o succesiune de roți cilindrice, discurile port-lame 2 situate deasupra casetei,



lamele cuțit 3 și patinele de copiere a terenului situate sub caseta de acționare. Discurile port-lamă au formă circulară, eliptică, triunghiulară, pătrată, etc. Pe casetă, în partea anterioară, sub fiecare disc port-lame se află câte un scut semicircular 4.

Fig. 6.14. Schema aparatului de tăiere cu discuri

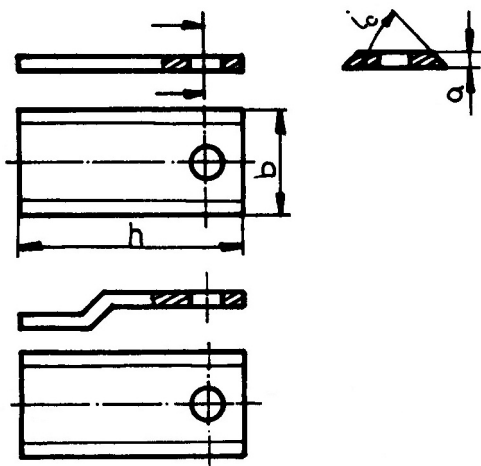


Fig. 6.15. Lame cuțit folosite la aparatele de tăiere rotative

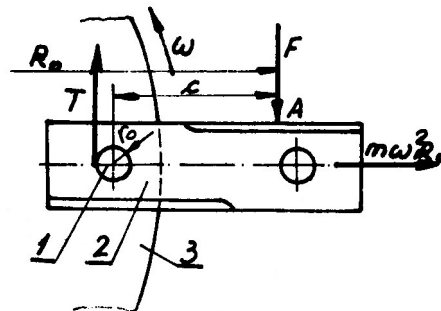


Fig. 6.16. Schema forțelor care acționează asupra lamei cuțit: 1- bolț; 2- lama-cuțit; 3- disc

Lamele cuțit se montează articulat pe discuri sau tamburi, pentru a evita deteriorarea organelor de acționare când acestea lovesc obstacole rezistente. Ca și construcție (fig. 6.16.) ele sunt de formă dreptunghiulară și așezate sub un unghi  $\beta = 0 - 45^\circ$  față de orizontală. Lamele pot fi drepte sau îndoit, iar în timpul lucrului sunt orientate pe direcția radială datorită forței centrifuge

Pentru asigurarea menținerii radiale a lamelor în timpul tăierii plantelor (fig. 6.16.) trebuie ca:

$$Tr_0 \geq Fc \Leftrightarrow \mu m \omega^2 R_0 r_0 \geq Fc \quad (6.1.)$$

unde:  $F$  este rezultanta forțelor de tăiere a plantelor și de frecare a lamei cu miriștea;

$R_0$ - raza medie a lamei față de axa de rotație;

$T$ - forța de frecare a lamei în bolț ( $T = \mu m \omega^2 R_0$ );

$m$ - masa lamei;

$r_0$ - raza bolțului;

$c$ - brațul forței  $F$ ;

$\mu$ - coeficientul de frecare a plantelor cu lama.

Calitatea procesului de tăiere depinde de traiectoria și numărul lamelor tăietoare, precum și de viteza de tăiere.

Discul portcuțit se rotește cu viteza unghiulară  $\omega$  și se deplasează odată cu mașina cu viteza  $v_d$ , astfel că lamele tăietoare descriu niște cicloide (fig. 6.17.).

Mișcarea absolută a două lame vecine decalate la unghiul  $\alpha$ , se studiază în coordonatele  $xOy$ . Punctele  $a$  și  $b$  ale lamei vor avea la momentul  $t$  coordonatele:

$$\begin{aligned} x_a &= r \cos(\omega t + \gamma) \\ y_a &= v_d t + r \sin(\omega t + \gamma) \end{aligned} \quad (6.2.)$$

respectiv:



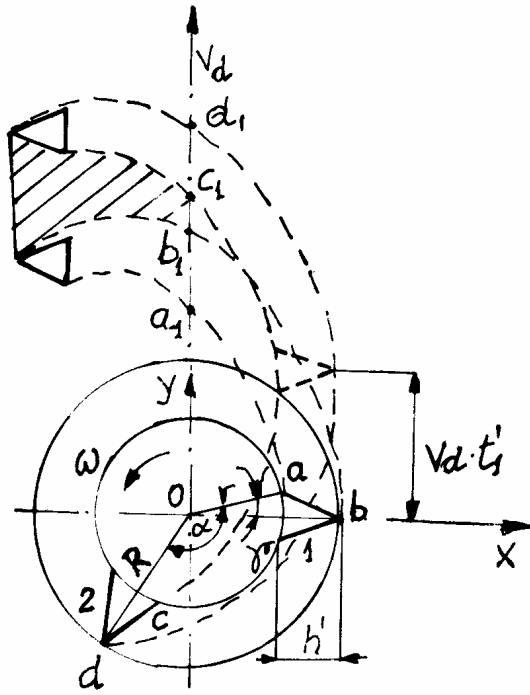


Fig. 6.17. Schema de lucru a aparatului de tăiere rotativ

$$x_b = R \cos \omega t$$

$$y_b = v_d t + R \sin \omega t \quad (6.3.)$$

Lama 2 se află în același moment în poziția dată de coordonatele:

$$\begin{aligned} x_c &= r \cos(\omega t + \gamma - \alpha) \\ y_c &= v_d t + r \sin(\omega t + \gamma - \alpha) \end{aligned} \quad (6.4.)$$

respectiv:

$$\begin{aligned} x_d &= R \cos(\omega t - \alpha) \\ y_d &= v_d t + R \sin(\omega t - \alpha) \end{aligned} \quad (6.5.)$$

Cuțitul 2 ajunge pe axa  $Ox$  după un timp  $t_1 = \frac{\alpha}{\omega}$ , timp în care mașina a înaintat cu  $v_d t_1$ .

Tăierea trebuie astfel dirijată, ca cicloida descrisă de punctul  $c$  să fie sub cea descrisă de punctul  $b$  (zona necoperită – hașurată – să fie nulă), adică  $y_{b_1} = y_{c_1}$ . Punctul  $b$  ajunge în  $b_1$  după o rotație de  $90^\circ$  sau  $\omega t = \frac{\pi}{2}$ . Rezultă pentru punctul  $b_1$ :

$$y_{b_1} = v_d \frac{\pi}{2\omega} + R \sin \frac{\pi}{2} = v_d \frac{\pi}{2\omega} + R \quad (6.6.)$$

Punctul  $c$  ajunge în  $c_1$  după o rotație  $\omega t_1' = \frac{\pi}{2} + \alpha$ . Aici  $t_1' = \frac{\frac{\pi}{2} + \alpha}{\omega}$  și se obține:

$$y_{c_1} = \frac{v_d}{\omega} \left( \frac{\pi}{2} + \alpha \right) + r \sin \left[ \omega \frac{\frac{\pi}{2} + \alpha}{\omega} + \gamma - \alpha \right] = \frac{v_d}{\omega} \left( \frac{\pi}{2} + \alpha \right) + r \sin \left( \frac{\pi}{2} + \gamma \right) \quad (6.7.)$$

Egalând cele două relații se obține:

$$v_d \frac{\pi}{2\omega} + R = \frac{v_d}{\omega} \left( \frac{\pi}{2} + \alpha \right) + r \sin \left( \frac{\pi}{2} + \gamma \right) = v_d \frac{\pi}{2\omega} + \frac{v_d}{\omega} \alpha + r \sin \left( \frac{\pi}{2} + \gamma \right) \quad (6.8.)$$

Se simplifică relația și întrucât unghiul  $\gamma$  este foarte mic, se poate considera  $\sin \left( \frac{\pi}{2} + \gamma \right) \cong \sin \frac{\pi}{2} = 1$ . Va rezulta relația următoare:

$$R = \frac{v_d}{\omega} \alpha + r \Leftrightarrow R - r = \frac{v_d}{\omega} \alpha \quad (6.9.)$$

Înălțimea lamei are valoarea  $h' = R - r$  iar unghiul reprezintă pasul unghiular al lamelor și are mărimea  $\alpha = \frac{2\pi}{z}$ ,  $z$  fiind numărul de lame. Cu aceste date, relația precedentă capătă forma:

$$h' = \frac{v_d}{\omega} \frac{2\pi}{z} \quad (6.10.)$$

De aici se obține viteza de deplasare a mașinii astfel care îndeplinește condiția ca zona neacoperită să fie nulă:

$$v_d = \frac{h' z \omega}{2\pi} \quad (6.11.)$$

În cazul în care viteza de deplasare este prestabilită, atunci pentru îndeplinirea condiției de neacoperire, se stabilește din relația de mai sus înălțimea lamei tăietoare  $h'$ .

Viteza unghiulară a cuțitului se determină plecând de la viteza absolută a lamei:

$$v_a = \sqrt{\left(\frac{dx_a}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy_a}{dt}\right)^2} = \sqrt{vx_a^2 + vy_a^2} \quad (6.12.)$$

Valorile maximă și minimă a vitezei absolute a lamei sunt:

$$v_{a_{\max}} = r\omega + v_d \quad (6.13.)$$

$$v_{a_{\min}} = r\omega - v_d$$

Pentru a putea realiza tăierea fără contrapiesă, trebuie ca viteza absolută minimă să fie mai mare decât viteza tehnologică. De aici rezultă viteza unghiulară a cuțitului:

$$\omega > \frac{v_{teh} + v_d}{r} \quad (6.14.)$$

Aparate de tăiere cu mișcare continuă. Acestea sunt benzi continue pe care, la distanțe egale, sunt montate lame tăietoare. Aceste lame execută o mișcare de translație cu viteza  $v_b$  și de deplasare odată cu mașina, cu viteza  $v_d$  (fig. 6.18.).

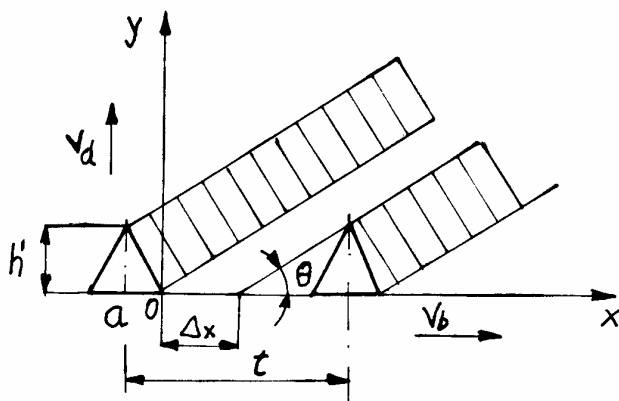


Fig. 6.18. Schema procesului de lucru

Viteza absolută a lamei tăietoare va fi:

$$v = \sqrt{v_b^2 + v_d^2} \quad (6.15.)$$

Tăierea plantelor va avea loc atunci când viteza absolută a lamei tăietoare va fi mai mare decât viteza de tăiere, determinată experimental ( $v_t = 6 \div 10$  m/s)

Pentru a avea asigurată acoperirea întregii suprafețe de către lamele tăietoare, trebuie ca  $\Delta x = 0$ . De aici se poate stabili care trebuie să fie pasul de montare a lamelor tăietoare astfel ca să nu existe zone neacoperite:

$$t = h' \left( \operatorname{tg} \alpha + \frac{v_b}{v_d} \right) \quad (6.17.)$$

Pentru dimensionarea organelor de lucru trebuie cunoscute forțele necesare la tăiere. La cereale și la ierburi este greu de determinat deoarece se atacă un grup de plante, suficient de mare și cu caracteristici mecanice diferite.

Tăierea cu viteză mică se consideră ca fiind o tăiere statică, iar cea cu viteză ridicată se consideră o tăiere dinamică.

La tăierea cu viteză mică sau statică deformațiile elastice și plastice se neglijează, considerându-se că tulpina se încovoieie sub acțiunea cuțitului. Datorită încovoierii, reacțiunea  $N$  nu mai este perpendiculară pe cuțit.

Dacă forța  $F$  este mai mare decât forța de tăiere, tăierea poate avea loc. Forța cu care acționează cuțitul este:

$$F = N \cos \theta + F_f \sin \theta = N \cos \theta + \mu N \sin \theta \quad (6.18.)$$

Dar  $\mu = \operatorname{tg} \rho$ ,  $\rho$  fiind unghiul de frecare dintre cuțit și plantă, rezultă:

$$F = N(\cos \theta + \sin \theta \cdot \operatorname{tg} \rho) \quad (6.19.)$$

Considerând tulpina ca o grindă încastrată, încărcată cu o forță concentrată, pentru unghiuri mici:

$$N = \frac{2EI \operatorname{tg} \theta}{H^2}, \quad EI \text{ fiind rigiditatea tulpinii.}$$

Rezultă pentru forța  $F$ :

$$F = \frac{2EI \operatorname{tg} \theta}{H^2} (\cos \theta + \sin \theta \cdot \operatorname{tg} \rho) \quad (6.20.)$$

Practic încovoierea poate ajunge la unghiuri  $\theta \leq 65^\circ$ .

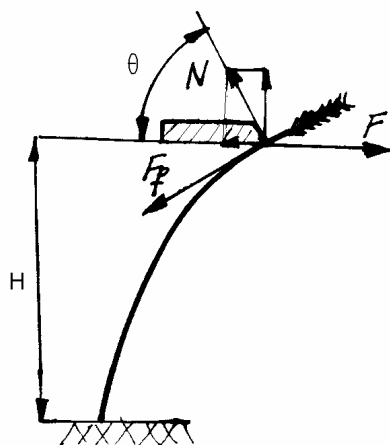


Fig. 6.19. Schema de calcul la tăierea statică

Tăierea depinde de :

- rigiditatea tulpinii;
- proprietățile fizico-mecanice ale tulpinii;
- unghiul de frecare al cuțitului de tulpină;
- unghiul  $\theta$ ;
- diametrul tulpinii;
- poziția cuțitului față de tulpină.

Tăierea statică se poate folosi la cerealele păioase și la ierburi, numai cu cuțite bine ascuțite.

În cazul tăierii cu viteze mari, rezistența la tăiere este dată de:

$$F = F_n + F_i + F_a + F_s > F_t \quad (6.21.)$$

unde:  $F_n$  este forța de rezistență a tulpinilor la încovoiere;

$F_i$  - forța de inerție a tulpinii;

$F_a$  - rezistența aerului la încovoierea tulpinii;

$F_s$  - forța de rezistență datorată tulpinilor învecinate;

$F_t$  - forța de tăiere tehnologică.

$F_a$  și  $F_s$  se neglijează și rămâne condiția:

$$F_t \leq F_n + F_i \quad (6.22.)$$

Pentru tulpina liberă considerată ca o grindă în consolă (fig. 6.20.):

$$F_n = \frac{3fEI}{H^3} \quad (6.23.)$$

Viteza de tăiere este  $v_t = \frac{f}{\Delta t}$  iar accelerația este  $a = \frac{v_t}{\Delta t}$ .

Forța de inerție este  $F_i = ma = m \frac{v_t}{\Delta t}$ . Se obține relația:

$$F_t \leq \frac{3fEI}{H^3} + m \frac{v_t}{\Delta t} = \frac{3(v_t \Delta t)EI}{H^3} + m \frac{v_t}{\Delta t} \quad (6.24.)$$

Din relația de mai sus se obține viteza de tăiere:

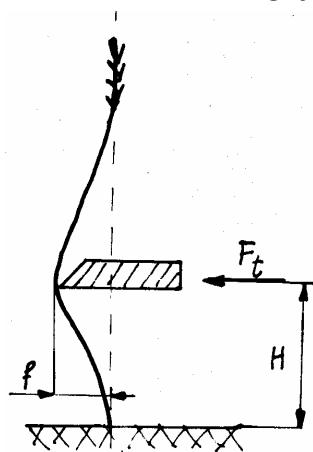


Fig. 6.20. Tulpina ca o grindă în consolă

$$v_t \geq \frac{F_t}{\frac{3\Delta t EI}{H^3} + \frac{m}{\Delta t}} \quad (6.25.)$$

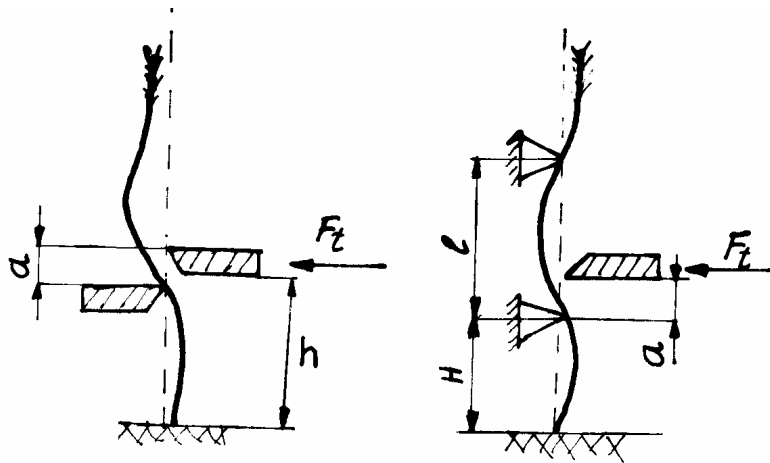


Fig. 6.21. Schema de calcul pentru tăierea cu reazem

Dacă tulpina este rezemată pe un reazem:

$$F_n = \frac{3EI f}{a^2(h+a)} \quad (6.26.)$$

iar  $F_t = ma = m \frac{v_{t1}}{\Delta t}$ , rezultă viteza de tăiere:

$$v_{t1} \geq \frac{F_t}{\frac{3\Delta t EI}{a^2(h+a)} + \frac{m}{\Delta t}} \quad (6.27.)$$

Dacă se folosesc două reazeme, viteza de tăiere se determină similar ca în cazul precedent, rezultând:

$$v_{t2} \geq \frac{F_t}{\frac{3\Delta t EI}{la^2\left(1-\frac{a}{l}\right)^2} + \frac{m}{\Delta t}} \quad (6.28.)$$

Comparând vitezele de tăiere se constată că cea mai mică valoare o are  $v_{t2}$ , cu dublu reazem, fiind cel mai avantajos mod de tăiere din punct de vedere dinamic.

Cele mai întâlnite aparate de tăiere sunt cele cu mișcare rectilinie alternativă, la care forța specifică de tăiere depinde de mai mulți factori.

- Parametrii geometrici ai lamei și tipul dispozitivului de tăiere, care s-au standardizat și au aceeași influență. Important este gradul de ascuțire care trebuie să fie  $\Delta = 20 \div 40 \mu\text{m}$ . Pentru valori mai mari de  $100 \mu\text{m}$  lama se consideră tocită.

- Înclinarea longitudinală și transversală a tulpinilor în timpul tăierii.

- Viteza de tăiere ce depinde de dispozitivul de tăiere:

- la tăiere joasă și mijlocie  $v_t = \frac{v_{it} + v_{ft}}{2}$ ;

- la tăiere normală  $v_t = (0,8 \div 1)v_{\text{max}}$ .

- Rezemarea tulpinii se realizează cu muchia contratăietoare deoarece tăierea prin inerție este foarte rară.

Toți acești parametri au valori care în general, duc la valori medii ale vitezei de tăiere.

Lucrul mecanic de tăiere este:

$$L_t = p_s t h z \quad (6.29.)$$

unde:  $p_s$  este presiunea de tăiere;

$t$  – pasul lamelor;

$h$  – cursa de alimentare;

$z$  – numărul lamelor.

Dacă se exprimă  $\varepsilon = \frac{\sum A_i}{A_t}$ , unde  $\sum A_i$  este secțiunea tuturor tulpinilor și  $A_t$

suprafața acoperită de cuțit în unitatea de timp, atunci lucrul mecanic se mai poate exprima și astfel:

$$L_t = p_s \sum A_i = p_s \varepsilon A_t = p_s \varepsilon B h \quad (6.30.)$$

$B$  fiind lungimea dispozitivului de tăiere.

Se mai poate considera lucrul mecanic ca având expresia:

$$L_t = B h L_o \quad (6.31.)$$

$L_o$  fiind lucrul mecanic consumat pentru a tăia 1 m<sup>2</sup> de suprafață cu tulpini vegetale.

Puterea necesară pentru tăiere este:

$$P = \frac{F v}{10^3} \text{ [kW]} \quad (6.32.)$$

unde  $F$  este forța de tăiere iar  $v$  este viteza de tăiere.

Cositorile se prevăd cu:

- mecanism de ridicare și coborâre a aparatului de tăiere, cu acționare hidrostatică;
- mecanism pentru reglarea apăsării pe sol a patinelor, cu arcuri elicoidale cu tensiune reglabilă;
- mecanism pentru reglarea poziției aparatului de tăiere (înclinarea față de direcția de deplasare);
- dispozitive de protecție sau de siguranță împotriva obstacolelor (permit rabaterea cositorii spre spate).

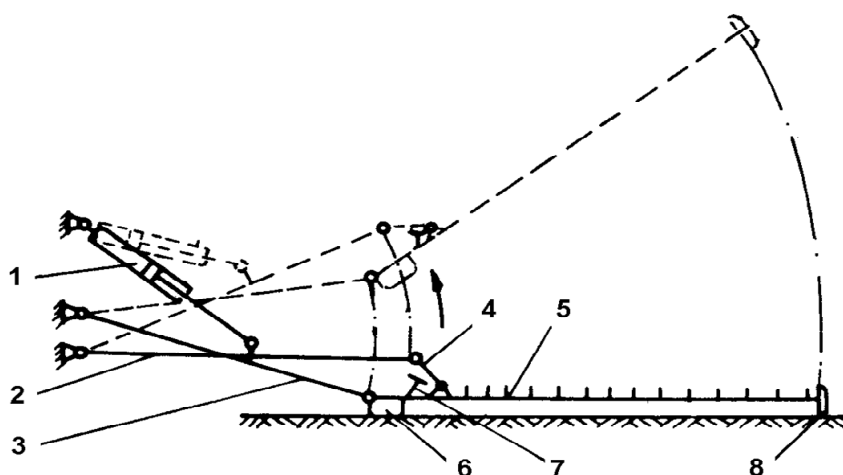


Fig. 6.22. Schema mecanismului de ridicare a aparatului de tăiere: 1- cilindru hidraulic; 2- bară; 3- suport principal; 4- tijă; 5- aparat de tăiere; 6- patina interioară; 7- prag de limitare; 8- patina exterioră

În figura 6.22. este prezentată schema unui mecanism de ridicare-coborâre a aparatului de tăiere pentru o cositoare cu cuțit cu mișcare oscilatorie, purtată lateral pe tractor. În timpul executării procesului de lucru patinele se reazemă pe sol. Ridicarea cositorii se face cu ajutorul cilindrului hidraulic care, acționând asupra suportului principal produce rotirea lui față de articulația de pe șasiul tractorului. La începutul ridicării se desprinde de sol mai întâi patina interioară, apoi tija 4 se sprijină pe pragul de limitare și apoi întreg aparatul de tăiere este ridicat. Pentru transport acesta se rabate manual până la verticală și se asigură cu o tijă de legătură.

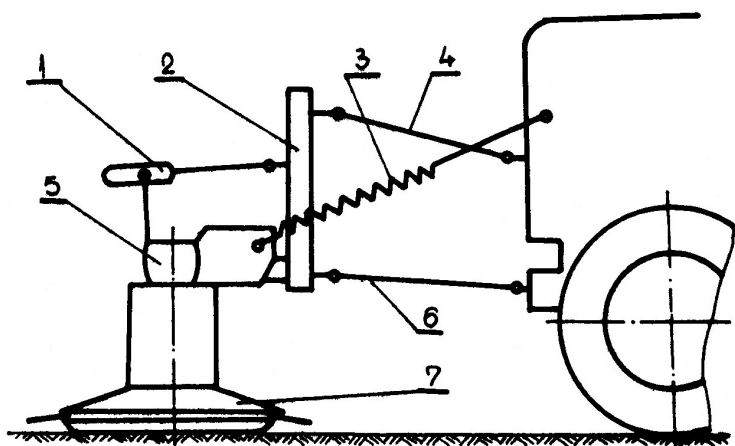


Fig. 6.23. Schema mecanismului de ridicare la o cositoare frontală

În figura 6.23. este prezentată schema mecanismului de ridicare-coborâre a unei cositori cu cuțite rotative, purtată în față de un tractor echipat cu dispozitiv frontal de ridicare.

Mecanismul este alcătuit din caseta de acționare a cositorii 5, tija de legătură 1, triunghiul de atașare la tractor 2, arcurile compensatoare 3, tirantul central al echipamentului de ridicare 4, tiranții laterali 6 și organele de lucru 7. Trecerea din poziție de lucru în poziția de transport a cositorii se face cu ajutorul echipamentului de ridicare a tractorului.

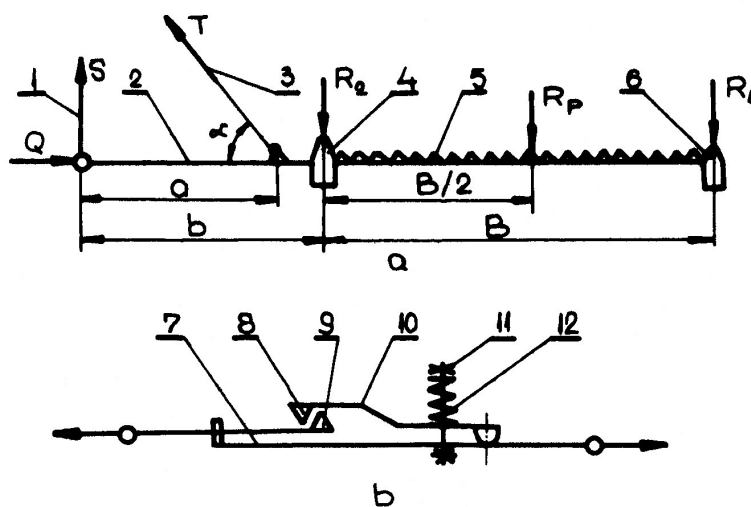


Fig. 6.24. Schema dispozitivului de siguranță

La cositorile purtate în spatele tractorului supravegherea aparatului de către operator este dificilă, astfel că, pentru evitarea deteriorării organelor de lucru, aceste mașini se echează cu dispozitive de protecție și care permit rabaterea în spate

În figura 6.24.a. este prezentată schema unui dispozitiv de protecție pentru o cositoare cu aparat de tăiere cu degete. Acesta cuprinde cupla de atașare la tractor 1, cadrul cositorii 2, tija de legătură 3, patina interioară 4, aparatul de tăiere 5, și patina exterioră. Tija de legătură (fig. 6.24.b.) reprezintă un dispozitiv de siguranță format din bara suport 7, placa cu pinteni 9, placa mobilă 10 prevăzută cu pintenul 8, șurubul 11 și arcul elicoidal 12.

Tensiunea  $T$  din tija de legătură rezultă din ecuația de momente față de cupla 1:

$$T = \frac{R_p(b + B/2) + R_1(b + B) + R_2b}{a \sin \alpha} \quad (6.33.)$$

unde:  $R_1$  este rezistența la înaintare opusă de patina exterioară;

$R_2$ - rezistența la înaintare opusă de patina interioară;

$R_p$ - rezistența opusă de plante la înaintare;

$\alpha$ - unghiul de înclinare al tije de legătură față de cadrul mașinii.

Capacitatea de lucru reală pe oră a cositorii este:

$$W = 0,36 C_B \cdot B \cdot C_v \cdot v_t \cdot K_s \quad (6.34.)$$

unde:  $W$ - capacitatea reală de lucru pe oră (ha/h);

$B$ - lățimea de lucru (m);

$C_B$ - coeficient de folosire a lățimii de lucru ( $C_B=0,85-0,95$ );

$C_v$ - coeficient de folosire a vitezei de lucru (ține cont de patinarea roților);

$K_s$ - coeficient de folosire a timpului de lucru ( $K_s=0,65-0,71$ );

$v_t$ - viteza teoretică de lucru (m/s).

### 6.3. Mașini de cosit și condiționat plante furajere

Pentru obținerea de furaje de calitate, în special a fânului, este necesară eliminarea rapidă a umidității după cosire. Acest fapt este important pentru reducerea pierderilor de material și crearea condițiilor pentru creșterea plantelor pentru următoarea recoltă.

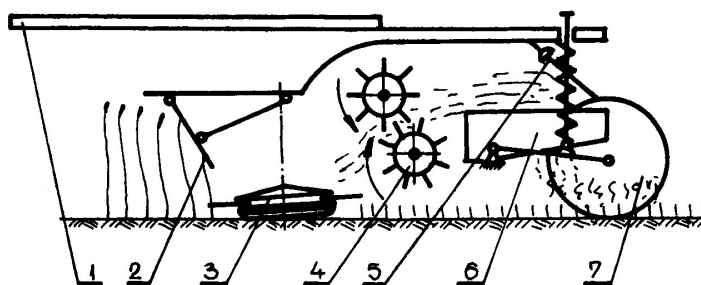


Fig. 6.25. Schema unui vindrover tractat

Reducerea rapidă a umidității se poate realiza prin aplicarea unor metode de condiționare și care constau, după caz, în destrămarea, afânarea, întoarcerea și aerarea repetată a stratului de material furajer depus pe miriște. Foarte important este echilibrarea ritmului de uscare a tulpinilor și frunzelor, altfel cresc pierderile de material vegetal valoros (frunze, inflorescențe) în timpul strângerii și transportului. În acest scop se practică strivirea, strângerea, scămoșarea și defibrarea tulpinilor.

Strivirea este procesul tehnologic prin care tulpinile plantelor sunt supuse deformării transversale, sub acțiunea forțelor de presare. Prin zdrobirea țesutului tulpinilor se sparg pereții celulari, măbind suprafața de contact a masei vegetale cu aerul atmosferic.

Scămoșarea reprezintă procesul de îndepărtare a cuticulei de pe tulpinile plantelor prin răzuire, frecare, pieptănare, etc. Se mărește astfel permeabilitatea pereților tubulari, ușurând schimbul de umiditate cu masa vegetală și mediul ambiant.

Defibrarea este o operație tehnologică utilizată în cazul recoltării lucernei și trifoiului, constând în spargerea tegumentului tijelor tulpinilor prin zgâriere și tăiere longitudinală.

Efectul condiționării prin metodele prezentate este realizat în condiții climaterice favorabile reducerii umidității materialului furajer (umiditatea relativă a aerului, temperatura mediului ambiant, etc.)

În funcție de procedeul de prelucrare realizat mașinile de cosit și condiționat plante furajere se împart în mașini de cosit și strivit, mașini de cosit și condiționat dinamic, respectiv mașini de cosit și defibrat.

**Mașinile de cosit și strivit plante furajere**, numite și vindrovere, realizează cosirea, strivirea, strângerea și lăsarea plantelor furajere ierboase sub formă de brazdă pe miriște. În funcție de modul de acționare vindroverele de furaje pot fi tractate, purtate și autopropulsate

Vindroverele tractate (fig. 6.25.) sunt plasate de regulă în poziția spate dreapta a tractorului, fiind acționată de la priza de putere. Este alcătuit din bara de tracțiune 1, scutul pentru înclinarea plantelor 2, aparatul de tăiere rotativ tip disc 3, valțurile pentru strivirea plantelor 4, deflectorul pentru dirijarea materialului 5, limitatoarele de brazdă 6 și roțile de rulare 7.

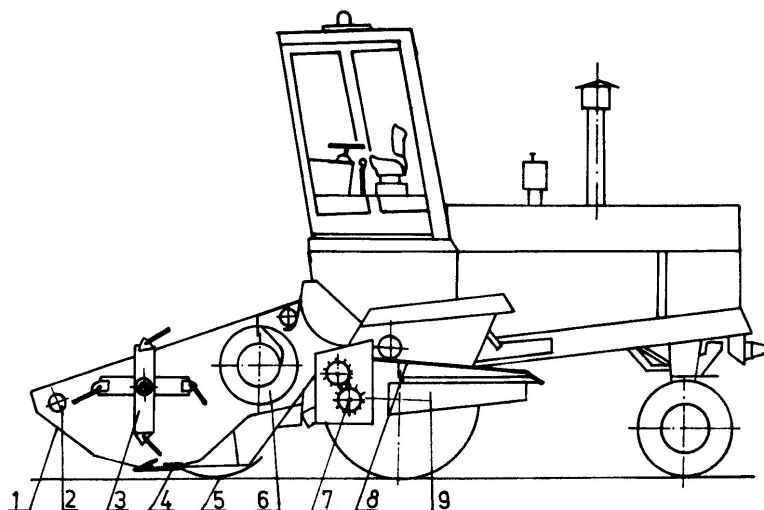


Fig. 6.26. Schema unui vindrover autopropulsat: 1- separator de plante; 2- bară pentru înclinarea plantelor; 3- rabator; 4- aparat de tăiere; 5- transportor elicoidal; 6- valțuri; 7- deflector; 8- tăblii pentru îngustarea brazdei

După fluxul tehnologic vindroverele se împart în două grupe: vindrovere cu flux în I și vindrovere cu flux în T. Ca urmare a capacității de lucru mai mari, vindroverele cu flux în T sunt cele mai utilizate.

Vindroverele autopropulsate (fig. 6.26.) au lățimea de lucru între 3-5 m, având în construcția lor aparat de tăiere cu degete, rabator pentru ridicarea plantelor de tipul cu camă, susținerea în timpul tăierii și dirijarea către organele următoare, melc stânga-dreapta pentru comprimarea stratului de material și valțurile de strivire cilindrice orizontale suprapuse (un valț este montat pe lagăre fixe, în timp ce celălalt valț este montat pe lagăre oscilante, apăsând pe material prin intermediul unor pârghii și arcuri elicoidale).

Dispozitivele de strivit plante furajere se împart după forma valțurilor astfel:

- dispozitive cu valțuri netede care execută strivirea și destrămarea tulpinilor pe toată lungimea lor;
- dispozitive cu valțuri profilare care execută strivirea, frângerea, ruperea și destrămarea tulpinilor



- dispozitive cu valțuri combinate care au un valț superior neted și un valț inferior profilat.

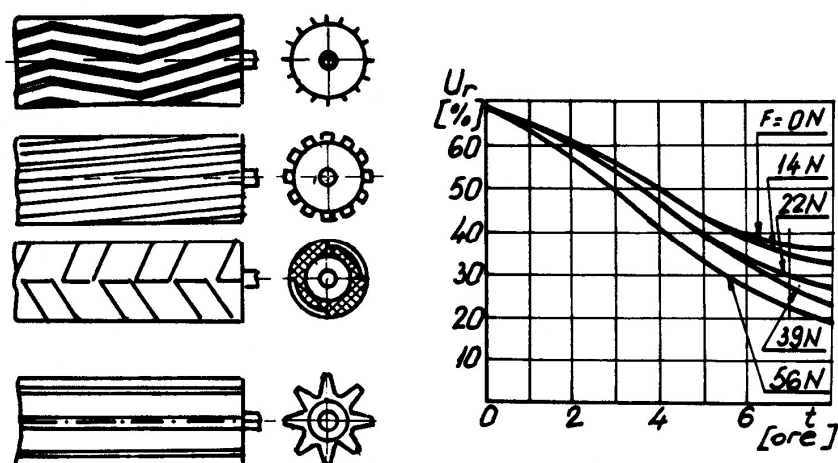


Fig. 6.27. Scheme de valțuri de strivire și influența forței de strivire asupra materialului

Valțurile profilate (fig. 6.27.) pot fi de formă stelată, cu degajări sau excavații, cu bare aplicate, cu caneluri, cu rifluri, etc.

Efectul de strivire este deplin atunci când stratul de material este subțire și uniform distribuit pe toată lungimea valțurilor.

**Mașinile de cosit și condiționat dinamic plante furajere** execută tăierea și condiționarea plantelor furajere ierboase, prin îndepărtarea cuticulei de pe tulpini și aerarea intensă a brazdei înainte de lăsarea pe miriște.

În funcție de modul de acționare avem mașini purtate și mașini tractate. În principiu aceste mașini au două grupe de organe de lucru: aparatul de tăiere și dispozitivul de condiționare. La toate aceste mașini dispozitivul de condiționare se poate îndepărta ușor, atunci când nu este necesară prelucrarea materialului furajer.

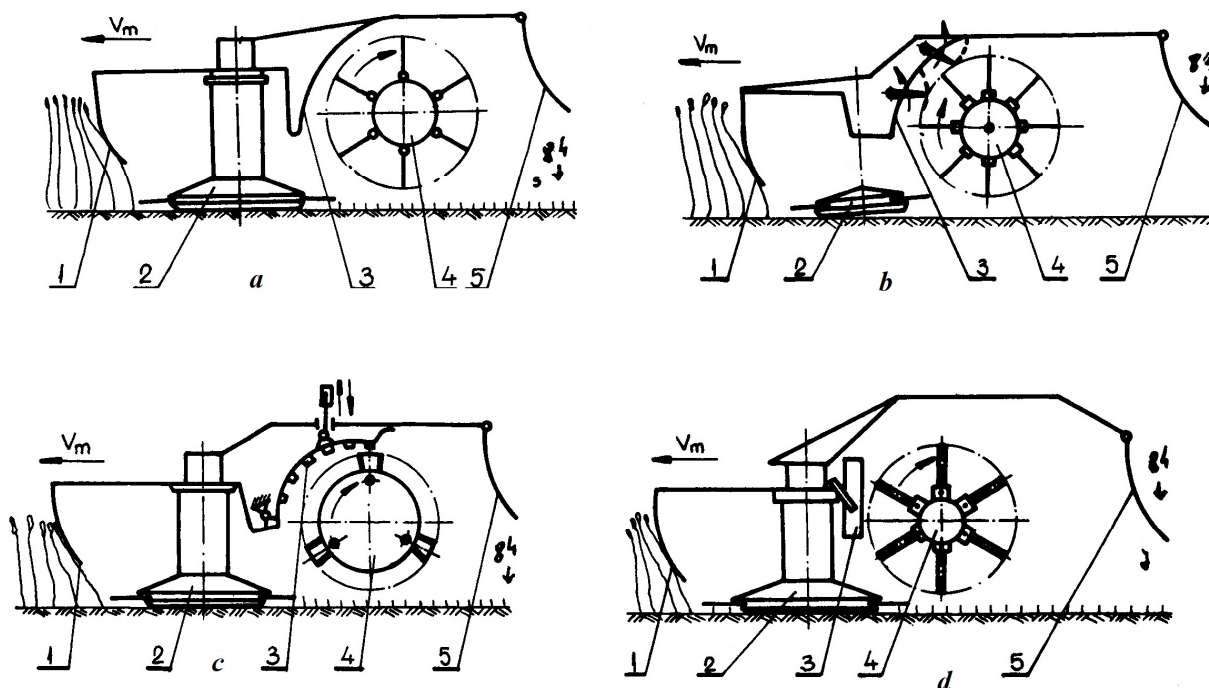


Fig. 6.28. Scheme de mașini de cosit și condiționat dinamic: 1- scut pentru înclinarea plantelor; 2- aparat de tăiere; 3- manta pentru dirijarea materialului; 4- rotor; 5- opritor

În figura 6.28. sunt prezentate schemele unor mașini de cosit și condiționat dinamic și care cuprind: o cositoare cu tamburi rotativi și dispozitiv de condiționare cu degete elastice (fig. 6.28.a.); o cositoare cu tamburi rotativi și dispozitiv de condiționare de tip rotor cu ciocane articulate și cu manta cu placă de frecare riflată (fig. 6.28.b.); o cositoare cu tamburi rotativi și dispozitiv de condiționare de tip rotor cu bare articulate dispuse în V și manta cu grătar reglabil (fig. 6.28.c.); o cositoare cu discuri rotative și dispozitiv de condiționare de tip rotor cu bare cu colți flexibili și manta cu elemente de pieptănare (fig. 6.28.d.).

