

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ
CATEDRA DE MECANICĂ

ing. Radu Ilea

DINAMICA SITELOR UTILIZATE ÎN
CONSTRUCȚIA MAȘINILOR AGRICOLE

TEZĂ DE DOCTORAT

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA
BIBLIOTECA CENTRALĂ
Nr. volum _____
Data _____ Lit. _____

Conducător științific

Prof. dr. ing. Liviu Brîndeu
Membru corespondent al Academiei
de Științe Tehnice din România

Timișoara

2001

PREFAȚĂ

Recoltarea cerealelor păioase este o lucrare deosebit de importantă care trebuie executată la timp și cu pierderi minime. Dinamica dotării agriculturii cu mijloace mecanice este continuu ascendentă, preocupările actuale fiind îndreptate spre creșterea numărului de mașini și utilaje agricole și perfecționarea acestora.

Cea mai largă utilizare a sitelor în construcția mașinilor agricole se întâlnește la mașinile de recoltat cereale și la mașinile de separat semințe.

Situația obiectivă a amestecurilor de semințe rezultate la recoltare, care conțin un procent ridicat de corpuri străine greu separabile prin mijloacele actuale, justifică cercetările privind perfecționarea mașinilor de recoltat și condiționat semințe, pentru asimilarea de noi procedee și metode, care să permită realizarea procesului de lucru la un nivel tehnic corespunzător, din care să decurgă creșterea productivității și calității precum și reducerea costurilor de producție.

Tema cercetată în cadrul tezei de doctorat își propune, ca pe baza studiilor teoretice și experimentale, să stabilească regimul optim de funcționare al sitelor utilizate în construcția mașinilor agricole.

Pentru pregătirea, întocmirea și finalizarea tezei de doctorat m-am bucurat de sprijinul și îndrumarea domnului prof. dr. ing. Liviu Brîndeu, membru corespondent al Academiei de Științe Tehnice din România, față de care îmi exprim cele mai sincere mulțumiri, stima și recunoștința mea.

Mulțumesc de asemenea colectivului de cadre didactice de la Catedra de Mecanică a Universității "Politehnica" Timișoara de la care am primit în permanență sprijinul și ajutorul ce mi-au dat sentimentul de încredere pentru elaborarea prezentei teze de doctorat.

Aduc mulțumiri pe această cale conducerii Stațiunii Didactice a Universității de Științe Agricole și Medicină Veterinară a Banatului din Timișoara care mi-a asigurat baza materială pentru realizarea cercetărilor experimentale.

CUPRINS

	Pag.
INTRODUCERE	1
CAPITOLUL I.	
STADIUL ACTUAL ȘI TENDINȚE PRIVIND CONSTRUCȚIA MAȘINILOR CE UTILIZEAZĂ ANSAMBLE DE CURĂȚIRE-SORTARE	5
1.1. Stadiul actual și tendințe privind combinele de recoltat cereale păioase	5
1.1.1. Performanțele, caracteristicile și prezentarea combinelor autopropulsate de recoltat cereale	5
1.1.1.1. <i>Caracteristicile tehnice și funcționale ale combinei C-14</i>	6
1.1.1.2. <i>Caracteristicile tehnice și funcționale ale combinelor Claas</i>	8
1.1.1.3. <i>Procesul de lucru al combinelor autopropulsate de recoltat cereale</i>	12
1.1.2. Tendințe actuale în construcția mașinilor de recoltat cereale	14
1.2. Stadiul actual și tendințe privind mașinile de curățat și sortat semințe	33
1.2.1. Caracteristicile tehnice și funcționale ale mașinii de curățat și sortat semințe MCS-5/2,5	33
1.2.2. Caracteristicile tehnice și funcționale ale mașinii de curățat și sortat semințe PETKUS-526 A	35
1.3. Analiza funcțională a ansamblelor aparat de treier și curățire-separare	37
1.3.1. Analiza funcțională a aparatului de treier	37
1.3.2. Analiza funcțională a sitelor plane și cilindrice	42
1.3.3. Analiza comparativă între sitele plane și cilindrice	46
CAPITOLUL II.	
PROCEDEE DE CURĂȚIRE ȘI SEPARARE	48
2.1. Importanța proceselor de curățire și separare	48
2.2. Principiile curățirii și sortării produselor agricole	50
2.2.1. Proprietățile aerodinamice ale semințelor. Separarea semințelor după însușirile aerodinamice.	51
2.2.2. Dimensiunile semințelor. Curățirea și sortarea semințelor după dimensiuni.	53
2.2.2.1. <i>Separarea amestecurilor de semințe după grosime</i>	56
2.2.2.2. <i>Separarea amestecurilor de semințe după lățime</i>	56
2.2.2.3. <i>Separarea amestecurilor de semințe după lungime</i>	57
2.3. Tipuri de site utilizate la mașinile de curățat și sortat semințe	58

CAPITOLUL III.	
PRINCIPII DE FUNCȚIONARE ALE SITELOR PLANE ȘI CILINDRICE	62
3.1. Funcționarea sitelor plane	62
3.2. Funcționarea sitelor cilindrice	66
CAPITOLUL IV.	
BAZELE TEORETICE ALE PROCESELOR DE LUCRU ALE SITELOR	74
4.1. Dinamica procesului de lucru a sitelor plane	74
4.1.1. Considerații generale	74
4.1.2. Modelul dinamic	75
4.1.3. Caracteristici ale mișcării de alunecare	76
4.1.4. Concluzii	82
4.2. Dinamica procesului de lucru a sitelor cilindrice	84
4.2.1. Considerații generale	84
4.2.2. Faza repausului relativ	85
4.2.3. Faza mișcării relative (de alunecare înapoi) la o ridicare absolută a particulei	87
4.2.4. Faza mișcării libere	92
4.2.5. Faza mișcării relative (de alunecare înainte) la o coborâre absolută a particulei	95
CAPITOLUL V.	
CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND FUNCȚIONAREA SITELOR PLANE	97
5.1. Rezultate experimentale privind funcționarea sitelor plane	97
5.1.1. Considerații generale	97
5.1.2. Încercări experimentale efectuate la mașina de curățat și sortat semințe MCS-5/2,5	99
5.1.3. Studii experimentale efectuate la combinele autopropulsate de recoltat cereale păioase	107
5.2. Simularea proceselor de funcționare a sitelor plane	111
CAPITOLUL VI.	
CERCETĂRI PRIVIND ZGOMOTELE PRODUSE DE MAȘINILE DE RECOLTAT CEREALE	115
6.1. Considerații generale	115
6.2. Zgomotele și vibrațiile mașinilor agricole	116
6.3. Efectuarea și interpretarea măsurărilor	122
CONCLUZII	126
BIBLIOGRAFIE	135
ANEXE	142

INTRODUCERE

Studiul funcționării sitelor folosite pentru separarea și curățirea produselor agricole constituie preocupările fundamentale dezbătute în prezenta teză. Acest studiu, însă, nu se poate face independent de utilajele în care funcționează asemenea site. Este motivul pentru care o parte importantă a fost dirijată spre prezentarea multitudinii de mașini ce sunt în construcția lor echipate cu site sau cu alte sisteme de curățire și sortare.

Principalele utilaje din această categorie sunt combinele autopropulsate de recoltat cereale pentru care se prezintă aspecte principale și schemele tehnologice de funcționare. Astfel se prezintă într-o nouă formă sistemul de alimentare al aparatului de treier cu bătător și contrabătător, precum și sistemul de curățire format din ventilator și site de diferite tipuri.

În dezvoltarea sistemelor de funcționare a sitelor din cadrul combinelor de recoltat se au în vedere atât mașinile fabricate în țară cum ar fi C-14, C-14M, C-110 produse de S.C. Semănătoarea S.A. cât și mașini fabricate pe plan mondial ca cele produse de firmele Claas, New Holland, John Deere, Case, Fiat Laverda, Massey Ferguson, Deutz Fahr, Fendt etc. Este motivul pentru care o parte însemnată a tezei se referă la descrierea și funcționarea principalelor tipuri de mașini și instalații pentru curățire și sortare care în construcția lor folosesc site de diferite tipuri. Prin faptul că se dezvoltă dinamica sitelor se justifică faptul că se abordează frecvent tipuri de site utilizate în schemele funcționale ale unor combine, selectoare etc.

Trebuie arătat că în precizările legate de construcția diferitelor utilaje, pe lângă sitele plane pot fi utilizate și site cilindrice. Acesta este motivul pentru care a fost necesar să se analizeze comparativ eficiența fiecăreia dintre

cele două categorii de site. Este foarte clar că fiecare tip de sită este eficient într-o anumită schemă tehnologică adecvată procesului de prelucrare.

În mod special se prezintă variante constructive pentru aparatele de treier deoarece procesul de lucru al acestora influențează direct procesul de separare–curățire precum și dinamica activității de separare–curățire.

Pe lângă descrierile existente sunt schemele funcționale ale diferitelor combine evidențiindu-se numai elementele sau aspectele care să evidențieze funcționarea sistemelor de separare–curățire.

Dezvoltările legate de precizarea stadiului actual au la bază principalele monografii existente în literatura de specialitate ([3], [41], [46], [55], [70], [71], [72], [74], [77], [79], [81], [88], [104], [106], [109]) precum și documentații și prospecte ale principalelor firme constructoare ([123], [125]).

Pentru acomodarea cu principalele operații necesare la condiționarea produselor agricole a fost necesar să se concretizeze într-un capitol separat toate datele referitoare la principiile aplicate și proprietățile particulelor supuse separării și curățirii. Deasemenea sunt evidențiate posibilitățile de eficientizare a procesului prin utilizarea sitelor cu orificiile adaptate naturii produsului.

Ținând seama că toate aspectele legate de construcția mașinilor și tendințele de dezvoltare au fost prezentate a fost posibil să se analizeze principiile de bază privind dinamica procesului pe modele simplificate care reflectă în mare măsură situația reală.

Indiferent de sita considerată, plană sau cilindrică, în modelul adoptat stratul de material se asimilează printr-o particulă. Deși este o idealizare extrem de restrictivă concluziile obținute pe această bază sunt abordabile iar rezultatele sunt apropiate de realitate. Întregul capitol conține concluzii cunoscute sau noutăți legate de procesul de funcționare al sitelor plane, respectiv cilindrice.

Bazele teoretice privind determinarea regimurilor de funcționare ale sitelor plane și cilindrice sunt tratate într-o formă nouă bazată pe cercetările actuale privind fenomenele vibropercutante [92]. De fapt apar mișcări cu desprinderi de sită urmate de căderi însoțite de ciocniri. Aceste ciocniri repetate dau naștere la regimuri vibropercutante de mișcare ce au fost studiate cu precădere în cadrul Universității "Politehnica" din Timișoara de către conducătorul de doctorat și constituie priorități în domeniu. Dar și în cazul mișcărilor de alunecare, fără desprindere, pe sită datorită forțelor de frecare uscată apar discontinuități ce duc la regimuri de același tip.

Datorită complexității problematicii nu au fost tratate toate aspectele legate de mișcarea particulei pe sită, a fost tratată numai mișcarea de alunecare pe sită considerând toate situațiile posibile printr-o metodologie nouă care rezolvă toate situațiile posibile.

Dezvoltări importante sub formă de completări la teoria generală au fost date și pentru sitele cilindrice.

Deoarece procesul de lucru al sitelor plane utilizate la mașinile de condiționat semințe este caracterizat prin timpul și viteza de deplasare a amestecului pe suprafața planului oscilant, prin gradul de separare a componentelor din amestec și prin productivitatea sistemului de curățire, a fost necesară efectuarea unor cercetări experimentale cu un număr mare de variante care să cuprindă condițiile complexe întâlnite în exploatare. În acest scop cercetările experimentale s-au efectuat în condiții de lucru atât la combinele de recoltat cereale și la mașinile de curățat și sortat semințe.

Concluziile cercetărilor experimentale rezultate pe baza măsurărilor și calculelor efectuate, privind indicii de apreciere a procesului de lucru al sitelor plane oscilante se referă la timpul și viteza de deplasare a amestecului de semințe pe suprafața planului oscilant, la gradul de separare a componentelor amestecului și la productivitatea sistemelor de separare și curățire de la diferite tipuri de mașini echipate cu site plane.

În scopul evidențierii regimurilor de deplasare a materialului pe suprafața sitelor și pentru a face comparația cu studiul teoretic, s-au întocmit programe de calcul. Pe baza măsurărilor și calculelor experimentale efectuate au fost reprezentate grafic viteza absolută, viteza de transport, deplasarea și alunecarea materialului în lungul transportorului pentru un ciclu de transport.

Dezvoltarea mecanizării și automatizării agriculturii a produs pe lângă efectele pozitive și o serie de efecte negative dintre care de primă importanță este creșterea numărului și puterii surselor de zgomote și vibrații produse de mașini, având ca urmare poluarea fonică și cu vibrații a unui mare număr de locuri de muncă. Principala sursă de zgomot care acționează asupra combinerului provine de la sitele care echipează sistemele de separare și curățire ale mașinii. Din acest motiv ultimul capitol al tezei este consacrat cercetărilor experimentale privind zgomotele produse de mașinile de recoltat cereale. Măsurările efectuate au scos în evidență că pentru reducerea zgomotului se impune izolarea fonică și antivibratorie a cabinelor.

Studiile efectuate pentru elaborarea tezei constituie o contribuție personală la dezvoltarea mijloacelor de curățire a semințelor, rezultată din aprofundarea teoretică și experimentală a elementelor funcționale, care a dat posibilitatea stabilirii regimurilor optime de funcționare a sitelor utilizate în construcția mașinilor agricole.

CAPITOLUL I

STADIUL ACTUAL ȘI TENDINȚE PRIVIND CONSTRUCȚIA MAȘINILOR CE UTILIZEAZĂ ANSAMBLE DE CURĂȚIRE – SORTARE

1.1. Stadiul actual și tendințe privind combinele de recoltat cereale păioase

1.1.1. Performanțele, caracteristicile și prezentarea combinelor autopropulsate de recoltat cereale

Combinele autopropulsate sunt destinate recoltării integrale sub formă de boabe a cerealelor păioase, executând concomitent seceratul, treieratul, curățirea boabelor și colectarea lor într-un buncăr propriu. Pentru recoltarea altor culturi pe combină se montează echipamente ce asigură adaptarea acestora la condiții specifice:

- echipamentul destinat recoltării florii-soarelui;
- culegătorul de știuleți destinat recoltării porumbului sub formă de boabe;
- echipamentul destinat recoltării culturii de soia.

Combinele de recoltat, prevăzute cu echipamentele amintite mai sus și cu o serie de adaptări și reglaje simple, pot recolta în condiții optime următoarele culturi: grâu, orz, ovăz, secară, floarea-soarelui, porumb boabe, soia, fasole boabe, in, trifoi, lucernă, seminceri de legume (spanac, ridichi, muștar, varză, pătrunjel, morcov, țelină), rapiță, coreandru, etc.

1.1.1.1. Caracteristicile tehnice și funcționale ale combinei C-14

Parametrii funcționali ai combinei autopropulsate de recoltat cereale C-14 o plasează la nivelul combinelor fabricate pe plan mondial. Combina C-14 (figura 1.1) este echipată cu un motor Diesel de peste 100 CP (MAN-SAVIEM) cu turbosuflantă, care asigură funcționarea în toate condițiile de lucru. Combina este prevăzută cu comenzi de reglare plasate la îndemâna combinerului, precum și cu o cabină care asigură condiții optime de conducere. Este echipată cu organe de treierare suplimentare și cu două sisteme de curățire, ceea ce duce la obținerea unei bune calități a produselor recoltate [123].

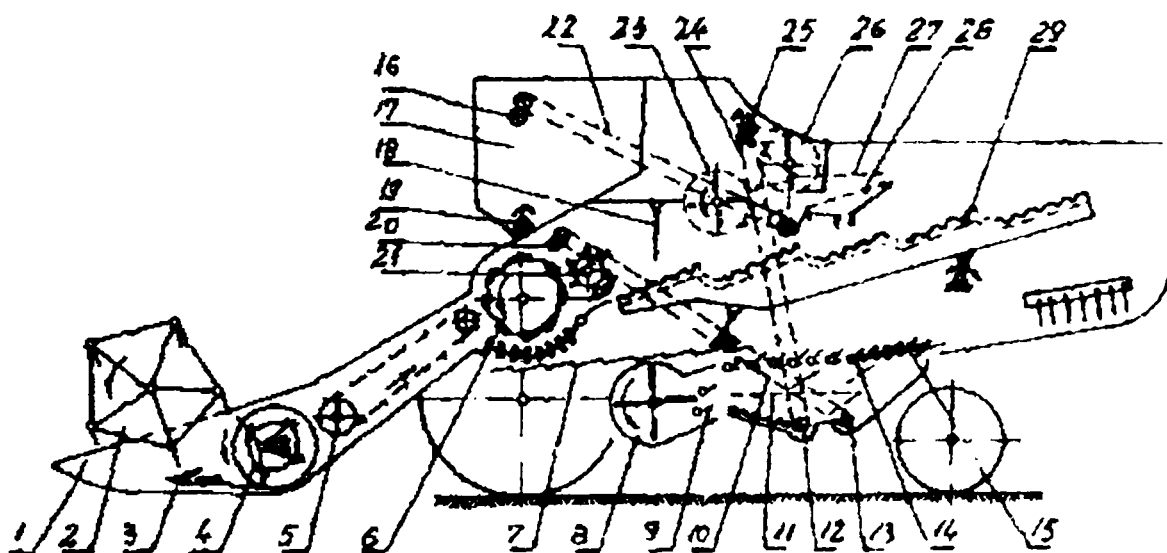


Figura 1.1 – Schema tehnologică a combinei C-14

1-separator de lan; 2-rabator; 3-aparat de tăiere; 4, 5-transportoare de plante; 6-aparat de treier; 7-transportor oscilant; 8-ventilator curățirea I-a; 9-deflector; 10-elevator spice netreierate; 11-sita inferioară; 12-melc de boabe; 13-melc de spice; 14-sita superioară; 15-sita pentru recuperarea spicelor; 16-melc încărcare buncăr; 17-buncăr; 18-reținători; 19-melc de descărcare buncăr; 20-melc circuit recuperare; 21-postbătător; 22-elevator de încărcare buncăr; 23-ventilator curățirea II-a; 24-elevator boabe; 25-melc superior de boabe; 26-decorticator; 27, 28-sitele curățirii a II-a; 29-scuturător cu căișori.

Caracteristicile tehnice ale combinei C-14 sunt prezentate în tabelul 1.1

Tabelul 1.1

Lățimea de lucru	4,2 – 5,0 m
Înălțimea de tăiere	40 – 1100 mm
Cursa cuțitului	76,2 mm
Pasul degetelor	76,2 mm
Frecvența cuțitului	475 curse duble/minut
Sistemul de transport al plantelor	melc transportor + elevator
Turația arborelui melcului de alimentare	178 rot/min.
Tipul rabatorului	cu excentric
Diametrul rabatorului	1020 mm
Turația rabatorului	15 – 52 rot/min.
Reglajul poziției rabatorului	hidraulic
Tipul bătătorului (tobei)	cu șine riflate
Numărul șinelor bătătorului	8
Diametrul bătătorului	560 mm
Lățimea bătătorului	1350 mm
Turația bătătorului	400 – 1250 rot/min.
Turația postbătătorului	500 – 820 rot/min.
Tipul contrabătătorului (grătarul)	cu șine
Numărul șinelor contrabătătorului	10
Tipul scuturătorului	cu 5 cășori pe 2 axe
Lungimea scuturătorului	3500 mm
Turația scuturătorului	181 – 228 rot/min.
Sistemul de curățire:	
a) Curățirea I-a	
- suprafața de separare a sitelor	2,91 m ²
- ventilator cu debit mare de aer	6 palete
- turația arborelui ventilatorului	680 – 1080 rot/min.
- turația arborelui cu excentric	300 rot/min.
b) Curățirea a II-a	
- suprafața de curățire a sitei superioare	0,475 m ²
- suprafața de curățire a sitei inferioare	0,475 m ²
- ventilator de aer	cu debit reglabil
Capacitatea buncărului	3500 litri
Debitul de alimentare	6,5 kg/s
Masa combinei	9000 kg

Reglajele tehnologice ale combinei C-14 pentru recoltarea diferitelor culturi sunt redate în tabelul 1.2.

Reglajele tehnologice ale combinei C-14

Nr crt	CULTURA	Aparatul de treier			Curățirea I-a			Curățirea a II-a		
		Turație bătător (rot/min)	Distanța dintre bătător și contrabătător		Deschiderea sitei cu jaluzele	Diametrul orificiilor sitei inferioare (mm)	Mărimea ventilației	Sita inferioară (mm)	Sita superioară (mm)	Mărimea ventilației
1	Grâu Secară	800-900	Intrare (mm)	Ieșire (mm)	1/2-3/4	Ø8; Ø10	medie	Ø8; Ø10	Ø1,5; Ø2	medie
2	Orz	800-1000	16 - 18	3 - 4	3/4	Ø10; Ø12	maximă	Ø10; Ø12	Ø2; Ø3	maximă
3	Ovăz	750-1050	16 - 18	3 - 4	maximă	Ø16	medie	Ø14; Ø16	Ø2; Ø3	medie
4	Rapiță	650-700	16 - 12	3 - 2	1/3	Ø5; Ø6	medie	Ø8	Ø1,5	medie
5	Lucernă, trifoi Semințe mici	1050-1150	3 - 7	1 - 2	1/4-1/3	Ø2; Ø3	minimă	Ø2; Ø3	Ø1,5 sita oarbă	minimă
6	Porumb boabe	550-600	20 - 30	12 - 16	Ø18 evazată	Ø16; Ø18	maximă	Ø16; Ø18	Ø6	maximă
7	Floarea soarelui	500-600	20 - 30	10 - 16	1/2-3/4	Ø14; Ø16	medie spre max.	Ø14; Ø16	Ø6	medie spre max.
8	In boabe	900-1050	12 - 14	2 - 3	1/3	Ø4; Ø5	medie	Ø5; Ø6	Ø1,5	minimă
9	Mazăre, soia Fasole	400-500	20 - 30	12 - 16	Ø18 evazată	Ø16	medie spre max.	Ø16	Ø4; Ø6	medie spre max.

1.1.1.2. Caracteristicile tehnice și funcționale ale combinelor Claas

Constructorii de mașini ai firmei Claas au recunoscut necesitatea adaptării la cerințele de viitor și pun mare accent pe fabricarea de mașini agricole, pe economicitate, calitate și siguranță în exploatare. Combinatele autopropulsate de recoltat cereale produse de firma Claas se situează pe primul loc în Europa din punct de vedere al randamentului și a calității procesului de lucru [123]. Din varietatea de tipuri constructive de combine, se prezintă în figura 1.2 schema tehnologică a combinei Claas - Maxi 98SL.

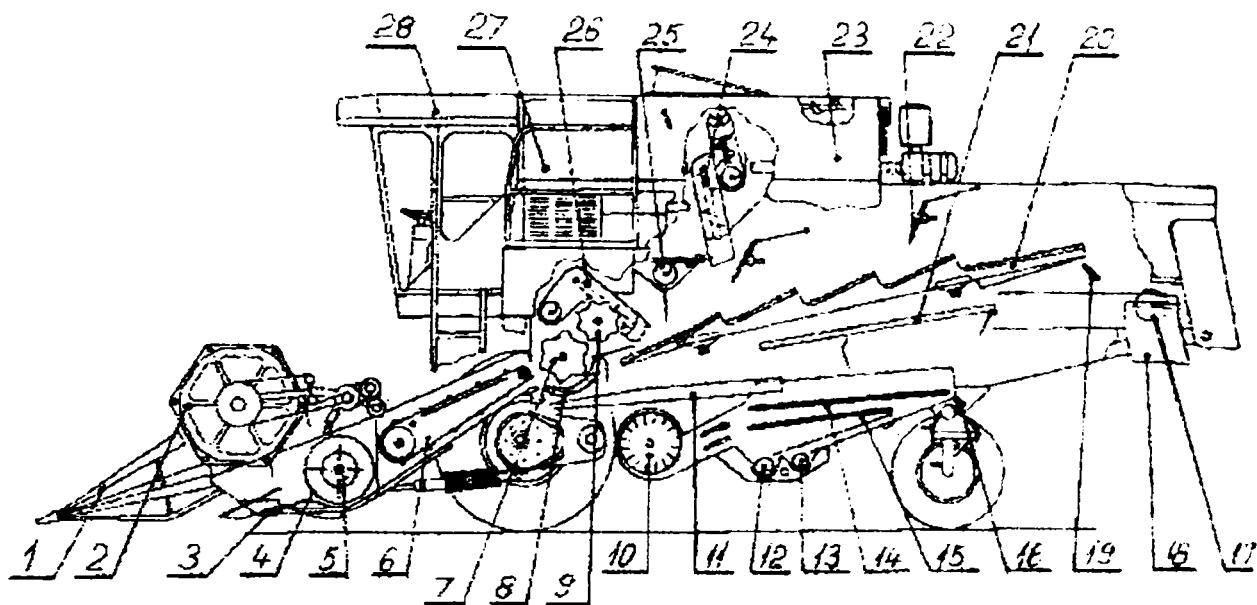


Figura 1.2–Schema tehnologică a combinei Claas - Maxi 98SL

1-separator de lan; 2-rabator; 3-aparat de tăiere; 4-transportor elicoidal; 5-transportor cu degete escamotabile; 6-transportor central cu racleți; 7-bătător; 8-contrabătător; 9-postbătător; 10-ventilator; 11-plan oscilant; 12-transportor elicoidal pentru boabe; 13- transportor elicoidal pentru spice netreierate; 14-sita superioară; 15-sita inferioară; 16-senzor pentru indicarea pierderilor de boabe pe site; 17-aparat pentru tocarea paielor; 18-coș de evacuare a paielor tocate; 19-senzor pentru indicarea pierderilor de boabe pe scuturător; 20-scuturător cu cai; 21- plan înclinat oscilant pentru transportul boabelor; 22-gheare oscilante pentru accelerarea paielor (scuturători intensivi); 23-buncăr; 24-elevator pentru boabe; 25-transportor elicoidal pentru descărcarea buncărului; 26-elevator pentru spice netreierate; 27-compartmentul motorului; 28-cabină cu post de comandă pentru utilizator.

Caracteristicile tehnice ale combinelor din seria CLAAS-MAXI sunt prezentate în tabelul 1.3.

Decisive pentru randamentul combainerului și prin el al combinei sunt configurația și dotarea cabinei. Cabina Claas oferă conducătorului un panou monitorizat, împărțit logic cu o supraveghere dintr-o privire a turației și puterii, precum și manete de deservire orientate la îndemână. Informatorul de recoltă cu supravegherea tuturor funcțiilor care privesc treierul, supraveghează principalii arbori de transmisie, întrerupătoarele care comandă principalele reglaje ale mașinii. Cu ajutorul informatorului de bord se pot programa datele aferente unei zile de lucru, creându-se posibilitatea măsurării producției de recoltat, în așa fel încât combina devine mașina de evaluare a producțiilor medii și variațiilor de producție chiar în câmp.

Maneta multifuncțională este elementul central de acționare al sistemului hidrostatic de propulsie al combinelor Claas. Pe această manetă sunt montate comenzile folosite des de combainer pentru acționarea și reglarea aparatului de tăiere, rabatorul și deplasării.

Din cabină se poate urmări în permanență viteza de deplasare care trebuie să fie adaptată capacității de lucru, turația ventilatorului și debitul de aer. Tot din cabină se poate supraveghea melcul de retur spice, reglarea aparatului de treier și casa sitelor chiar în timpul mersului. Casa sitelor este divizată în lungime. Peretele despărțitor trece prin întregul sistem realizând o bună orientare a curentului de aer.

Aparatul de tăiere este universal, pentru toate culturile și condiții diferite de lucru. Degetele sunt duble, stabile, subțiri, lamele de cuțit sunt puternice, cuțitul este lung putând asigura o tăiere corespunzătoare. Acționarea aparatului de tăiere este complet automatizată.

O realizare de vârf o prezintă aparatul de tăiere rabatabil cu lățimea de lucru de 4,50 m. Pentru deplasarea pe șosea el nu trebuie demontat, combainerul îl rabatează în două culisând și nedepășind lățimea combinei.

Tabelul 1.3

PARAMETRUL	U/M	TIPUL COMBINEI	
		MAXI 108 SL	MAXI 98 SL
Aparat de tăiere	m	5,1-6,0	4,6
Distanța valț de tragere-cuțit	mm	620	620
Frecvența de tăiere	rot/min	1060-1120	1060
Multideget-valț de tragere	+/-	+	+
Turația rabatorului	rot/min	12-42	12-47
Reglarea hidraulică a rabatorului	+/-	+	+
Alegerea înălțimii de tăiere	+/-	+	+
Contour	+/-	+	+
Autocontour	+/-	+	+
Lățimea bătătorului	m	1,58	1,32
Diametrul bătătorului	mm	450	450
Turația bătătorului	rot/min	280-1500	280-1500
Viteza periferică	m/s	6,6-35,3	6,6-35,3
Unghiul de înfășurare	grade	117	117
Reglarea bătătorului	+/-	+	+
Intrare și ieșire separate	+/-	+	+
Mod de construcție al flanșei	+/-	+	+
Grătar vibrator	nr.	6	6
Plan înclinat vibrator	nr.	4	4
Lungime scuturători	m	4,40	3,90
Suprafață scuturători	m ²	7,00	5,15
Suprafața de separare	m ²	7,95	7,95
Scuturători intensivi	nr.	2	2
Suprafața totală de separare	m ²	9,75	7,45
Scuturători cu deschidere	+/-	+	+
Suprafața de cernere	m ²	5,1	4,25
Ventilator	tip	turbină	radial
Reglare automată ventilator	+/-	+	+
Casa sitelor divizată	+/-	+	+
Curățire 3D	+/-	+	+
Capacitate buncăr	litri	7500	5200
Capacitate rezervor combustibil	litri	500	300
Mecanism acționare combină	tip	hidraulic	hidrostatic

+ = da, respectiv posibil

- = nu, adică nu este posibil

Pentru ca recolta să fie treierată curat fără spurgeri de boabe și cu un nivel de curățire ridicat, aparatul de treier are o construcție specială. Boabele care mai sunt reținute în paie se eliberează odată cu contactul cu scuturătorii lungi și largi ajutați de ghearele scuturătorilor intensivi. Schimbarea contrabătătorului de la o cultură la alta nu este necesară; se vor schimba numai segmentele acestuia.

În timpul descărcării buncărului, tubul de descărcare poate avea o deschidere de până la 105° . Golirea buncărului se face într-un timp foarte scurt cu un debit de circa 70 l/s.

Sistemul de propulsie este hidrostatic. Cu ajutorul manetei de comandă se poate alege înainte-înapoi transmiterea momentului motor în fiecare treaptă de viteză de la zero până la viteza maximă. Aceasta se realizează fără șocuri și fără a schimba treapta de viteză.

Puntea este robustă și stabilă cu anvelope late capabilă uneori de a fi echipată cu roți duble. Pentru condiții deosebit de grele mașina poate fi dotată cu tracțiune integrală.

1.1.1.3. Procesul de lucru al combinelor autopropulsate de recoltat cereale

Prin înaintarea combinei în lan, aparatul de tăiere taie plantele iar rabatorul le rabate spre transportorul elicoidal care împreună cu transportorul cu degete escamotabile și cu transportorul central cu racleți le transportă la aparatul de treier al combinei.

În urma procesului de treier rezultă două fracțiuni, și anume:

- prima fracțiune este aruncată de bătător (tobă) pe scuturătorul cu cai și cuprinde: paie, spice netreierate și boabe libere în paie. Prin grătarul scuturătorului spicele netreierate și boabele cad pe planul oscilant care le dirijează spre curățirea I-a, iar paiele se deplasează în salturi spre spatele combinei și cad pe miriște.

- a doua fracțiune este cea care trece prin grătarul contrabătătorului și cuprinde: boabe, pleavă, paie tocate, spice netreierate și impurități, care împreună ajung pe planul oscilant de unde trec la curățirea I-a.

La curățirea I-a, cu ajutorul sitelor și a curentului de aer produs de ventilator are loc o nouă fracționare și anume :

- pleava și spicele netreierate sunt antrenate de curentul de aer al ventilatorului spre spatele combinei. Pe ultima porțiune a sitei superioare jaluzelele sunt deschise mai mult, încât fragmentele de spice netreierate cad la transportorul elicoidal de spice de unde cu ajutorul elevatorului de spice sunt duse la aparatul de treier sau la postbătător și reintroduse în circuitul de treierare. Pleava părăsește sita cu jaluzele și cade pe miriște ;

- boabele trecute prin site ajung la transportorul elicoidal de boabe de unde sunt preluate de elevatorul de boabe și transportate spre curățirea a II-a.

Dacă boabele sunt învelite cu palee și ariste atunci ele sunt dirijate prin decorticator și de aici trec la curățirea a II-a. Dacă nu este nevoie de a se folosi decorticatorul atunci boabele sunt transportate de către melcul superior de boabe direct la curățirea a II-a.

La curățirea a II-a pleava și impuritățile ușoare sunt refulate de ventilatorul curățirii a II-a pe miriște, impuritățile mici trec prin ambele site și sunt colectate în saci iar boabele culturii de bază care trec numai prin sita superioară se scurg pe sita inferioară și sunt preluate de elevatorul superior cu paleți care le transportă în buncărul combinei. După umplerea buncărului boabele sunt descărcate cu ajutorul transportorului elicoidal și al tubului de descărcare.

Combinele Claas sunt prevăzute cu un singur sistem de curățire. De la melcul de boabe al sistemul de curățire al acestor combine, boabele sunt preluate de către elevatorul de boabe și transportate în buncărul combinei.

1.1.2. Tendințe actuale în construcția mașinilor de recoltat cereale

În ultimii treizeci de ani evoluția mașinilor de recoltat cereale a cunoscut un salt spectaculos. Firme de prestigiu, cu tradiție în acest domeniu, au introdus în exploatare noi modele de mașini cu performanțe ridicate în ceea ce privește productivitatea, fiabilitatea, economicitatea, calitatea produsului recoltat, automatizarea, computerizarea și confortul în exploatarea lor.

Deoarece, din punct de vedere al siguranței transportului rutier, se impune o limitare a gabaritului, constructorii de combine autopropulsate au reușit să mărească performanțele acestora prin echiparea lor cu organe de lucru performante, care la aceleași dimensiuni de gabarit, în unele cazuri chiar mai reduse, reușesc să depășească cu mult indicii de calitate și productivitatea combinelor clasice.

Gradul de separare și curățire a produselor recoltate este influențat de debitul de alimentare, de caracterul mișcării relative a semințelor față de sitele de separare, de configurația spațiului de deasupra sitelor, de direcția și intensitatea curentului de aer al ventilatorului și în mai mică măsură de suprafața de separare a sitelor.

Ținând cont de aceste aspecte constructorii de combine au adaptat noi soluții tehnice, viabile și performante care asigură acestora indici de calitate superiori și productivitate mărită. Cele mai importante realizări în acest sens au fost aduse la sistemele de alimentare, de separare, de curățire, de comandă și control. Față de modelul clasic al combinelor de recoltat cereale (aparatură transversală cu bătător și contrabătător, scuturător cu căișori în cascadă, sistem de separare cu site cu orificii, etc.), se prezintă în continuare noile soluții constructive, cu performanțele acestora, introduse în exploatare de firmele constructoare de mașini de recoltat cereale [68].

Firma Western se prezintă cu două modele noi în ceea ce privește procesul de separare: Transversal-Flow și Roto-Thresh.

a) Modelul “Transversal-Flow” (figura 1.3) se caracterizează prin faptul că la aparatul de treier contrabătătorul este o sită cilindrică transversală ce îmbracă bătătorul cu șine riflate. Alimentarea cu material se face tangențial, evacuarea paielor din aparat fiind axială, iar prin orificiile contrabătătorului se separă semințele. Acest model realizează treieratul și separarea boabelor din paie, înlocuind scuturătorul cu cășori. Ca urmare lungimea batozei se reduce și manevrabilitatea combinei crește. Dezavantajul constă în faptul că înlocuirea contrabătătorului (sitei) pentru diferite culturi este mai dificilă decât la sistemul clasic, iar prin mărirea lățimii aparatului de treier în scopul creșterii productivității se mărește lățimea constructivă a combinei [123; 125].

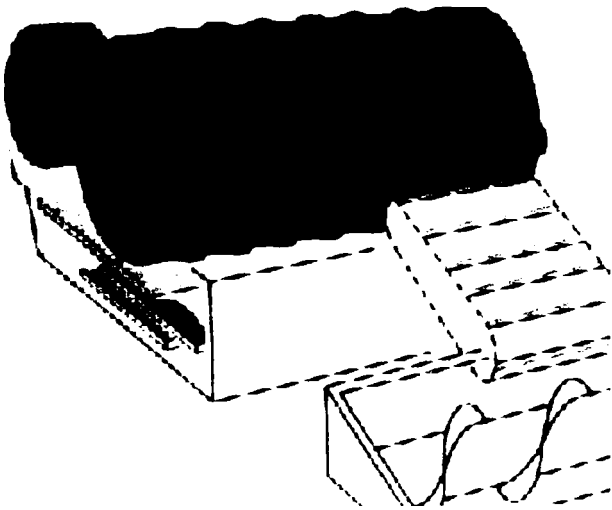


Fig.1.3 - Modelul Transversal-Flow

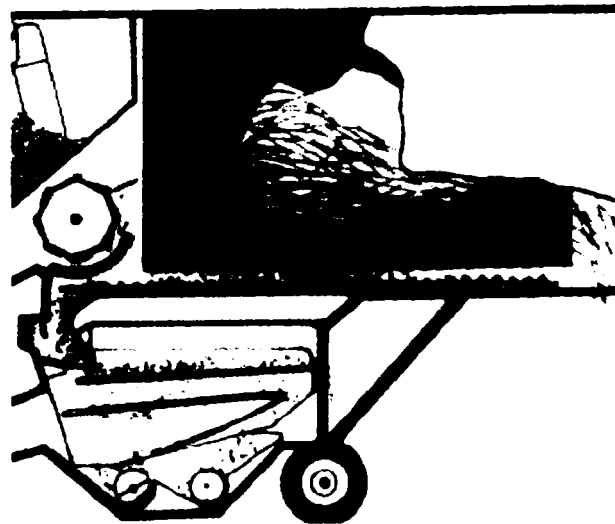


Fig.1.4 - Modelul Roto-Thresh

b) Modelul “Roto-Thresh” (figura 1.4) constă în separarea boabelor din paie cu ajutorul unei site cilindrice rotative care înlocuiește scuturătorul cu cășori. Sita cilindrică are diametrul de 1,7 m și lungimea de 2,7 m, este prevăzută cu nervuri elicoidale pe suprafața interioară având turația de

37 rot/min și indicele cinematic $k = 1,28$. Avantajele acestui sistem de separare sunt: energia pentru acționarea sitei este mai mică și suprafața de separare mai mare decât la sistemul clasic cu căișori, mișcarea sitei este continuă și uniformă, nu se introduc vibrații în șasiul combinei, nu necesită echilibrare, se scurtează lungimea batozei și crește manevrabilitatea combinei. Ca dezavantaj principal îl constituie productivitatea relativ mică ca urmare a imposibilității măririi turației sitei, fapt care ar duce la ineficiența separării datorită apariției repausului relativ al materialului față de sită.

Firma New Holland a introdus în exploatare combine de recoltat din seria TR-89 (figura 1.5) și TR-99 prevăzute cu sisteme noi de tăiere, curățire și separare dintre care menționăm :

a) Sistemul automat de control a înălțimii de tăiere "CAAP" cu acționare hidraulică. Hederul combinei urmărește automat, cu precizie și viteză optimă, denivelările terenului. Acest sistem asigură randamente de secerare și alimentare superioare, asigurând un debit constant de alimentare al aparatului de treier și reducând astfel pierderile de boabe în condițiile unei viteze performante.

b) Sistemul de separare Twin-Rotor (figura 1.6) alcătuit din două aparate de treier montate longitudinal în batoza combinei. Cele două rotoare alăturate înlocuiesc bătătorul aparatului de treier și scuturătorul cu căișori. Contrabătătorul este alcătuit din două tipuri de tronsoane de site și anume: pentru treier în partea anterioară și pentru separarea boabelor din paie în partea posterioară. Materialul este antrenat de către cele două rotoare, în interiorul sitelor contrabătătorului, elicoidal și tangențial, separarea prin orificiile sitelor făcându-se sub acțiunea forțelor centrifuge. Postbătătorul transversal din capătul rotoarelor are rolul de a evacua paiele din batoză.

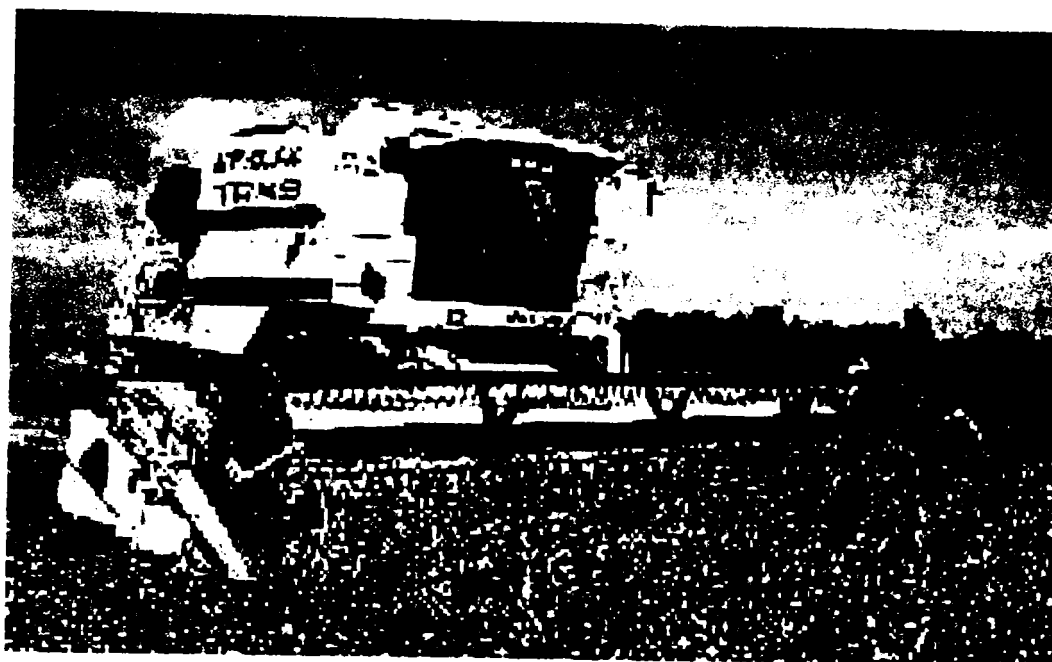


Fig.1.5- Combina New Holland TR89

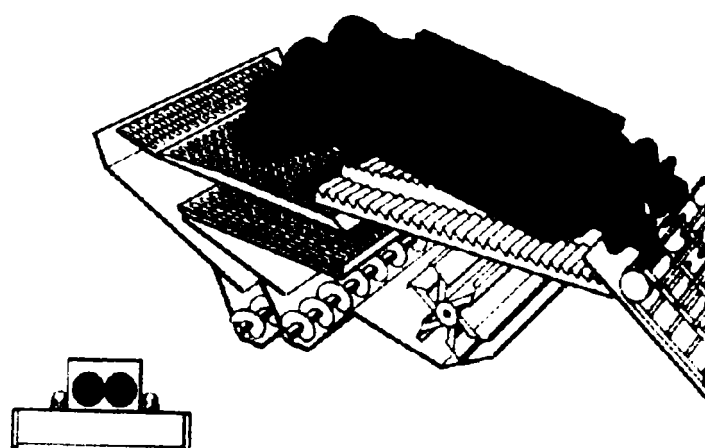
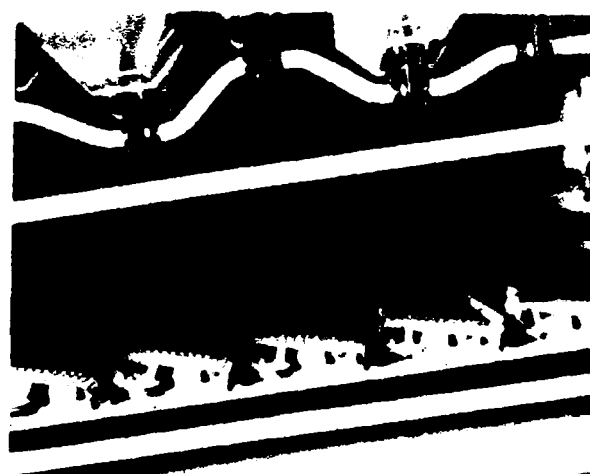


Fig.1.6-Modelul Twin-Rotors

Fig.1.7-Sistemul de curățire
cu clinometru

c) Sistem de curățire cu clinometru care menține sitele în poziție orizontală indiferent de panta terenului și asigură o productivitate constantă (figura 1.7). Sitele sunt dotate cu un senzor de orizontalizare “Self-Levelling” care funcționează în regim automat. Acesta face ca sitele să lucreze într-o poziție orizontală indiferent de înclinarea combinei și de panta terenului,

asigurând o productivitate constantă. Eficiența sistemului este mărită prin realizarea unui debit constant de material, cu ajutorul unor divizoare autoreglabile. Pe lângă faptul că sitele au mișcări relative de sens contrar, sita superioară are o cursă mai lungă asigurând astfel un transport mai eficient al materialului [123; 125].

Firma Claas, cu sediul central în localitatea Harsewinkel din landul Renania de Nord-Westfalia, produce combine destinate unei agriculturi moderne și durabile. Dintre cele mai moderne realizări în construcția acestor combine amintim următoarele soluții constructive: sistemul AUTO-CONTOUR, sistemul de conducere LASER-PILOT, aparatul de treier APS, sistemele de separare ROTO-PLUS și CYLINDER-SISTEM, sistemul de curățire 3-D, cabina VISTA-CAB echipată cu ordinatorul de bord CEBIS. Aceste soluții tehnice moderne echipează modelele de combine: DOMINATOR, MAXI, COMMANDOR, LEXION (figura 1.8) și MEDION.

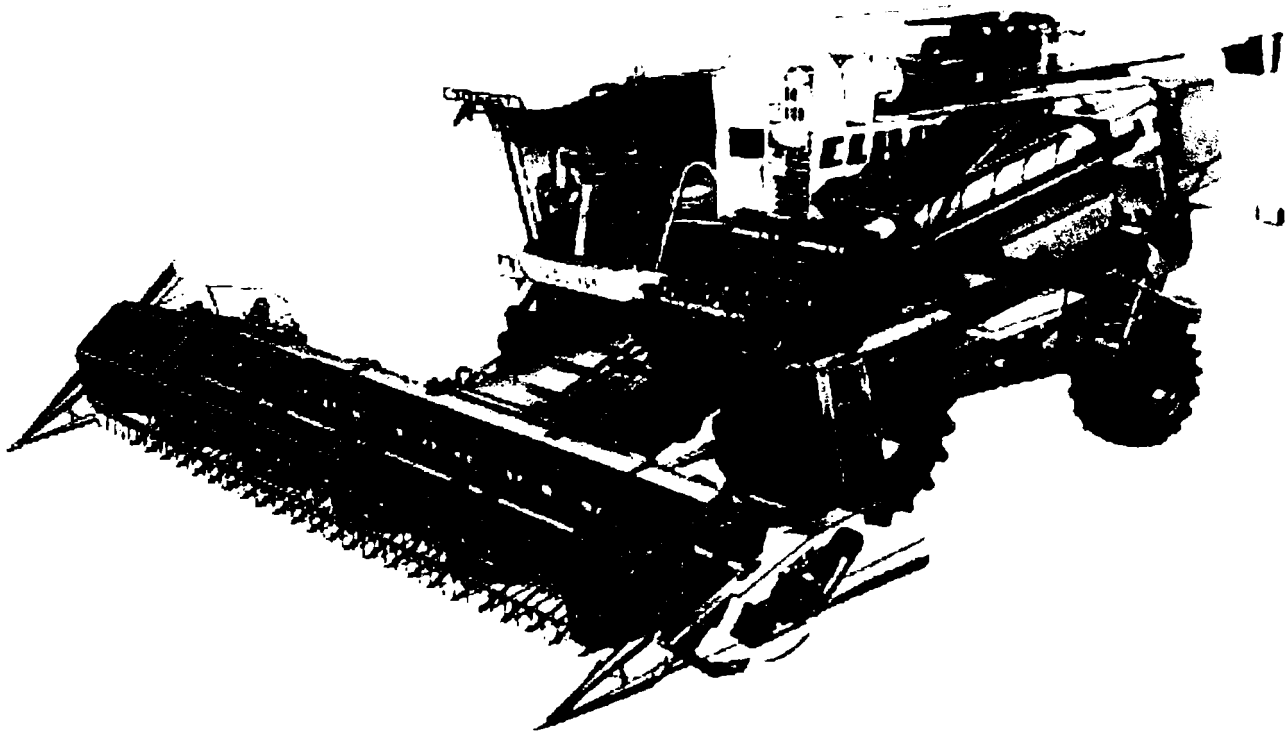


Figura 1.8. Combina LEXION-480

a) Hederul echipat cu sistem AUTO-CONTOUR copiază automat denivelările terenului, pe direcția de înaintare și pe direcția transversală, asigurând tăierea plantelor la înălțimea prestabilită prin reglare (fig.1.9). Aparatul de tăiere cu cursă mărită (84 mm) și degete duble, echipat cu ridicătoare de plante, asigură secerarea foarte bună în toate condițiile, înălțimea miriștei rămânând uniformă pe întreaga suprafață. Se asigură astfel un debit constant de alimentare cu material pentru aparatul de treier și sistemele de separare și curățire.

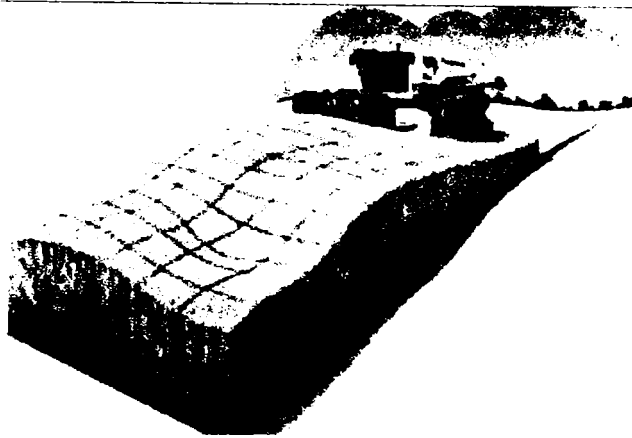


Fig.1.9-Sistemul AUTO-CONTOUR

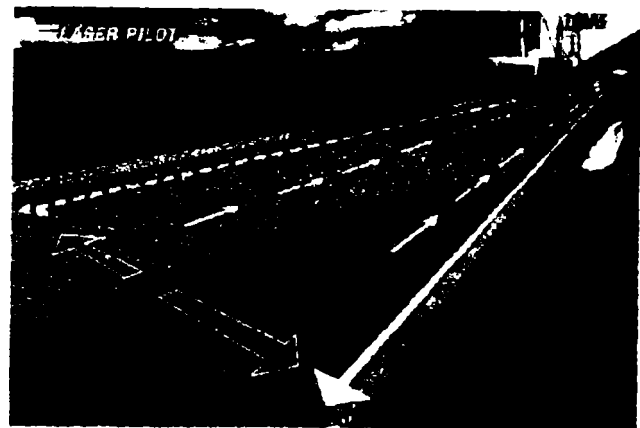


Fig.1.10-Sistemul LASER-PILOT

b) Sistemul LASER-PILOT este un sistem de ghidare automată în cazul recoltării cerealelor păioase. Sistemul este conceput pentru lățimi de tăiere mai mari de 6 metri și este fiabil și eficient pentru toate condițiile de lucru (lan îmburuianat, căzut sau recoltare pe timp de noapte).

