

# **CONTRIBUȚII TEORETICE ȘI EXPERIMENTALE PRIVIND APLICAREA ȘOCURILOR ÎN PROCESUL DE LUCRU AL SEPARATORULUI CU BANDĂ, DE LA MAȘINILE DE TREIERAT MAZĂRE VERDE**

Teză destinată obținerii  
titlului științific de doctor inginer  
la

*Prof  
Vibor-Moel  
Irbau*

Universitatea "Politehnica" din Timișoara  
în domeniul INGINERIE MECANICĂ  
de către

**Ing. Gheorghe-Vasile Abrudan**

Conducători științifici:

**Prof.univ.dr.ing. Liviu BRÎNDEU**

Referenți științifici:

Prof.univ.dr.ing. Ion DANILĂ

Prof.univ.dr.ing. Simion POPESCU

Prof.univ.dr.ing. Ioan NICOARĂ

Cercetător principal I dr.ing. Augustin POP

Ziua susținerii tezei: 17. 12. 2007

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- |                        |   |
|------------------------|---|
| 1. Automatică          | 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații |
| 2. Chimie              | 8. Inginerie Industrială                    |
| 3. Energetică          | 9. Inginerie Mecanică                       |
| 4. Ingineria Chimică   | 10. Știința Calculatoarelor                 |
| 5. Inginerie Civilă    | 11. Știința și Ingineria Materialelor       |
| 6. Inginerie Electrică |   |

Universitatea „Politehnica” din Timișoara a inițiat seriile de mai sus în scopul diseminării expertizei, cunoștințelor și rezultatelor cercetărilor întreprinse în cadrul școlii doctorale a universității. Seriile conțin, potrivit H.B.Ex.S Nr. 14 / 14.07.2006, tezele de doctorat susținute în universitate începând cu 1 octombrie 2006.

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2007

Această publicație este supusă prevederilor legii dreptului de autor. Multiplicarea acestei publicații, în mod integral sau în parte, traducerea, tipărirea, reutilizarea ilustrațiilor, expunerea, radiodifuzarea, reproducerea pe microfilme sau în orice altă formă este permisă numai cu respectarea prevederilor Legii române a dreptului de autor în vigoare și permisiunea pentru utilizare obținută în scris din partea Universității „Politehnica” din Timișoara. Toate încălcările acestor drepturi vor fi penalizate potrivit Legii române a drepturilor de autor.

România, 300159 Timișoara, Bd. Republicii 9,  
tel. 0256 403823, fax. 0256 403221  
e-mail: editura@edipol.upt.ro

# CUVÂNT ÎNAINTE

Fenomenele dinamice sunt întâlnite în toate domeniile de activitate. Tehnica modernă, realizează mașini cu viteze de funcționare tot mai mari și structuri de rezistență tot mai ușoare, ceea ce face ca vibrațiile mecanice să fie tot mai frecvente. Aceasta scoate în evidență necesitatea trecerii de la o proiectare statică a sistemelor mecanice, la una dinamică.

În cadrul funcționării utilajelor agricole și de industria alimentară, procesele dinamice sunt parte integrantă fără de care procesul tehnologic de separare a fracțiunilor nu poate avea loc. De asemenea, procesele dinamice care generează procesul tehnologic, induc în structura mașinilor și utilajelor tensiuni, deformări, ce trebuie diminuate prin alegerea unor soluții constructive adecvate și prin alegerea unor regimuri de lucru optime și care să corespundă condițiilor de separare a fracțiunilor.

În multe cazuri de cercetare a unor procese de lucru complexe, modelul mecanic se înlocuiește cu modelul matematic al acestuia, ceea ce conduce la rezultate foarte apropiate de cele reale și creează avantajul indiscutabil al simplificării calculelor și multiplicării variantelor de studiu cu costuri minime.

În acest context se încadrează și eforturile depuse pentru efectuarea cercetărilor consacrate tezei de doctorat, de a adapta unele metode de analiză dinamică pentru structuri mecanice particulare, pentru studiul dispozitivului de separat mazăre verde boabe, din cadrul utilajelor de treierat.

Pe tot parcursul examenelor și referatelor prevăzute în planul activității de pregătire, am avut îndrumarea și sprijinul constant al conducătorului științific, față de care îmi exprim un gând de mulțumire în amintirea celui care a fost prof. dr. ing. Brînde Liviu.