#### 6.4. Mașini de strâns, întors și răvășit fân

Reducerea timpului de uscare constituie calea de obținere a unui fân de calitate. Aceasta se poate face prin întoarcerea, împrăștierea, afânarea, răvășirea și aerarea periodică a masei de material.

Pentru executarea operațiilor tehnologice se folosesc mașini specializate care trebuie să îndeplinească următoarele cerințe:

- la strângerea materialului, brazdele să fie continue, cu lățimea de 0,6-1,3m, pentru a asigura alimentarea corectă a mașinilor de presat;
- la răvășirea materialului, să fie împrăștiat uniform pe miriște, fără a se mai cunoaște brazda anterioară;
- materialul să nu fie murdărit cu pământ iar impuritățile să nu depășească 3 % din masa uscată;
- să asigure viteze de lucru de 6-8 km/h la strâns și de 8-12 km/h la întoarcere, răvășire și afânare; - pierderile de material la executarea a două operații succesive să nu depășească 5-8 %.

Clasificarea mașinilor de întors, strâns și răvășit fân, denumite și greble, se poate face după mai multe criterii astfel:

- după modul de acționare:
  - mașini semipurtate;
  - mașini purtate;
- după poziția organelor de lucru față de direcția de deplasare:
  - mașini transversale (organele de lucru sunt dispuse normal pe direcția de deplasare);
  - mașini axiale (au axa principală pe direcția de deplasare);
  - mașini oblice (au organele de lucru dispuse înclinat față de direcția de deplasare);
- după forma organului de lucru:
  - mașină cu bară transversală și dinți curbați;
  - mașini cu tobe;
  - mașini cu discuri dințate;
  - mașini cu transportor transversal;
  - mașini cu rotoare dințate;
  - mașini cu furci giratoare;
  - mașini cu tamburi verticali.

**Mașina cu bară transversală și dinți curbați** (fig. 6.29.) este de tip unilaterală care execută doar strângerea materialului furajer în brazde, având lățimi de lucru de 3,5-14,5 m.

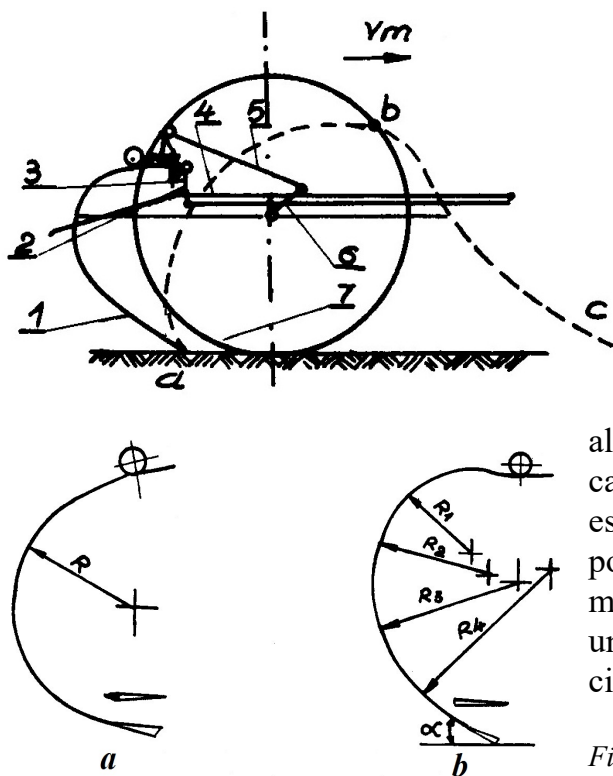


Fig. 6.29. Schema unei mașini cu bară transversală și dinți curbați: 1- dinți; 2- grătar; 3- bară suport; 4- cadru; 5- bielă; 6- manivelă; 7- roți transport

Profilul dinților curbați este prezentat în figura 6.30.

Organul de lucru al acestor mașini este o bară pe care sunt montați echidistant dinți curbați. Dispuși în plane verticale paralele cu direcția de deplasare, dinții alcătuiesc un grătar cu suprafața curbată, pe care se strânge materialul furajer. Bara suport este montată articulat la cadrul mașinii și se poate rabate pentru descărcarea brazdei de material. Rotirea barei se face prin intermediul unui mecanism bielă-manivelă sau a unui cilindru hidraulic.

Fig. 6.30. Profilul dinților curbați

Descărcarea brazdei pe miriște se face periodic prin ridicarea dinților, rotind bara suport față de cadrul mașinii

*Mașini de strâns, întors și răvășit fân cu tobe* sunt mașini multifuncționale și pot executa strângerea, întoarcerea, și răvășirea materialului.

Se pot clasifica după mai multe criterii:

- după modul de cuplare la tractor:
  - tractate;
  - purtate
- după modul de acționare al organelor de lucru:
  - de la roțile de susținere;
  - de la priza de putere
- după modul de dispunere al organului de lucru față de direcția de înaintare:
  - cu tobe oblice (drepte și înclinate);
  - cu tobe longitudinale;
  - cu tobe transversale

**Mașinile cu tobe** sunt mașini cu acțiune continuă și au organul de lucru sub forma unor tobe cu 4-6 bare, pe care sunt fixați dinți elastici, tobe dispuse orizontal și oblic față de direcția de înaintare. După forma tobei acestea pot fi cu tobe drepte, respectiv cu tobe înclinate.

La mașina cu tobe oblice drepte (fig. 6.31.) axa de rotație coincide cu axa tobei. Traiectoria unui dinte în mișcare relativă este un cerc situat într-un plan perpendicular pe axa tobei.

Din punct de vedere constructiv toba dreaptă se compune din axul principal 1, rozetele 2, barele 3, dinții elastici 4, brațele manivelă 5 și rozeta excentrică 6.

La mașinile cu tobe înclinate (fig. 6.32.) planul în care se execută mișcarea relativă (rotația) este înclinat față de axa tobei cu un unghi  $\delta$ . Toba înclinată este formată din discurile 1, barele 2 pe care sunt fixați dinții elastici 3. Barele sunt montate articulat pe

discuri și sunt paralele cu axa de rotație. În timpul rotirii tobei dinții elastici își mențin poziția verticală.

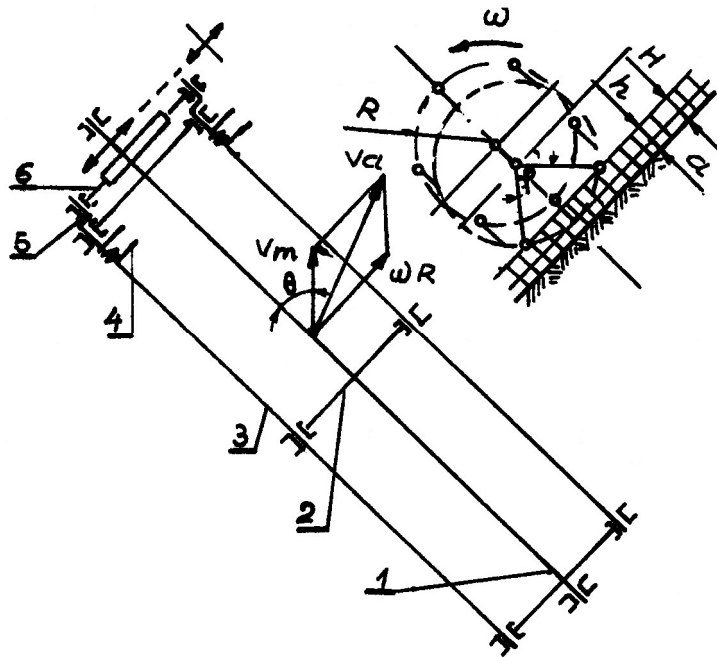


Fig. 6.31. Schema mașinii cu tobe oblice drepte

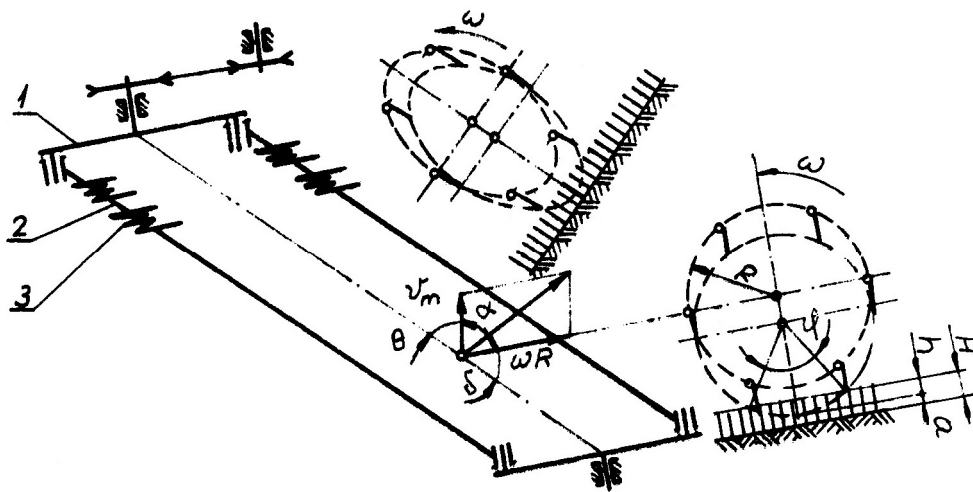


Fig. 6.32. Schema mașinii cu tobe oblice înclinate

În cazul răvășirii materialului toba se rotește în sensul rostogolirii pe suprafața solului, iar în cazul strângerii materialului brazdelor toba se rotește astfel ca să execute împingerea materialului către în față.

În timpul lucrului dinții elastici execută o mișcare compusă din mișcarea de transport, translație pe direcția de deplasare și o mișcare relativă, rotație împreună cu toba.

La strângerea și întoarcerea materialului furajer dinții elastici se deplasează din spate către în față. Materialul este împins atât pe direcția de deplasare a mașinii, cât și pe direcția mișcării relative și lăsat sub formă de brazde continue în partea dreaptă a tobei.

Se consideră o toabă înclinată (fig. 6.33.) formată din barele A; B; .....K, decalate între ele cu unghiul  $\beta = 2\pi/z$ , z fiind numărul de bare. Dinții de pe bara A intră în zona

activă în punctele  $A_{1i}; A_{2i}; \dots$  și ies în punctele  $A_{1e}; A_{2e}; \dots$ . Dinții de pe bara B intră în zona activă în punctele  $B_{1i}; B_{2i}; \dots$  și ies în punctele  $B_{1e}; B_{2e}; \dots$

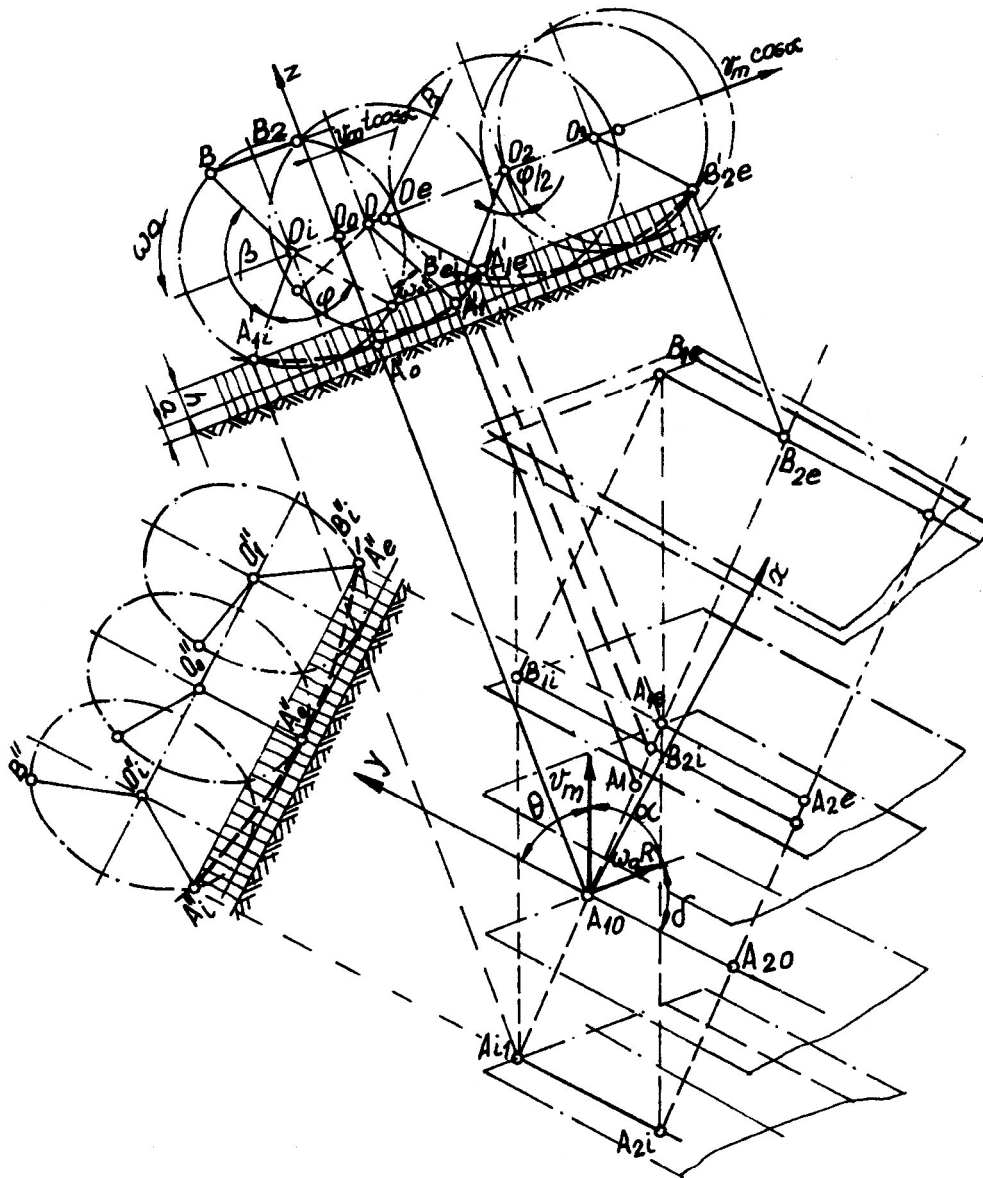


Fig. 6.33. Schema procesului de strângere a fânului

Ecuțiile traiectoriei dintelui  $A_1$  sunt:

$$\begin{aligned} x_A &= v_m t \sin \theta + R \sin \omega_a t \sin \delta \\ y_A &= v_m t \cos \theta - R \sin \omega_a t \cos \delta \\ z_A &= R(1 - \cos \omega_a t) \end{aligned} \quad (6.35.)$$

Ecuțiile traiectoriei dintelui  $B_1$  sunt:

$$\begin{aligned} x_B &= v_m t \sin \theta + R \sin(\omega_a t - \beta) \sin \delta \\ y_B &= v_m t \cos \theta - R \sin(\omega_a t - \beta) \cos \delta \\ z_B &= R[1 - \cos(\omega_a t - \beta)] \end{aligned} \quad (6.36.)$$

Dinții de pe bara ies din zona activă după timpul  $t_{Ae} = \varphi / 2\omega_a$ , iar dinții de pe bara B intră în zona activă după timpul  $t_{Bi} = (2\beta - \varphi) / 2\omega_a$ . Condiția ca întreg materialul furajer să fie strâns este  $x_{Bi} \leq x_{Ae}$ . Condiția de acoperire a suprafeței de lucru se scrie sub forma:

$$v_m \frac{2\beta - \varphi}{2\omega_a} \sin \varphi - R \sin \delta \sin \frac{\varphi}{2} \leq v_m \frac{\varphi}{2\omega_a} \sin \theta + R \sin \delta \sin \frac{\varphi}{2} \quad (6.37.)$$

În relațiile de mai sus  $\varphi$  este unghiul zonei active,  $v_m$  este viteza mașinii,  $\omega_a$  este viteza unghiulară a tobei și  $R$  raza tobei.

În aceste condiții viteza unghiulară a tobei din condiția de strângere a întregului material furajer este:

$$\omega_a \geq \frac{v_m (\beta - \varphi)}{2R \sin \delta \sin \frac{\varphi}{2}} \sin \theta \quad (6.38.)$$

Pentru grebla oblică cu tobă dreaptă  $\delta = \pi/2$ , rezultând:

$$\omega_a \geq \frac{v_m (\beta - \varphi)}{2 \sin \frac{\varphi}{2}} \sin \theta \quad (6.39.)$$

În cazul afânării și răvășirii materialului furajer sensul de rotație al tobei se alege astfel ca dinții elastici să se deplaseze din față către în spate în zona de lucru.

Ecuatiile unui dinte de pe bara  $A$  (fig. 6.34.) sunt:

$$\begin{aligned} x_A &= v_m t \sin \theta + R \sin \omega_r t \sin \delta \\ y_A &= v_m t \cos \theta - R \sin \omega_r t \cos \delta \\ z_A &= R(1 - \cos \omega_r t) \end{aligned} \quad (6.40.)$$

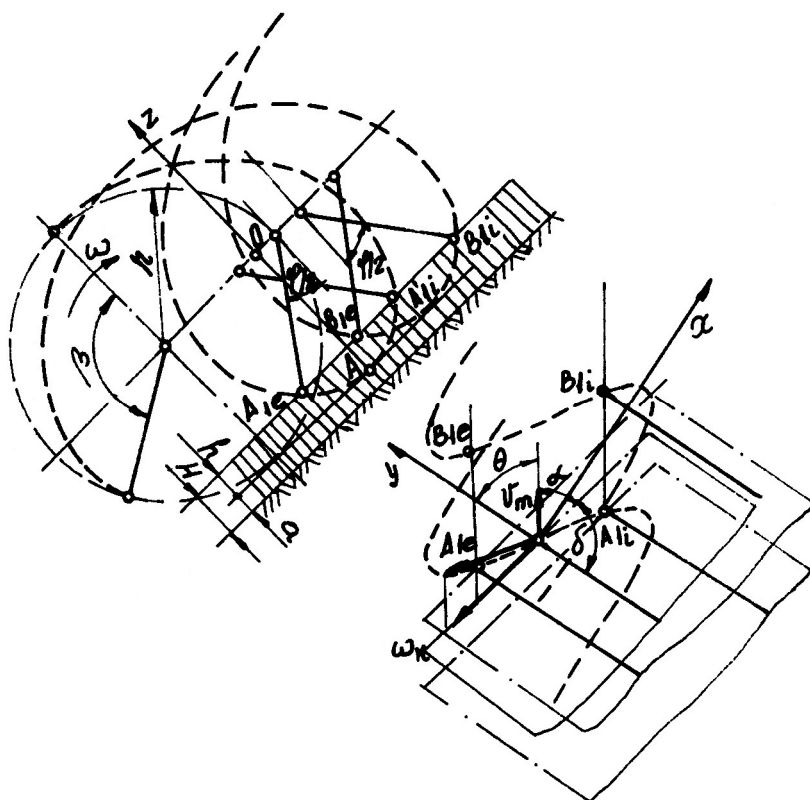


Fig. 6.34. Schema procesului de răvășire

Iar pentru un dinte de pe bara  $B$ :

$$\begin{aligned} x_B &= v_m t \sin \theta + R \sin(\omega_r t - \beta) \sin \delta \\ y_B &= v_m t \cos \theta - R \sin(\omega_r t - \beta) \cos \delta \\ z_B &= R[1 - \cos(\omega_r t - \beta)] \end{aligned} \quad (6.41.)$$

Pentru a asigura antrenarea întregului material din brazdă trebuie ca  $x_{Ai} \geq x_{Be}$ .  
 Dinții de pe bara  $A$  intră din zona activă după timpul  $t_{Ai} = -\varphi/2\omega_r$ , iar dinții de pe bara  $B$  ies din zona activă după timpul  $t_{Be} = (2\beta + \varphi)/2\omega_r$ .

Rezultă:

$$R \sin \frac{\varphi}{2} \sin \delta - v_m \frac{\varphi}{2\omega_r} \sin \theta \geq v_m \frac{2\beta - \varphi}{2\omega_r} \sin \theta - R \sin \delta \sin \frac{\varphi}{2} \quad (6.42.)$$

Pentru toba înclinată se obține viteza unghiulară pentru răvășire:

$$\omega_r \geq \frac{v_m(\beta + \varphi)}{2R \sin \delta \sin \frac{\varphi}{2}} \sin \theta \quad (6.43.)$$

Și pentru toba dreaptă:

$$\omega_r \geq \frac{v_m(\beta + \varphi)}{2 \sin \frac{\varphi}{2}} \sin \theta \quad (6.44.)$$

**Mașinile de strâns, întors și răvășit fân cu tobe longitudinale** sunt așa numitele greble cu tobe în cascadă (fig. 6.35.). Sunt mașini multifuncționale cu descărcare continuă și sunt alcătuite din 3-6 tobe drepte dispuse paralel cu direcția de înaintare în lucru.

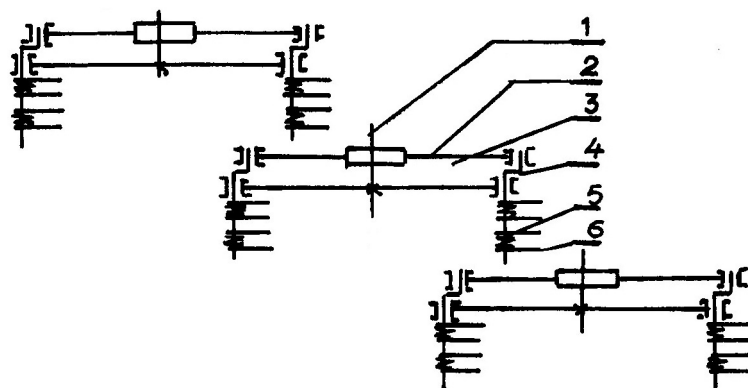
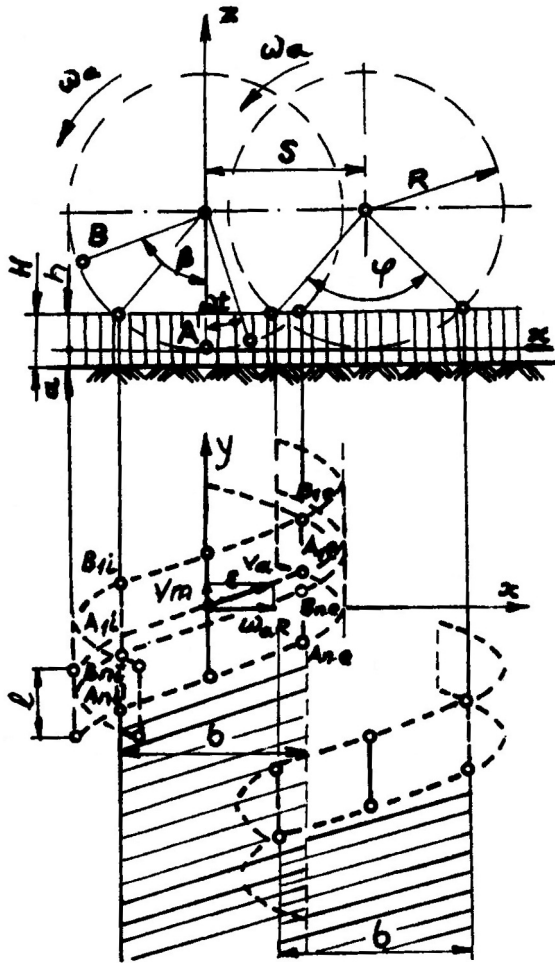


Fig. 6.35. Schema mașinii cu tobe longitudinale: 1- ax principal;  
 2- rozetă excentrică; 3- rozetă; 4- brațe manivelă; 5- bare suport;  
 6- dinți elastici

Toba are în construcția sa 6-8 bare suport cu degete elastice, cu diametrul de 1,2-1,7 m.

În timpul lucrului dinții elastici execută o mișcare compusă din mișcarea de transport (translație pe direcția de deplasare a mașinii) și mișcarea relativă (de rotație față de axa tobei). Zona activă a dinților (fig. 6.36.) este caracterizată prin unghiul de lucru  $\varphi$ .

Fig. 6.36. Schema de lucru a mașinii cu tobe longitudinale



Dinții de pe bara  $A$  intră în zona activă în punctele  $A_{1i} \dots A_{ni}$  și ies din această zonă în punctele  $A_{1e} \dots A_{ne}$ , iar cei de pe bara  $B$  (decalată în urmă cu unghiul  $\beta = 2\pi/z$ ) intră în zona activă în punctele  $B_{1i} \dots B_{ni}$  și ies în punctele  $B_{1e} \dots B_{ne}$ . Ecuțiile traiectoriilor punctelor  $A_i$  și  $B_n$  sunt:

$$\begin{aligned} x_{A_i} &= R \sin \omega_a t \\ y_{A_i} &= v_m t \end{aligned} \quad (6.45.)$$

$$\begin{aligned} z_{A_i} &= R(1 - \cos \omega_a t) \\ x_{B_n} &= R \sin(\omega_a t - \beta) \\ y_{B_n} &= v_m t - l \end{aligned} \quad (6.46.)$$

$$z_{B_n} = R[1 - \cos(\omega_a t - \beta)]$$

În relațiile de mai sus  $\omega_a$  este viteza unghiulară a tobei,  $l$  este lungimea activă a tobei,  $z$  este numărul de bare al tobei,  $v_m$  este viteza de deplasare a mașinii și  $\beta$  este unghiul la centru dintre două bare alăturate.

Avansul sau alimentarea tobei  $S_m$  se determină cu ajutorul relației:

$$S_m = \frac{v_m \beta}{\omega_a} \quad (6.47.)$$

Regimul cinematic al tobei  $\lambda$  este:

$$\lambda \geq \frac{2\pi R}{zl} \quad (6.48.)$$

În cazul strângerii sau adunării fânului și întoarcerii acestuia  $\lambda_a = 2 - 3.5$ . Viteza maximă de antrenare a materialului de către dinții elastici este:

$$v_a = \sqrt{v_m^2 + \omega_a^2 R^2} = v_m \sqrt{1 + \lambda^2} \quad (6.49.)$$

Direcția de deplasare a materialului de către dinți este caracterizată prin unghiul  $\varepsilon$  față de direcția de înaintare a mașinii. Se observă că  $\operatorname{tg} \varepsilon = \omega_a R / v_m = \lambda$ .

Lățimea zonei active a tobei este:

$$b = 2R \sin \frac{\varphi}{2} = 2\sqrt{h(D-h)} \quad (6.50.)$$

Materialul antrenat de prima tobă este trecut în fața celei de a doua ș.a.m.d. Pentru a putea prelucra integral materialul trebuie ca a doua tobă să aibă  $S \leq b$ ,  $S$  fiind distanța dintre axele tobelor.

În cazul răvășirii și afănării materialului tobele se rotesc în sens invers, prima tobă trimite materialul în lateral, a doua tobă îl transmite în urma primei tobe ș.a.m.d. Regimul cinematic are valorile: la răvășire  $\lambda_r = 3.5 - 5.5$  și la afănare  $\lambda_f = 2.4 - 4.5$ .



Viteza maximă cu care se poate deplasa mașina în lucru rezultă din condiția continuității zonelor active:

$$v_m \leq \frac{nzl}{60} \quad (6.51.)$$

Mașinile cu tobe axiale realizează indici calitativi de lucru ridicați pentru toate cele trei regimuri de lucru, indiferent de mărimea producției de furaj la hectar.

**Mașinile cu tobe transversale** execută de regulă aerarea și afânarea materialului imediat după cosire, pentru accelerarea procesului de uscare.

Sunt mașini tractate și acționate de la priza de putere. Toba este alcătuită din două bare pe care sunt fixate rigid degete din material plastic. Barele au forma unor palete radiale cu rol de ventilator.

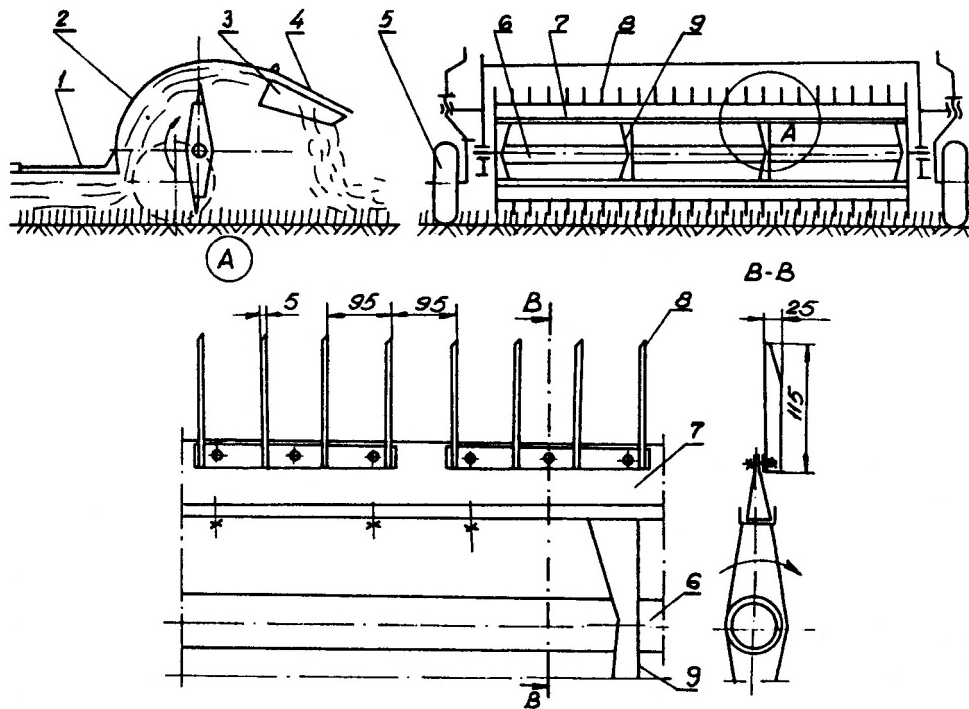


Fig. 6.37. Schema mașinii cu tobă transversală

În figura 6.37. este prezentată schema unei mașini cu tobă transversală. Aceasta este alcătuită din bara de tracțiune 1, arborele principal 6, brațele radiale 9, barele 7, degetele 8, carcasa 2, roțile de transport 5, pereții de îngustare a brazdei 3 și deflectorul 4.

Constructiv, toba este alcătuită din două bare pe care sunt fixați rigid degetele din material plastic. Barele sunt fixate pe axul tobei prin intermediul unor brațe radiale și sunt dispus fie paralel, fie înclinat față de generatoare cu un unghi determinat, astfel ca lovirea masei de fân de către degete să se facă treptat.

În timpul lucrului toba este antrenată în mișcare de rotație, degetele intră în stratul de material și îl antrenează pe direcția de înaintare, îl ridică din miriște și îl deplasează pe suprafața interioară a carcasei, refulându-l către deflectorul posterior. Ca urmare a faptului că viteza periferică a rotorului este mult mai mare decât viteza de deplasare a mașinii, brazda de material este destrămată, afânată și puternic aerată.

Pentru cele două bare A și B (fig. 6.38.), ecuațiile traiectoriilor degetelor sunt:

$$\begin{aligned} x_A &= v_m t + R \sin \omega t \\ y_A &= R(1 - \cos \omega t) \end{aligned} \quad (6.52.)$$

$$\begin{aligned} x_B &= v_m t + R \sin(\omega t - \pi) \\ y_B &= R[1 - \cos(\omega t - \pi)] \end{aligned} \quad (6.53.)$$

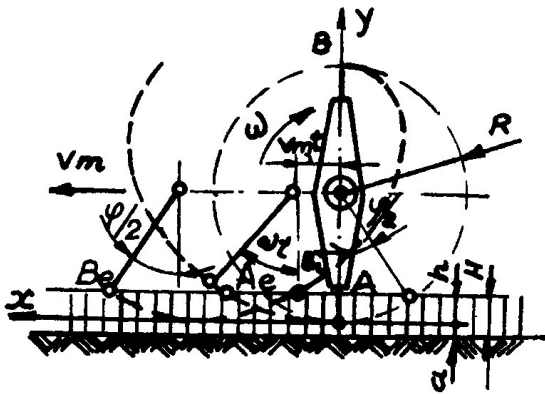


Fig. 6.38. Schema procesului de lucru a tobei transversale

Pentru a avea asigurată continuitatea zonelor de lucru ale degetelor, este necesar ca între abscisa punctului  $A_e$  la ieșirea din zona activă a barei  $A$  (caracterizată prin unghiul  $\varphi/2$  și abscisa punctului  $B_i$  la intrarea în lucru a barei  $B$  (caracterizată prin unghiul  $\pi - \varphi/2$ , să fie realizată condiția  $x_{A_e} \geq x_{B_i}$ , adică:

$$\frac{v_m \varphi}{2\omega} + R \sin \frac{\varphi}{2} \geq \frac{(2\pi - \varphi)v_m}{2\omega} - R \sin \frac{\varphi}{2} \quad (6.54.)$$

În relația de mai sus  $R$  este raza tobei,  $\omega$  este viteza unghiulară a tobei iar  $\varphi = 2 \arccos[(R - h)/R]$ .

Regimul cinematic este:

$$\lambda \geq \frac{\pi - \varphi}{2 \sin \frac{\varphi}{2}} \quad (6.55.)$$

Viteza maximă de lucru a mașinii în condițiile antrenării întregului material este:

$$v_m \leq \frac{\pi n R \sin \frac{\varphi}{2}}{15(\pi - \varphi)} \quad (6.56.)$$

În relația de mai sus  $n$  este turația tobei.

**Mașinile cu discuri dințate** fac parte din categoria mașinilor multifuncționale ce pot executa strângerea, întoarcerea și răvășirea fânului.

Organul de lucru este un disc cu dinți elastici (fig. 6.39.), dispuși vertical și înclinat față de direcția de deplasare, pentru a asigura descărcarea materialului. Discurile se pot roti liber pe ax (antrenarea lor fiind realizată datorită acțiunii materialului asupra dinților) sau sunt acționate în mișcare de rotație. Discurile, cu diametrul de 1,2-1,4 m, sunt amplasate astfel ca materialul să treacă de la un disc la altul. Modul de atașare la tractor a acestor mașini este prezentat în figura 6.40.

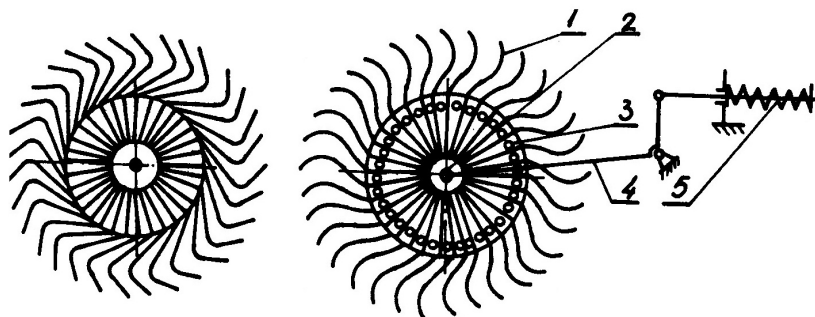


Fig. 6.39. Discuri cu dinți elastici: 1- dinți elastici; 2- disc sau butuc; 3- inel consolidare; 4- ax cotit articulat; 5- arc elicoidal

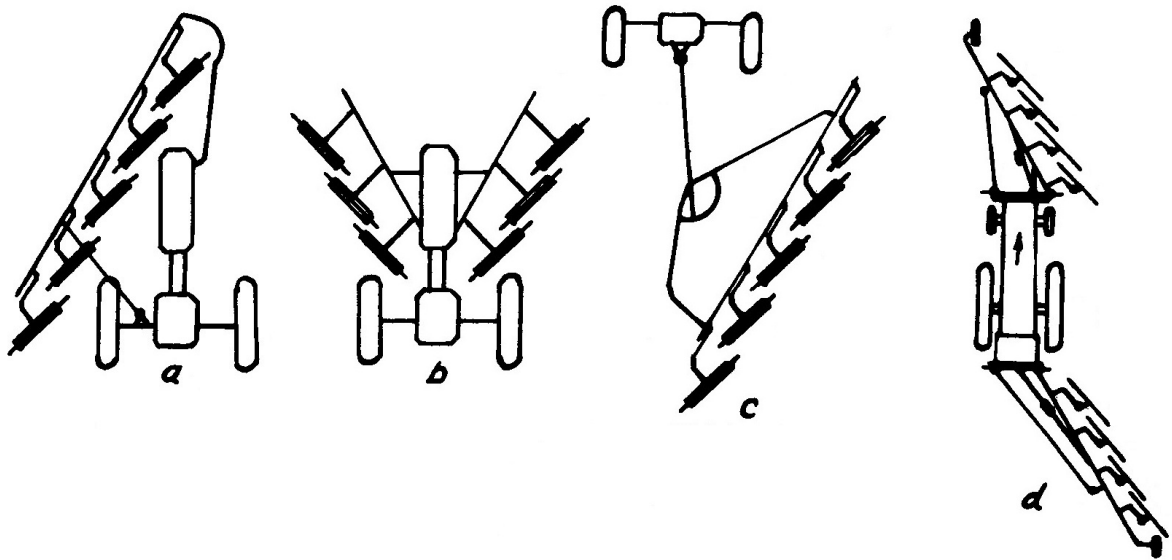


Fig. 6.40. Modul de atașare la tractor a mașinilor cu discuri dințate: a- în fața tractorului, lateral stânga; b- în fața tractorului cu secții pe stânga și pe dreapta; c- în spatele tractorului lateral dreapta; d- în fața și în spatele tractorului lateral dreapta

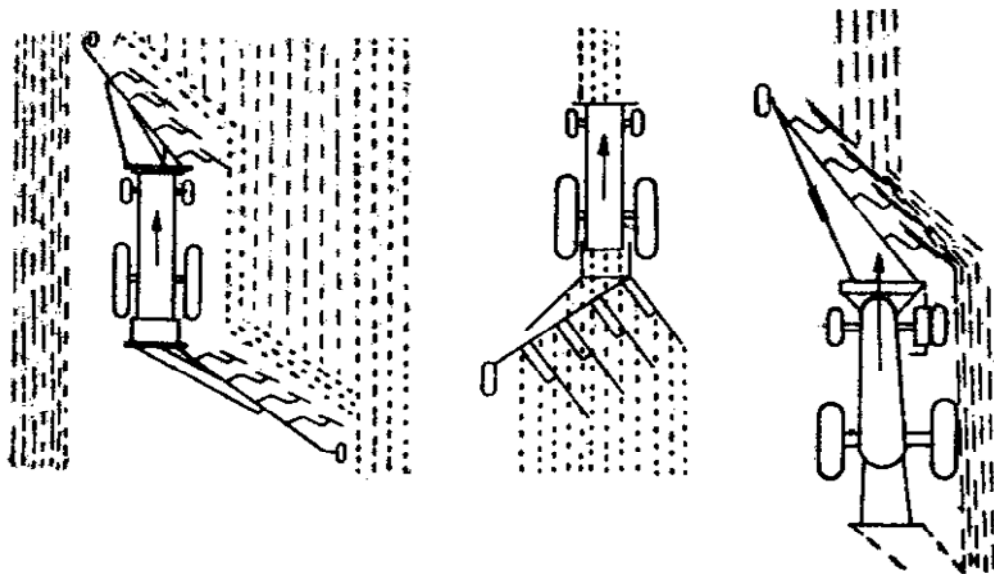


Fig. 6.41. Procesul de lucru executat de greblele cu dinți elastici

Modul de lucru al mașinilor cu discuri dințate este prezentat în figura 6.41., regimul cinematic fiind specific fiecărei operații în parte.