Un emițător trimite un fascicul sub formă de impulsuri luminoase invizibile și nepericuloase pentru corpul uman. Razele emise sunt reflectate de către lanul în picioare și de miriște, fiind receptate de un captator. Timpul scurs de la emisia până la recepția semnalelor luminoase este mai mare pentru miriște decât pentru recolta în picioare. Sistemul determină deasemenea linia de separare dintre lan și miriște, linie reper pentru partea stângă a aparatului

de tăiere. Sistemul are montat un captator la roțile din spate, de direcție, care face corecturile necesare în așa fel încât toate neregularitățile liniei de separare sunt compensate automat, obținându-se în final linii drepte.

Când conducătorul atinge volanul sistemul este dezactivat, conducerea făcându-se cu acționare manuală. Deoarece s-a constatat că în timpul lucrului combainerul acționează volanul peste 60% din timp, cu ajutorul sistemului de ghidare automată acesta se concentrează mai puțin asupra direcției putând să urmărească mai bine condițiile de lucru și să intervină prompt în efectuarea reglajelor necesare.

c) Aparatul de treier de tipul APS (figura 1.11), montat la modelele MEGA și LEXION, mărește considerabil debitul de treier prin concepția constructivă a acestuia. Acceleratorul de material montat în partea frontală a constituit o adevărată revoluționare a tehnicii de recoltat. El accelerează materialul recoltat înainte de intrarea acestuia în bătător, astfel încât acesta să intre în contrabătător cu viteză sporită. Grătarul de preseparare se află montat sub accelerator. Aici se separă toate boabele care cad pe traseul dintre aparatul de tăiere și acceleratorul de preseparare. Suprafața dublă de treierare

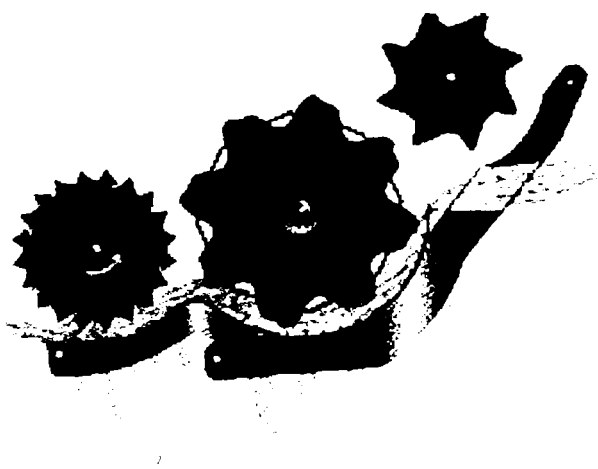


Fig.1.11. Aparatul de treier APS

fără a fi necesară demontarea contrabătătorului, respectiv decuplarea hederului de la batoză. Unghiul de înfășurare a contrabătătorului de 151° și suprafața de separare dublă reduce consumul de energie și de combustibil.

– un grătar de preseparare și
contrabătătorul Multicrop – conferă
mașinii o productivitate sporită.
Bătătorul cu șine riflate este robust
și căptușit cu tablă. Contrabătătorul,
de tipul MULTICROP, cu
segmente care se schimbă ușor și
rapid permite trecerea de la o
cultură la alta în cel mai scurt timp

Sistemul APS dispersează stratul de material recoltat, astfel încât să se poată realiza separarea mai ușoară a boabelor. Ordinatorul de bord CEBIS intervine în reglarea automată a regimului de treier, în funcție de reglajele prestabilite pentru fiecare cultură în parte. Turația bătătorului și distanța dintre bătător și contrabătător sunt modificate automat, în limitele prestabilite, în așa fel încât procesul de treier să se desfășoare în condiții optime, adică cu procent minim de boabe sparte sau spice netreierate.

d) Sistemul de separare a boabelor din paie prezintă mai multe soluții constructive :

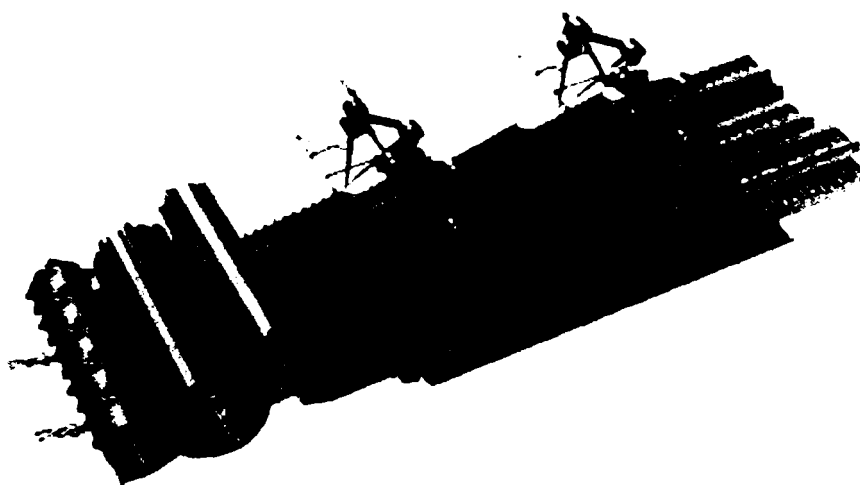


Fig.1.12. Sistemul de separare al combinei Lexion-460

- scuturători intensivi cu gheare de afânare la modelele DOMINATOR, MAXI, LEXION-460 (figura 1.12). Deasupra fiecărui căișor sunt montate două gheare de afânare care asigură o separare maximă a boabelor din vrafal de paie, precum și o separare eficientă în condiții de umiditate ridicată. La capătul posterior al căișorilor sunt montați senzori pentru controlul productivității. Combainerul citește din cabină nivelul pierderilor de boabe și al încărcării scuturătorului și acționează în consecință.

- sistemul de separare CS de la modelul COMMANDOR-228CS (fig.1.13). Acest sistem de separare folosește în locul scuturătorului cu căișori un număr de 8 cilindri rotativi montați transversal în batoza combinei. Sub

fiecare cilindru rotativ este montat un grătar de separare. Suprafața totală de separare este de 10 m². Cei opt cilindri rotativi lucrează cu aceeași turație. În

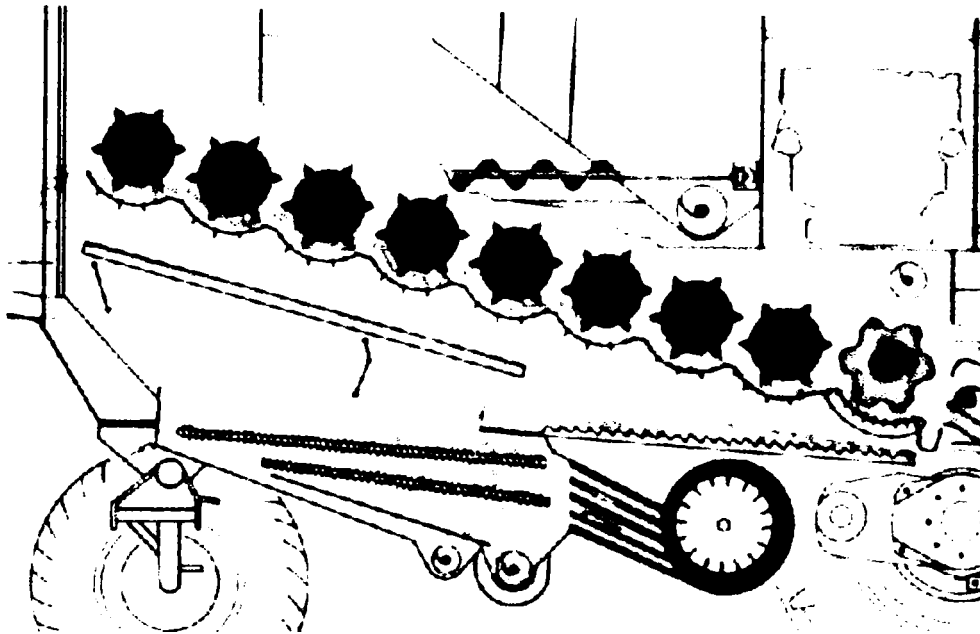


Fig.1.13 - Sistemul de separare CS

funcție de materialul recoltat, turația cilindrilor și distanța dintre aceștia și grătarele de separare se poate regla automat. Boabele separate sunt preluate de un plan înclinat aflat sub grătarele de separare care le dirijează la sistemul de curățire al combinei. Această construcție oferă un gabarit mai redus, o funcționare fără vibrații și totodată permite recoltarea la o umiditate mai ridicată a materialului.

- sistemul de separare ROTO-PLUS (fig.1.14) al combinei LEXION-

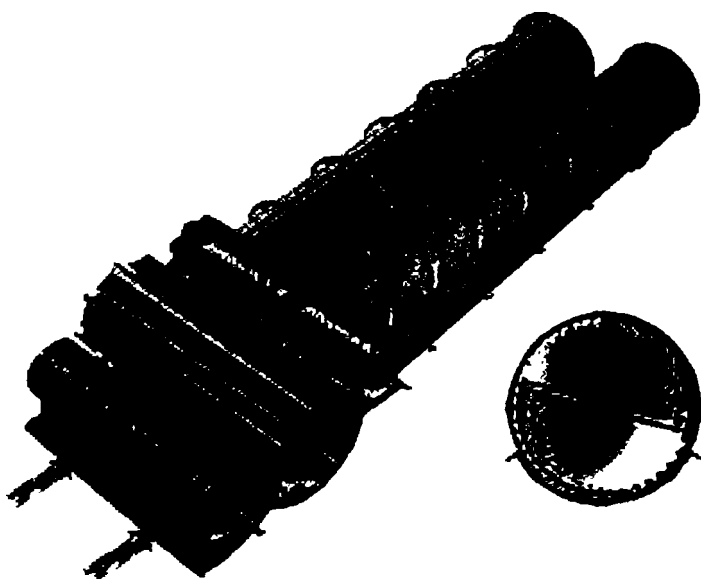


Fig.1.14-Sistemul de separare ROTO-PLUS
Turația rotoarelor de separare se reglează electric între 500 - 960 rot/min.

480. Acest sistem este compune din două rotoare elicoidale montate longitudinal în locul scuturătorului cu cășori, ce se rotesc în interiorul grătarelor de separare. Diametrul grătarele de separare este de 445 mm și lungimea este de 4200 mm.

Fiecare rotor realizează separarea unei jumătăți din fluxul recoltat, care a fost divizat în două părți de către postbătătorul aparatului de treier APS.

Datorită profilului lor elicoidal rotoarele de separare fac ca materialul să se deplaseze elicoidal în spațiul de separare. Forțele centrifuge care apar, mult mai mari decât forța gravitațională, fac ca semințele să penetreze stratul de paie și grătarele de separare pe toată circumferința acestora. Separarea și recuperarea boabelor din paie este completă. În plus sistemul prezintă următoarele avantaje în comparație cu plane: mișcarea este continuă și uniformă, suprafața de separare este mai mare, puterea de acționare este mai mică, nu necesită mecanisme complicate de acționare, productivitatea este mai mare, separarea fiind foarte eficientă chiar și în cazul când plantele au umiditate ridicată.

e) Sistemul de curățire CLAAS-3D cu egalizator de pantă dinamic permite recoltarea la aceeași productivitate pe terenurile cu panta până la 20 % ca și pe terenurile plane. Înclinările pantei pot cauza pierderi ridicate în



Fig.1.15-Recoltare în pantă

zona de curățire. În poziția înclinată a combinei, produsul recoltat alunecă pe site, în jos, curenții de aer își caută cea mai accesibilă cale și suflă prin spațiile libere, fără a mai menține în suspensie pleava și paiele scurte.

Ca urmare, se formează un strat gros de material, iar boabele nu se mai pot separa de pleavă (figura 1.17.b).

Soluția: sistemul de curățire 3D–sistem dinamic de echilibrare pentru pante–ca sistem de dirijare activă a sitelor. Sita superioară face, independent de gradul de înclinare a pantei, mișcări oscilatorii orientate în direcția pantei. În acest caz casa sitelor nu mai pendulează, nemaifiind nevoie de mecanisme de transmisie și etanșările suplimentare.

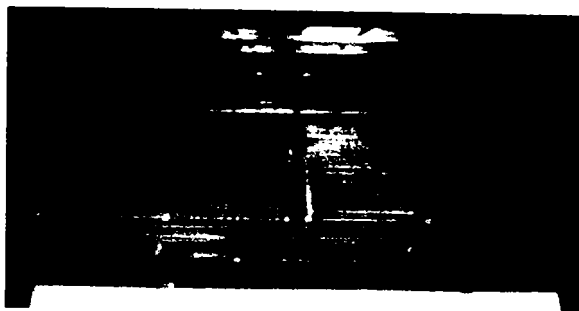


Fig. 1.16 - Casa sitelor combinei
CLAAS-MEDION

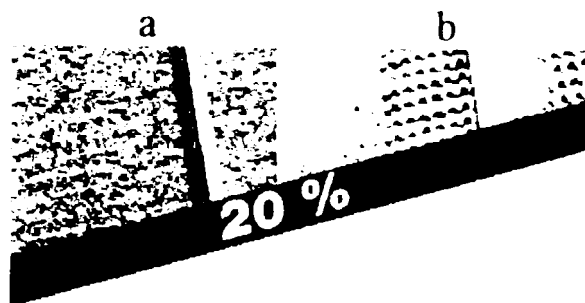


Fig. 1.17-Încărcerea sitelor în pantă
a-cu sistemul 3D
b-fără sistemul 3D

Instalația hidraulică a combinei se utilizează pentru dirijarea mișcărilor oscilatorii. Repartizarea materialului recoltat se face uniform pe toată suprafața sitelor, productivitatea fiind aceeași ca la recoltarea pe terenuri plane (figura 1.17.a). Fără echilibrarea dinamică pe pante, productivitatea ar scădea la o treime pentru înclinarea pantei de 10% și la două treimi pentru înclinarea pantei de 20%.

Sitele cu lamele reglabile sunt compartimentate longitudinal. Încărcarea uniformă a sitelor determină o productivitate ridicată și obținerea unui produs curat, lipsit de impurități. Reglarea deschiderii lamelelor se face din cabină prin comandă electrică. Ventilatorul de tip turbină este divizat în trei secțiuni. Curentul de aer este uniform repartizat pe toată suprafața de separare. Debitul de aer se reglează electric din cabină.

Prin intermediul unui senzor dispus în spatele casei sitelor, combainerul primește în cabină informații despre debit și poate ulterior să adapteze în mod optim viteza de deplasare.

f) Cabina de tip CLAAS VISTA-CAB oferă combainerului un confort deosebit: instalație de climatizare, ventilator, manetă multifuncțională, vizibilitate mărită, scaune cu suspensie pneumatică, elemente de comandă și afișaj electronic.

Ordinatorul de bord CEBIS permite combainerului să lucreze mai ușor și mai eficient. În locul unui pupitru de comandă complicat, toate funcțiile de



Fig.1.18-Cabina VISTA-CAB

comandă și de supraveghere ale combinei sunt controlate de un ordinator foarte ușor de utilizat. Informațiile referitoare la condițiile de lucru, debit de alimentare, umiditatea materialului, cantitatea și suprafața recoltată, procent de pierderi, etc. sunt afișate pe monitor sau se pot imprima pe hârtie. Datorită simplității de utilizare și a sistemului

inteligent de funcționare și comandă, combainerul este în măsură să lucreze la un randament maxim [125].

Firma John Deere a trecut la fabricarea în serie a combinelor din seriile 9650 CTS (Cylinder Tine Separation) și 9750 STS (Single Tine Separation).

a) Modelul 9650 CTS este echipat cu un sistem de separare a boabelor



Fig.1.19-Modelul 9650 CTS

montat în prelungirea aparatului de treier (figura 1.19).

Sistemul este alcătuit din două rotoare de separare, cu sens contrar de rotație, montate longitudinal în combină (figura 1.20). Turația

rotoarelor se reglează în funcție de cultura recoltată și de proprietățile fizice ale materialului separat între limitele: 150 - 1050 rot/min. Suprafața de separare a sitelor din exteriorul rotoarelor este de 4,11 m², iar diametrul rotoarelor este de 660 mm. Turația rotoarelor și distanța dintre sitele de separare și rotoare se reglează automat din cabină. Sistemul este asistat de către un ordinator electronic (Vision Trak Monitor) aflat la bordul combinei.

Fluxul de material este antrenat de cele două rotoare în suprafața

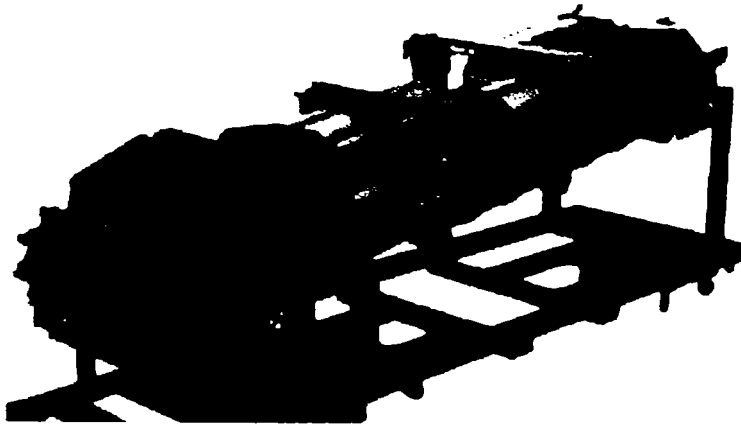


Fig.1.20. Sistemul de separare CTS

interioară a cilindrilor de separare într-o mișcare elicoidală. Materialul nu este comprimat în interiorul suprafeței de separare, ci se produce o afânare a acestuia. Forțele centrifugale care au naștere produc separarea

forțată a boabelor din vraful de paie. Sistemul este eficient pentru condiții deosebite de lucru, comportându-se foarte bine la recoltarea semințelor mici. Productivitatea și calitatea materialului recoltat sunt deosebite datorită suprafeței mari de separare și a procesului de afânare a materialului. Un alt avantaj constă în prelungirea efectivă a timpului zilnic de lucru prin faptul că sistemul permite recoltarea și la umiditate mai mare.

b) Modelul 9750 STS este echipat cu un singur rotor de separare dispus longitudinal în combinație în continuarea aparatului de treier (figura 1.21).

Sistemul de separare STS este alcătuit dintr-un rotor de construcție

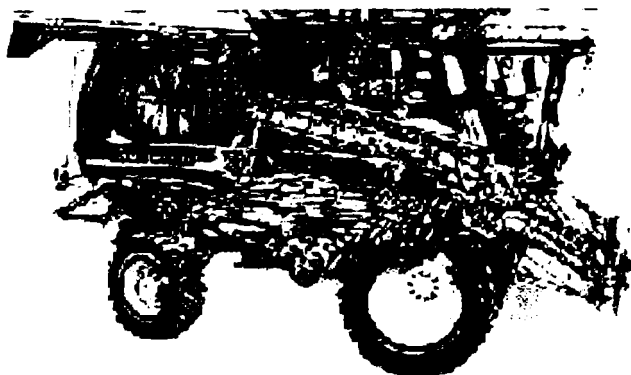


Fig.1.21-Modelul 9750 STS

specială cu viteza reglabilă între 210-1000 rot/min (figura 1.22).

Un accelerator de alimentare introduce fluxul de material în spațiul de separare, imprimându-i acestuia o mișcare elicoidală și o viteză sporită. Cilindrul de separare

din exteriorul rotorului este compartimentat în trei sectoare concentrice, primul sector având diametrul cel mai mic iar ultimul diametrul cel mai mare. Grătarele concave de separare (figura 1.23) sunt foarte ușor de înlocuit în cazul trecerii de la o cultură la alta.

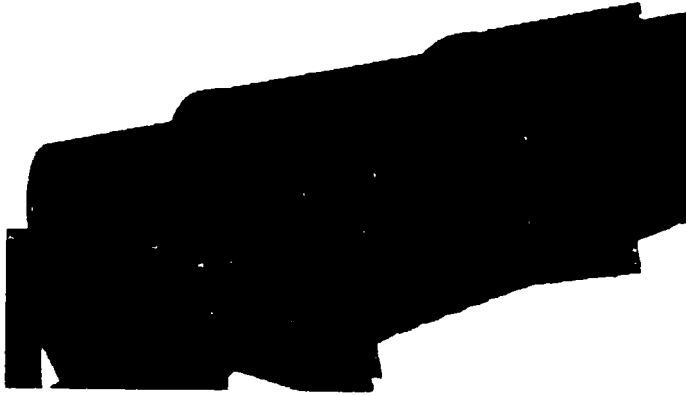


Fig.1.22 - Sistemul de separare STS

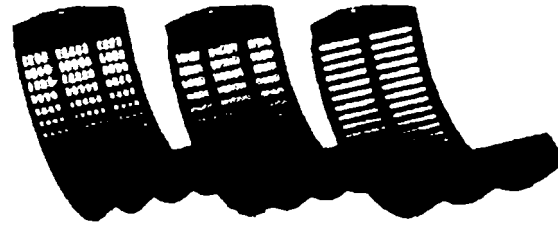


Fig.1.23 - Grătare de separare

Datorită concentricității celor trei sectoare de separare materialul este antrenat tangențial și longitudinal în spațiul de separare (figura 1.24).



Fig.1.24-Traectoria materialului în cilindrul de separare

Deschiderea treptată a diametrului de separare permite fluxului de material să se deplaseze prin expansiune de la intrare până la ieșirea din “colivia” de separare. Suprafața de separare este mai mare, forțele centrifuge sunt în creștere, mișcarea rotorului este continuă și uniformă și ca urmare calitatea procesului de separarea a boabelor din paie este superioară în comparație cu sistemele clasice de separare. Datorită acestei construcții speciale materialul nu se aglomerează în interior, evacuarea din rotor se face relativ ușor, practic nu apare posibilitatea înfundării aparatului cu material. Datorită deplasării prin expansiune a materialului se realizează o afănare energetică a acestuia și prin urmare recoltarea este posibilă și la umiditate mai ridicată. Deasemenea datorită creșterii forțelor centrifuge procesul de separare forțată a boabelor din paie se intensifică [123; 125].

Sistemul de curățire al combinelor din seria STS au ca particularitate presepararea cu ajutorul curenților de aer înclinați (fig.1.25).

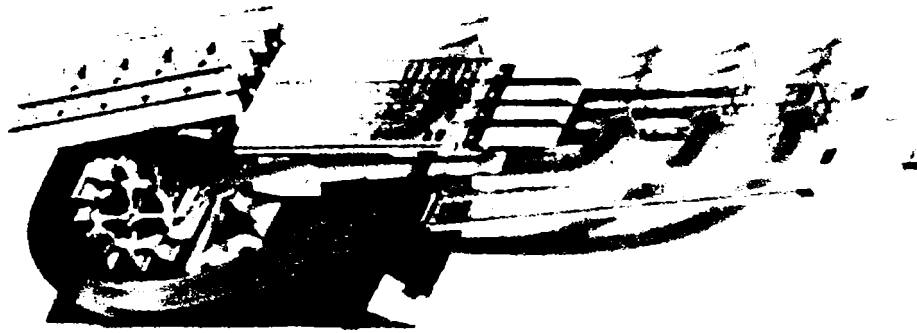


Fig.1.25. Sistemul de curățire al combinelor din seria STS

Ventilatorul centrifug este echipat cu 12 palete, asigură un debit mare de aer, constant și uniform repartizat pe suprafața de separare a sitelor. Un procent de circa 20% din aerul debitat de ventilator este trimis la sitele de preseparare din față. Pleava este eliminată din combină încă înainte de a ajunge la sitele de curățire din spate. Ținând cont că în multe cazuri vraful de material conține până la 40% pleavă, cu acest sistem de curățire productivitatea de separare crește fără a fi nevoie să se mărească suprafața sitelor [68].

Firma Case IH a revoluționat procesul de treier prin introducerea aparatului de treier cu rotor axial AXIAL-FLOW. Realizată în anul 1977, combina cu flux axial, cu un singur rotor, continuă să se mențină la cel mai înalt standard de eficiență prin debitul de lucru, pierderi minime de semințe, calitatea produselor recoltate și fiabilitate. Noul model de combină din seria CASE 2300, realizat în anul 1998, se impune prin construcția specială a aparatului axial care înlocuiește atât aparatul de treier cât și sistemul de separare (figura.1.26).

Rotorul axial, de tipul închis, are diametrul de 61 cm și lungimea de 2,82 m. Turația rotorului este reglabilă în limitele 280-1260 rot/min.

Grătarele contrabătătorului se schimbă ușor de la o cultură la alta. Paletele elicoidale ale rotorului asigură o alimentare uniformă și imprimă materialului o traiectorie elicoidală în contrabătătoarele de separare. Datorită acestor posibilități variate de reglaj, sistemul cu fluxul axial se adaptează ușor la orice tip de recoltă.

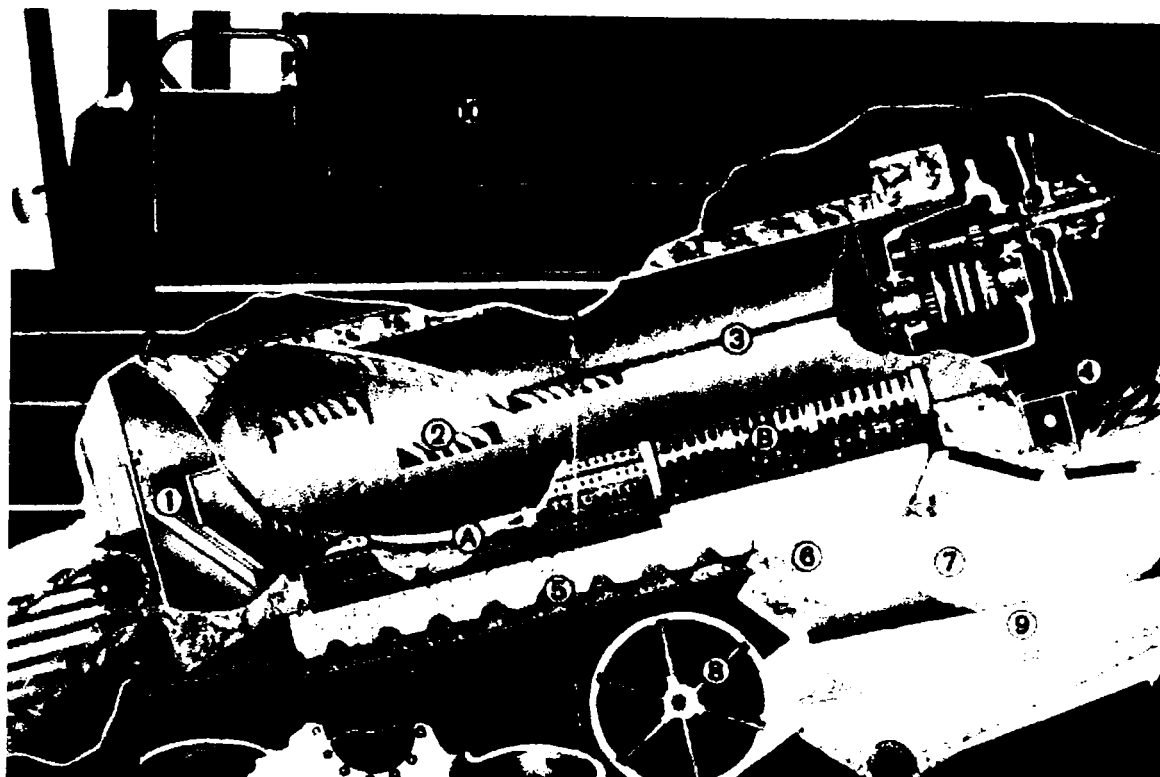


Fig.1.26- Sistemul AXIAL-FLOW al combinei CASE 2300

1-palete de alimentare; 2-barele rotorului; 3-rotor axial; 4-postbătător de evacuare a paielor; 5-transportoare elicoidale; 6- transportor de alimentare; 7-sita superioară; 8-ventilator centrifug; 9-sita inferioară; 10- buncăr; A-grătare de treier; B-grătare de separare.

Rotorul (figura 1.28) este echipat cu un număr de 36 de bare dispuse elicoidal pe 21 de rânduri. Barele rotorului, confecționate din oțel aliat cu crom, sunt de mai multe tipuri, în funcție de rolul pe care-l îndeplinesc și anume: bare pentru treier, bare de separare, bare speciale și bare de evacuare. Pe primul tronson al rotorului sunt montate barele pentru treier (T), iar pe al doilea tronson sunt montate barele pentru separare. La capătul posterior al rotorului sunt montate barele speciale și barele de evacuare (figura 1.27).

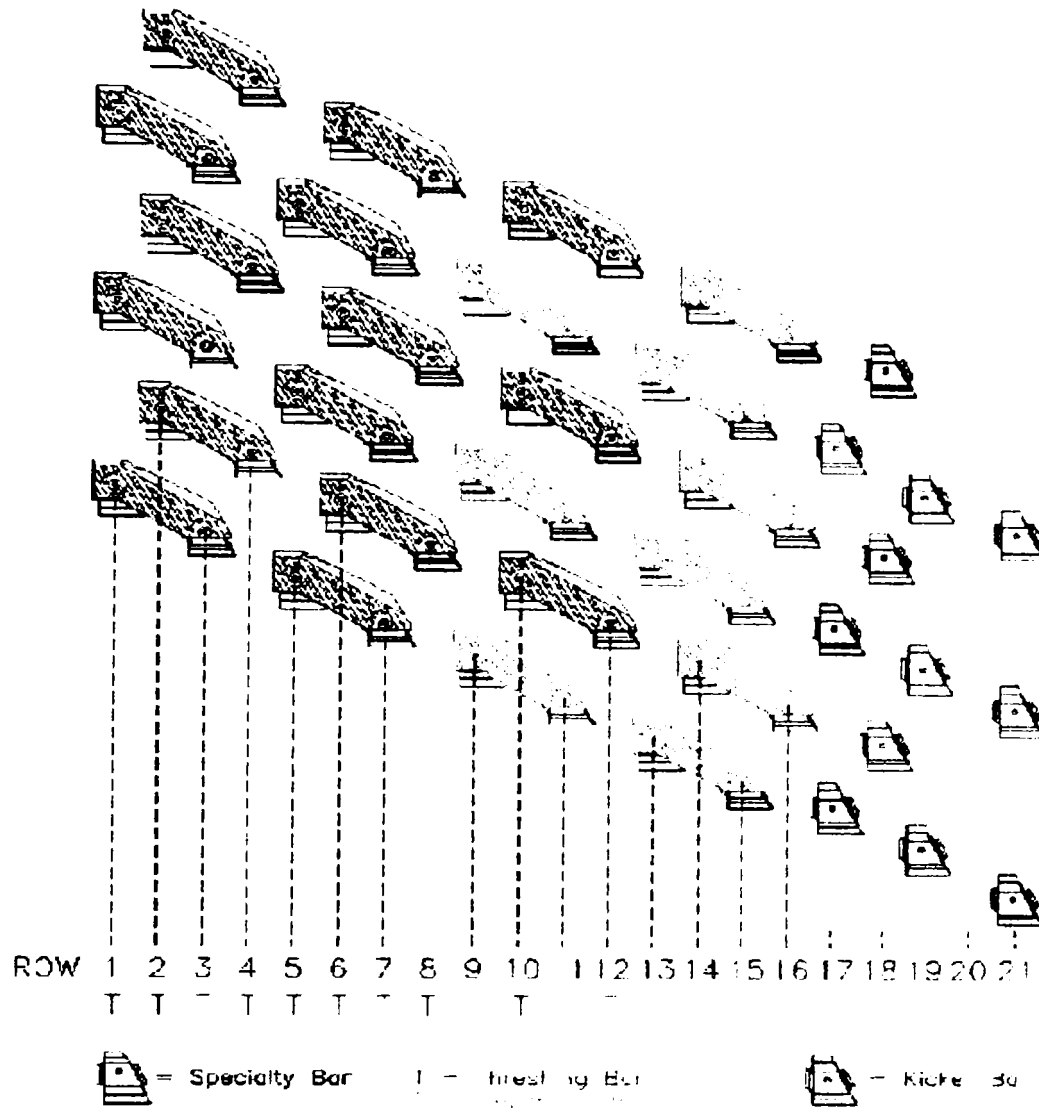


Fig.1.27 - Dispunerea barelor pe rotorul axial

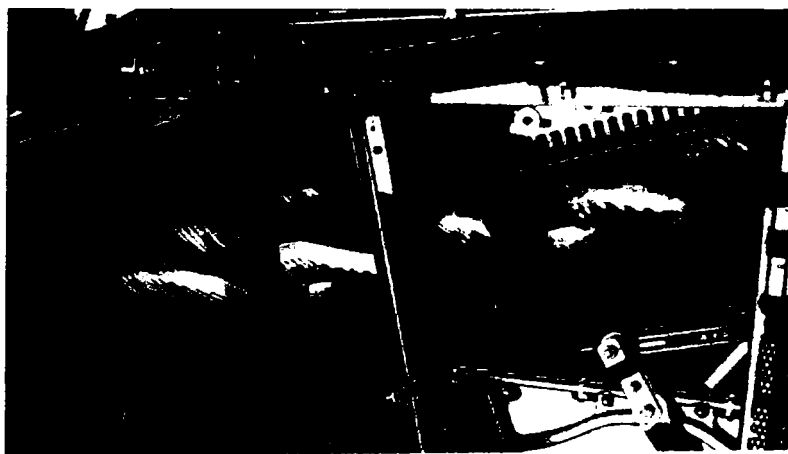


Fig.1.28-Rotorul combinei CASE 2300

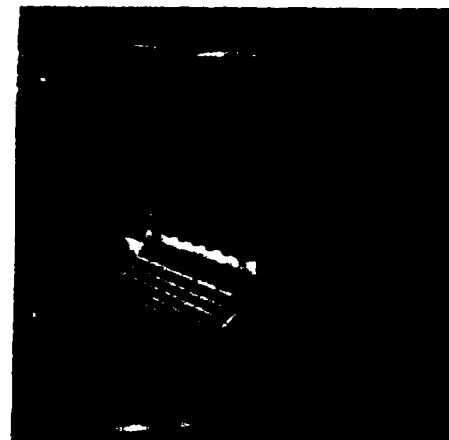


Fig.1.29-Colivia rotorului

Grătarele de separare ale contrabătătorului se montează în colivia rotorului (fig.1.29). Înlocuirea lor, în funcție de cultura recoltată, se realizează într-un timp scurt. Grătarele contrabătătorului sunt alcătuite din trei tronsoane pentru treierare și trei tronsoane pentru separare (fig.1.26). În comparație cu sistemul clasic al contrabătătorului de la aparatul de treier transversal la care barele de forma unor șine sunt dispuse pe toată lățimea contrabătătorului, la grătarele sistemului de treier cu flux axial sunt montate vârfuri metalice speciale dispuse elicoidal pe grătare (fig. 1.30). Treierul are loc datorită forțelor de lovire și frecare dintre material și barele rotorului și ale

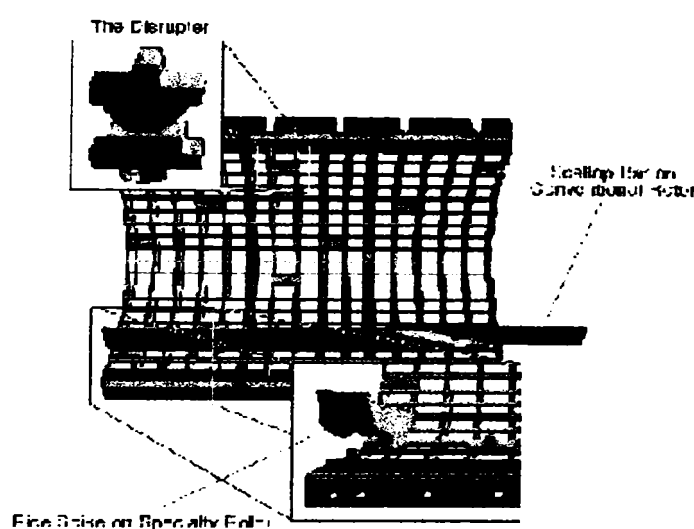


Fig.1.30-Grătare de separare

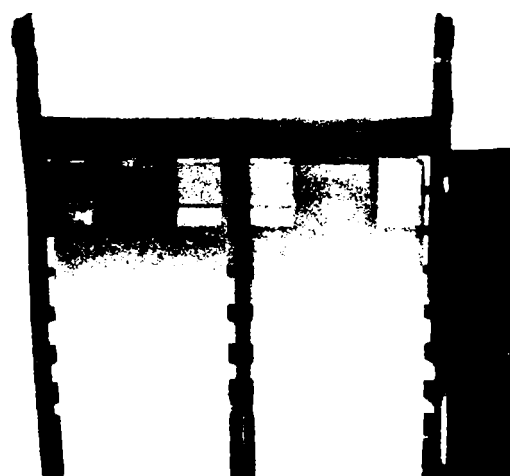


Fig.1.31

contrabătătorului. Deoarece acestea intră progresiv în acțiune, datorită modului în care sunt dispuse pe rotor, respectiv pe contrabătător, treierul se face progresiv, fără spargeri de boabe sau spice netreierate și la un consum de energie mai mic, rotorul nefiind supus la solicitări bruște. Pentru anumite culturi, o parte din suprafața contrabătătorului se acoperă cu capace din tablă (figura 1.31) în scopul asigurării unei frecări mai puternice a materialului.

Deplasarea elicoidală a materialului în spațiul de treierare și separare mărește prin centrifugare forța de penetrare a semințelor prin stratul de paie de 20 - 40 ori față de forța gravitațională, asigurând o separare și recuperare completă a semințelor. Separarea este eficientă, pentru toate culturile și pentru

toate condițiile, datorită acțiunii forței centrifuge și a suprafeței mari de separare.

Alimentarea sistemului de curățire al combinei (fig.1.26) cu material se face de către 4 transportoare elicoidale care asigură un debit constant și uniform.

Ventilatorul sistemului de curățire asigură un debit constant de aer și uniform repartizat pe toată suprafața sitelor. Turația ventilatorului se reglează în limitele 450 - 1250 rot/min. Suprafața totală de separare sitelor este de 4 m². Ventilatorul de tip diametral combinat cu sistemul de site cu rezistență și eficiență mare de separare asigură o curățire excepțională a semințelor mărind puritatea și debitul de alimentare al combinei.

Capacitatea de lucru a combinei cu flux axial este de 9,5–11 t/h la recoltarea grâului și respectiv de 13,5–15 t/h la recoltarea porumbului boabe.

Combainerul are acces ușor la organele de lucru ale combinei, reducând în acest fel timpul de deservire tehnică în cazul trecerii de la o cultură la alta [123; 125].

Sistemele moderne adaptate combinelor de recoltat cereale sunt materializate prin folosirea intensivă a tehnicii de calcul și a sistemelor electro-hidraulice pentru comanda și execuția diverselor operații, rezultând parametrii optimi în procesul de lucru. Senzorii instalați în combină, la diferite organe de lucru, transmit semnalele calculatorului de bord care prelucrează aceste semnale, la afișează pe monitor avizând combainerul sau activează sistemul automat, care controlează parametrii optimi de funcționare a procesului de lucru al combinei în limitele impuse de utilizator.

În concluzie, din cele relatate anterior, se observă că pe plan mondial firmele producătoare de combine autopropulsate pentru recoltat cereale au adoptat în construcția acestora soluții noi, viabile și performante, care conferă acestor combine fiabilitate, productivitate și calitate superioară, confort și siguranță în exploatarea lor.

1.2. Stadiul actual și tendințe privind mașinile de curățat și sortat semințe

1.2.1. Caracteristicile tehnice și funcționale ale mașinii de curățat și sortat semințe MCS-5/2,5

Mașina de curățat și sortat semințe MCS-5-2,5 este destinată pentru curățirea și sortarea semințelor în vederea consumului sau însămânțării. Lucrează la staționar, fiind acționată de un motor electric de 5,5 kw având o capacitate de lucru de 5 t/h în cazul curățirii semințelor destinate consumului și de 2,5 t/h în cazul curățirii semințelor destinate însămânțării (figura 1.32).

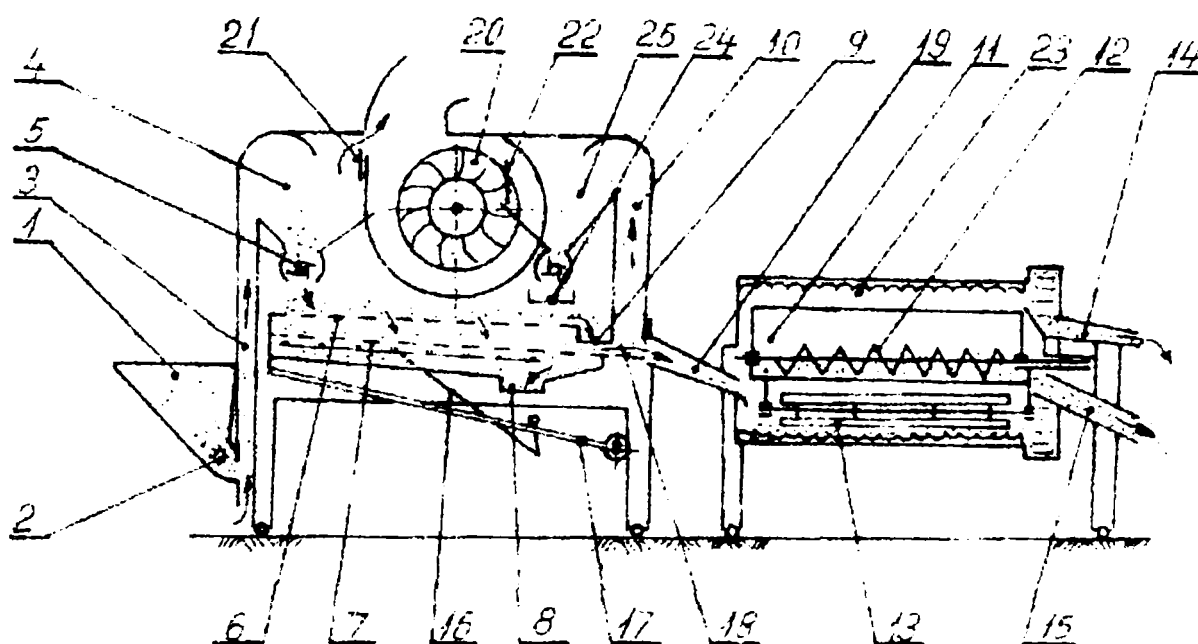


Fig.1.32 – Schema tehnologică a mașinii MCS-5/2,5

1-coș de alimentare, 2-valț agitator, 3, 10-canale de aspirație; 4, 25-camere de sedimentare, 5-distribuitor cu palete, 6-sita superioară, 7-sita inferioară,

8-jgheab de evacuare a impurităților mici, 9-jgeab de evacuare a impurităților mari, 11-jgeabul de colectare al triorului, 12-transportor elicoidal; 13-uniformizator cu palete; 14-jgheab de evacuare a semințelor culturii de bază, 15-jghiab de evacuare a semințelor scurte, 16-mecanism acționare perii, 17-mecanismul pentru acționarea sitelor, 18-sită din sârmă, 19-jgheabul central al selectorului, 20-ventilator, 21, 22-clapete pentru reglarea aerului, 23-cilindrul cu alveole, 24-jgheabul pentru evacuare a semințelor ușoare.

Mașina se compune din două subansambluri principale, selectorul S-5, care poate funcționa și ca mașină independentă și triorul cu alveole T-2.5. Selectorul realizează curățirea și sortarea semințelor după grosime, lățime și proprietățile aerodinamice ale acestora sub acțiunea combinată a sitelor și a curenților de aer, iar triorul realizează sortarea semințelor după lungimea acestora cu ajutorul cilindrului cu alveole [123].

Caracteristicile tehnice și constructive ale mașinii MCS-5/2,5 sunt:

- dimensiunile sitelor (L x l): 1350 mm x 1040 mm;
- înclinarea sitelor: – superioară: $2^{\circ} - 8^{\circ}$;
– inferioară: $4^{\circ} - 9^{\circ}$;
- turația motorului electric de acționare: 1500 rot/min;
- turația arborelui cu excentrice: 410 rot/min;
- turația arborelui de acționare a periilor: 37 rot/min;
- raza manivelei: 8 mm;
- lungimea bielei: 1600 mm;
- lungimea brațelor oscilante: 1070 mm;
- suprafața de cernere: $2,8 \text{ m}^2$;
- turația ventilatorului: 1200 rot/min;
- numărul de palete ale ventilatorului: 2×12 bucăți;
- diametrul cilindrului trior: 600 mm;
- turația cilindrului trior: 35 rot/min;
- lungimea activă a cilindrului trior: 1460 mm;
- suprafața activă a cilindrului trior: $2,75 \text{ m}^2$.

Procesul de lucru al mașinii MCS-5/2,5 este următorul. Amestecul de semințe destinat curățirii și sortării este introdus în coșul de alimentare de unde ajunge în canalul de aspirație anterior. Curentul de aer creat de ventilator transportă amestecul de semințe în camera de sedimentare anterioară, iar impuritățile ușoare, antrenate odată cu aerul, intră în ventilator și sunt eliminate prin coșul de evacuare.

Semințele din camera de sedimentare anterioară sunt uniform distribuite pe sita superioară unde sunt reținute impuritățile mari care se scurg pe sită și sunt evacuate la jgheabul pentru colectarea impurităților mari. Semințele sparte și impuritățile mici trec prin ambele site și sunt evacuate la jgheabul pentru colectarea impurităților mici.

Semințele culturii de bază trec prin orificiile sitei superioare, dar sunt reținute de sita inferioară în lungul căreia se deplasează până la ieșirea din selector unde trec prin canalul de aspirație posterior și ajung în cilindrul trior. În dreptul canalului de aspirație posterior semințele cu masă mai mică (boabe șiștave) sunt aspirate în camera de sedimentare posterioară și apoi evacuate la jgheabul de colectare a impurităților ușoare.

În cilindrul cu alveole al triorului semințele scurte pătrund în alveole și sunt descărcate în jgheabul colector de unde sunt evacuate de către transportorul elicoidal la jgheabul de colectare a semințelor scurte. Semințele culturii de bază sunt evacuate din cilindrul trior pe la jgheaburile de colectare a semințelor lungi.

1.2.2. Caracteristicile tehnice și funcționale ale mașinii de curățat și sortat semințe PETKUS-526 A

Mașina de curățat și sortat semințe PETKUS-526 A este destinată pentru curățirea și sortarea semințelor de cereale, plante tehnice etc. Este o mașină performantă, de fabricație recentă, formată din două subansambluri distincte: selectorul și bateria de trioare.

Selectorul (figura 1.33) realizează separarea amestecurilor de semințe după lățime și grosime cu ajutorul sitelor plane oscilante și pe baza proprietăților aerodinamice ale componentelor din masa de semințe.

Triorul mașinii este alcătuit dintr-o baterie de doi cilindri orizontali cu alveole care realizează sortarea semințelor după lungimea acestora.

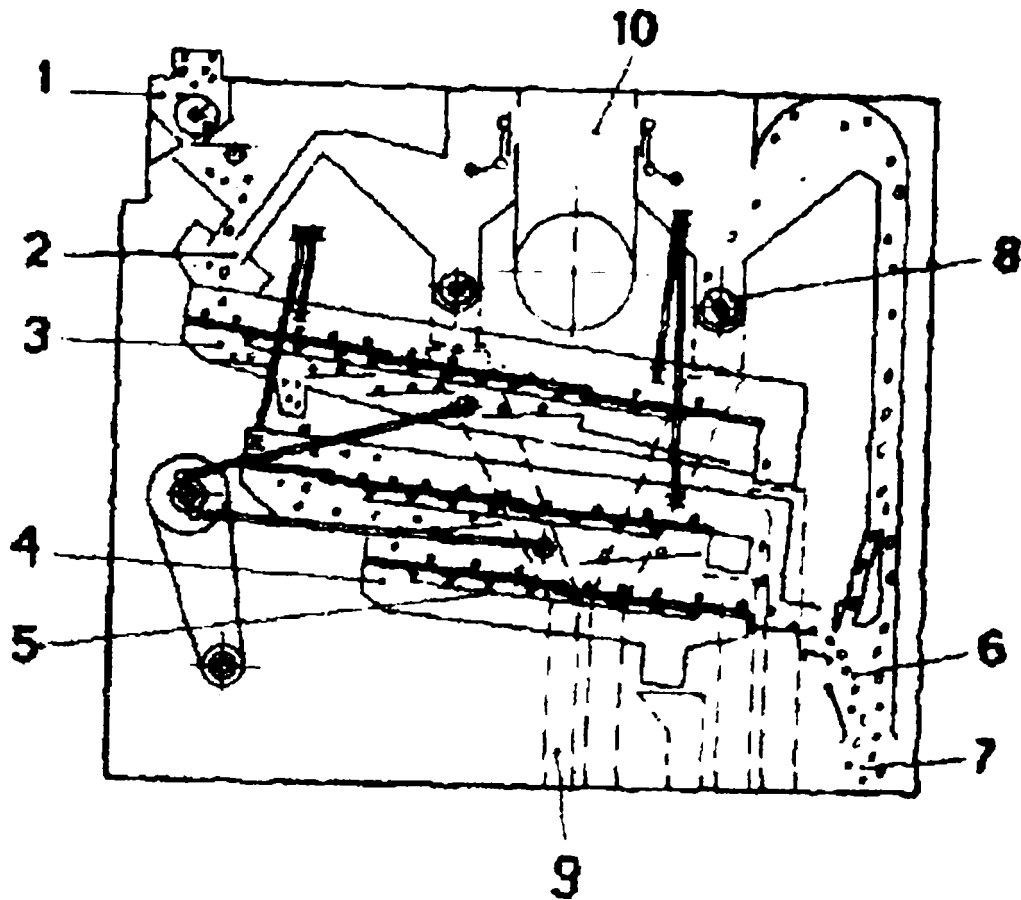


Figura 1.33 –Schema tehnologică a selectorului Petkus-526A

1-coș de alimentare; 2-camara de sedimentare; 3-sita superioară; 4-batiul sitelor; 5-sita inferioară; 6-canal de aspirație posterior; 7-jgheab pentru colectarea semințelor selectate; 8-transportor de semințe ușoare de la aspirația posterioară; 9-jgheaburi de colectare a impurităților; 10-ventilator.

Amestecul de semințe introdus în coșul de alimentare este distribuit prin partea superioară, într-un strat uniform la camera de sedimentare care alimentează sitele. În dreptul camerei de sedimentare, prin canalul înclinat de aspirație anterior, particulele ușoare sunt antrenate de către curentul de aer al ventilatorului și evacuate prin coșul de evacuare. Curentul de aer din canalul posterior de aspirație antrenează semințele ușoare care sunt evacuate cu ajutorul transportorului elicoidal 8. Sitele sunt dispuse pe trei etaje pentru mărirea suprafeței active de cernere, implicit pentru mărirea productivității. Semințele selectate sunt colectate la jgheabul 7. Mașina se remarcă prin productivitate mărită și prin calitatea materialului separat.

1.3. Analiza funcțională a ansamblurilor aparat de treier și curățire – separare

1.3.1. Analiza funcțională a aparatului de treier

Aparatul de treier are rolul de a executa procesul de treier, care constă în desprinderea boabelor din spice sau panicule, prin acțiunea de lovire și frecare a masei de plante ce este trecută forțat printr-un spațiu de dimensiuni descrescătoare. Aparatul de treier este alcătuit din bătător, contrabătător și dispozitive de reglare a turației bătătorului și a distanței dintre bătător și contrabătător.