Pentru ajutorul prețios acordat la realizarea cercetărilor teoretice și experimentale, pentru îndemnul și nenumăratele consultări date pe toată durata redactării tezei de doctorat, autorul aduce cele mai sincere mulțumiri conducătorului științific, d-lui prof. dr. ing. Dănilă Ion, asigurându-l de nemărginita mea stimă și recunoștință încă de pe băncile facultății.

Mulțumesc de asemenea d-lui prof. dr. ing. Roșca Gavril, care m-a îndrumat spre școala mecanică timișoreană, una dintre cele mai apreciate din țară.

Pe această cale vreau să-mi exprim recunoștința și mulțumirile mele colectivului de profesori ai Facultății de Mecanică, care mi-au îndrumat pașii în anii de studenție petrecuți în Timișoara și care au contribuit la formarea mea ca om, iar apoi ca inginer.

În final, mulțumesc pentru înțelegerea pe care am avut-o din partea soției pe toată perioada realizării și redactării tezei de doctorat.

ABRUDAN, Gheorghe-Vasile

**Contribuții teoretice și experimentale privind aplicarea șocurilor în procesul de lucru al separatorului cu bandă, de la mașinile de treierat mazăre verde**

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9 Nr. 16, Editura Politehnica, 2007, 174 pagini, 291 figuri, 18 tabele, 24 anexe.

ISSN: 1842-4937

ISBN: 978-973-625-567-0

Cuvinte cheie:

structură mecanică, oscilații, șocuri, vibrații mecanice, procese dinamice, analiză dinamică, model matematic, simulare, aleator, probabilistic, automate celulare, frecvențe proprii, moduri proprii.

Rezumat:

Cercetările teoretice efectuate asupra benzii separatoare prin fricțiune, pun în evidență în prima fază alunecarea în aval a amestecului rezultat de la aparatul de treier, iar apoi antrenarea lui în amonte de către banda separatoare, precum și creșterea coeficientului de aglomerare a materialului pe bandă, care sunt în corelare cu înălțimea de cădere a amestecului, unghiul de înclinare al dispozitivului de separare, viteza benzii, coeficientul de frecare al particulelor cu banda, ș.a. Toate acestea fac posibilă stabilirea parametrilor constructivi și funcționali ai separatorului, pentru obținerea unui grad de puritate cât mai ridicat al boabelor de mazăre verde, utilizate în cadrul fabricilor de conserve.

S-a studiat traiectoria bobului de mazăre în deplasarea sa cu desprindere, în funcție de coeficientul de restituire și pentru diferite turații ale tamburului conducător al separatorului, rezultând regimurile optime de separare ale particulelor.

În cadrul lucrării a fost analizat procesul de separare al particulelor, privit ca un proces aleator, probabilistic, utilizând metoda automatelor celulare, rezultând influențele mărimii zonei de descărcare a amestecului pe banda separatoare asupra grosimii stratului de material și implicit asupra calității separării și a randamentului separatorului.

De asemenea au fost făcute determinări asupra structurii de rezistență a separatorului, pentru trei dimensiuni de profile „U” și la turații diferite ale tamburului conducător, analizând cazul 3 cu 4 bare și cazul 5 cu 6 bare, rezultând că în cazul profilului „U14” frecvențele proprii nu se suprapun cu frecvențele de amplitudine maximă ale forței de excitație, iar în cazul profilului „U10” și „U8” la anumite turații există pericolul apariției rezonanței.

Lucrarea mai cuprinde și cercetări efectuate pe un stand experimental, realizat ca o replică a benzii separatoare de la mașina M1. Au fost validate astfel rezultatele obținute prin simulare, precum și cele determinate în urma măsurărilor efectuate la batoza de mazăre verde M1, în punctele cele mai apropiate de lagărul tamburului conducător.