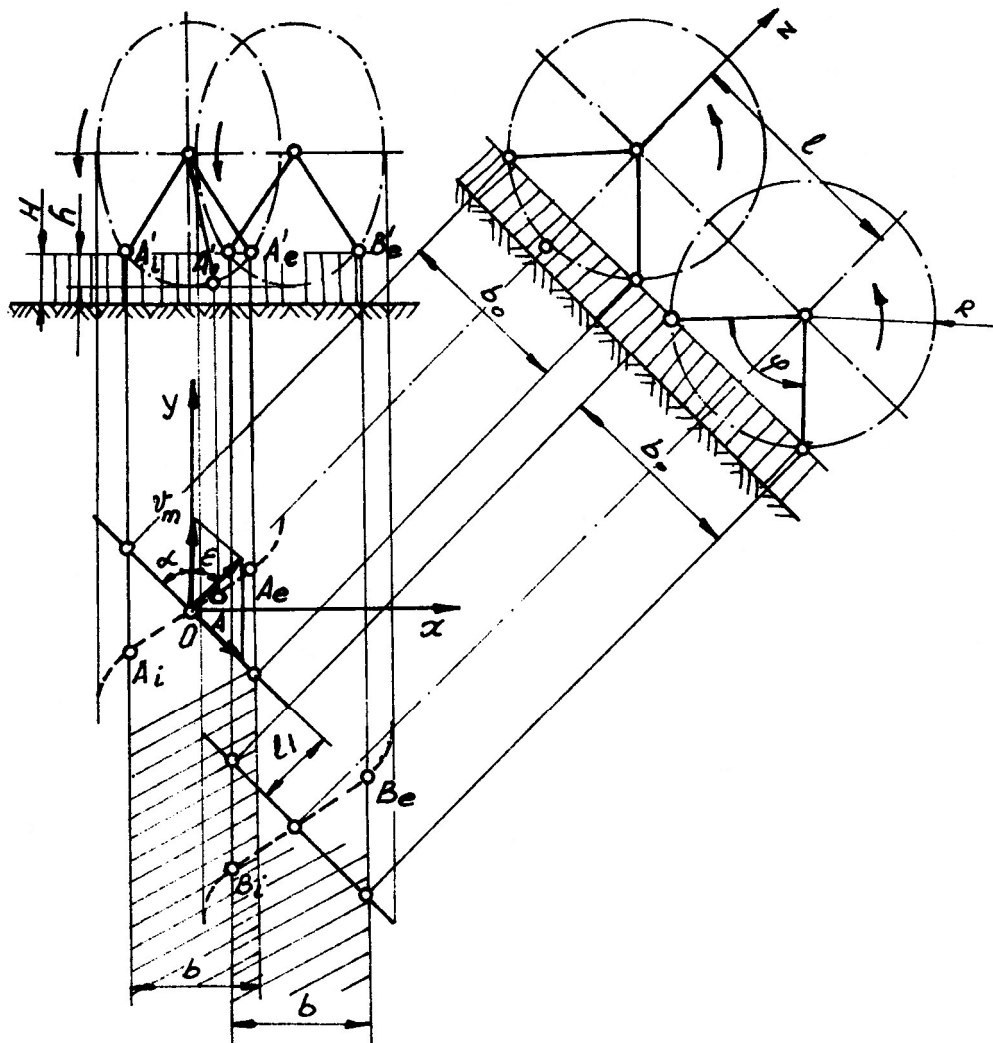


Fig. 6.42. Schema procesului de lucru

La strângerea materialului sub formă de brazde, ca urmare a deplasării mașinii dinții elastici ai discurilor pătrund în masa de material de pe miriște și îl antrenează pe direcția de deplasare. Ca urmare a rezistenței opuse de material, discurile se rotesc liber față de axele lor și produc deplasarea laterală a acestuia. Astfel, materialul aflat în fața unui disc este trecut în fața discului următor și așa mai departe, rezultând în urma ultimului disc o brazdă continuă ce rămâne pe suprafața miriștei.

Traectoria unui punct  $A$  de pe disc (fig. 6.42.) este definită de relațiile:

$$\begin{aligned} x_A &= R \sin \omega t \sin \alpha \\ y_A &= v_m t - R \sin \omega t \cos \alpha \\ z_A &= R(1 - \cos \omega) \end{aligned} \quad (6.57.)$$

În relația de mai sus  $R$  este raza discului,  $\omega$  este viteza unghiulară a discului iar  $\alpha$  este unghiul de înclinare a discului față de direcția de înaintare.

Discul liber este antrenat în mișcare de rotație de rezistența opusă de material. În lipsa alunecării dinților peste material mișcarea relativă este  $\omega R = v_m \cos \alpha$ , astfel că viteza de deplasare a materialului va fi:

$$v_a = v_m \sqrt{1 + \cos^2 \alpha (1 - 2 \cos \omega t)} \quad (6.58.)$$

Pentru punctul cel mai de jos rezultă  $v_a = v_m \sin \alpha$ , adică viteza de antrenare a materialului este mai mică decât viteza de deplasare a mașinii.

Pentru un dinte situat pe discul  $B$ , ecuațiile traiectoriei sunt:

$$\begin{aligned}x_B &= l \sin \alpha - l_1 \cos \alpha + R \sin \omega t \sin \alpha \\y_B &= v_m t - l \cos \alpha - l_1 \sin \alpha - R \sin \omega t \cos \alpha \\z_B &= R(1 - \cos \omega t)\end{aligned}\quad (6.59.)$$

În relația de mai sus  $l$  este distanța dintre axe discurilor și  $l_1$  este distanța dintre planele de rotație ale discurilor.

Zona de lucru a unui dinte  $h$  este caracterizată prin unghiul la centru  $\varphi$ . Pentru ca dinții să nu intre în pământ trebuie ca înălțimea medie a miriștei să fie mai mare de cât zona de lucru.

Lățimea zonei de lucru a unui disc se poate stabili cu ajutorul relației:

$$b = b_0 \sin \alpha = 2R \sin \alpha \sin \frac{\varphi}{2} \quad (6.60.)$$

Amplasarea discurilor pe cadrul mașinii trebuie făcută astfel încât toată suprafața să fie acoperită de acțiunea dinților:

$$l \leq 2R \sin \frac{\varphi}{2} + \frac{l_1}{\operatorname{tg} \alpha} = b_0 + \frac{l_1}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (6.61.)$$

Distanța maximă de deplasare a materialului de către discuri pe miriște este:

$$L = \frac{bn}{\sin \varepsilon} = 2nR \operatorname{tg} \alpha \sin \frac{\varphi}{2} \quad (6.62.)$$

Pentru răvășirea materialului sub formă de brazde se dispun discurile în scară inversă și se mărește viteza de înaintare a mașinii pentru aruncarea materialului pe o zonă cât mai lată.

**Mașini cu transportor transversal.** Sunt mașini multifuncționale pentru strâns, întors și răvășit fân. Organul de lucru este un transportor continuu format din două lanțuri sau curele trapezoidale paralele (fig. 6.43.), pe care sunt montate articulat bare cu dinți elastici pentru antrenarea materialului. Barele sunt legate între ele cu ajutorul unor tije, care asigură menținerea orientării dinților elastici în zona de lucru și înclinarea acestora în zona de descărcare. Pe bara suport sunt fixați 4-6 dinți elastici, realizați din sârmă de oțel sub forma unor arcuri de torsiune cu capete prelungite.

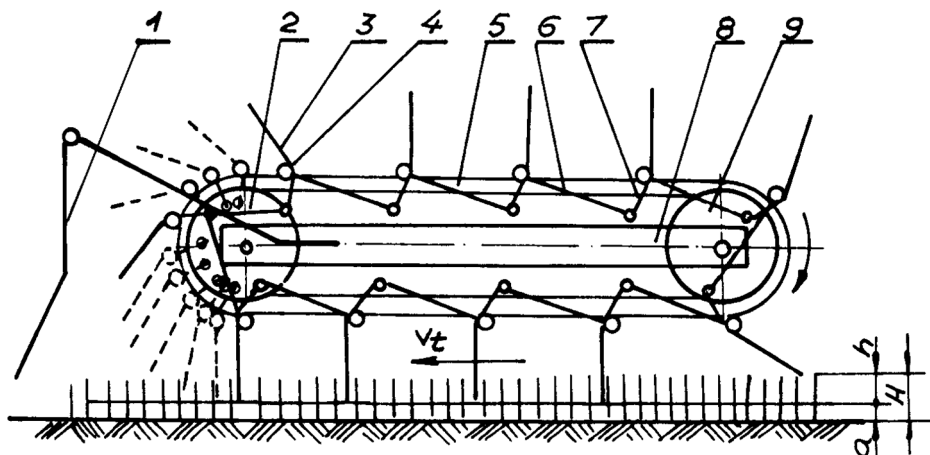


Fig. 6.43. Schema mașinii cu transportor transversal: 1- opritor; 2- roți motrice; 3- dinți elastici; 4- bare; 5- curele trapezoidale; 6- tije de legătură; 7- brațe; 8- cadru; 9- role întindere.

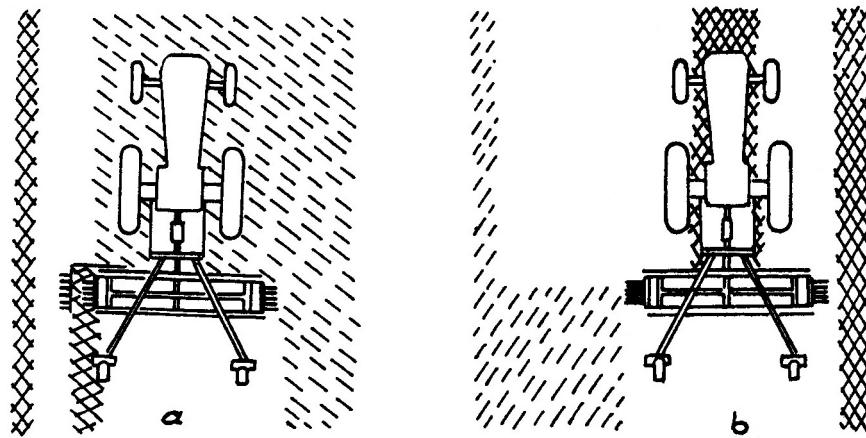
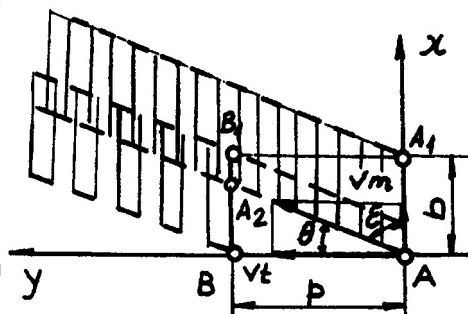


Fig. 6.43. Schema procesului de lucru: a- strâns; b- răvășit

În general, transportorul este dispus perpendicular pe direcția de deplasare a mașinii, dar sunt și mașini la care poziția transportorului se poate regla în funcție de operația pe care o execută. Viteza relativă a dinților elastici este  $v_t = 4,6 - 6,9$  m/s când execută strângerea sau întoarcerea brazdei și de 82-9,6 m/s când execută răvășirea sau afânarea brazdelor.

Pentru strângerea materialului (fig. 6.43.a.) transportorul se dispune paralel cu suprafața solului, astfel ca vârful dinților să treacă prin miriște la o distanță de 20-30 mm. La răvășirea materialului din brazde transportorul se dispune înclinat față de sol, astfel ca vârful dinților să treacă la distanța de 20-30 mm la intrarea în lucru și la distanță de 100-200 mm în zona de descărcare.

Fig. 6.44. Schema deplasării materialului



Deplasarea materialului ce ajutorul dinților elastici este rezultanta a două mișcări: de translație pe direcția de deplasare a mașinii și de translație pe direcția transportorului. Pentru un punct A de pe o bară (fig. 6.44.) ecuațiile traiectoriei sunt:

$$\begin{aligned} x_A &= v_m t \\ y_A &= v_t t \end{aligned} \quad (6.63.)$$

Notând cu  $\lambda = v_t / v_m$  regimul cinematic al dinților ( $\lambda = 1,7 - 4,0$  la strâns și întors și  $\lambda = 2,5 - 8,8$  la răvășit), viteza de antrenare a materialului va fi:

$$v_a = \sqrt{v_m^2 + v_t^2} = v_m \sqrt{1 + \lambda^2} \quad (6.64.)$$

Pentru punctul  $B_1$  situat pe bara B ecuațiile traiectoriei sunt definite de relațiile:

$$\begin{aligned} x_{B_1} &= b + v_m t \\ y_{B_1} &= p + v_t t \end{aligned} \quad (6.65.)$$

În relația de mai sus  $b$  este lungimea barei portdegete și  $p$  este pasul de dispunere a barelor.

Pentru a nu avea zone de miriște neacoperite de către degetele elastice trebuie îndeplinită condiția:

$$p \leq \frac{v_t b}{v_m} = b\lambda \quad (6.66.)$$

De aici rezultă și care este viteza de deplasare a mașinii pentru a nu avea zone neacoperite:

$$v_m \leq \frac{v_t b}{p} \quad (6.67.)$$

**Mașini cu rotoare dințate.** Sunt mașini multifuncționale și asigură indici calitativi de lucru ridicați atât pe terenuri orizontale, cât și pe cele înclinate, netede sau denivelate (fig. 6.45.). Partea activă este formată din m ai multe rotoare dințate (2-6 rotoare) care funcționează în paralel. Rotoarele au 4-6 brațe radiale prevăzute cu dinți elastici și fiecare este prevăzut cu un organ (roată sau patină) pentru copierea terenului. Sunt antrenate în mișcare de rotație prin transmisii cardanice (fig. 6.46.).

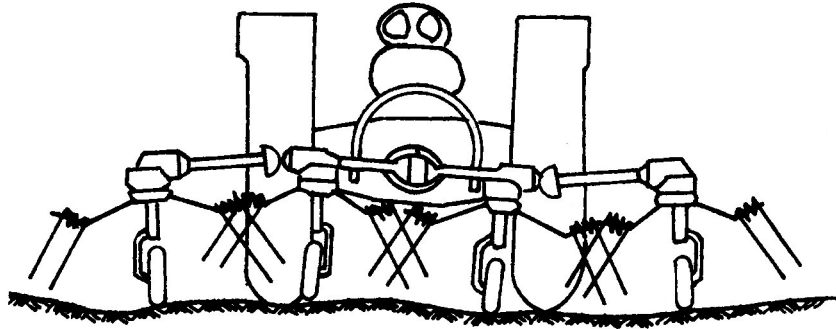


Fig. 6.45. Schema mașinii cu rotoare dințate

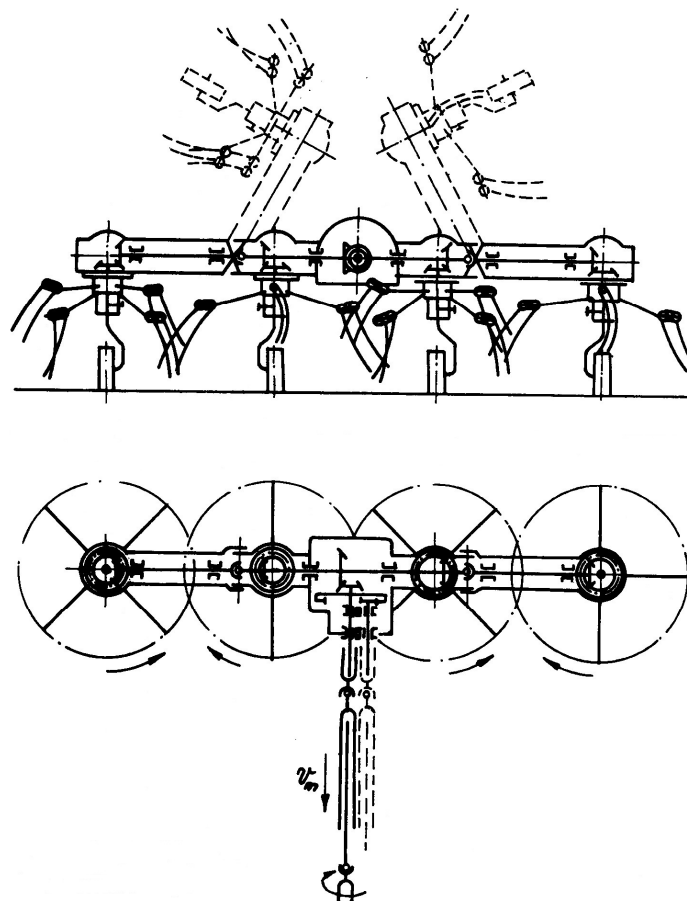


Fig. 6.46. Schema cinematică a unei mașini cu rotoare dințate

Specific acestor mașini este faptul că fiecare rotor are un organ de copiere a terenului, fapt ce exclude posibilitatea contactului acestuia cu solul și permite urmărirea denivelărilor atât pe direcția de deplasare, cât și pe direcție transversală.

În timpul lucrului rotoarele (fig. 6.47.) execută o mișcare de deplasare odată cu mașina și o mișcare de rotație față de axele proprii (axele sunt înclinate față de verticală în sensul de deplasare a mașinii cu un unghi  $\alpha = 15 - 30^\circ$ ).

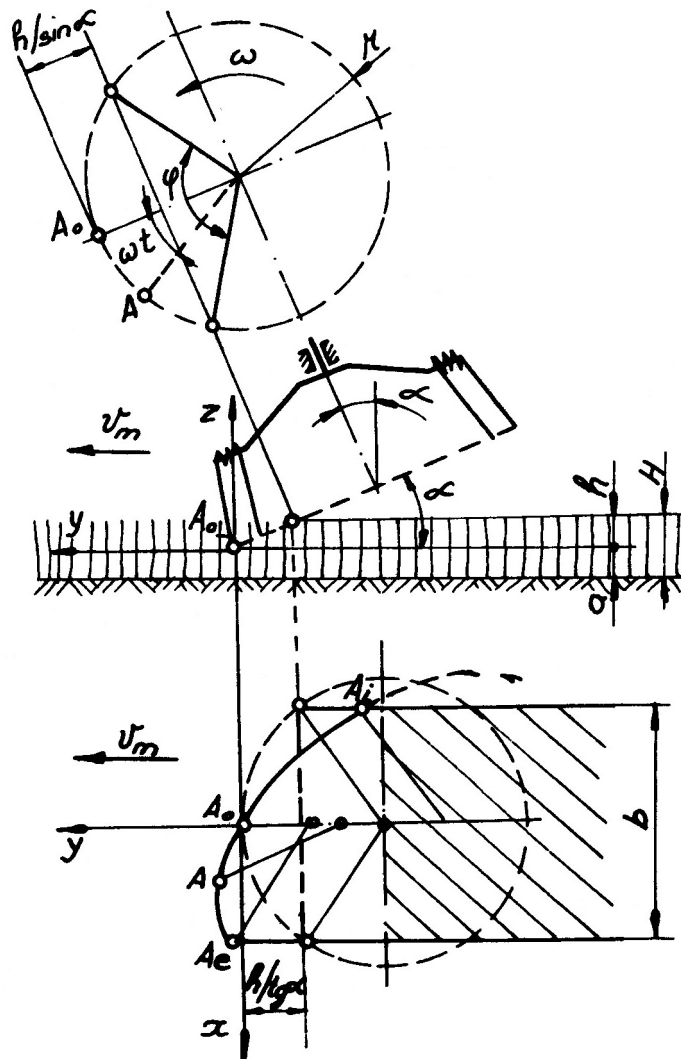


Fig. 6.47. Schema procesului de lucru a rotorului dințat

Ca urmare a înclinării axelor de rotație dinții elastici trec prin miriște mai aproape de sol în partea anterioară (zona activă) și pe deasupra miriștei în partea posterioară. În zona activă dinții antrenează materialul în sensul de rotație și îl deplasează lateral. Pentru un dinte  $A$  ecuațiile traiectoriei sunt:

$$\begin{aligned} x_A &= r \sin \omega t \\ y_A &= v_m t - r(1 - \cos \omega t) \\ z_A &= r(1 - \cos \omega t) \sin \alpha \end{aligned} \quad (6.68.)$$

În relațiile de mai sus  $r$  este raza rotorului,  $\alpha$  este unghiul de înclinare a axei rotorului față de verticală, iar  $\omega$  este viteza unghiulară a rotorului.

Proiecțiile vitezei pe cele trei axe sunt:

$$\begin{aligned} v_x &= \omega r \cos \omega t \\ v_y &= v_m - \omega r \sin \omega t \cos \alpha \\ v_z &= \omega r \sin \omega t \sin \alpha \end{aligned} \quad (6.69.)$$

Notând cu  $\lambda = \omega r / v_m$  regimul cinematic al dinților, atunci viteza de antrenare a materialului va fi:



$$v_a = \sqrt{v_m^2 + \omega^2 r^2 - 2v_m \omega t \sin \omega t \cos \alpha} = v_m \sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \sin \omega t \cos \alpha} \quad (6.70.)$$

Zona activă de trecere a dinților prin miriște este cuprinsă între punctele de intrare  $A_i$  și ieșire  $A_e$  caracterizate de unghiul la centru  $\varphi$ . Viteza dinților este mare în zona de intrare și scade spre zona de ieșire.

Lățimea zonei active a unui rotor este:

$$b = 2r \sin \frac{\varphi}{2} \quad (6.71.)$$

Pentru a nu avea zone neacoperite de către degetele elastice trebuie ca distanța dintre axele rotoarelor alăturate să fie mai mică decât lățimea activă a unui rotor. Practic rotoarele vor lucra cu o zonă de suprapunere.

Mașini cu furci giratoare. Sunt mașini multifuncționale și se execută în două variante:

- mașină unilaterală (are în construcție o singură secție de lucru);
- mașină universală sau multifuncțională (are în construcție două secții alăturate).

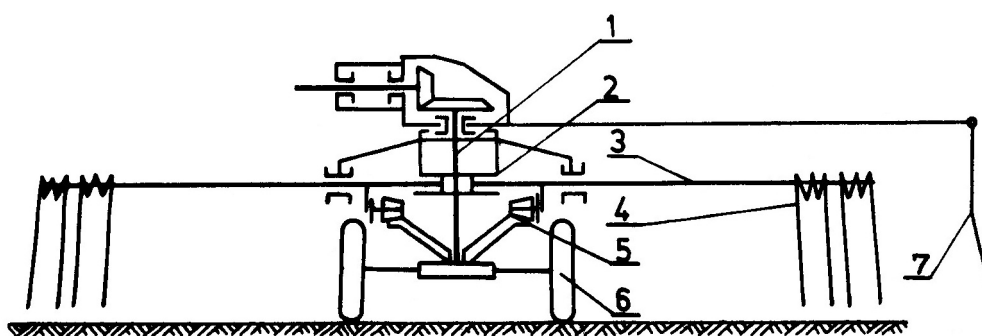


Fig. 6.48. Schema mașinii cu furcă giratoare: 1- arbore principal; 2- rotor; 3- axele furcilor; 4- furci cu dinți elastici; 5- camă; 6- cărucior de susținere; 7- limitator de brazdă

Fiecare ax este articulat în carcasă și are un braț pe care se rostogolește cama 5, care permite orientarea degetelor diferit la intrarea și ieșirea lor din material.

O secție cuprinde 6-9 axe cu furci și are lățimea de lucru de 1,3-3,8 m. Fiecare furcă are 4-6 dinți elastici curbați, lungi de 350-500 mm, lățimea unei furci fiind de 380-500 mm. Asigură productivități ridicate și pot lucra cu viteze de până la 15 km/h.

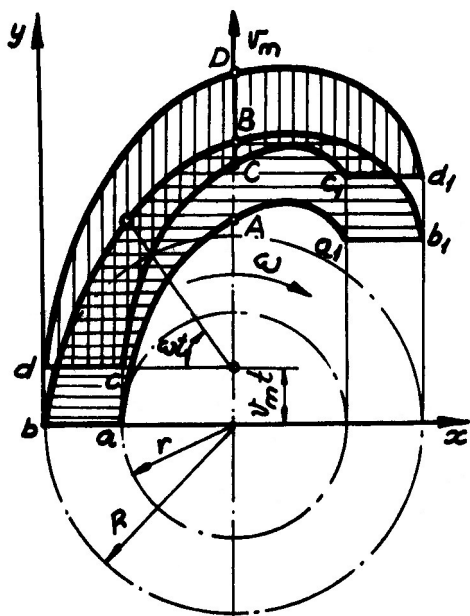


Fig. 6.49. Schema deplasării furcii în faza activă

În cazul strângerii fânului în brazdă, în timpul unei rotații complete a arborelui principal procesul executat de fiecare furcă cuprinde: faza activă și faza de mers în gol. În faza activă (fig. 6.49.) corespunde poziției axei furcii pe direcția  $bx$ .

În faza activă dinții elastici sunt orientați în jos și trec prin miriște aproape de sol, strâng materialul și îl deplasează lateral, lăsându-l sub formă de polog. Pentru descărcarea materialului furca se rotește cu  $180^\circ$  deplasându-se în partea posterioară a mașinii. În această fază aproximativ jumătate din timp degetele elastice sunt ridicate deasupra miriștii.

Pentru faza activă, punctele extreme ale furcii  $a$  și  $b$  descriu traiectorii caracterizate prin ecuațiile:

$$x_a = R - r \cos \omega t \quad (6.72.)$$

$$y_a = v_m t + r \sin \omega t$$

$$x_b = R(1 - \cos \omega t) \quad (6.73.)$$

$$y_b = v_m t + R \sin \omega t$$

În relațiile de mai sus  $R$  este raza punctului  $b$ ,  $r$  este raza punctului  $a$  iar  $\omega$  este viteza unghiulară a arborelui principal.

Viteza de deplasare a materialului în punctul  $b$  este:

$$v_a = \sqrt{v_m^2 + \omega^2 R^2 - 2v_m \omega R \cos \omega t} = v_m \sqrt{1 + \lambda^2 + 2\lambda \cos \omega t} \quad (6.74.)$$

În relația de mai sus  $\lambda = R/v_m$  și reprezintă regimul cinematic.

Suprafața cuprinsă între traiectoriile punctelor extreme ale unei furci în faza activă reprezintă zona de lucru a furcii. Pentru  $z$  furci dispuse pe mașină avansul sau alimentarea rotorului trebuie ales astfel încât să nu rezulte zone neacoperite de către furci. Pentru  $p = R - r$  condiția este:

$$\omega \geq \frac{2\pi R}{zp} \quad (6.75.)$$

Deplasarea maximă a materialului pe miriște corespunde cu lungimea traiectoriei  $b-b_1$  și care se determină cu relația:

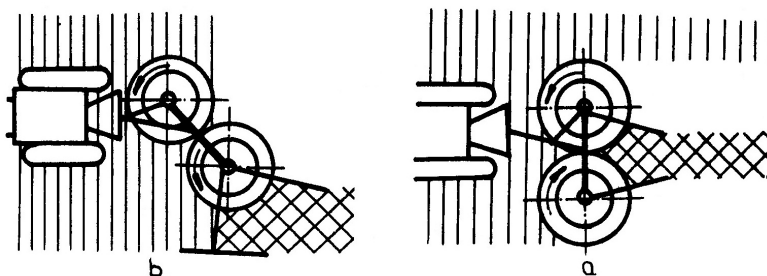
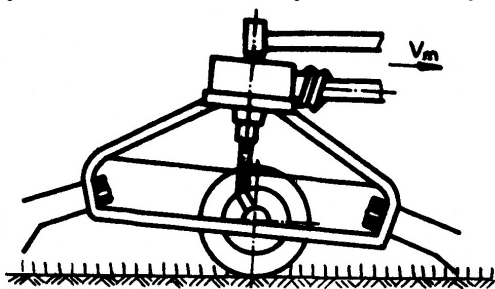
$$L = \int_0^{\pi} \sqrt{x_b^2 + y_b^2} dt \quad (6.76.)$$

Prin rezolvarea integralei se obține:

$$L = \frac{\pi R}{\lambda} \sqrt{1 + \lambda^2} \left[ 1 - \frac{\lambda^2}{4(1 + \lambda^2)^2} \right] \quad (6.77.)$$

**Mașini cu tamburi verticali.** Sunt mașini universale, alcătuite din una sau două perechi de tamburi cilindrici, tronconici sau sub formă de clopot dispuși vertical, prevăzuți pe generatoare cu degete elastice (fig. 6.50.).

Fiecare tambur se sprijină pe sol prin intermediul unui organ de copiere (roată sau patină) și este antrenat în mișcare de rotație.



Disponerea tamburilor se face în linie sau decalți. Axa tamburilor este înclinată față de verticală cu  $3-8^{\circ}$ . Lățimea de lucru a unei lățimi este de 2,8-3,6 m și se poate mări prin adăugarea de una sau mai multe perechi de tamburi.

Realizează productivități mari și indici calitativi ridicați.

Fig. 6.50. Schema mașinii cu tamburi verticali și modul de dispunere a tamburilor: a- în linie; b- în cascadă

Fiecare tambur se sprijină pe sol prin intermediul unei roți sau patine, pentru a putea copia în mod independent neuniformitățile acestuia.

## 6.5. Mașini de adunat, încărcat și transportat fân vrac

Furajele sub formă de fân vrac sunt voluminoase, se manipulează greu, se compactează ușor, complicând condițiile de lucru.

Operațiile menționate se execută în două variante tehnologice:

- cu utilaje specializate pe fiecare operație;
- cu utilaje multifuncționale.

După operațiile pe care le execută, mașinile de adunat, încărcat și transportat fân vrac se clasifică astfel:

- mașini de adunat și încărcat fân;
- mașini autoîncărcătoare de transportat fân;
- mașini de format căpițe;
- mașini de transportat căpițe.

**Mașinile de adunat și încărcat fân** execută ridicarea din brazdă și încărcarea fânului într-un mijloc de transport. Se compune din dispozitivul de ridicare din brazdă și dispozitivul de încărcare.

Dispozitivul de ridicare poate fi: tobă cu degete elastice, tobă cu degete escamotabile, elevator cu degete.

Dispozitivul de încărcare poate fi: elevator cu bandă și palete, elevator cu lanțuri și racleți cu degete elastice.

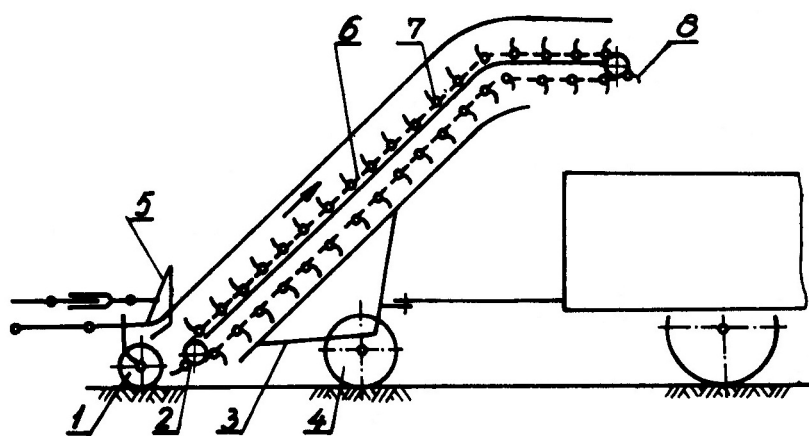


Fig. 6.51. Schema unei mașini de adunat și încărcat fân: 1- roți de copiere; 2- elevator; 3- cadru; 4- roți de transport; 5- scut; 6- lanțuri paralele; 7- axe tubulare; 8- degete elastice.

În figura 6.51. este prezentată schema unei mașini de adunat și încărcat fân. Materialul este ridicat de către degetele elevatorului, antrenat pe ramura superioară a acestuia și descărcat în remorca atașată la spatele mașinii unde, manual, acesta este repartizat uniform pe toată suprafața.

**Mașinile autoîncărcătoare de transportat fân** execută ridicarea materialului de pe miriște, încărcarea lui în bena colectoare, transportul și descărcarea acestuia. Mașinile autoîncărcătoare pot fi tractate sau autopropulsate.

Constructiv sunt alcătuite dintr-o benă (15-25 m<sup>3</sup>), dispozitivul de adunat și încărcat și transportorul de pe fundul benei care asigură umplerea cu material, dar și descărcarea lui la locul de depozitare.

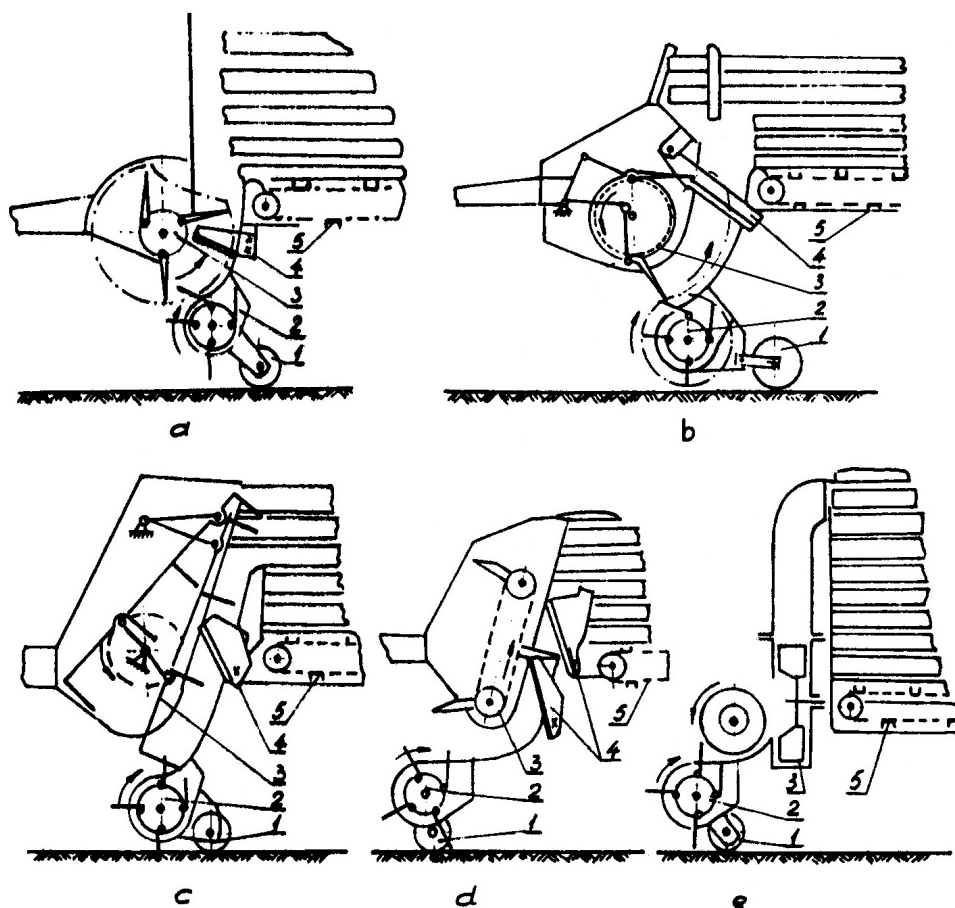


Fig. 6.52. Scheme ale dispozitivelor de încărcare: a- cu tobă aruncătoare; b- cu furci împingătoare; c- cu cășori oscilanți; d- cu transportor cu lanț; e- cu transportor elicoidal și aruncător centrifugal: 1- roată copiere; 2- dispozitiv de adunat din brazdă; 3- dispozitiv de încărcare; 4- cuțite pentru mărunțirea materialului; 5- transportor cu racleți.

Majoritatea acestor mașini sunt echipate cu cuțite pentru mărunțirea materialului furajer.

În podeaua mașinii este dispus un transportor cu racleți format din două lanțuri continue, pe care sunt prinși racleți metalici și care prin deplasarea lor cu viteză mică determină transportul și compactarea relativă a materialului în oblonul posterior al mașinii.

Descărcarea materialului din benă se face cu ajutorul transportorului cu racleți de pe podeaua benei sau prin basculare.

**Mașini de adunat fân și format căpițe.** Execută ridicarea materialului din brazde, colectarea lui, formarea căpițelor și descărcarea acestora pe miriște.

După cantitatea de material cuprinsă într-o căpiță se deosebesc: mașini cu capacitate mică (formează căpițe cu masa de 200-600 kg) și mașini cu capacitate mare (formează căpițe cu masa de 2500-12000 kg).

După formă căpițele pot fi paralelipipedice sau conice.

Materialul colectat poate fi presat (în majoritatea cazurilor) sau simplu așezat, astfel că mașinile pot fi cu mecanism de presare sau fără mecanism de presare.

Mașinile de adunat fân și format căpițe cu mecanism de presare se împart în două grupe: cu dispozitiv de încărcare și organe de lucru cu funcții diferite (fig. 6.53.), respectiv cu dispozitiv de încărcare cu organe de lucru cu funcții multiple (fig. 6.54.).

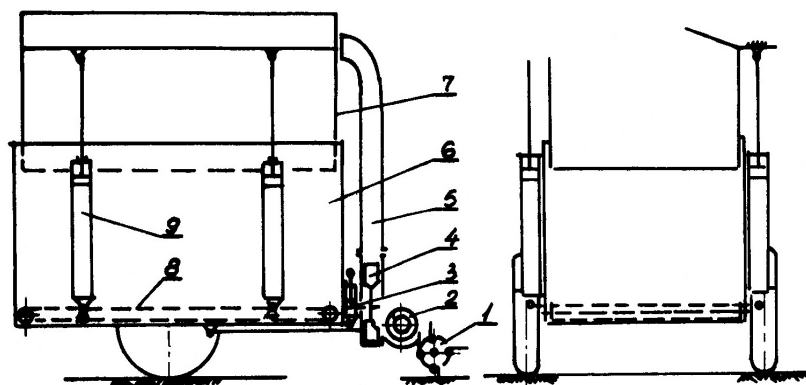


Fig. 6.53. Schema mașinii de adunat fân și format căpițe cu dispozitiv de încărcare cu organe active cu funcții diferite: 1- dispozitiv de ridicare din brazdă; 2- transportor elicoidal transversal; 3- cilindru hidraulic; 4- ventilator aruncător; 5- conductă de refulare; 6- cameră de colectare și presare; 7- capac mobil; 8- transportor descărcare; 9- cilindri acționare capac mobil

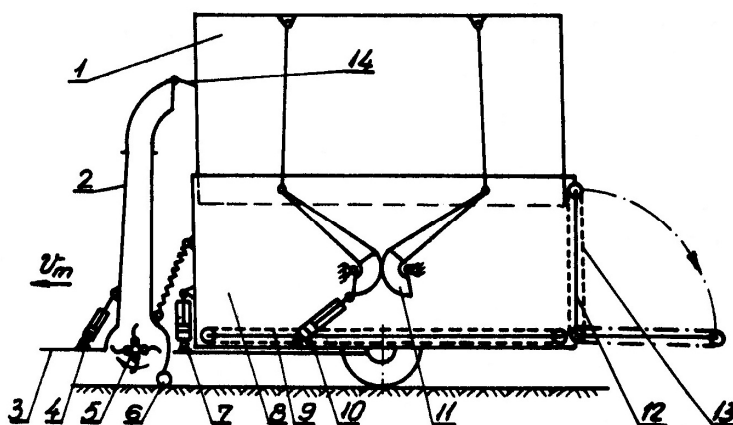


Fig. 6.54. Schema mașinii de adunat fân și căpițat cu dispozitiv de încărcare și organe active multiple: 1- capac glisant; 2- conductă refulare; 3- bară tracțiune; 4- cilindru hidraulic; 5- dispozitiv de adunat, mărunțit și încărcat; 6- tambur copiere teren; 7- cilindru hidraulic pentru înclinarea mașinii; 8- cameră colectare; 9- transportor de descărcare; 10- cilindru hidraulic acționare perete rabatabil; 11- mecanism acționare capac glisant; 12- perete rabatabil; 13- transportor; 14- deflector

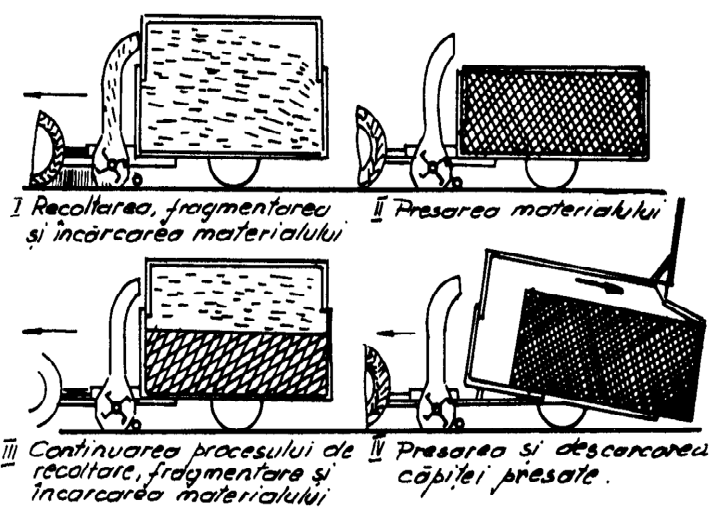


Fig. 6.55. Fazele de lucru ale mașinii de adunat și căpițat fân

Procesul de lucru executat de o mașină de adunat și căpițat este prezentat în figura 6.55. Acesta se poate împărți în patru faze: în prima fază materialul este ridicat din brazdă, mărunțit și aruncat prin conducta de refulare în camera colectoare până când aceasta se umple; în faza a doua se oprește agregatul și se procedează la presarea materialului cu ajutorul capacului glisant; în faza a treia se ridică capacul glisant și se reia procesul de strângere până se umple din nou camera colectoare, după care se oprește agregatul și se face o nouă presare (se execută 3-4 cicluri de încărcare-presare); în faza a patra se oprește mașina la locul de descărcare, se ridică capacul glisant, se rabate capacul posterior, se înclină mașina și cu ajutorul transportorului de descărcare se face descărcarea căpiței. În timpul descărcării mașina se deplasează înainte cu viteză egală cu cea a transportorului de descărcare.