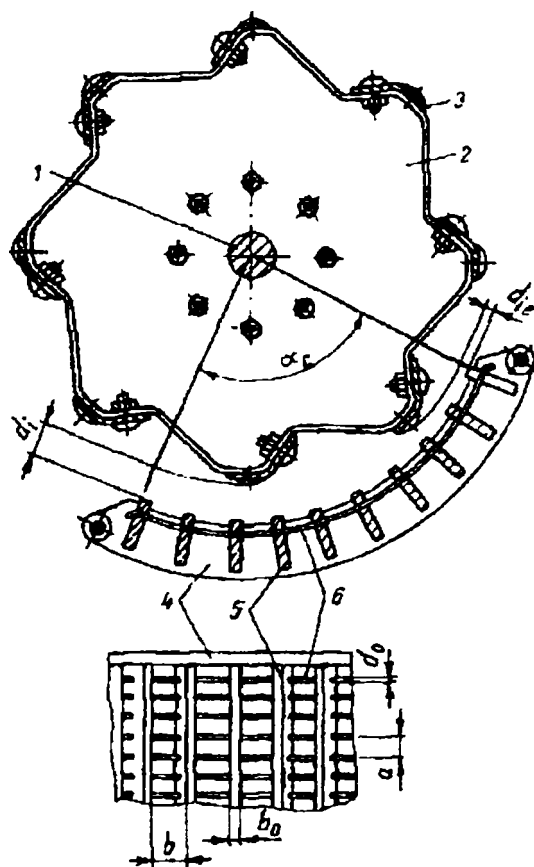


Fig.1.34-Aparat de treier cu șine

Elementele de lucru ale bătătorului sunt șinele pe a căror suprafață de lucru sunt prevăzute nervuri (rifluri). Nervurile sunt dispuse sub un unghi de $30 - 45^\circ$ față de axa șinei și au rolul de a mări capacitatea de antrenare. Șinele se montează pe bătător

Aparatele de treier pot fi cu șine sau cu cuie, cea mai mare răspândire având aparatele de treier cu șine [88].

Aparatul de treier cu șine (fig.1.34) este format dintr-un bătător cu șine și un contrabătător sub forma unui grătar. Bătătorul este format din arborele 1 susținut pe două lagăre cu rulmenți, pe care sunt montate discurile 2 cu șinele de batere 3. Contrabătătorul este format din doi pereți laterali 4, ce susțin șinele 5. Prin șinele 5 ale contrabătătorului trec verzele 6, fiind format astfel un grătar curbat.

astfel încât nervurile a două șine alăturate să fie dispuse în sensuri diferite, sistem ce evită deplasarea axială numai într-un singur sens a materialului supus treierului. În mod frecvent diametrul bătătorului cu șine la combine este $D = 450-600$ mm, iar numărul de șine $n = 6-8$ buc.

Grătarul contrabătătorului se realizează sub forma unui sector cilindric care înfășoară bătătorul sub un unghi α_c , fiind montat astfel încât să asigure o descreștere treptată a distanței dintre bătător și contrabătător, distanța la intrare d_i fiind de 3-4 ori mai mare decât distanța la ieșire d_{ie} . Unghiul de înfășurare α_c are valori cuprinse între 90 și 150°. Lățimea șinelor contrabătătorului este $b_0 = 8-12$ mm, distanța dintre șine fiind $b = 30-50$ mm. Distanța dintre vergele a este cuprinsă între 8 și 15 mm. Suprafața vie a grătarului contrabătătorului reprezintă circa 50-70% din suprafața totală a acestuia [88].

Prin lovirea și frecarea plantelor (spicelor) între șinele bătătorului și ale contrabătătorului are loc desprinderea boabelor din spice (treierul). Efectul de desprindere este maxim în momentul trecerii unei șine a bătătorului prin dreptul unei șine a contrabătătorului.

În procesul de treier are loc o primă fracționare: o parte din boabe (60-90%) trec printre vergelele contrabătătorului împreună cu impurități și părți mici de tulpini, iar restul materialului este deplasat mai departe la organele de separare [3].

Indicii calitativi ai aparatului de treier sunt următorii: procentul de boabe separate, procentul de boabe netreierate și procentul de boabe sparte.

Factorii principali care influențează indicii calitativi ai aparatului de treier sunt următorii: viteza periferică și numărul barelor de batere ale bătătorului, distanța dintre bătător și contrabătător, debitul de alimentare, raportul dintre masa semințelor și masa paielor, umiditatea materialului, specia de plante, soiul, gradul de coacere, gradul de îmburuienare etc.

Procesul de lucru este corespunzător atunci când boabele netreierate reprezintă un procent mai mic de 1% și boabele sparte un procent mai mic de 2% din totalul boabelor.

Pentru aceasta este necesar să se cunoască modul cum factorii principali de influență acționează asupra aparatului de treier și în procesul de lucru. Prin creșterea vitezei periferice a bătătorului se obține micșorarea procentului de semințe netreierate și mărirea gradului de separare a semințelor printre vergelele contrabătătorului, dar în același timp se mărește procentul de semințe sparte. Viteza periferică a bătătorului la treieratul diferitelor culturi are valori cuprinse între 25–30 m/s pentru cereale păioase; 10–14 m/s pentru mazăre, fasole, soia și floarea-soarelui; 20–27 m/s pentru orez; 28–32 m/s pentru lucernă și trifoi. La mărirea distanței dintre bătător și contrabătător procentul de semințe sparte scade, procentul de semințe netreierate și neseperate crește. Pentru a stabili distanța optimă dintre bătător și contrabătător se ține seama ca semințele netreierate și sparte să nu depășească limitele maxime admise. Distanța uzuală dintre barele de batere ale bătătorului și contrabătător variază între 40/10–48/12 (distanța la intrare/distanța la ieșire). Procentul de semințe sparte și a celor separate prin ochiurile contrabătătorului scade, iar procentul semințelor netreierate se mărește o dată cu creșterea debitului de alimentare [100].

Pentru asigurarea unei alimentări uniforme a aparatelor de treier, acestea, în majoritatea cazurilor se prevăd cu uniformizatoare de alimentare situate în partea anterioară sau posterioară a acestora.

Funcționarea economică a combinei este considerată astăzi de agricultori tot mai mult sub aspectele randamentului, multilateralității și siguranței. O dată cu introducerea în exploatare a combinelor cu sistem de treier cu alimentare forțată, noțiunea de randament a fost redefinită și cerințele practice au fost satisfăcute printr-o metodă nouă.

Sistemul de treier cu alimentare forțată se bazează pe sistemul de treier ce are înaintea bătătorului propriu-zis un accelerator cu un contrabătător preselector suplimentar. Acest sistem nu poate fi comparat cu alte tehnici de treier anterior existente și este complet autonom.

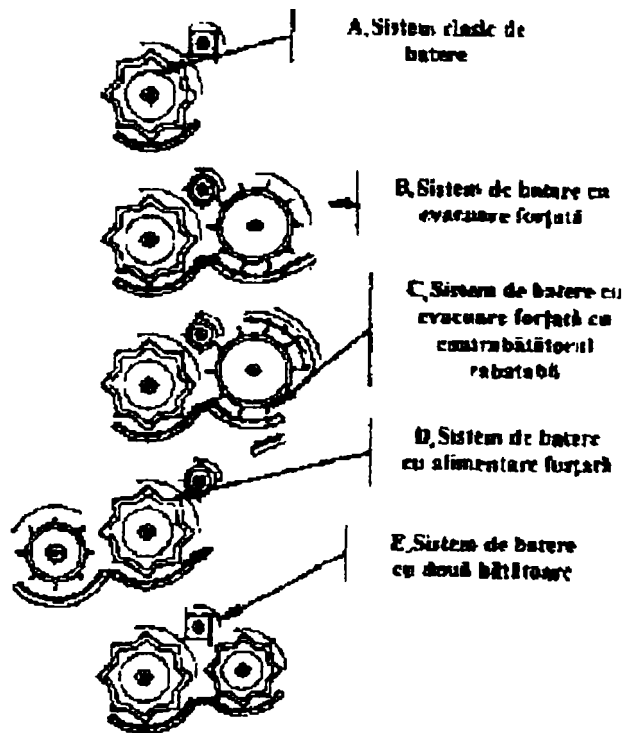


Figura 1.35- Sisteme de batere

nele din seria 8000, prin introducerea unui tambur suplimentar după bătător cu contrabătător corespunzător, soluție cunoscută sub denumirea de “separator rotativ” (figura 1.35, B). Acesta permite reducerea suprafeței de lucru a bătătorului prin preluarea forțată a masei vegetale și distribuirea ei uniformă pe sistemul de scuturare reducând mult agresivitatea sistemului de batere asupra boabelor, în special la culturile cu semințe fragile.

Pentru reducerea procentului de boabe sparte, în anul 1991, firma Fiat Laverda a prezentat o variantă diferită de separare rotativă denumită “multi Crop” cu grila contrabătătoare rotativă (figura 1.35, C) [2].

În anul 1993 firma John Deere a introdus la modelul Z660 un sistem de batere cu două bătătoare, dintre care primul de mari dimensiuni are o turație mai redusă.

La sistemele de batere tradiționale (figura 1.35 A) procentul de separare a boabelor de tulpini este de max. 85%, restul făcându-se în fluxul tehnologic ulterior în partea posterioară a combinei.

În ultimii ani s-au realizat numeroase inovații majore pentru ameliorarea și adaptarea sistemelor de treier la toate culturile.

Primele tentative de îmbunătățire a sistemelor de batere s-au abordat de firma New Holland, la combi-

În anul 1994 firma Claas a inițiat montarea pe modelele sale a unui tambur anterior sistemului de batere pentru alimentarea forțată a materialului recoltat (figura 1.35, D; figura 1.11), așa numitul “aparat de treier cu accelerator de preseparare APS”. Sistemul de treier cu alimentare forțată accelerează plantele recoltate în aparatul de treier de două ori. Acceleratorul lucrează într-un compartiment unde toate semințele sunt în spice și acționează asupra întregii cantități de material recoltat. Contrabătătorul preselector separă semințele desprinse și aproape treierate de către accelerator și prin aceasta mărește randamentul sistemului de treier. Viteza materialului recoltat este de circa 12 m/s la accelerator și de circa 20 m/s la bătătorul aparatului de treier. Separarea corespunzătoare curgerii materialului recoltat prin sistemul de treier cu alimentare forțată este determinată de forța centrifugă care separă semințele prin orificiile contrabătătoarelor și de accelerarea materialului recoltat. Accelerarea înseamnă separarea semințelor astfel încât pe partea inferioară a bătătorului să se afle mereu alte straturi de material. Acceleratorul se rotește cu 80% din turația bătătorului. Reducerea turației bătătorului asigură un treier fin la culturi sensibile la spargeri (fasole, mazăre). Suprafața de separare a sistemului de treier cu alimentare forțată se mărește considerabil atât prin intermediul contrabătătorului preselector, cât și prin mărirea unghiului de înfășurare al contrabătătorului până la 151° . Prin aceasta randamentul crește mai ales în condiții dificile de recoltare.

Sistemul de separare cel mai eficient rămâne în continuare aparatul de treier axial cu contrabătător tip colivie al firmei Case (fig. 1.26). În comparație cu aparatul de treier clasic, dispus transversal, la care materialul este trecut prin spațiul dintre bătător și contrabătător o singură dată sub un unghi de circa 106° , în cazul fluxului axial materialul recoltat este trecut prin spațiul de treier și separare de mai multe ori, asigurându-se un proces de treier și de separare complet fără vătămarea semințelor.

1.3.2. Analiza funcțională a sitelor plane și cilindrice

În procesele de separare și curățire a semințelor se utilizează atât site cilindrice cât și site plane. Sitele cilindrice rotative au o utilizare mai restrânsă datorită productivității reduse a acestora, productivitate limitată de apariția repausului relativ a semințelor pe suprafața sitei cilindrice odată cu creșterea turației de acționare. Un alt factor care influențează procesul de lucru al sitelor cilindrice rotative îl constituie componența și proprietățile fizico-mecanice ale vrafului supus curățirii (raportul boabe/paie, umiditatea, procentul de corpuri străine, debitul de alimentare etc.), care trebuie să fie cât mai uniforme. Deoarece la recoltarea directă din lan componența și proprietățile vrafului recoltat diferă foarte mult, chiar și în cazul recoltării în același lan (plante căzute, lan îmburuienat, debite de alimentare diferite), sitele cilindrice rotative se folosesc într-un domeniu mai restrâns și anume la curățirea și sortarea semințelor din cadrul silozurilor de cereale sau în industria morăritului.

La recoltarea directă din lan combinele autopropulsate pentru cereale folosesc site cilindrice fixe (în interiorul cărora materialul este antrenat de rotoare speciale), la procesele de treier și de separare și site plane oscilante, la procesele de curățire.

Sitele plane oscilante se utilizează atât la combinele de recoltat cereale cât și la selectoarele pentru curățat și sortat semințe. Sistemele de curățire ale combinelor de recoltat cereale realizează separarea semințelor din vraf prin cernere cu ajutorul sitelor plane oscilante în prezența curenților de aer înclinați care acționează de jos în sus sub site (figura 1.36).

Factorii principali care influențează procesul de lucru al sistemului de curățire cu site plane sunt: gradul de încărcare cu material al sitelor, proprietățile fizico-mecanice ale componentelor din vraful supus curățirii și

regimul cinematic al sitelor, respectiv parametrii constructivi și funcționali ai sistemului de curățire.

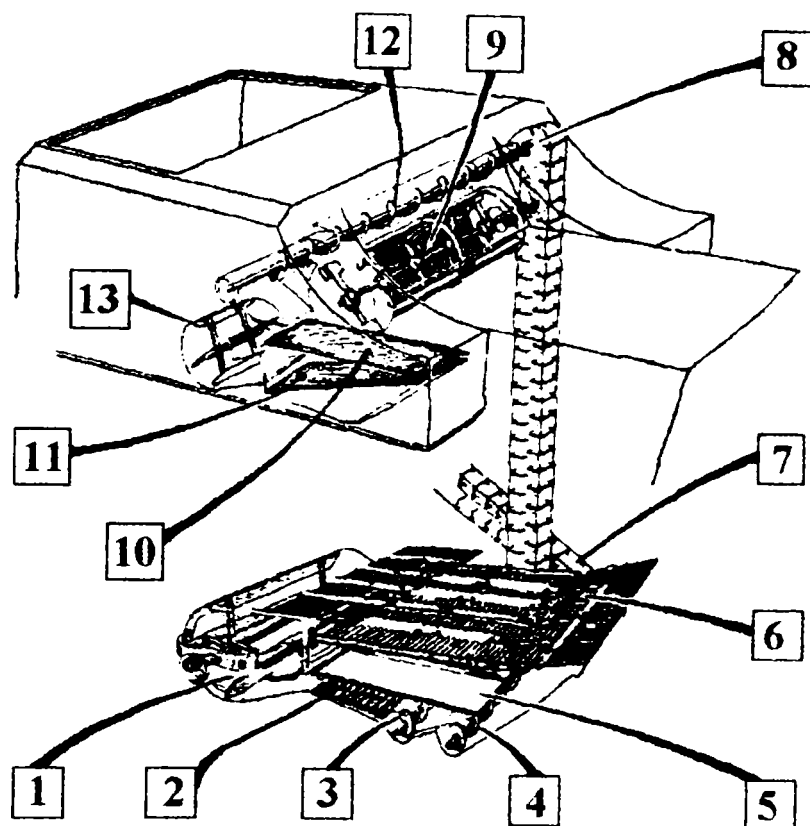


Figura 1.36-Sistem de curățire cu două grupuri de organe de curățire

1-ventilator curățirea I-a; 2-casa oscilantă; 3-melcul de boabe; 4-melcul de spice; 5 și 6-sitele curățirii a I-a; 7-elevator spice netreierate; 8- elevator boabe; 9-decorticator; 10 și 11- sitele curățirii a II-a; 12-melc superior de boabe; 13-ventilator curățirea II-a.

Procesul de lucru este corespunzător când semințele culturii de bază recoltate sub site au o puritate mai mare de 94% și când procentul de semințe bune evacuate în pleavă este mai mic de 1%. Sistemul de curățire al combinelor moderne trebuie să corespundă cerințelor impuse de condițiile variate de lucru (culturi diferite, starea lanului, umiditate, procentul de corpuri străine din vraf etc.). Multilateralitatea acestor sisteme de curățire este asigurată prin reglarea automată a factorilor care influențează procesul de

lucru cu ajutorul ordinatului de bord, care primește semnale de la senzorii montați în combină pe care le analizează și activează sistemul automat de reglare. Pentru aceasta este necesar să se cunoască modul cum factorii de influență acționează asupra sistemului de curățire în procesul de lucru [67].

Gradul de încărcare al sitelor cu material influențează în mod hotărâtor productivitatea și calitatea materialului separat. Un grad de încărcare prea mare cu material produce înfundarea sitelor și deci imposibilitatea separării semințelor prin orificiile sitelor. La un grad de încărcare prea mic productivitatea sistemului de curățire scade. Este de dorit ca vraful care este dirijat de către transportorul de alimentare pe suprafața sitelor să conțină cât mai puțină pleavă pentru a reduce încărcarea acestora cu material. În majoritatea cazurilor pleava și particulele ușoare reprezintă 20–40% din vraf. În acest scop sistemele moderne de curățire sunt prevăzute cu ventilatoare centrifuge de debit mărit care printr-un canal suplimentar trimit un curent de aer înclinat prin orificiile transportorului de alimentare realizând evacuarea particulelor ușoare din vraf (pleava, paie scurte, praf) afară din combină, înainte ca acestea să ajungă pe suprafața sitelor. Direcția și intensitatea curenților de aer ai ventilatorului se reglează în funcție de proprietățile fizico-mecanice ale componentelor vrafului.

Proprietățile materialului supus separării care influențează procesul de lucru al sitelor plane oscilante sunt: dimensiunile semințelor, umiditatea, forma, coeficientul de frecare, procentul de corpuri străine etc. Sitele plane care satisfac condițiile impuse pentru recoltarea diferitelor culturi sunt de tipul cu jaluzele reglabile. Deschiderea jaluzelelor se face în funcție de dimensiunile semințelor culturii recoltate (grosime și lățime). Aceste sisteme de curățire sunt prevăzute cu posibilitatea de reglare a deschiderii jaluzelelor și a unghiului de înclinare al sitelor. Deasemenea pentru recoltarea pe terenuri în pantă combinele sunt dotate cu sisteme automate care mențin sitele în

poziție orizontală, indiferent de panta terenului, permițând recoltarea la aceeași productivitate ca și pe terenurile plane.

Regimul cinematic al sitelor plane, respectiv frecvența și amplitudinea oscilațiilor influențează în mare măsură procesul de lucru. La o frecvență prea mică semințele rămân în repaus relativ față de site și separarea nu are loc. O frecvență și amplitudine prea mare produce deplasarea semințelor cu desprindere și salturi mari pe sită într-un singur sens. Și în acest caz majoritatea semințele se scurg pe suprafața sitei și separarea nu are loc. Regimul cinematic trebuie să fie ales în așa fel încât semințele să se deplaseze pe suprafața sitelor cu desprindere în ambele sensuri, cu salturi mai mari înspre capătul de evacuare al sitelor, pentru a permite acestora să stea cât mai mult pe suprafața sitelor și deci să aibă posibilități mai mari de separare prin orificiile sitelor.

Pentru realizarea procesului de lucru, acționarea sitelor plane în majoritatea cazurilor se face cu mecanisme bielă–manivelă sau cu excentric. Mișcarea sitelor în acest caz este caracterizată prin amplitudine și frecvență, admitându-se în general că procesul condiționării semințelor, atât sub aspect cantitativ cât și sub aspect calitativ, se îmbunătățește prin creșterea frecvenței și micșorarea amplitudinii.

Pierderile de semințe și puritatea materialului separat cu ajutorul sitelor plane sunt influențate de modul de deplasare a materialului pe site care, la rândul ei, depinde de parametrii constructivi și funcționali adoptați pentru fiecare sistem de curățire în parte.

Valoarea optimă a debitului de alimentare cu material a sitelor, pentru care pierderile de semințe se încadrează în limitele admise și productivitatea sistemului de curățire este maximă, trebuie să fie corelată cu gradul de deschidere a jaluzelelor, cu direcția și viteza curenților de aer al ventilatorului și cu frecvența și amplitudinea oscilațiilor.

1.3.3. Analiza comparativă între sitele plane și cilindrice

Din analiza expusă în paragrafele anterioare se constată că în construcția mașinilor de condiționat semințe și a combinelor de recoltat cereale se folosesc atât site cilindrice cât și site plane. Subansamblurile la care se utilizează site în procesul de lucru sunt: aparatele de treier, sistemele de separare și sistemele de curățire. În funcție de procesul tehnologic de prelucrare a materialului la fiecare din aceste subansambluri se pretează utilizarea unui anumit tip de site: plane sau cilindrice.

La aparatul de treier pentru separarea semințelor din spice sau panicule, prin batere și frecare se utilizează contrabătătoare cu vergele (tronsoane de site cilindrice fixe) sau colivii cilindrice fixe prevăzute cu grătare de separare. Deoarece procesul de lucru al aparatului de treier influențează în mod direct procesul de separare–curățire, prin indicii calitativi ai acestuia (procentul de boabe separate, procentul de boabe neseperate și procentul de boabe sparte), tendința actuală este de înlocuirea aparatului clasic cu bătător și contrabătător (figura 1.34) cu alte soluții tehnice care îmbunătățesc indicii calitativi ai procesului de treier. Aceste soluții au fost prezentate în subcapitolul 1.1.2 (figurile: 1.3; 1.6; 1.11; 1.26 – 1.31) și în subcapitolul 1.3.1 (figura 1.35). Trebuie remarcat că pe plan mondial tendința este de înlocuire a aparatului de treier transversal cu aparatul de treier axial datorită avantajelor acestuia în ceea ce privește productivitatea și indicii calitativi de lucru.

La sistemul de separare, care are rolul de a recupera semințele și spicele din paie, apare tendința de înlocuire a sistemului clasic de separare prin scuturare (figura 1.12) cu sisteme de separare prin centrifugare (figurile: 1.13; 1.14; 1.20; 1.22). La acționarea scuturătorul cu cai montați pe doi arbori cotiți, neechilibrarea maselor oscilante determină apariția în organele de transmisie a unor sarcini dinamice mari, sporindu-se astfel consumul de

energie pentru acționare. Deasemenea în șasiul combinei se introduc șocuri și vibrații care pot cauza distrugerea în scurt timp a amortizoarelor elastice. Acest dezavantaj este exclus la sistemele de curățire care folosesc site cilindrice fixe alimentate în interior cu material de rotoare de construcție specială. Turația acestor rotoare este continuă și uniformă, materialul este antrenat axial și tangențial în interiorul sitelor cilindrice, forțele centrifuge care apar realizează separarea semințelor și spicelor rămase în paie prin grătarele cilindrilor de separare.

La sistemele de curățire se realizează separarea semințelor culturii principale de toate fracțiunile străine din vraf. Curățirea se realizează prin cernere cu ajutorul sitelor plane oscilante în prezența curenților de aer produși de ventilator. Procesul de lucru al sistemelor de separare este influențat de direcția și intensitatea curentului de aer, de configurația spațiului activ situat deasupra sitelor, de gradul de încărcare cu material și de regimul cinematic al sitelor. Față de sistemele clasice de curățire care folosesc site cu orificii tendința este de înlocuire a acestora cu site cu jaluzele reglabile care permit separarea semințelor mai multor culturi fără a fi necesară înlocuirea acestora. Pentru mărirea indicilor cantitativi și calitativi de lucru sistemele de curățire moderne se prevăd cu posibilități de reglare a înclinării sitelor, a debitului și direcției curentului de aer. În scopul măririi procentului de semințe din vraful supus separării curentul de aer elimină pleava și corpurile ușoare încă înainte ca acesta să ajungă la sita superioară (figura 1.25). Pentru recoltarea cu aceeași productivitate pe terenuri în pantă, la fel ca și pe terenuri plane, sistemele de curățire sunt echipate cu dispozitive care mențin sitele orizontale indiferent de panta terenului (figurile: 1.7; 1.17).

CAPITOLUL II

PROCEDEE DE CURĂȚIRE ȘI SEPARARE

2.1. Importanța proceselor de curățire și separare

Produsele care se depozitează în silozuri și bazele de recepție provin în majoritatea cazurilor direct de la recoltare și conțin pe lângă produsul de bază, în amestec, diferite corpuri străine formate din: impurități minerale, resturi organice, semințe de buruieni, semințele altor plante de cultură, semințe sparte ale produsului de bază etc. Prezența acestor corpuri în masa de boabe a produsului de bază exercită o influență negativă asupra conservării produselor, diminuează valoarea tehnico-alimentară și însușirile germinative ale semințelor. Unele produse conțin în amestec semințe de buruieni toxice, care peste o anumită limită admisibilă devin dăunătoare în alimentația omului sau în furajarea animalelor. Corpurile străine, minerale și organice, creează greutăți în procesul de prelucrare industrială, sunt vătămătoare și în cantitate mare fac lotul neutilizabil. Spărturile produsului de bază au o rezistență redusă la păstrare și diminuează prețul produsului. În general, la recoltare, semințele de buruieni conțin un procent mai ridicat de umiditate care se transmite produsului de bază, mărindu-i umiditatea și diminuându-i posibilitatea de păstrare [106].

În funcție de ușurința de separare prin mijloace mecanice, a corpurilor străine, acestea se împart în ușor separabile sau greu separabile.

Valoarea tehnologică, seminală și comercială a masei de produse este diminuată și de neuniformitatea ca mărime, formă, culoare a semințelor culturii de bază care intră în componența lotului. Pentru îmbunătățirea

purității produselor și realizarea unor loturi omogene din punct de vedere a uniformității semințelor, se face curățirea și sortarea masei produsului.

Curățirea constă în separarea semințelor culturii principale de toate fracțiunile străine (semințele altor culturi, semințe de buruieni, bucăți de paie, pleavă, praf etc.). Prin curățire de cele mai multe ori se realizează și separarea semințelor sparte și a celor nedezvoltate din cultura principală. În cadrul lucrărilor de curățire se includ operațiunile de curățire brută și curățire fină.

Curățirea brută (precurățirea) se face concomitent cu depozitarea produselor și are ca scop eliminarea din lot a impurităților ușoare și mărunte care se separă cu ușurință și a căror caracteristici diferă fundamental de ale produsului de bază.

Curățirea fină este o operațiune care completează precurățirea, în sensul că prin această lucrare se elimină din masa de semințe corpurile străine care au caracteristici asemănătoare cu ale produsului de bază și care nu au putut fi separate la precurățire.

Sortarea are ca scop separarea semințelor culturii de bază pe categorii după dimensiuni, formă, culoare etc.

Separarea semințelor pe fracțiuni, după dimensiuni (lungime, grosime, lățime) cuprinse în anumite limite poartă numele de calibrare.

În majoritatea cazurilor curățirea și sortarea semințelor se face concomitent și de cele mai multe ori aceste procese sunt inseparabile [55; 81].

Utilizarea regimurilor optime de funcționare a sistemelor de curățire și sortare a semințelor la mașinile de recoltat, sortat și condiționat produse agricole are deosebită importanță economică.

Procesul separării materialului pe site, respectiv eficacitatea separării materialului este influențat atât de construcția sitei (dimensiunile și forma orificiilor, înclinarea sitei, dimensiunile sitei), cât și de caracterul mișcării

relative a semințelor pe sită, respectiv de regimul cinematic al sitei plane sau cilindrice.

Dimensionarea necorespunzătoare a mecanismelor de acționare a sitelor, precum și alegerea la întâmplare a parametrilor funcționali pot duce la pierderi mari de semințe și la obținerea unor produse de calitate necorespunzătoare.

Pentru a putea calcula și proiecta sistemele de curățire și sortare este necesară cunoașterea legilor de mișcare a sitelor și semințelor.

În literatura de specialitate există multe lucrări consacrate acestui obiectiv. Cu toate acestea, multe probleme au rămas încă neelucidate datorită, pe de o parte, multitudinii de factori care depind de proprietățile fizico-mecanice ale semințelor și care influențează legile mișcării acestora pe site, precum și apariției de sisteme de curățire și sortare noi, ca urmare a dezvoltării tehnice în domeniu.

2.2. Principiile curățirii și sortării produselor agricole

Componentele care constituie un lot de produse agricole au caracteristici diferite, fapt ce face ca lotul să fie neomogen din punct de vedere calitativ. Din această cauză, pentru curățirea și sortarea în bune condițiuni a masei de semințe, trebuie analizate caracteristicile fizico-mecanice ale produsului de bază și ale corpurilor străine care intră în componența lotului și în funcție de acesta să se stabilească tehnologia separării impurităților.

Caracteristicile mai importante care stau la baza stabilirii procedurilor de curățire și sortare a semințelor sunt: dimensiunile semințelor culturii de bază și ale corpurilor străine, proprietățile aerodinamice, forma, starea suprafețelor, rezistența mecanică, elasticitatea, greutatea specifică,

proprietățile electrice, culoarea semințelor culturii de bază și ale corpurilor străine.

Proiectarea și execuția mașinilor de curățat și sortat semințe este influențată de structura și însușirile fizico - mecanice ale semințelor.

2.2.1. Proprietățile aerodinamice ale semințelor.

Separarea semințelor după însușirile aerodinamice.

Proprietățile aerodinamice ale semințelor sunt caracterizate prin viteza critică la care semințele și corpurile străine se mențin în stare de suspensie, viteză care diferă în funcție de soiul de semințe. Pentru viteza curentului de aer în acest caz se mai folosește și denumirea de viteză de plutire a semințelor.

Separarea amestecului de semințe cu ajutorul curenților de aer, verticali sau înclinați, se bazează pe proprietatea particulelor componente de a opune rezistențe diferite curentului de aer. Aceasta depinde de proprietățile aerodinamice diferite ale particulelor componente, proprietăți ai căror indici caracteristici principali sunt viteza critică (viteza de plutire) și coeficientul de portanță.

Asupra unei particule de masă m ce se găsește într-un canal vertical prin care circulă aer cu viteza v_a acționează forțele: $G = mg$ – greutatea particulei, și R – forța aerodinamică exercitată de curentul de aer asupra particulei (fig.2.1.a).

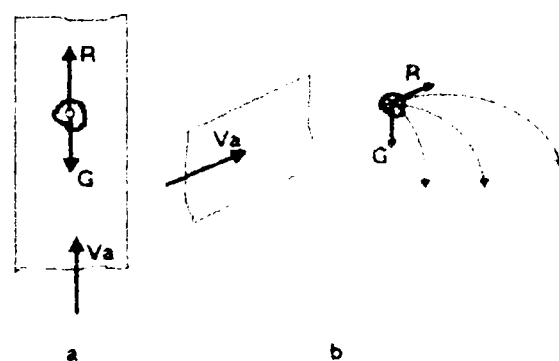


Fig.2.1-Scheme de separare a semințelor în curenți de aer

Deplasarea particulei în curentul de aer depinde de mărimea forțelor G și R . Dacă $G > R$, particula se va deplasa în jos iar dacă $G < R$, particula se va deplasa în sus cu o viteză relativă $v_r = v - v_a$; v fiind viteza absolută a particulei. Dacă $G = R$ particula se va găsi în curentul de aer în stare de suspensie. În acest caz $v = 0$, viteza relativă a particulei față de curentul de aer fiind egală și de sens contrar cu v_a .

Viteza curentului de aer când particula se găsește în suspensie ($G = R$, $v = 0$) poartă denumirea de viteză critică sau viteză de plutire.

Forța R este data de relația :

$$R = K \cdot \rho \cdot S \cdot v_r^2 \text{ [N]} \quad (2.1)$$

în care : K - coeficient de rezistență a aerului;

ρ - densitatea aerului [Kg/m³] ;

S – aria secțiunii perpendiculare pe direcția curentului de aer [m²];

v_r - viteza relativă a particulei [m/s] .

Viteza critică v_r a particulei rezultă (pentru $v_r = v_a$) din egalitatea :

$$R = G = K \rho S v_{cr}^2 \quad (2.2)$$

de unde se obține :

$$v_{cr} = \sqrt{\frac{G}{K\rho S}} \quad (2.3)$$

Viteza v_a a curentului de aer în canalele de separare se alege mai mare decât viteza critică v_{cr}' a particulelor ce trebuie separate din amestec și mai mică decât viteza critica v_{cr}'' a fracțiunii principale a amestecului, respectiv:

$$v_{cr}'' > v_a > v_{cr}'.$$

Valorile vitezelor critice ale semințelor sunt diferite, ele depinzând de forma și de greutatea semințelor.

Coeficientul de portanță este dat de relația :

$$K_p = \frac{K\rho g S}{G} = \frac{g}{v_{cr}^2} \quad (2.4)$$

și indică proprietatea particulelor de a opune rezistență la acțiunea unui curent de aer de viteză determinată [29].

Prin intermediul curenților de aer verticali se separă frecvent pleava, bucățile scurte de paie, praful, unele semințe de buruieni și semințe nedezvoltate. Acest sistem de separare este folosit la selectoare.

În cazul unui curent de aer înclinat, asupra unei particule (fig.2.1.b) acționează forțele R și G . În funcție de valoarea celor două forțe, particulele vor căpăta traiectorii diferite, amestecul putând fi separat astfel în fracțiuni. Curenții înclinați se folosesc la sistemele de curățire ale combinelor și la vânturători pentru separarea fracțiunilor ușoare (pleavă, praf) din masa de semințe [88].

Deoarece v_{cr} și K_p depind de secțiunea S , element care în timpul acțiunii curentului de aer este variabil (excepție făcând semințele sferice), această metodă nu asigură o separare precisă în fracțiuni a unui amestec.

2.2.2. Dimensiunile semințelor. Curățirea și sortarea semințelor după dimensiuni (cernerea și triorarea)

Dimensiunile semințelor diferă de la un lot la altul sau chiar în cadrul aceluiași lot de semințe. Acest indice prezintă importanță pentru eliminarea corpurilor străine din masa de boabe, precum și pentru fixarea parametrilor de lucru la organele de transformare în produse finite a semințelor. În principiu, în ambele cazuri se ține cont de cele trei dimensiuni ale semințelor și anume: : lungimea l , lățimea b și grosimea c , considerând lungimea ca dimensiune maximă, lățimea ca dimensiune medie și grosimea ca dimensiune minimă (fig.2.2).

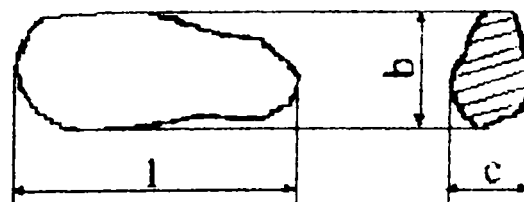


Fig.2.2. Dimensiunile semințelor

Drept indice al mărimii semințelor poate servi valoarea medie a uneia dintre cele trei dimensiuni (tabelul 2.1), valoare care corespunde calității medii a semințelor din întreaga masă a acestora (media aritmetică a tuturor valorilor obținute prin măsurarea acesteia).

Separarea amestecurilor în cazul acestei metode se poate face după una din cele trei dimensiuni ale seminței: lungimea l , lățimea b sau grosimea c .

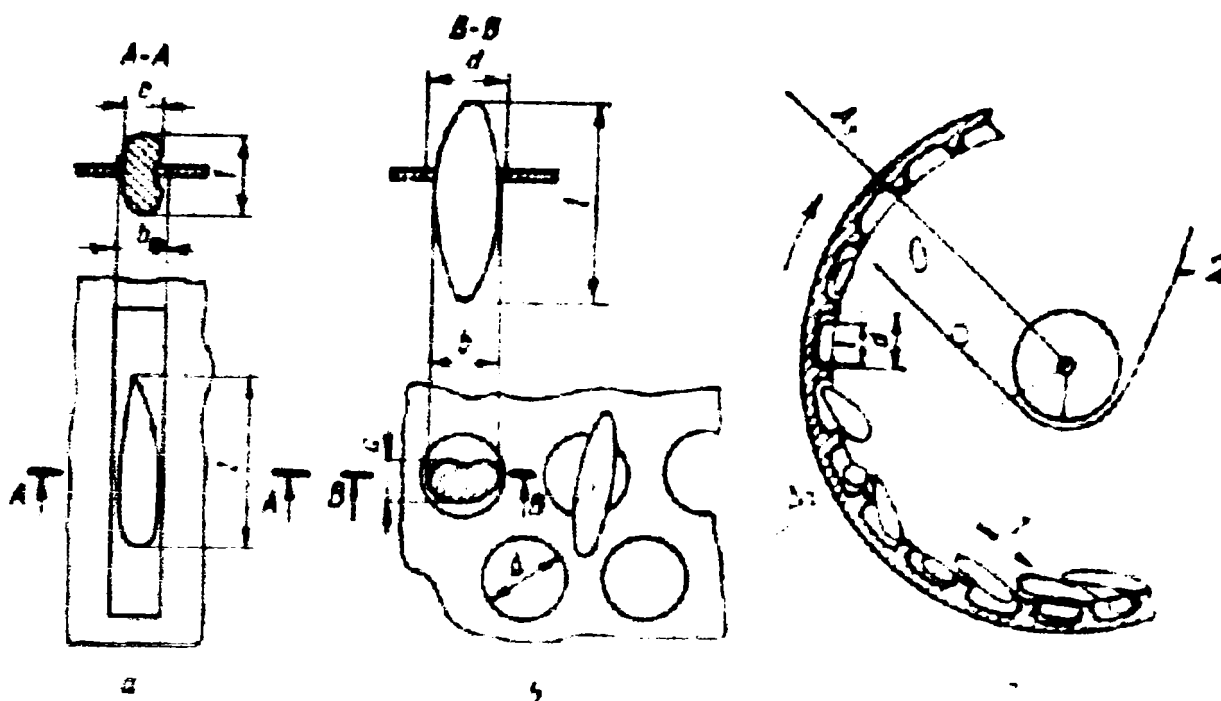


Fig.2.3. Scheme de separare a semințelor după dimensiuni

Pentru curățirea semințelor de corpuri străine, se utilizează de regulă două site suprapuse: una superioară, cu orificii care permit separarea corpurilor străine mari (acestea alunecă pe sită), iar cea de-a doua - inferioară, cu orificii mai mici pentru separarea corpurilor străine mici (acestea trec prin sită).

Dimensiunile orificiilor sitelor se stabilesc în funcție de lățimea și grosimea semințelor culturii de bază (tabelul 2.1) [71]. Sitele cu orificii circulare separă semințele după lățime, iar sitele cu orificii dreptunghiulare sau alungite separă semințele după grosime.

Tabelul 2.1

Caracteristicile principalelor semințe de
plante cultivabile și de buruieni

Nr. crt	Denumirea semințelor	Dimensiuni (mm)			Masa		
		Lungimea <i>l</i>	Lățimea <i>b</i>	Grosimea <i>c</i>	Absolută la 1000 boabe (g)	Specifică (kg/dm ³)	Volumetrică (kg/dm ³)
1.	Grâu	4,8-8,0	1,8-4,0	1,6-3,6	20-40	1,2-1,5	0,70-0,83
2.	Secară	5,0-9,8	1,4-3,4	1,0-3,4	13-32	1,2-1,5	0,65-0,79
3.	Porumb	5,5-13,5	5,0-11,5	2,5-8,0	280-350	1,3-1,4	0,73-0,84
4.	Orz	7,0-14,6	2,0-5,0	1,2-4,5	31-51	1,2-1,4	0,55-0,75
5.	Ovăz	8,0-18,6	1,4-4,0	1,0-4,0	20-42	1,2-1,4	0,40-0,51
6.	Orez	5,0-7,0	2,5-2,8	2,0-2,5	15-24	1,1-1,2	0,50-0,55
7.	Mazăre	4,0-9,5	4,0-9,0	3,0-9,0	100-170	1,3-1,5	0,80-0,90
8.	În	3,5-7,0	1,9-3,7	0,6-1,3	4,0-4,5	1,1-1,2	0,66-0,70
9.	Cânepă	2,8-6,5	2,0-5,0	1,7-4,0	20-26	0,9-1,0	0,38-0,46
10.	Fasole	7,2-18,5	4,7-11,0	2,7-10,0	282-420	1,0-1,4	0,78-0,86
11.	Soia	6,0-8,0	4,7-8,0	4,0-7,0	186-245	1,2-1,4	0,82-0,88
12.	Floarea soarelui	6,0-	3,5-4,2	1,7-2,8	50-110	1,0-1,2	0,55-0,65
13.	Sfeclă de zahăr	2,5-7,0	2,5-7,0	1,8-4,0	45-65	-	-
14.	Lucernă	1,2-3,0	0,8-2,0	0,5-1,3	1,9-2,0	-	0,73
15.	Trifoi	1,5-3,0	1,0-1,2	0,7-1,3	1,9-2,2	-	0,78
16.	Neghină	2,8-4,4	2,0-2,8	1,6-2,8	7-10	-	-
17.	Turiță	1,6-2,8	1,6-2,4	1,2-2,0	1,3-3,7	-	-
18.	Ovăz sălbatic	10-15	2,2-3,2	1,4-3,0	17,5	-	-
19.	Volbură	2,4-4,3	1,6-3,2	1,2-2,6	10-11	-	-
20.	Pir	6-12,5	1,4-2,4	0,7-1,6	4-7	-	-
21.	Troscot	2-3,6	1,6-2,8	1,6-2,6	2-6	-	-
22.	Mohor	2,6-2,9	1,3-2,5	1,2-1,8	2-4	-	-
23.	Lolium perene	4,0-8,0	1,0-2,3	0,5-1,5	-	-	-
24.	Capsule buruieni	3-10	5-13	-	-	-	-
25.	Spice netreierate	12-35	12-20	10-20	-	-	-

2.2.2.1. Separarea amestecurilor de semințe după grosime

Separarea amestecurilor de semințe după grosime se face prin intermediul sitelor cu orificii alungite (fig.2.3.a). Prin sita, care în timpul funcționării primește o mișcare vibratorie alternativă, pot să treacă numai semințele a căror grosime c este mai mică decât lățimea b_0 a orificiilor sitei. Dintr-un amestec de semințe la care componentele au grosimile c_1 și c_2 ($c_1 < c_2$), separarea fracțiunilor este posibilă dacă lățimea orificiului alungit este $c_1 < b_0 < c_2$. În acest caz, prin sită vor trece semințele cu grosimea c_1 , pe sită rămânând semințele cu grosimea c_2 .

Sitele cu orificii alungite se folosesc de regulă la selectoare. Alegerea sitelor pentru sortarea diferitelor culturi are o importanță deosebită, pentru obținerea unui produs finit de calitate superioară [65].

De exemplu, pentru sortarea grâului se alege sita superioară cu lățimea b_0 a orificiilor de 4 mm iar sita inferioară cu lățimea b_0 a orificiilor de 2 mm, pentru sortarea mazărei se alege sita superioară cu lățimea b_0 a orificiilor de 9,5 mm iar sita inferioară cu lățimea b_0 a orificiilor de 4 mm, pentru sortarea orzului se alege sita superioară cu lățimea b_0 a orificiilor de 4,5 mm iar sita inferioară cu lățimea b_0 a orificiilor de 1,75 mm. Cu ajutorul celor două site se separă impuritățile mari și impuritățile mici de semințele culturii principale.

2.2.2.2. Separarea amestecurilor de semințe după lățime

Separarea amestecurilor de semințe după lățime se face prin intermediul sitelor cu orificii circulare (fig.2.3.b). Prin sita, care în timpul lucrului primește o mișcare vibratorie alternativă, pot să treacă numai semințele a căror lățime b este mai mică decât diametrul d al orificiilor sitei. Dintr-un amestec de semințe la care componentele au lățimea b_1 și b_2

($b_1 < b_2$) separarea fracțiunilor este posibilă dacă diametrul orificiilor sitei este $b_1 < b < b_2$, prin sită trecând semințele cu lățimea b_1 , pe sită rămânând semințele cu lățimea b_2 .

Având în vedere că grosimea seminței se determină prin dimensiunea minimă a secțiunii sale transversale, se menționează că pentru trecerea printr-un orificiu alungit sămânța poate să se deplaseze pe suprafața sitei fără să se desprindă. Pentru funcționarea sitei cu orificii alungite nu se cere ca aceasta să fie scuturată, deoarece semințele pot trece prin astfel de orificii și în cazul unei mișcări de alunecare în sus și în jos pe sită, fără să se desprindă de suprafața acesteia.

Orificiul circular caracterizat numai printr-o singură dimensiune poate opri trecerea semințelor a căror lățime este mai mare decât diametrul orificiului circular. Având în vedere că lățimea seminței se determină prin cea mai mare dimensiune a secțiunii ei transversale, se poate întrevedea posibilitatea trecerii unei astfel de semințe, când aceasta se dispune cu axa sa perpendicular pe suprafața sitei; evident că lungimea și grosimea seminței în acest caz, nu au nici o importanță. Pentru ca sita cu orificii circulare să poată realiza separarea semințelor după lățime, acesteia trebuie să i se imprime o astfel de mișcare încât să se dea posibilitatea boabelor să se așeze vertical față de planul sitei, deci sita cu orificii circulare trebuie acționată în așa fel încât să permită semințelor să se desprindă de pe suprafața acesteia [74].

Sitele cu orificii circulare se utilizează de regulă la combinele autopropulsate pentru recoltat cereale.

2.2.2.3. Separarea amestecurilor de semințe după lungime

Separarea amestecurilor de semințe după lungime se face prin intermediul trioarelor cilindrice (fig.2.3.c) sau a trioarelor cu discuri, a căror suprafețe de lucru sunt prevăzute cu alveole. În funcție de lungime,

componentele amestecului din interiorul cilindrului 1, care primește o mișcare de rotație, pot intra complet în alveole semințe a căror lungime l este mai mică decât diametrul d al alveolelor sau pot rămâne pe suprafața interioară a cilindrului semințe a căror lungime l este mai mare decât diametrul d al alveolelor. Semințele intrate în alveole sunt ridicate în zona Δ_1 când sub acțiunea propriei greutate cad din alveole, fiind colectate în jgheabul 2. Semințele a căror lungime este mai mare decât diametrul alveolelor intrând parțial (sau neintrând în alveole), vor fi antrenate până în zona Δ_2 , unde vor ieși din alveole, rămânând pe suprafața interioară a cilindrului. Aceste semințe sunt evacuate din cilindru, separat de semințele colectate în jgheabul 2.

De exemplu pentru separarea semințelor de grâu de unele semințe de buruieni care au lățimea sau grosimea apropiată de a semințelor de grâu (neghină, troscot), dar care au lungimea diferită de a semințelor de grâu (tab.2.1), separarea nu este posibilă prin cernere cu ajutorul sitelor ci numai prin triorare cu ajutorul cilindrilor cu alveole. În acest caz se utilizează un cilindru cu diametrul alveolelor de 5mm. Semințele de buruieni și semințele sparte de grâu care intră în alveole sunt colectate în jgheabul 2 fiind evacuate din cilindru separat de semințele lungi de grâu care nu intră în alveole [123].

Calibrarea cu ajutorul cilindrilor cu alveole se aplică semințelor destinate semănatului și semințelor destinate comercializării.

2.3. Tipuri de site utilizate la mașinile de curățat și sortat semințe

Procesul de lucru al sitelor cuprinde două faze principale:

- deplasarea masei de semințe, repartizată într-un strat uniform pe suprafața sitei;
- separarea semințelor prin orificiile sitelor datorită trecerii semințelor cu dimensiuni mai mici decât dimensiunile orificiilor sitei.

În urma acțiunii sitei, masa de semințe se împarte în două fracțiuni: fracțiunea care se scurge de pe sită (semințe și impurități cu dimensiunile mai mari decât dimensiunile orificiilor sitei), și fracțiunea care trece prin sită (semințe și impurități cu dimensiunile mai mici decât dimensiunile orificiilor sitei).

Formele principale de orificii folosite la sitele pentru curățirea și sortarea semințelor sunt circulare și alungite (dreptunghiulare). Orificiile circulare separă amestecul de semințe după lățimea acestora, iar orificiile dreptunghiulare separă amestecul de semințe după grosimea lor .

Sitele plane utilizate la mașinile de curățat și sortat semințe se confecționează de regulă din tablă de oțel deapată sau zincată (fig.2.4), din sârmă sau fibre sintetice (pânza sitei realizându-se prin împletire sau țesere).

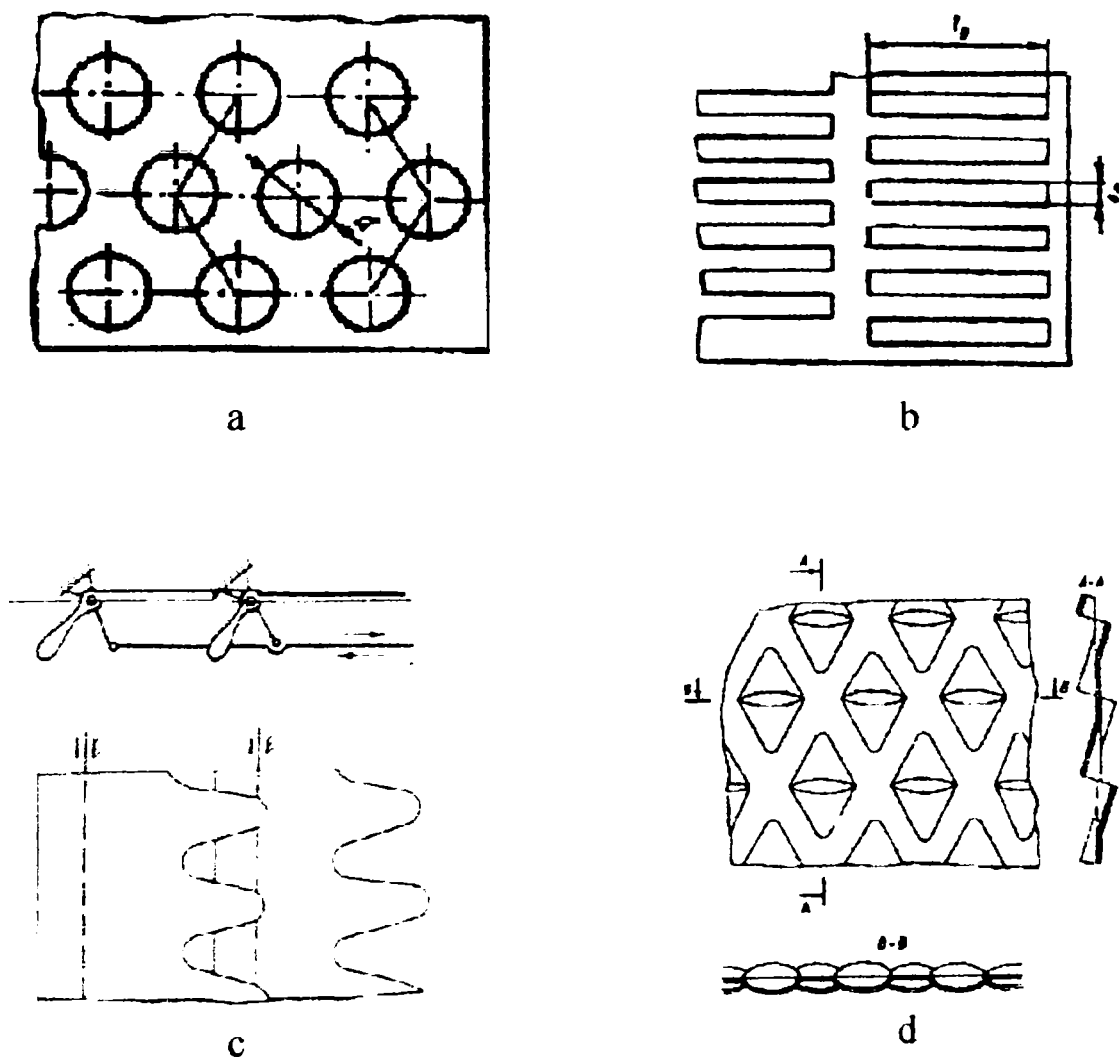


Fig.2.4. Tipuri de site plane

Orificiile circulare ale sitelor plane (fig.2.4.a) au diametrul d cuprins între $0,5\div 25$ mm. Sitele cu orificii dreptunghiulare (fig.2.4.b) au ca dimensiune activă a orificiului lăţimea $b_0 = 0,4\div 10$ mm. Orificiile se dispun pe sită astfel încât lungimea lor să coincidă cu sensul de oscilare al sitei. Lungimea orificiilor dreptunghiulare l_0 la aceste site este cuprinsă între $4\div 10$ mm pentru seminţe mici şi între $25\div 45$ mm pentru seminţe de cereale. Poziţia sau dispunerea orificiilor pe tabla perforată poate fi în zig-zag, paralelă şi în diagonală. Suprafaţa utilă a sitei este dată de suprafaţa liberă a tablei perforate [79; 88].

La combinele autopropulsate pentru recoltat cereale păioase se utilizează pentru curăţire de regulă site cu jaluzele reglabile (fig.2.4.c) sau site de tip Graepel (fig.2.4.d), ca sită superioară, sita inferioară fiind o sită cu orificii circulare. Procesul de separare pe aceste site este intensificat şi de curentul de aer (al ventilatorului) ce acţionează sub site, de jos în sus, înclinat şi elimină particulele uşoare din masa de seminţe.

Sitele organelor de curăţire ale combinelor se prevăd frecvent cu posibilitatea de reglare a înclinării acestora faţă de orizontală, a amplitudinii şi frecvenţei vibraţiilor.

La selectoare se utilizează de regulă site cu orificii dreptunghiulare, prevăzute cu mecanisme pentru curăţirea sitelor pentru evitarea înfundării acestora.

Sitele cilindrice rotative se utilizează în procesul de precurăţire şi separare a seminţelor, în cadrul silozurilor şi bazelor de recepţie a cerealelor. Ele sunt confecţionate din table perforate, cu orificii circulare sau dreptunghiulare, fiind antrenate într-o mişcare de rotaţie uniformă. Sitele cilindrice pot fi executate din tronsoane în cadrul cărora orificiile sunt de dimensiuni diferite, separând amestecul de seminţe în mai multe sorturi. Procesul de separare a amestecului de seminţe se îmbunătăţeşte, comparativ cu sitele plane, datorită următorilor factori: acţionarea relativ simplă, mişcarea

uniformă, suprafața de separare este mai mare decât la sitele plane, nu necesită mecanisme complicate pentru acționare și echilibrare. Inconvenientul de bază al sitelor cilindrice rotative îl constituie capacitatea specifică de lucru scăzută condiționată de viteza redusă în comparație cu sitele plane datorită apariției repausului relativ odată cu creșterea forțelor centrifuge.

Combinele autopropulsate pentru recoltarea cerealelor utilizează site cilindrice fixe în procesul de treier și de preseparare a semințelor din spice și paie. Sitele cilindrice fixe sunt confecționate din tronsoane cu orificii de dimensiuni diferite. Materialul este antrenat axial și tangențial în interiorul sitelor de către rotoare de formă specială. Separarea semințelor prin orificiile sitelor cilindrice fixe se face sub acțiunea forțelor centrifuge [68].

Dimensiunile și forma orificiilor se aleg în funcție de materialul care va fi prelucrat pe site și de cerințele impuse produsului final. Aceste cerințe se reduc la o anumită puritate și la un procent admisibil de pierderi din semințele culturii principale în fracțiunile separate. Luând în considerare acest fapt, orificiile sitelor trebuie alese în așa fel ca să se asigure cea mai mică pierdere din semințele culturii principale în fracțiunile separate și o puritate maximă.

CAPITOLUL III

PRINCIPII DE FUNCȚIONARE ALE SITELOR PLANE ȘI CILINDRICE

3.1. Funcționarea sitelor plane

În urma procesului de treier materialul care intră în spațiul dintre bătător și contrabătător se separă în două fracțiuni, și anume:

- prima fracțiune care nu trece prin grătarul contrabătătorului (paie lungi, fragmente de spice netreierate și boabe libere) este dirijată la organele de separare unde se realizează recuperarea boabelor și a spicelor netreierate din paie, acestea ajungând la transportorul oscilant ;

- a doua fracțiune, care trece prin contrabătătorul aparatului de treier (vraful) este dirijată de către transportorul oscilant la sistemul de curățire al combinei. Vraful cuprinde: boabele culturii treierate, pleavă, paie scurte, fragmente de spice netreierate, semințe de buruieni, impurități minerale și organice. Componenta vrafului este foarte variabilă în funcție de felul culturii, umiditatea și producția la hectar, în afară de aceasta este diferită și din punct de vedere al proprietăților sale mecanice. Vraful ce ajunge în sistemul de curățire conține 65-85% boabe [47; 48].

Curățirea boabelor de celelalte fracțiuni din vraf se face pe baza proprietăților fizico-mecanice ale componentelor vrafului și anume: greutatea specifică, proprietăți aerodinamice, dimensiunile semințelor.

Sistemul de curățire (figura 3.1) este alcătuit dintr-o casă oscilantă în care sunt montate sitele plane și ventilatorul centrifug care produce un curent de aer înclinat ce acționează de jos în sus asupra vrafului.

Sitele în acest caz au un rol deosebit și anume acela de a forma și de a deplasa pe suprafața lor un strat uniform și relativ subțire de vraf, astfel încât curentul de aer al ventilatorului să fie capabil să treacă prin acest vraf și să evacueze din masa vrafului corpurile ușoare (pleavă, paie scurte, praf), care s-au sedimentat ca urmare a mișcării de scuturare (pe baza greutății specifice a particulelor), în partea superioară a vrafului, realizându-se astfel precurățirea (curățirea brută) vrafului [88].

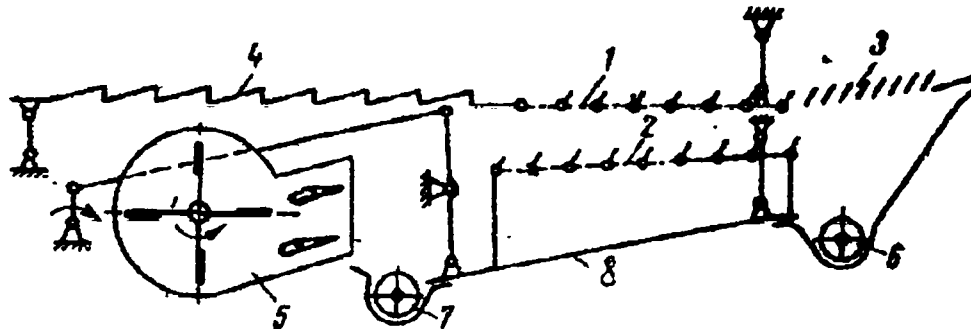


Figura 3.1. Sistemul de curățire cu site plane și ventilator
 1-sită superioară; 2-sită inferioară; 3-sită de spice;
 4-transportor oscilant; 5-ventilator; 6-melc spice;
 7-melc boabe; 8-casă oscilantă.

În absența curentului de aer nu se realizează precurățirea, ca urmare curățirea fină prin cernerea semințelor este îngreunată sau chiar imposibil de realizat datorită înfundării orificiilor sitelor cu impurități ușoare.

Eficacitatea procesului de lucru al sitelor și al ventilatorului, în mare măsură depinde nu numai de intensitatea și direcția curentului de aer față de sită, ci și de configurația spațiului în care lucrează curentul de aer.

Uniformitatea vitezei curentului de aer în apropierea orificiului de evacuare a ventilatorului are o influență hotărâtoare asupra eficacității curățirii, o viteză neuniformă duce la o acțiune neuniformă asupra vrafului de material de pe sită, la o curățire insuficientă sau la evacuarea respectiv pierderea boabelor din combină. Direcția optimă a curentului de aer, este înclinată cu 15-30° față de suprafața sitei, iar curentul de aer trebuie să acționeze asupra primelor 2/3 din lungimea sitei.

În ce privește configurația spațiului activ, în cazul funcționării concomitente a sitelor și a ventilatorului, orice îngustare a curentului de aer deasupra sitei mărește rezistența locală, micșorează intensitatea de acționare asupra stratului de material, duce la formarea de cicloane și prin aceasta micșorează efectul calitativ al curățirii, producând și pierderi de boabe. Forma optimă a spațiului liber deasupra sitelor, este forma unei camere care treptat se lărgeste (trunchi de piramidă). Îngustări bruște ale secțiunii curentului de aer pot face ca aerul să fie aspirat în aceste locuri de sus în jos, acționând asupra stratului în sens invers; în aceste condiții procesul curățirii este defectuos [29].

Intensitatea și direcția curentului de aer diferă de la un produs la altul în funcție de proprietățile fizico-mecanice ale particulelor componente ale vrafului.

Pentru curățirea fină a amestecului se folosesc sitele plane (cu orificii fixe sau reglabile) vibratoare, care separă amestecul de semințe după grosimea sau lățimea acestora.

Procesul separării materialului pe site plane, respectiv eficacitatea separării materialului în fracțiuni este influențat atât de construcția sitelor (dimensiunile și forma orificiilor, înclinarea sitelor, dimensiunile sitelor) cât și de caracterul mișcării relative a semințelor pe sită, respectiv de regimul cinematic al sitei (amplitudinea și frecvența oscilațiilor).

În timpul procesului tehnologic de cernere se realizează o comparare statistică a lățimii sau grosimii semințelor din vraf cu dimensiunile orificiilor sitei. Semințele mai mari decât orificiile sitei sunt reținute pe sită, iar cele mai mici trec prin sită. Pentru realizarea procesului de separare prin cernere este necesară o mișcare relativă între vraful de semințe și suprafața sitei.

Teoretic, procesul de cernere cuprinde două faze:

- stratificarea vrafului pe suprafața sitei;
- trecerea semințelor de dimensiuni mai mici prin orificiile sitei.

În realitate aceste faze nu se desfășoară separat ci ele se întrepătrund, fiind condiționate de caracterul mișcării pe care sita o transmite amestecului de semințe. Procesul de cernere, deși aparent simplu, se distinge în realitate printr-o mare complexitate, deoarece depinde de mulți factori care se pretează cu mare dificultate la un calcul corect.

Asupra gradului de separare a particulelor influențează doi factori principali, ce pot acționa concomitent sau independent și anume: regimul cinematic al sitei și gradul de încărcare al sitei. În funcție de regimul cinematic al sitei, viteza de deplasare a particulelor pe sită diferă. În funcție de viteza cu care se deplasează particulele pe sită, posibilitățile ca acestea să nimerească și să treacă prin orificiile sitei vor fi diferite: la viteze mari particulele vor trece mult mai repede deasupra orificiilor, la fiecare deplasare pe sită, trecând peste un număr oarecare de rânduri de orificii; din cauza aceasta orificiile rămân nefolosite, iar particulele până la sfârșit neseperate. La viteze prea mici particulele ajung în repaus relativ față de sită, nu se mai deplasează pe suprafața sitei și separarea nu are loc. Regimul cinematic al sitelor trebuie în așa fel ales încât semințele să se deplaseze în sus și în jos față de sită, pentru a da posibilitatea boabelor să se așeze vertical față de planul sitei, pentru a putea trece prin orificiile sitei (dacă semințele au formă sferică sita nu trebuie scuturată) [74].

Cel de-al doilea factor care influențează asupra gradului de separare al sitei poate fi gradul de încărcare. La o încărcare mare a sitei, stratul de material are grosime mare, particulele situate direct pe sită nu vor permite particulelor situate în partea superioară a stratului să ajungă în dreptul orificiilor, ca urmare, acele particule care prin dimensiunea lor ar putea trece prin orificii, vor rămâne pe sită, părăsind suprafața acesteia, separarea fiind deci incompletă [74; 89].

La sitele folosite la sistemul de curățire al combinelor, în general unghiul de înclinare a sitelor față de orizontală $\alpha = 3 - 10^\circ$. În funcție de

coeficientul de frecare al semințelor față de site, unghiul α se modifică față de poziția medie (pentru o cultură normală) astfel: mai mare pentru semințe uscate și mai mic pentru semințe umede. Acest unghi se modifică și în cazul recoltării pe terenuri în pantă. Indiferent dacă recoltarea pe terenuri în pantă se face de-a lungul curbelor de nivel sau după parcurșuri deal - vale, sitele se înclină, boabele “alunecă” într-o parte, suprafața de cernere se reduce și productivitatea sitei scade. Dacă debitul de alimentare rămâne același ca și la recoltarea pe teren plan, materialul se aglomerează într-o parte a sitei, gradul de încărcare se mărește și separarea nu mai are loc în totalitate. Eliminarea acestui dezavantaj se face prin utilizarea la sistemul de curățire a unor senzori de orizontalizare care mențin sitele orizontale indiferent de unghiul pantei și deci permite combinelor să lucreze la aceeași productivitate pe terenuri în pantă ca și pe terenuri plane [67].

3.2. Funcționarea sitelor cilindrice

Sitele cilindrice, folosite în procesul de curățire, se rotesc uniform în jurul unei axe orizontale, iar amestecul de material din interiorul sitei execută o mișcare relativă față de sită sub acțiunea greutății proprii.

Sitele cilindrice se construiesc din tablă perforată cu orificii circulare sau dreptunghiulare și în consecință separă amestecurile de semințe după lățimea respectiv după grosimea acestora. Ele se pot executa astfel încât să aibă orificii de aceeași dimensiune pe toată lungimea sau sub formă de tronșoane în cadrul cărora orificiile sunt de dimensiuni diferite, separând amestecul de semințe în mai multe sorturi.

Amestecul de semințe pătrunde în interiorul sitei cilindrice pe la unul din capete. Imprimând sitei o mișcare de rotație, cât și datorită înclinării ei spre capătul de evacuare, amestecul de semințe execută o mișcare complexă în raport cu axa sitei, deoarece concomitent cu rotirea, amestecul se

deplasează de-a lungul generatoarei sitei. Ca urmare, amestecul de semințe se fracționează încât, semințele mici trec prin orificiile sitei, iar semințele mari alunecă pe suprafața interioară a sitei spre capătul de evacuare fiind colectate separat [81].

Studiul fazelor procesului de lucru realizat de sitele cilindrice este necesar a se efectua în scopul stabilirii parametrilor care influențează procesul de separare cât și a valorilor optime ale acestora. Pe baza observațiilor s-a stabilit că o particulă (sămânță), așezată pe suprafața interioară a unui cilindru dispus orizontal și care se rotește uniform, în funcție de anumite condiții, se poate mișca în doua feluri principal deosebite între ele. Deosebirea dintre aceste mișcări este determinată de prezența sau absența fazei repausului relativ în ciclul general al mișcării particulei pe suprafața cilindrului [22; 24].

Pentru a se pune în evidență regimurile de funcționare ale sitei se consideră o singură particulă aflată în interior și care este antrenată datorită prezenței frecării. În lipsa frecării particula s-ar afla în echilibru pe partea inferioară a sitei.

Particula materială P de masa m , este supusă la o legătură unilaterală dată de suprafața cilindrică a sitei având raza r . Această suprafață se rotește cu viteza unghiulară constantă ω în jurul axei sale orizontale O (fig.3.2).

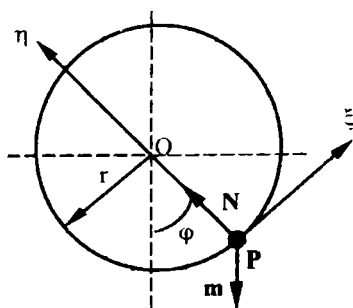


Figura 3.2

Coeficientul de frecare la alunecare între particulă și sită este $\mu = \text{tg } \varphi$. În studiul funcționării sitelor cilindrice se introduce coeficientul $k = r\omega^2/g$, indice ce caracterizează regimul cinematic de mișcare. Spre deosebire de pendulul matematic unde legătura este ideală, în cadrul sitelor cilindrice legătura nu mai este ideală și mișcarea se transmite particulei datorită frecării. Datorită caracteristicilor forței de frecare, mișcarea particulei pe suprafața interioară a sitei este mai complexă decât mișcarea pendulului

matematic. Un ciclu complet de mișcare a particulei pe suprafața interioară a sitei cilindrice este format din 4 faze (figura 3.3.) și anume :

1. faza repausului relativ (faza 4 - 1)
2. faza de alunecare înainte (faza 3 - 4)
3. faza de alunecare înapoi (faza 1 - 2)
4. faza mișcării libere (faza 2 - 3)

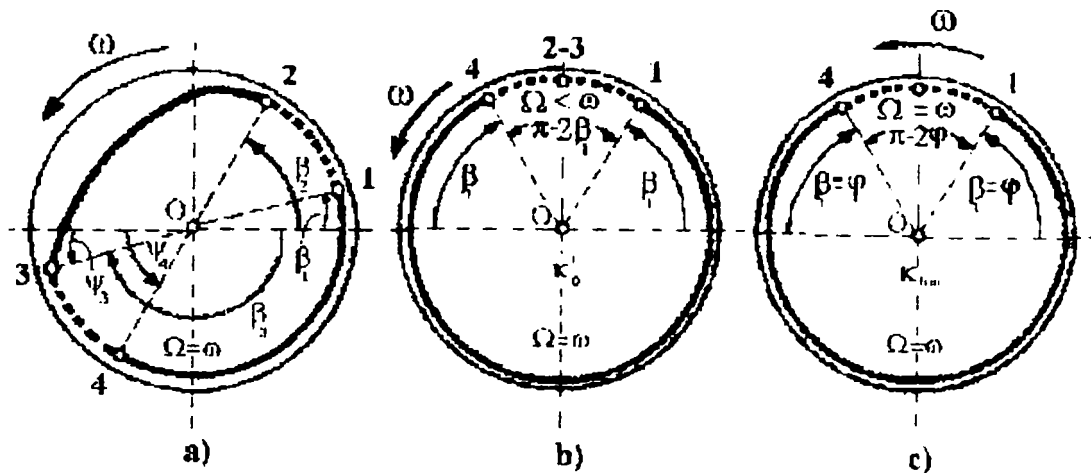


Figura 3.3 - Regimuri de mișcare de tipul II
a - cu desprindere; b - fără desprindere; c - limită.

În felul acesta, în ciclul general pot fi determinate patru puncte caracteristice de trecere dintr-o fază în alta a ciclului: punctul 1- determinat de unghiul β_1 - indică trecerea de la repaus relativ la alunecare pe suprafață, punctul 2- determinat de unghiul β_2 - indică momentul desprinderii particulei de pe suprafață (trecerea de la alunecare la mișcarea liberă), punctul 3 - determinat de unghiul $\beta_3 = \pi \pm \psi_3$ - indică momentul întâlnirii particulei cu suprafața sitei cilindrice, punctul 4 - determinat de unghiul ψ_4 indică începutul repausului relativ [67].

Ciclul stabil al mișcării particulei, după cele 4 faze indicate, reprezintă unul din tipurile de mișcare ce se referă la prezența repausului relativ.

Alt tip de mișcare se caracterizează prin aceea că se compune numai din faza alunecării, faza repausului relativ fiind exclusă. Pentru a evidenția cele două tipuri de mișcări se studiază influența indicelui k , ce caracterizează regimurile cinematice ale sitelor cilindrice, asupra poziției celor patru puncte caracteristice și implicit asupra duratei fazelor.

Astfel, mărirind indicele k , faza mișcării libere se micșorează datorită apropierii punctelor 2 și 3, iar faza repausului relativ se mărește datorită îndepărtării reciproce a punctelor 1 și 4. La o valoare oarecare a indicelui $k=k_0'$, faza mișcării libere dispăre (punctele 2 și 3 se apropie până coincid) și rămân două faze: faza repausului relativ (1 - 4) și faza alunecării (1 - 2-3 - 4), ca în figura 3.3.b.

Mărirind indicele k până la valoarea limită k_{lim} starea de mișcare nu se modifică; rămân aceleași faze, alunecarea și repausul relativ (fig.3.3.c), ce se dispun simetric față de diametrul vertical. Aici alunecarea se schimbă calitativ: dacă pentru $k = k_0'$ viteza Ω a particulei este mai mică decât viteza ω a suprafeței, mișcarea particulei se desfășoară cu întârziere. Pentru $k = k'_{lim}$ alunecarea se face accelerat ($\Omega > \omega$). Toate regimurile intermediare caracterizate prin condiția: $k_{lim} > k > k_0'$ reprezintă regimuri de trecere de la regimul numai cu alunecare cu întârziere la regimul numai cu alunecare accelerată.

În fig.3.3.a se va urmări din nou comportarea particulei când valoarea indicelui k se micșorează. În acest caz înălțimea punctului de desprindere 2, caracterizat prin unghiul β_2 se va micșora; totodată se va micșora unghiul β_2 și punctul 4 (începutul fazei repausului relativ) se va apropia de punctul de jos M_0 până va coincide cu el (fig.3.4). Acest lucru se va întâmpla la un astfel de regim cinematic al cărui indice se notează cu k^* . În felul acesta, indicele k^* va fi cel mai mic indice la care încă se menține faza repausului relativ, pentru că la o mișcare continuă a lui k , punctul 4 trebuie să se deplaseze mai departe

și să treacă în primul cadran, de unde starea repausului relativ nu poate începe. Într-adevăr, dacă în punctul cel mai de jos există alunecare, adică viteza particulei Ω este mai mică decât viteza suprafeței ω , atunci în orice punct de pe suprafața primului cadran alunecarea se poate mări datorită componenteii greutății particulei îndreptată în sens invers mișcării.

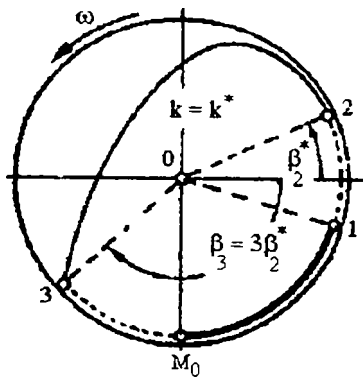


Fig.3.4 Regimul limită
(de trecere).

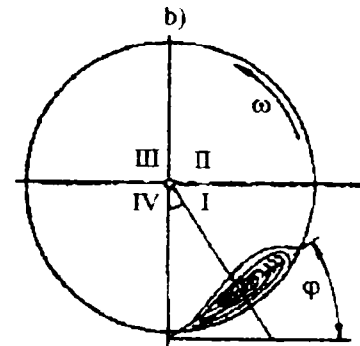
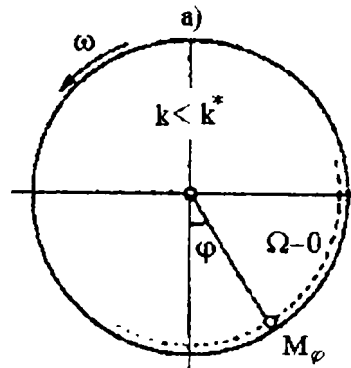


Fig.3.5 Regimurile de tipul I
a) pentru o particulă ;
b) pentru o masă de particule.

Așadar dacă faza repausului relativ nu începe în punctul cel mai de jos, atunci starea repausului relativ va fi în întregime exclusă. Pe baza aceasta regimul cinematic, determinat de indicele k^* , este regimul limită: pentru $k > k^*$ faza repausului relativ se va menține stabilă în tot ciclul, iar pentru $k < k^*$ va fi exclusă cu desăvârșire.

Dacă se consideră că indicele k^* se micșorează cu o mărime cât de mică, mișcarea devine imediat instabilă, dispărând și faza repausului relativ: punctul 2 va coborî treptat până la diametrul orizontal și în acest caz va fi înlăturată mișcarea liberă, rămânând numai o singura fază - alunecarea. Starea acestei faze tinde să rămână constantă: particula în mișcare absolută va executa treptat o oscilație amortizată în jurul unui oarecare punct M_φ , pe care în cele din urmă îl atinge. Poziția punctului M_φ se va determina prin unghiul la centru, egal cu unghiul de frecare (fig.3.5.a). Așadar prezența stării de repaus relativ la regimuri cinematice, corespunzătoare indicelui $k > k^*$

crează ciclul caracteristic al mișcării circulare a particulei pe suprafața cilindrului (fig.3.5.a).

Dacă însă pe o suprafață de rotație, cu regimul indicat, se încarcă o masa de particule, atunci toată această masă se va scurge pe suprafață și va avea aceeași mișcare circulară într-un strat cu o grosime egală cu grosimea bobului. Mai înainte o astfel de mișcare a fost asimilată cu cel de-al doilea fel de mișcare. Cel de-al doilea fel de mișcare, dacă este privit din partea frontală a cilindrului acoperit cu un disc transparent se prezintă sub formă turbulentă (vârtejuri). Din cauza vitezei mari a particulelor, acestea nu se pot distinge cu ochiul liber; se observă numai linii subțiri pe toată periferia cilindrului, care într-o măsură mai mare sau mai mică se îndepărtează de la suprafața cilindrului în zona celui de-al treilea cadran.

Regimul limită determinat prin indicele $k = k^*$ caracterizează încă cel de-al doilea fel de mișcare, însă este suficientă o mișcare cât de neînsemnată a vitezei cilindrului (când $k < k^*$) pentru ca mișcarea particulei să se modifice brusc și să treacă treptat la un echilibru mobil, reprezentat în figura 3.4. Această mișcare este asimilată cu primul fel de mișcare.

Primul fel de mișcare se deosebește printr-o mare stabilitate. În acele cazuri când în mișcare este antrenată întreaga masă a particulelor, toate sunt concentrate în cadranul întâi (fig.3.5.b) formând un strat de o anumită formă și dimensiune. Acest strat se găsește de asemenea într-un echilibru mobil, ocupând o anumită poziție: mijlocul stratului se situează la înălțimea unghiului la centru, egal cu unghiul de frecare φ ; semințele în strat nu rămân în repaus ci sunt antrenate într-o mișcare complexă, în principiu rotindu-se în jurul unei axe oarecare, paralelă cu axa cilindrului, nu pe traiectorii circulare, ci pe traiectorii anumite în interiorul stratului; în acest caz rândul de boabe ce vine în contact cu suprafața cilindrului se deplasează cu o viteză mică, însă mai mare decât a boabelor ce se găsesc în rândurile situate mai sus. Viteza rândurilor situate mai sus scade treptat și în centrul stratului se anulează. În

zona care se găsește mai sus de nucleul central imobil, semințele se deplasează prin surpare, caracterul mișcării lor fiind și mai complex, însă după formă caracterul general al mișcării boabelor în interior are aspectul unui vârtej, poziția particulelor deosebindu-se pronunțat de felul al doilea de mișcare. Trebuie menționat că această trecere, dacă se are în vedere suprafața cilindrică strict geometrică și precis centrată, este un proces ireversibil. Particula aflată în stare de echilibru mobil, nu-și va modifica această stare la trecerea inversă prin regimul limită și rămâne în această poziție și în cazul regimului cu indicele $k > k^*$. În acele cazuri, în care suprafața cilindrului se abate de la precizia geometrică și nu este bine centrată, ceea ce complică mișcarea de transport, particula nu va avea o poziție de echilibru, fiind nevoită să oscileze în jurul ei. Dacă din punct de vedere geometric, suprafața cilindrică este bine realizată și precis centrată, din cauză că suprafața nu este continuă, datorită practicării orificiilor, probabilitatea de a atinge poziția de echilibru este și mai mică. În aceste cazuri, particula lovindu-se de marginile orificiilor sitei va face salturi neuniforme și nu va putea ajunge la poziția de echilibru stabil. Prin mărirea vitezei cilindrului, loviturile vor fi mai dese și mai puternice, fapt care duce la mărirea vitezei particulei, această viteză egalând viteza cilindrului și în cele din urmă apare starea de repaus relativ și odată cu aceasta cel de-al doilea fel de mișcare. Așadar, pentru suprafețe cilindrice discontinue, trecerea de la al doilea fel de mișcare (repaus relativ) la primul fel de mișcare este ireversibilă [74].

În afara forțelor de gravitație, asupra particulelor (semințelor) acționează forțele centrifuge de inerție. Cu cât forțele centrifuge sunt mai mari, cu atât va fi mai mare viteza trecerii semințelor prin orificiile sitei. Totuși, cu cât este mai mare indicele cinematic k , cu atât mai mică este faza alunecării boabelor pe suprafața sitei. La valoarea limită k' apare repausul relativ. Această contradicție arătată condiționează valorile mici ale indicelui k și randamentul mic al sitei cilindrice. Orice încercare de a mări frecvența de

rotație a sitei, sau diametrul acesteia, duce la micșorarea fazei de alunecare, odată cu mărirea concomitentă a fazei repausului relativ și la reducerea randamentului sitei.

Inconvenientul de bază al sitelor cilindrice îl constituie capacitatea specifică scăzută condiționată de viteza redusă în comparație cu sitele plane. Dar sitele cilindrice prezintă o serie de avantaje în comparație cu sitele plane: mișcare uniformă, acționare simplă, putere de acționare mai mică, nu necesită mecanisme complicate pentru acționare și echilibrare. Procesul de separare a amestecurilor de semințe se îmbunătățește, comparativ cu al sitelor plane datorită forțelor interioare care apar în amestecul de semințe în timpul antrenării acestuia de către sită și sub acțiunea forței centrifuge care menține contactul permanent dintre semințe și suprafața sitei cilindrice. Deasemenea în cazul sitelor cilindrice fixe la care alimentarea se face cu rotoare interioare se mărește considerabil suprafața utilă de separare deoarece forța centrifugă care este mult mai mare decât forța gravitațională asigură separarea pe toată circumferința sitei cilindrice [74; 75].

CAPITOLUL IV

BAZELE TEORETICE ALE PROCESELOR DE LUCRU ALE SITELOR

4.1. Dinamica procesului de lucru a sitelor plane

4.1.1. Considerații generale

Pentru o gamă largă de mașini operația de separare a diferitelor materiale se realizează datorită vibrației organului de lucru. Operația de separare este analizată cu ajutorul modelului particulei ce execută deplasări vibraționale pe un plan aspru. Sunt analizate regimuri de deplasare a particulei prin alunecare înainte, alunecare înapoi și desprindere. Datorită discontinuității vitezelor, apărută ca urmare a frecării dintre particulă și plan sau a căderii pe plan în cazul desprinderii, apar regimuri de mișcare vibropercutante. Drept urmare pentru studiul mișcării sunt aplicate metodele consacrate privind regimurile vibropercutante.

Trebuie subliniat că în multe procese de vibrotransport pot să apară și mișcări cu desprinderi și căderi ale particulei pe planul vibrator. Astfel de regimuri sunt de natura fenomenelor vibropercutante și formează un domeniu aparte de studiu. Pentru început se iau în considerare numai deplasări vibraționale cu alunecare pe planul vibrator care au totuși caracter vibropercutant datorită discontinuităților forței de frecare [27; 28].

4.1.2. Modelul dinamic

În general fenomenul de vibrotransport este esențial influențat de comportarea materialului caracterizată de compoziție, umiditate, aderență, natură, etc. În primă aproximație experiențele au demonstrat că materialul poate fi schematizat printr-o simplă particulă materială care se mișcă cu frecare pe suprafața vibrantă aspră (figura 4.1).

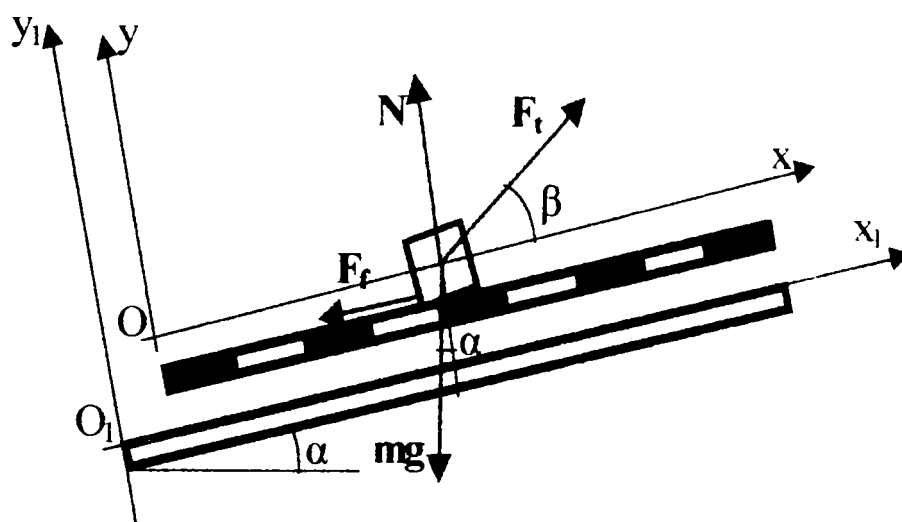


Figura 4.1 - Modelul dinamic

Particula se presupune de masă "m" așezată pe planul vibrator înclinat cu unghiul α față de orizontală.

Planul vibrator se presupune că execută o mișcare de translație vibratorie după o direcție ce face unghiul β cu planul înclinat și are amplitudinea "r". Astfel un punct curent al planului va efectua o deplasare vibratorie dată de legea $r \sin \psi$ după o direcție ce face unghiul β față de planul înclinat, unde $\psi = \omega t$. Prin urmare față de sistemul de axe fixe $O_1x_1y_1$ coordonatele punctului O, originea sistemului mobil Oxy legat de planul înclinat (figura 4.1), la un moment dat vor fi:

$$x_0 = r \cos \beta \sin \psi \quad \text{și} \quad y_0 = r \sin \beta \sin \psi \quad (4.1)$$

Ecuția diferențială a mișcării relative a particulei de masă m este de forma:

$$m\bar{a}_r = \bar{F}_f + \bar{N} + m\bar{g} + \bar{F}_i \quad (4.2)$$

Deoarece forța inerțială de transport este $\bar{F}_i = -m\bar{a}_t$, unde a_t este accelerația de transport a particulei, identică cu accelerația punctului O , componentele forței inerțiale de transport vor fi:

$$\begin{aligned} F_{ix} &= -m\ddot{x}_0 = mr\omega^2 \cos \beta \sin \psi \\ F_{iy} &= -m\ddot{y}_0 = mr\omega^2 \sin \beta \sin \psi \end{aligned} \quad (4.3)$$

Drept urmare ecuația diferențială a mișcării relative (2) are pe axele sistemului Oxy următoarele proiecții:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= -\mu N \text{sign} \dot{x} + mr\omega^2 \cos \beta \sin \psi - mg \sin \alpha \\ m\ddot{y} &= N + mr\omega^2 \sin \beta \sin \psi - mg \cos \alpha \end{aligned} \quad (4.4)$$

Ținând seama că se vor lua în considerare numai mișcările particulei în contact cu planul trebuie luat $y = 0$ încât din a doua ecuație (4) rezultă:

$$N = m(g \cos \alpha - r\omega^2 \sin \beta \sin \psi) \quad (4.5)$$

4.1.3. Caracteristici ale mișcării de alunecare

În principiu particula din poziția de repaus va ajunge la un moment dat să alunece pe plan fie înainte, fie înapoi [27].

Pentru început se presupune că particula execută o mișcare de alunecare înainte față de transportor. Asupra corpului mai acționează greutatea mg , forța de legătură normală N și forța de frecare $F = \mu N$, mișcarea de transport fiind de translație, forța inerțială Coriolis este nulă $Sc = 0$.

Dacă se introduce expresia (5) a forței normale N în prima ecuație diferențială (4) se ajunge la următoarea relație:

$$\ddot{x} = -\frac{g \sin(\alpha + \varphi)}{\cos \varphi} + \frac{r\omega^2 \cos(\beta - \varphi)}{\cos \varphi} \sin \psi; \quad (\psi = \omega t) \quad (4.6)$$

Această relație reprezintă ecuația fundamentală pentru studiul mișcărilor de alunecare înainte pe planul vibrator.

Momentul începerii alunecării înainte se va nota prin $t = t_1$ și deci $\psi_1 = \omega t_1$. Se poate preciza că acest moment corespund condiției ca accelerația \ddot{x} să fie nulă.

Din expresia (6) a accelerației egalată cu zero se obține pentru momentul inițial al mișcării de alunecare înainte ecuația:

$$\sin \psi_1 = \frac{g}{r\omega^2} \cdot \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\cos(\beta - \varphi)} \quad (4.7)$$

Ținând seama de relația (7), ecuația fundamentală (6) se mai poate scrie:

$$\ddot{x} = r\omega^2 \frac{\cos(\beta - \varphi)}{\cos \varphi} (\sin \psi - \sin \psi_1) \quad (4.8)$$

Mișcarea de alunecare înainte este caracterizată prin $t > t_1$ și deci $\psi > \psi_1$.

Considerând funcția $\dot{x} = \dot{x}(t)$, dacă $\ddot{x} > 0$ funcția \dot{x} va fi crescătoare. Astfel, din momentul $t = t_1$ pentru care viteza se anulează, adică $\dot{x}(t_1) = 0$ și $\ddot{x} > 0$, rezultă $\dot{x} > 0$. Deci are loc mișcarea de alunecare înainte. Astfel din relația (8) scrisă pentru momentul dat de ψ_1 trebuie ca să fie satisfăcută inegalitatea:

$$\sin \psi > \sin \psi_1 \quad (4.9)$$

dar din relația (7) scrisă pentru ψ_1 se poate presupune că $\psi_1 \in (0; \frac{\pi}{2})$ ceea ce conform inegalității (9) conduce la condiția $\psi \in (\psi_1; \pi - \psi_1)$.

Integrând ecuația diferențială a mișcării de alunecare ce începe pentru $t = t_1$ se găsește:

$$\dot{x} = -r\omega \frac{\cos(\beta - \varphi)}{\cos \varphi} [\cos \psi - \cos \psi_1 + \sin \psi_1 (\psi - \psi_1)] \quad (4.10)$$

Regimul de alunecare înainte încetează în momentul $t = t'_1$, respectiv unghiul $\psi = \psi'_1$ ce corespunde anulării vitezei relative $\dot{x} = 0$. Astfel, prin anularea expresiei lui \dot{x} se deduce ecuația:

$$\sin \psi_1 = \frac{\cos \psi'_1 - \cos \psi_1}{\psi_1 - \psi'_1} \quad (4.11)$$

Această ecuație permite calculul mărimii, deci a momentului $t = t'_1$ corespunzător încetării alunecării.

Drumul parcurs în cazul alunecării înainte este dat de integrala:

$$s_{1,2} = \int_{t_1}^{t'_1} \dot{x} dt \quad (4.12)$$

sau:

$$s_{1,2} = \frac{1}{\omega} \int_{\psi_1}^{\psi'_1} \dot{x} d\psi \quad (4.12')$$

Ținând seama de relația (10), integrala (12') după efectuarea calculelor devine:

$$s_1 = -\frac{r \cos(\beta - \varphi)}{\cos \varphi} \left[\frac{(\psi'_1 - \psi_1)^2}{2} \sin \psi_1 + \sin \psi'_1 - \sin \psi_1 - (\psi'_1 - \psi_1) \cos \psi_1 \right] \quad (4.13)$$

Dacă în relația (13) se înlocuiește $\sin \psi_1$ dat de ecuația (11) atunci pentru deplasările cu alunecare înainte se poate scrie relația:

$$s_1 = \frac{r \cos(\beta - \varphi)}{\cos \varphi} \cdot \Phi(\psi_1) \quad (4.14)$$

unde s-a notat:

$$\Phi(\psi_1) = \sin \psi_1 - \sin \psi'_1 + \frac{\psi'_1 - \psi_1}{2} (\cos \psi'_1 + \cos \psi_1). \quad (4.14')$$

În mod analog se procedează pentru mișcarea de alunecare înapoi. Prin alunecare înapoi se înțelege mișcarea relativă a particulei materiale pe suprafața oscilantă aspră în sensul negativ al axei Ox, adică în sens invers direcției de transport.

Ținând seama că forța de frecare este îndreptată în sensul pozitiv al axei Ox și proiectând ecuația diferențială a mișcării relative se obține:

$$m\ddot{x} = \mu N - mg \sin \alpha + mr\omega^2 \cos \beta \sin \psi \quad (4.15)$$

sau dacă se ține seama de relația (2) rezultă:

$$\ddot{x} = -\frac{g \sin(\alpha - \varphi)}{\cos \varphi} + r\omega^2 \frac{\cos(\beta + \varphi)}{\cos \varphi} \sin \psi \quad (4.16)$$

Această relație reprezintă ecuația fundamentală pentru studiul mișcărilor de alunecare înapoi pe transportorul vibrant.

Alunecarea înapoi începe în momentul $t = t_2$ și $\psi_2 = \omega t_2$ când $\ddot{x} = 0$.

Din expresia (16) a accelerației egalată cu zero se obține ecuația:

$$\sin \psi_2 = \frac{g}{r\omega^2} \cdot \frac{\sin(\alpha - \varphi)}{\cos(\beta + \varphi)} \quad (4.17)$$

Ținând seama de relația (17), ecuația fundamentală (16) se mai poate scrie:

$$\ddot{x} = r\omega^2 \frac{\cos(\beta + \varphi)}{\cos \varphi} (\sin \psi - \sin \psi_2) \quad (4.18)$$

Deoarece mișcarea de alunecare înapoi începe la momentul $t = t_2$ și corespunde intervalului $t > t_2$, respectiv $\psi > \psi_2$, la fel ca și în cazul anterior se consideră funcția $\dot{x} = \dot{x}(t)$ care pentru $\ddot{x} < 0$ va fi descrescătoare. Deci începând din momentul $t = t_2$ pentru care $\ddot{x}(t_2) = 0$, viteza \dot{x} va fi negativă ($\dot{x} < 0$) încât are loc mișcarea de alunecare înapoi.

Conform relației (18) și din condiția $\ddot{x} < 0$ rezultă:

$$\sin \psi < \sin \psi_2 \quad (4.19)$$

Presupunând ψ_2 dat de relația (17) în primul cadran, adică $\psi_2 \in (0; \frac{\pi}{2})$, rezultă că unghiul ψ trebuie să fie în intervalul $\psi \in (\pi - \psi_2; 2\pi)$.

Prin integrarea ecuației diferențiale (18) se obține expresia vitezei:

$$\dot{x} = -r\omega \frac{\cos(\beta + \varphi)}{\cos \varphi} [\cos \psi - \cos \psi_2 + \sin \psi_2 (\psi - \psi_2)] \quad (4.20)$$

Sfârșitul duratei de alunecare înapoi se obține prin anularea expresiei vitezei \dot{x} dată de relația (20). Momentul final notat prin $t = t'_2$, respectiv unghiul $\psi = \psi'_2$, se va obține prin rezolvarea ecuației transcendente:

$$\sin \psi_2 = \frac{\cos \psi'_2 - \cos \psi_2}{\psi_2 - \psi'_2} \quad (4.21)$$

Drumul parcurs în cazul alunecării înapoi este dat de integrala:

$$s_2 = \int_{t_2'}^{t_2''} \dot{x} dt \quad (4.22)$$

sau:

$$s_2 = \frac{1}{\omega} \int_{\psi_2'}^{\psi_2''} \dot{x} d\psi \quad (4.22')$$

Ținând seama de relația (20) integrala (22') după efectuarea calculelor devine:

$$s_2 = -\frac{r \cos(\beta + \varphi)}{\cos \varphi} \left[\frac{(\psi_2' - \psi_2'')^2}{2} \sin \psi_2 + \sin \psi_2' - \sin \psi_2'' - (\psi_2' - \psi_2'') \cos \psi_2 \right] \quad (4.23)$$

Dacă în relația (23) se înlocuiește $\sin \psi_2$ dat de ecuația (21) atunci pentru deplasările cu alunecare înapoi se poate scrie relația:

$$s_2 = \frac{r \cos(\beta + \varphi)}{\cos \varphi} \cdot \Phi(\psi_2) \quad (4.24)$$

unde s-a notat:

$$\Phi(\psi_2) = \sin \psi_2 - \sin \psi_2' + \frac{\psi_2' - \psi_2}{2} (\cos \psi_2' + \cos \psi_2). \quad (4.24')$$

Dacă în timpul $T = \frac{2\pi}{\omega}$, particula materială se deplasează prin alunecare înainte și înapoi, avansul în sensul pozitiv al axei O_1x_1 are valoarea:

$$s = s_1 - s_2; \quad (4.25)$$

iar viteza medie a particulei va fi:

$$v_m = (s_1 - s_2) \frac{1}{T} = (s_1 - s_2) \frac{\omega}{2\pi}. \quad (4.26)$$

Reprezentările vitezei absolute v , a vitezei de transport v_t precum și a deplasării s_t cu alunecare în lungul planului vibrant peste care se suprapun alunecările s_1 și s_2 se arată în figura 4.2, pentru un ciclu de vibrație.

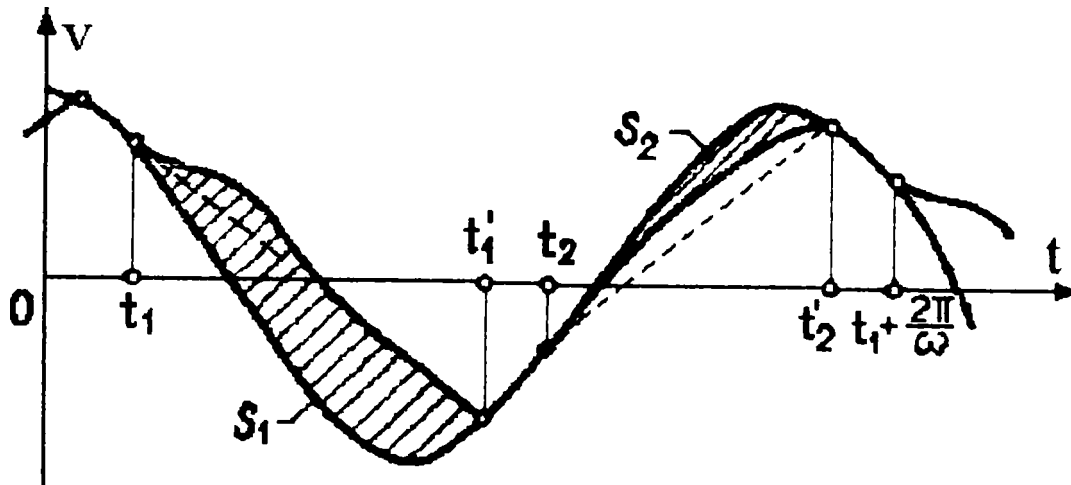


Figura - 4.2

4.1.4. Concluzii

Toate rezultatele obținute se referă la cazul mișcării de alunecare fără desprindere, deci pentru $N > 0$. Conform relației (5) rezultă:

$$\sin \psi < \frac{g}{r\omega^2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\sin \beta} \quad (4.27)$$

Analiza regimurilor de mișcare posibile se poate face mai ușor cu ajutorul indicelui cinematic:

$$K = \frac{r\omega^2}{g} \quad (4.28)$$

Astfel, o condiție pentru a nu exista desprindere, conform relației (5) este ca ecuația $N = 0$ să nu aibă soluție, ceea ce revine la inegalitatea:

$$K < \frac{\cos \alpha}{\sin \beta} \quad (4.29)$$

În continuare se va presupune condiția (27) verificată și deci toate regimurile de mișcare vor fi numai cu alunecare. Se notează indicii caracteristici ai mișcărilor de alunecare înainte și înapoi prin parametrii:

$$K_{1,2} = \frac{\sin(\alpha \mp \varphi)}{\cos(\beta \pm \varphi)} \quad (4.30)$$

Drept urmare relația (7) cu notațiile (29) devine:

$$\sin \psi_{1,2} = \frac{K_{1,2}}{K} \quad (4.31)$$

Fie pentru început $\underline{K_1} < \underline{K_2}$. Atunci există următoarele situații posibile:

a) $K_1 < K < K_2$ pentru care nu poate exista unghiul ψ_2 , situație ce corespunde unei mișcări de alunecare numai înainte (AI_1);

b) $K < K_1 < K_2$ în care nu este posibil nici unul dintre unghiurile de inițiere a mișcării, ceea ce corespunde situației de repaus (R);

c) $K_1 < K_2 < K$ situație în care sunt posibile ambele tipuri de alunecări ($\psi_1 < \psi_2$), iar regimul de mișcare va fi cu alunecare înainte și înapoi ($AI_1 + AI_p$).

Pentru situația în care $\underline{K_1} > \underline{K_2}$ situațiile posibile sunt următoarele:

a) $K_2 < K < K_1$ pentru care nu există momentul ψ_1 , ceea ce arată că singurul regim de mișcare posibil este cu alunecare înapoi (AI_p);

b) $K < K_2 < K_1$, în care nefiind momente inițiale pentru mișcări de alunecare există numai repaus (R);

c) $K_2 < K_1 < K$ unde sunt posibile soluții pentru ambele momente inițiale ($\psi_1 < \psi_2$) și deci regimul de mișcare va fi cu alunecare înainte și înapoi ($AI_1 + AI_p$).

În sfârșit conform relațiilor (31) se poate scrie:

$$K_1 - K_2 = -\frac{\sin 2\varphi \cos(\alpha + \beta)}{\cos(\beta + \varphi)\cos(\beta - \varphi)} \quad (4.32)$$

Toate consecințele stabilite sunt precizate în tabelul 4.1

Tabelul 4.1

Mișcări fără desprinderi pe plan vibrator

Nr. crt	Regimul de mișcare	Unghiuri caracteristice		Condiția de existență
		ψ_1	ψ_2	
1	Alunecare înainte (AI_t)	ψ_1	–	$K_1 < K < K_2$
2	Alunecare înapoi (AI_p)	–	ψ_2	$K_2 < K < K_1$
3	Alunecare înainte și înapoi ($AI_t + AI_p$)	ψ_1	ψ_2	$K_1 < K_2 < K$
		ψ_1	ψ_2	$K_2 < K_1 < K$
4	Repaus relativ (R)	–	–	$K < K_1 < K_2$
		–	–	$K < K_2 < K_1$

Condițiile $K_1 < K_2$ se realizează dacă $\cos(\alpha + \beta) > 0$, ceea ce revine la $\beta < \pi/2 - \alpha$. Cealaltă situație $K_1 > K_2$ poate să apară dacă $\cos(\alpha + \beta) < 0$ și deci numai pentru $\beta > \pi/2 - \alpha$.

4.2. Dinamica procesului de lucru a sitelor cilindrice

4.2.1. Considerații generale

Punctul material de masă m (particula) se comportă în interiorul sitei cilindrice ca și pendulul material legatur unilaterală. Studiul mișcării se face față de triedrul Frenet. Pentru aceasta se alege un sistem de axe mobil de referință cu originea în O : $O\xi\eta$. Axa $O\xi$ este îndreptată prin punctul M iar axa $O\eta$ perpendiculară pe $O\xi$ în sus. Sistemul de axe ales se

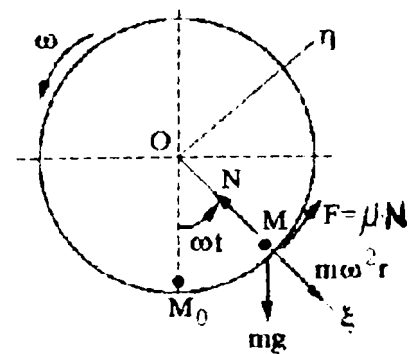


Fig.4.3

rotește împreună cu cilindrul (figura 4.3) [24; 25].