## **6.6. Mașini de adunat, presat și balotat fân**

Execută ridicarea fânului de pe miriște aflat sub formă de brazde, presare și legarea în baloturi de diferite forme.

Presarea are ca scop reducerea volumului materialului, cu efecte favorabile asupra transportului și depozitării, o mai ușoară manipulare dar mai ales posibilitatea mecanizării tuturor operațiilor tehnologice.

După forma geometrică baloturile pot fi paralelipipedice și cilindrice, iar legarea lor se realizează cu diverse materiale.

Baloturile paralelipipedice se obțin din mai multe porții care se presează succesiv și sunt legate cu sfoară sau cu sârmă.

Baloturile cilindrice se realizează prin înfășurarea continuă în spirală a materialului, după trei metode:

- metoda presării continue dinspre interior spre exterior (metoda camerei de presare cu volum variabil);
- metoda presării din exterior spre interior (metoda camerei de presare cu volum constant);
- metoda presării mixte.

Baloturile cilindrice se înfășoară cu materiale de reținere în trei moduri:

- înfășurare cu sfoară prin depunerea a 12-15 spire pe exteriorul balotului (capetele nu se înnoadă);
- înfășurarea cu plasă sintetică (se înfășoară pe circumferință de 1,2-2,4 ori o plasă din materiale sintetice);
- înfășurarea cu folie sintetică neagră (cu folie groasă cu suprapunerea capetelor și înfășurarea cu sfoară, cu folie subțire de trei ori sau combinată).

### **6.6.1. Teoria presării paielor și fânului**

Presarea este procesul de apropiere a particulelor granulare sau a elementelor materialelor fibroase sub acțiunea unor forțe exterioare, în vederea reducerii volumului și creșterii densității aparente.

Ca produs final al procesului de presare se obțin formațiuni aglomerate unitare (brichete, granule, baloturi) care, în funcție de masa volumică finală și de vâscozitate, pot să-și păstreze forma sub influența forțelor interne de coeziune sau de aderență, respectiv a forțelor externe produse de elementele auxiliare (pereți, legături).

Pentru simplificarea studiului dependenței dintre presiunea exercitată asupra materialului supus presării și densitatea aparentă realizată, se fac unele ipoteze:

- ▶ densitatea inițială a materialului este uniformă în tot volumul camerei de presare;
- ▶ densitatea materialului în timpul presării crește neîncetat;
- ▶ eforturile pentru comprimarea statică nu depind de viteza de deformare;
- ▶ tensiunile normale în orice secțiune transversală a camerei sunt repartizate uniform.

Ca urmare variația presiunii raportată la variația densității materialului este o funcție continuă a presiunii aplicate  $f(p) = ap + b$ :

$$\frac{dp}{d\gamma} = f(p) = ap + b \quad (6.78.)$$

Integrând ecuația între limitele  $\gamma_0$  și  $\gamma$  iar presiunea între zero și  $p$ , cu notația  $c=b/a$  rezultă:

$$p = c[e^{a(\gamma-\gamma_0)} - 1] \quad (6.79.)$$

Relația reprezintă ecuația de bază a presării materialelor granulare și capiloroase.

Variația presiunii mai poate fi exprimată și în funcție de deformația relativă a materialului. Astfel camera de presare are volumul  $LxS$  ( $L$  este lungimea camerei și  $S$  aria secțiunii transversale). Pentru masa  $m$  de material la care densitatea inițială este  $\gamma_0=m/LS$ , în cazul deformării cu distanța absolută  $h$ , densitatea va crește la valoarea  $\gamma=m/(L-h)S$ . Atunci ecuația presării capătă forma:

$$p = c[e^{a\gamma_0h(L-h)} - 1] \quad (6.80.)$$

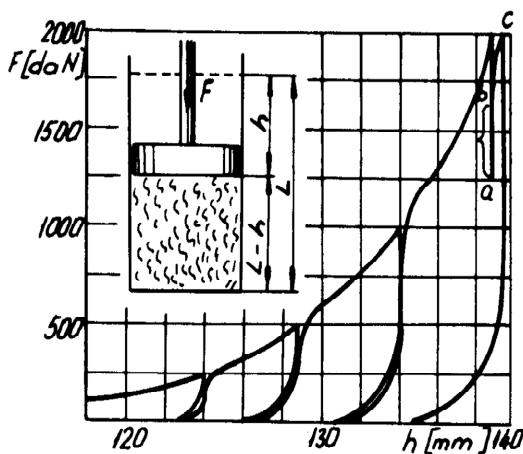


Fig. 6.56. Variația forței de presare în funcție de deformația absolută

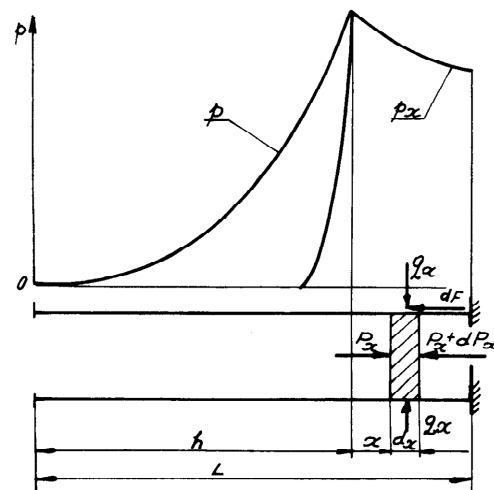


Fig. 6.57. Variația presiunii în lungul camerei de presare

În figura 6.56. este prezentată variația forței de apăsare a pistonului, respectiv a presiunii axiale funcție de deformația absolută, în cazul presării paielor într-un cilindru închis (fig. 6.57.). Ca urmare a elasticității materialului, contactul dintre piston și paie nu încetează imediat. Ca efect al legăturilor interne între particulele comprimate, destinderea materialului este frânată și încetează după o anumită distanță.

În procesul de presare pistonul trebuie să învingă pe lângă rezistențele datorate deformării materialului și rezistențele cauzate de frecarea acestora cu pereții canalului, determinată de existența unei presiuni laterale.

Asupra unui strat elementar de grosime  $dx$ , situat la distanța  $x$  de fața pistonului acționează (fig. 6.57): presiunile  $P_x$  și  $P_x + dP_x$ , presiunea laterală  $q_x$  și forța de frecare  $df = f q_x O dx$  ( $f$ -coeficient de frecare material-pereți,  $O$ -perimetrul canalului). În aceste condiții ecuația de echilibru a sistemului de forțe este:

$$p_x S - (p_x + dp_x) S - f q_x O dx = 0 \quad (6.81.)$$

Presiunea laterală  $q_x$  este formată din două componente:  $q_b$  – datorată presiunii axiale care se transmite și lateral ( $q_b = \xi p_x$ ), respectiv  $q_0$  – presiunea produsă de deformarea elastică a materialului. Coeficientul  $\xi$  este coeficientul ce ține cont de influența laterală a presiunii axiale și depinde de umiditatea și felul materialului. Notând cu  $k = O/S$  se obține:

$$\frac{dp_x}{p_x + q_0} = -fk dx \quad (6.82.)$$

Integrând partea stângă între  $p$  și  $p_x$  respectiv partea dreaptă între  $O$  și  $x$  se obține:

$$p_x = \left( p + \frac{q_0}{\xi} \right) e^{-f\xi k x} - \frac{q_0}{\xi} \quad (6.83.)$$

În această relație  $p$  depinde de poziția pistonului, iar presiunea laterală  $q_x$  depinde de variația presiunii  $p_x$ , fiind dată de relația:

$$q_x = (\xi p + q_0) e^{-f\xi k x} \quad (6.84.)$$

În aceste condiții forța de frecare a materialului cu pereții canalului va fi:

$$F = \int_0^{L-h} f O (\xi p + q_0) e^{-f\xi k x} dx = S \left( p - \frac{q_0}{\xi} \right) \left[ 1 - e^{-f\xi k (L-h)} \right] \quad (6.85.)$$

## 6.6.2. Clasificarea și construcția preselor

Mașinile de adunat, presat și balotat paie și fân sunt denumite uzual prese de paie și fân. După modul de acționare acestea pot fi tractate și acționate de la un motor propriu sau de la priza de putere, semipuritate și autopropulsate.

După gradul de presare a materialului se deosebesc prese cu grad de presare mic, cu grad de presare mediu și cu grad de presare mare.

După forma fluxului tehnologic prezele sunt cu flux în formă de I, cu flux în formă de L și cu flux în formă de T.

După tipul mecanismului de presare mașinile de adunat, presat și balotat paie și fân sunt: prese cu piston, prese cu perete oscilant, prese cu benzi, prese cu cameră de presare mixtă, prese cu grătare extensibile, etc.

În general, o mașină de adunat, presat și balotat are în componența sa o serie de subansamble de lucru precum: dispozitiv de ridicare a materialului de pe miriște, dispozitiv de alimentare, mecanism de presare, dispozitiv de reglare a gradului de presare și dispozitivul de legare a balotului.

### 6.6.2.1. Prezele cu piston

După forma traiectoriei prezele cu piston se împart în:

- prese cu piston cu mișcare rectilinie alternativă;



- prese cu piston cu mișcare pendulară.

După modul de introducere a materialului în camera de presare se împart în:

- prese cu alimentare laterală;
- prese cu alimentare superioară;
- prese cu alimentare inferioară.

După dimensiunile baloturilor sunt:

- prese pentru baloturi mici;
- prese pentru baloturi mari.

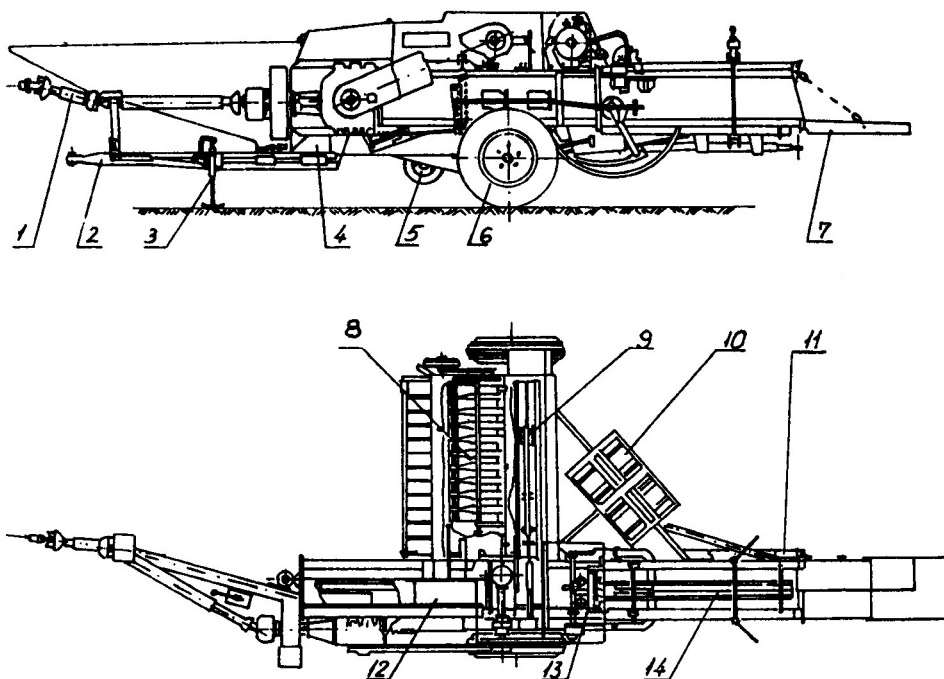


Fig. 6.58. Presa cu piston pentru baloturi mici: 1- transmisie cardanică; 2- bară tracțiune; 3- picior sprijin; 4- cadru; 5- roată copiere teren; 6- roți transport; 7- jgheab descărcare baloți; 8- dispozitiv de ridicare din brazdă; 9- dispozitiv de alimentare; 10- suport bobine cu material de legat; 11- dispozitiv de atașare a mijlocului de colectare a baloților; 12- mecanism de presare; 13- 14- dispozitiv de reglare a gradului de presare

O presă cu piston cu mișcare rectilinie alternativă pentru baloți mici este prezentată în figura 6.58. Procesul de lucru este prezentat în figura 6.59.

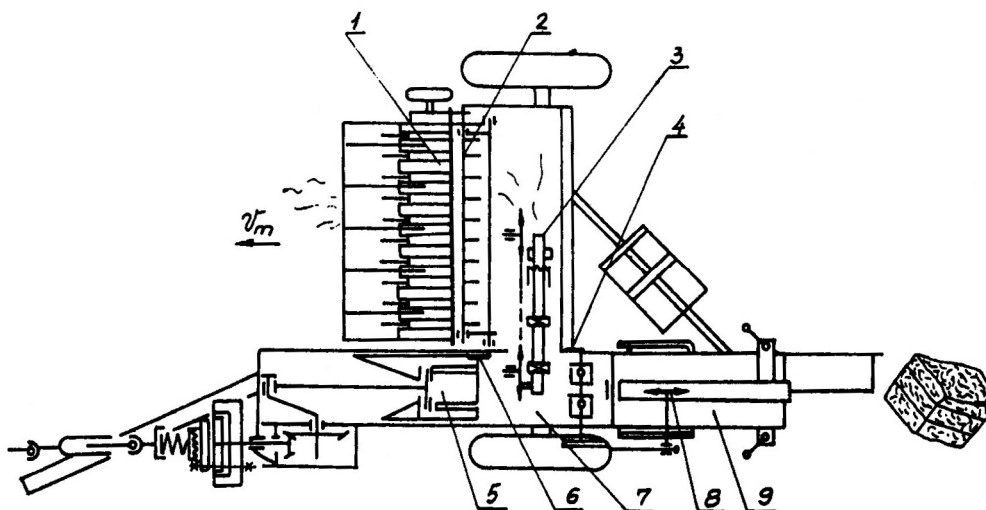


Fig. 6.59. Schema procesului de lucru al unei prese cu piston

Materialul este luat de pe miriște, odată cu deplasarea mașinii în lungul brazdelor, cu ajutorul dispozitivului de ridicare 1, transmis în strat continuu alimentatorului intermediar 2 care, preia materialul, îl împarte în porții și îl transmite periodic grupului de alimentare 3. Furcile grupului de alimentare antrenează materialul și îl introduc în camera de presare 7, în timp ce pistonul 5 se deplasează în cursa de mers în gol. Pe durata cursei active pistonul împinge porția de material în lungul camerei de presare și realizează separarea materialului din canalul de presare de cel rămas în jgheabul dispozitivului de alimentare, prin tăiere cu ajutorul cuțitului 6 și a contracuțitului 4. Porțiile de material presate la fiecare cursă activă a pistonului alcătuiesc balotul care, este împins treptat prin canalul de presare. Odată cu înaintarea balotului sunt trase progresiv și firele de legare (sârmă sau sfoară) și este rotită roata stelată 8 a mecanismului de comandă. La atingerea lungimii reglate se comandă cuplarea arborelui principal al aparatului de legat. Pistonul execută presarea ultimei porții, acele pătrund în camera de presare, trec prin canalele din piston și depun firele de legare la reținătoare. Acestea prind firele de legare aduse de ace și eliberează capetele reținute anterior, în acest timp dispozitivul de răsucire sau înnodare execută răsucirea sau înnodarea capetelor legăturilor. Acele se retrag și lasă în canalul de presare legăturile pentru balotul următor.

La o nouă cursă a pistonului materialul introdus în canalul de presare împinge balotul în canalul 9 și extrage forțat capetele legăturilor de răsucire sau înnodare. Cu fiecare porție adăugată la noul balot, cel legat este împins și lăsat pe sol.

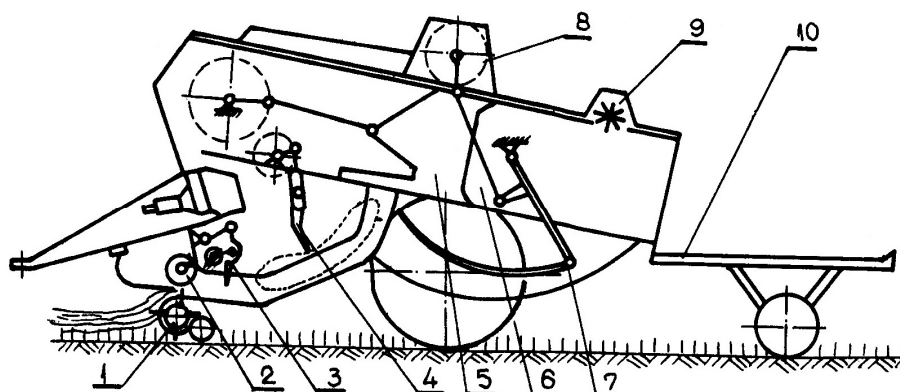


Fig. 6.60. Schema unei prese cu piston pentru baloți mari: 1- dispozitiv de ridicare din brazdă; 2- transportor elicoidal; 3- alimentator tip furcă împingătoare; 4- dispozitiv de alimentare; 5- mecanism de presare; 6-cameră de presare; 7-ace și mecanismul acelor; 8-aparat de legat; 9- mecanism de comandă; 10- platformă pentru baloți

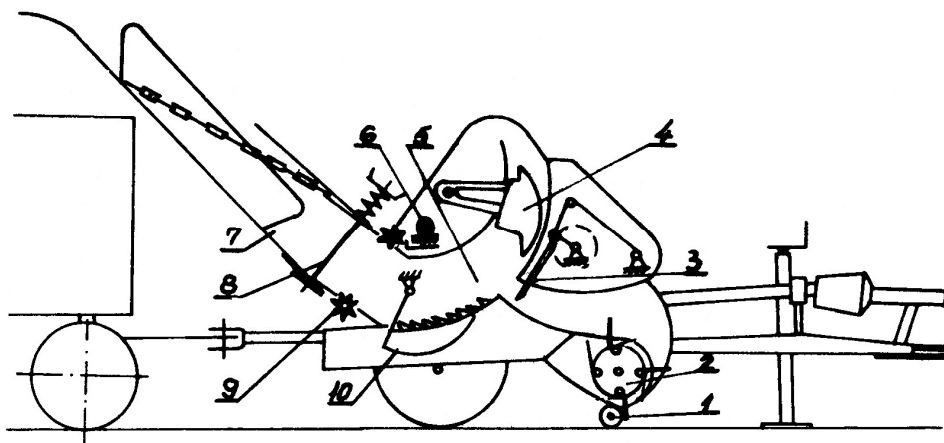
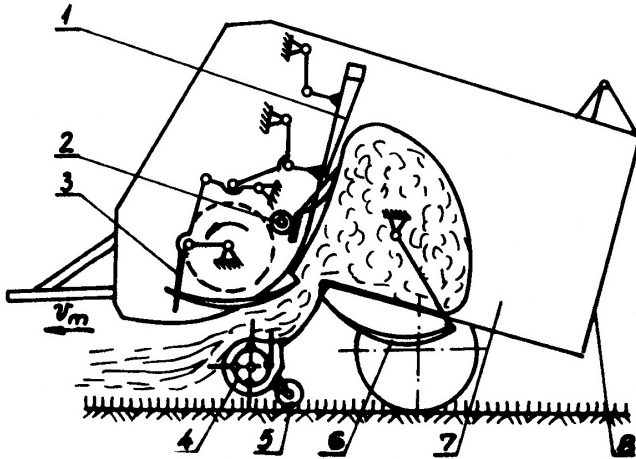


Fig. 6.61. Schema unei prese cu piston pendular: 1- roată de copiere; 2- ridicător de brazdă; 3- dispozitiv de alimentare; 4- piston; 5- camera de presare; 6- înnodător; 7- jgheab descărcare baloți; 8- dispozitiv de reglare a gradului de presare; 9- dispozitiv de comandă; 10- ace

Presele cu piston cu mișcare rectilinie alternativă pentru baloți paralelipipedici mari (fig. 6.60.) sunt în general mașini cu flux în T cu alimentare inferioară și asigură un grad de presare mare.

Presele cu piston având mișcare pendulară (fig. 6.61.) sunt mașini cu flux în I sau T și realizează baloți paralelipipedici cu grad de presare mediu sau mic.

#### 6.6.2.2. Prese cu perete oscilant



Presele cu perete oscilant (fig. 6.62.) realizează baloți paralelipipedici mari, cu grad de presare mic. Sunt mașini tractate cu flux în formă de I și sunt asemănătoare constructiv cu mașinile autoîncărcătoare de transportat fân. Presarea se execută de către peretele anterior oscilant.

Fig. 6.62. Schema unei prese cu perete oscilant

Balotul este legat cu trei legături longitudinale, în timpul legării mașina fiind staționară. Balotul format este lăsat pe sol prin rabatarea peretelui posterior și împingerea lui de către materialul venit de la ridicător.

#### 6.6.2.3. Prese cu benzi

Sunt mașini tractate cu flux în formă de I (longitudinal), realizează baloturi de formă cilindrică cu un grad de presare mic sau mediu.

După modul de presare a baloturilor se împart în două grupe:

- prese cu benzi cu cameră de presare cu volum variabil (extensibil);
- prese cu benzi cu cameră de presare cu volum constant.

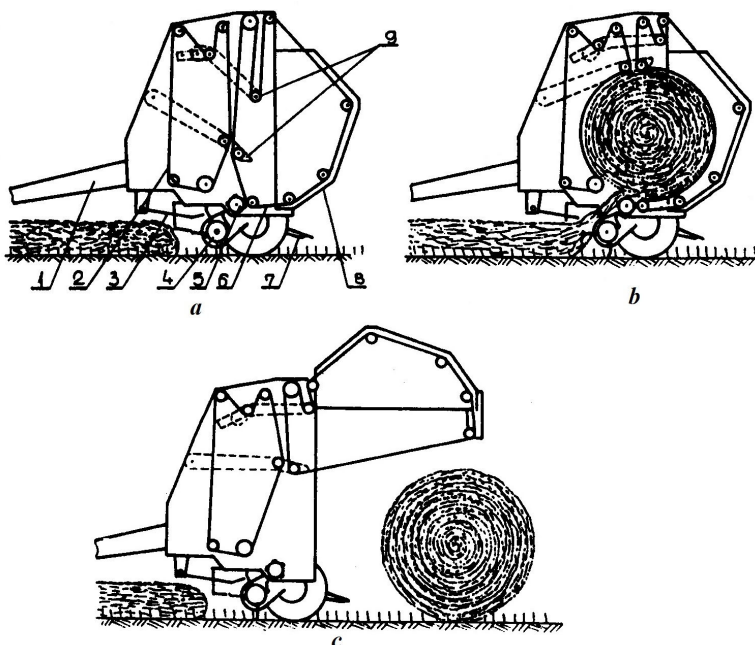


Fig. 6.63. Schema preseii cu două grupe de benzi

**Presele cu cameră cu volum variabil**, în funcție de construcția lor se împart în prese cu două grupe de lucru și prese cu un singur grup de lucru.

Un grup de lucru este alcătuit din 6-11 benzi continui paralele, dispuse pe aceleași suluri de susținere sau din două lanțuri continui paralele între care sunt dispuse bare metalice. Sulurile de susținere se împart în suluri fixe și suluri mobile.

Sulurile mobile sunt montate pe rame rabatabile menținute de arcuri elicoidale reglabile.

O presă cu cameră de presare cu volum variabil și două grupe de organe de lucru (fig. 6.63.) este alcătuită din bara de tracțiune 1, grupa anterioară de benzi 2, grătarul pentru dirijarea materialului 3, dispozitivul de adunat și ridicat din brazdă 4, valțul de dirijare a materialului 5, grupa posterioară de benzi 6, pragul de descărcare a balotului 7, capacul posterior rabatabil 8 și întinzătoarele de benzi 9.

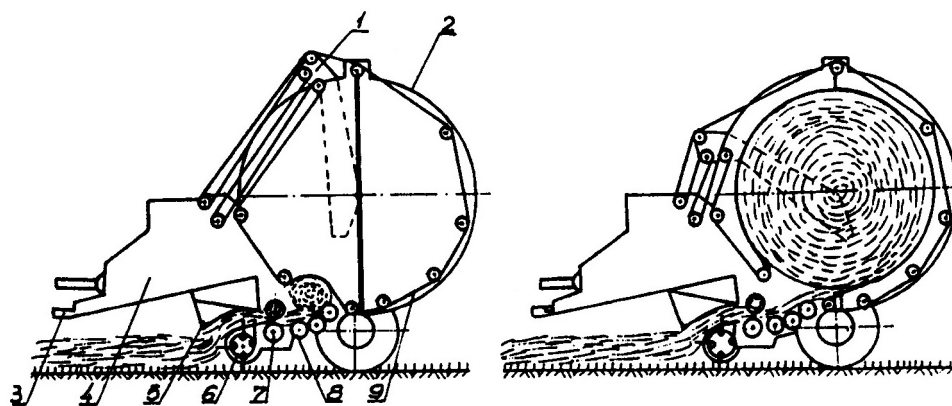


Fig. 6.64. Schema unei prese cu un singur grup de benzi: 1- grupul sulurilor de întindere a benzilor; 2- capac rabatabil; 3- bară de tracțiune; 4- cutii cu sfoară; 5- grătar; 6- dispozitiv de ridicare din brazdă; 7- valțuri precomprimare; 8- valțuri alimentare; 9- benzi pentru formarea și presarea balotului

Procesul de lucru cuprinde trei faze:

- faza întâi cuprinde ridicarea materialului de pe miriște de către toba cu degete elastice, trecerea materialului peste valțurile de dirijare și alimentare, trimiterea acestuia în camera de presare, unde este supus procesului de înfășurare continuă între valțuri și benzi; ca urmare a tensionării benzile sunt antrenate în mișcare de către sulurile motrice, producând formarea și rotirea sulului cu material furajer, mișcare care continuă până la adunarea materialului la care balotul atinge diametrul și gradul de presare stabilit;

- faza a doua presupune oprirea înaintării mașinii, și executarea înfășurării balotului cu sfoară, plasă sau folie;

- faza a treia constă în rabaterea capacului posterior și prin întinderea benzilor balotul este evacuat pe sol, urmat de închiderea capacului, procesul de lucru fiind reluat.

**Presele cu cameră cu volum constant** au camera de presare formată dintr-un număr de 5-6 grupe de benzi, dispuse după laturile unui poligon (fig. 6.64.) sau dintr-o bandă grătar formată din două lanțuri continue paralele, unite între ele cu bare metalice prevăzute la capete cu role ce urmăresc profilul unor ghidaje cilindrice situate în pereții laterali ai mașinii (fig. 6.65.).

În primul caz procesul de lucru decurge în trei etape. În prima etapă (fig. 6.64.a) are loc introducerea materialului în camera de presare și formarea acestuia până la gradul de presare stabilit. În faza a doua (fig. 6.64.b.) se face înfășurarea balotului cu sfoară, plasă sau folie, iar în ultima fază (fig. 6.64.c) are loc rabaterea capacului posterior și descărcarea balotului pe sol.

Presele cu cameră cu volum constant se fabrică în mai multe variante de dimensiuni ale baloților.

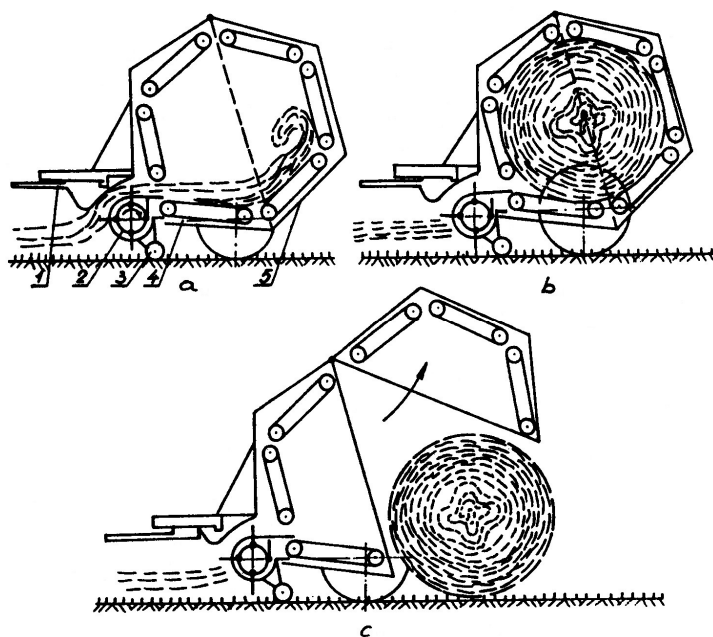


Fig. 6.64. Schema procesului de lucru al presei cu volum constant cu mai multe grupuri de benzi: 1- bara de tracțiune; 2- dispozitivul de ridicare din brazdă; 3- roata de copiere; 4- benzi; 5- capac rabatabil

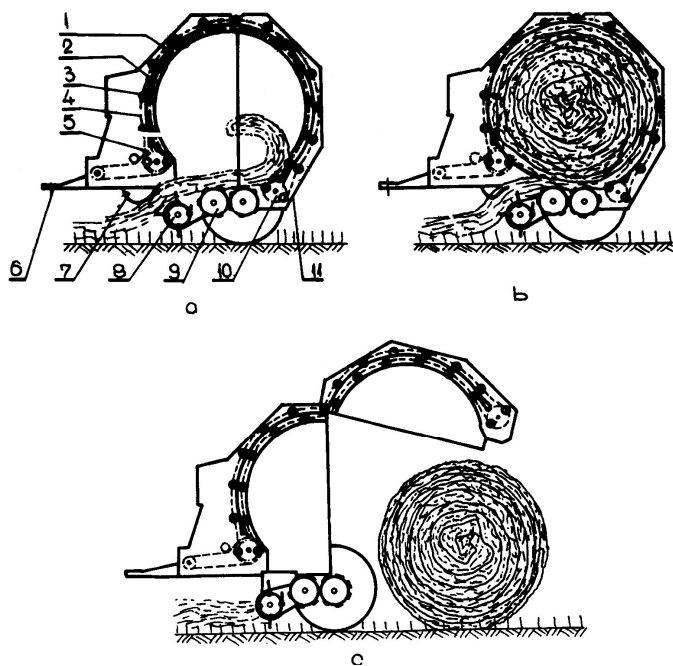


Fig. 6.65. Schema procesului de lucru al presei cu volum constant cu bandă grătar: 1-ghidaj interior; 2-ghidaj exterior; 3- bare cu role; 4- lanțuri; 5- roți antrenare; 6- bară de tracțiune; 7- grătar de dirijare; 8- tobă cu degete elastice; 9- valțuri; 10- roți antrenate; 11- capac rabatabil

#### 6.6.2.4. Prese cu valțuri

Realizează baloturi de formă cilindrică cu grad de presare mediu și mare. Camera de presare cu volum constant este construită sub forma unei casete din două părți care se deschid. Pereții laterali ai casetei sunt constituiți dintr-o succesiune de valțuri paralele care se rotesc în același sens. Valțurile sunt metalice și au prevăzute pe suprafața laterală protuberanțe mici sau bare pentru antrenarea materialului.

Presă cu valțuri (fig. 6.66.) este alcătuită din dispozitivul de tracțiune 1, dispozitivul de ridicare a materialului din brazdă 2, dispozitivul de alimentare cu furcă împingătoare 3, valțurile de înfășurare și presare 4, dispozitivul de legat cu sfoară și mecanismul de reglare a gradului de presare.

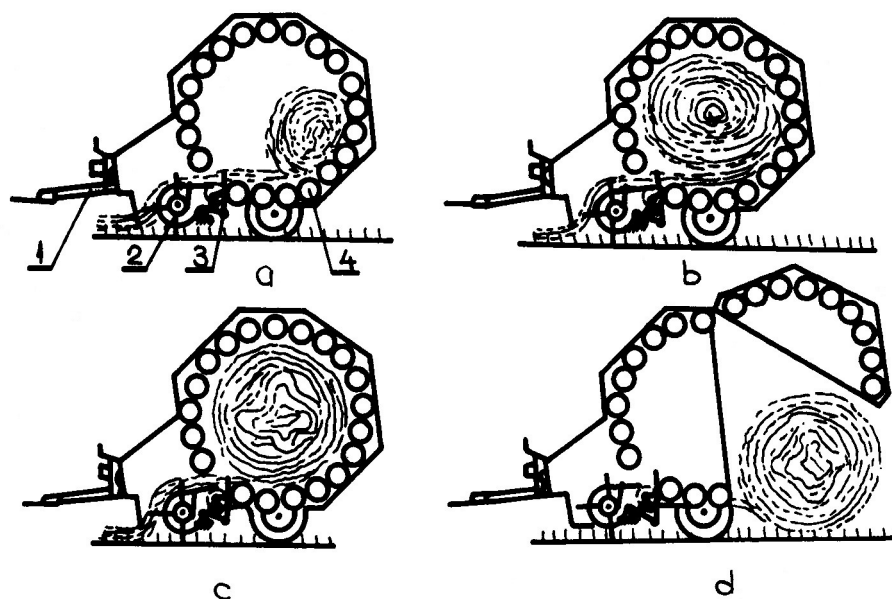


Fig. 6.66. Schema procesului de lucru a preseii cu valțuri: a,b- formarea balotului; c- legarea balotului; d- descărcarea balotului pe sol

Materialul ridicat din brazdă este introdus în camera de presare, antrenat de către valțuri și obligat să se rostogolească în interiorul acesteia, înfășurându-se treptat. După umplerea camerei de presare începe comprimarea balotului de la exterior către interior, prin adăugarea de material ridicat din brazdă. Când s-a atins gradul de presare reglat se oprește agregatul, se înfășoară balotul cu sfoară, plasă sau folie și apoi se descarcă pe sol.

#### 6.6.2.6. Prese cu cameră de presare mixtă

Sunt mașini care realizează baloți cilindrici cu grad de presare mediu și au caracteristic atât alcătuirea camerei de presare prevăzută cu valțuri și benzi continue, cât și modul de funcționare cu faze succesive în regim de cameră de presare cu volum constant, urmat de funcționarea în regim de cameră de presare cu volum variabil.

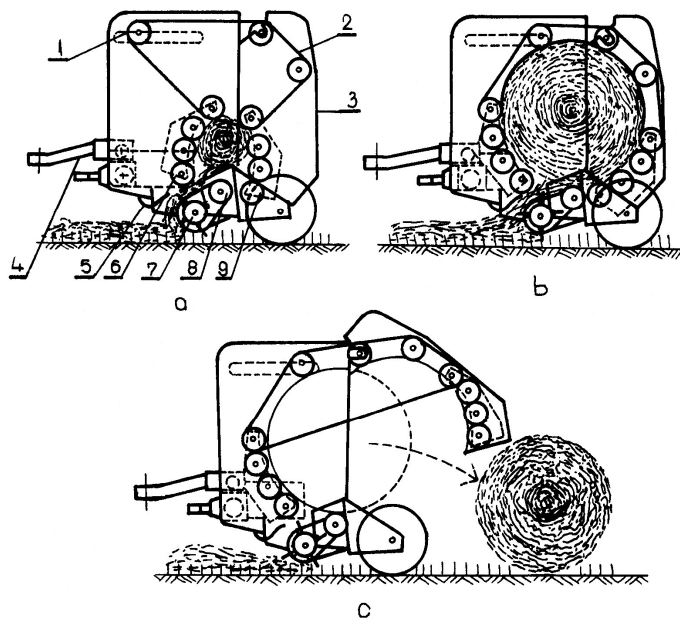


Fig. 6.67. Schema procesului de lucru al mașinii cu cameră de presare mixtă: 1- întinzător benzi; 2- benzi de presare; 3- capac posterior rabatabil; 4- bară de tracțiune; 5- grătar pentru dirijarea materialului; 6- bateria anterioară cu valțuri; 7- dispozitiv de ridicat din brazdă; 8- valț pentru preluarea materialului; 9- bateria posterioară cu valțuri

Mașina este prevăzută cu două baterii mobile cu valțuri care se deschid treptat în timpul formării balotului (fig. 6.67.). Între valțurile celor două baterii și benzi există la începutul fiecărui ciclu de lucru un spațiu închis, care constituie camera inițială de formare și presare a

balotului. Materialul furajer ridicat din brazdă este introdus în această cameră și aglomerat prin înfășurare continuă. După umplerea camerei inițiale stratul de material care se adaugă permanent este presat de valțuri și benzi. Creșterea presiunii din sulul de material determină deschiderea progresivă a bateriilor de valțuri și întinderea benzilor, generând formarea unei camere de presare cilindrice cu diametru în creștere. În momentul în care balotul a atins dimensiunile stabilite, se oprește agregatul pentru întreruperea alimentării cu material, se înfășoară sfoara, plasa sau folia, după care balotul este descărcat pe sol prin rabaterea capacului posterior. După evacuarea balotului se închide capacul, bateriile cu valțuri revin la poziția inițială și după pornirea agregatului ciclul de lucru se reia.

### 6.6.3. Organele de lucru ale preselor

**Dispozitivele de adunat și ridicat din brazdă.** Realizează strângerea materialului, ridicarea de pe miriște și trimiterea la organele de alimentare sau de presare. De regulă, presele sunt echipate cu dispozitive de adunat și ridicat din brazdă de tip tobă cu degete elastice. Toba este alcătuită din 4-6 bare pe care sunt montate degete elastice sub forma unor arcuri de torsiune cu capete prelungite. Pentru a evita aglomerarea materialului în fața degetelor elastice, viteza periferică a acestora trebuie să fie mai mare decât viteza de deplasare a mașinii.

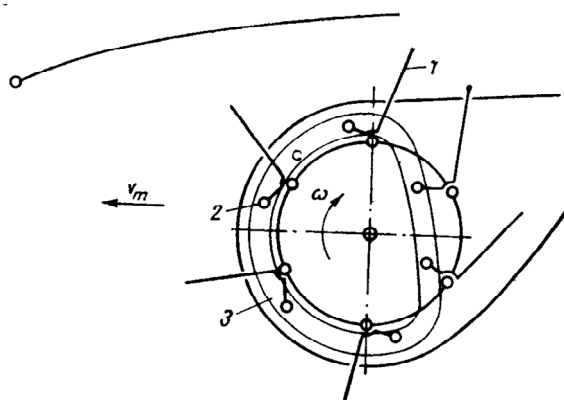


Fig. 6.68. Schema dispozitivului de ridicat din brazdă cu tambur și camă: 1- degete elastice; 2- role; 3- camă.

În unele cazuri se regăsește dispozitivul de ridicare din figura 6.68. Aici capetele barelor de pe tobă se deplasează pe o camă profilată prin intermediul unor role. Prin modificarea poziției degetelor se asigură o antrenare și descărcare foarte bună a materialului.

Pentru strângerea și presarea tulpinilor de porumb se folosește un dispozitiv special format dintr-o tobă pe care sunt articulate ciocane pentru tăierea, defibrarea și aruncarea materialului rezultat în camera de presare.

**Dispozitivul de alimentare** are rolul de a prelua materialul de la dispozitivul de ridicare din brazdă, de a-l introduce și repartiza uniform în camera de presare. La presele cu piston dispozitivul de alimentare îndeplinește și funcția de împărțire a materialului în porții pentru fiecare ciclu de lucru al pistonului.

Pentru presele cu piston cu flux indirect sau în formă de L, dispozitivul de alimentare poate fi: transportor elicoidal și furcă de alimentare (fig. 6.69.a.), furci de alimentare sincrone cu mișcare oscilatorie (fig. 6.69.b.), alimentator intermediar (fig. 6.69.c.), respectiv furci de alimentare cu mișcare de translație (fig. 6.69.d.)

În cazul dispozitivelor de alimentare cu transportor elicoidal și furcă de alimentare, se pot distinge componentele următoare: transportorul elicoidal 1 care deplasează materialul lateral, îngustând fluxul de lucru (de obicei un transportor elicoidal montat în consolă, cu poziție flotantă în plan vertical pentru autoreglare), furcile 5 care introduc periodic materialul în camera de presare 6. Furcile sunt montate articulat pe arborele cotit 2 (au 2-3 brațe active) și pe tija de legătură 3, prevăzută cu arc de protecție 4

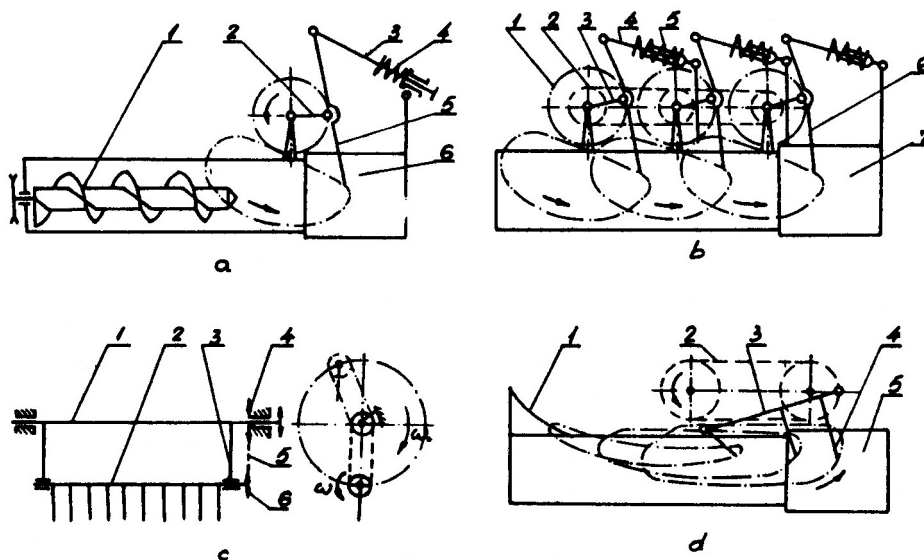


Fig. 6.69. Dispozitive de alimentare a preselor cu flux în formă de L

Dispozitivul de alimentare cu furci sincrone este alcătuit din trei furci de alimentare 6, montate pe câte un arbore cotit 3, fiecare furcă având o tijă telescopică 4 și un arc de siguranță 5. Arborii cotați sunt antrenați în mișcare de rotație cu roțile de lanț 1 și lanțurile 2. Materialul este deplasat lateral treptat, de la o furcă la alta, iar ultima furcă introduce materialul în camera de presare 7.

Dispozitivul de alimentare intermediar realizează antrenarea materialului ridicat din brazdă și fracționarea lui în porții, pentru fiecare ciclu de presare a pistonului. Este alcătuit din arborele 1, brațele radiale 3, axul cu degete (furca) 2, roata de lanț 4 (fixă pe cadru), lanțul 5 și roata de lanț 6. Furca exercită o translație circulară întrucât roțile de lanț 4 și 6 au același număr de dinți.

Dispozitivul de alimentare cu furci execută introducerea materialului în camera de presare 5 și este alcătuit din ghidajul curbat 1, tija 3 pentru susținerea brațelor 4 și lanțul de antrenare 5. Un capăt al tijeii 3 alunecă de-a lungul ghidajului, iar celălalt capăt este antrenat de lanțul 2. Mișcarea furcilor de alimentare este sincronizată cu mișcarea



pistonului mecanismului de presare, astfel ca introducerea materialului în canalul de presare să aibă loc când pistonul s-a retras.

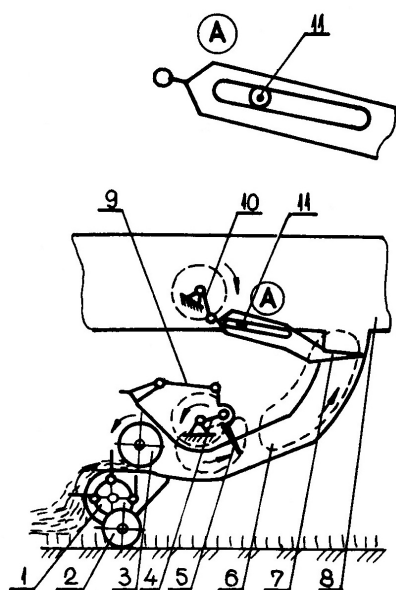


Fig. 6.71. Schema dispozitivului de alimentare tip furcă cu culisă: 1- tobă cu degete elastice; 2- roată copiere; 3- transportor elicoidal; 4- arbore cotit; 5- furci împingătoare; 6- canal alimentare; 7- furcă oscilantă cu canale; 8- canal de presare; 9- balansier; 10- arbore cotit; 11- role fixe

La presele cu piston cu alimentare inferioară și flux în formă de T, dispozitivul de alimentare este alcătuit din două grupe de organe de lucru. O primă grupă asigură îngustarea fluxului de material ridicat din brazdă, corespunzător lățimii camerei de presare, iar cealaltă grupă asigură introducerea materialului în camera de presare.

Prima grupă este alcătuită dintr-un transportor transversal elicoidal, format din doi semi-melci dispuși în consolă în pereții laterali ai dispozitivului de ridicare din brazdă. Melcii au nervurile elicoidale dispuse după elice cu înfășurări opuse, pentru a asigura deplasarea materialului de la extremități către axa longitudinală a mașinii.

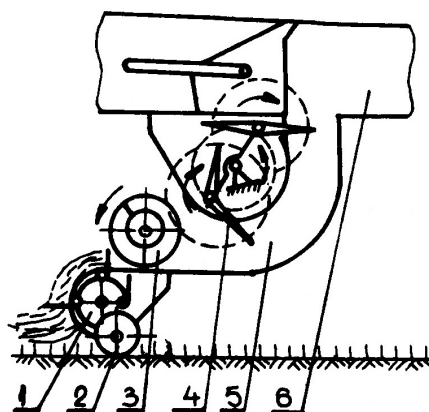


Fig. 6.71. Schema dispozitivului de alimentare cu tobă planetară și împingătoare rotative: 1-dispozitiv de ridicare din brazdă; 2- roată de copiere; 3- transportor elicoidal; 4- dispozitiv de alimentare; 5- canal de alimentare; 6- canal de presare

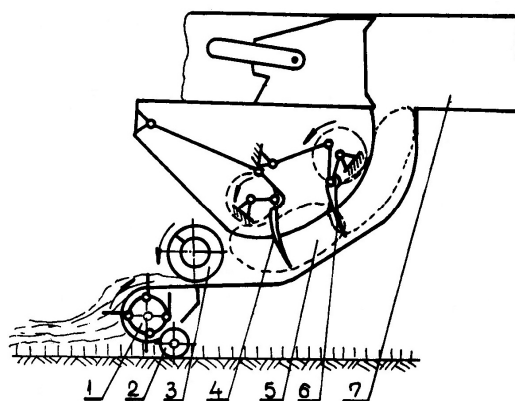


Fig. 6.72. Schema dispozitivului de alimentare cu furci oscilante în tandem: 1- toba cu degete elastice; 2- roata de copiere; 3- transportor elicoidal; 4- furcă oscilantă; 5- canal alimentare; 6- furcă oscilantă pentru precomprimare și introducere materialului în canalul de alimentare; 7- canal de presare

A doua grupă de organe realizează precomprimarea materialului în canalul de alimentare și introducerea lui în fața pistonului. Din punct de vedere constructiv acestea pot fi: furcă oscilantă cu culisă (fig. 6.70.), tobă planetară cu împingătoare rotative (fig. 6.71.) sau furci oscilante în tandem (fig. 6.72.). O furcă oscilantă reprezintă un mecanism bielă-manivelă balansier, la care s-a adăugat în prelungirea bielei la capătul articulației cu manivela, brațele furcii. Mișcările celor două furci sunt sincronizate astfel încât materialul să fie antrenat de-a lungul întregului canal de alimentare.

**Mecanismul de presare.** Mecanismul de presare are rolul de a forma balotul și de a executa comprimarea materialului până la obținerea densității indicate.

În cazul preselor cu piston, mecanismul de presare este alcătuit din:

- camera de presare;
- piston;
- mecanismul de acționare a pistonului (de regulă tip bielă-manivelă sau bielă-manivelă-balansier);
- volant.

Camera de presare este realizată sub forma unui canal cu secțiune dreptunghiulară, pereții fiind prevăzuți cu fante pentru trecerea acelor și ghidaje pentru piston. La partea posterioară, pe pereții interiori se prevăd pinteni pentru reținerea materialului presat.

Pistonul execută o mișcare oscilatorie, iar ciclul de funcționare este format din următoarele faze (fig. 673.):

- faza I: pistonul se deplasează din poziția extremă A-B până la marginea gurii de alimentare k-k ( $S_1$ );
- faza II: pistonul deplasează materialul în camera de presare până ajunge în contact cu cel introdus în ciclul anterior, fără a fi comprimat ( $S_2$ );
- faza III: pistonul comprimă și deformează porția de material ( $S_3$ );

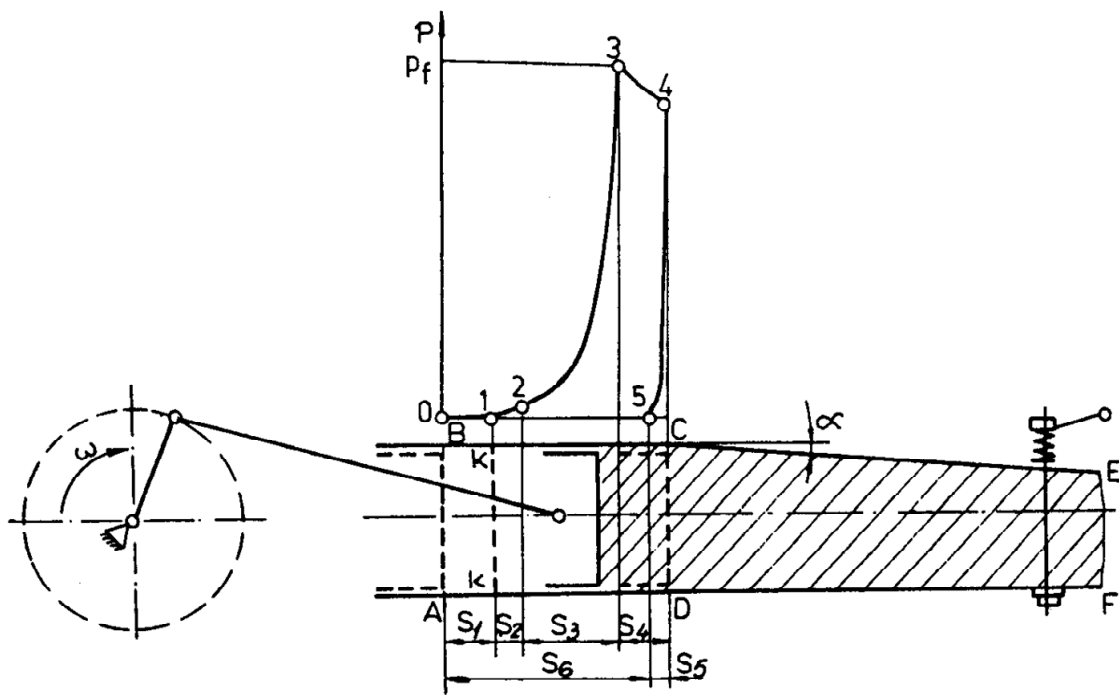


Fig. 6.73. Schema procesului de lucru a mecanismului de presare cu piston

- faza IV: pistonul se deplasează pe distanța  $S_4$  până la capătul cursei acestuia. În această fază materialul este evacuat din camera de presare (ABCD) și transmis în camera dispozitivului de reglare a densității balotului (CEFD);

- faza V: pistonul se deplasează înapoi ( $S_5$ ) iar materialul se destinde parțial;
- faza VI: revenirea pistonului în poziția inițială, respectiv cursa în gol a acestuia ( $S_6$ ).

**Dispozitivul de reglare a gradului de presare.** La presele cu piston în canalul de presare există totdeauna unul sau două baloturi formate anterior. Deplasarea lor este frânată de dispozitivul de reglare a gradului de presare (fig. 6.74.) care permite modificarea treptată a secțiunii de trecere (pereții camerei sunt mobili).

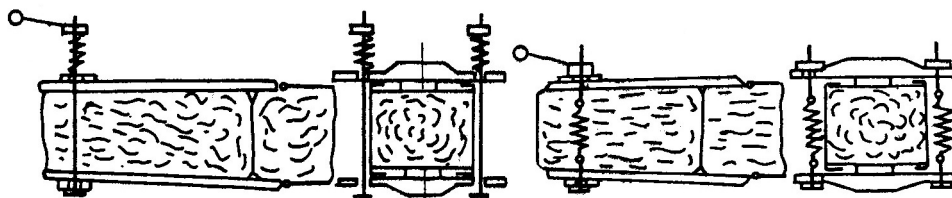


Fig. 6.74. Dispozitive de reglare a gradului de presare

La unele prese pereții mobili sunt înlocuiți cu bare longitudinale articulate în partea anterioară la pereții camerei de presare, iar în partea posterioară susținute de un jug alcătuit din două grinzi transversale și două tije filetate, prevăzute cu arcuri elicoidale de compresiune, ori cu un mecanism ce pârghii acționat hidraulic.

Dispozitivul de reglare este succedat de un jgheab pentru lăsarea balotului pe sol sau cu un dispozitiv de catapultare a balotului într-o remorcă.

La presele cu benzi și cu valțuri, dispozitivul de reglare a gradului de presare este alcătuit dintr-un mecanism cu pârghii prevăzut cu arcuri elicoidale cu tensiune reglabilă.

Mecanismul de comandă are rolul de a comanda executarea legării balotului când acesta a ajuns la mărimea prescrisă. La presele cu piston el execută dezăvorârea clichetului unui cuplaj ce face legătura dintre arborele principal al aparatului de legat și transmisia mașinii. După efectuarea legării mecanismul execută decuplarea aparatului de legat.

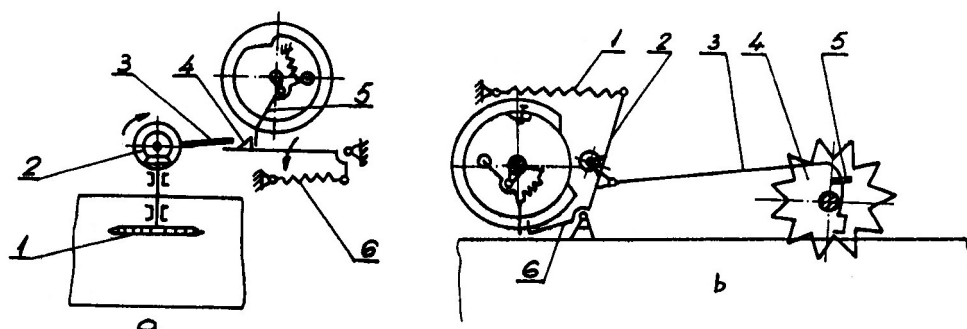


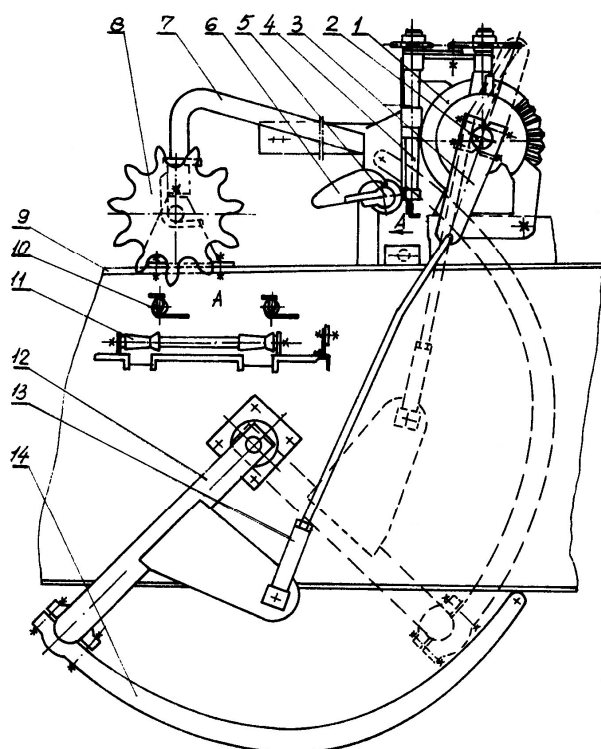
Fig. 6.75. Mecanisme de comandă

Mecanismul de comandă cuprinde una sau două roți stelate, care intră parțial în canalul de presare, pârghia de dezăvorâre a clichetului cuplajului și elementele de legătură. Acționarea roții stelate se face de către balot, odată cu înaintarea acestuia în canalul de presare.

În funcție de lungimea balotului executat mecanismele de comandă se împart în două grupe: mecanisme de comandă pentru baloți de lungime constantă (fig. 6.75.a.) și mecanisme de comandă pentru baloți de lungime variabilă (fig. 6.75.b.).

Mecanismul de comandă pentru baloți de lungime constantă este alcătuit din roata stelată 1, grupul conic 2, brațul 3, pârghia zăvor 4 și arcul 6. Pârghia zăvor are un prag pe care se sprijină brațul clichetului 5 al mecanismului de cuplare. Prin antrenarea roții stelate de către balot se rotește brațul 3, care îndepărtează pârghia zăvor și se eliberează clichetul 5, cuplând arborele aparatului de legat.

Mecanismul de comandă pentru baloturi de lungime reglabilă se compune din roata stelată 4, tija curbată 3, opritorul reglabil 5, pârghia 2, arcul 1 și zăvorul 6. În timpul lucrului roata stelată antrenează prin frecare tija curbată până când aceasta eliberează clichetul. În timpul rotirii arborelui principal al aparatului de legat, tija curbată este împinsă înapoi și ea cade până la opritorul 5. În funcție de poziția opritorului pe tija curbată rezultă lungimea balotului.



*Aparatul de legat* are rolul de a așeza firele de legare pe balot și a executa legarea capetelor acestora. Aparatele de legat folosite la prese sunt de tipul cu sfoară și cu sârmă.

În principiu, un aparat de legat este alcătuit din acele și mecanismele acelor, reținătoarele de sârmă sau de

sfoară, înnodătoarele de sfoară sau răsucitoarele de sârmă, mecanismul pentru îndepărtarea nodului și cuțitele pentru tăierea sforii sau a sârmei.

Fig. 6.76. Schema aparatului de legat cu sârmă: 1- disc pentru acționarea răsucitoarelor și de reținere a sârmelor; 2- arbore principal; 3- manivelă; 4- axe răsucitoare; 5- reținător; 6- deflectoare; 7- tijă curbată; 8- roată stelată; 9- cameră de presare; 10- tijă răsucitoare; 11- role pentru ghidarea sârmelor; 12- suportul acelor; 13- biela acelor; 14- ace

În figura 6.76. este prezentată schema aparatului de legat baloți cu sârmă. Construcția este una complicată și presupune o bună cunoaștere pentru reglarea unui astfel de aparat.

## 6.7. Combine de recoltat plante furajere

Sunt mașini complexe ce pot executa operații tehnologice precum: tăierea plantelor, tocarea și încărcarea materialului tocat în mijlocul de colectare sau ridicarea materialului din brazdă, tocarea și încărcarea acestuia în mijlocul de colectare.

Cerințele tehnologice principale la care trebuie să răspundă combinele de recoltat furaje sunt:

- să poată recolta în condiții bune culturi cu producții de 15-18 t/ha și înălțimea plantelor cuprinsă între 0,25-4 m;
- să poată recolta corespunzător culturi cu umiditatea cuprinsă între 10-85 %;
- pierderile de material să nu depășească 2 %;

### 6.7.1. Clasificarea combinelor de recoltat plante furajere

Combinele de recoltat plante furajere se pot clasifica după mai multe criterii:

1. după debitul de alimentare:

- cu debit de alimentare mic ( $q < 6,5$  kg/s);
- cu debit de alimentare mediu ( $q = 6,5-12$  kg/s);

- cu debit de alimentare mare ( $q > 12 \text{ kg/s}$ ).
- 2. după modul de deplasare și acționare a organelor de lucru:
  - tractate și acționate de la priza de putere a tractorului;
  - semipurtate;
  - purtate;
  - autopropulsate.
- 3- după structura schemei organologice:
  - combine cu organe de lucru cu funcții multiple;
  - combine cu organe de lucru cu funcții distribuite (au organe distincte pentru fiecare operație, de ex. organe de tăiere, organe de tocare, organe de transportat materialul, etc);
- 4- după forma hederului:
  - combine cu heder universal ( au un singur echipament de lucru pentru recoltarea furajelor ierboase și a plantelor prășitoare);
  - combine cu heder unilateral (au mai multe echipamente de lucru distincte, pentru fiecare tip de cultură).

**Combinele cu organe de lucru cu funcții distribuite** sunt realizate în diverse variante: cu heder unilateral, cu heder universal, tractate, semipurtate sau autopropulsate. Sunt combinele de recoltat furaje cu cea mai largă răspândire și sunt folosite în diverse tehnologii de recoltare.

În principiu, o astfel de mașină cuprinde trei grupe principale de organe de lucru, respectiv: organe pentru tăierea plantelor furajere, organe pentru tocarea materialului și organe pentru transportul materialului tocat.

Combinele cu hedere unilaterale sunt mașinile care îndeplinesc cel mai bine cerințele tehnologice ale procesului de recoltare a plantelor furajere, fiind prevăzute cu echipamente speciale (hedere) caracteristice diferitelor condiții, în funcție de specia de plante și tehnologia de recoltare aplicată.

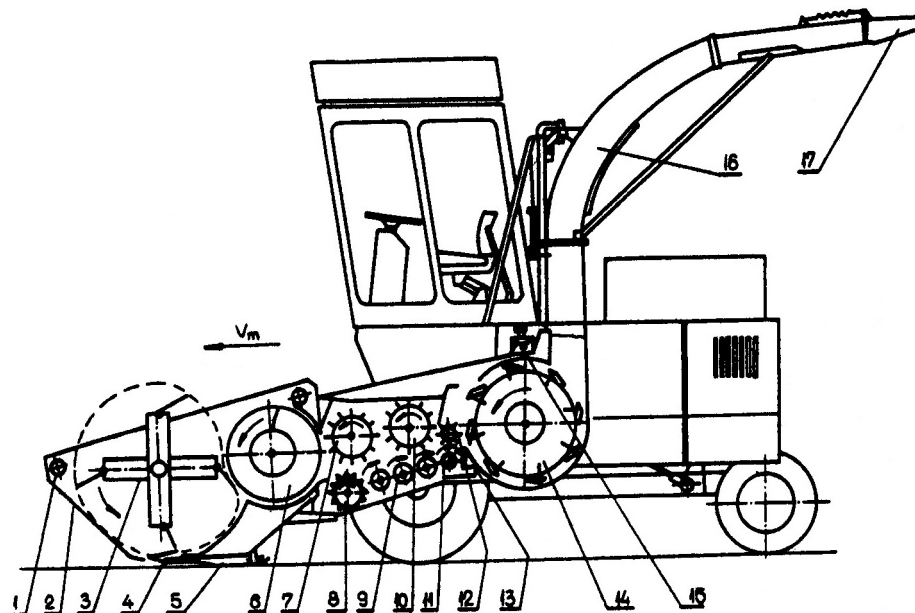


Fig. 6.77. Schema unei combine autopropulsate cu echipament pentru recoltat plante ierboase:  
 1- bară înclinare plante; 2-separator de lan; 3- rabator; 4- aparat de tăiere; 5- patine; 6- transportor elicoidal; 7- valț uniformizare; 8- valț zimțat de preluare; 9- valțuri de transport; 10- valț de precomprimare; 11- valț de alimentare; 12- valț de presare; 13- contracuțit; 14- tobă tocător; 15- dispozitiv de reascuțire; 16- conductă refulare; 17- deflector

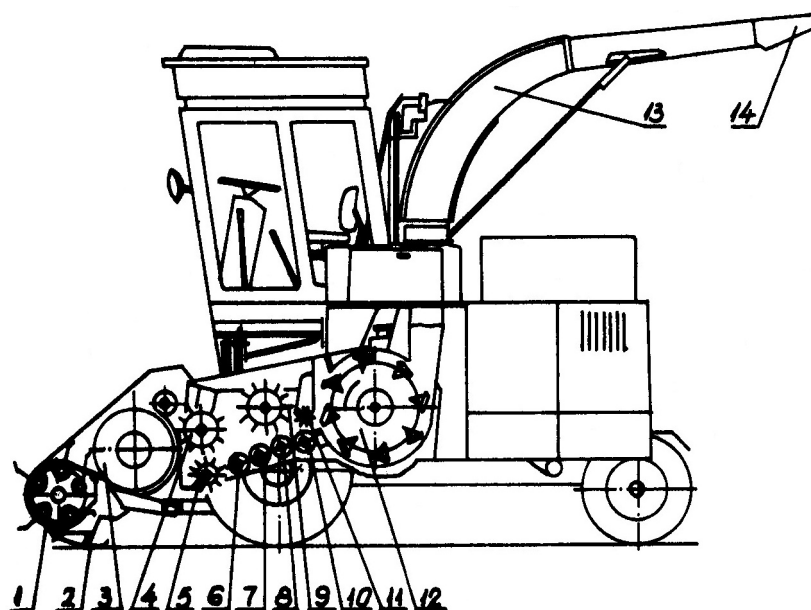


Fig. 6.78. Schema unei combine autopropulsate cu echipament de adunat și ridicat din brazdă:  
 1- tobă cu degete elastice; 2- patine; 3- transportor elicoidal; 4-valț superior; 5- valț inferior;  
 6,7,8- valțuri de transport; 9- valț precomprimare; 10- valț neted de alimentare; 11- valț de  
 presare; 12- toba de tocare; 13- conductă de refulare; 14- deflector

În general, combinele sunt echipate cu mai multe tipuri de hedere: heder pentru recoltarea plantelor ierboase (fig.6.77.), heder pentru ridicat din brazdă (fig. 6.78.) și heder pentru recoltat plante prășitoare semăntate în rânduri (fig. 6.79.).

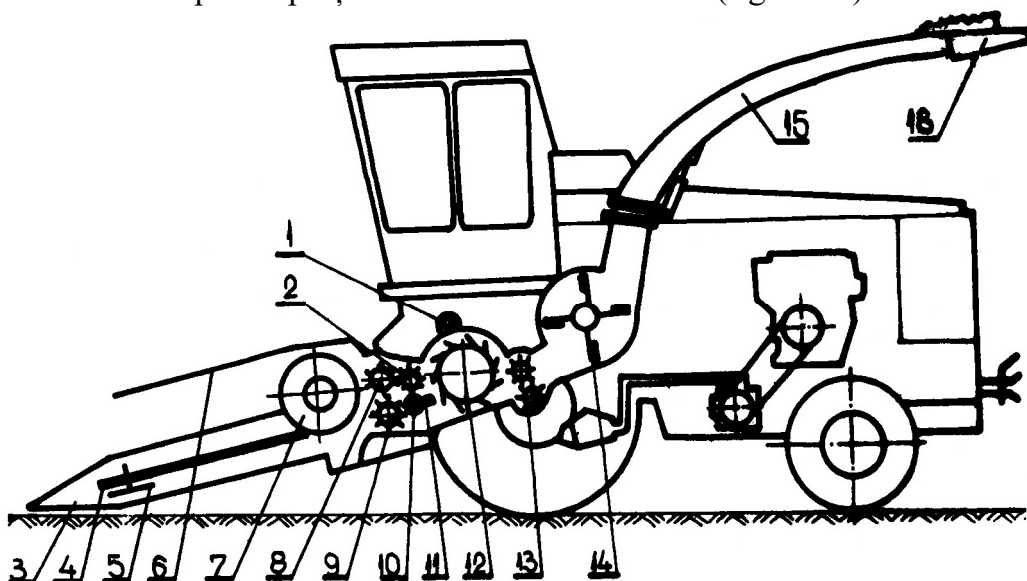


Fig. 6.79. Schema unei combine autopropulsate cu echipament de recoltat plante prășitoare:  
 1- dispozitiv de reascuțire; 2- valț de presare; 3- ridicător de plante; 4- lanțuri de transport tulpini;  
 5- aparat de tăiere; 6- bară opritoare; 7- transportor elicoidal transversal; 8- valț de prepresare;  
 9- valț inferior; 10- valț neted de alimentare; 11- contracuțit; 12- toba de tocare; 13- valțuri pentru  
 zdrobirea boabelor; 14- ventilator aruncător; 15- conductă de refulare; 16- deflector

Hederul pentru recoltarea integrală a plantelor furajere prășitoare cu tulpină înaltă poate asigura un proces de lucru corespunzător doar dacă mașina se deplasează riguros în lungul rândului de plante, iar distanța dintre secții este egală cu distanța dintre rânduri. Pentru eliminarea acestor neajunsuri a fost conceput un heder universal (fig. 6.80.).

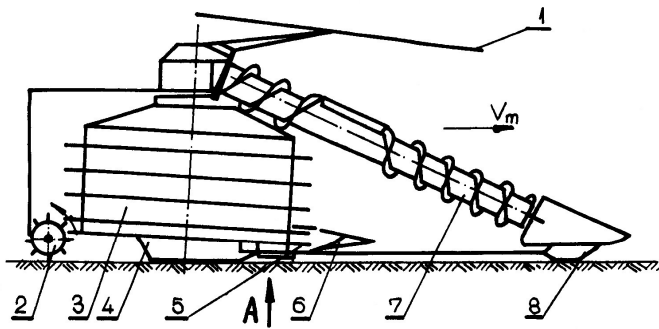


Fig. 6.80. Schema unui echipament universal de recoltat plante furajere: 1- bară pentru înclinarea plantelor; 2- tobă zimțată; 3- tamburi; 4- patine pentru reglarea înălțimii de tăiere; 5- cuțite montate pe tamburi; 6- degete pentru dirijarea plantelor; 7- separatoare de lan; 8- patine

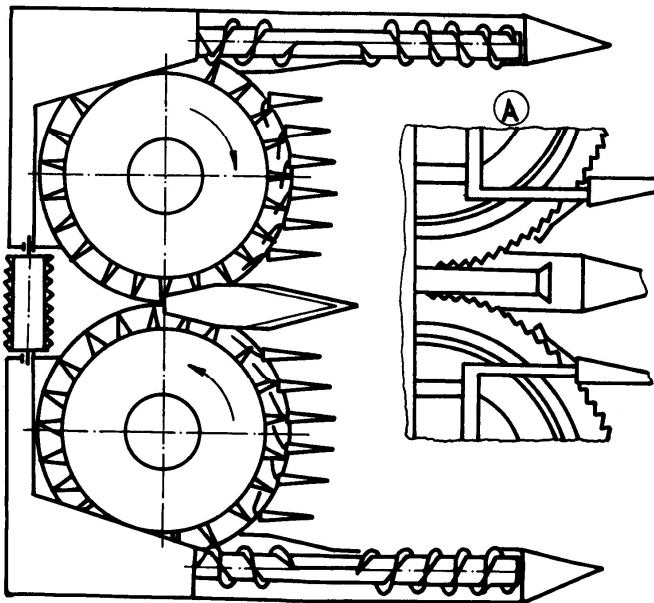
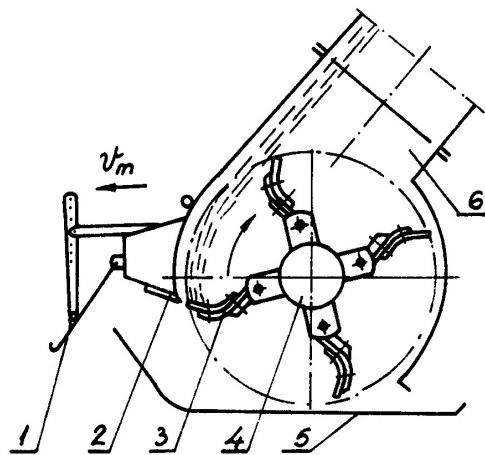


Fig. 6.81. Schema unei combine cu organe de lucru cu funcții multiple: 1- scut pentru înclinarea plantelor; 2- contracuțit; 3- cuțite; 4- rotor; 5- patine; 6- conductă de refulare

vegetal.



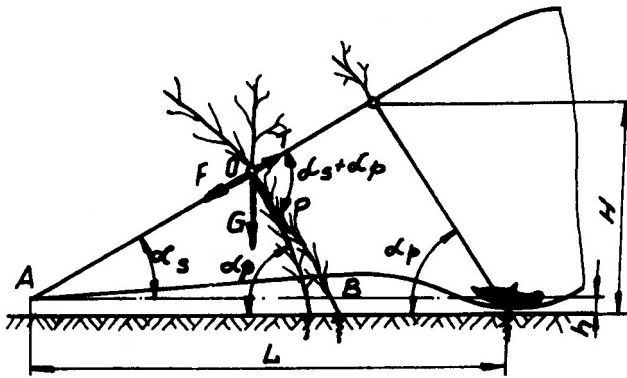
aruncarea materialului în mijlocul de colectare.

Aceste combine sunt realizate în două variante constructive: în prima variantă mașina este formată dintr-un dispozitiv de tăiere-tocare și o conductă de refulare a materialului (fig. 6.81.). A doua variantă este alcătuită dintr-un dispozitiv de tăiere-tocare de tip tobă cu cuțite articulate, un transportor elicoidal transversal pentru îngustarea fluxului de material și un ventilator pentru aruncarea materialului în mijlocul de colectare.

### 6.7.2. Organele de lucru ale combinelor de recoltat plante furajere

*Separatorul de plante* are rolul de a despărți plantele aflate în zona de lucru a mașinii de restul plantelor din lan, de a le ridica și dirija către organele de lucru. După modul cum acționează asupra plantelor separatoarele de lan pot fi active sau pasive.

Separatorul pasiv este realizat sub forma unei pene cu fețe multiple, având suprafața superioară înclinată cu unghiul  $\alpha$  față de orizontală (fig. 6.82.).



Cerințele față de separator sunt ca plantele să alunecă pe suprafața activă a sa, fără a fi rupte sau smulse din sol, iar separarea să se facă înainte ca tulpinile plantelor să intre sub acțiunea aparatului de tăiere sau a rabatorului.

Fig. 6.82. Schema de calcul a separatorului de plante pasiv

Tulpinile încurcate care se reazemă pe separator alunecă cu frecare pe suprafața acestuia. Deplasarea este determinată de tensiunile  $P$  din tulpină, datorită reținerii plantelor de sol de către rădăcini.

Dacă se neglijează greutatea plantelor, condiția de deplasare cu alunecare a platelor care se reazemă pe separator este  $T > F$ . Expresiile forțelor sunt:

$$\begin{aligned} T &= P \cos(\alpha_s + \alpha_p) \\ F &= \mu P \sin(\alpha_s + \alpha_p) \end{aligned} \quad (6.86.)$$

Rezultă condiția:

$$\alpha_s < \frac{\pi}{2} - \alpha_p - \varphi \quad (6.87.)$$

În relațiile de mai sus  $\alpha_s$  este unghiul de înclinare a separatorului,  $\alpha_p$  este unghiul de înclinare a tulpinilor, iar  $\varphi$  este unghiul de frecare al plantei cu separatorul.

Lungimea separatorului se determină în cazul în care separarea s-ar termina în momentul tăierii (înălțimea  $H$  considerată înălțimea de separare, iar  $h$  înălțimea de tăiere):

$$L = (H - h) \operatorname{ctg} \alpha_s + H \operatorname{ctg} \alpha_p \quad (6.88.)$$

Separatorul de plante activ este caracterizat prin faptul că are dispuse organe de lucru cu mișcare proprie.

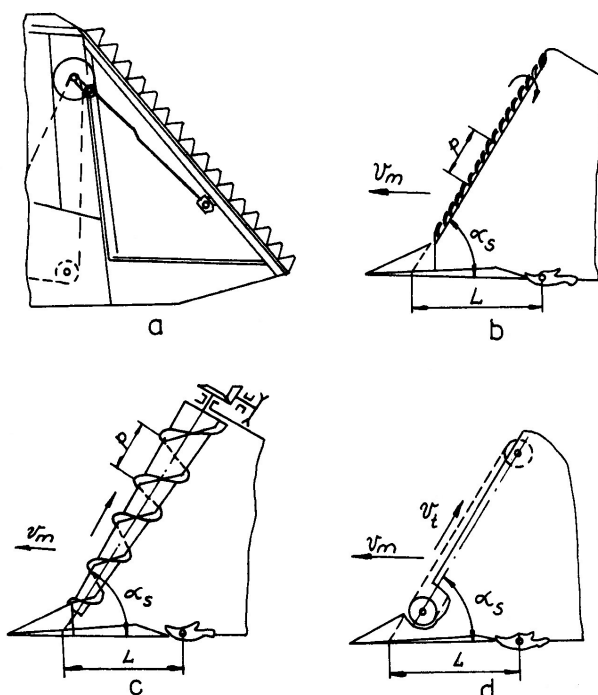


Fig. 6.83. Scheme de separatoare active

După modul cum acționează asupra plantelor separatoarele active sunt împărțite în două grupe: separatoare active care execută separarea prin tăierea tulpinilor și separatoare active care execută separarea prin presare și tragere.

Separatoarele din prima grupă sunt prevăzute cu un dispozitiv de tăiere cu cuțit disc dispus vertical sau cu cuțit cu mișcare rectilinie-alternativă (fig. 6.83.a.).

Separatoarele din a doua categorie pot fi cu valț cilindric cu nervuri elicoidale (fig. 6.83.b.), cu valț conic neted (fig. 6.83.c.), cu lanț (fig. 6.83.d.) sau cu benzi continue. Fiecare dintre



aceste separatoare au la partea inferioară un vârf de pătrundere între plante, care constituie un fragment dintr-un separator pasiv.

**Aparatul de tăiere.** Aparatele de tăiere folosite în construcția combinelor de recoltat plante furajere se împart în trei categorii: aparate de tăiere pentru recoltarea plantelor furajere cu tulpini subțiri, aparate de tăiere pentru recoltarea plantelor furajere cu tulpini groase și aparate de tăiere universale.