4.2.2. Faza repausului relativ

Se consideră că într-un moment inițial oarecare $t = t_0$, particula se află în punctul cel mai jos (M_0) al suprafeței. Se analizează în ce condiții această particulă se află în repaus relativ dacă cilindrul, după un timp oarecare se va roti cu unghiul $\theta = \omega t$. Când nu există alunecare, particula împreună cu cilindrul se va roti deasemenea cu unghiul $\theta = \omega t$ și se va deplasa din poziția M_0 în poziția reprezentată prin punctul M (fig.4.3).

În acest caz, particula se va găsi în repaus relativ când se echilibrează forțele care acționează asupra ei și anume :

- forța gravitațională $G = mg$;
- reacțiunea N a suprafeței;
- forța de frecare $F = \mu \cdot N$.

Pentru echilibrul particulei în mișcare relativă, în afara forțelor menționate, este necesar să se țină seama de forța de inerție în mișcarea de transport. Ca mărime, această forță se determină prin produsul dintre masa m a particulei și accelerația centripetă ($\omega^2 r$), întrucât mișcarea de transport este o mișcare circulară uniformă. Această forță este îndreptată în sens invers accelerației.

Scriind suma proiecțiilor forțelor indicate mai sus pe axele de coordonate alese și având în vedere că particula trebuie să se găsească în echilibru relativ, suma proiecțiilor forțelor pe axele de coordonate mobile trebuie să fie egală cu 0, adică :

$$\begin{cases} m \omega^2 r - N + m g \cos \omega t = 0 \\ F - m g \sin \omega t = 0 \end{cases} \quad (4.33)$$

Din prima ecuație se determină N :

$$N = m(\omega^2 r + g \cos \omega t) = mg \left(\frac{\omega^2 r}{g} + \cos \omega t \right)$$

unde: $k = \frac{\omega^2 r}{g}$, raportul dintre accelerația centrifugă și accelerația gravitațională, este indicele cinematic al mișcării sitei cilindrice.

Se obține :

$$N = m g (k + \cos \theta) \text{ deoarece în cazul echilibrului relativ } \dot{\theta} = \omega$$

$$\text{Forța de frecare } F, \text{ la limită este : } F_{\text{lim}} \leq \mu \cdot N = N \cdot \text{tg } \varphi$$

$$\text{Din relația (4.33) rezultă: } F = m g \sin \theta; \quad 0 \leq \theta \leq \pi$$

sau: $m g \sin \theta \leq m g (k + \cos \theta) \text{tg } \varphi$; sau după transformări și simplificări se obține:

$$k \sin \varphi \geq \sin (\theta - \varphi) \quad (4.34)$$

Limitele acestei faze de echilibru relativ vor fi determinate de ecuația :

$$\sin (\theta_1 - \varphi) = k \sin \varphi \quad (4.35)$$

Pentru $0 \leq \theta_1 \leq \pi$ corespund soluțiile :

$$\begin{aligned} \theta'_1 &= \varphi + \arcsin(k \sin \varphi); \\ \theta''_1 &= \pi + 2 \varphi - \theta'_1 \end{aligned} \quad (4.36)$$

Inegalitatea (4.34) este verificată pentru: $0 \leq \theta \leq \theta'_1$ și $\theta''_1 \leq \theta \leq \varphi$.

Pentru $k \rightarrow 0$ din soluțiile (4.36) rezultă: $\theta'_1 = \varphi$ și $\theta''_1 = \pi + \varphi$, ultima nefiind posibilă deoarece întrece valoarea π .

Ecuația (4.35) are rădăcini numai atunci când se verifică inegalitatea: $k \sin \varphi \leq 1$, ceea ce arată că: $\sin(\theta_1 - \varphi) \leq 1$. Valoarea limită a indicelui k se obține în cazul egalității :

$$k_{\text{lim}} = \frac{1}{\sin \varphi} = \frac{1}{\cos \varphi \operatorname{tg} \varphi} = \frac{1}{\operatorname{tg} \varphi \sqrt{1 - \sin^2 \varphi}};$$

În urma înlocuirilor și transformărilor se obține:

$$k_{\text{lim}} = \sqrt{1 + \frac{1}{\mu^2}} \quad (4.37)$$

pentru care corespunde unghiul limită $\theta_1' = \varphi + \frac{\pi}{2}$

Dar unghiul φ este întotdeauna mai mic decât $\frac{\pi}{2}$, deoarece coeficientul de frecare $\mu = \operatorname{tg} \varphi$ nu poate avea o valoare reală pentru $\varphi = \frac{\pi}{2}$, de aceea întotdeauna $\theta_{\text{lim}} < \pi$. Deci, pentru nici un fel de regim cinematic particula nu poate rămâne în repaus relativ la capătul arcului M_0M , egal cu o semicircumferință (fig.4.3); nu va putea fi antrenată niciodată fără alunecare până la punctul cel mai înalt al suprafeței, care corespunde capătului superior al diametrului vertical.

4.2.3. Faza mișcării relative (de alunecare înapoi) la o ridicare absolută a particulei

Considerațiile expuse în paragraful anterior au arătat că în momentul corespunzător începutului alunecării particula va rămâne pe suprafața cilindrului. Se va urmări mișcarea particulei în momentele care succed începutului alunecării, când reacțiunea $N > 0$, adică atunci când particula rămâne pe suprafață. Evident că în mișcarea absolută și relativă, traiectoria particulei va fi un cerc de rază r , deoarece în cazul unei poziții orizontale a cilindrului, ea rămâne în plan vertical, care în secțiune cu cilindrul dă un cerc.

Se considera că particula la un moment dat $t > t_1 = \frac{\theta_1}{\omega}$ se află în poziția determinată de punctul M (fig.4.4). Poziția punctului M se determină prin

unghiul ψ , care se măsoară de la raza verticală OM_0 în sensul de rotație al cilindrului, și va fi studiată față de axele de coordonate mobile $O\xi$ și $O\eta$ care se rotesc împreună cu cilindrul cu viteza unghiulară ω .

Folosind regulile generale ale mecanicii, se poate studia mișcarea relativă a particulei, ca și în cazul precedent, dacă la forțele active se mai adaugă următoarele două forțe:

- forța de inerție în mișcarea de transport ($m\omega^2 r$) orientată de la centrul O spre periferie;
- forța de inerție a accelerației Coriolis ($F_c = 2m\mathbf{v}\omega\sin\delta$), de direcție inversă accelerației Coriolis. În acest caz viteza relativă v se găsește în planul

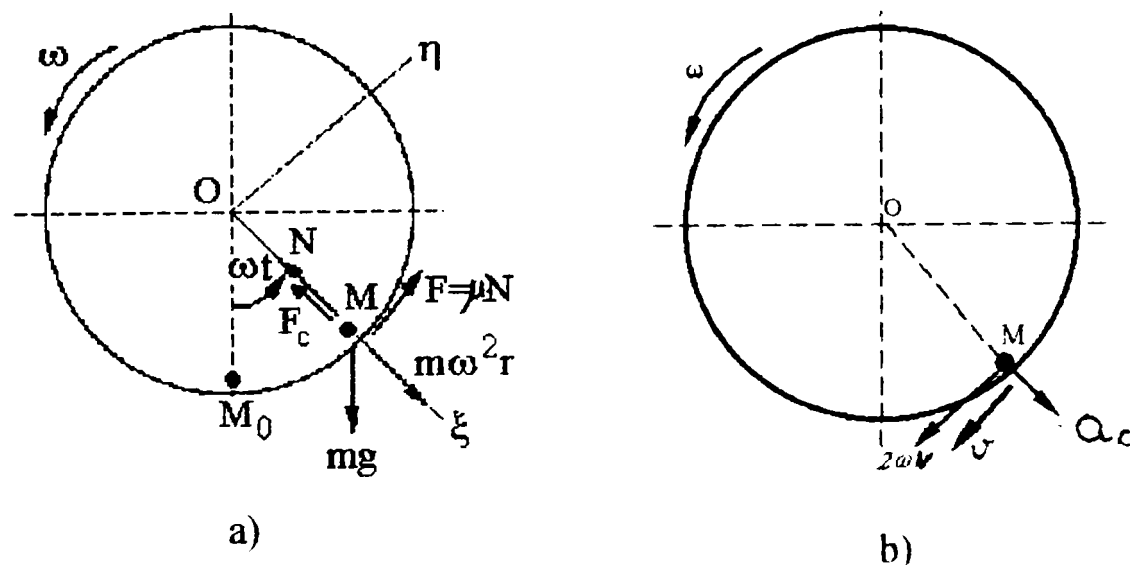


Fig.4.4. a – schema dispunerii forțelor
b – accelerația Coriolis

perpendicular pe axa de rotație a traiectoriei ($\delta = \pi/2$), plan care în fig.4.4 coincide cu planul desenului.

De aceea mărimea și direcția accelerației Coriolis se stabilește prin vectorul $\mathbf{Q}_c = 2\omega\mathbf{v}$ (fig.4.4.b) care este dirijat de-a lungul razei OM , cu sensul de la M la O . (fig.4.4.a).

Privit de un observator, așezat în sistemul axelor mobile, particula va aluneca pe suprafață cu o viteză liniară $v = \omega_r r$, unde $\omega_r r$ este viteza

unghiulară relativă. Direcția vitezei v este de-a lungul tangentei din punctul M al cercului, fiind îndreptată în sens invers rotației cilindrului.

În momentul când particula se va afla în punctul M (fig.4.4.b) mișcarea relativă a acesteia se va determina prin componentele accelerației relative pe axele de coordonate alese și anume:

$$\begin{cases} \frac{d^2\xi}{dt^2} = -\omega_r^2 r & (\text{acelerația centripetă relativă}) \\ \frac{d^2\eta}{dt^2} = -r \frac{d\omega_r}{dt} & (\text{acelerația tangențială relativă}) \end{cases} \quad (4.38)$$

Ecuțiile mișcării relative sunt :

$$m \frac{d^2\eta}{dt^2} = -mr \frac{d\omega_r}{dt} = -mg \sin \psi + \mu N \quad (4.39)$$

$$m \frac{d^2\xi}{dt^2} = -m\omega_r^2 r = mg \cos \psi - N + m\omega^2 r - 2m\omega\omega_r r \quad (4.40)$$

Din relația (4.40) rezultă:

$$N = mg \cos \psi + m(\omega^2 r - 2\omega\omega_r r + \omega_r^2 r) = m[g \cos \psi + (\omega - \omega_r)^2 r] \quad (4.41)$$

Al doilea membru al relației (4.41) este întotdeauna pozitiv sau egal cu zero. Primul membru este întotdeauna pozitiv dacă $\psi < \pi / 2$.

De aceea, dacă particula alunecă pe suprafața cilindrului în rotație în poziția determinată de unghiul $\psi < \pi / 2$, atunci reacțiunea normală N a suprafeței este întotdeauna pozitivă, iar particula nu se poate desprinde de pe suprafață la orice viteză ω și ω_r .

Desprinderea particulei de pe suprafață poate avea loc în cazul când aceasta se află în poziția determinată de unghiul $\psi > \pi / 2$.

Reacțiunea N se anulează când:

$$(\omega - \omega_r)^2 = -\frac{g}{r} \cos \psi \quad (4.42)$$

ceea ce este posibil când $\psi > \pi / 2$ (funcția cosinus în cadranul II este negativă).

$\omega - \omega_r$ este o sumă algebrică a vitezelor unghiulare de transport (ω) și relative (ω_r) rotația făcându-se în jurul aceleiași axe; $\omega - \omega_r$ exprimă viteza absolută a particulei în momentul respectiv.

Notăm viteza absolută a particulei cu Ω , adică:

$$\omega - \omega_r = \Omega \quad (4.43)$$

iar unghiul ψ când reacțiunea $N = 0$ prin ψ_2 .

Condiția de desprindere a particulei de pe suprafața cilindrului în acest

caz va fi :

$$\Omega_2^2 = -\frac{g}{r} \cos \psi_2 \quad (4.44)$$

unde Ω_2 este viteza unghiulară absolută a particulei în momentul desprinderii.

Întrucât $\psi_2 > \pi / 2$, adică particula se găsește în cadranul II, se introduce relația: $\psi_2 = \pi / 2 + \theta_2$ și relația (4.44) devine:

$$\Omega_2^2 = -\frac{g}{r} \cos\left(\frac{\pi}{2} + \theta_2\right) = -\frac{g}{r} \left(\cos\frac{\pi}{2} \cos\theta_2 - \sin\frac{\pi}{2} \sin\theta_2\right) = \frac{g}{r} \sin\theta_2,$$

sau:

$$\Omega_2 = \sqrt{\frac{g}{r} \sin\theta_2} \quad (4.45)$$

Dacă desprinderea are loc când $\theta_2 = 0$, adică atunci când particula a ajuns în poziția corespunzătoare diametrului orizontal, în acel moment $\Omega_2 = 0$, particula în mișcare absolută se oprește instantaneu și sub acțiunea gravitației începe să cadă, având o mișcare liberă și în mod inevitabil trece în primul cadran unde din nou apare reacțiunea N și alunecarea pe suprafața cilindrului.

Dacă desprinderea se face când $\theta_2 = 0$, în acel moment $\omega = \omega_r$. Dacă însă $\theta_2 > 0$ atunci, în momentul desprinderii $\omega > \omega_r$ și $\Omega_2 = \sqrt{\frac{g}{r} \sin \theta_2} > 0$, pentru ca pe măsură ce se apropie momentul desprinderii particulei, aceasta este antrenată în sus de suprafața în rotație și viteza absolută a acesteia în momentul desprinderii este pozitivă.

Folosind valoarea lui N din relația (4.41) și înlocuind-o în ecuația (4.39) se obține:

$$-mr \frac{d\omega_r}{dt} = -m \left[g \cos \theta - \operatorname{tg} \varphi (\Omega^2 r - g \sin \theta) \right]$$

$$\frac{d\omega_r}{dt} = \frac{g \cos(\theta - \varphi)}{r \cos \varphi} - \Omega^2 \operatorname{tg} \varphi \quad (4.46)$$

Diferențiind în funcție de timp expresiile: $\Omega = \omega - \omega_r$ și $\psi = \pi / 2 + \theta$

se obține: $\frac{d\Omega}{dt} = -\frac{d\omega_r}{dt}$ și $\frac{d\psi}{dt} = \frac{d\theta}{dt} = \Omega$, respectiv:

$$\frac{d\omega_r}{dt} = -\frac{d^2\theta}{dt^2} \quad (a)$$

$$\frac{d^2\psi}{dt^2} = \frac{d^2\theta}{dt^2} = \frac{d\Omega}{dt} \quad (b)$$

Introducând valorile determinate după expresiile (a) și (b) în ecuația (4.46) se obține:

$$-\frac{d^2\theta}{dt^2} = \frac{g \cos(\theta - \varphi)}{l \cos \varphi} - \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 \operatorname{tg} \varphi$$

sau:

$$\ddot{\theta} - \dot{\theta}^2 \operatorname{tg} \varphi + \frac{g \cos(\theta - \varphi)}{l \cos \varphi} = 0 \quad (4.47)$$

Expresia (4.47) este o ecuație diferențială de ordinul doi în funcție de variabila independentă t . Micșorând ordinul acestei ecuații prin integrare se obține:

$$\Omega^2 = \left[\omega^2 + \frac{2g \cos \varepsilon}{r \cos \varphi} \sin(\theta_1 - \varphi - \varepsilon) e^{2(\theta - \theta_1) \tan \varphi} - \frac{2g \cos \varepsilon}{r \cos \varphi} \sin(\theta - \varphi - \varepsilon) \right] \quad (4.48)$$

Expresia (4.48) determină viteza absolută a particulei în cazul alunecării acesteia pe suprafața cilindrului în rotație, în funcție de poziția ei pe această suprafață determinată de unghiul θ .

Intr-un moment oarecare, când particula va ocupa poziția determinată de unghiul θ_2 , se va produce desprinderea acesteia de pe suprafața pe care alunecă. În acest moment conform relației (4.45) particula are o viteză absolută Ω_2 . Din relațiile (4.45) și (4.46) se poate obține ecuația pentru determinarea unghiului θ_2 când are loc desprinderea:

$$\sin(\theta_2 - \varepsilon) = \frac{1}{3} \cos \varepsilon \left[k - 2\sqrt{1 + (1 - k^2) g^2 \varphi} \right] e^{2(\theta_2 - \theta_1) \tan \varphi} \quad (4.49)$$

unde $\tan \varepsilon = 2 \tan \varphi$.

4.2.4. Faza mișcării libere

Ecuația (4.49) permite ca în cazul unor condiții date (k și φ) să se determine înălțimea de dispunere a punctului 2 (fig.4.5) unde are loc desprinderea particulei de pe suprafața cilindrului și de unde începe faza mișcării libere a acesteia.

În momentul desprinderii particula are viteza liniară $v_2 = r\omega_2$ sub unghiul $\pi/2 - \theta_2$ față de orizontală. Faza aceasta de aruncare a particulei este identică cu mișcarea liberă a pendulului matematic.

Din relația (4.45) se determină viteza v_2 de desprindere a particulei de suprafața cilindrică și de trecere a ei în cădere liberă:

$$v_2 = \sqrt{gr \sin \theta_2} \quad (4.50)$$

Neglijând rezistența aerului, datorită duratei mici a fazei de mișcare liberă, ecuația traiectoriei zborului liber al particulei se poate determina astfel:

Pentru un timp oarecare τ , după desprindere, componentele orizontale și verticale ale vitezei particulei (fig.4.5) vor fi :

$$v_{2x} = v_2 \sin \theta_2$$

$$v_{2y} = v_2 \cos \theta_2 - g \tau^2$$

Deplasarea particulei în timpul τ se va determina prin coordonatele :

$$x = v_2 \sin \theta_2 \tau$$

$$y = v_2 \cos \theta_2 \tau - 1/2 g \tau^2$$

Ecuația traiectoriei se obține prin eliminarea parametrului τ :

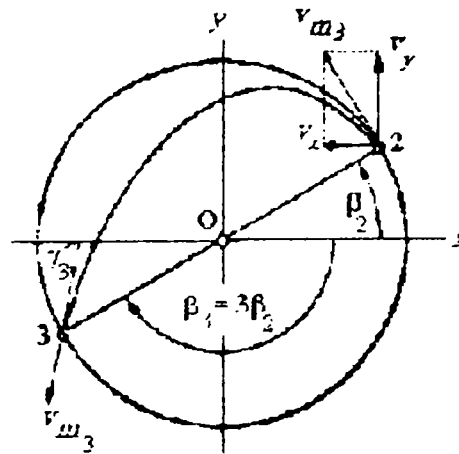


Fig.4.5. Mișcarea liberă a particulei

$$y = \frac{x}{2 \sin^3 \theta_2} \left(2 \sin^2 \theta_2 \cos \theta_2 - \frac{x}{r} \right) \quad (4.51)$$

Această ecuație este raportată la sistemul de axe de coordonate cu originea în punctul 2. Transformarea ecuației față de un alt sistem de axe de coordonate cu originea în punctul 0, cu ajutorul formulelor de trecere:

$$x = r \cos \theta_2 - X \quad \text{și} \quad y = Y - r \sin \theta_2$$

duce la o ecuație de forma :

$$\frac{Y}{r} - \sin \theta_2 = \frac{\cos \theta_2 - \frac{X}{r}}{2 \sin^3 \theta_2} \left[\frac{X}{r} - \cos \theta_2 \cos 2\theta_2 \right] \quad (a)$$

Dacă la ecuația (a) se adaugă ecuația cercului (secțiunea transversală a cilindrului):

$$\left(\frac{X}{r}\right)^2 + \left(\frac{Y}{r}\right)^2 = 1 \quad (b)$$

atunci prin rezolvarea acestor două ecuații se determină coordonatele punctelor comune a și b ale parabolei și ale cercului. Unul din aceste puncte este punctul 2, iar celalalt punctul 3, cu coordonatele X_3 și Y_3 , unde particula ajunge din nou pe suprafața cilindrului.

Rezolvând ecuațiile (a) și (b) se obține :

$$\begin{aligned} X_3 &= 1 \cos (-3 \theta_2) = 1 \cos \theta_3 ; \\ Y_3 &= 1 \sin (-3 \theta_2) = 1 \sin \theta_3. \end{aligned}$$

De aici rezultă: $\theta_3 = -3 \theta_2$.

Prin urmare particula desprinsă de suprafața cilindrului la o înălțime corespunzătoare unghiului la centru θ_2 ajunge din nou pe suprafața cilindrului la înălțimea determinată prin valoarea unghiului θ_3 ; valoarea unghiului θ_3 este de trei ori mai mare decât a unghiului θ_2 și se măsoară de la diametrul orizontal în sens invers rotației cilindrului.

Mărimea vitezei particulei la cădere în punctul 3 va fi :

$$v_3 = l\omega_2 \sqrt{5 - 4 \cos 2\theta_2} \quad (4.52)$$

Direcția acestei viteze se determină prin unghiul γ_3 din condiția:

$$\operatorname{tg} \gamma_3 = 3 \operatorname{ctg} \theta_2$$

în care γ_3 este unghiul dintre vectorul vitezei și diametrul orizontal al cilindrului.

Viteza unghiulară ω_3 în momentul întâlnirii particulei cu suprafața cilindrului se determina cu ajutorul relației :

$$\omega_3 = -\omega_2 \sqrt{5 - 4 \cos 2\theta_2} \cos(3\theta_2 + \gamma_2)$$

sau:

$$\omega_3 = \omega_2 \sqrt{5 - 4 \cos 2\theta_2} \sin(3\theta_2 + \gamma_2 - \pi) \tag{4.53}$$

4.2.5. Faza mișcării relative (de alunecare înainte)
la o coborâre absolută a particulei

Dacă la sfârșitul fazei mișcării libere particula nimereste pe suprafața cilindrului în punctul 3 a cărei poziție se determină prin unghiul $\theta_3 = 3\theta_2\pi/2$, atunci viteza ω_3 reprezintă viteza inițială pentru mișcarea ulterioară a particulei.

Se consideră că într-un moment oarecare t , după ce particula a nimerit suprafața cilindrului, aceasta se găsește în punctul M (fig.4.6) determinat de unghiul θ . Forțele care acționează asupra particulei în acest moment sunt arătate pe figură. Alegând sistemul de coordonate mobil $\xi M\eta$ în același mod ca și la punctul 4.2.4. se obține :

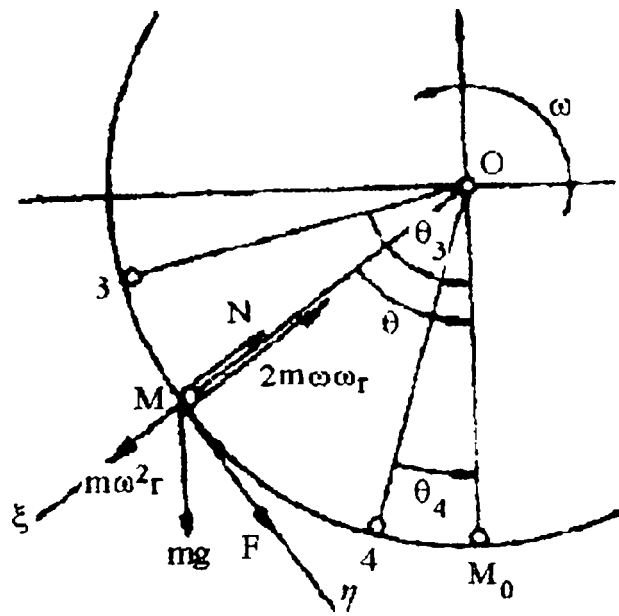


Fig.4.6. Deplasarea particulei

$$\ddot{\theta} + \dot{\theta}^2 \operatorname{tg}\varphi + \frac{g}{r} \sin \frac{(\theta + \varphi)}{\cos \varphi} = 0 \tag{4.54}$$

Prin integrarea acestei ecuații se obține:

$$\omega^2 = \left[\omega_3^2 - 2 \frac{g \cos \varepsilon}{l \cos \varphi} \cos(\theta_3 + \varphi + \varepsilon) \right] \cdot e^{-2(\theta_4 - \theta_3) \mu g \varphi} + \frac{2g \cos \varepsilon}{\cos \varphi} \cos(\theta_4 + \varphi + \varepsilon) \quad (4.55)$$

Din relația (4.53) rezultă:

$$\frac{\omega_3^2 r}{g} = \sin \theta_2 (5 - 4 \cos 2\theta_2) \sin^2(3\theta_2 + \gamma_3 - \pi)$$

Ecuația (4.55) devine :

$$\omega^2 = \left[\omega_3^2 - \frac{2g \cos \varepsilon}{r \cos \varphi} \cos(\theta_3 + \varphi + \varepsilon) \right] \cdot e^{-2(\theta_4 - \theta_3) \mu g \varphi} + \frac{2g \cos \varepsilon}{r \cos \varphi} \cos(\theta_4 + \varphi + \varepsilon) \quad (4.56)$$

Ecuația (4.56) este o ecuație transcendentă și servește la determinarea unghiului θ_4 ce definește sfârșitul fazei de alunecare la coborârea particulei. De aici particula rămâne în echilibru relativ pe sită până în poziția M_0 , după care întregul ciclu se repetă.

CAPITOLUL V

CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND FUNȚIONAREA SITELOR PLANE

5.1. Rezultate experimentale privind funcționarea sitelor plane

5.1.1. Considerații generale

Separarea semințelor din vraful ajuns pe sitele sistemului de curățire al combinelor de recoltat cereale sau al mașinilor de curățat și sortat semințe are loc atât datorită fenomenului de stratificare a materialului în componentele sale, care se diferențiază după densitate, cât și datorită stării de cernere a acestuia pe suprafața de separare imprimată de mișcarea sitelor.

Starea de cernere a materialului pe suprafața sitelor plane oscilante, fără a lua în considerare curentul de aer dirijat sub sită, depinde de proprietățile fizico-mecanice ale materialului supus separării, de raportul dintre masa semințelor și masa celorlalte componente din vraf precum și de parametrii constructivi și funcționali ai sistemului de curățire.

Starea de cernere este definită prin caracterul mișcării relative a materialului pe site: lipsa mișcării relative (repaus relativ); mișcare relativă, într-un sens sau în ambele sensuri, cu sau fără desprindere.

Studiile teoretice arată că o separare eficientă a semințelor din vraf pe sită are loc atunci când se asigură materialului o stare de cernere definită prin mișcare relativă, în ambele sensuri, pe suprafața de cernere, cu tendința de

desprindere și o mișcare rezultată de deplasarea către capătul opus alimentării cu material a sitei.

Forțele care acționează asupra particulelor aflate pe suprafața sitelor sistemului de curățire și care pot imprima materialului o anumită stare de cernere sunt forțele de inerție. Direcția și sensul acestor forțe (împreună cu toate celelalte forțe care acționează asupra materialului) au fost studiate în capitolul anterior.

În scopul verificării rezultatelor obținute prin studiile teoretice, au fost efectuate încercări experimentale în cadrul cărora s-au determinat timpul și viteza de deplasare a materialului pe suprafața sitei oscilante, gradul de separare a componentelor din amestecul supus condiționării și productivitatea sitelor, în funcție de parametrii cinematici ai mișcării sistemului de curățire, respectiv turația arborelui mecanismului de acționare, amplitudinea și frecvența oscilațiilor.

Pentru obținerea unor rezultate concludente, încercările experimentale s-au efectuat în condiții de lucru la combine autopropulsate de recoltat cereale și la mașini de curățat și sortat semințe.

Toate determinările s-au efectuat la diferite înclinări ale sitelor oscilante și la turații diferite ale arborelui de acționare. În toate variantele de lucru încercările s-au executat în mai multe repetiții, rezultatele date în acest capitol reprezentând media aritmetică a acestor repetiții.

Uniformitatea condițiilor de încercare a fost asigurată prin folosirea unui debit de alimentare constant și a unor site cu aceleași caracteristici constructive. În toate cazurile vrafal supus procesului de curățire a prezentat inițial același grad de puritate. În acest fel rezultatele obținute au putut fi apreciate prin comparație și s-au putut stabili variantele optime de utilizare a sitelor plane oscilante.

5.1.2. Încercări experimentale efectuate la mașina de curățat și sortat semințe MCS-5/2,5

Mașina de curățat și sortat semințe MCS-5-2,5 se compune din două subansambluri principale, selectorul S-5, care poate funcționa și ca mașină independentă și triorul cu alveole T-2,5 (figura 1.32).

Pentru încercările experimentale s-a folosit numai selectorul S-5 al mașinii la care s-a modificat debitul de alimentare, unghiul de înclinare al sitelor și turația arborelui de acționare.

Caracteristicile tehnice și constructive ale selectorului S-5 au fost prezentate în subcapitolul 1.2.1.

Batiul cu site se sprijină elastic pe patru arcuri din lemn și este antrenat în mișcare oscilatorie, de la arborele cu excentrice prin intermediul a două biele din lemn. Cele două excentrice sunt fixate pe arbore cu șurub, astfel încât acest montaj permite reglarea liniarității lor. Pentru echilibrarea maselor în mișcare pe arbore sunt montate două șaibe cu contragreutăți.

Schema de acționare a sitelor, cu mecanism bielă-manivelă, este prezentată în figura 5.1.

Sitele utilizate la încercările experimentale au fost de tipul cu orificii alungite, pentru curățirea grâului, cu lățimea orificiilor de 4.5mm pentru sita superioară și de 2 mm pentru sita inferioară.

Construcția selectorului permite modificarea unghiului de înclinare a sitelor în limitele 2° – 8° . Pentru modificarea turației arborelui cu excentrice de acționare a batiului sitelor s-a modificat raportul de transmisie dintre arborele motorului electric și arborele ventilatorului prin folosirea unor roți de curea de diametre diferite.

Încercările au fost efectuate cu grâu de toamnă rezultat din recoltarea directă din lan cu combinele de recoltat cereale ale Stațiunii Didactice

Timișoara. La toate determinările s-au folosit probe identice de grâu cu masa de 25 kg. Menționez că nu s-a utilizat aceeași probă pentru efectuarea mai multor determinări, deoarece materialul își poate schimba proprietățile după trecerea prin selector.

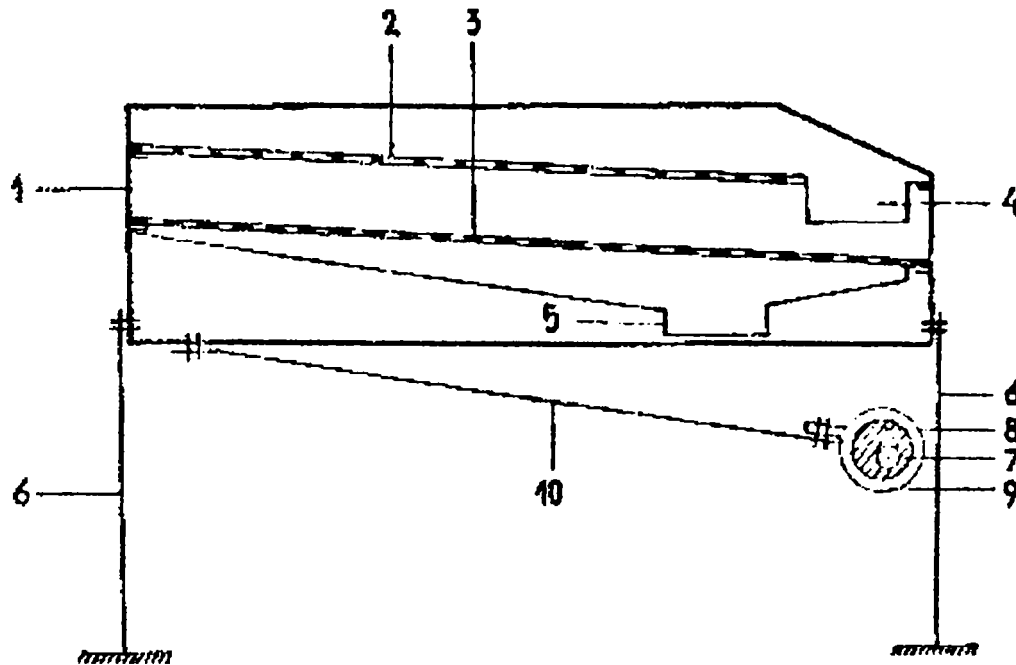


Fig.5.2-Mecanismul de acționare a sitelor

1-batiul sitelor, 2-sita superioară, 3-sita inferioară, 4, 5-jgheaburi colectoare, 6-arcuri de susținere, 7-arborele de acționare, 8-discul excentric al arborelui de acționare, 9-inelul bielei, 10-biela.

Materialul destinat unei determinări experimentale a fost așezat uniform, o parte pe sita superioară 6 și o parte în coșul de alimentare 1 al selectorului (fig.1.32). Pentru fiecare determinare s-a cronometrat timpul de separare a materialului. La jgheaburile de colectare, din materialul inițial supus curățirii, s-au obținut patru sorturi și anume:

- semințe de grâu curățate, colectate la jgheabul central 19 al selectorului;
- impurități mici, colectate la jgheabul 8 al selectorului;
- impurități mari, colectate la jgheabul 9 al selectorului;
- semințe șiștave (ușoare), colectate la jgheabul 24 al selectorului.

Pleava, praful și impuritățile ușoare evacuate de către ventilator s-au

neglijat, deoarece reprezintă un procent foarte mic din masa produsului.

Pe baza cantităților de material colectate la fiecare jgheab de evacuare, în timpul unei probe, s-a calculat procentul de material din fiecare sort raportat la masa de material a probei (corespunzătoare perioadei de test). Totodată a fost calculată puritatea materialului colectat la jgheabul central al selectorului și pierderile de semințe bune în impuritățile mari, pentru perioada de test stabilită.

Primele încercări experimentale privind acționarea sitelor plane ale selectorului S-5 cu mecanism de tipul bielă-manivelă au avut drept scop stabilirea timpului și vitezei de deplasare a semințelor pe suprafața sitelor plane, în funcție de parametrii cinematici impuși (turația arborelui de acționare, unghiul de înclinare al sitei, debitul de alimentare cu material). Pentru aceasta s-a înlocuit sita superioară cu un plan înclinat (sită oarbă) din tablă de oțel, cu dimensiunile egale cu ale sitei superioare. Coeficientul de frecare dintre material și planul înclinat are valoarea $\mu = 0,37$ (tabelul 5.1).

Tabelul 5.1

Proprietățile fizico-mecanice ale semințelor

Nr. crt	Denumirea semințelor	Masa hectolitrică (kg/hl)	Porozitatea (%)	Coef. frecare internă μ_i	Coeficient de frecare externă μ_{ak}	
					lemn	tablă oțel
1.	Grâu	76	54	0,47	0,40	0,37
2.	Secară	73	38	0,49	0,40	0,37
3.	Ovăz	45	68	0,51	0,45	0,37
4.	Orz	65	47	0,51	0,40	0,37
5.	Orez	52	52	0,51	0,44	0,34
6.	Hrișcă	72	56	0,52	0,44	0,37
7.	Porumb	73	45	0,53	0,35	0,37
8.	Mazăre	88	—	0,55	0,32	0,37
9.	Mei	85	40	0,52	0,40	0,34

Determinările experimentale s-au realizat pentru următoarele valori ale parametrilor modificați:

- unghiul de înclinare al sitelor: 2°, 4°, 6° și 8°;
- turația arborelui de acționare: 360, 380, 410 și 470 rot/min;
- debitul de alimentare cu material: 0,83 kg/s, 1,11 kg/s și 1,40 kg/s.

Rezultatele privind timpul de deplasare a probei de material (25 kg) pe suprafața planului oscilant sunt prezentate în tabelul 5.2.

Tabelul 5.2

Timpul de deplasare a probei de material pe suprafața planului oscilant (s)

Nr. crt	Unghiul de înclinare (grade)	Debitul de alimentare (kg/s)	Turația arborelui de acționare (rot/min)			
			360	380	410	470
1	2	0,83	124	116	101	83
		1,11	165	154	132	111
		1,40	206	193	165	139
2	4	0,83	114	106	92	77
		1,11	151	139	122	102
		1,40	189	174	153	128
3	6	0,83	104	95	85	70
		1,11	138	127	114	94
		1,40	173	159	142	117
4	8	0,83	93	89	80	63
		1,11	124	119	107	84
		1,40	155	148	133	105

În funcție de timpul de deplasare a probei de material pe suprafața planului oscilant și de dimensiunile planului oscilant s-a determinat timpul de deplasare a semințelor pe suprafața planului oscilant.

Tabelul 5.3

Timpul de deplasare a semințelor pe suprafața planului oscilant (s)

Nr. crt	Unghiul de înclinare (grade)	Debitul de alimentare (kg/s)	Turația arborelui de acționare (rot/min)			
			360	380	410	470
1	2	0,83	21,71	20,31	17,68	14,53
		1,11	28,89	26,96	23,11	19,44
		1,40	36,07	33,79	28,89	24,34
2	4	0,83	19,96	18,56	16,11	13,48
		1,11	26,44	24,34	21,36	17,86
		1,40	33,09	30,47	26,79	22,41
3	6	0,83	18,21	16,63	14,88	12,26
		1,11	24,16	22,24	19,96	16,46
		1,40	30,29	27,94	24,86	20,49
4	8	0,83	16,28	15,58	14,00	11,03
		1,11	21,71	20,84	18,73	14,71
		1,40	27,14	25,91	23,29	18,39

Din analiza datelor centralizate în tabelul 5.3 rezultă că timpul de deplasare a semințelor pe suprafața planului oscilant scade odată cu creșterea turației arborelui de acționare și a unghiului de înclinare a planului oscilant. Timpul de deplasare a semințelor pe suprafața planului oscilant crește odată cu creșterea debitului de alimentare. Variația timpului de deplasare pe suprafața planului înclinat în funcție de unghiul de înclinare și de turația arborelui de acționare s-a reprezentat grafic în anexele I–IV.

Viteza de deplasare a semințelor pe suprafața planului oscilant este cu atât mai mare cu cât timpul de deplasare este mai mic și invers. Vitezele de deplasare a semințelor pe suprafața planului oscilant în funcție de debitul de

alimentare, de unghiul de înclinare al planului și de turația arborelui de acționare cu excentrice sunt centralizate în tabelul 5.4.

Tabelul 5.4

Viteza de deplasare a semințelor pe suprafața planului oscilant (m/s)

Nr. crt	Unghiul de înclinare (grade)	Debitul de alimentare (kg/s)	Turația arborelui de acționare (rot/min)			
			360	380	410	470
1	2	0,83	0,62	0,67	0,77	0,93
		1,11	0,47	0,50	0,59	0,70
		1,40	0,37	0,40	0,47	0,56
2	4	0,83	0,68	0,73	0,84	1,00
		1,11	0,51	0,56	0,63	0,76
		1,40	0,41	0,44	0,51	0,60
3	6	0,83	0,74	0,81	0,91	1,10
		1,11	0,56	0,61	0,68	0,82
		1,40	0,45	0,48	0,55	0,66
4	8	0,83	0,83	0,87	0,97	1,23
		1,11	0,62	0,65	0,72	0,92
		1,40	0,50	0,52	0,58	0,74

Gradul de separare a componentelor din amestecul de semințe constituie indicele de apreciere calitativă a procesului de curățire. Desigur că se urmărește ca valoarea sa să fie cât mai ridicată, pentru a se obține un produs final pur, lipsit de impurități și cu pierderi cât mai reduse de semințe ale culturii de bază. În general pentru semințele destinate însămânțării puritatea lor trebuie să fie mai mare de 98%, iar la cele destinate consumului de peste 94%.

În cadrul determinărilor efectuate s-a urmărit dependența gradului de separare și a productivității sitelor oscilante ale selectorului în funcție de debitul de alimentare cu material, de turația arborelui cu excentrice și de unghiul de înclinare al sitelor. Încercările s-au făcut cu probe de grâu identice

cu un conținut de 10% impurități. După separarea amestecului s-au cântărit sorturile colectate la jgheburile de colectare ale selectorului (semințe de grâu selectate, impurități mare impurități mici și semințe ușoare), obținându-se prin raportare la masa totală a probei (25 kg) gradul de separare exprimat în procente. Rezultatele obținute (exprimate prin media aritmetică a mai multor încercări identice pentru o determinare) sunt centralizate în tabelul 5.5.

Tabelul 5.5

Gradul de separare a semințelor pe sitele oscilante (%)

Nr. crt	Unghiul de înclinare (grade)	Debitul de alimentare (kg/s)	Turația arborelui de acționare (rot/min)			
			360	380	410	470
1	2	0,83	98,10	98,80	95,65	87,10
		1,11	95,20	95,30	93,70	82,40
		1,40	89,80	90,10	88,30	75,30
2	4	0,83	97,15	98,20	95,00	86,30
		1,11	94,20	94,70	91,80	78,60
		1,40	88,70	89,20	87,60	72,40
3	6	0,83	96,80	97,42	94,40	83,20
		1,11	92,40	93,60	90,10	75,80
		1,40	87,40	88,70	84,30	68,70
4	8	0,83	96,00	97,10	94,00	80,10
		1,11	90,60	92,40	87,50	72,40
		1,40	86,00	86,40	78,40	65,50

Analizând valorile centralizate în acest tabel se desprind următoarele observații generale: puritatea materialului curățat, exprimată prin gradul de separare a componentelor amestecului (sorturi), este cu atât mai ridicată cu cât turația arborelui de acționare cu excentrice este mai mare și debitul de

alimentare este mai mic. Puritatea materialului selectat scade cu creșterea înclinării sitelor. Trebuie menționat deasemenea faptul că gradul de separare variază invers proporțional cu viteza de curgere, cu cât viteza de deplasare a semințelor pe suprafața sitelor este mai mare, cu atât puritatea produsului selectat este mai mică. În anexele V–VIII sunt reprezentate grafic datele centralizate în tabelul 5.5.

Tabelul 5.6

Productivitatea sitelor oscilante ale selectorului ($\text{g}/\text{m}^2\text{s}$)

Nr. crt	Unghiul de înclinare (grade)	Debitul de alimentare (kg/s)	Turația arborelui de acționare (rot/min)			
			360	380	410	470
1	2	0,83	348	368	432	512
		1,11	428	460	540	640
		1,40	576	616	704	860
2	4	0,83	376	408	464	556
		1,11	472	512	584	700
		1,40	624	672	776	928
3	6	0,83	412	444	500	608
		1,11	520	560	624	756
		1,40	684	752	840	1016
4	8	0,83	464	480	536	680
		1,11	576	600	664	848
		1,40	768	804	892	1136

Productivitatea sitelor plane oscilante ale selectorului, respectiv capacitatea lor de lucru în unitatea de timp, este un criteriu economic de apreciere a procesului de curățire a semințelor, în general urmărindu-se ca valoarea sa să fie cât mai ridicată, în limitele însă care nu afectează gradul de separare a componentelor, puritatea produsului finit. Pentru determinarea

acestui indice și stabilirea dependenței sale de parametrii sistemului de curățire, s-a procedat ca și în cazul anterior, folosindu-se probe identice de grâu cu 10% impurități. Cronometrându-se timpul unui ciclu de lucru și raportându-l apoi în grame/m²s s-a determinat productivitatea sitelor pentru fiecare determinare în parte.

Pentru valorile centralizate în tabelul 5.6 se pot face următoarele precizări: productivitatea sitelor crește odată cu creșterea turației arborelui de acționare, a vitezei de deplasare a semințelor pe site, a unghiului de înclinare a sitelor precum și a debitului de alimentare cu material. Trebuie reținut însă că puritatea materialului selectat scade prin creșterea productivității sitelor.

Cu ajutorul datelor centralizate în tabelul 5.6 s-au trasat grafic curbele de variație care se regăsesc în anexele IX–XII.

5.1.3. Studii experimentale efectuate la combinele autopropulsate de recoltat cereale păioase

Studiile experimentale la combinele de recoltat cereale s-au efectuat în condiții de lucru, la recoltarea grâului, pe un număr de 4 combine autopropulsate ale Stațiunii Didactice Timișoara în vara anului 1999. Cele 4 tipuri de combine la care s-au făcut măsurări și determinări au fost:

- combina C-14: motor 105 CP/2100 rot/min, lățimea de lucru–5 metri;
- combina CLAAS-98SL MAXI: motor 160 CP/2100 rot/min, lățimea de lucru–5 metri;
- combina MDW-525 STS: motor–268 CP/2170 rot/min, lățimea de lucru–7 metri;
- combina John Deere-Hydro 4-1174 S: motor–150 CP/2100 rot/min, lățimea de lucru – 7 metri;

Cele 4 combine au recoltat în aceeași formație în condiții identice de lucru, având deci reglajele tehnologice identice (tabelul 1.2). Mecanismul de acționare a sitelor de tipul bielă-manivelă imprimă acestora o mișcare plan-paralelă. Schema cinematică a mecanismului de acționare a sistemului de curățire este prezentată în figura 5.2.

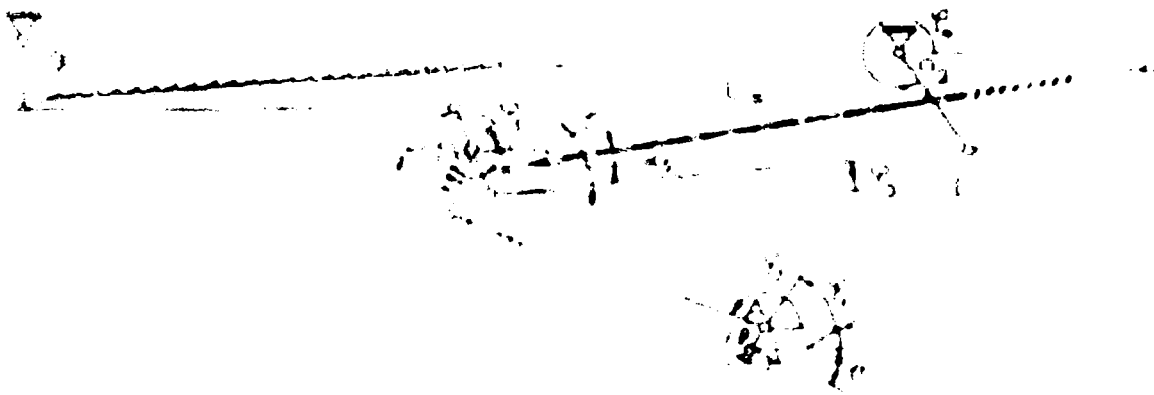


Fig.5.2-Mecanismul de acționare a sistemului de curățire

La fiecare combină s-au măsurat parametrii sistemului de curățire și anume: turația arborelui cu excentric de acționare a sistemului de curățire, raza manivelei, lungimea bielei, lungimea brațelor oscilante, dimensiunile sitelor, unghiul de înclinare al sitelor, unghiul direcției de oscilație și unghiul direcției curentului de aer.

Pentru determinarea capacității de lucru orare (t/h) s-a ținut cont de timpul efectiv pentru umplerea buncărului cu semințe, de volumul buncărului și de greutatea hectolitrică a grâului recoltat (780 kg/m^3). La fiecare combină s-au făcut un număr de 4 cronometrări ale timpului efectiv de umplere a buncărului, iar media aritmetică a acestor cronometrări s-a luat în considerare pentru determinarea capacității de lucru orare.

Indicii tehnici ai sistemului de curățire pentru cele 4 combine sunt centralizați în tabelul 5.7.

Tabelul 5.7

Indicii tehnici ai sistemului de curățire a combinelor de recoltat cereale

Nr. crt	INDICELE MĂSURAT	Combina C-14	Combina CLAAS-98SL	Combina MDW-525 STS	Combina J. Deere-1174 S
1	Turația arborelui cu excentric [rot/min]	300	370	240	270
2	Viteza unghiulară [sec ⁻¹]	31,4	38,7	25,0	28,3
3	Raza manivelei [mm]	35	40	25	30
4	Lungimea bielei [mm]	470	430	850	430
5	Lungimea brațelor oscilante [mm]	110	180	230	160
6	Unghiul de înclinare a sitelor [grade]	4°	7°	6°	7°
7	Unghiul direcției de oscilație [grade]	16°	30°	3°	23°
8	Unghiul direcției curențului de aer [grade]	24°	35°	26°	30°
9	Indicele cinematic k	3,5	6,1	1,8	2,6
10	Lungimea sitei [mm]	1500	1760	1850	1760
11	Lățimea sitei [mm]	960	1200	1500	1350
12	Suprafața totală a sitelor [m ²]	2,9	4,25	5,4	4,8
13	Capacitatea buncărului [m ³]	3,5	6,2	10,5	7,5
14	Productivitatea medie orară [t/h]	4,5	8,7	17,4	12,5
15	Consumul orar de combustibil [kg/h]	18	28	47	26
16	Consum de combustibil la tona de grâu [kg/t]	3,75	3,2	2,7	2,1

Pe baza datelor centralizate în tabelul 5.7, în urma măsurărilor și determinărilor experimentale efectuate la cele 4 combine autopropulsate s-au stabilit următoarele concluzii:

- Productivitatea medie orară este proporțională cu suprafața de separare, cu puterea motorului de acționare, respectiv cu debitul de alimentare.

- Consumul de combustibil pe tona de cereale scade cu creșterea productivității orare.

Cu toate acestea între cele 4 combine apar deosebiri importante în ce privește productivitatea orară raportată la suprafața de separare a sitelor. Astfel la combinele: MDW-525 STS, CLAAS-98SL și John Deere-1174S în comparație cu combina C-14, productivitatea raportată la suprafața de separare a sitelor este aproape dublă față de a combinei C-14. Productivitatea orară mai mică a combinei C-14 în comparație cu a celorlalte combine își are explicația prin faptul că această combină folosește un aparat de treier clasic și sisteme de curățire cu site și ventilator de tip clasic.

Aparatele de treier ale combinelor MDW-525 STS, CLAAS-98SL și John Deere-1174S sunt de tipul cu alimentare forțată, procesul de lucru al acestora influențând în mod direct procesul de separare–curățire precum și dinamica activității de separare–curățire. Prin faptul că debitul de alimentare al aparatelor de treier și procentul de boabe separate din spice este mai mare la aceste combine în comparație cu cele întâlnite la combinele clasice, procentul de spice netreierate scade respectiv procentul de boabe din vraf care ajunge la site crește. O altă caracteristică ce explică mărirea productivității acestor combine constă în preseparatora plevei și a particulelor ușoare de către curentul de aer al ventilatorului încă înainte de a ajunge vraful la sita superioară a sistemului de curățire. Mărind în acest mod procentul de boabe din vraf, la aceeași suprafață a sitelor, productivitatea de cernere orară crește în comparație cu cea întâlnită la sistemele clasice.

5.2. Simularea proceselor de funcționare a sitelor plane

Pentru a evidenția regimurile de deplasare a materialului pe suprafața sitelor plane oscilante s-a întocmit un program de calcul în limbajul basic “tranvib” [32] și un program de calcul mathcad.

Variabilele utilizate de programul tranvib sunt:

α – unghiul de înclinare al transportorului;

β – unghiul de înclinare corespunzător deplasărilor vibratorii ale transportorului

ω – pulsația vibrațiilor transportorului

r – amplitudinea vibrațiilor transportorului

$\mu = \operatorname{tg}\varphi$ – coeficientul de frecare la alunecare.

Rezultatele obținute sunt:

t_1 – momentul inițial al alunecării înainte

t'_1 – momentul final al alunecării înainte

S_1 – alunecarea într-un ciclu al vibrației transportorului

– reprezentările grafice ale vitezelor v și v_1

– reprezentările grafice ale deplasărilor s și s_1 .

Reprezentările vitezei absolute v , a vitezei de transport v_1 precum și a deplasării $S_1 = u \cos \beta = r \cos \beta \sin \omega t$ pe lungimea transportorului oscilant, peste care se suprapune alunecarea S , pentru un ciclu al vibrației transportorului au fost reprezentate grafic pentru toate cazurile analizate în paragraful anterior. Aceste reprezentări sunt redată sub formă grafică în anexa lucrării atât pentru programul mathcad (anexele XIII–XXVIII) cât și pentru programul tranvib (anexele XXIX–XXXIV).