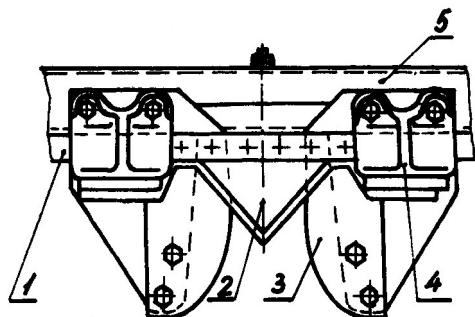


Fig. 6.84. Aparat de tăiere pentru tulpini groase: 1- bara port lame cuțit; 2- lama cuțit; 3- plăci contracuțit; 4- plăci de presiune; 5- bară suport

Pentru tăierea tulpinilor groase se folosesc aparate de tăiere cu mișcare rectilinie alternativă (fig. 6.84.) sau aparate de tăiere rotative.

La aparatul de tăiere cu mișcare rectilinie alternativă, lama cuțit este asemănătoare constructiv cu cele de la aparatele de tăiere cu degete. În acest caz pentru fiecare rând de plante este prevăzut câte un aparat de tăiere.

Pentru a avea o tăiere corectă trebuie respectată condiția de prindere a tulpinii între cuțit și placa contracuțit. Înălțimea muchiei active a cuțitului se stabilește în funcție de grosimea tulpinii plantelor astfel ca aceasta să poată fi tăiată integral

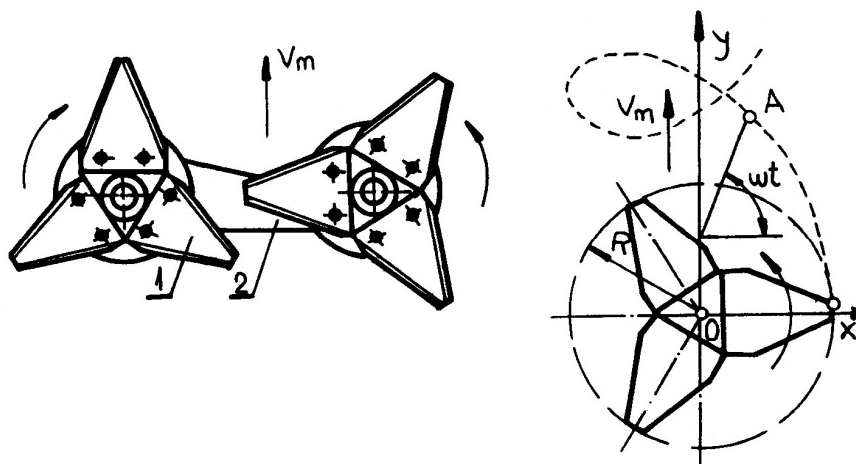


Fig. 6.85. Aparat de tăiere cu discuri stelate și cinematica lui: 1- lamă tăietoare; 2- contracuțit

Aparatul de tăiere rotativ este realizat în mai multe variante: aparat de tăiere cu discuri stelate și contracuțit (fig. 6.85.), aparat de tăiere cu discuri rotative conjugate (fig. 6.86.), respectiv aparat de tăiere cu tambur de dirijare și cuțit fix (fig. 6.87.).

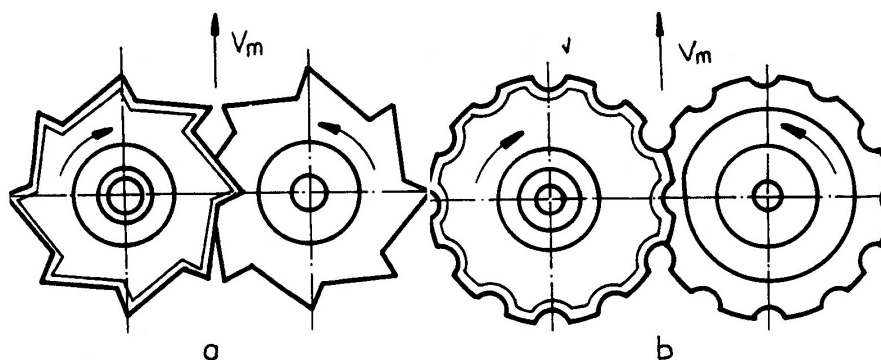


Fig. 6.86. Aparat de tăiere cu discuri conjugate

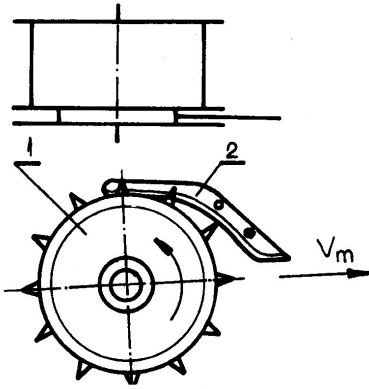


Fig. 6.87. Aparat de tăiere cu tambur de dirijare și cuțit fix: 1- tambur vertical cu piteni; 2- cuțit fix

Aparatul de tăiere cu discuri stelate este alcătuit din două discuri cu lame tăietoare, situate în același plan și care se rotesc în sensuri opuse. Fiecare disc are 3-6 lame tăietoare cu muchii active ascuțite.

**Rabatorul** are rolul de a realiza înclinarea plantelor către aparatul de tăiere și transmiterea lor după tăiere către organele următoare. În cazul hederelor universale se folosesc rabatoare de construcție simplă, cu palete radiale și cu posibilități de reglare a turației și a poziției în plan vertical. În cazul hederelor unilaterale, rabatorul este folosit doar la recoltarea plantelor furajare, fiind cu palete cu degete elastice și ghidate pe camă.

**Dispozitivul de adunat și ridicat din brazdă**, are rolul de a executa strângerea, ridicarea materialului de pe sol și introducerea lui în fluxul tehnologic al mașinii. Din punct de vedere constructiv aceste dispozitive sunt de patru tipuri: tobă cu degete elastice (fig. 6.68.), tobă cu degete escamotabile (fig. 6.88.), elevator cu degete elastice (fig. 6.89.) și elevator cu bare ghidate (fig. 6.90.)

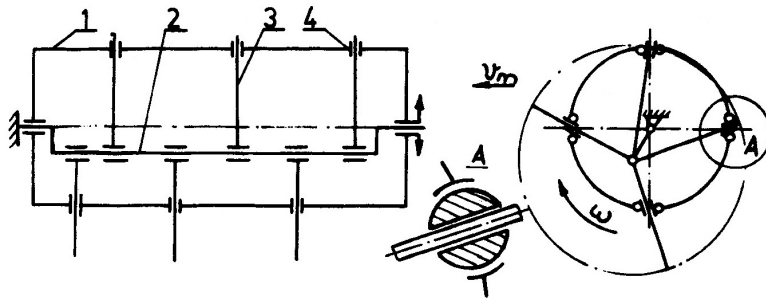


Fig. 6.88. Schema dispozitivului cu tobă și degete escamotabile: 1- carcasă cilindrică; 2- ax cotit fix; 3- degete articulate pe axul cotit; 4- ghidaje oscilante

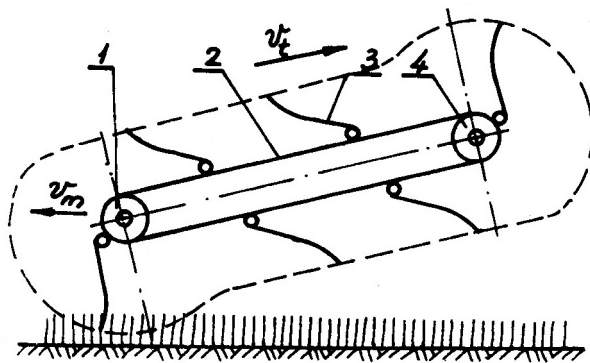


Fig. 6.89. Schema dispozitivului de tip elevator cu degete elastice: 1- sulul condus; 2- organ de acționare; 3- degete elastice; 4- sulul motric

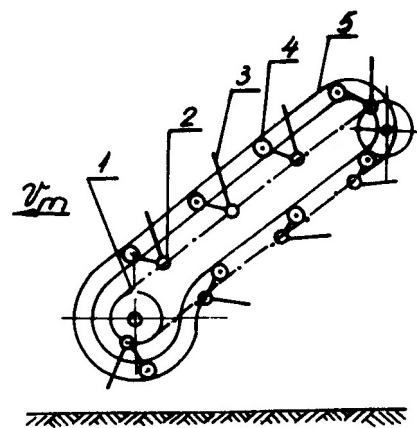


Fig. 6.90. Schema dispozitivului de tip elevator cu bare ghidate: 1- lanțuri; 2- bare; 3- degete elastice; 4- role; 5- ghidaj

Pentru o bună funcționare a acestor dispozitive de adunat și ridicat din brazdă, trebuie asigurat un regim cinematic care să permită acoperirea întregii suprafețe cu

degetele elastice, precum și o descărcare fără aglomerarea sau înfundarea cu material furajer. Studiul cinematicii mișcării este asemănător până la un punct ce cel de la greble, urmând ca în final să se determine viteza optimă de deplasare a mașinii în funcție de elementele geometrice și cinematice ale organelor de lucru.

Dispozitivul de alimentare are rolul de a comprima stratul de material și a-l introduce continuu și cu viteză uniformă în aparatul de tocare. De viteza de introducere a materialului depinde mărimea tocăturii. Dispozitivele de alimentare de la mașinile de recoltat plante furajere se împart în două grupe: dispozitive cu organe cu funcții distribuite și dispozitive cu organe cu funcții multiple.

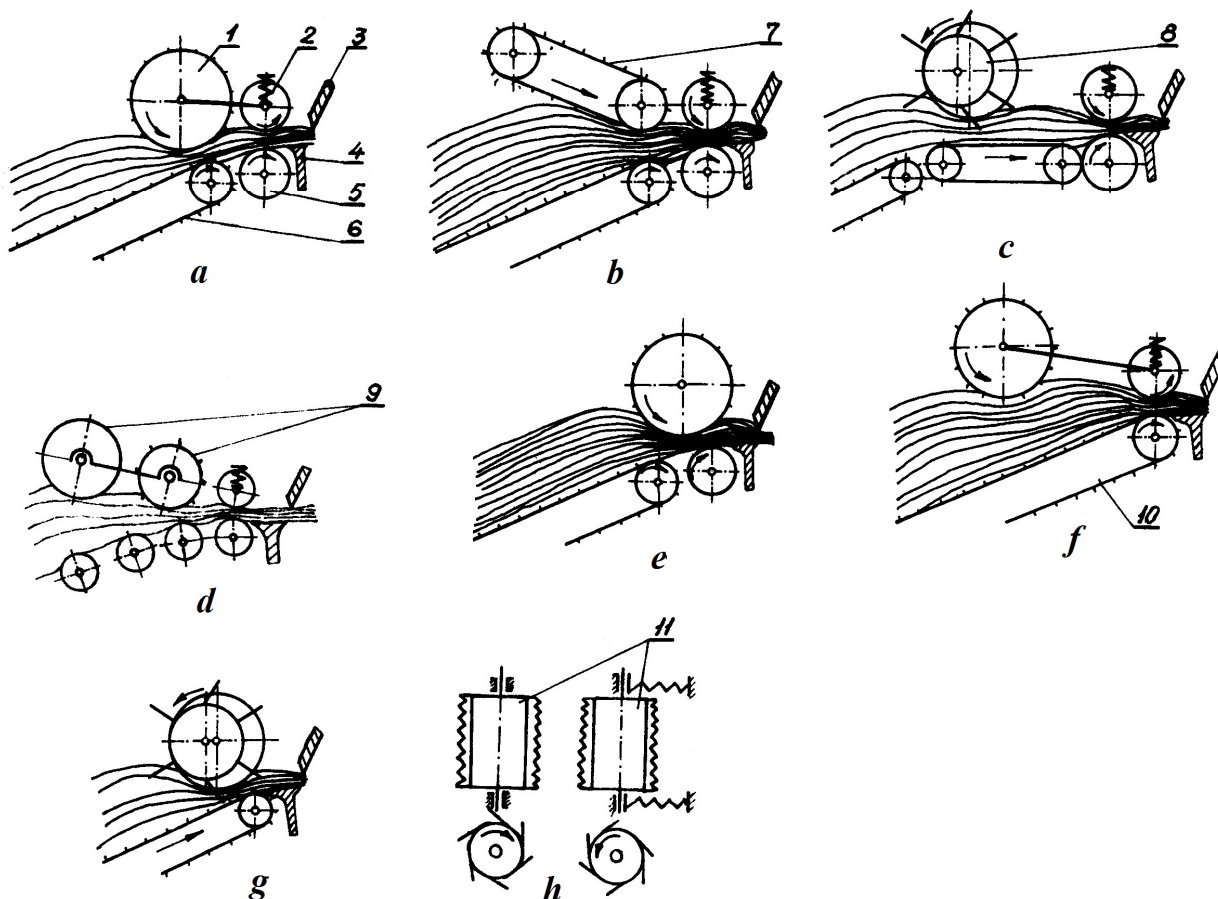


Fig. 6.91. Dispozitive de alimentare: 1- tobă zimțată de precomprimare; 2- valț de presare și alimentare; 3- cuțit; 4- contracuțit; 5- valț alimentare neted; 6- transportor de alimentare; 7- bandă de precomprimare; 8- tobă de precomprimare; 9- valțuri de uniformizare și precomprimare; 10- transportor de alimentare; 11- valțuri de comprimare și alimentare

Dispozitivul de alimentare cu funcții distribuite este alcătuit din două grupe de organe: un grup ce formează mecanismul de precomprimare și un alt grup care formează valțurile de alimentare. Dispozitivul de alimentare cu funcții multiple folosesc același grup de organe pentru precomprimare materialului, cât și alimentarea aparatului de tocare.

Din punct de vedere constructiv mecanismele de precomprimare de la dispozitivele cu funcții distribuite pot fi: cu tobă zimțată oscilantă (fig. 6.91.a.), cu bandă continuă (fig. 6.91.b.), cu tobă cu degete împingătoare (fig. 6.91.c.) sau cu valțuri zimțate oscilante (fig. 6.91.d.).

Dispozitivele de alimentare cu organe cu funcții multiple pot fi cu tobă oscilantă și valț de alimentare neted (fig. 6.91.e.), cu tobă zimțată de uniformizare, valț de

comprimare și transportor de alimentare (fig. 6.91.f.), cu tobă cu degete împingătoare și transportor de alimentare (fig. 6.91.g.), cu tobe oscilante zimțate (fig. 6.91.h.).

Stratul de material care ajunge la valțurile de alimentare este caracterizat prin grosimea  $h_1$  (fig. 6.92.), corespunzător debitului de alimentare  $q$  și masei volumice  $\gamma_1$ .

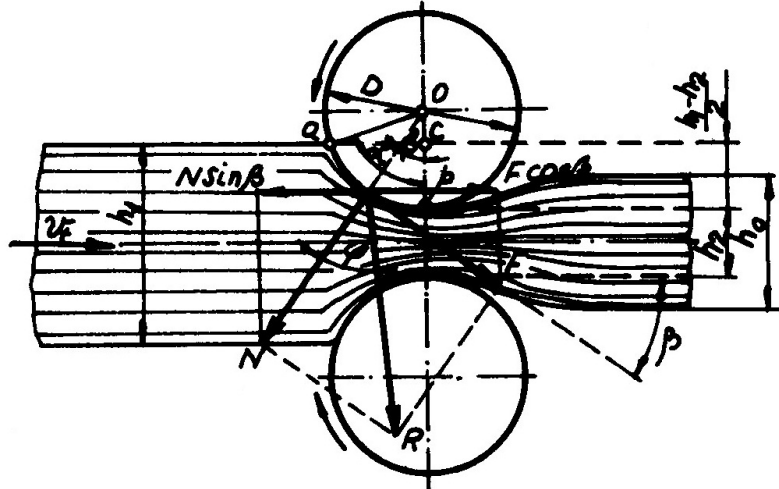


Fig. 6.92. Schema de lucru a valțurilor de alimentare

La trecerea printre valțuri materialul este comprimat la grosimea  $h_2$  și căreia îi corespunde o masă volumică  $\gamma_2$ .

Gradul de comprimare a materialului este:

$$\psi = \frac{h_1 - h_2}{h_1} = \frac{\gamma_2 - \gamma_1}{\gamma_2} \quad (6.89.)$$

Materialul vine în contact cu valțul pe sectorul a-b, caracterizat de unghiul  $\alpha$ , numit unghi de prindere. Mărimea unghiului de prindere este determinată de diametrul valțului și grosimea materialului:

$$\cos \alpha = 1 - \frac{h_1 - h_2}{D} \quad (6.90.)$$

În zona de contact a materialului cu valțul acționează reacțiunea normală  $N$  și forța de frecare  $F = \mu N$ ,  $\mu$  fiind coeficientul de frecare dintre material și suprafața valțului. Condiția ca materialul să fie tras și deformat este:

$$F \cos \beta > N \sin \beta \quad (6.91.)$$

Practic condiția de mai sus este îndeplinită dacă  $\beta < \varphi$  ( $\varphi$  este unghiul de frecare).

Deoarece materialul nu este un mediu continuu, condiția de tragere trebuie satisfăcută în limita de prindere, adică  $\cos \alpha > \cos \varphi$ , respectiv:

$$\cos \alpha > \frac{1}{\sqrt{1 + \mu^2}} \quad (6.92.)$$

Din această condiție se determină mărimea diametrului valțului pentru a avea îndeplinită condiția de prindere și tragere a materialului:

$$D > \frac{(h_1 - h_2)\sqrt{1 + \mu^2}}{\sqrt{1 + \mu^2} - 1} \quad (6.93.)$$

Energia consumată de dispozitivul de alimentare pentru presarea și împingerea materialului furajer constituie 30-50 % din totalul energiei consumate pentru tocare.

Aparatele de tocare folosite la combinele de recoltat plante furajere se împart în două grupe: aparate de tocare cu cuțite montate rigid pe elementul de acționare și aparate de tocare cu cuțite articulate. Cele din prima grupă sunt cele mai răspândite deoarece prezintă o mai mare siguranță în exploatare, realizează o tocătură cu uniformitate ridicată și permit reglarea lungimii tocăturii cu multă precizie.

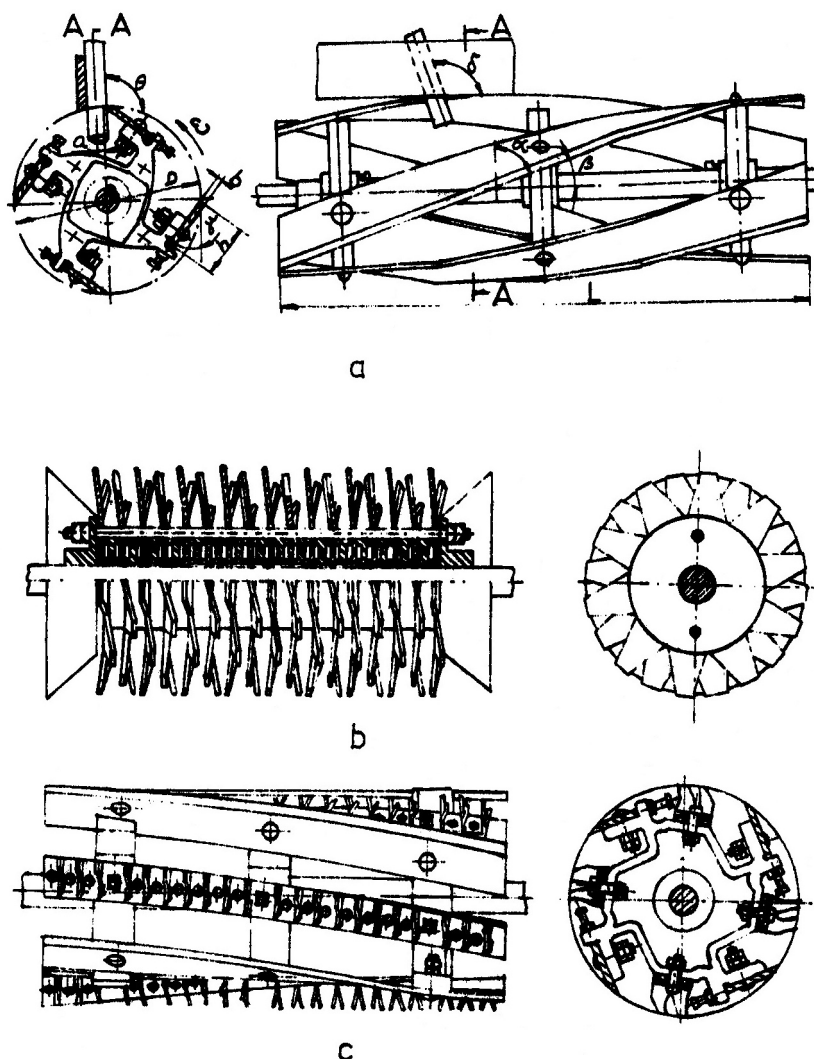


Fig. 6.93. Tipuri de tobe de tocare

*Aparatele de tocare cu cuțite montate rigid.* Se caracterizează prin aceea că elementele active-cuțitele sunt fixate rigid pe elementele de susținere și acționare (discuri, tobe). După forma elementelor de susținere avem aparate de tocare cu cuțite montate pe tobe și aparate de tocare cu cuțite montate de disc.

Aparatele de tocare cu cuțite montate de tobe (fig. 6.93.), după forma și modul de dispunere a cuțitelor pot fi: cu tobe cu cuțite tangențiale (fig. 6.93.a.), cu tobe cu cuțite radiale (fig. 6.93.b.) și cu tobe cu cuțite combinate (fig. 6.93.c.).

Tobe cu cuțite tangențiale execută tăiere de retezare și asigură o uniformitate mare a lungimii tocăturii. Tobe cu cuțite radiale execută în principiu defibrarea tulpinilor. Tobe cu cuțite combinate se folosesc la recoltarea plantelor cu tulpină groasă.

În funcție de operațiile pe care le execută aparatele de tocare cu tobe pot fi cu tobe care execută numai tocarea și tobe care execută tocarea și aruncarea materialului tocat.

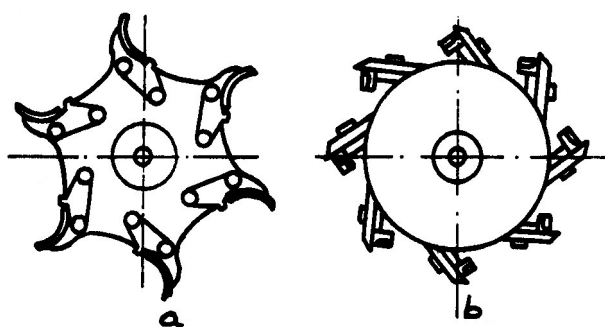


Fig. 6.94. Tobe de tocat și aruncat materialul tocat

Pentru tobele care execută și aruncarea materialului tocat, cuțitele se realizează cub forma unor paletă elicoidale (fig. 6.94.a.) sau se montează pe suporturile cuțitelor paletă de aruncare. Pentru tocarea plantelor cu tulpină groasă se pot monta în fața cuțitelor, pe suporturile acestora, bare cu creste ascuțite care sparg fragmente de material tocat (fig. 6.94.b.).

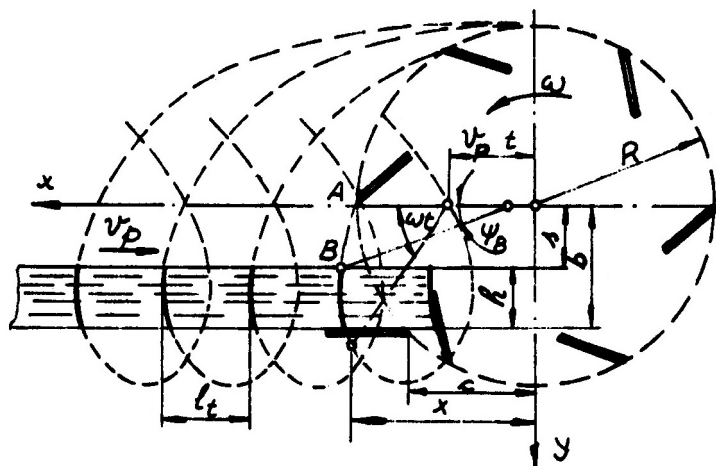


Fig. 6.95. Schema traiectoriilor cuțitului față de material

În procesul de lucru cuțitele execută o mișcare compusă față de material (fig. 6.95.). Ecuațiile traiectoriei cuțitului A față de un sistem de axe solidar cu materialul sunt:

$$\begin{aligned} x &= v_p t + R \cos \omega t \\ y &= R \sin \alpha \omega t \end{aligned} \quad (6.94.)$$

În relațiile de mai sus  $R$  este raza tobei,  $v_p$  este viteza de alimentare și  $\omega$  este viteza unghiulară a tobei.

Ecuațiile componentelor vitezei cuțitului sunt:

$$\begin{aligned} v_x &= v_p - \omega R \sin \omega t \\ v_y &= \omega R \cos \omega t \end{aligned} \quad (6.95.)$$

Viteza de tăiere a materialului este:

$$v_t = \sqrt{v_p^2 + \omega^2 R^2 - 2\omega R v_p \sin \omega t} \quad (6.96.)$$

Viteza unghiulară a tobei de tocare se determină în funcție de numărul de cuțite ale tobei  $z$  și lungimea tocăturii  $l_t$ :

$$\omega = \frac{2\pi v_p}{l_t z} \quad (6.97.)$$

Aparate de tocare cu cuțite montate pe disc (fig. 6.96.) au cuțitele cu tăiș drept sau cu tăiș curb, montate înclinat față de planul de rotație al discului. Pe discurile portcuțit sunt montate paletă radiale pentru aruncarea materialului. Carcasa aparatului de tocare cu cuțite pe disc este de formă cilindrică, prevăzută cu orificiu de refulare tangențială. Alimentarea aparatului de tocat se face pe direcție axială, unde este prevăzut orificiul de alimentare.

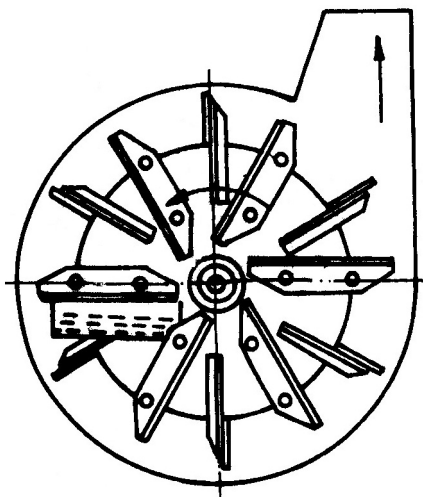


Fig. 6.96. Aparat de tocare cu cuțite montate pe disc

În cazul recoltării porumbului pentru însilozare, când umiditatea boabelor este mai mică de 70 %, în cazul maturizării timpurii a știuleților față de tulpină ori din necesitatea de a realiza un furaj cu un conținut de substanță uscată, în timpul tocării boabele trebuie mărunțite, altfel existând riscul ca ele să nu fie digerate.

Mărunțirea boabelor se face prin măcinare, motiv pentru care aparatele de tocare sunt prevăzute cu un dispozitiv suplimentar de mărunțire, care poate fi cu elemente de frecare riflate ori cu valțuri de zdrobire.

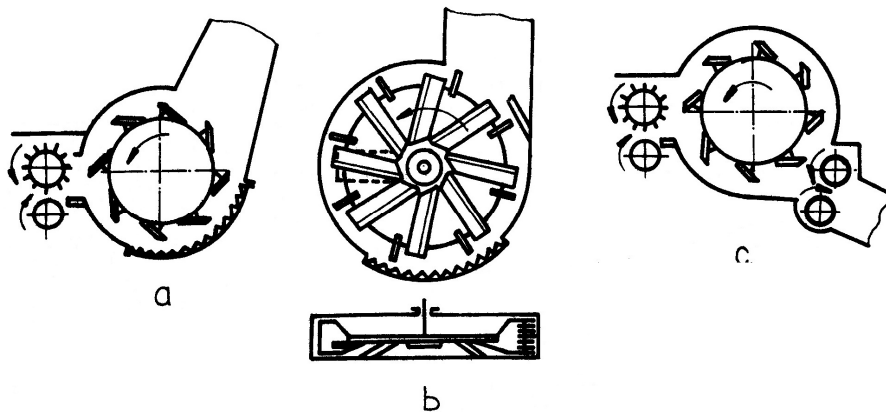


Fig. 6.97. Dispozitive de mărunțire a boabelor

Plăcile riflate de frecare se montează pe carcasa aparatului de tocare și se utilizează atât la aparatele de tocare cu tobă (fig. 6.97.a.), cât și la aparatul de tocare cu cuțite montate pe disc (fig. 6.97.b.).

Cel de-al doilea dispozitiv de mărunțire (fig. 6.97.c.) este independent de aparatul de tocare și constă din două valțuri cilindrice riflate, care se rotesc în sensuri opuse cu turații diferite.

## VII. MAȘINI DE RECOLTAT STRUGURI

În viticultură un element important al prețului de cost îl constituie culesul viilor, care depășește 20 % din total cheltuieli. Astfel, în funcție de condițiile de cultură, modul de conducere a viței de vie, soiul cultivat, distanța de plantare, producția de struguri și mijloacele materiale folosite, pentru recoltarea manuală a strugurilor sunt necesare între 30-50 % din totalul forței de muncă, respectiv 270-350 ore om/ha. Operațiile de transport la recoltare reprezintă între 20-30 % în timp ce desprinderea ciorchinilor reprezintă 70-80 % din cheltuielile totale de recoltare. Ca urmare, costul recoltării strugurilor este de aproximativ zece ori mai mare decât costul recoltării cerealelor.

Ponderea lucrărilor în cadrul tehnologiei de cultivare a viței de vie este următoarea:

- lucrări efectuate asupra solului 18 %;
- lucrări efectuate la butuc 37 %;
- lucrări de fertilizare și combatere boli și dăunători 10 %;
- recoltare struguri 31 %;
- alte lucrări 4 %.

Lipsa forței de muncă necalificate în special în țările dezvoltate a creat dificultăți mari pentru acele lucrări agricole cu volum mare de muncă. Acest fapt a determinat o creștere foarte mare a interesului pentru mecanizarea operațiilor din cadrul procesului tehnologic de recoltare.

### 7.1. Tehnologii de recoltare a strugurilor

Odată cu înființarea de plantații pe suprafețe mari a crescut necesarul de forță de muncă. Primele măsuri de reducere a acesteia au constatat în mai buna organizare a lucrului, prin mecanizarea transportului într-o primă fază și apoi a colectării strugurilor de la culegători, măbind productivitatea la recoltat. Pentru aceasta s-au conceput utilaje care se pot grupa astfel:

- utilaje pentru colectarea strugurilor adunați de culegători în coșuri sau găleți;
- utilaje pentru colectarea directă a strugurilor de la culegători, unul câte unul;
- utilaje pentru colectarea automată a strugurilor de la culegători (prin gravitație).

Următoarea fază de evoluție a fost determinată de o nouă inițiativă a cercetării în domeniul mecanizării viticulturii, constând în modificarea metodelor de tăiere și conducere a viței de vie într-un mod în care să fie facilitată folosirea unor mașini de recoltat. În aceste condiții mașina realizează desprinderea fructelor de coarde automat, celelalte operații fiind complet mecanizate. S-au conceput și realizat practic mașini de recoltat bazate pe desprinderea ciorchinilor sau a boabelor de strugure prin tăiere, lovire, scuturare a sârmelor de susținere sau a vegetației, prin aspirație sau refulare cu curenți de aer.

Procesul tehnologic de recoltare a strugurilor cuprinde următoarele operații: desprinderea ciorchinilor sau boabelor, colectarea acestora în coșuri, recipiente, transportul recoltei la stațiile de prelucrare (vinificație pentru strugurii de vin, sortare, fasonare și ambalare pentru soiurile de masă.

În funcție de modul cum se execută operațiile din cadrul procesului tehnologic se deosebesc:



- tehnologia de recoltare manuală: este tehnologia tradițională care necesită un volum mare de muncă și are randament scăzut;
- tehnologia de recoltare semimecanizată: desprinderea sau detașarea ciorchinilor se execută manual, operațiile de transport fiind parțial sau integral mecanizate; este cea mai răspândită fiind folosită atât la recoltarea strugurilor pentru vin, cât și la recoltarea strugurilor de masă;
- tehnologia de recoltare mecanizată: toate operațiile sunt executate de către mașina de recoltat și este utilizată exclusiv la recoltarea strugurilor pentru vin.

## 7.2. Tehnologia de recoltare mecanizată a strugurilor pentru vin

Ca urmare a diversității caracteristicilor tehnologice ale plantațiilor viticole, pentru a putea utiliza mașini de recoltat struguri este necesar realizarea unor condiții prealabile, atât în ceea ce privește cultura viței de vie, cât și a caracteristicilor funcționale ale mașinilor.

În momentul de față singurele mașini de recoltat, care corespund în cea mai mare măsură cerințelor impuse procesului de recoltare mecanizată, sunt cele care lucrează pe principiul scuturării orizontale a viei, constituind utilajele de bază în tehnica viticolă.

Plantațiile viticole trebuie amplasate pe suprafețe plane sau cu pantă de până la 30 %, cu parcele lungi (peste 200 m) și alei de întoarcere cu lățime de lucru de cel puțin 6 m. Distanța dintre rândurile de vie trebuie să fie de minim 1,8-2,0 m, cu intervale bine întreținute și fără denivelări. Se va asigura o distanță corespunzătoare față de canale, pante abrupte, rețele de irigație, pomi și alte obstacole ce pot împiedica manevrarea corectă a mașinilor.

Susținerea viței de vie se face pe șpalier monoplan și conducerea pe tulpină semiînaltă și înaltă, cu înălțimea minimă de dispunere a strugurilor față de sol de 0,4-0,5 m. Șpalierii vor fi drepecți, prevăzuți cu ancore sau stâlpi contrafort, sârmele întinse corespunzător iar tutorii bine înfipecți în sol. Înălțimea șpalierilor nu trebuie să depășească 1,8-2,0 m. Butucii trebuie să fie dispuși rectiliniu, fără brațe, cu tulpina dreaptă și ramificațiile multianuale bine legate de sârmele de susținere.

Mașinile de recoltat trebuie să asigure recoltarea strugurilor dispuși pe toată înălțimea gardului de vie și să poată realiza regimuri de lucru caracterizate prin viteză de deplasare de 0,5-5,0 km/h și frecvență de scuturare de 50-500 osc/min., în funcție de caracteristicile culturii (soiul cultivat, gradul de maturare, producția de struguri, etc.).

Pierderile la recoltare trebuie să se încadreze între 4-9 % diferențiat, în funcție de soi (4-6 la soiurile roșii și 6-9 la soiurile albe), din care boabe nerecoltate 1-2 %, pierderi pe sol între 1-3 % (pierderi datorate căderii înaintea mașinii, mai ales la recoltarea prin scuturare) și pierderi în must de 2-4 % (ca efect al crăpării pielicei boabelor și eliberării de must).

Masa recoltată trebuie să conțină un procent cât mai mare de boabe întregi și cât mai mic de boabe vătămte și must, pentru a nu afecta negativ calitatea vinurilor. La recoltarea prin scuturare s-au realizat între 45-65 % boabe întregi și fragmente de struguri în cazul soiurilor roșii, respectiv între 30-50 % la soiurile albe.

În timpul lucrului mașina nu trebuie să producă vătămări asupra tulpinilor și ramificațiilor anuale. Se admite un procent de 2 % corzi și lăstari rupți, iar gradul de defoliere al culturii nu trebuie să depășească 15 %, pentru a nu afecta procesul de lignifiere al lăstarilor (procesul continuă până la căderea naturală a frunzelor, când lăstarii devin coarde de un an).

De la folosirea sa în vii mașina de recoltat struguri a ridicat numeroase semne de întrebare cu privire la calitatea vinurilor rezultate în urma recoltării mecanizate, dar și a influenței pe care o exercită asupra culturii, numeroase cercetări vizând cele două aspecte de bază.

În prezent vinurile roșii sunt identice cu cele obținute în urma recoltării manuale. Vinurile albe sunt foarte apropiate și există posibilități de ameliorare a acestora. În legătură cu oxidarea care s-ar produce în timpul recoltării și transportului, aceasta nu apare la soiurile albe o perioadă de 12 ore la temperaturi de 26-27 °C, respectiv 24 de ore la temperaturi de 21-22 °C.

### 7.3. Mașini de recoltat struguri

Pentru mecanizarea integrală a recoltării strugurilor se cunosc în momentul de față mai multe metode, bazate pe principii mecanice, pneumatice și electrice.

Metodele de recoltare mecanice realizează desprinderea strugurilor prin tăiere, pierere, pieptănare, lovire sau scuturare. Mașinile care lucrează prin scuturare sunt cele mai răspândite și cele mai perfecționate din punct de vedere tehnic. Ele lucrează cu frecvențe mari și amplitudini mici, scuturarea în plan orizontal putând fi folosită la toate tipurile de tăiere și conducere a viței de vie pe șpalier monoplan. S-au încercat și realizat mașini de recoltat care transmit oscilații la butuci prin tulpina acestora, pierderile în must fiind foarte mici, dar vătămările produse butucilor au fost semnificative și cu efecte pe termen lung.

Metodele pneumatice execută separarea strugurilor de coarde cu ajutorul unui curent de aer, prin refulare sau absorbție continuă, respectiv intermitentă. Prin refulare jeturile de aer produc oscilarea gardului de vegetație, desprinderea strugurilor având loc asemănător ca la scuturarea mecanică. În cazul aspirației continue, datorită vitezei mari a curentului de aer necesar pentru desprindere, are loc o sfărâmare a materialului ce se deplasează prin conducta de transport. Cantitățile mari de aer cu care vine în contact recolta produce o oxidare puternică cu efecte majore asupra calității vinului. Metodele pneumatice necesită o desfrunzire prealabilă în cazul aspirării sau realizează un grad de defoliere inacceptabil la refulare.

Principiul care stă la baza recoltării cu mașini cu curenți electrici, presupune trimiterea unui curent prin vița de vie, în struguri și ciorchini. Ca urmare a lignifierii pedunculului în perioada de maturare, rezistivitatea electrică a sa crește, iar la trecerea curentului acesta se încălzește până la ardere, producând desprinderea ciorchinului de coardă. Timpul de desprindere trebuie să fie foarte scurt pentru a nu afecta vița de vie și a influența negativ calitatea vinului.

Pentru fiecare din aceste metode de recoltare au apărut în decursul anilor multe variante de mașini de recoltat și care se pot clasifica după mai multe criterii:

- după operațiile pe care le execută:
  - mașini de recoltat struguri;
  - mașini de recoltat și prelucrat struguri;
  - mașini modulate;
- după modul de acționare:
  - mașini de recoltat struguri tractate;
  - mașini de recoltat struguri purtate;
  - mașini de recoltat struguri semipuritate;
  - mașini de recoltat struguri autopropulsate

- după principiul de lucru:
  - mașini de recoltare pe principii mecanice:
    - prin tăiere;
    - prin periere-pieptănare;
    - prin lovire;
    - prin scuturare;
  - mașini de recoltat pe principii pneumatice:
    - prin aspirație;
    - prin refulare;
    - mixte (alternează aspirația cu refularea);
  - mașini de recoltat pe principiul electric.

### 7.3.1. Mașini de recoltat struguri prin tăiere

Mașinile de recoltat struguri prin tăiere realizează desprinderea strugurilor de pe coarde cu ajutorul unor aparate de tăiere, motiv pentru care vița de vie trebuie astfel condusă încât cuțitele să poată tăia pedunculul, fără a afecta coardele și sistemul de susținere. Din acest punct de vedere sistemele de susținere și conducere a viței de tip pergolă înclinată sau dreaptă sunt cele mai favorabile și se utilizează în practica viticolă. De asemeni, soiurile cultivate trebuie să corespundă unor cerințe specifice precum peduncul lung și noduri slabe, ciorchinii să atârne sub coarde și sârmele de susținere.

Primele astfel de mașini de recoltat au fost experimentate în SUA la Universitățile Davis și Cornell, începând cu anii '50, fiind utilizate cu deosebire la recoltarea strugurilor pentru stafide, principiul de lucru fiind prezentat în figura 7.1.

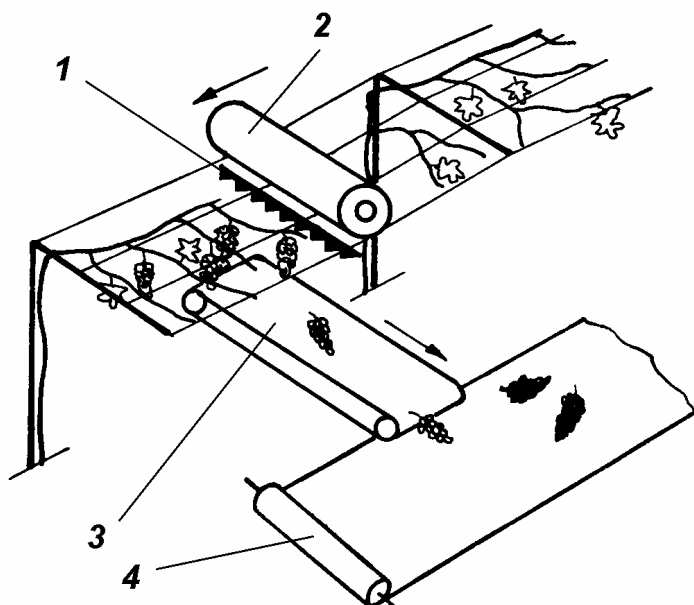


Fig. 7.1. Principiul de recoltare prin tăiere a strugurilor

Aparatul de tăiere 1 se deplasează pe sub sârmele de susținere, pentru o mai bună urmărire și așezare a strugurilor fiind utilizat palpatorul rotativ 2. Ciorchinii tăiați cad pe transportorul transversal 3 și de aici sunt lăsați pe sol pe banda 4 care se desfășoară, odată cu înaintarea mașinii pe intervalul dintre rânduri, (banda poate fi din hârtie sau material plastic).

După un timp necesar ajungerii umidității boabelor la anumite valori, o altă mașină vine și ridică banda de pe sol, preia ciorchinii uscați într-un buncăr colector și roluiește banda care, poate fi utilizată din nou la recoltare.

Aceste prime modele de mașini de recoltat struguri prin tăiere au fost de tipul purtate pe tractor și pentru struguri de vin ele erau însoțite de către remorci sau bene colectoare, care se deplasau în paralel cu acestea, transportorul transversal realizând

deversarea strugurilor tăiați direct sau cu ajutorul unui alt transportor în benele colectoare.

În Europa aceste mașini de recoltat au cunoscut o utilizare mult mai extinsă, ele fiind încă utilizate în zonele viticole la care plantațiile sunt situate pe pante și unde alte metode de recoltare nu pot fi aplicate.

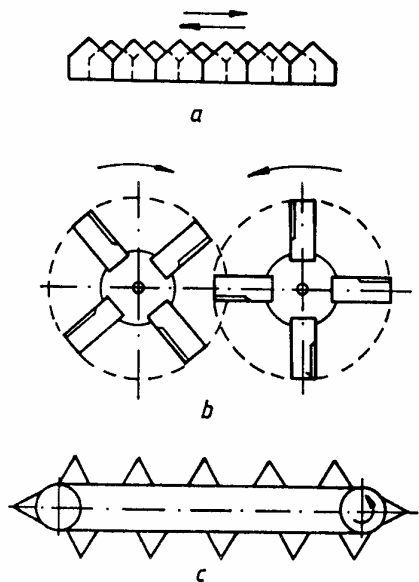


Fig. 7.2. Tipuri de aparate de tăiere

Ca organe de tăiere, majoritatea sunt echipate cu bare de tăiere (fig. 7.2.a., c) și doar modelul Paillou este prevăzut cu aparat de tăiere cu cuțite rotative (fig. 7.2.b.).

În marea lor majoritate aceste mașini sunt de tipul purtate pe tractor, dirijarea aparatului de tăiere fiind realizată manual sau automat cu ajutorul unui palpator, acționarea sa fiind mecanică, hidraulică sau pneumatică.

Și în aceste condiții conducerea și susținerea viței de vie se face pe sisteme de tip pergolă dreaptă sau înclinată.

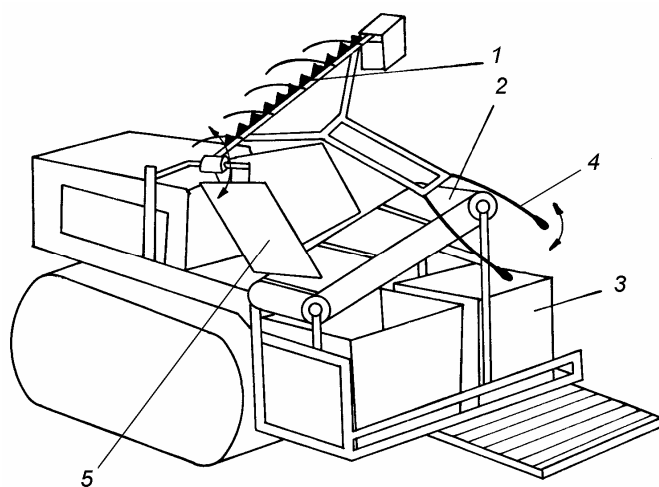


Fig. 7.3. Schema mașinii de recoltat struguri prin tăiere

În Italia s-a plecat de la modelul unei mașini de recoltat pentru sistemul de tip pergolă înclinată simplă, a cărei principiu de lucru este prezentat în figura 7.3.

Tăierea ciorchinilor este realizată de aparatul de tăiere 1, dirijat manual de către un operator prin intermediul brațelor 4. Prin intermediul unor panouri deflectoare 5 ciorchinii ajung pe transportorul 2 și de aici în containerele 3

Plecând de la acest model, o primă variantă a rezultat prin înlocuirea containerelor cu un buncăr colector basculant, separarea frunzelor de masa recoltată fiind realizată cu ajutorul unui curent de aer debitat de un ventilator, dispus la deversarea strugurilor în buncăr.

Alte variante constructive au urmărit înlocuirea containerelor cu un zdrobitor-desciorchinător, mustul rezultat fiind colectat într-un recipient amplasat în fața tractorului, respectiv o mașină de recoltat tractată și echipată cu un buncăr de capacitate mare (cca. 1000 litri), de tip basculant și care la nevoie poate fi transformată în car pentru recoltarea semimecanizată.

Dintre modelele realizate în Franța, în figura 7.4. este prezentată schema mașinii purtate de recoltat struguri Calvet.

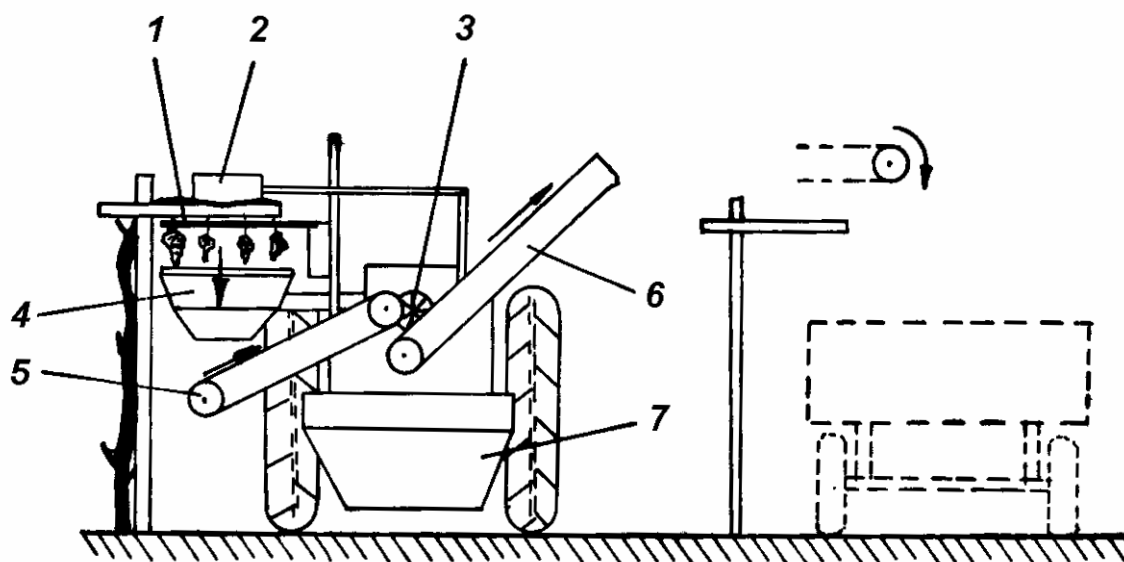


Fig. 7.4. Schema mașinii de recoltat struguri prin tăiere Calvet

Sistemul de conducere și susținere este de tipul pergolă dreaptă simplă. Strugurii tăiați de aparatul de tăiere 1, menținut aproape de sistemul de susținere prin palpatorul 2, cad în captatorul 4 și de aici sunt preluați de transportoarele 5 și 6, urmând a fi evacuați într-o remorcă ce se deplasează în paralel cu mașina. La trecerea de pe un transportor pe altul, curentul debitat de ventilatorul 3 realizează separarea frunzelor din masa recoltată.

Construcția aparatelor de tăiere determină și procesul de lucru al acestora, el fiind asemănător cu cel al tăierii tulpinilor vegetale. De fiecare dată trebuie stabilită viteza de înaintare a mașinii sau cursa de alimentare a cuțitului, pentru o viteză dată a cuțitului.

### 7.3.2. Mașini de recoltat struguri prin perierea-pieptănarea vegetației

Aceste mașini de recoltat struguri realizează desprinderea boabelor în special, folosind ca organe de lucru perii rotitoare amplasate orizontal sau vertical, degete oscilante sau ace vibratoare. Studiile cu astfel de mașini s-au făcut pe plantații viticole cu conducere pe șpalier monoplan, respectiv pergolă dreaptă sau boltă dreaptă în cazul perii orizontale.

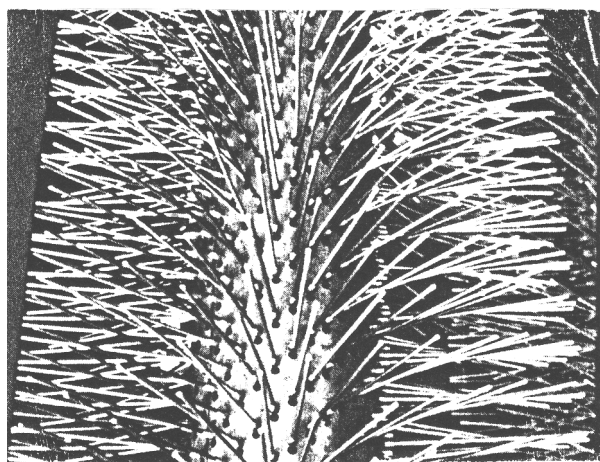


Fig. 7.5. Perie cu degete elastice

Periile (fig. 7.5.) sunt realizate din degete subțiri din oțel sau materiale plastice și care se pot deforma la întâlnirea unor obstacole precum butuci sau șpalieri. La recoltarea strugurilor dispuși pe șpalier monoplan, mașina are în construcție una sau două perechi de perii dispuse vertical, de o parte și de alta a rândului de vie, având o mișcare de rotație în sens opus direcției de deplasare a mașinii.

La mașinile care recoltează strugurii la vițele conduse pe sistemul de pergolă dreaptă sau înclinată, sunt prevăzute una sau mai multe perechi de perii (fig. 7.6.).

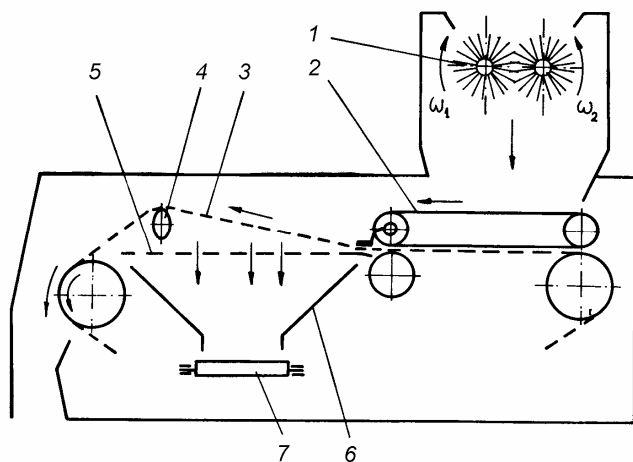


Fig. 7.6. Schema mașinii de recoltat struguri cu perii orizontale

Periile 1 desprind boabele de pe ciorchine care cad pe transportorul cu bandă 2. Pe transportorul 3, executat din zale, boabele trec prin orificiile acestuia și prin intermediul cuvei 6 ajung pe transportorul 7, care le deversează în buncărul colector sau remorca ce însoțește mașina de recoltat.

Pentru a ușura separarea boabelor de eventualele impurități, frunze, fragmente de corzi, transportorul cu zale execută și o mișcare oscilatorie în plan vertical cu ajutorul roților eliptice 4.

Mașinile ce recoltează strugurii prin periere pe plantațiile conduse sub formă de boltă (fig. 7.7.) au dispuse periile cu posibilitatea de a se deplasa pe verticală, astfel încât să poată pătrunde în gardul de vegetație. Captarea și transportul boabelor desprinse se realizează în mod asemănător ca în cazul precedent, cu deosebirea că mașinile se pot atașa o remorcă tehnologică unde se colectează producția recoltată.

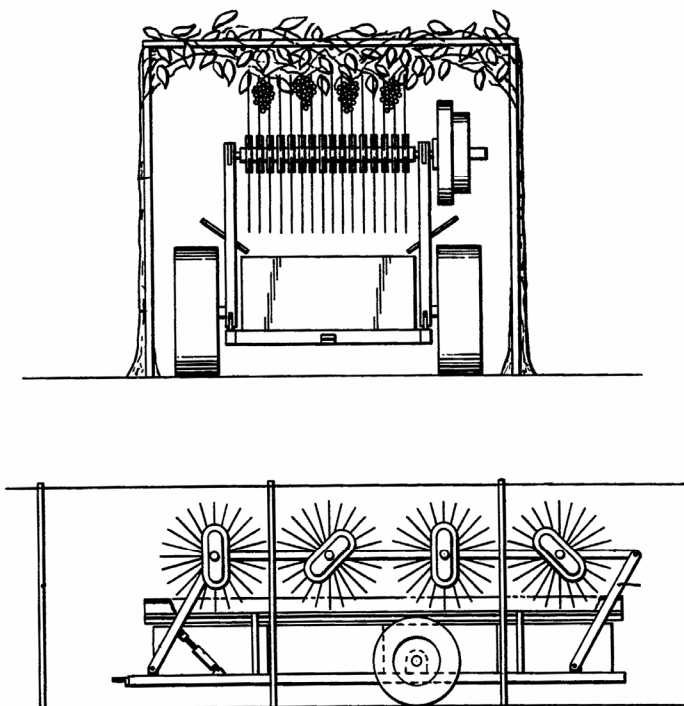


Fig. 7.7. Schema mașinii de recoltat cu perii

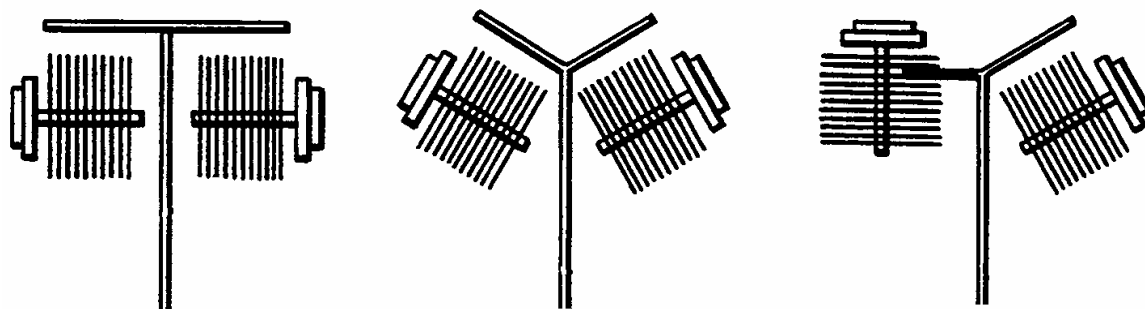


Fig. 7.18. Modul de dispunere a periiilor pe diversele moduri de susținere și conducere a viei

Ca urmare faptului că o asemenea mașină nu poate fi folosită decât la un singur mod de conducere a viței de vie, au fost realizate modele la care periile rotitoare se pot monta în diferite moduri (fig. 7.8.), putându-se adapta mașina la recoltarea strugurilor în plantații conduse pe sisteme tip pergolă dreaptă, înclinată, combinată sau boltă.

Organele de tip ace vibratoare sunt dispuse pe două tobe cilindrice așezate de o parte și de alta a gardului de vegetație, pe o mașină de tipul șasiu încăleacător.

Având o mișcare de rotație în sens invers deplasării mașinii, combinată cu o mișcare de oscilație față de axul rândului de vie, acele pătrund în vegetație și desprind boabele de strugure, care cad pe un sistem de captare de tipul plăci escamotabile și de aici sunt preluate de transportoare, fiind evacuate în buncăre proprii sau remorci tractate.

La trecerea de pe un transportor pe altul a boabelor se face și separarea frunzelor și impurităților din masa recoltată.

Mașinile de tip șasiu încăleacător sunt prevăzute cu posibilitatea oscilării echipamentului de lucru pentru a se putea ghida pe rândul de vie, corectând eventuala necoliniaritate a butucilor pe rând.

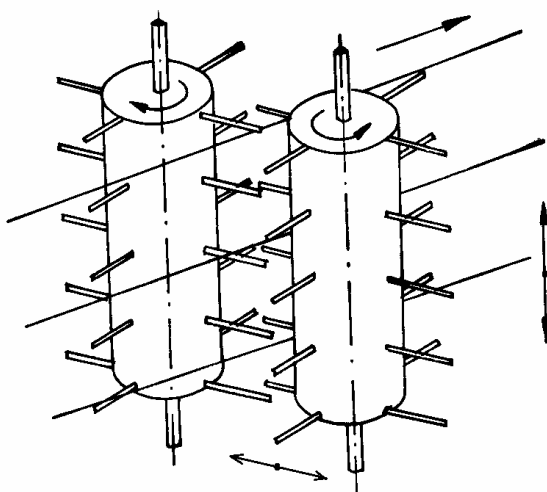


Fig. 7.19. Organe de tip degete oscilante

Mașinile de recoltat cu organe de tipul degetelor oscilante (fig. 7.19.) au degetele dispuse pe tobe sau mai nou pe axe verticale (fig. 7.20.) și care au o mișcare de rotație sacadată, combinată cu o oscilație în plan vertical și una în plan orizontal, perpendicular pe axa rândului de vie.

Dispuse de o parte și de alta a rândului de vie, degetele pătrund în vegetație și desprind boabe și fragmente de struguri care cad pe un sistem de captare și de aici sunt evacuate din mașină.

Mașina de recoltat struguri din figura 7.20. este un model Korvan, de tip șasiu încăleacător, cu degetele dispuse decalat pe verticală pentru pătrunde în toată masa de vegetație.

Deoarece efectul asupra culturii este unul nesatisfăcător, acest tip de mașină s-a orientat către recoltarea mecanizată a fructelor precum măslina, afine, zmeură, dar cu adaptările de rigoare și la recoltarea citricelor.

Încercările experimentale cu aceste tipuri de mașini de recoltat au evidențiat faptul că realizează o productivitate scăzută, cuprinsă între 1,0-2,5 t/h, la viteze de lucru de 0,5-1,5, iar gradul de defoliere ridicat (exceptând mașina de recoltat cu perii orizontale), depășind 80 %, motiv pentru care ele au rămas la stadiul experimental sau cu modificări fiind folosite la recoltarea fructelor.



Fig. 7.20. Mașina de recoltat Korvan

### 7.3.3. Mașini de recoltat struguri prin lovire

Sunt mașini care lovesc direct strugurii prin intermediul unor organe de lucru specifice. În urma impactului se desprind boabele de pe ciorchine și care sunt colectate în bene proprii sau sunt deversate în bene colectoare.

Au fost realizate mai multe tipuri de organe de lucru, care se pot grupa în ace percutante, rotor cu degete și vergele de batere.

Mașina de recoltat cu ace percutante are în construcția sa pachete de ace din lemn și care pătrund alternativ în gardul de vegetație, lovind boabele de strugure. Mașina este de tipul șasiu încălecător și recoltează strugurii din plantațiile conduse pe șpalier monoplan. Procentul de boabe recoltate este foarte bun, ajungând la valori de 96-98 %, dar productivitatea este scăzută ca urmare a vitezei de lucru mici, iar prin gradul de defoliere ridicat și fragmentarea intensă a frunzelor din masa recoltată (cu puține șanse de a mai fi separare ca urmare a umezirii cu suc) metoda a fost abandonată.

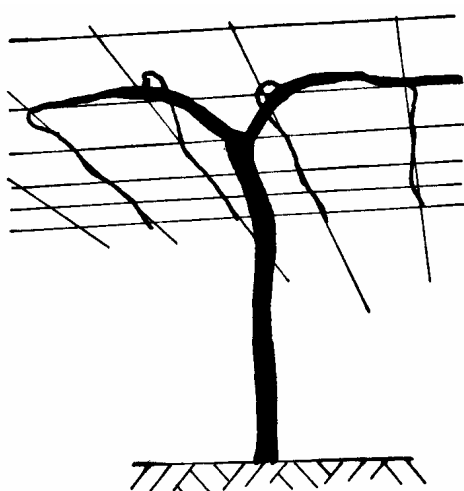


Fig. 7.21. Sistem de susținere și conducere de tip boltă

Organele de tip rotor cu degete necesită sisteme speciale de susținere de tip pergolă dreaptă, dar mai ales boltă dreaptă (fig. 7.21.)

Pentru a avea randament cât mai mare la recoltare, ciorchinii trebuie orientați astfel încât aceștia să fie dispuși în zona de acțiune a rotoarelor cu degete, fapt ce introduce costuri suplimentare.

Mașina de recoltat se deplasează pe sub boltă de vie și prin lovire desprinde boabele de ciorchine care cad în colectorul mașinii. De aici ele sunt preluate și trecute în bena atașată la mașină (fig. 7.22.) unde are loc și separarea frunzelor din masa recoltată

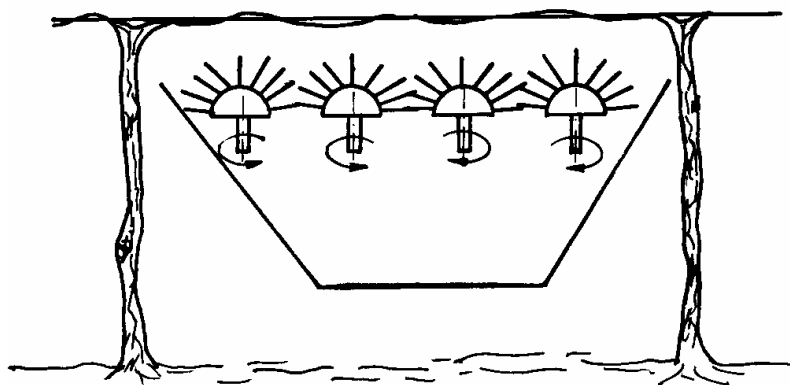


Fig. 7.22. Organe de recoltare tip rotor cu degete

Mașina de recoltat struguri cu vergele de batere (fig. 7.23.) este destinată recoltării în plantațiile conduse pe sisteme de tip boltă dreaptă, la care înălțimea acestora poate varia între 1,7-2,5 m. Vergelele se pot ridica și coborî astfel încât să se poată adapta la cât mai multe situații, dar și pentru a putea pătrunde în masa de vegetație. Având o mișcare de oscilație perpendiculară pe direcția de deplasare a mașinii, cu frecvența reglabilă între 0-700 oscilații pe minut și amplitudinea de 0-25 mm, mașina poate recolta atât soiuri roșii cât și albe.



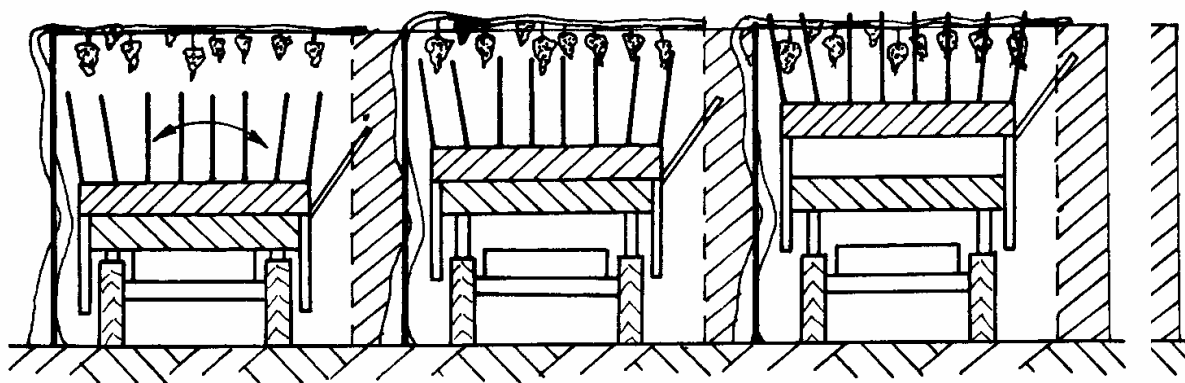


Fig. 7.23. Schema mașinii de recoltat cu vergele de batere

Încercările practice cu această mașină au scos în evidență faptul că rezultatele sunt bune sub aspectul randamentului la recoltare, dar procentul de must din masa recoltată rămâne încă destul de mare, mai ales la soiurile albe, gradul de defoliere este acceptabil însă costurile cu sistemul de susținere a viței de vie sunt mari.

#### 7.3.4. Mașini de recoltat struguri prin scuturare

Aceste mașini de recoltat au cunoscut cea mai largă răspândire în practica viticolă, deoarece prezintă o serie de avantaje în raport cu celelalte tipuri de mașini de recoltat struguri. Din acest motiv ele sunt și cele mai perfecționate din punct de vedere tehnic.

Mașinile de recoltat care lucrează prin scuturare folosesc organe de lucru care, prin acțiunea lor produc oscilații ale gardului de vegetație și/sau a sârmelor de susținere, oscilații care sunt preluate și de ciorchini. Astfel, asupra legăturilor rahis-coardă, respectiv bob-pedichel acționează forțe de greutate, întindere, încovoiere, răsucire, de inerție, etc. Compunerea acestor forțe fac ca rezultanta să depășească rezistența la desprindere a boabelor de pedichel și mai rar a ciorchinilor de coarde, producând în acest fel separarea lor de cultură. Masa desprinsă este captată și transportată în buncărul mașinii sau în remorci tehnologice, după ce se face separarea frunzelor și a altor impurități cu ajutorul unor curenți de aer.

În practica viticolă se deosebesc două tipuri de scuturare a viței de vie:

- scuturare în plan vertical;
- scuturare în plan orizontal.

##### 7.3.4.1. Mașini de recoltat struguri prin scuturare verticală

Mașinile de recoltat care desprind strugurii sau boabele prin scuturarea viei în plan vertical au apărut pentru prima dată în SUA începând cu anul 1963, odată cu conceperea unor sisteme de conducere a viței de vie particulare, adaptate acestui mod de lucru. Astfel a fost realizat sistemul de conducere de tipul GDC (Geneva Double Curtain) și care presupune susținerea corzilor pe o sârmă groasă, trecută printr-un inel, gardul de vegetație formându-se ca în figura 7.24.

La acesta s-au mai adăugat și sistemele de conducere de tipul pergolă înclinată și dreaptă, simple dar mai ales duble (fig. 7.25.), la care astfel de mașini se pot adapta cu ușurință.

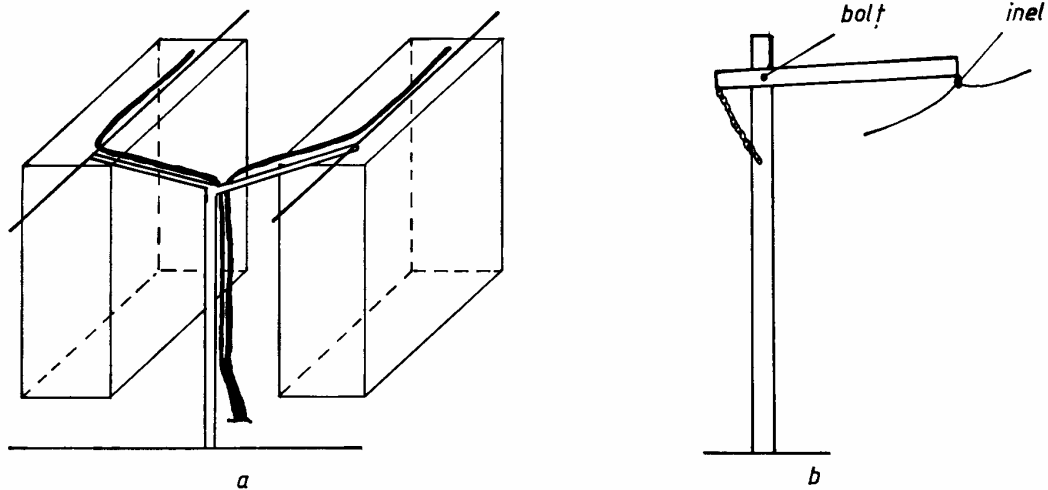


Fig. 7.24. Sistem de conducere a viței de tipul GDC: a- pergolă dublă; b- pergolă simplă

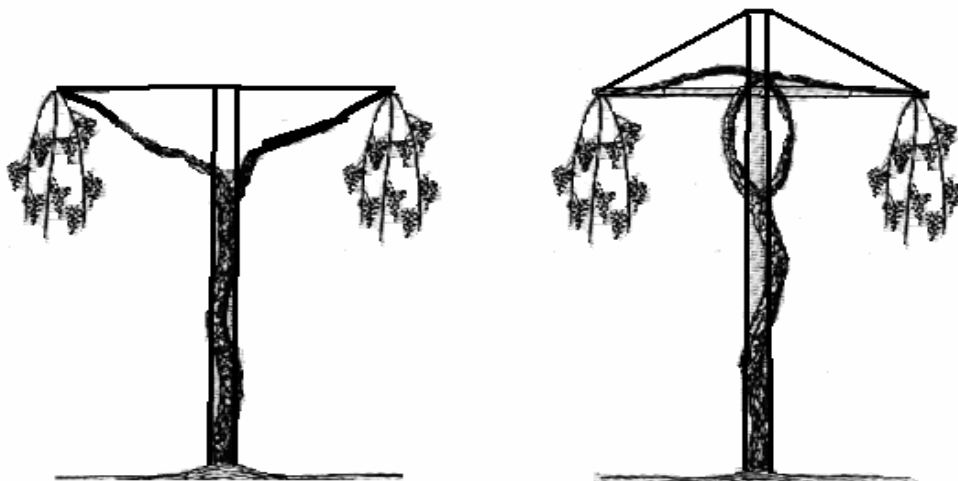


Fig. 7.25. Sisteme de conducere de tip pergolă adaptate la recoltarea prin scuturare

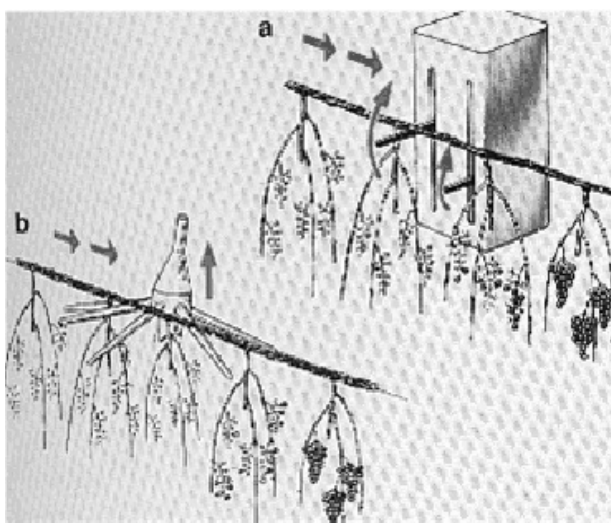


Fig. 7.26. Organe de scuturare verticală. a- ac metalic, b- rotor cu degete

Pe acest sistem de conducere au fost realizate mașini de recoltat care în timp au cunoscut două tipuri de organe de scuturare: cu ac mecanic, respectiv cu rotor (stea) cu degete (fig. 7.26.).

Acul metalic vibrator este primul conceput pentru scuturarea verticală și el emite între 50-300 impulsuri pe minut, cu amplitudinea reglabilă între 5-15 cm, traiectoria sa fiind de jos în sus cu retragerea la capătul cursei. Mișcarea rectilinie, introducerea și scoaterea pe sens vertical a acului sunt realizată prin intermediul unui mecanism planetar.

Rotorul (steaua) cu degete are o mișcare de rotație și una de translație verticală de amplitudine reglabile, scuturând sârma de susținere și cordoanele multianuale, poziționarea ei fiind cea din figura 7.27.

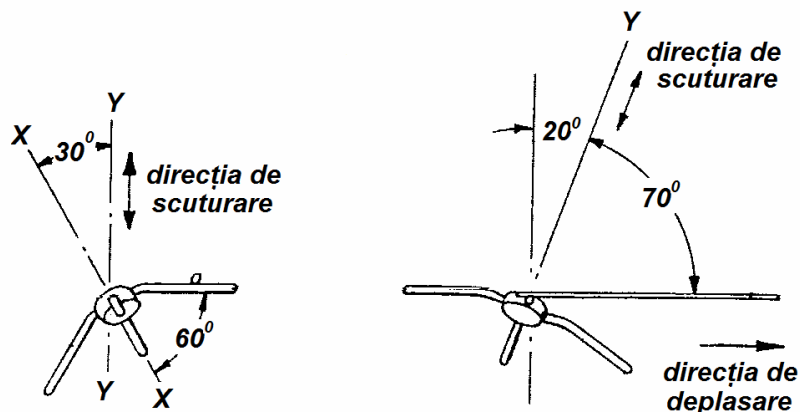


Fig. 7.27. Modul de dispunere a rotorului cu degete

Ca principiu au fost realizate mașini care recoltează strugurii pe o jumătate de rând (fig. 7.28.), aceasta deplasându-se pe intervalul dintre rânduri, respectiv mașini care recoltează un rând complet (fig. 3.37. și fig. 3.38.), mașina fiind de tipul șasiu încălecat.

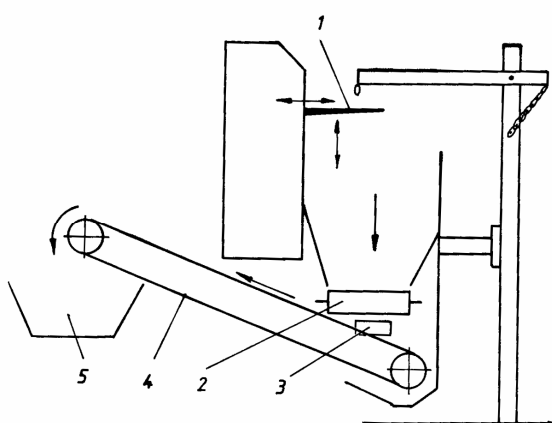
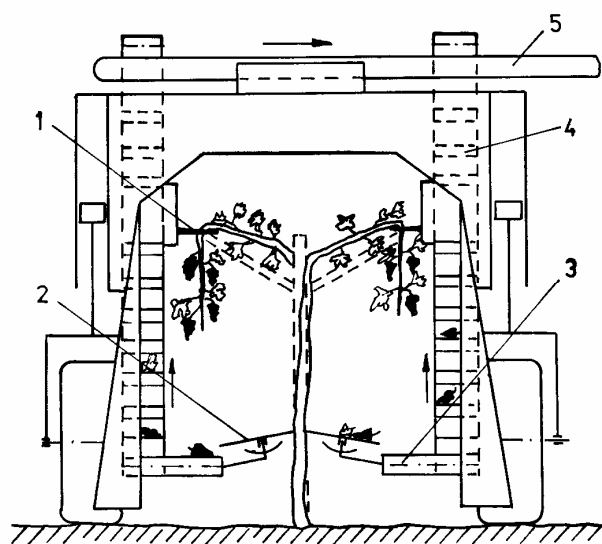


Fig. 7.28. Schema mașinii de recoltat struguri cu deplasarea pe intervalul dintre rânduri

Mașina de recoltat ce recoltează pe o singură parte a rândului se poate adapta la susținerea de tip pergolă înclinată și dreaptă. Boabele și strugurii se desprind ca urmare a scuturării sârmei de către acul 1, cad pe transportorul 2 care duce masa recoltată către suflanta 3. După curățirea de frunze și alte impurități mari, transportorul 4 preia masa recoltată și o deversează în buncărul sau remorca tehnologică 5.

Fig. 7.29. Schema mașinii de recoltat încălecată



Mașina de recoltat cu șasiu încălecat (fig. 7.29.) este de tipul autopropulsată și este destinată recoltării pe plantații conduse pe sisteme de tip pergolă modificată înclinată sau dreaptă, respectiv GDC. Ca organ de lucru sunt prevăzute două ace metalice vibratoare 1, dispuse de o parte și de alta a rândului de vie. Strugurii și boabele desprinse cad pe sistemul de captare de tipul plăcilor escamotabile 2, iar prin intermediul

transportoarelor 3,4 și 5 ajung într-un mijloc de transport ce se deplasează în paralel cu mașina.

Separarea frunzelor din masa recoltată se face cu ajutorul curenților de aer produși de ventilatoare dispuse în zona trecerii materialului de pe un transportor pe altul, acestea lucrând prin aspirație sau refulare.

În primul, caz mașina care se deplasează pe intervalul dintre rânduri, regimul optim s-a stabilit la cca 200 impulsuri pe minut și o viteză de deplasare a mașinii de 2 km/h, ceea ce corespunde unui număr de 7-8 impulsuri pe un metru liniar de sârmă de susținere. În cazul mașinii încălecătoare frecvența de oscilație este de 7-13 Hz, amplitudinea de 10-12 cm și viteza de lucru de 2 km/h, cu mențiunea că aceasta poate lucra și pe terenuri cu pante de până la 10 %.

Aceste mașini de recoltat struguri prin scuturare verticală realizează capacități de recoltare de 0,3-0,8 ha/h, cu pierderi globale de 5-15 % în funcție de soiul cultivat, pierderi datorate mai ales scuturării boabelor înaintea mașinii. Deoarece procentul de boabe vătămate și must din masa recoltată este mic, calitatea materiei prime permite obținerea de vinuri care nu se deosebesc de cele rezultate prin recoltare manuală.

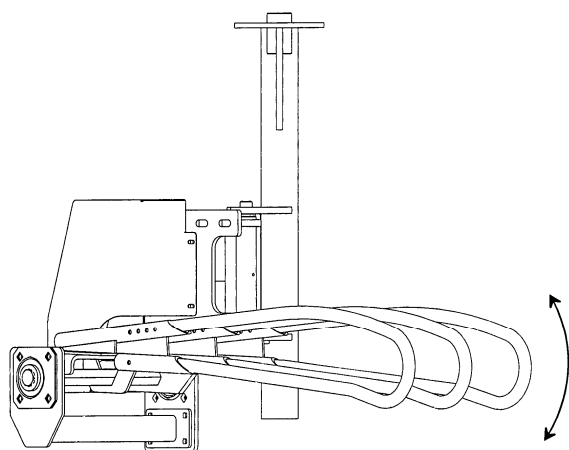


Fig. 7.30. Organe de scuturare de tipul bare elastice din materiale plastice

În practică s-au realizat și alte modele de mașini de recoltat struguri prin scuturare verticală, plecând de la organele de scuturare în plan orizontal. În figura 7.30. este prezentat organul de lucru de tip bare elastice (un grup de trei bare din materiale plastice), antrenare în mișcare oscilatorie pe verticală.