Programul TRANVIB

```

DECLARE SUB grafsty (name$, style%)
DECLARE SUB rad (name$, x1!, x2!, xr!)
DECLARE SUB initscr ()
DECLARE SUB unyt (x!, u!, fu!)
DECLARE SUB psetsty (xp&, yp&, ct%, style%, st$(), shp%)
DECLARE SUB relpn (xn!, yn!, xp&, yp&)
DECLARE SUB relnp (xp&, yp&, xn!, yn!)
DECLARE SUB rel (z1!, z2!, z1min!, z1max!, z2min!, z2max!)
DECLARE FUNCTION arcsin! (x!)
DECLARE FUNCTION f! (name$, x!)
DECLARE SUB axe (xu$, yu$)
COMMON SHARED pi, deo, dev, xlmax, xlmx, xlmn, ylmn, ylmx,
xnmn, xnmx
COMMON SHARED ylmax, xnmin, xnmax, ynmin, ynmax, xpmx&,
ypmax&
COMMON SHARED g, w, r, alfa, beta, miu, fi, t1, s1, psil,
psilp, L
pi = 4 * ATN(1): g = 9.805: CALL initscr
INPUT "niu[Hz], r[mm], alfa si beta[grd], miu, L"; niu, r,
alfa, beta, miu, L
w = 2 * pi * niu: alfa = alfa * pi / 180: beta = beta * pi /
180
fi = ATN(miu)
t1 = 1 / w * arcsin(g * SIN(alfa + fi) / r / w ^ 2 / COS(beta
- fi))
psil = w * t1: CALL rad("a", 0, 2 * pi, psilp): tlp = psilp /
w
PRINT "psil="; psil / 2 / pi; " psilp="; psilp;
s1 = f("s", tlp) - f("st", tlp): PRINT " tau="; 2 * pi * L /
w / s1
xnmin = 0: xnmax = 2 * pi / w: xlmn = 10: xlmx = xlmax
ynmin = -r: ynmax = 5 * r: ylmn = 80: ylmx = 160
xnmn = xnmin: xnmx = xnmax
LOCATE 3, 5: CALL axe("s", "m"): CALL grafsty("st", 1)
xnmx = tlp: CALL grafsty("s", 1)
xnmn = tlp: xnmx = xnmax: CALL grafsty("ss1", 1)
xnmn = xnmin: xnmx = xnmax
ynmin = -r * w: ynmax = r * w: ylmn = 10: ylmx = 70: CALL
grafsty("vt", 1)
CALL grafsty("v", 1): LOCATE 24, 5: CALL axe("s", "m/s")
FUNCTION arcsin (x)
IF ABS(x) <= .5 THEN arcsin = ATN(x / SQR(1 - x ^ 2))
IF ABS(x) > .5 THEN arcsin = pi / 2 - ATN(SQR(1 - x ^ 2) / x)
END FUNCTION

```

```

SUB axe (xu$, yu$)
CALL relpn(xnmin, ynmin, xpmn&, ypmn&)
CALL relpn(xnmx, ynmax, xpmx&, ypmx&)
CALL relpn(0, 0, xp0&, yp0&)
LINE (xpmn&, yp0&)-(xpmx&, yp0&): LINE (xpmn&, ypmn&)-(xpmn&,
ypmx&)
CALL unyt(xnmax, xu, nx): PRINT "xu="; xu; "["; xu$; "],";
FOR x = 1 TO nx
xp& = x * (xpmx& - xpmn&) * xu / (xnmax - xnmin) + xpmn&
LINE (xp&, yp0& - 2)-(xp&, yp0& + 2)
NEXT x
CALL unyt(ynmax, yu, ny): PRINT " yu="; yu; "["; yu$; "],";
FOR y = -ny TO 0
yp& = yp0& - y * yu * (ypmx& - ypmn&) / (ynmax - ynmin)
LINE (xpmn& - 2, yp&)-(xpmn& + 2, yp&)
NEXT y
END SUB

FUNCTION f (name$, x)
IF name$ = "a" THEN f = x * SIN(psil) - psil * SIN(psil) -
COS(psil) + COS(x)
IF name$ = "s" THEN f = r * COS(beta - fi) / COS(fi) *
(SIN(psil) - SIN(w * x) + (w * x - psil) * COS(psil) - (w * x
- psil) ^ 2 / 2 * SIN(psil))
IF name$ = "vt" THEN f = r * w * COS(beta) * COS(w * x)
IF name$ = "xpunct" THEN f = -g * SIN(alfa + fi) / COS(fi) *
(x - t1) + r * w * COS(beta - fi) / COS(fi) * (COS(psil) -
COS(w * x))
IF name$ = "v" THEN f = f("vt", x) + f("xpunct", x)
IF name$ = "f1" THEN f = r * w * COS(beta + fi) * (COS(w *
t1) - COS(w * x)) - g * (x - t1)
IF name$ = "st" THEN f = r * COS(beta) * SIN(w * x)
IF name$ = "ss1" THEN f = s1 + f("st", x)
END FUNCTION

SUB grafsty (name$, style%)
stymax% = 4: shp% = 24: RESTORE: REDIM st$(stymax%)
st$(1) = " 11111111111111111111111111111111": st$(2) = "
11111100000000000000000000000000"
st$(3) = " 00000000000001111111000000": st$(4) = "
100000100000100000100000"
CALL relpn(xnmx, 0, xpmx&, ypr&)
CALL relpn(xnmin, f(name$, xnmin), xpmn&, ypr&)
ct% = 2: PSET (xpmn&, ypr&)
FOR xp& = xpmn& + 1 TO xpmx&
CALL relpn(xp&, xp0&, xn, yn): yn = f(name$, xn): CALL
relpn(0, yn, xp0&, yp&)
WHILE ypr& < yp&
ypr& = ypr& + 1
CALL psetsty(xp&, ypr&, ct%, style%, st$(), shp%)
WEND
WHILE ypr& > yp&
ypr& = ypr& - 1

```

```

CALL psetsty(xp&, ypr&, ct%, style%, st$(), shp%)
WEND
ypr& = yp&
CALL psetsty(xp&, ypr&, ct%, style%, st$(), shp%)
NEXT xp&
END SUB
SUB initscr
scrn% = 9: npo& = 640: npv& = 350: xlmax = 240: ylmax = 180
cho% = 8: chv% = 14: SCREEN scrn%: xpmax& = npo& - 1
ypmax& = npv& - 1: deo = xpmax& / xlmax: dev = ypmax& / ylmax
END SUB
SUB psetsty (xp&, yp&, ct%, style%, st$(), shp%)
IF MID$(st$(style%), ct% + 1, 1) = "1" THEN PSET (xp&, yp&)
ct% = ct% + 1
IF ct% = shp% + 1 THEN ct% = 1
END SUB
SUB rad (name$, x1, x2, xr)
dx = x2 - x1: e = (x2 - x1) * .000001
DO
IF f(name$, x1) * f(name$, x1 + dx / 2) <= 0 THEN
x2 = x1 + dx / 2: xr = x1
ELSE
x1 = x2 - dx / 2: xr = x2
END IF
dx = dx / 2
LOOP UNTIL dx < e
END SUB
SUB rel (z1, z2, z1min, z1max, z2min, z2max)
z1 = (z2 * (z1max - z1min) + z1min * z2max - z1max * z2min) /
(z2max - z2min)
END SUB
SUB relnp (xp&, yp&, xn, yn)
x1 = xp& / deo: CALL rel(xn, x1, xnmin, xnmax, xlmn, xlmx)
y1 = (ypmax& - yp&) / dev: CALL rel(yn, y1, ynmin, ynmax,
ylmn, ylmx)
END SUB
SUB relpn (xn, yn, xp&, yp&)
CALL rel(x1, xn, xlmn, xlmx, xnmin, xnmax): xp& = INT(deo *
x1 + .5)
CALL rel(y1, yn, ylmn, ylmx, ynmin, ynmax): yp& = INT(ypmax&
- dev * y1 + .5)
END SUB
SUB unyt (x, u, fu)
u = EXP(INT(LOG(x) / LOG(10)) * LOG(10)): fu =
VAL(LEFT$(STR$(x / u), 2))
END SUB

```

CAPITOLUL VI

CERCETĂRI PRIVIND ZGOMOTELE PRODUSE DE MAȘINILE DE RECOLTAT CEREALE

6.1. Considerații generale

În ultimul timp problema zgomotului a început să preocupe din ce în ce mai mult constructorii și personalul tehnic care exploatează mașinile agricole și în special tractoarele și autocombinele. Aceasta cu atât mai mult, cu cât s-a constatat că personalul care deservește agregatele agricole în lucru poate fi expus pe intervale de timp destul de mari la niveluri de zgomot de peste 100 dB, depășindu-se astfel cu mult limitele admise de norme.

Zgomotul poate produce asupra omului o serie de efecte, foarte variate, atât fiziologice cât și psihologice. Cercetările medicale au evidențiat caracterul nociv al zgomotelor asupra organismului uman și efectele negative ce se răsfrâng asupra productivității muncii. Nivelul zgomotului, care este generat în special de motor și de transmisiile mecanice, în apropierea capului conducătorului mașinii agricole trebuie să fie cât mai mic[21].

Sursele de zgomot care apar în cabina combinei provin în primul rând de la sistemele de separare și curățire la care se adaugă și zgomotele produse de motor, transmisie și sistemul de rulare. Deoarece ele acționează simultan este util a se analiza efectul global asupra combinerului. Separarea efectului produs de site față de celelalte surse nu are semnificație deosebită deoarece disfuncționalitățile conducătorului se datorează efectului global.

Trebuie totuși precizat că principala sursă de zgomot care acționează asupra omului provine de la site. Mașina, fără ca sistemele de separare și

curățire să funcționeze, este în general lipsită de perturbații majore datorită măsurilor preconizate încă din fabricație. Acesta este motivul pentru care analiza zgomotelor produse se studiază pentru întreaga mașină fără a separa celelalte surse de zgomot proprii mașinii.

Măsurarea nivelului zgomotelor s-a efectuat cu investigatorul 2237, produs de firma Bruel & Kjaer. Măsurările s-au efectuat la o formație de recoltat cereale păioase pe cinci combine autopropulsate, două tractoare și două autocamioane. La fiecare agregat s-au efectuat mai multe măsurări în diferite puncte și în diferite condiții de lucru. Măsurările efectuate au scos în evidență următoarele: la combinele autopropulsate cu cabină izolată fonic și cu suspensie elastică nivelul zgomotului se menține în limitele admise, însă la combinele cu cabina deschisă acesta depășește limitele admise.

Pentru confortul în exploatare se impune izolarea fonică și antivibratorie a cabinelor.

6.2. Zgomotele și vibrațiile mașinilor agricole

Dezvoltarea mecanizării și automatizării agriculturii a produs pe lângă efectele pozitive (creșterea productivității muncii, reducerea forței de muncă din agricultură, creșterea producției agricole etc.) și o serie de efecte negative dintre care de primă importanță este creșterea numărului și puterii surselor de zgomote și vibrații produse de tractoarele și combinele autopropulsate, având ca urmare poluarea fonică și cu vibrații a unui mare număr de locuri de muncă.

Zgomotul produs de un tractor sau combină autopropulsată este rezultatul suprapunerii zgomotelor generate de mai multe surse. Cele mai importante zgomote care apar în timpul funcționării agregatelor agricole sunt generate de funcționarea părții mecanice (motor, transmisii, sisteme de rulare).

Zgomotele percepute în cabinele tractoarelor și autocombinelor, sau în afara acestora, sunt vibrații ale aerului înconjurător. Acesta este excitat direct de către sursă (pe cale aeriană) și de către cadrul (șasiul) mașinilor agricole datorită funcționării organelor active de lucru ale acestora.

Problema studierii și combaterii zgomotului generat de către agregatele agricole este complexă și cuprinde o serie de aspecte:

- studiul aspectului fizic al apariției zgomotului, depistarea surselor de zgomot și analiza spectrului;
- studiul calității nivelului de zgomot generat de diferite organe de lucru ale mașinilor agricole în diferite regimuri de sarcină și turație;
- stabilirea unui complex de soluții de combatere la sursă a zgomotului sau de împiedicare a propagării lui în mediul înconjurător.

O sursă importantă de zgomot la tractoare și autocombinate o constituie motorul termic al acestora. În compartimentul motorului nivelul generat de zgomot depășește 120 dB. Principala vibrație este dată de armonicile, insuficient echilibrate, ale forțelor de inerție dezvoltate de mecanismul motor (arborele cotit, biele, pistoane, bolțuri). Aceste forțe sunt calculate pe baza caracteristicilor constructive (masă, inerție, dimensiuni). Pentru motoarele cu 4 cilindri vibrația preponderentă este la o frecvență dublă față de turație. Această vibrație provoacă un zgomot pur (ca un bâzâit) cu frecvența cuprinsă între 30 Hz (la relanti) și 200 Hz (la turația maximă). Motoarele cu 6 cilindri reprezintă surse de vibrații de ordinul III, iar cele cu 8 cilindri de ordinul IV. În timpul funcționării motorului se mai produc și zgomote de admisie și evacuare, zgomote produse de șocuri mecanice repetitive (culbutori - supape; came-tacheți) precum și zgomotul sistemului de ventilare pentru răcirea motorului. Zgomotele de admisie și evacuare ar fi foarte intense în absența atenuatoarelor de zgomot (eșapamente) a căror eficacitate nu este întotdeauna optimă, dar în general satisfăcătoare.

Angrenajele cutiilor de viteze, reductoarelor, transmisiilor finale și a transmisiilor mecanice la priza de putere creează zgomote de frecvență pură (fluierături) la frecvența de angrenare a dinților, precum și zgomote de spectru larg (șuierături, râcâituri).

Transmisiile prin arbori cardanici, prin lanțuri și curele precum și mecanismele de acționare a diferitelor organe de lucru ale mașinilor agricole, emit zgomote specifice într-un spectru foarte larg.

Zgomotele de rulare sunt excitate de caracteristicile drumului, care sunt foarte variate, de la asfalt la miriște sau teren arat cu textură și structură diferită [7; 94].

Cu excepția zgomotelor de admisie și evacuare, principalele zgomote de joasă frecvență (30-200 Hz) provin dintr-o excitație pe cale solidă a cadrului tractorului sau mașinii agricole, respectiv a cabinei acestora. Procesul transmiterii zgomotului structural de la motor la cabina tractorului poate fi urmărit pe schema din figura 1 unde s-a considerat sistemul oscilant format din: motorul I, suportii elastici de legătură II și cabina III.

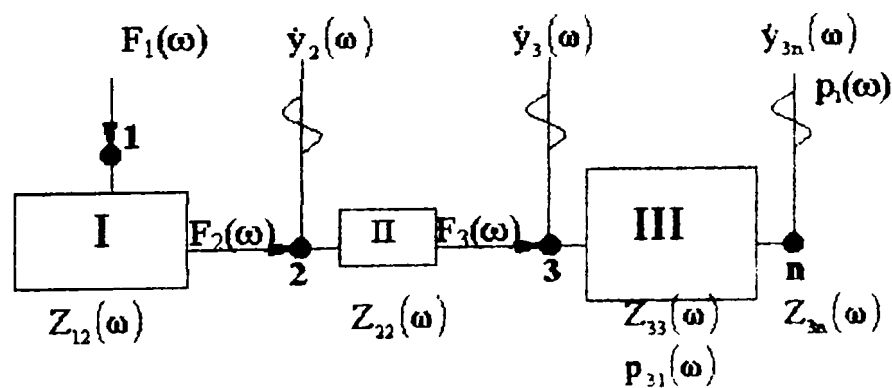


Fig.6.1 – Schema transmiterii zgomotului structural la cabină

Ca mărime de intrare care produce vibrațiile și zgomotul se consideră forța $F_1(\omega)$ care apare la funcționarea motorului iar ca mărimi de ieșire viteza de oscilație a cabinei $\dot{y}_{3n}(\omega)$ și presiunea acustică $p_1(\omega)$.

Caracteristicile dinamice ale elementelor sistemului considerat sunt:

- impedanța mecanică punctiformă a motorului în punctul 1 de aplicare a forței $F_1(\omega)$, dată de relația

$$Z_{11}(\omega) = \frac{F_1(\omega)}{\dot{y}_1(\omega)} \quad (6.1)$$

- impedanța mecanică tranzitorie a motorului, reprezentând raportul dintre forța $F_1(\omega)$ în punctul 1 și viteza de oscilație $\dot{y}_2(\omega)$ într-un punct 2 al motorului, considerat punct de sprijin

$$Z_{12}(\omega) = \frac{F_1(\omega)}{\dot{y}_2(\omega)} \quad (6.2)$$

Deoarece până la frecvențe de $2000 \div 3000$ Hz, suportii elastici de suspensie ai motorului nu opun rezistență de inerție, impedanța lor mecanică este determinată de rigiditatea dinamică K , prin relația

$$Z_{22}(\omega) = \frac{K}{\omega} \quad (6.3)$$

Caracteristicile cabinei tractorului sau combinei autopropulsate care descriu procesele apariției și transmisiei vibrațiilor și zgomotului sunt:

$$Z_{33}(\omega) = \frac{F_3(\omega)}{\dot{y}_3(\omega)} \quad (6.4)$$

- impedanța punctiformă a cabinei în punctul 3 de fixare a acesteia de suportul II, cu forța $F_3(\omega)$ care se transmite cabinei în punctul 3 și viteza de oscilație $\dot{y}_3(\omega)$ în punctul 3 al cabinei;

- impedanța tranzitorie a cabinei într-un punct n oarecare, dată de relația:

$$Z_{3n}(\omega) = \frac{F_3(\omega)}{\dot{y}_n(\omega)} \quad (6.5)$$

Cabina poate fi considerată ca un transformator specific al energiei vibrațiilor mecanice în energie acustică de oscilație a volumului de aer, limitat de panouri.

Se poate scrie:

$$p_i(\omega) = \beta_{ni}(\omega) \cdot F_n(\omega) \quad (6.6)$$

unde: $p_i(\omega)$ – presiunea acustică într-un punct i oarecare al volumului cabinei;

$F_n(\omega)$ – forța dinamică aplicată într-un punct n al cabinei;

$\beta_{ni}(\omega)$ – coeficientul capacității vibroacustice a cabinei.

Coeficientul $\beta_{ni}(\omega)$ arată ce presiune acustică apare în cabină când se aplică într-un punct oarecare o forță egală cu unitatea.

Caracteristicile de impedanță și vibroacustice de mai sus permit să se obțină un sistem de ecuații a cărui rezolvare determină influența acestor caracteristici ale sistemului oscilator considerat asupra nivelului zgomotului și vibrațiilor cabinei, de forma

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{y}_2(\omega) = \frac{F_1(\omega)}{Z_{12}(\omega)} \\ F_2(\omega) = [\dot{y}_2(\omega) - \dot{y}_3(\omega)] \cdot Z_{22}(\omega) \\ F_2(\omega) = F_3(\omega) \\ \dot{y}_3(\omega) = \frac{F_3(\omega)}{Z_{33}(\omega)} \\ p_i(\omega) = \beta_{3i}(\omega) \cdot F_3(\omega) \end{array} \right. \quad (6.7)$$

Prin rezolvarea sistemului de ecuații (6.7) în raport cu viteza de oscilație a cabinei și presiunea sonoră se obține

$$\dot{y}_3(\omega) = F_1(\omega) \frac{Z_{22}(\omega)}{Z_{12}(\omega)[Z_{33}(\omega) + Z_{22}(\omega)]} \quad (6.8)$$

$$p_i(\omega) = F_i(\omega) \frac{\beta_{31}(\omega) \cdot Z_{33}(\omega) \cdot Z_{22}(\omega)}{Z_{12}(\omega) [Z_{33}(\omega) + Z_{22}(\omega)]} \quad (6.9)$$

Din relațiile (6.8) și (6.9) rezultă că dacă valorile impedanței cabinei și elementelor elastice de suspensie ale motorului sunt egale amplitudinile vibrațiilor cabinei vor fi de două ori mai mari decât amplitudinile vibrațiilor motorului. Pe măsura micșorării impedanței suportilor elastici nivelul vibrațiilor și zgomotului structural în cabină se reduce. În același timp creșterea impedanței cabinei conduce la reducerea nivelului zgomotului structural. Pentru reducerea nivelului zgomotului structural este necesar să se urmărească, în afara reducerii forțelor dinamice ce apar în timpul funcționării, micșorarea impedanței mecanice a elementelor elastice de legătură și capacității vibroacustice a cabinei, iar pe de altă parte să se urmărească

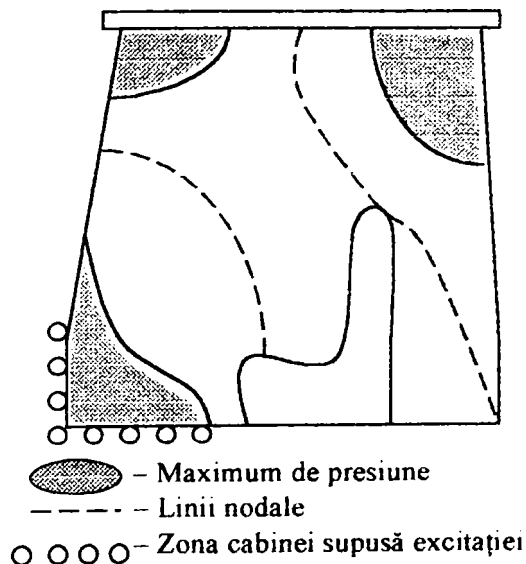


Figura 6.2

răspunsul cabinei unei mașini agricole la o excitație structurală, la o frecvență de 138 Hz. Zgomotul la locul mecanicului agricol va fi cu atât mai important cu cât maximum de presiune va fi mai apropiat de acesta. Posibilitățile de acționare asupra modulului de oscilare (și nu asupra excitației) ar fi

modificarea formei și dimensiunilor cabinei, modelarea îmbrăcăminții acesteia în zonele în care nu se incomodează vizibilitatea și mișcarea liberă a capului, sau de a adăuga rezonanțe acordate.

Zgomotele de înaltă frecvență provin din excitarea cabinei pe cale aeriană. Zgomotul aerian se produce când sursele sonore dau naștere la vibrații care se propagă sub formă de unde în aerul înconjurător. Aceste unde pun în vibrație elementele cabinei: table subțiri și geamuri [94].

În domeniul înaltelor frecvențe, reducerea zgomotului se face atenuând vibrațiile panourilor care limitează cabina. Direcțiile principale de acțiune privesc cei trei parametri fundamentali ai unui sistem elementar: masă, rigiditate și amortizare.

6.3. Efectuarea și interpretarea măsurărilor

Măsurările de zgomote s-au efectuat la combinele autopropulsate de la o formație de recoltat cereale păioase în diferite puncte și în condiții diferite de lucru. Mașinile la care s-au efectuat măsurări și caracteristicile constructive ale acestora sunt:

C1 – Combină autopropulsată MDW-Ernite Meister 525 STS: motor Volvo – 268 CP; 2170 rot/min; lățimea de lucru – 7 metri; productivitatea – 20 tone/oră; volumul buncărului – 10500 litri; cabina izolată fonic cu suspensie elastică și computerizată; scaun cu suspensie pneumatică.

C2 – Combină autopropulsată John Deere - Hydro 4 - 1174S: motor John Deere – 150 CP; 2100 rot/min; lățimea de lucru – 7 metri; productivitatea – 20 tone/oră; cabină izolată fonic cu suspensie elastică; scaun cu suspensie elastică.

C3 – Combină MDW-514: motor IFA-108 CP; 2000 rot/min; lățimea de lucru – 4 metri; productivitatea – 12 tone/oră; cabină fixată rigid și scaun cu suspensie elastică.

C4 – Combină MDW-514: motor IFA-108 CP; 2000 rot/min; lățimea de lucru – 4 metri; productivitatea – 12 tone/oră; cabină izolată fonic și scaun cu suspensie elastică.

C5 – Combină CLAAS-98SL: motor Mercedes-Benz-160 CP; 2100 rot/min; lățimea de lucru – 5 metri; productivitatea – 16 tone/oră; cabină izolată fonic cu suspensie elastică; scaun cu suspensie elastică.

Măsurările s-au efectuat cu investigatorul nivelului de zgomot 2237 produs de firma Bruel & Kjaer. Investigatorul 2237 oferă informații pe care le afișează pe ecran și care se pot salva pe o imprimantă portabilă sau pe un calculator. Aparatul poate memora un număr de 40 de înregistrări. Parametri afișați pe ecran care sunt salvați au următoarea semnificație:

Leq (Lim) – nivel de zgomot echivalent pentru intervalul de timp de măsurare scurs. Acesta este cel mai utilizat parametru pentru că oferă informații privind nivelul mediu al presiunii sunetului. Când se utilizează un timp prestabilit I (impuls) acest parametru se notează "Lim".

MaxP – Nivel maxim de vârf. Acesta este egal cu cea mai mare valoare de vârf din momentul în care a început măsurarea. Acest parametru este important la studiile efectuate pentru sănătate.

MaxL – Nivelul maxim al presiunii sunetului (SPL) în intervalul timpului de măsurare scurs.

MinL – Nivelul minim al presiunii sunetului (SPL) în intervalul de timp scurs.

Investigatorul pentru măsurarea nivelului de sunet poate fi setat pentru a efectua măsurători în următoarele domenii de măsurare: 30–100 dB; 50–120 dB; 70–140 dB. De asemenea se poate alege timpul prestabilit și frecvența corespunzătoare pentru următoarele cazuri: F (rapid); S (lent) și I (impuls).

Rezultatele măsurărilor înregistrate de aparat la mașinile agricole enumerate mai sus sunt redate în tabelul 6.1.

Urmărind valorile parametrilor de caracterizare a zgomotului din tabelul 6.1 se constată că acestea sunt foarte ridicate depășind 90 dB, valoare limită admisă pentru nivelul zgomotului continuu echivalent la locurile de muncă cu solicitare neuropsihică și psihosenzorială normală în cazul combinei C₃-cabină închisă în lucru, afară lângă combina în lucru, în cabină și lângă motor și combinei C₅ – afară lângă combina în lucru. Aceste depășiri sunt de 2,1 –14,6 dB.

Deasemenea nivelul maxim de vârf pentru toate mașinile la care s-au făcut măsurători în situațiile menționate în tabel a înregistrat valori cuprinse în domeniile 97,5–132,7 dB, acestea afectând puternic sănătatea mecanicului agricol și în mod deosebit organul auditiv al acestuia.

Situația este asemănătoare pentru valorile nivelelor minim și maxim ale zgomotelor.

Pentru nivelurile de zgomot măsurate în cabinele închise ale combinelor C₃ și C₄ în timpul lucrului s-au obținut valori diferite (94,7 dB pentru combina C₃ având cabina montată rigid, respectiv 86,5 dB pentru combina C₄ cu cabina izolată fonic și suspensie elastică). Deci prin izolarea fonică a cabinei se obține o reducere a nivelului de zgomot în interiorul acesteia și încadrarea acesteia în normele admise.

Combina CLAAS-98SL cu cabina izolată fonic și scaunul cu suspensie elastică este deasemenea caracterizată printr-un nivel de zgomot foarte ridicat respectiv de 97,4 dB măsurat afară lângă combina în lucru. Zgomotul măsurat

în cabina închisă a acestei combine în timpul lucrului are valori diferite în funcție de modul în care este realizată măsurarea și anume pentru cabina deschisă de 86,5 dB iar pentru cabina închisă de 79,8 dB.

Tabelul 6.1

MĂSURĂRI DE ZGOMOTE LA MAȘINI AGRICOLE

Nr. crt	Mașina și condițiile de efectuare a măsurărilor	Parametri mășurați (dB)			
		Leq	MaxP	MaxL	MinL
1.	C1-cabina închisă, treerat orz	80,0	117,0	89,3	76,6
2.	C1-cabina deschisă, treerat orz	88,0	127,3	104,2	76,2
3.	C1- afară, lângă compartiment motor	85,1	111,2	97,8	70,6
4.	C1- descărcare buncăr, batoza oprită	80,4	130,1	96,2	77,2
5.	C1-cabina închisă, treerat orz	80,2	114,0	90,0	76,0
6.	C1-cabina închisă, treerat orz	80,5	113,4	89,9	75,9
7.	C2-cabina închisă	82,8	110,6	95,2	72,6
8.	C2-descărcare buncăr	83,4	114,3	94,0	78,9
9.	C2-cabină deschisă	83,1	113,6	95,2	79,1
10.	C2-cabină deschisă	83,5	112,3	94,0	79,5
11.	C2-afară, lângă combina în lucru	86,6	115,0	93,8	70,4
12.	C2-afară, lângă combina în lucru	89,8	112,4	94,5	85,8
13.	C2-în cabină, motor la relanti	74,8	97,5	81,9	71,9
14.	C3-cabina închisă, în lucru	94,7	120,2	102,1	82,0
15.	C3-afară, lângă combina în lucru	92,1	112,9	96,1	84,3
16.	C3-cabina închisă, în lucru	94,2	119,8	100,1	85,6
17.	C4-cabina închisă, în lucru	86,5	118,6	97,3	82,4
18.	C4-cabina închisă, în lucru	86,2	115,6	98,2	81,0
19.	C4-afară, lângă combina în lucru	87,0	118,1	91,9	76,8
20.	C5-afară, lângă combină	97,4	118,6	101,5	90,0
21.	C5-cabina deschisă	86,5	115,5	90,5	85,2
22.	C5-cabină închisă	79,8	110,5	82,4	78,5

Din cele menționate rezultă că pentru a obține o reducere a nivelului de zgomot în interiorul cabinei combinei autopropulsate este indicat ca acestea să fie închise și izolate fonic, fiind atenuat astfel zgomotul aerian și izolată elastic față de șasiu pentru atenuarea zgomotului structural.

CONCLUZII

Având în vedere că tehnica în mecanizarea lucrărilor de recoltare a cerealelor a avansat foarte mult în ultimul timp, pe plan mondial, cel mai important aspect ce trebuie abordat se referă la alegerea unor regimuri de funcționare optime care să permită creșterea productivității și a calității și reducerea costurilor la lucrările de recoltare mecanizată. Din acest motiv un principal aspect studiat se referă la stadiul actual al mașinilor agricole de recoltat cereale. Analiza surselor bibliografice de specialitate relevă preocupările în domeniul cercetării științifice pentru perfecționarea mașinilor agricole utilizate la recoltarea și condiționarea semințelor, în scopul aducerii lor la nivelul cerințelor mereu crescânde privind aspectele calitative și cantitative ale procesului lor de lucru.

Primul capitol al tezei este consacrat stadiului actual și tendințelor privind construcția mașinilor ce utilizează ansamble de curățire și sortare. Principalele utilaje din această categorie sunt combinele autopropulsate de recoltat cereale pentru care se prezintă aspecte principale și schemele tehnologice de funcționare. Astfel se prezintă într-o nouă formă sistemul de alimentare al aparatului de treier cu bătător și contrabătător, precum și sistemul de curățire format din ventilator și site de diferite tipuri.

Pentru a evidenția importanța studiului și a-l face eficient am prezentat o documentare amănunțită a ultimelor tipuri de site ținând seama de condițiile maxime de eficiență. Am făcut o sinteză completă a stadiului actual al utilizării sitelor în procesele de separare și curățire. Studiul urmărește modernizările actuale în construcția mașinilor agricole de recoltat cereale, care se deosebesc fundamental de cele fabricate anterior. Este motivul pentru care în agricultură se tinde la înlocuirea mașinilor uzate moral cu alte mașini

moderne de înaltă performanță. Perfecționările se referă la construcția sistemelor de separare și de curățire, la automatizarea proceselor de lucru, la eliminarea imperfecțiunilor întâlnite la mașinile mai vechi. Pentru aceasta am consultat o documentație vastă, existentă pe plan mondial, și am făcut o sinteză a tuturor rezultatelor obținute în construcția acestor mașini.

Sistemele de separare clasice de tipul aparate de treier transversal cu bătător și contrabătător sau scuturătoare cu căișori în cascadă introduc șocuri și vibrații în șasiul mașinii agricole și au mecanisme complicate de acționare. Pentru eliminarea acestor inconveniente firmele constructoare de mașini agricole au adaptat noi soluții constructive care utilizează site cilindrice fixe alimentate cu material de rotoare de construcție specială.

Firma New Holland prezintă modelul Twin-Rotor (figura 1.6) alcătuit din două aparate de treier montate longitudinal în batoza combinei. Cele două rotoare alăturate înlocuiesc bătătorul aparatului de treier și scuturătorul cu căișori. Pentru recoltarea pe terenuri în pantă combinele sunt echipate cu sistem de curățire cu clinometru care menține sitele în poziție orizontală indiferent de panta terenului și asigură o productivitate constantă (figura 1.7).

Firma Claas produce combine destinate unei agriculturi moderne și durabile. Dintre cele mai moderne realizări în construcția acestor combine amintim următoarele soluții constructive: sistemul AUTO-CONTOUR, sistemul de conducere LASER-PILOT, aparatul de treier APS, sistemele de separare ROTO-PLUS și CYLINDER-SYSTEM, sistemul de curățire 3-D, cabina VISTA-CAB echipată cu ordinatorul de bord CEBIS. Aceste soluții tehnice moderne echipează modelele de combine: DOMINATOR, MAXI, COMMANDOR, LEXION (figura 1.8) și MEDION.

Firma John Deere a trecut la fabricarea în serie a combinelor din seriile 9650 CTS (Cylinder Tine Separation) și 9750 STS (Single Tine Separation). Datorită deplasării prin expansiune a materialului se realizează o afânare energetică a acestuia și prin urmare recoltarea este posibilă și la umiditate mai

ridicată. De asemenea datorită creșterii forțelor centrifuge procesul de separare forțată a boabelor din paie se intensifică. Sistemul de curățire al combinelor din seria STS au ca particularitate presepararea cu ajutorul curenților de aer înclinați (fig.1.25).

Firma Case IH a revoluționat procesul de treier prin introducerea aparatului de treier cu rotor axial AXIAL-FLOW. Realizată în anul 1977, combina cu flux axial, cu un singur rotor, continuă să se mențină la cel mai înalt standard de eficiență prin debitul de lucru, pierderi minime de semințe, calitatea produselor recoltate și fiabilitate. Deplasarea elicoidală a materialului în spațiul de treierare și separare mărește prin centrifugare forța de penetrare a semințelor prin stratul de paie de 20 - 40 ori față de forța gravitațională, asigurând o separare și recuperare completă a semințelor. Separarea este eficientă, pentru toate culturile și pentru toate condițiile, datorită acțiunii forței centrifuge și a suprafeței mari de separare.

Din cele expuse anterior se constată că pe plan mondial mașinile de recoltat cereale tind să utilizeze la sistemele de separare site cilindrice fixe, dispuse axial în batoză, alimentate cu material de rotoare de construcție specială și site plane vibratorii la sistemele de curățire. Acesta este motivul pentru care a fost necesar să se analizeze comparativ eficiența fiecăreia dintre cele două categorii de site.

În mod special se prezintă variante constructive pentru aparatele de treier deoarece procesul de lucru al acestora influențează direct procesul de separare–curățire precum și dinamica activității de separare–curățire.

Capitolul al doilea al tezei de doctorat tratează importanța proceselor de curățire și separare a amestecurilor de semințe, principiile curățirii și sortării produselor agricole și tipurile de site utilizate în construcția mașinilor agricole de recoltat cereale și condiționat semințe.

Caracteristicile mai importante care stau la baza stabilirii procedurilor de curățire și sortare a semințelor sunt: dimensiunile semințelor culturii de

bază și ale corpurilor străine, proprietățile aerodinamice, forma, starea suprafețelor etc.

Separarea amestecurilor de semințe după dimensiunile acestora se face prin cernere cu ajutorul sitelor și prin triorare cu ajutorul cilindrilor cu alveole. Sitele cu orificii circulare separă semințele după lățime, iar sitele cu orificii dreptunghiulare sau alungite separă semințele după grosime. Cilindri cu alveole separă semințele după lungimea acestora.

Sitele utilizate în construcția sistemelor de separare și curățire la mașinile agricole de recoltat cereale sunt de tipul: site cu orificii circulare, site cu orificii dreptunghiulare, site cu jaluzele reglabile și site cu orificii evazate de tip Graepel (fig.2.4). Din punct de vedere al formei geometrice sitele pot fi: site plane oscilante, site cilindrice rotative sau site cilindrice fixe la care alimentarea cu material se face de către rotoare cu construcție specială.

Practic s-a constatat că numai astfel de site corespund unei separări idealizate și în consecință modelarea este posibilă în sensul simplificării procesului la o singură particulă de masă constantă. Toate aceste caracteristici ale sitelor mi-au dat încrederea că procesul de funcționare poate fi asimilat cu o singură particulă care să reprezinte materialul supus separării (masă compactă, strat compact).

Pentru a ne familiariza cu problemele mecanicii sitelor plane sau cilindrice în capitolul al treilea se prezintă câteva principii determinante pentru modelarea sistemului.

Utilizarea regimurilor optime de funcționare a sistemelor de curățire și sortare a semințelor la mașinile de recoltat, sortat și condiționat produse agricole are deosebită importanță economică. Valoarea tehnologică, comercială și seminală a masei de semințe este diminuată de neuniformitatea ca mărime, formă și culoare a semințelor și de procentul de corpuri străine din masa de semințe a culturii de bază.

Procesul de lucru al sitelor plane oscilante (fig.3.1), apreciat prin indicii calitativi și cantitativi realizați la separarea și curățirea semințelor, este influențat de construcția sitelor (forma, mărimea și dispunerea orificiilor, înclinarea sitelor, dimensiunile sitelor), de caracterul mișcării relative a semințelor pe site (respectiv de regimul cinematic al sitelor), de gradul de încărcare cu material al sitelor, de forma și turația rotoarelor de alimentare cu material a sitelor, de intensitatea, direcția și uniformitatea curentului de aer al ventilatorului, de configurația spațiului în care lucrează curentul de aer etc. În același timp regimul de mișcare al sitelor plane oscilante depinde de tipul și caracteristicile mecanismului de acționare a acestora.

Sitele cilindrice, folosite în procesul de curățire, se rotesc uniform în jurul unei axe orizontale, iar amestecul de material din interiorul sitei execută o mișcare relativă față de sită sub acțiunea greutății proprii (fig. 3.3). Un ciclu complet de mișcare a particulei pe suprafața interioară a sitei cilindrice este format din 4 faze și anume: faza repausului relativ (4 - 1); faza de alunecare înainte (3 - 4); faza de alunecare înapoi (1 - 2) și faza mișcării libere (2 - 3). Deoarece separarea nu este posibilă în cazul repausului relativ, regimul cinematic al sitelor cilindrice rotative trebuie astfel ales încât această fază să fie exclusă.

Avantajele utilizării sitelor cilindrice rotative în comparație cu sitele plane vibratoare sunt: mișcare uniformă, putere de acționare mai mică, mecanisme de acționare simple, suprafață de separare mai mare, nu introduc șocuri și vibrații în șasiul mașinii. Dezavantajul principal al acestor site îl constituie productivitatea redusă limitată de imposibilitatea măririi turației acestora datorită apariției repausului relativ (la aceeași valoare a indicelui cinematic cu al sitelor plane, deoarece raza este mult mai mare decât excentricul de acționare, viteza unghiulară are valori mici).

În ambele cazuri (site plane oscilante sau site cilindrice rotative) modelul asimilat este cel cu o particulă materială.

Pentru optimizarea procesului de lucru al sitelor au fost efectuate studii teoretice și experimentale pe baza cărora s-au stabilit noi domenii ale valorilor parametrilor cinematici și funcționali care să asigure rezultatele optime în procesul de curățire și separare a semințelor. În acest scop în capitolul al patrulea se tratează dinamica procesului de lucru a sitelor plane și cilindrice.

Deoarece regimurile de funcționare a sitelor cilindrice sunt bine precizate, mai puțin arătate fiind aspectele legate de funcționarea prin alunecare, am abordat regimul cu alunecare înainte și înapoi pe suprafața planului vibrator.

Din documentația făcută s-a constatat că regimurile de funcționare pot fi modelate printr-un sistem de site plane vibrante (figura 4.1). Studiul se bazează pe introducerea funcțiilor S_1 ; S_2 și a funcției $\phi(\psi)$. Cu ajutorul acestor funcții se pot exprima rezultatele pentru deplasarea înainte și înapoi. Cel mai ușor în metodologia determinată este să urmărim deplasările pe diagramă. Cu ajutorul relațiilor de mai sus și a indicelui cinematic K , s-au reprezentat tabelar în funcție de unghiurile caracteristice regimurile posibile de mișcare fără desprindere pe planul vibrator.

În continuare au fost analizate regimurile de funcționare a sitelor cilindrice, în funcție de indicele cinematic K , pentru fazele de alunecare înainte, repaus relativ, alunecare înapoi și mișcare liberă.

Deoarece procesul de lucru al sitelor plane oscilante utilizate la mașinile de recoltat și condiționat semințe este caracterizat prin timpul și viteza de deplasare a amestecului pe suprafața planului oscilant, prin gradul de separare a componentelor din amestec și prin productivitatea sistemului de curățire, a fost necesară efectuarea unor cercetări experimentale cu un număr mare de variante care să cuprindă condițiile complexe întâlnite în exploatare. În acest scop cercetările experimentale s-au efectuat în condiții de lucru la combinele autopropulsate de recoltat cereale și la mașinile de curățat și sortat semințe (capitolul al cincilea). Deoarece experimental nu pot fi determinate

punctele de oprire și pornire, conform relațiilor teoretice s-a determinat viteza, iar o măsură a acestei viteze este debitul.

Pentru determinări am folosit probe de grâu obținut de la recoltarea directă din lan cu combina. Probele utilizate au fost identice din punct de vedere al masei și proprietăților fizice ale componentelor din amestec. S-au modificat debitul de alimentare, unghiul de înclinare al sitelor și turația arborelui cu excentrice de la mecanismul de acționare.

Concluziile cercetărilor experimentale rezultate pe baza măsurărilor și calculelor efectuate, privind indicii de apreciere a procesului de lucru al sitelor plane oscilante arată că:

- timpul de deplasare a amestecului de semințe pe suprafața planului oscilant scade odată cu creșterea turației arborelui de acționare cu excentrice și a unghiului de înclinare a planului oscilant. Timpul de deplasare a semințelor pe suprafața planului oscilant crește odată cu creșterea debitului de alimentare;

- viteza de deplasare a amestecului de semințe pe suprafața planului oscilant este invers proporțională cu timpul;

- puritatea materialului curățat, exprimată prin gradul de separare a componentelor amestecului (sorturi), este cu atât mai ridicată cu cât turația arborelui de acționare cu excentrice este mai mare și debitul de alimentare este mai mic. Puritatea materialului selectat scade cu creșterea înclinării sitelor. Trebuie menționat de asemenea faptul că gradul de separare variază invers proporțional cu viteza de curgere, cu cât viteza de deplasare a semințelor pe suprafața sitelor este mai mare, cu atât puritatea produsului selectat este mai mică;

- productivitatea sitelor crește odată cu creșterea turației arborelui de acționare, a vitezei de deplasare a semințelor pe site, a unghiului de înclinare a sitelor precum și a debitului de alimentare cu material. Trebuie reținut însă că puritatea materialului separat scade prin creșterea productivității sitelor.

Pentru a evidenția regimurile de deplasare a materialului pe suprafața sitelor plane oscilante și a face comparația cu studiul teoretic, s-a întocmit un program de calcul în limbajul basic "TRANVIB" și un program de calcul mathcad. Pe baza măsurărilor și calculelor experimentale efectuate au fost reprezentate grafic viteza absolută, viteza de transport, deplasarea și alunecarea materialului în lungul transportorului pentru un ciclu de transport.

Ultimul capitol al tezei de doctorat este consacrat cercetărilor experimentale privind zgomotele produse de mașinile de recoltat cereale. Aceasta cu atât mai mult, cu cât s-a constatat că personalul care deservește agregatele agricole în lucru poate fi expus pe intervale de timp destul de mari la niveluri de zgomot de peste 100 dB, depășindu-se astfel cu mult limitele admise de norme. Sursele de zgomot care apar în cabina combinei provin în primul rând de la sistemele de separare și curățire la care se adaugă și zgomotele produse de motor, transmisie și sistemul de rulare.

Măsurările s-au efectuat cu investigatorul nivelului de zgomot 2237 produs de firma Bruel & Kjaer. Investigatorul 2237 oferă informații pe care le afișează pe ecran și care se pot salva pe o imprimantă portabilă sau pe un calculator. Măsurările efectuate au scos în evidență următoarele: la combinele autopropulsate cu cabină izolată fonic și cu suspensie elastică nivelul zgomotului se menține în limitele admise, însă la tractoarele și combinele cu cabina deschisă acesta depășește limitele admise. Pentru confortul în exploatare se impune izolarea fonică și antivibratorie a cabinelor.

Considerațiile și observațiile privind dinamica sitelor utilizate în construcția mașinilor agricole, formulate și comentate pe parcursul lucrării, pe baza rezultatelor cercetărilor proprii cât și a celor reținute din sursele bibliografice, sunt utile atât pentru activitatea de proiectare cât și pentru exploatarea mașinilor agricole de recoltat și condiționat cereale.

Toate aspectele abordate sunt direcționate spre realizarea optimizării și eficientizării exploatării sitelor.

Contribuții originale

Cercetările efectuate în cadrul tezei de doctorat au condus la următoarele rezultate originale:

- elaborarea unei documentații privind stadiul actual și tendințe existente în construcția diverselor utilaje ce cuprind site;
- precizarea stadiului actual al dezvoltării construcției de utilaje pentru separare, curățire, sortare etc.
- precizarea unor aspecte semnificative legate de alegerea regimurilor de funcționare ale utilajelor de separare–curățire;
- studiul comparativ al funcționării sitelor plane și cilindrice în cadrul unor mașini de același tip;
- elaborarea unui studiu complet privind regimurile de mișcare cu alunecare pe site plane vibratoare:
 - evidențierea în metodologia adoptată a tuturor situațiilor de alunecare adică: alunecare înainte, alunecare înapoi, respectiv alunecare înainte - înapoi;
 - adaptarea și completarea studiului referitor la sitele cilindrice prin considerarea detaliată a regimurilor cu desprindere și ciocnire;
 - stabilirea regimurilor optime de funcționare a sistemelor de curățire de la combinele de recoltat cereale și mașinile de curățat semințe pe baza cercetărilor experimentale concretizate în urma unui mare număr de variante;
 - studiul comparativ privind indicii calitativi de lucru a sistemelor de separare și curățire de la diferite combine de recoltat cereale;
 - elaborarea unor programe de calcul aferente, pe baza modelului dinamic al particulei ce execută deplasări vibraționale, cu ajutorul cărora s-au evidențiat grafic regimurile de deplasare a materialului pe suprafața sitelor plane.

BIBLIOGRAFIE

1. Alămoreanu, Elena, Buzdugan, Gh., – Îndrumător de calcul în ingineria mecanică, Ed. Tehnică, București, 1996;
2. Assirelli, A., –Mietitrebbiatrici: quali novita, Rev. Macchine e Motori Agricoli, nr.10, 1996;
3. Aungurence, N., – Mașini agricole și horticole, Editura Mirton, Timișoara, 1994;
4. Babeu, T – Teoria elementară a rezistenței materialelor, Ed. Mirton, Timișoara, 1998;
5. Bajaj, A. K., Shaw, S. W., – Advances in Nonlinear Dynamics. Methods and Applications, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 1998;
6. Belmans, R., –Vibrations and Audible Noise in Alternating Current Machines, Hardcover, 1988;
7. Beranek, L., Ver, I., – Noise and Vibration Control Engineering : Principles and Applications, Paperback, 1992;
8. Bereteu, L., Smicală, I., – Vibrații mecanice, Ed. Mirton, Timișoara, 1998;
9. Biro, I., Déak, L., **Ilea, R.**, Brîndeu, L., Hegedüs, A., Toader, M., – A magok mozgásának vizsgalata vibracios szallítógépen. Conference on R&D, în Agricultural Engineering. Godollo - Hungary 1999;
10. Bolton, A., – Structural Dynamics in Practice: A Guide for Professional Engineers, Hardcover, 1994;
11. Bowers, W., – Agricultural field equipment – In Energy in World Agricultura, vol. 6, Elsevier London, 1992;
12. Brîndeu L., Buzilă T., Herișanu N.: Dinamica structurilor mecanice, Ed. Politehnica, Timișoara, 2000;
13. Brîndeu, L., – Mecanica. Cinematica, Lito IPTVT – 1977;
14. Brîndeu, L., – Mecanica. Dinamica, Lito IPTVT – 1975;
15. Brîndeu, L., – Mecanică și vibrații. Culegere de probleme pentru calculator, Lito U. P. Timișoara, 1993;
16. Brîndeu, L., – Metode și tehnici de calcul în teoria vibrațiilor. Probleme, Timișoara, 1992;
17. Brîndeu, L., – Mișcarea particulei pe o sită plană acționată cinematic, Studii și Cercetări de Mec. Agricolă, vol.VII, nr.3, București, 1973;
18. Brîndeu, L., – Stabilitatea mișcărilor periodice ale sistemelor vibropercutante. Acta Universitatis CIBINIENSIS, Vol.XXI, Seria Tehnică C. Mecanica aplicată, 1999;
19. Brîndeu, L., – Vibrații mecanice, Institutul Politehnic Traian Vuia, Facultatea de Mecanică, Timișoara, 1985;

20. Brîndeu, L., – Vibrații. Mecanica analitică. Vibrații mecanice. Ed. Univ. Tehnice, Timișoara, 1993;
21. Brîndeu, L., Bacria, V., Toader, M., – Calculul nivelelor acustice caracteristice surselor de zgomot, Anal.Univ.din Oradea, 1993;
22. Brîndeu, L., Biró, I., Hegedüs, A., **Ilea, R.**, Deák, F., – Influența curentului de aer asupra deplasării vibraționale. A IX-a Conf.de Vibrații Mecanice. Vol.II, Timișoara, 27-28.05, 1999 (p.7-12);
23. Brîndeu, L., Buzilă, T., Herișanu, N. – Vibrații. Teme și exemple de calcul - proiectare, Ed. M. Păunescu, Timișoara, 1992;
24. Brîndeu, L., Drăgulescu, D., – Betrachtungen zur Bestimmung der Betriebsart der Zylindersiebe, Conf. de Vibrații, Timișoara, 1985;
25. Brîndeu, L., Hegedüs, A., Biro, I., – Computer simulation of Horizontal Cylindrical Riddle – 3rd International Symposium Interdisciplinary Regional Research, Novi Sad, Yugoslavia, 1998;
26. Brîndeu, L., Hegedüs, A., Orgovici, I., Biro, I., Déak, L., – Vizintés tengelyi hengesés rosta szamitogépes szimulacioja. International Scientific Days of Land in the Great Hungarian Plain, Vol.4. Mezötur, Hungary, 1999;
27. Brîndeu, L., Hegedüs, A., Orgovici, I., **Ilea, R.**, Biro, I., Deak, L.: – A szemcsemozgas dinamikaja vibracios sikrostakon, 25th Conference on R&D in Agricultural Engineering, Godollo, 2001;
28. Brîndeu, L., **Ilea, R.**, – Studiul regimurilor de deplasare pe site plane vibrante: Analele Univ.din Oradea, Fasc. Mecanica, vol.II. Sect. Mecanică, Vibrații și Rezistența Materialelor, 2000;
29. Brîndeu L., Stability of the Periodic Motions of the Vibroimpact Sytems, Chaos, Solitons&Fraktals, Elsevier Science,Kindleton Oxford,Nr.11/2000 (2493-2503);
30. Brîndeu, L., Roșca, G., **Ilea, R.**, – Deplasări vibraționale cu alunecare pe plan, Analele Universității din Oradea, Fascicola Mecanică, 1998;
31. Brîndeu, L., Silaș, Gh., Toader, M., Bacria, V., **Ilea, R.**, Herișanu, N., Csizmadia, B., – Noises produced by Machines and Equipments, 25th Conference on R&D in Agricultural Engineering, Godollo, 2001;
32. Brîndeu, L., Tămășdan, C., Tămășdan, M., – Mecanica și vibrații. Culegere de probleme pentru calculator, Ed. Universitatea Tehnică Timișoara, 1993;
33. Busse, W., – Mahdrescher-Markt in Deutschland, Rev. Landtechnic. nr.4, 1991;
34. Buzdugan, Gh., – Rezistența materialelor, Ed. Tehnică, București, 1980
35. Buzdugan, Gh., – Vibrațiile sistemelor mecanice, Ed. Academiei. București, 1979;
36. Căproiu, Ș., Dănilă, I., – Transportul pneumatic al semințelor în conducte rectilinii dispuse orizontal, Studii și cercetări de mecanică

- agricolă, vol. VII, nr.2, București, 1973;
37. Căproiu, Ș., Ștefan C., – Considerații teoretice privind folosirea ventilatorului transversal la combinele de cereale, Studii și cercetări de mecanică agricolă, vol. IV, nr.2, București, 1970;
 38. Căproiu, Ș., Ștefan C., – Distribuirea uniformă a câmpului aerodinamic realizat de ventilatorul combinelor de cereale în camera de curățire, Studii și cercetări de mecanică agricolă, vol. VI, nr.2, București, 1972;
 39. Căsândroi, T., Segărceanu, M., – Studiul comportării la ciocnire a semințelor de porumb, Studii și cercetări de mecanică agricolă, vol. V, nr.3, București, 1971;
 40. Căsândroi, T., Segărceanu, M., – Studiul procesului de separare pe scuturătorul tip platformă oscilantă, Studii și cercetări de mecanică agricolă, vol. II, nr.1, București, 1968;
 41. Chiriac, V., – Teoria, calculul și construcția mașinilor agricole, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1962;
 42. Chiriacescu, S., – Automatizarea proceselor de producție, Universitatea din Brașov, 1975;
 43. Chiriacescu, S., – Vibrații în construcția de mașini. Universitatea din Brașov, 1982;
 44. Cioară, Gh. T., – Tehnici experimentale în ingineria mecanică. Traductoare și senzori, Ed. Politehnica, Timișoara, 1999;
 45. Comănescu, A., – Mecanică, rezistența materialelor și organe de mașini, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1982;
 46. Cravcenco, V., – Îndrumătorul inginerului mecanic agricol, Redacția materialelor de propagandă agricolă, București, 1976;
 47. Dănilă, I., – Mașini agricole de recoltat, vol. I și II, Lito IPTVT, 1981;
 48. Dănilă, I., Ionescu, N., – Cercetări cu privire la procesul de separare a semințelor, Buletinul științific și tehnic al IPT, Secțiunea Mecanică, nr.23, Timișoara, 1978;
 49. Dimarogonas, A., – Vibration for Engineers, Hardcover, 1995;
 50. Dumitru, I., Faur, N., – Rezistența materialelor. Centrul de multiplicare: Universitatea Politehnica Timișoara, 1997;
 51. Eisenmann, R. C., – Machinery Malfunction Diagnosis and Correction: Vibration Analysis and Troubleshooting for Process Industries, Amazon, 1995;
 52. Fahy, F. J., – Foundations of Engineering Acoustics, ISBN, 2000;
 53. Findeisen, D., – System Dynamics and Mechanical Vibrations. Hardcover, 2000;
 54. Genta, G., – Vibration of Structures and Machines: Practical Aspects, Hardcover, 1999;
 55. Gladcov, N. G., – Mașini de curățat semințe, Ed. Tehnică, București, 1959;

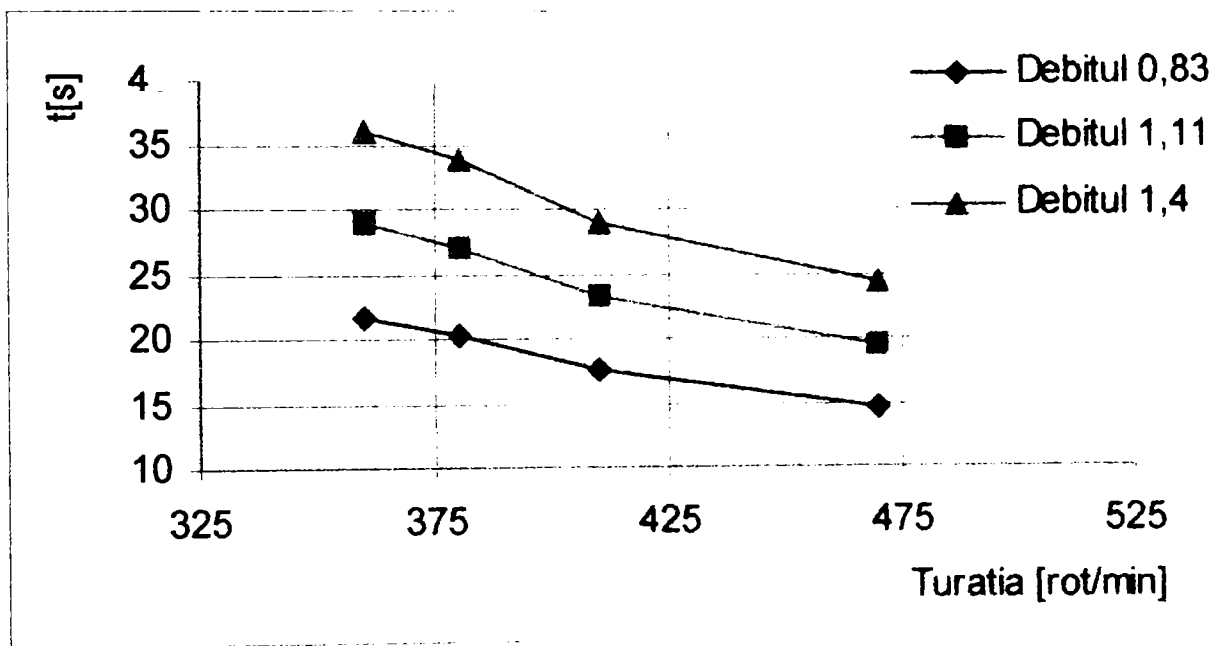
56. Goldman, S., – Vibration Spectrum Analysis: A Practical Approach, Amazon, 1991;
57. Goncharevich, I.F., Frolov, K.V., – Theory of Vibratory Technology, Hardcover, 1990;
58. Gubiani, R., Massimo, L., – L'evoluzione tecnologica delle mietitrebbiatrici, DPVTA, Universita di Udine, 1997;
59. Gubiani, R., Pergher, G., – I sistema di raccolta dei cereali mediante strappo, Rev. Macchine e Motori Agricoli, nr.1, 1992;
60. Hartog, J.P. Den, – Mechanical Vibrations, Den J. Hartog (Editor), Amazon, 1998;
61. Hatch, M. R., – Vibration Simulation Using MATLAB and ANSYS, Amazon, 1998;
62. Hegedüs, A., Biro, I., Brîndeu, L., Déak, L., Orgovici, I., – Some questions of the vibrational transport and sizing. A IX-a Conf.de Vibrații Mecanice, Timișoara, 1999 (p.27-32):
63. Hegedüs, A., Bíró, I., Rácz, Kornélia, Brîndeu, L., Deák, L., Orgovici, I., – A szemcsék mozgásának vizsgálata vibrációs szállítógépen. VIII Magyar Mechanikai Konferencia az Előadások Összefoglalói. Miskolc, Hungary, 29-31.08, 1999;
64. Hegedüs, A., Brîndeu, L., Orgovici, I., Biro, I., Déak, L., – A vibrációs szállítás osztályozás néhány kérdése. International Scientific Days of Land in the Great Hungarian Plain. Vol.4, Mezötür-Hungary, 1999. (p.24-29);
65. **Ilea R.**, Tonea, Cornelia, – Optimizarea procesului de curățire al combinelor autopropulsate de recoltat cereale, Sesiunea de comunicări științifice, USAMVB Timișoara, 1998;
66. **Ilea, R.**, Popa, D., – Combina CLAAS - Particularități constructive și funcționale, Rev. Agricultura Banatului nr.5, 1996;
67. **Ilea, R.**, – Studiul comparativ al funcționării sitelor plane și cilindrice. Referat nr. 2 al Tezei de doctorat, Universitatea "Politehnica" Timișoara, 1997;
68. **Ilea, R.**, – Tendințe actuale în construcția mașinilor de curățat și sortat semințe, Referat nr. 1 al Tezei de doctorat, Universitatea "Politehnica" Timișoara, 1997;
69. Inman, J.D., – Engineering Vibration, Hardcover, 1994;
70. Kojuhovski, N.E., – Zernoocitelinie mašinî – Konstrukții, rascet i proektirovanie, Mackva, 1974;
71. Krasnicenko, A.V., – Manualul constructorului de mașini agricole, Ed. Tehnică, București, 1963;
72. Krutikov, N.P., Smirnov, I.I., – Teoria, construcția și calculul mașinilor agricole, Ed. Tehnică, București, 1955;
73. Lanczos, C., – The Variational Principles of Mechanics, Paperback, 1986;

74. Letoşnev, M.N., – Maşini agricole, Ed. Agro-silvică, Bucureşti, 1959;
75. Letoşnev, M.N., – Selskohoziastvennîe maşinî - Zadaci i uprajnenia, Moskva, 1950;
76. Lundberg, S., – Combine Harvesting Robot: User's Guide, Amazon, 1998;
77. Marguerre, K., – Mechanics of Vibration, Hardcover, 1979;
78. Munteanu, M., – Mişcarea particulelor sferice şi cilindrice pe plane vibratoare orizontale, Studii şi cercetări de mecanică aplicată, nr. 1, Tom. 37, Bucureşti, 1978;
79. Neculăiasa, V., Dănilă, I., – Procese de lucru şi maşini agricole de recoltat, Ed. A92, Iaşi, 1995;
80. Nelson, A. Carl, – Millwrights and Mechanics Guide, Hardcover, 1989;
81. Panţuru, D., Bîrsan, I. G., – Calculul şi construcţia utilajelor din industria morăritului, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1997;
82. Preumont, A., – Random Vibration and Spectral Analysis/Vibrations aléatoires et analyse spectral, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 1998;
83. Rădoi, M., Deciu, E., – Mecanica, Ed. Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1993;
84. Redl, W., – Noise and Vibration Measurement, Paperback, 1985;
85. Rivin, V.E., –Vibroactivity of Branched and Ring Structured Mechanical Drives, Hardcover, 1989;
86. Roşculeţ, M., – Analiză matematică, Ed. Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1979;
87. Sályi, I., Hegedüs, A., Biro, I., Brîndeu, L., Deák, L., – Vibracios rostaszerkészetek energetikai vizsgálata, sajátfrekvencia, közel gerjesztés esetén. VIII Magyar Mechanikai Konferencia az Előadások Oszfoglalai, Miskolc, 1999;
88. Scripnic, V., Babiciu, P., – Maşini agricole, Ed. Ceres, Bucureşti, 1979;
89. Segărceanu, M., Căsândroiu, T., – Contribuţii la studiul mişcării semintelor pe suprafaţa sitelor plane, Studii şi cercetări de mecanică agricolă, Vol II, nr.4, pg. 335-356, Bucureşti, 1968;
90. Shames, H.I., – Engineering Mechanics: Statics,
91. Silaş, Gh., – Mecanica - Vibraţii mecanice, Ed. Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1968;
92. Silaş, Gh., Brîndeu, L., – Sisteme vibropercutante, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1986;
93. Silaş, Gh., Brîndeu, L., Hegedüs, A., – Studiul mişcărilor vibropercutante ale unei mase libere cu excitaţie periodică, Studii şi cercetări de mecanică aplicată, 29 5., Bucureşti, 1970;
94. Silaş, Gh., Brîndeu, L., Toader, M., Baeria, V., Herişanu, N., – Cercetări privind poluarea prin zgomote şi vibraţii produsă de traficul

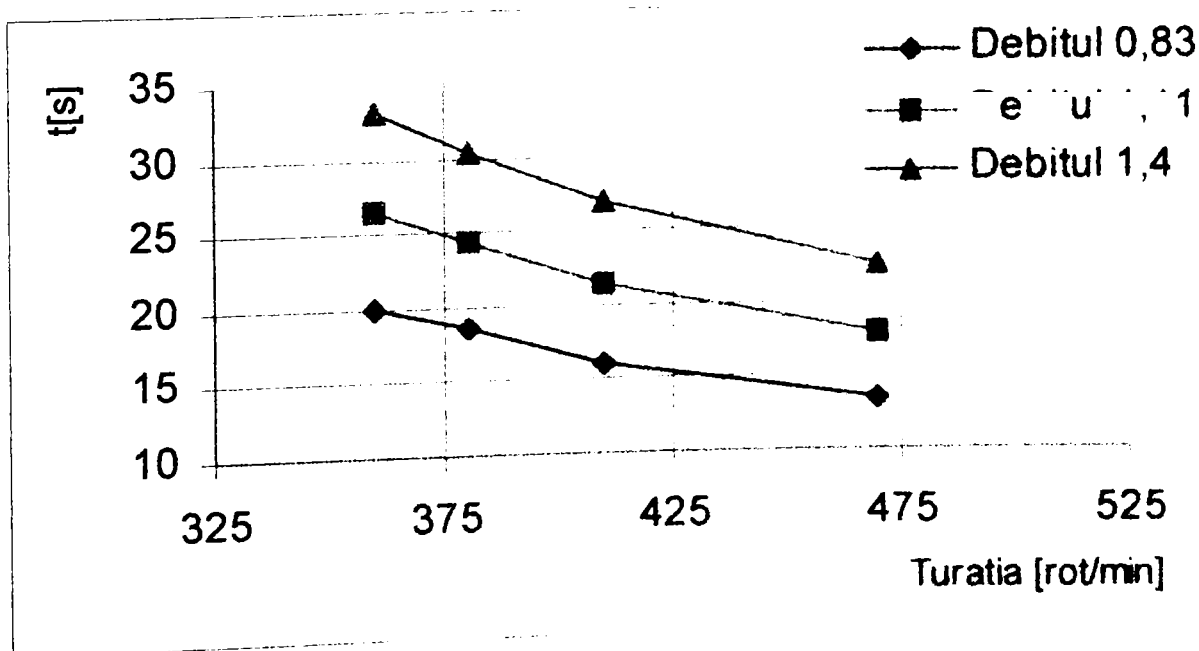
- rutier în mun. Timișoara, Ses. Com. Șt. Acad. Rom, București, 1996;
95. Silaș, Gh., Groșanu, I., – Mecanica, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1981;
 96. Silaș, Gh., Rădoi, M., Brîndeu, L., Klepp, H., Hegedus, A., – Culegere de probleme de vibrații mecanice, Ed. Tehnică, București, 1967;
 97. Smicală, I., Bereteu, L., – Vibrații mecanice. Teorie și probleme, Univ. Tehnică Timișoara, 1995;
 98. Smith, J.D., – Gear Noise and Vibration (Mechanical Engineering), Hardcover, 1999;
 99. Stanciu, C., – Probleme speciale de dinamica mașinilor, Institutul de Construcții, București, 1974;
 100. Stanciu, L., – Evoluția tehnologică a sistemelor de treier la combinele de cereale, Rev. Mecanizarea agriculturii, nr.6, 2000;
 101. Steidel, F. R., – Introduction to Mechanical Vibrations, Paperback, 1989;
 102. Szekely, I. Handra, Luca, V., – Studiul cinematic al mecanismelor plane cu ajutorul funcțiilor de transmitere, Studii și cercetări de mecanică agricolă, Vol II, nr.2-3, pg.235-250, București, 1968;
 103. Szymkowiak, E., Optimized Vibration Testing and Analysis, Hardcover, 1983;
 104. Șandru, A., Popescu, S., Neculăiasa, V., Cristea, I., – Exploatarea utilajelor agricole, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1983;
 105. Teodorescu, N., Olariu, V., – Ecuații diferențiale și cu derivate parțiale, Ed. Tehnică, București, 1980;
 106. Thierer L., Dumitrescu N., – Tehnologia recepționării, depozitării, condiționării și conservării produselor agricole, Ed. Ceres – București, 1971;
 107. Toma, D., ș.a. – Tractoare și mașini agricole. Mașini agricole, vol. II, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1981;
 108. Tomescu, D., Manciu, Gh., Scripnic, V., – Fiabilitatea utilajelor agricole, Ed. Ceres, București, 1981;
 109. Turbin, G.B., Lurie, A.B., – Selskohoziastvennie mașini, Izd. Mașinostroenie, Leningrad, 1967;
 110. Vasiliu, C., – Teoria, calculul și construcția mașinilor agricole, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1963;
 111. Vilfson, I., Rivin, E., – Vibroactivity of Branched and Ring Structured Mechanical Drives, Hardcover, 1989;
 112. Voicu, Gh., Căsândroi, T., – Influența unor parametri constructivi și funcționali ai mecanismului de acționare a sistemului de curățire asupra procesului de lucru al combinelor de recoltat cereale, Rev. Mecanizarea agriculturii, nr.5, 2000;
 113. Voinea, R., Voiculescu, D., Ceaușu, V., – Mecanica, Ed. Didactică și

- Pedagogică, București, 1983;
114. Voinea, R., Voiculescu, D., Simion, F.P., – Introducere în mecanica solidului cu aplicații în inginerie, Ed. Academiei, București, 1989;
 115. Walshaw, A.C., – Mechanical Vibrations With Applications. Amazon. 1994;
 116. Weaver, W., – Vibration Problems in Engineering, Paperback, 1990;
 117. Work, V., – Machinery Vibration: Alignment, Amazon, 1997;
 118. Wowk, V., – Machinery Vibration: Balancing, Special Reprint Edition, Amazon, 1995;
 119. Diaconu, Gh., – Contribuții privind optimizarea procesului de separare-curățire la combinele de recoltat cereale păioase, Teză de doctorat, Universitatea “Transilvania” Brașov, 2001;
 120. * * * Brüel&Kjaer: Technical Documentation. 2237 Controlles Integrating Sound Level Meter. Denmark, Naerum, 1996;
 121. * * * Engineering Fracture Mechanics. An International Journal, Elsevier, 1992;
 122. * * * Mechanics of Materials, Elsevier, 1994;
 123. * * * Prospecte ale firmelor: Case International, Claas, New Holland, John Deere, Fiatagri, Massey Ferguson, Schmidt AG. Fortschritt, Tehnometal, Fendt, Buhler etc.;
 124. * * * Catalogul standardelor române, Ed. Tehnică, București, 1995;
 125. * * * Adrese internet: www.apnet.com, www.kluwer.com, www.science-books.net, www.elsevier.com, www.asae.org, www.altavista.com, www.britannica.com, www.amazon.com, www.deere.com, www.casecorp.com, www.harcourt.com, www.harvesting.com, www.farmerstalk.com, www.agco.com, www.agrocom.com, www.claas.com, www.webFarmer.com, www.newholland.com, www.combineharvester.com, www.mf.com, www.buhler.com. etc;

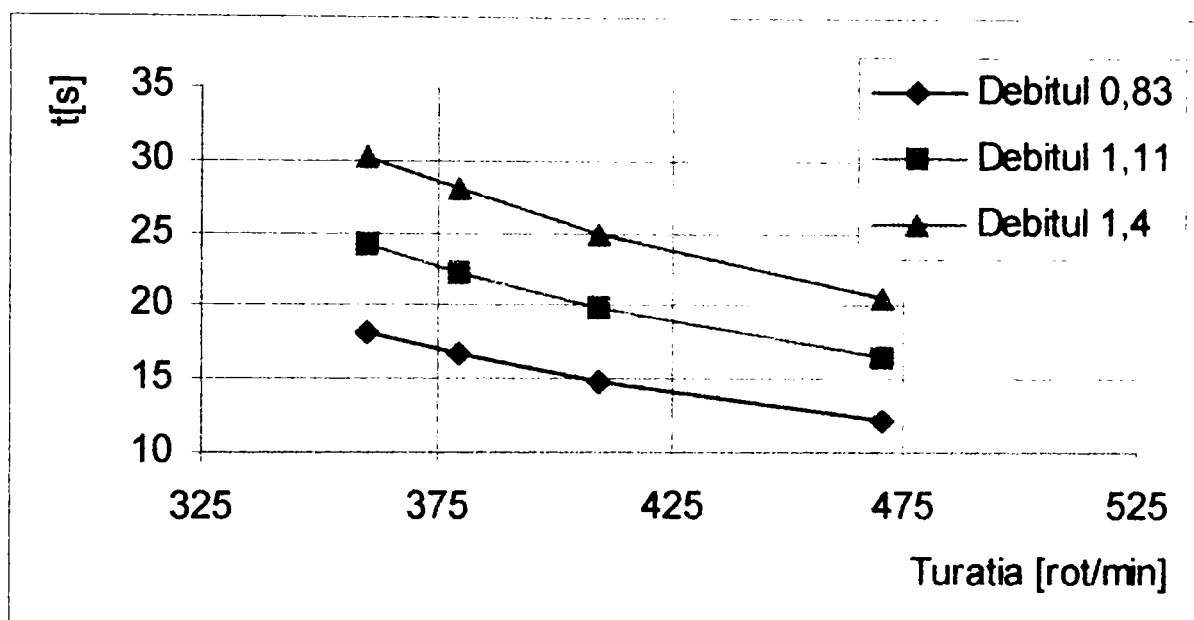
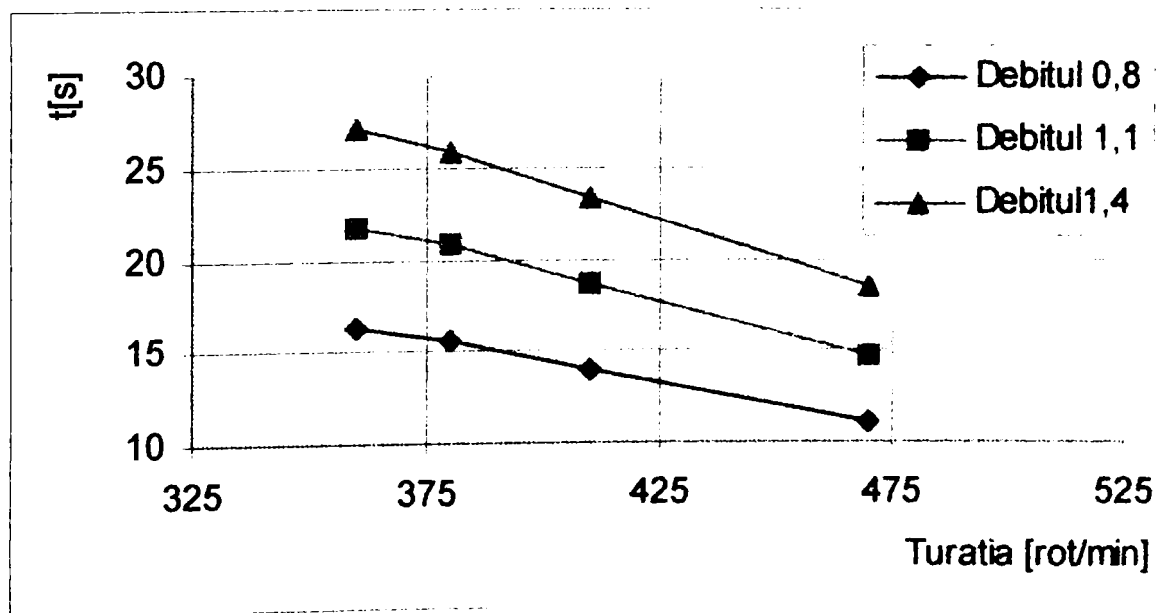
**GRAFICE REALIZATE PE BAZA DATELOR EXPERIMENTALE
LA MAȘINA DE CURĂȚAT SEMINȚE MCS-5**



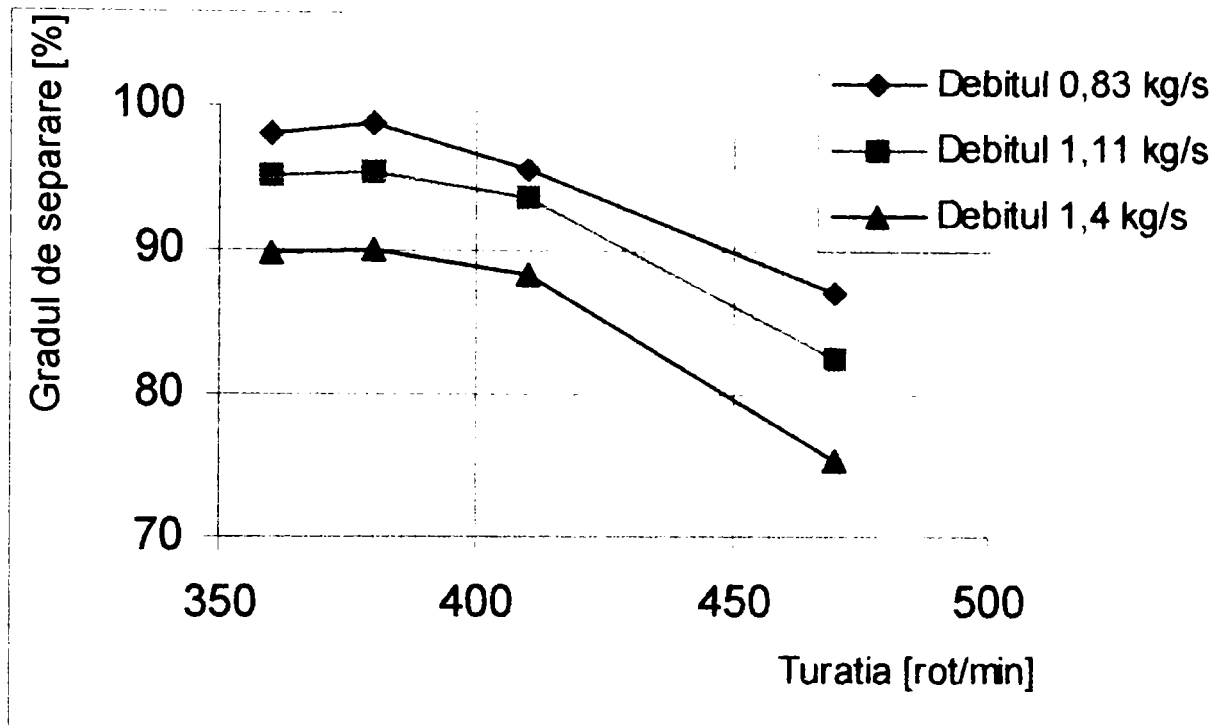
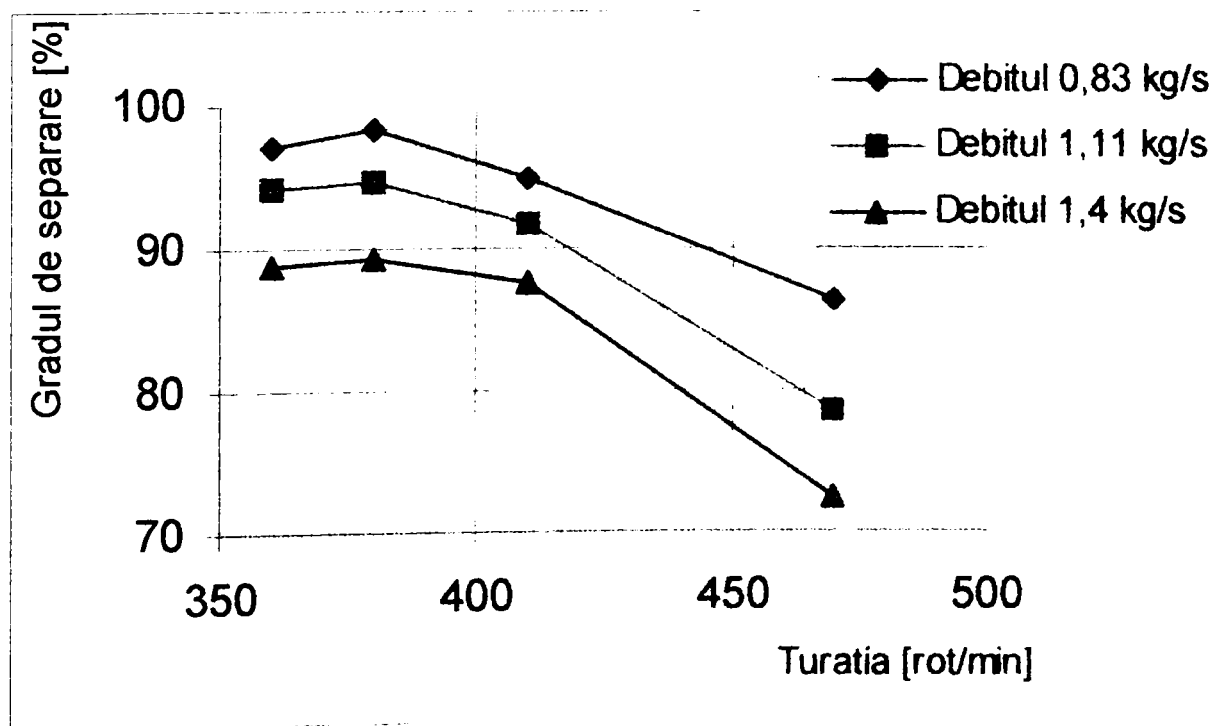
I. Unghiul de înclinare a planului oscilant $\alpha = 2^\circ$



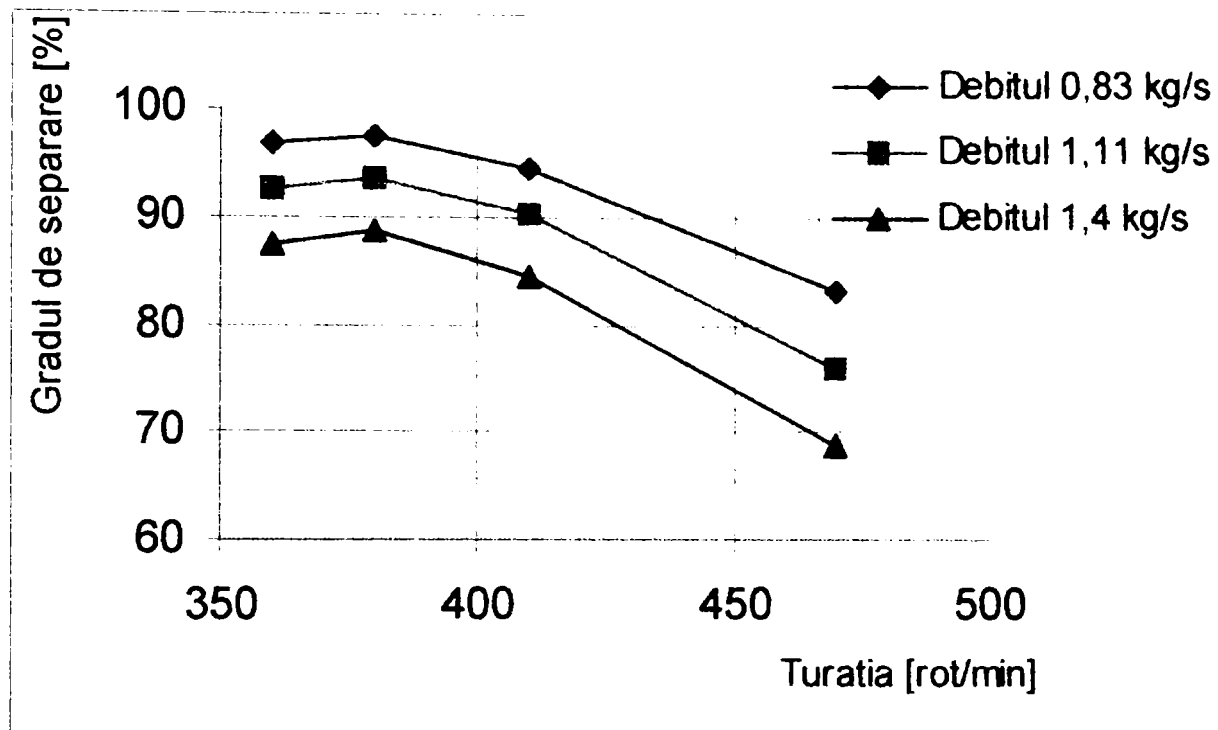
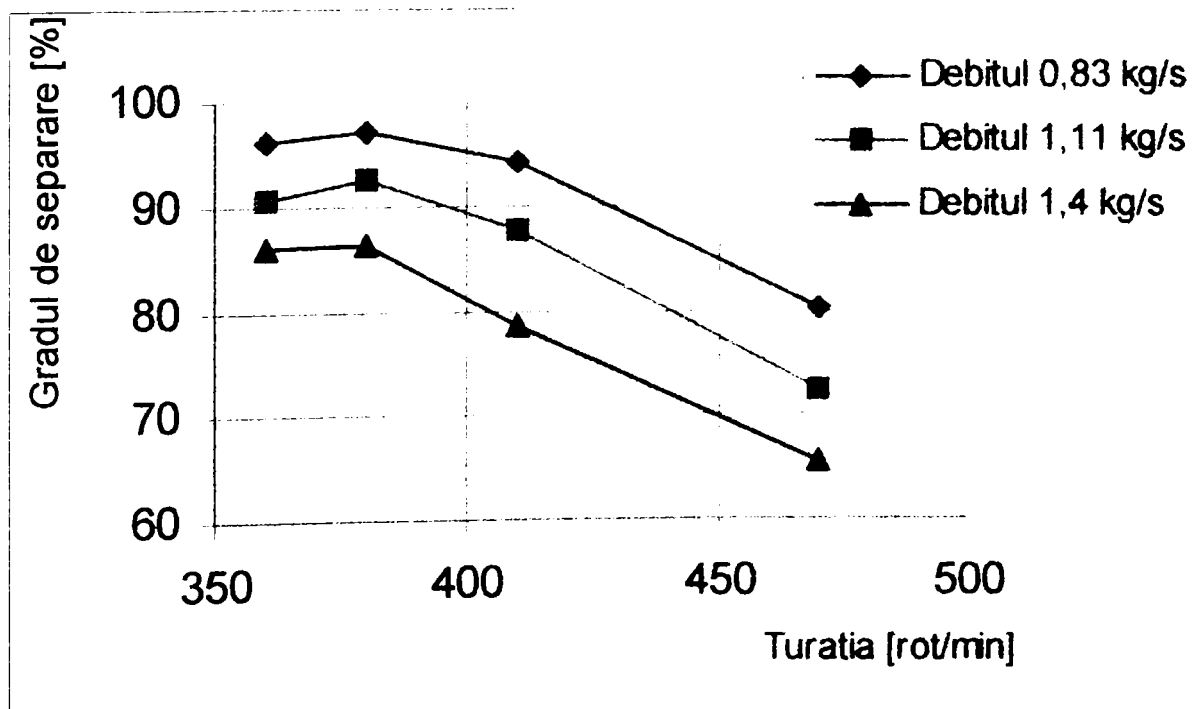
II. Unghiul de înclinare a planului oscilant $\alpha = 4^\circ$

III: Unghiul de înclinare a planului oscilant $\alpha = 6^\circ$ IV. Unghiul de înclinare a planului oscilant $\alpha = 8^\circ$

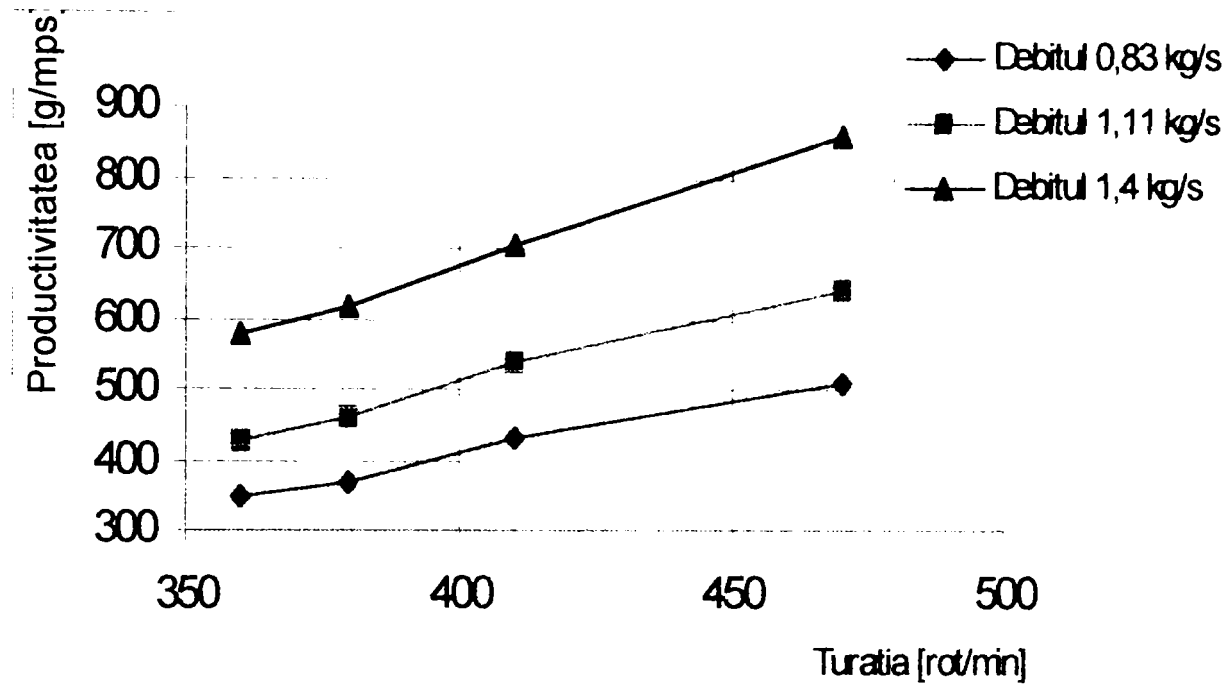
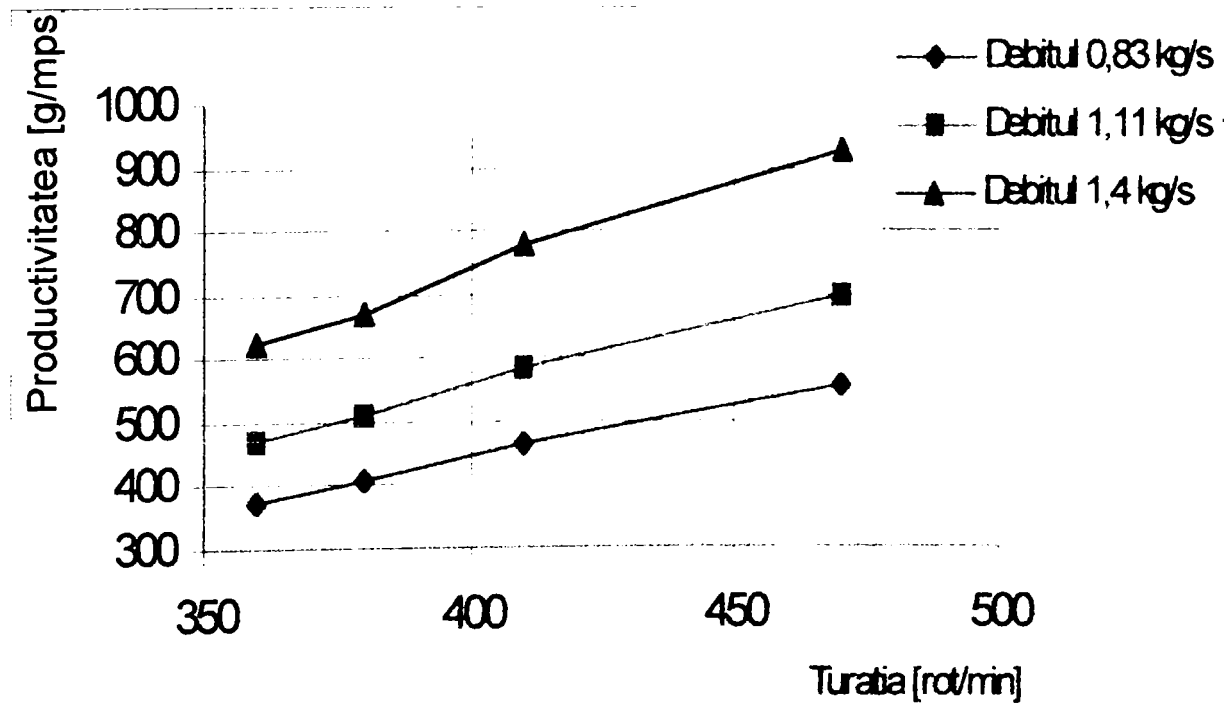
ANEXE

V. Unghiul de înclinare a sitelor oscilante $\alpha = 2^\circ$ VI. Unghiul de înclinare a sitelor oscilante $\alpha = 4^\circ$

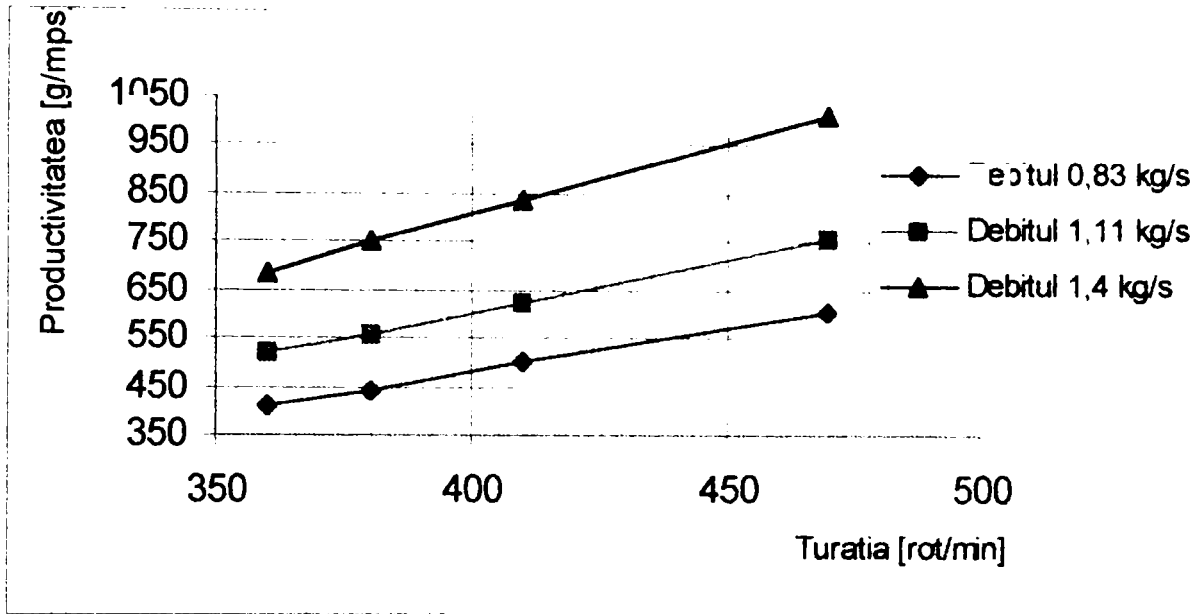
ANEXE

VII. Unghiul de înclinare a sitelor oscilante $\alpha = 6^\circ$ VIII. Unghiul de înclinare a sitelor oscilante $\alpha = 8^\circ$

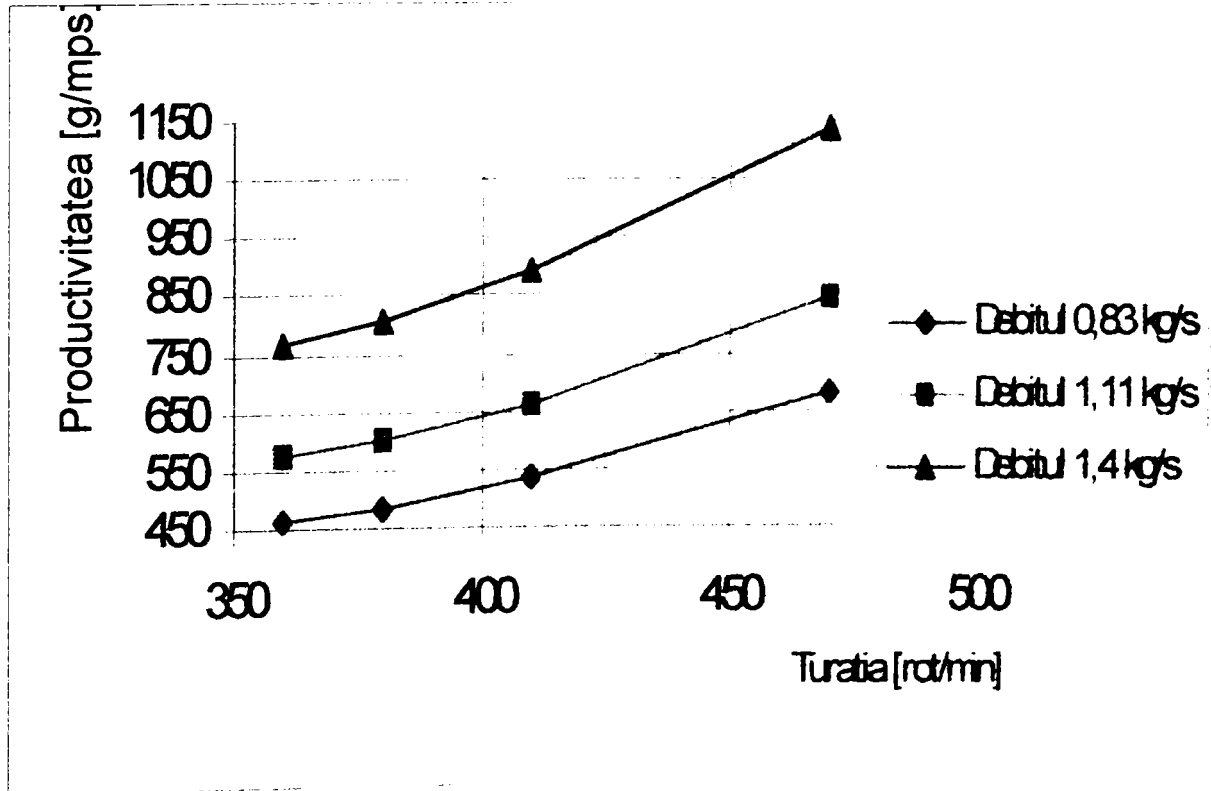
ANEXE

IX. Unghiul de înclinare a sitelor oscilante $\alpha = 2^\circ$ X. Unghiul de înclinare a sitelor oscilante $\alpha = 4^\circ$

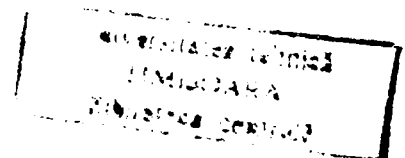
ANEXE



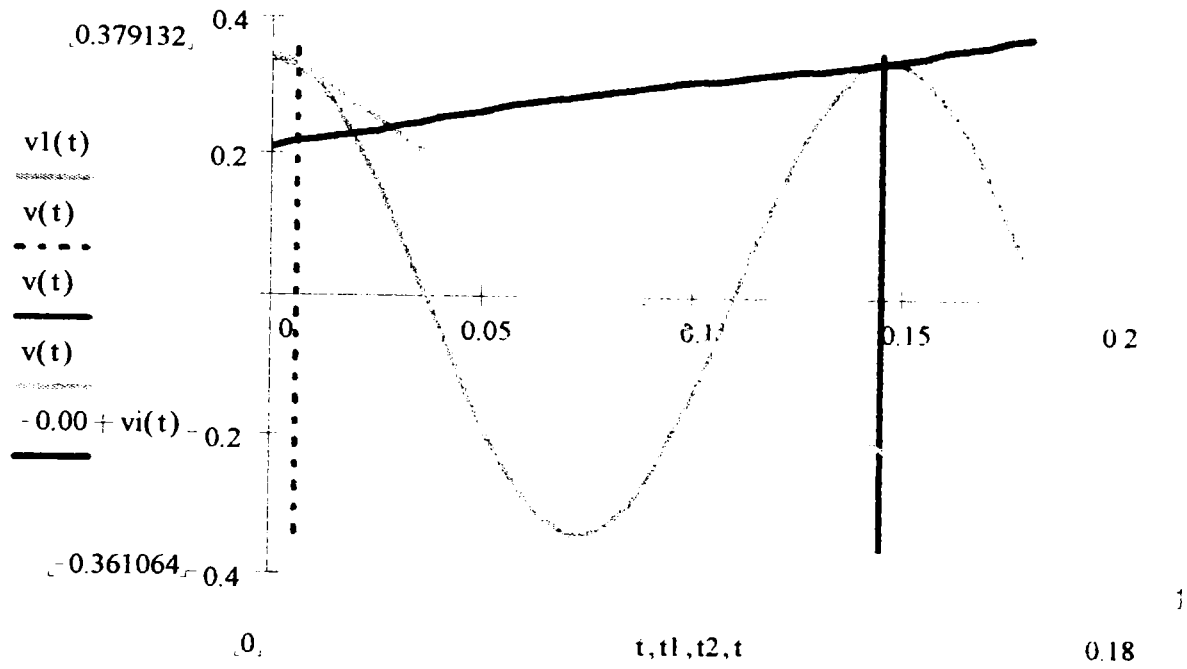
XI. Unghiul de înclinare a sitelor oscilante $\alpha = 6^\circ$



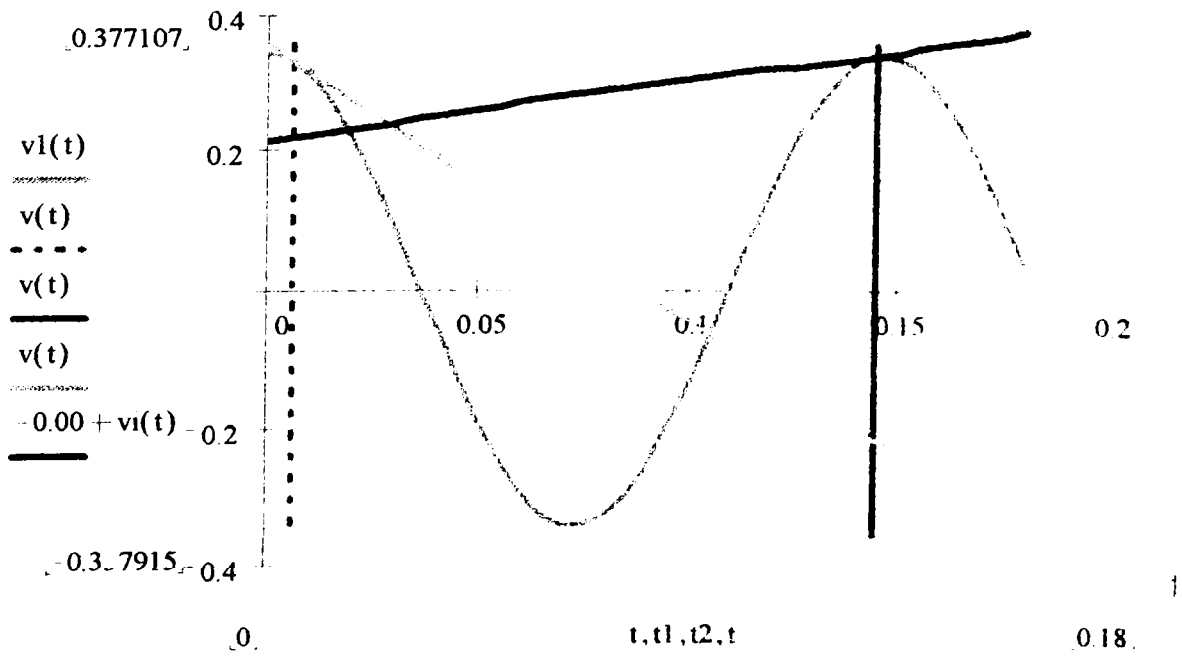
XII. Unghiul de înclinare a sitelor oscilante $\alpha = 8^\circ$