Ca efect al acțiunii barelor se produce o mai mare fragmentare a vegetației, ca de altfel și o defoliere semnificativă, fapt ce afectează calitatea masei recoltate.

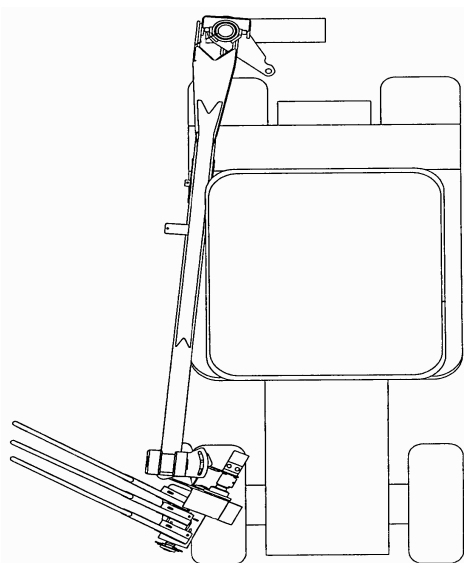


Fig. 7.31. Schema mașinii de recoltat cu vergele de scuturare

Un alt tip de organe de scuturare este cel cu vergele (fig. 7.31). Aici sunt folosite trei sau patru vergele din materiale plastice și mai rar metalice, cu diametrul de 0,02-0,035 m, antrenate în mișcare verticală. Pentru a nu afecta puternic cultura, ca urmare a pătrunderii vergelelor în gardul de vegetație, barele sunt orientate în sens invers direcției de deplasare a mașinii.

Mașinile de recoltat struguri prin scuturare verticală, din punct de vedere al modului de acționare se pot clasifica astfel:

- mașini de recoltat purtate pe tractor (purtate lateral);
- mașini de recoltat semipurtate și acționate de la priza de putere;
- mașini de recoltat autopropulsate.

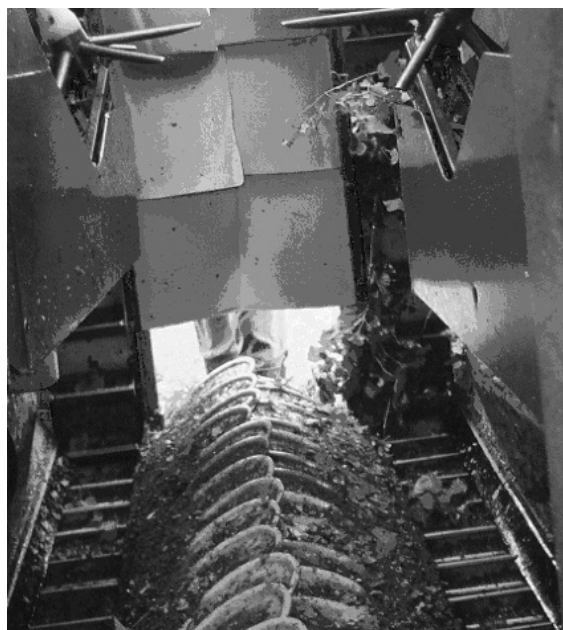
După modul de captare a masei recoltate

mașinile se pot clasifica astfel:

- mașini de recoltat cu captator de tip perete înclinat și transportor (fig. 7.32.);
- mașini de recoltat cu sistem de captare de tip plăci escamotabile (fig. 7.33.);
- mașini de recoltat cu sistem de captare cu transportoare tip paner (fig. 7.34.).



*Fig. 7.32. Sistem de captare cu perete înclinat și transportor*



*Fig. 7.33. Sistem de captare cu plăci escamotabile*



*Fig. 7.34. Sistem de captare cu transportoare tip paner*

Sistemul de captare cu plan înclinat și transportor este utilizat numai la mașinile de recoltat purtate lateral pe tractor și care formează un tunel pe sub rândul de vie dispus pe sistemul pergolă simplă (când recoltează pe un rând) sau dublă (când recoltează pe o jumătate de rând).

Sistemele de captare cu plăci escamotabile și transportoare tip paner se folosesc la mașinile de tip încălecat.

Plăcile escamotabile sunt montate pe suporturi prin intermediul unor arcuri care, la contactul cu tulpina viței sau șpalierii, se rabat permițând trecerea lor fără a le afecta sensibil.

Acest mod de rabatere reduce și uzura plăcilor prin frecarea cu șpalierii, dar mai ales nu produc vătămări ireversibile tulpinilor.

Transportoarele tip paner sunt realizate din poliuretan alimentar și prin îmbinarea lor îmbracă complet tulpina și șpalierul. Acționate cu o viteză egală și de sens opus deplasării mașinii, aceste transportoare au față de sol viteza egală cu zero, fapt ce elimină frecarea lor la contactul cu tulpinile sau șpalierii și implicit a vătămărilor.

Pentru a putea recolta în condiții optime, plantațiile trebuie să îndeplinească o serie de cerințe pentru care mașinile de recoltat să poată fi folosite eficient. Astfel la

plantațiile conduse pe sistemul GDC trebuie ca șpalierii să aibă înălțimea de până la 1,8 metri, distanța dintre rânduri de cca 4 metri, sârmele de susținere a cordoanelor să aibă rezistența necesară susținerii vegetației și eforturilor la care este supusă în timpul scuturării, să fie bine întinsă la o înălțime de 1,7 metri de sol, vegetația să fie expusă la soare în vederea maturării strugurilor, cordoanele multianuale să fie bine legate de sârmele de susținere, iar corzile cu struguri să nu fie legate de sistemul de susținere. Tulpinile trebuie ridicate la minim 1,5 metri deasupra solului.

Mașinile de recoltat struguri prin scuturare verticală utilizate în momentul de față au organul de lucru de tip stea rotitoare cu degete și care permit reglarea frecvenței de scuturare între 0-650 oscilații pe minut, viteze de lucru de 1,5-4,0 km/h și scuturarea sârmelor dispuse la înălțimi de 1,5-2,0 m.

#### 7.3.4.2. Mașini de recoltat struguri prin scuturare orizontală

Recoltarea mecanizată prin scuturarea în plan orizontal a viței de vie este metoda cea mai răspândită în lume, deoarece nu necesită sisteme de susținere speciale, vița fiind condusă pe sisteme cu șpalier monoplan și sârme de susținere. În acest mod se obține un gard de vegetație uniform, iar prin tăierile în verde se poate realiza și o lățime aproximativ constantă a acestuia, cu efecte favorabile asupra modului de oscilație a sa.

Pentru aceste mașini de recoltat struguri, modelul care a stat la baza realizării lor este Chisholm Ryder OW conceput de cercetătorii americani Studer H.E. și Olmo P.H. în anul 1961.

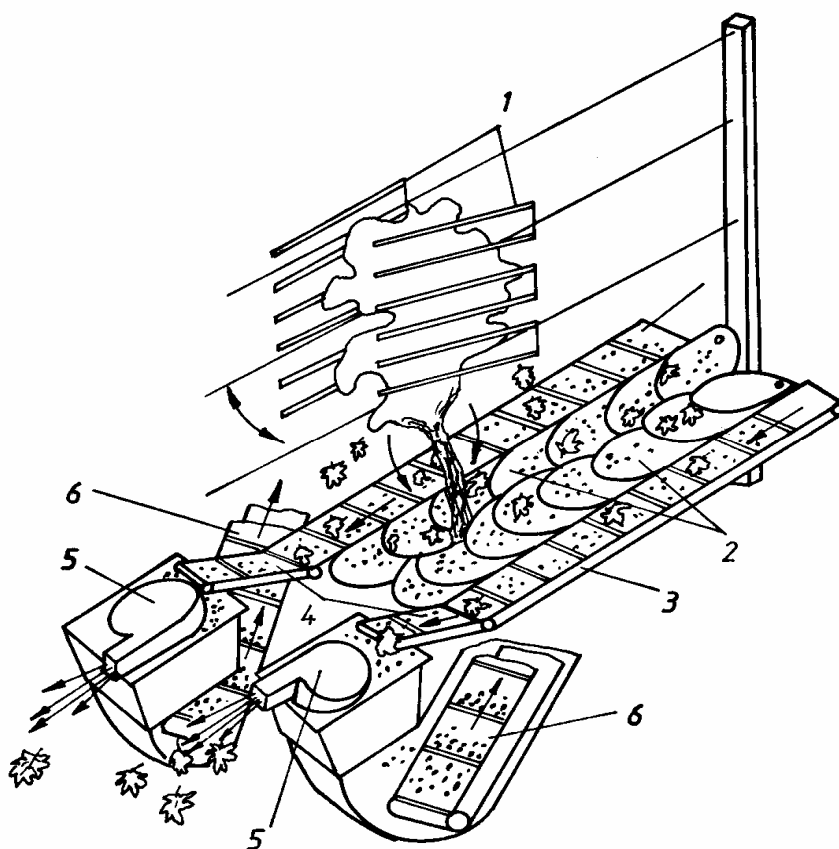


Fig. 7.35. Principiu de lucru al mașinii de recoltat struguri prin scuturare orizontală

Principiul de lucru al acestei mașini este prezentat în figura 7.35. Organele active 1 (de forme și mărimi diverse) scutură gardul de vegetație și fracțiile care se desprind de cultură cad pe un sistem de captare 2, de unde sunt deversate pe transportoarele longitudinale 3, prevăzute la capătul lor cu înclinarea 4. De pe aceste transportoare materialul desprins cade pe un alt transportor 6, care, după separarea frunzelor și a altor impurități prin aspirarea cu ventilatoarele 5, le ridică la partea superioară a mașinii, urmând a le evacua într-o remorcă ce se deplasează în paralel cu mașina de recoltat. Inițial mașina nu a fost dotată cu buncăr propriu deoarece viile americane aveau distanța dintre rânduri de 3-4,5 m.

Variatatea mare de modele care se găsesc astăzi în exploatare, de tipul șasiu încălecător, (inițial au fost concepute și modele purtate lateral pe tractor) se poate clasifica după mai multe criterii:

1. după modul de acționare:

- mașini de recoltat semipurțate și acționate de la priza de putere a tractorului;

- mașini autopropulsate;

2. după construcția sistemului de captare a masei desprinse de cultură:

- cu plăci escamotabile;

- cu transportoare paner;

3. după modul de colectare a recoltei:

- cu buncăr (buncăre) propriu;

- fără buncăr propriu.

Forma constructivă și mărimea lor sunt alte elemente prin care mașinile de recoltat struguri se diferențiază între ele, acesta fiind și motivul pentru care fiecare model are caracteristicile sale specifice, sub aspectul efectului asupra vegetației și implicit al regimului de lucru pe care-l realizează. Această varietate face practic imposibil de stabilit un regim de scuturare unic, pentru toate tipurile de organe de lucru, de aceea fiecare producător vine cu recomandările proprii în ceea ce privește frecvența de scuturare, amplitudinea scuturării și viteza de lucru a mașinii.

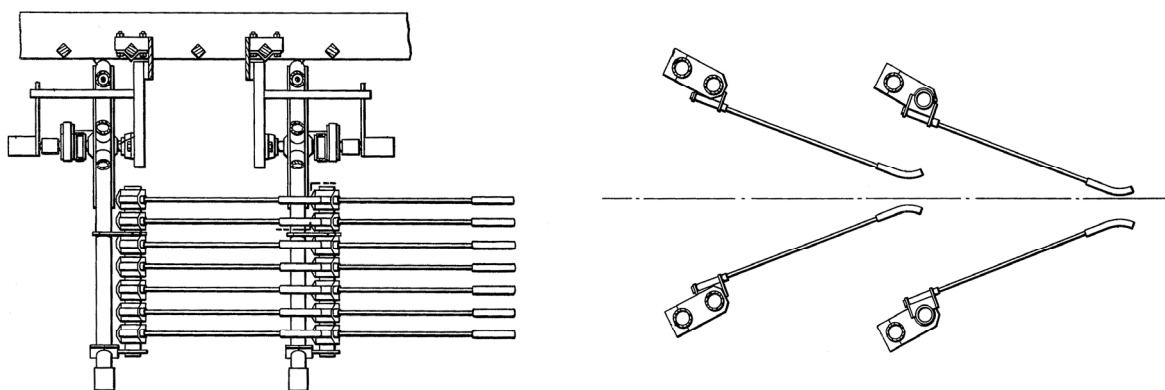


Fig. 7.36. Construcția echipamentului de scuturare cu tije pe două rânduri

Modelul de bază al mașinii de recoltat din care au derivat celelalte variante constructive este cel cu tije sau vergele drepte, dispuse pe un rând sau pe două rânduri (fig. 7.36.).

Tijele sunt de formă cilindrică, executate din fibre de lemn sau materiale plastice cu diametrul de 8-20 mm, prevăzute la capăt cu manșoane din cauciuc pentru a proteja cultura și șpalierii pe de o parte, dar și pentru a reduce uzura proprie.

Tijele sunt montate pe plăci antrenate în mișcare oscilatorie cu ajutorul unor mecanisme bielă-manivelă, cu posibilitatea de a modifica frecvența între 0-650 osc/min. Legate cinematic între ele, cele două rânduri de tije au mișcarea defazată cu  $180^{\circ}$ , scuturând intens via.

Odată cu conceperea altor forme de organe de scuturare a viei, s-au îmbunătățit și condițiile de lucru sub aspectul calității masei recoltate, dar și al protejării tulpinilor la contactul cu organele de lucru. Primele modificări au fost făcute la tijele drepte care, pentru reducerea vătămării produse culturii au căpătat o formă alungită la capătul liber (fig. 7.37.). Întrucât capetele libere nu puteau fi controlate din punct de vedere al penetrării vegetației, s-a încercat acționare diferențiată (fig. 7.38.), cu prinderea tijelor și pe partea paralelă cu vegetația.

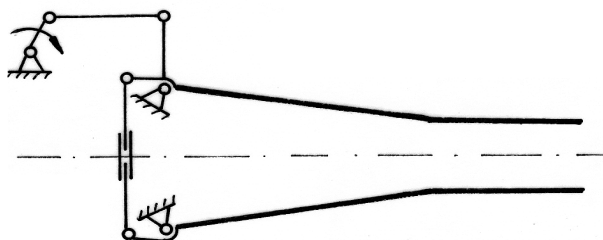
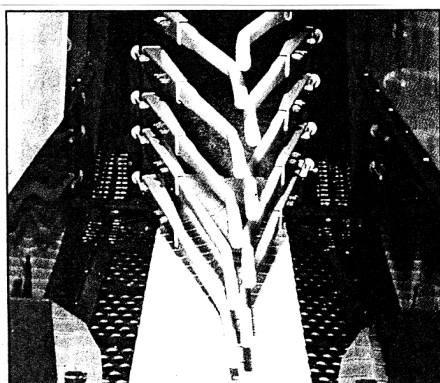


Fig. 7.37. Organe de scuturare cu tije alungite

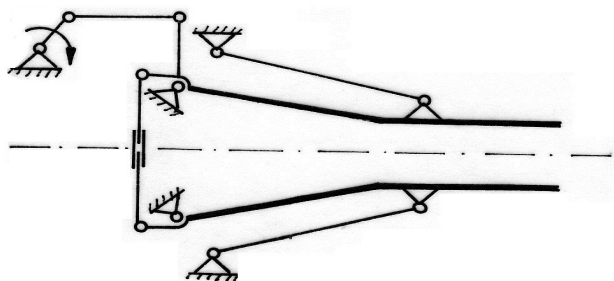
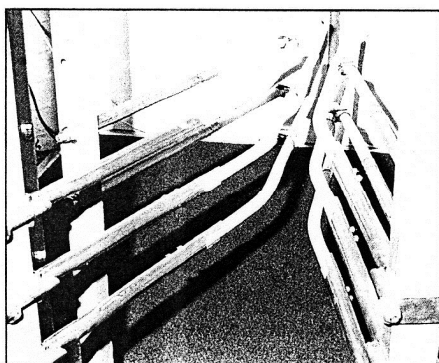


Fig. 7.38. Organe de scuturare cu mișcare controlată

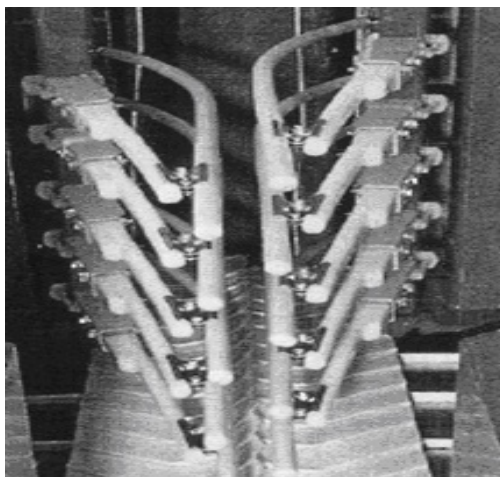


Fig. 7.39. Organe de scuturare model Alma

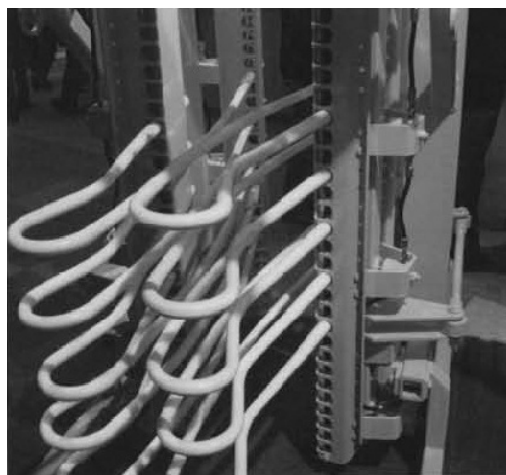
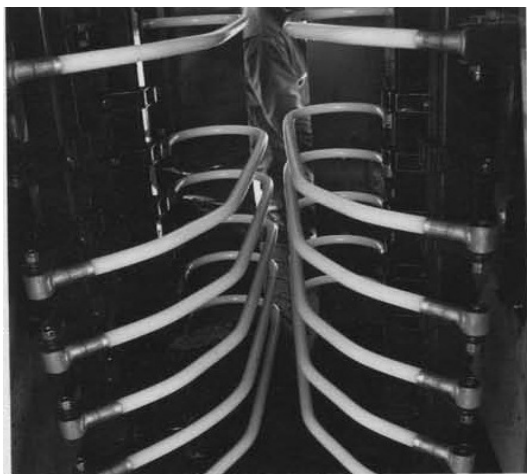


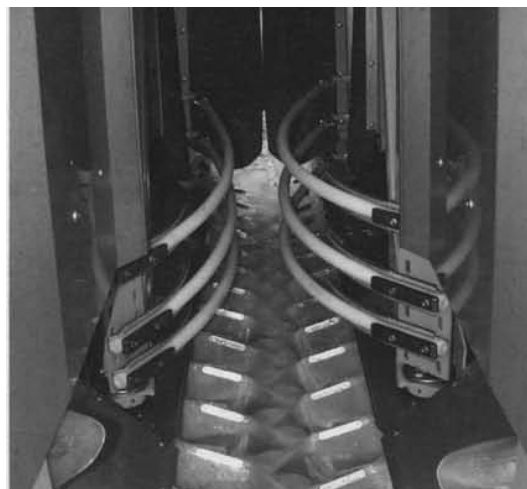
Fig. 7.40. Organe de scuturare model Gregoire



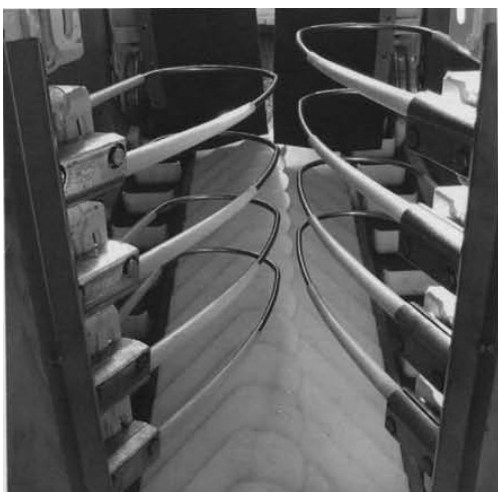
După aceste modificări aduse tijelor cercetătorii au căutat alte modele și materiale, astfel că au început să apară organe de scuturare din materiale plastice elastice, montate pe plăci oscilante, acționate la unul din capete sau la ambele capete (fig. 7.39. ... 7.44.).



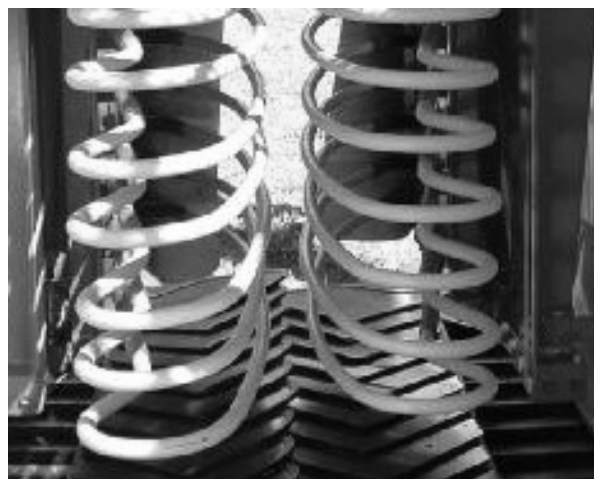
*Fig. 7.41. Organe de scuturare model Pellenc (Fourcade)*



*Fig. 7.42. Organe de scuturare model Braud*



*Fig. 7.43. Organe de scuturare model Bobard*



*Fig. 7.44. Organe de scuturare model Nairn*

În ceea ce privește sistemele de captare, în momentul de față două tipuri constructive se folosesc în construcția mașinilor de recoltat: cu plăci escamotabile și cu transportoare paner.

Mașinile construite de producătorii europeni sunt aproape în totalitate cu buncăre proprii ce colectare a produsului recoltat, asta și din considerente privind distanța dintre rânduri (mai mici față de viile americane), dar și sub aspectul creșterii manevrabilității lor la întoarcerea la capetele rândurilor. De asemeni, multe modele sunt concepute pentru a lucra pe trenuri în pantă, din acest punct de vedere fiind echipate cu dispozitive de orizontalizare a echipamentului de recoltare.

Pentru a putea fi utilizate în practică, plantațiile cu viță de vie trebuie să îndeplinească o serie de cerințe minimale:

- plantațiile trebuie situate pe terenuri cu pante de până la  $14^{\circ}$ ;
- distanța dintre rândurile de vie de minim 1,8-2 m;

- înălțimea maximă a șpalierilor sau a stâlpilor de susținere de 1,8 m;
- șpalierii să fie drepecți, cu ancore și stâlpi contrafort în interiorul rândului, sârmele bine întinse; tulpinile și șpalierii aliniați pe rând;
- înălțimea minimă de dispunere a strugurilor față de sol de minim 0,4 m;
- parcele cu lungimea de peste 200 m, alei de întoarcere de minim 6 m, cu intervalele dintre rânduri bine întreținute.

Ca urmare a faptului că organele de scuturare diferă mult din punct de vedere constructiv, au fost efectuate studii cu privire la poziția și numărul lor, modul de dispunere și deschiderea dintre ele, pentru a determina o frecvență corespunzătoare de scuturare.

Trebuie specificat faptul că aceste organe de lucru nu au aceeași formă, nu acționează la fel asupra vegetației, nu produc același impact asupra vegetației, nu au același mod de acționare și nu transmit la fel energia de desprindere a fructelor de cultură.

Cu toate acestea s-a stabilit că un număr optim de oscilații pe metrul liniar de vegetație corespunde unui pas de scuturare de cca 15 cm. În acest mod se poate corela viteza de deplasare a mașinii cu frecvența de oscilație pentru a obține acest pas (tabelul 7.1.).

**Tabelul 7.1.** Pasul de scuturare (cm) în funcție de frecvență și viteza de lucru  
(Vieri M., Parenti A. 2006)

Frecvența		Viteza de lucru (km/h)						
Hz	Osc/min	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5
1,7	100	33	42	50	58	67	75	83
2,5	150	22	28	33	39	44	50	56
3,3	200	17	21	25	29	33	38	42
4,2	250	13	17	20	23	27	30	33
5,0	300	11	14	17	19	22	25	28
5,8	350	10	12	14	17	19	21	24
6,7	400	8	10	13	<b>15</b>	17	19	21
7,5	450	7	9	11	13	<b>15</b>	17	19
8,3	500	7	8	10	12	13	<b>15</b>	17
9,2	550	6	8	9	11	12	14	<b>15</b>
10,0	600	6	7	8	10	11	13	14
10,8	650	5	6	8	9	10	12	13
11,7	700	5	6	7	8	10	11	12

Din punct de vedere constructiv mașinile de recoltat struguri prin scuturare orizontală au capacitatea de a asigura următoarele caracteristici:

- regimuri de lucru caracterizate prin viteze de deplasare între 1,5-5,0 km/h, frecvență de scuturare variabilă între 100-650 osc/min, cu amplitudinea mișcării de 50-120 mm, aceste valori fiind alese în funcție de caracteristicile fizico-mecanice ale strugurilor și care la rândul lor depinzând de soiul cultivat și gradul de maturare;

- capacitatea de lucru este cuprinsă între 1,5-3,5 ha/schimb, independent de producția la hectar; această capacitate de lucru depinde mult și de modul de organizare a lucrării de recoltare, preluare și transport a masei recoltate, de asigurarea unei deserviri tehnice operative;

- pierderile la recoltate variază, în general, între 4-8 % la soiurile roșii și între 6-12 % la soiurile albe;
- gradul de vătămare a culturii este caracterizat prin 2-20 corzi rupte la 100 butuci, în funcție de soi, stadiul de lignifiere al corzilor și modul de legare pe sârme; vătămarile se produc la distanțe relativ mari față de punctul de inserție a corzilor, efectul lor fiind anulat la tăierile în uscat.

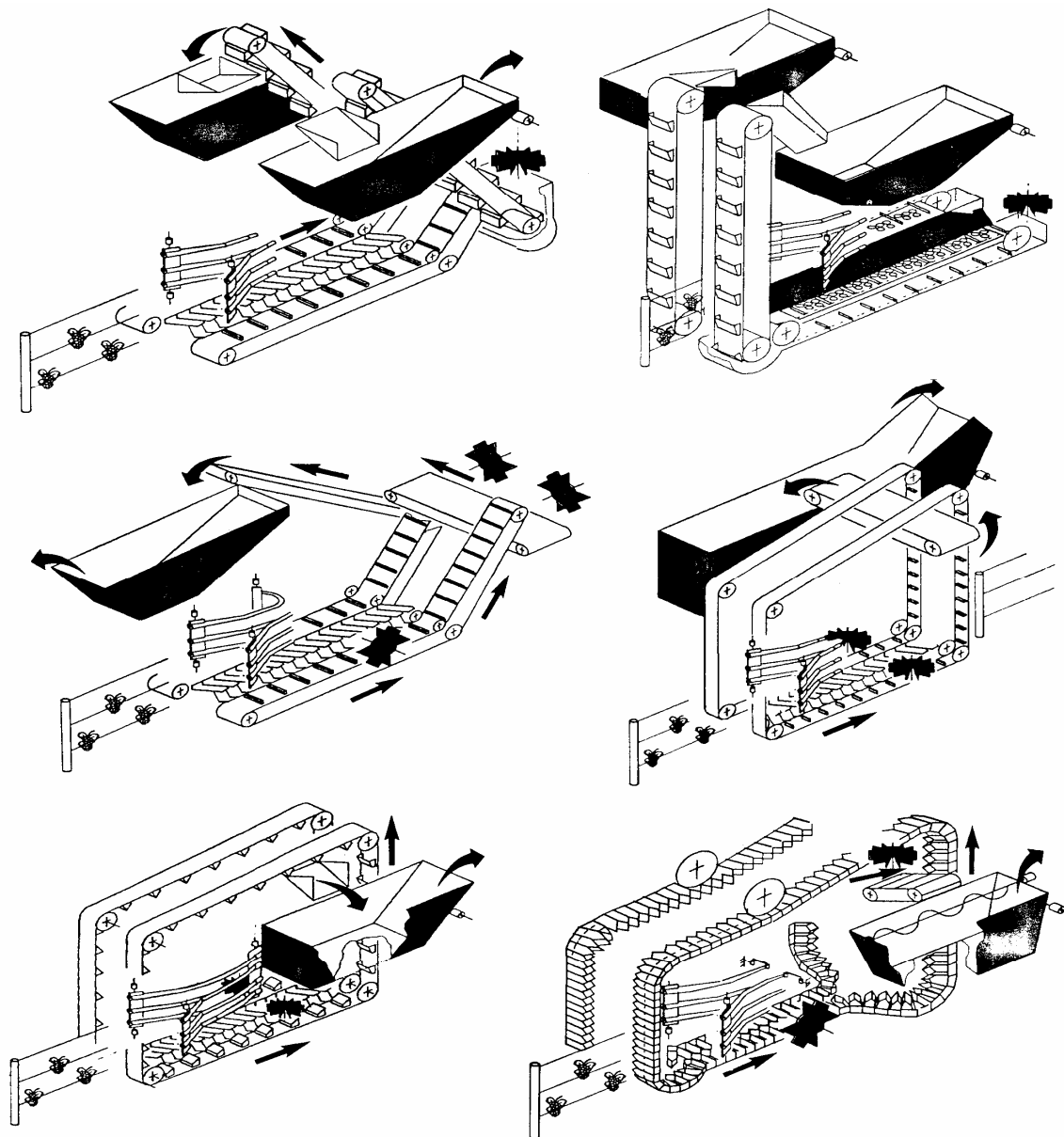


Fig. 7.45. Variante ale fluxului de material recoltat în mașinile de recoltat struguri cu buncăr propriu

În funcție de producător și soluțiile tehnice adoptate, masa recoltată este vehiculată în mașini cu ajutorul unor transportoare de diverse tipuri, câteva variante constructive fiind prezentate în figura 7.45.

Modernizarea continuă a mașinilor de recoltat struguri prin scuturare orizontală a dus la apariția unor echipamente de scuturare care să poată compensa eventualele erori de pilotare ale mașinii.

În acest sens echipamentele au fost montate pe sisteme de susținere și acționare a organelor de lucru, astfel încât să poată pendula în plan transversal, pentru a copia mai bine eventualele necoliniarități ale tulpinilor și stâlpilor de susținere pe rând.

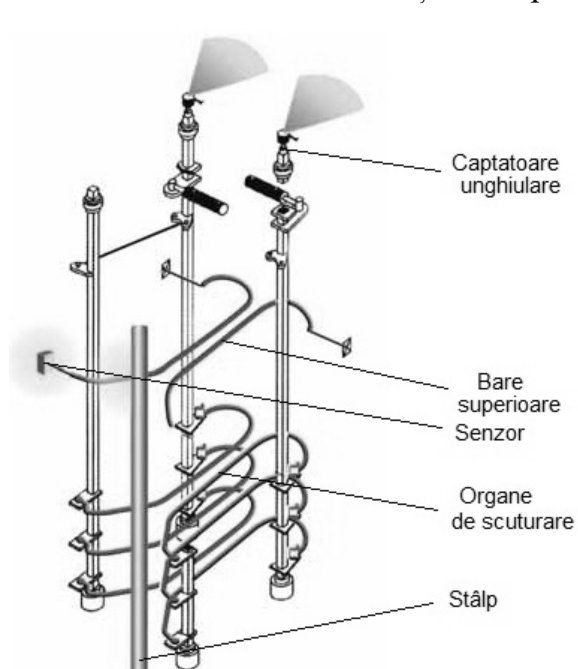


Fig. 7.46. Sistemul de scuturare Smart

O altă problemă legată de procesul de recoltare o constituie reducerea amplitudinii și frecvenței de scuturare la trecerea organelor de lucru prin dreptul șpalierilor, unde uzura acestora este mare. Pentru aceasta, a fost conceput și realizat un sistem care să elimine acest dezavantaj (fig. 7.46.), numit "Smart" și care avertizează conducătorul mașinii atunci când organele de lucru ajung în zona de contact cu șpalierii.

Echipamentul de lucru are prevăzute două bare, de formă identică cu cea a organelor de scuturare, dispuse deasupra acestora și care, la contactul cu stâlpii de susținere a barelor, prin intermediul unui senzor la care sunt conectate, avertizează conducătorul mașinii. Are loc modificarea formei de variație a organelor de lucru după modelul din figura 7.47. și care evită uzura organelor de scuturare.

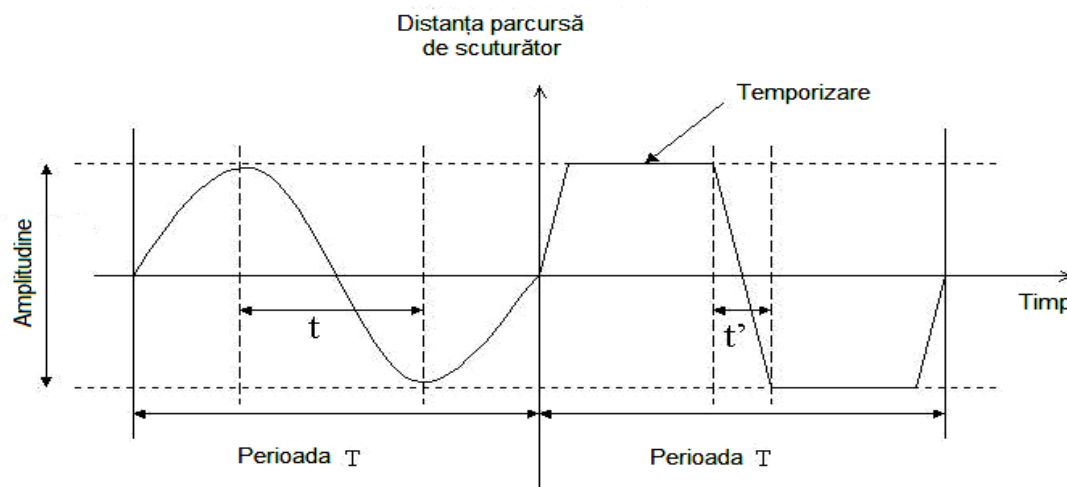


Fig. 7.47. Variația amplitudinii oscilației la sistemul Smart

Același echipament de lucru este prevăzut cu două captatoare unghiulare ce permit centrarea mașinii pe axul rândului de vie, astfel că sunt urmărite automat necoliniaritățile tulpinilor și stâlpilor de susținere.

Odată desprinse de cultură fracțiunile ajung la sistemele de separare și curățire, care elimină din masa de boabe impuritățile sub formă de rahis, frunze, fragmente de lăstari, etc. Primele sisteme de curățire au avut ca elemente de bază ventilatoare ce lucrau prin aspirație sau refulare și care, la trecerea materialului recoltat de pe un transportor pe altul, eliminau în special frunzele și fragmentele de corzi.

Cu toate acestea, în masa colectată în buncăr se regăsea un procent însemnat de frunze și fragmente de frunze care, umezite cu mustul scurs din boabele vătămate, erau foarte greu

de îndepărtat. Ajunse în buncăr acestea nu mai puteau fi separate ulterior și prin procesul de zdrobire și presare afectau calitatea mustului și implicit al vinului.

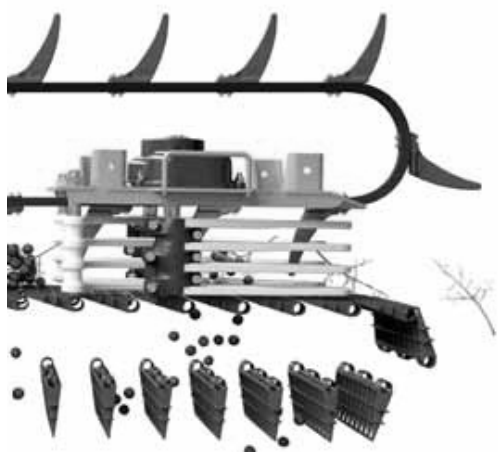


Fig. 7.48. Sistemul de separare Pellenc

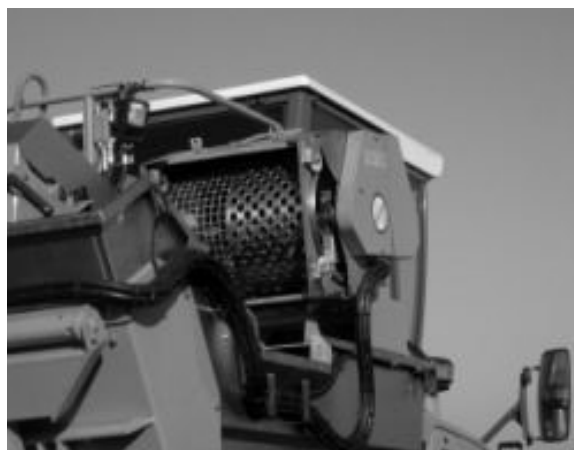


Fig. 7.49. Triorul Pellenc



Fig. 7.50. Desciorchinătorul Gregoire

În prezent toate aparatele de curățire folosesc principiul de separare a masei recoltate (boabe, struguri, must) înaintea ventilatoarelor ce lucrează prin aspirație sau refulare. Sunt echipamente care separă boabele și mustul liber într-o primă fază, după care sunt separate boabele din struguri și fragmente de struguri cu ajutorul diferitelor organe de separare, astfel că ventilatoarele vor acționa asupra frunzelor, fragmentelor de corzi și a altor impurități.

Separatorul din figura 7.48, are în componență un transportor cu orificii, pe care vine masa recoltată și care este antrenat într-o mișcare vibratorie de frecvență ridicată și amplitudine redusă. În acest mod are loc separarea boabelor și a mustului care trec prin aceste orificii și care sunt dirijate către buncăr, impuritățile mari ajungând în zona de acțiune a ventilatoarelor

Pe lângă acest sistem de separare se mai folosesc desciorchinătoare (fig. 7.50.) și trioare sau tobe rotative cu orificii (fig. 7.49), ambele variante având ca efect separarea boabelor de ciorchini sau fragmente de ciorchini. Mai sunt cunoscute și alte sisteme de curățire printre care se pot remarca modelul cu grilă rotativă și arici de antrenare SOCMA și modelul cu grilă și extractor central Alma.

Toate aceste sisteme de separare și curățire a masei recoltate asigură eliminarea frunzelor și a fragmentelor de lăstari în proporții de peste 90 %, dar nu pot elimina în procente mari fragmentele de rahis care ajung în buncăr.

## BIBLIOGRAFIE

1. Băisan I. 2015 - Recoltarea mecanizată a strugurilor. Editura PIM Iași .
2. Fundamental of Machine Operation 1991 Combine Harvesting. Deere & Company, Illinois, USA.
3. Fundamental of Machine Operation 1991 Hay and Forage Harvesting. Deere & Company, Illinois, USA.
4. Hermenean I., Mocanu V. 2008 - Tehnologii, mașini și instalații pentru recoltarea și conservarea sub formă de fân a furajelor de pe pajiști. Editura Universității Transilvania din Brașov.
5. Neagu Tr., ș.a. 1982 Tractoare și mașini horticole. Editura Didactică și Pedagogică București.
6. Neculăiasa V., Dănilă I., 1995 - Procese de lucru și mașini de recoltat. Editura A92 Iași.
7. Scripnic V., Babiciu P., 1979 - Mașini agricole. Editura Ceres București
8. Toma D., ș.a. 1981 - Tractoare și mașini agricole Partea a II-a Mașini Agricole. Editura Didactică și Pedagogică București.