ANEXE

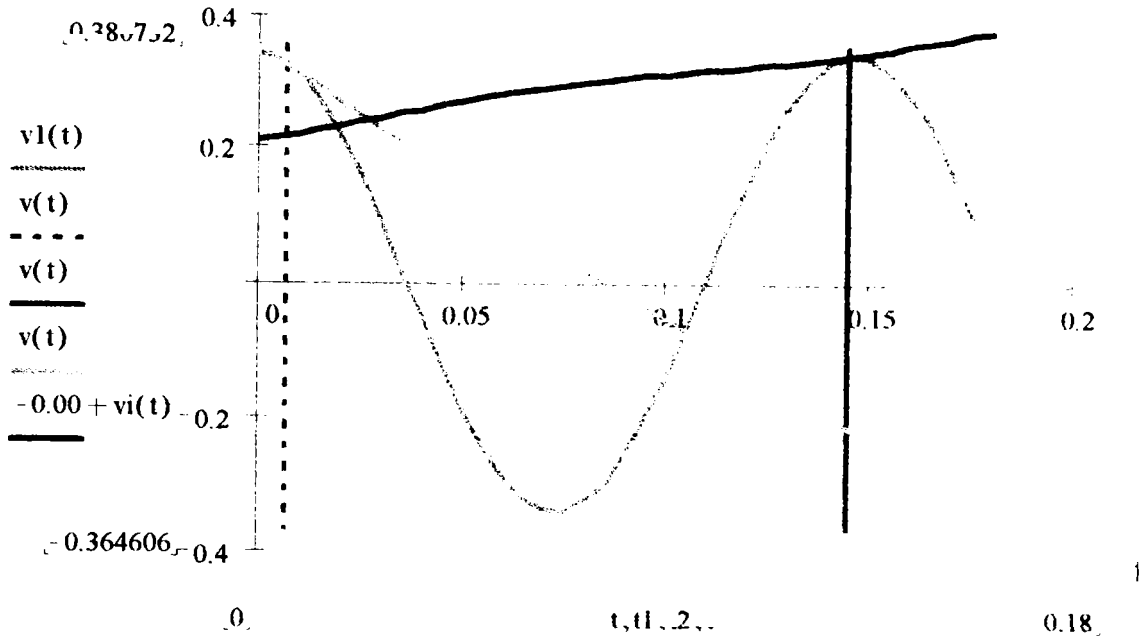


XIII. MCS-5 $\alpha = 2^\circ$

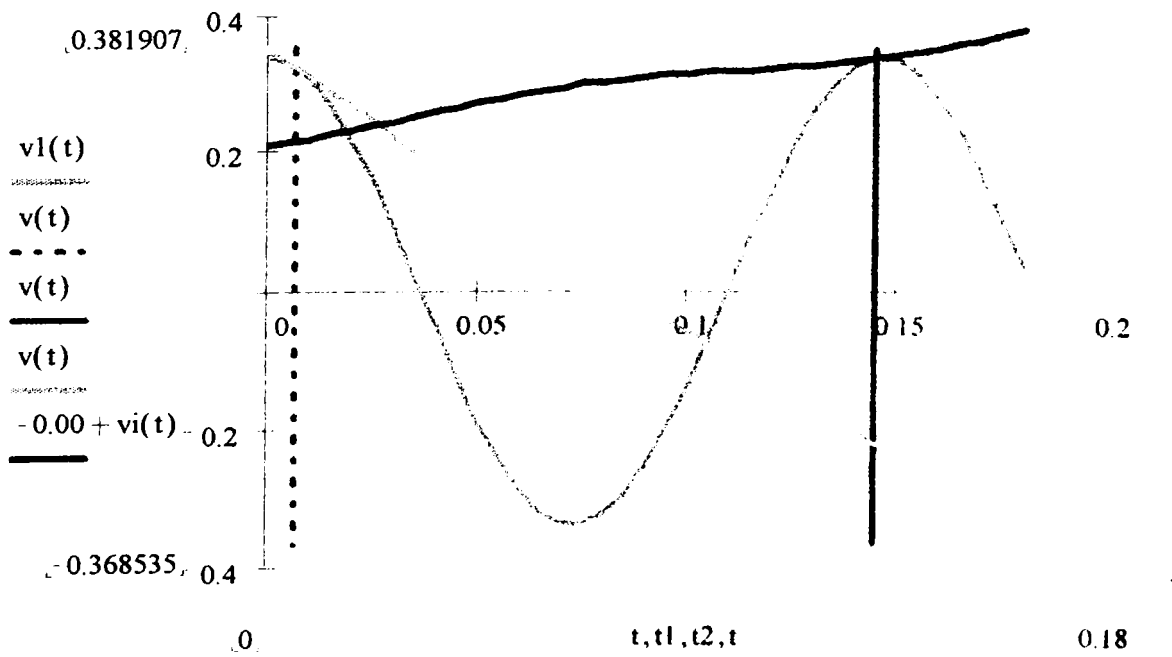


XIV. MCS-5 $\alpha = 4^\circ$

ANEXE

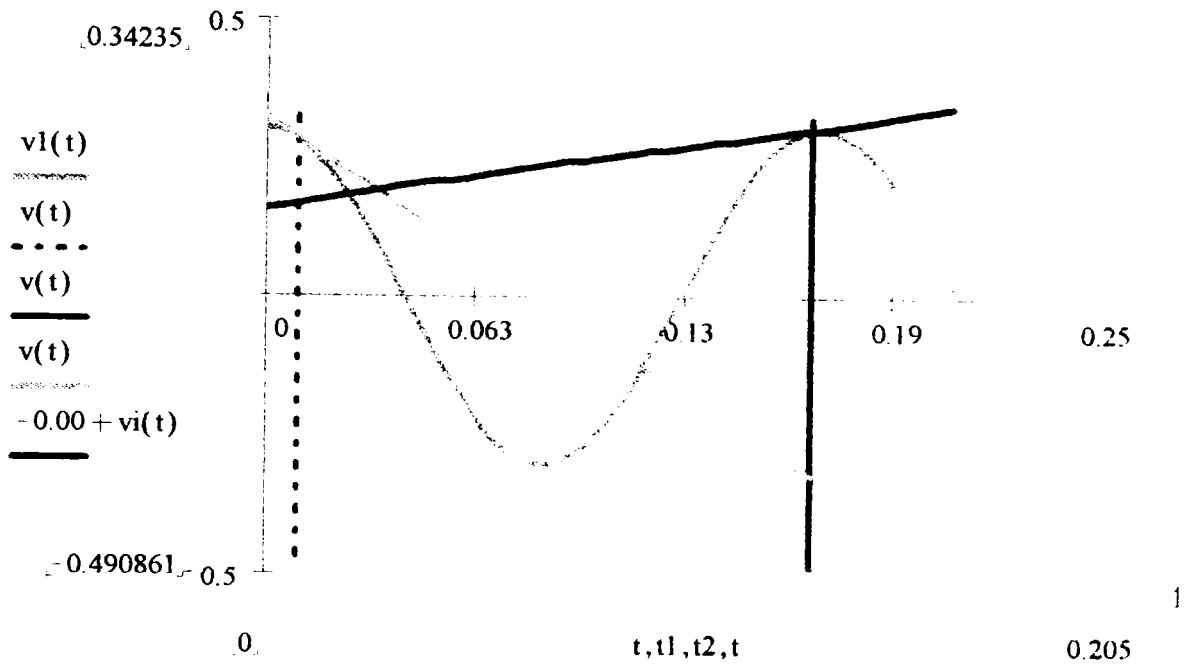


XV. MCS-5 $\alpha = 6^\circ$

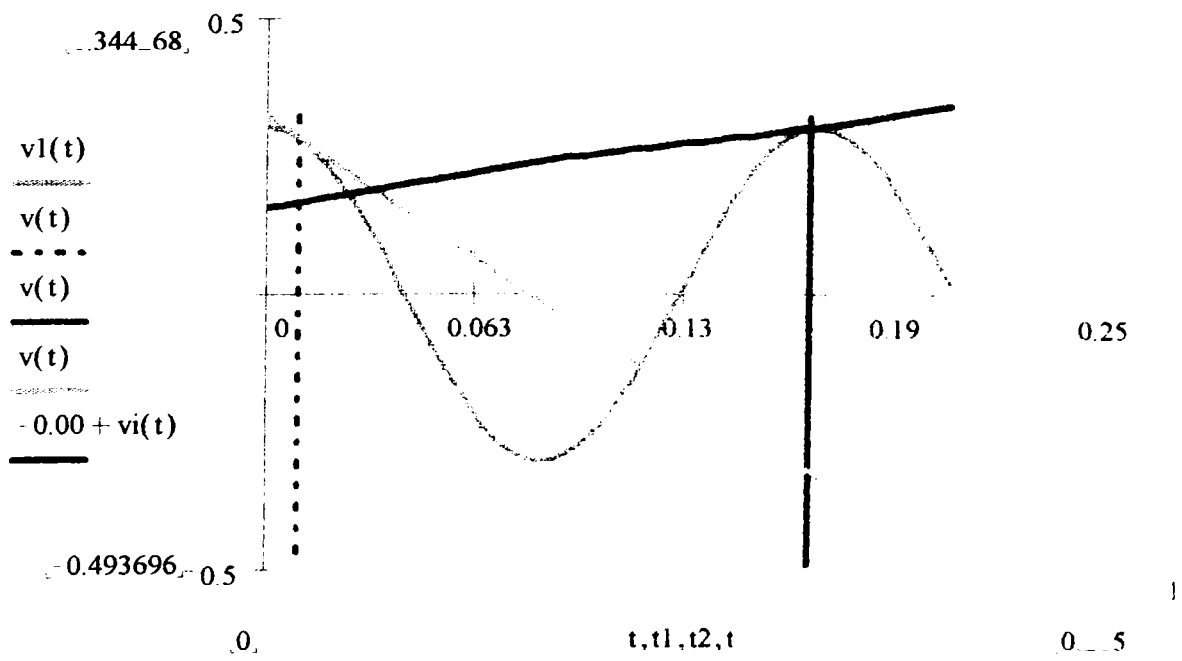


XVI. MCS-5 $\alpha = 8^\circ$

ANEXE

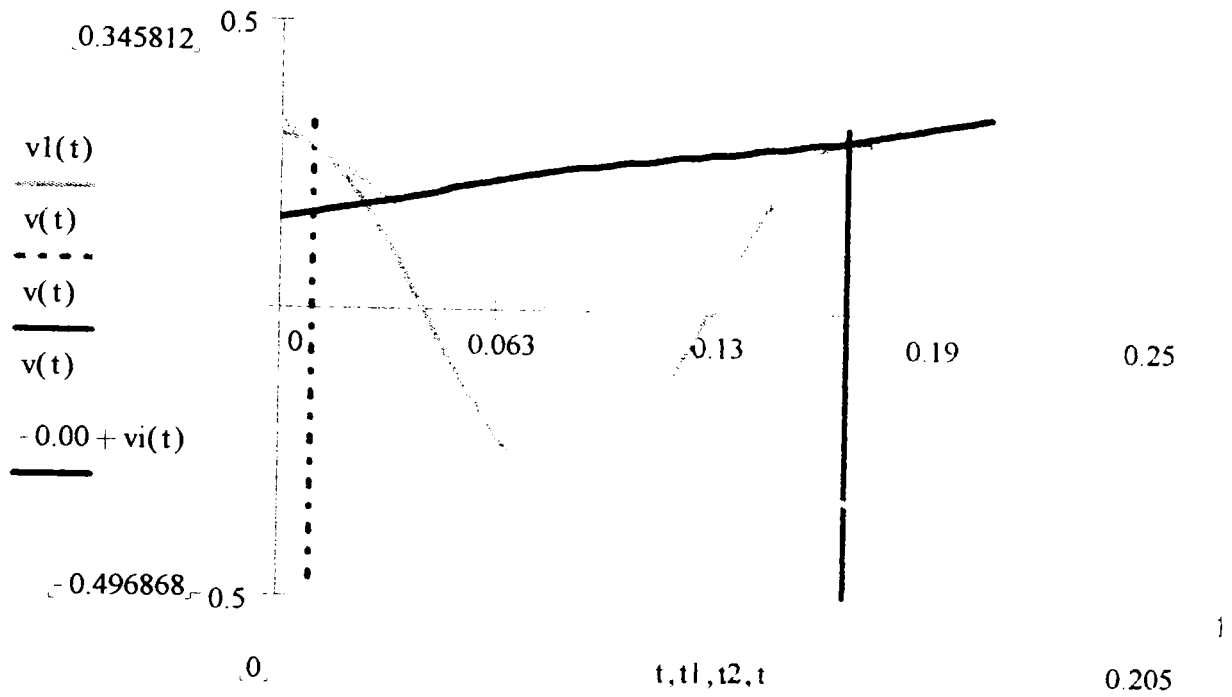


XVII. MCS-5 $\alpha = 2^\circ$ 360 rot/min

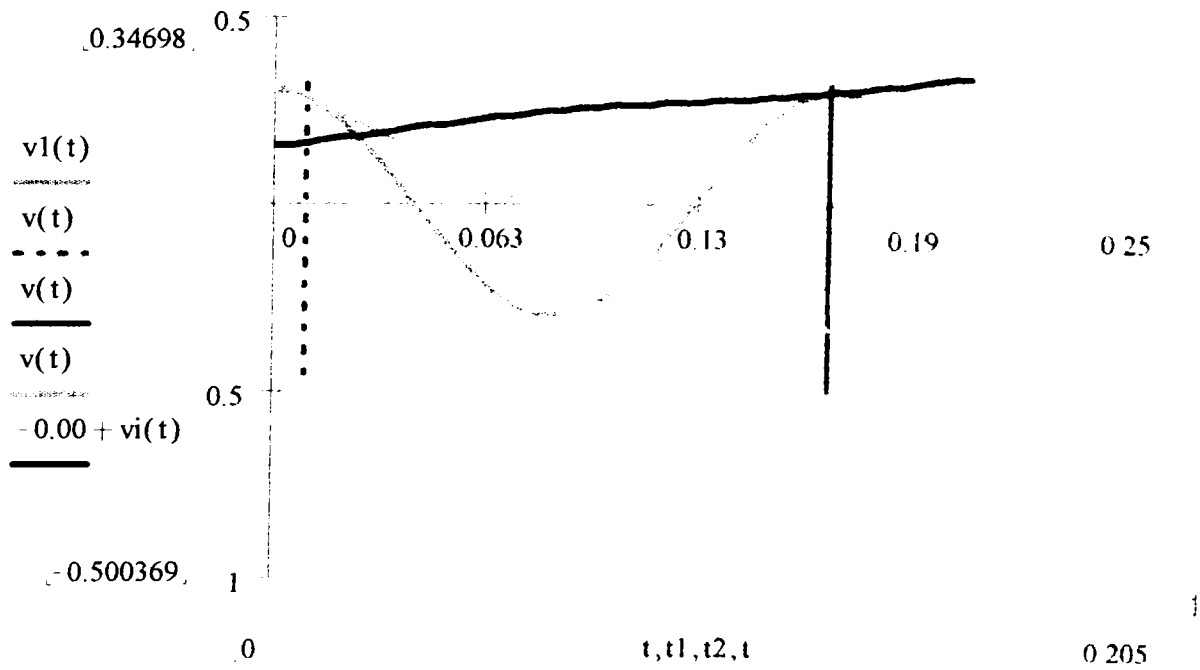


XVIII. MCS-5 $\alpha = 4^\circ$ 360 rot/min

ANEXE

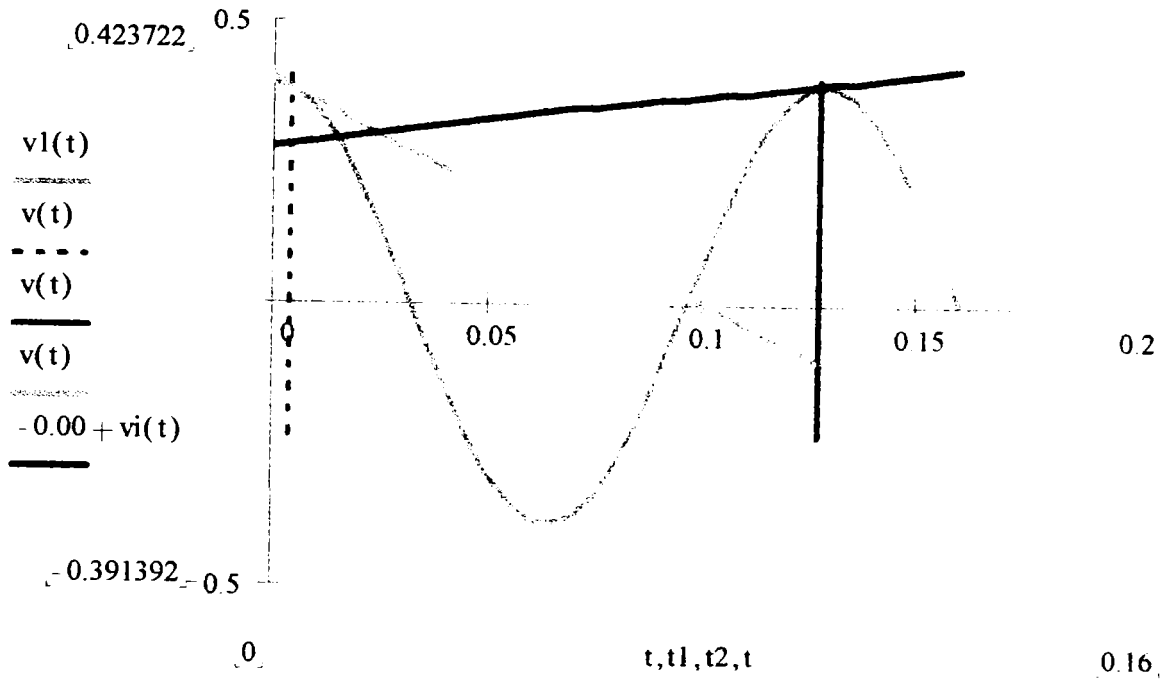


XIX. MCS-5 $\alpha = 6^\circ$ 360 rot/min

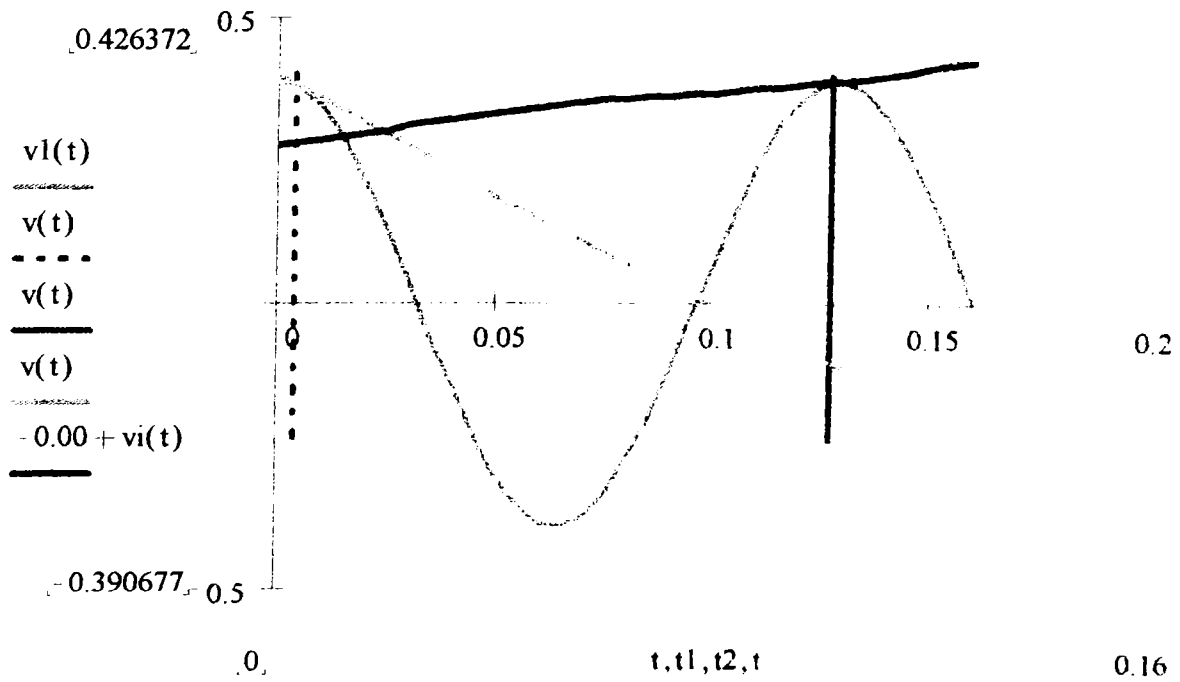


XX. MCS-5 $\alpha = 8^\circ$ 360 rot/min

ANEXE

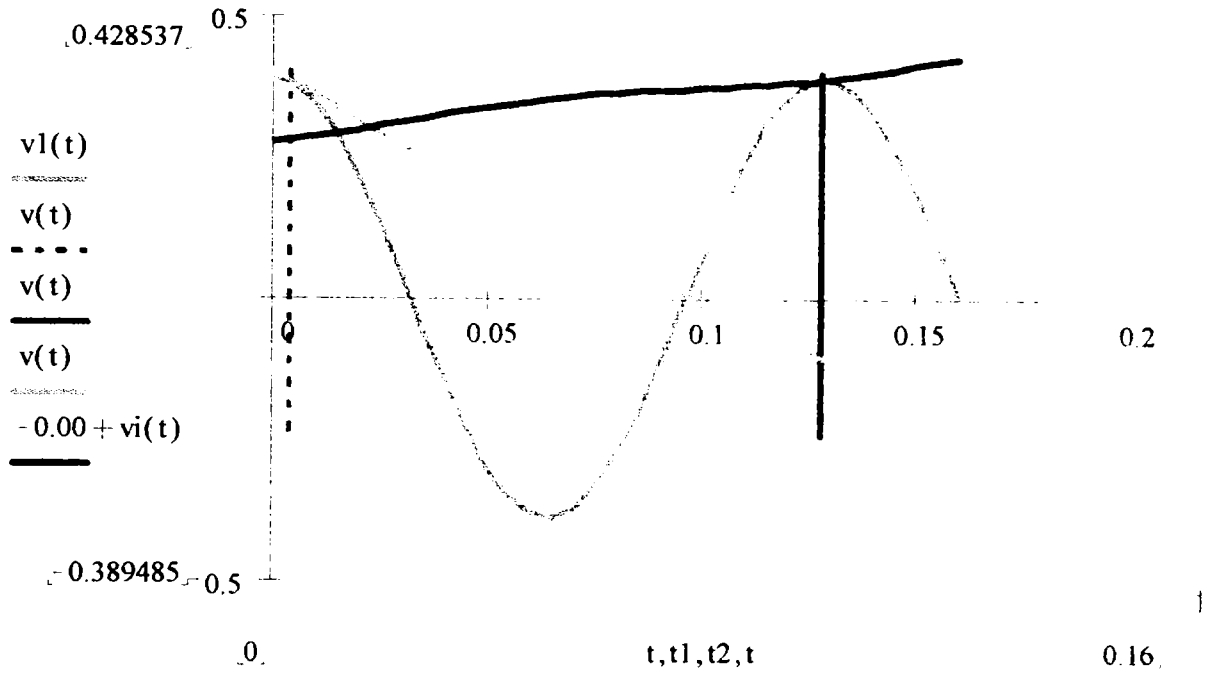


XXI. MCS-5 $\alpha = 2^\circ$ 470 rot/min

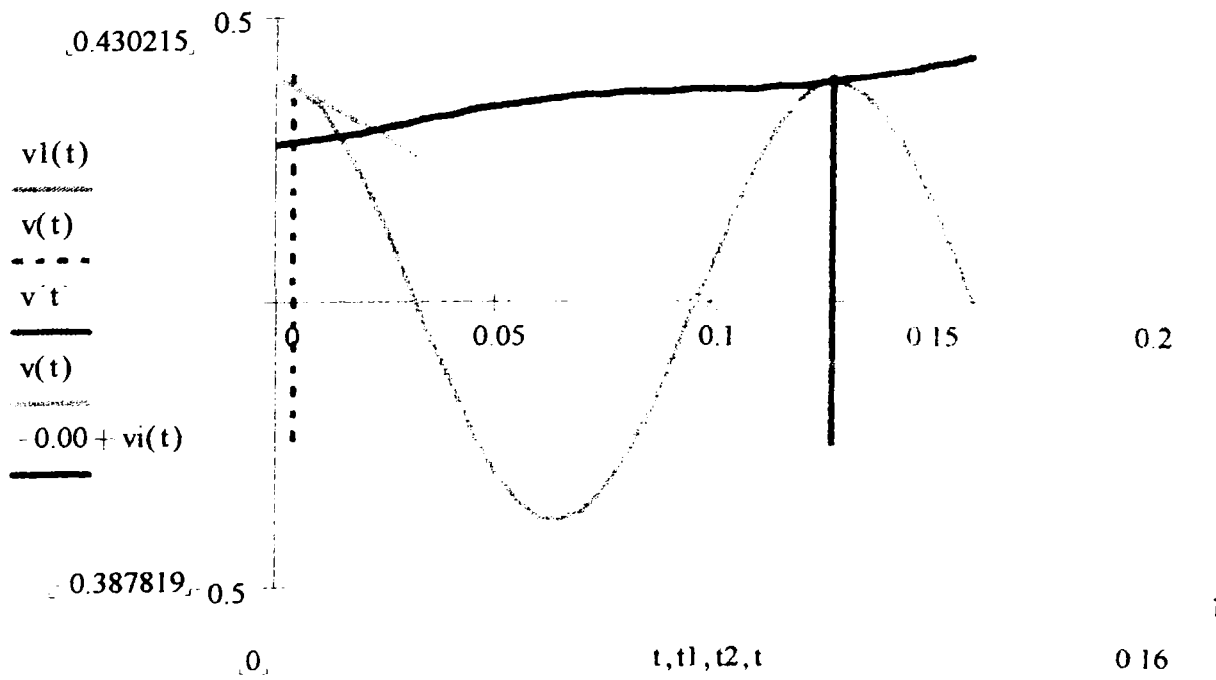


XXII. MCS-5 $\alpha = 4^\circ$ 470 rot/min

ANEXE

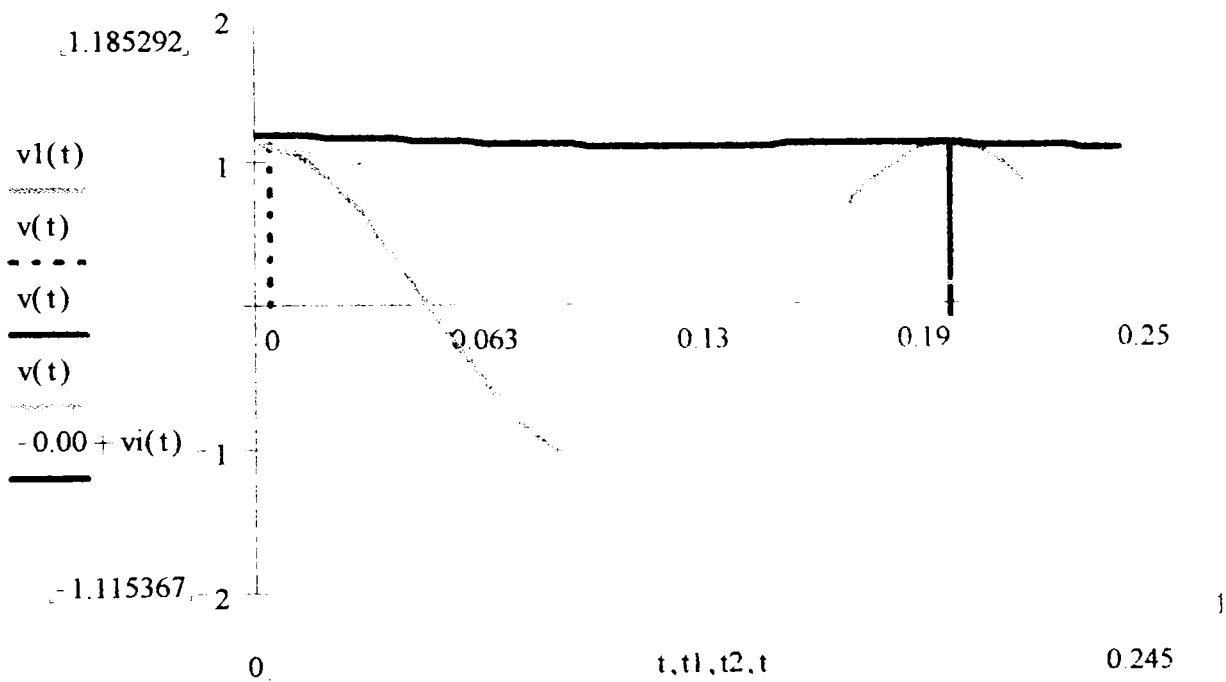


XXIII. MCS-5 $\alpha = 6^\circ$ 470 rot/min

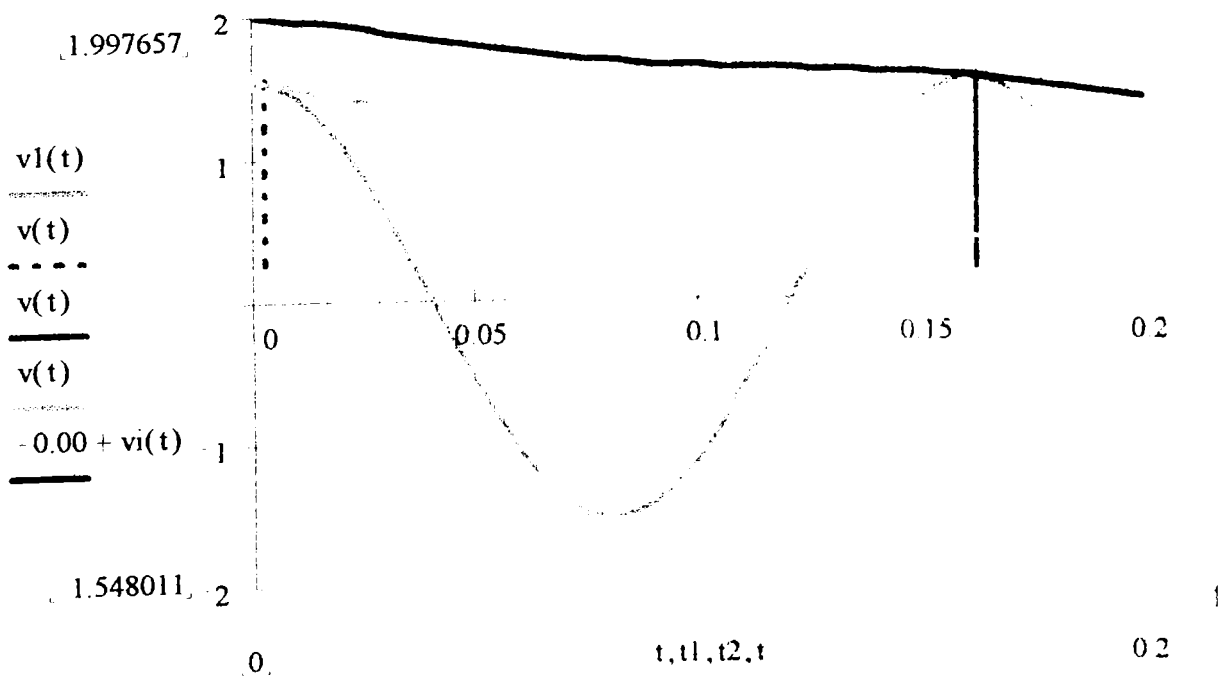


XXIV. MCS-5 $\alpha = 8^\circ$ 470 rot/min

**GRAFICE REALIZATE PE BAZA DATELOR EXPERIMENTALE
LA COMBINELE DE RECOLTAT CEREALE**

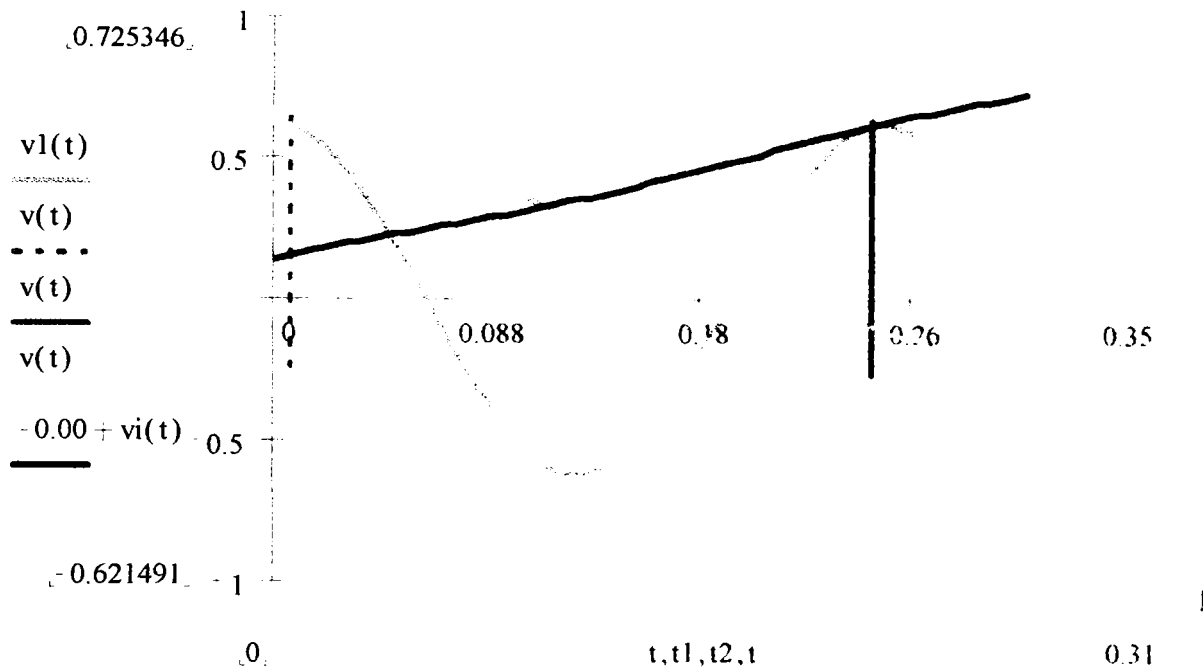


XXV. Combina C-14

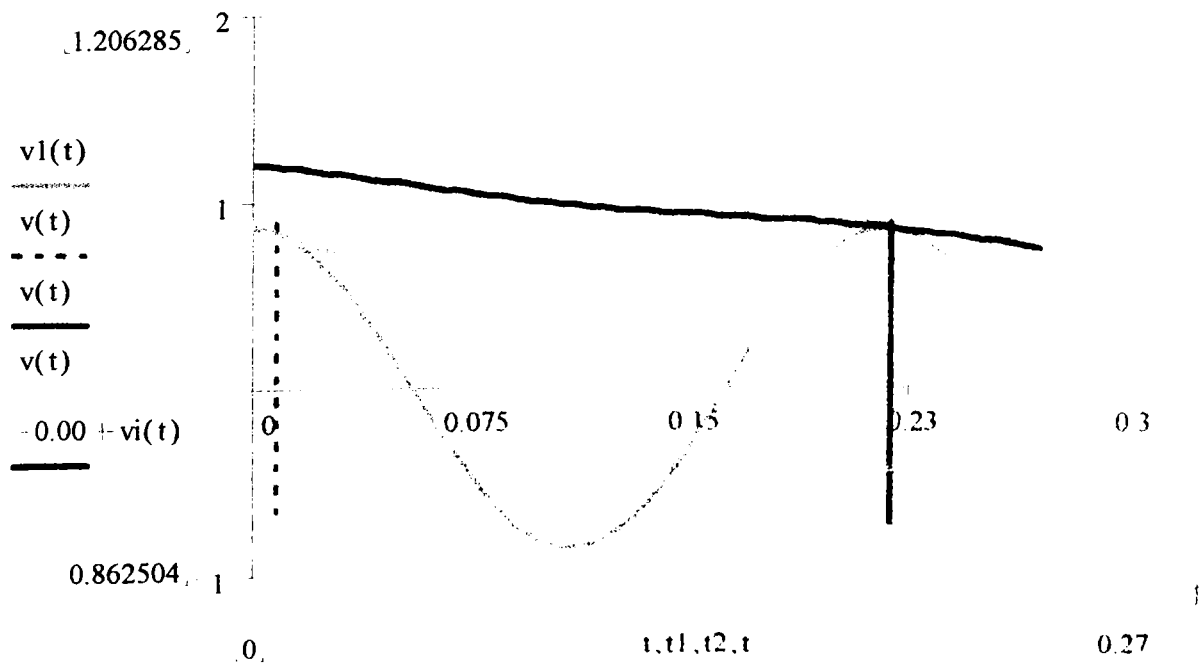


XXVI. Combina CLAAS-98SL MAXI

ANEXE

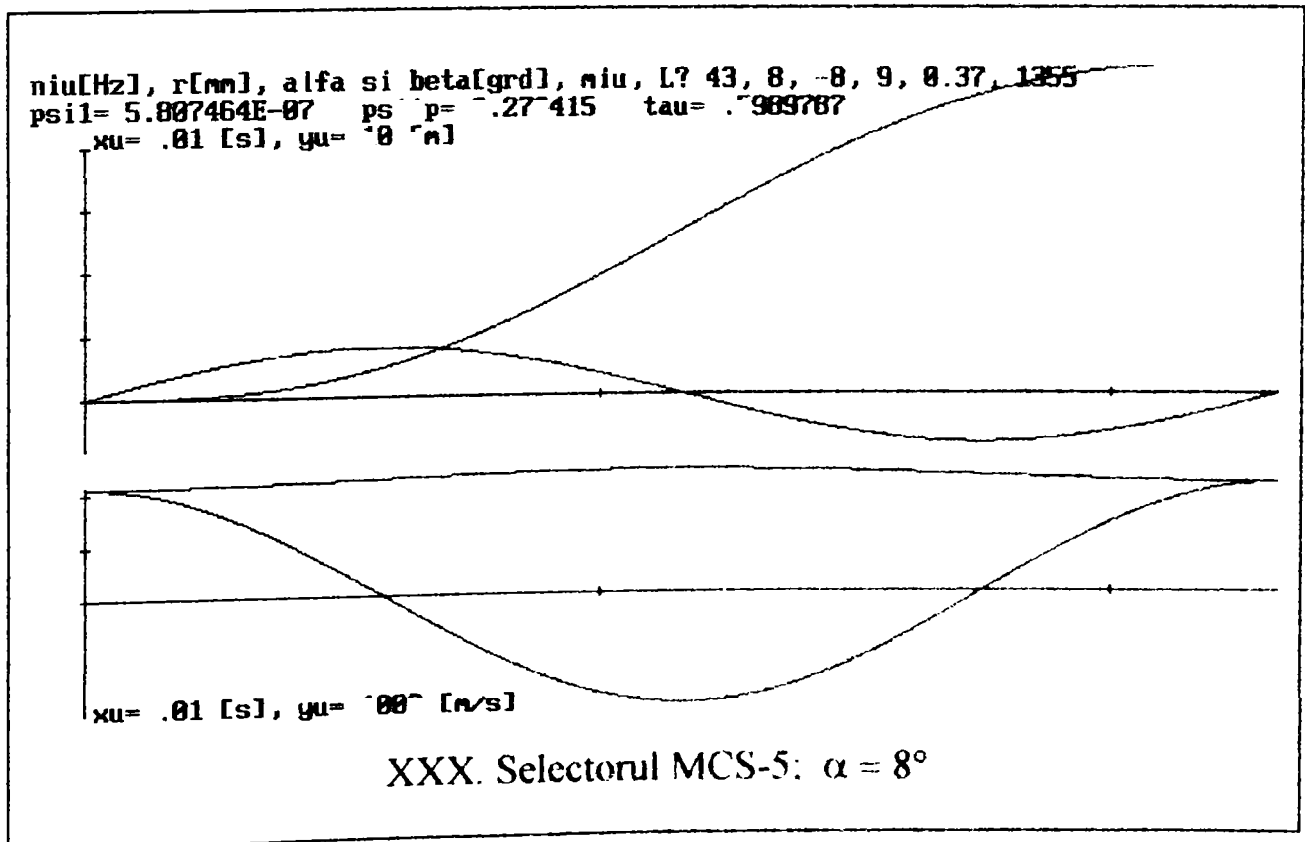
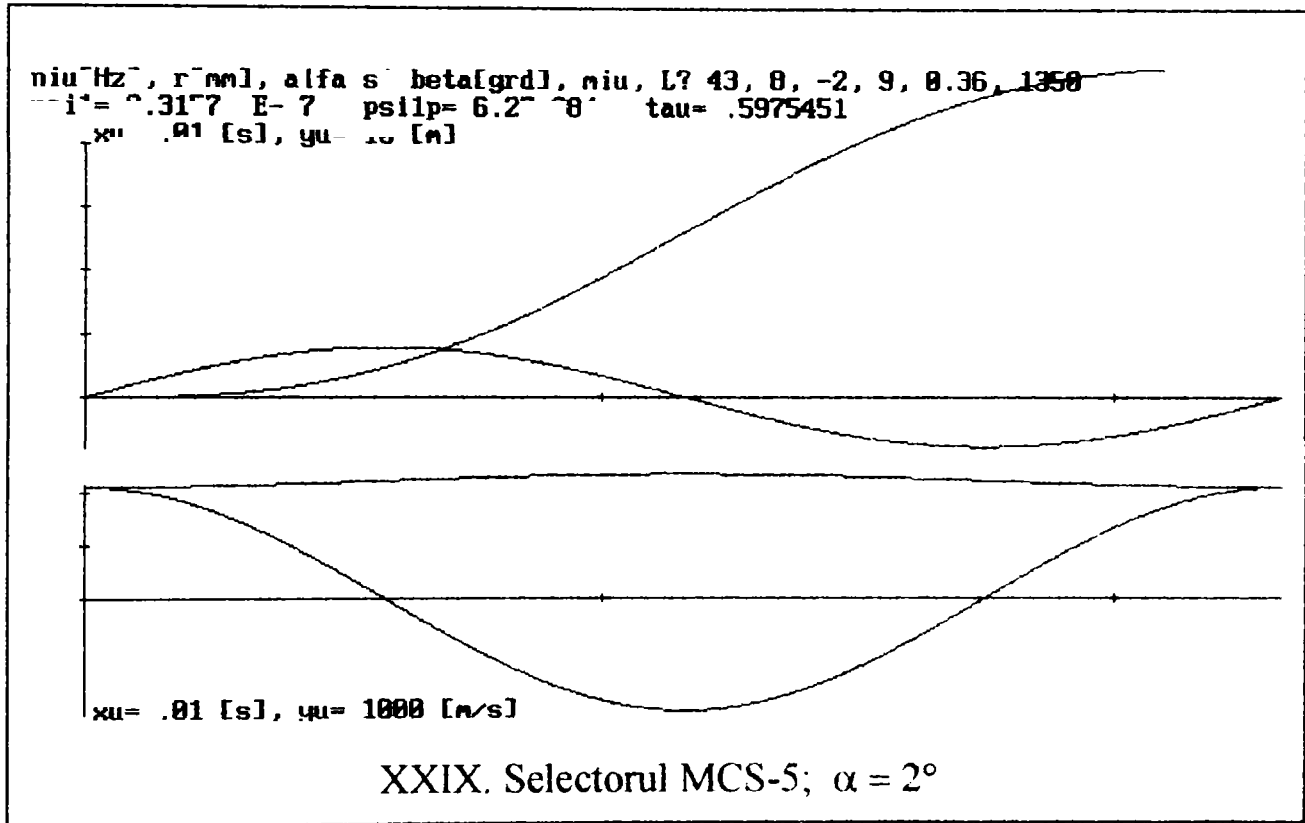


XXVII. Combina MDW-525 STS

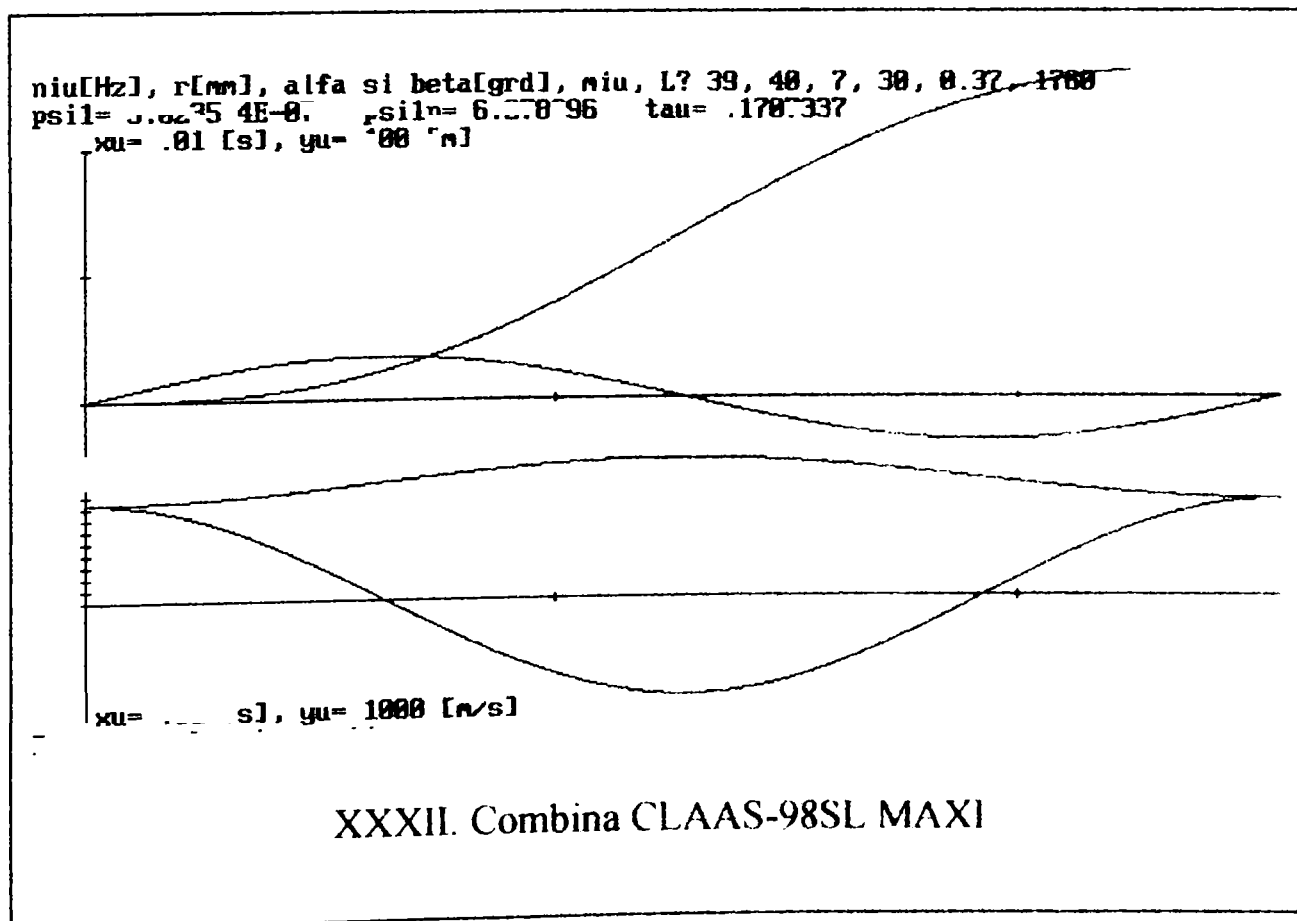
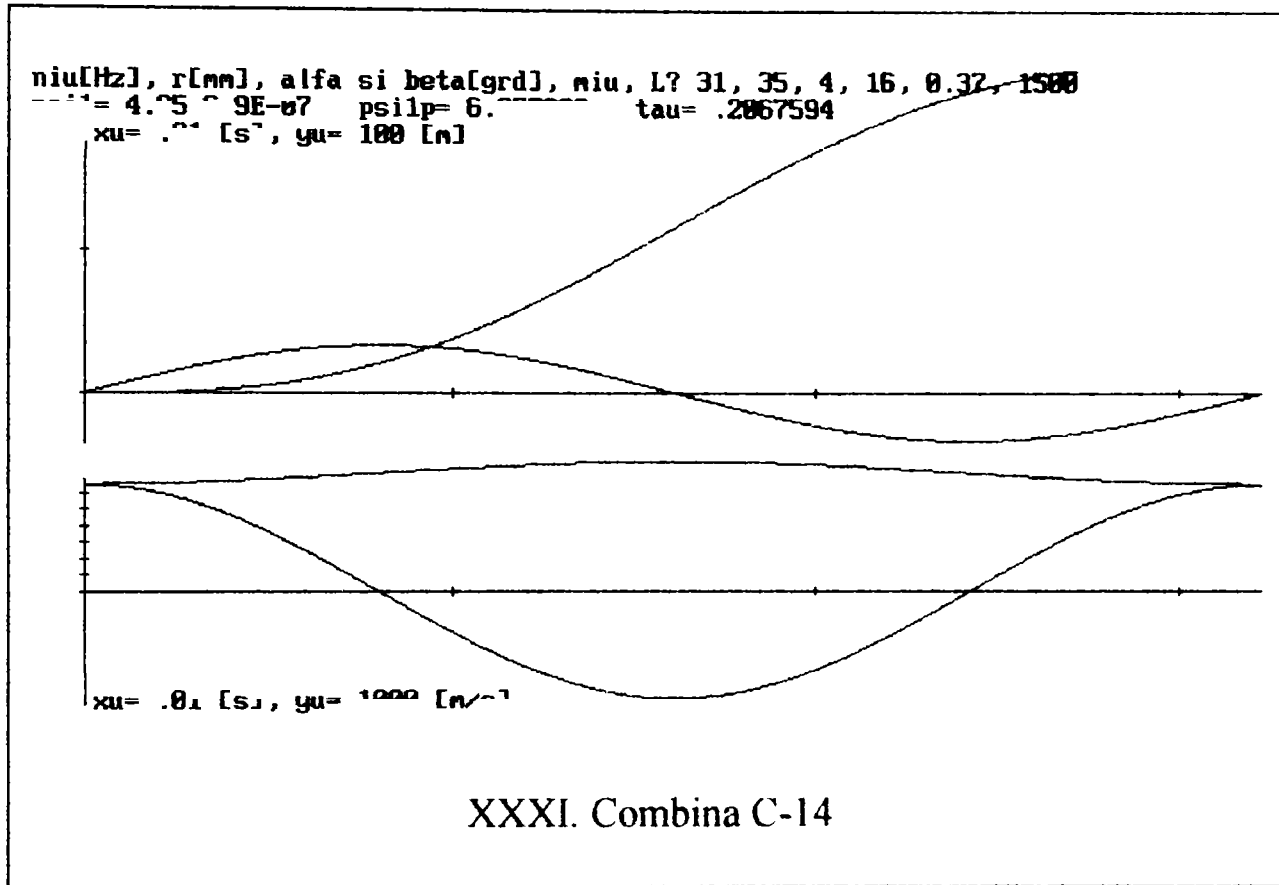


XXVIII. Combina John Deere-Hydro 4-1174 S

**GRAFICE REALIZATE PE BAZA DATELOR EXPERIMENTALE
CU AJUTORUL PROGRAMULUI "TRANVIB"**



ANEXE



ANEXE