# CUPRINS

<b>1. Importanța și oportunitatea tezei de doctorat</b>	pag. 7
<b>2. Obiectivele tezei de doctorat</b>	pag. 9
<b>3. Studiul cercetărilor existente privind construcția și funcționarea mașinilor de recoltat și prelucrat mază verde</b>	pag. 11
3.1 Introducere	pag. 11
3.2 Studiul privind dezvoltarea utilajelor de recoltat, curățat și separat mază verde, în țara noastră	pag. 12
3.3 Studiul privind dezvoltarea utilajelor de recoltat, curățat și separat mază verde, pe plan mondial	pag. 22
3.4. Concluzii	pag. 31
<b>4. Considerații privind funcționarea separatorului de boabe cu bandă înclinată</b>	pag. 32
4.1 Rolul separatorului cu bandă înclinată	pag. 32
4.2 Aspecte privind cinematica și dinamica procesului de separare prin frecare	pag. 32
4.3 Concluzii	pag. 44
<b>5. Modelarea numerică și simularea funcționării separatorului prin frecare cu bandă oscilantă</b>	pag. 46
5.1. Scopul modelării funcționale a separatorului cu bandă	pag. 46
5.2. Elaborarea modelului matematic	pag. 46
5.3. Rezultatele simulării	pag. 55
5.4. Concluzii	pag. 60
<b>6. Analiza procesului de separare cu ajutorul metodei automatelor celulare</b>	pag. 62
6.1. Automate celulare utilizate in analiza procesului de separare	pag. 62
6.2. Descrierea programului de modelare	pag. 62
6.3. Concluzii	pag. 71
<b>7. Considerații privind oscilațiile proprii ale structurii de rezistență a separatorului</b>	pag. 73
7.1. Aspecte dinamice ale structurii de rezistență a separatorului prin frecare cu bandă oscilantă	pag. 73

7.2. Analiza frecvențelor proprii ale structurii mașinii de separat M1	pag. 74
7.3. Studiul comportamentului dinamic al structurii pentru diferite mărimi ale profilului „U” utilizat	pag. 80
7.4. Analiza comportamentului dinamic a structurii mașinii M1	pag. 82
7.5. Concluzii	pag. 83
<b>8. Cercetări experimentale asupra vibrațiilor separatoarelor cu bandă pentru mază verde</b>	pag. 85
8.1. Aparatura utilizată	pag. 85
8.2. Metodica experimentală și datele obținute	pag. 88
8.3. Realizarea unei metode de evaluare a contribuției excitației benzii separatoare, la vibrațiile măsurate pe mașina M1	pag. 90
8.4. Stand experimental pentru studiu separatorului cu bandă	pag. 97
8.5. Concluzii	pag.101
<b>9. Concluzii finale și contribuții originale</b>	pag.102
<b>Bibliografie</b>	pag.108
<b>Anexe</b>	pag.115

# 1. IMPORTANȚA ȘI OPORTUNITATEA TEZEI DE DOCTORAT

Necesitatea dezvoltării și îmbunătățirii calitative a fondului de hrană al lumii, determinată de creșterea explozivă a populației globului și de ridicarea continuă a nivelului calitativ al vieții, a dus la dezvoltarea agriculturii și a industriei alimentare pe baze științifice, după tehnologii moderne de înaltă eficiență.

Dezvoltarea agriculturii și industriei alimentare a exercitat o influență pozitivă și asupra creșterii cantităților de materii prime necesare pentru industria prelucrătoare.

Pentru valorificarea superioară a produselor agricole s-au întreprins măsuri tehnico-organizatorice specifice, prin realizarea unor sisteme de recoltare și prelucrare bine structurate din punct de vedere tehnologic și eficiente sub aspect economic.

Începând cu anul 1978, în țara noastră s-a introdus mazărea verde ca materie primă cu pondere mare pentru industrializare, în cadrul fabricilor de conserve. Din această materie primă se realizează atât produse semipreparate pentru consum cât și produse finite sub formă de conserve.

Transformările sociale și politice petrecute în țara noastră după decembrie 1989, au dus la dispariția economiei centralizate și destrămarea marilor exploatații agricole, precum și la un declin al industriei alimentare.

Anii următori au determinat apariția unor exploatații agricole și înființarea întreprinderilor mici și mijlocii, care relansează industria alimentară prin absorbție de capital autohton și străin. Această perioadă se caracterizează prin studii și cercetări efectuate asupra utilajelor existente, prin care se urmărește eliminarea deficiențelor constructive și de exploatare pe care le au. Tehnologia de recoltare divizată a mazărei pentru boabe verzi, care se practică actualmente în multe unități agricole, conține trei operații distincte de lucru: recoltarea plantelor, treierarea, curățarea și separarea boabelor verzi. Operațiile tehnologice se realizează în trei faze: smulgerea plantelor și lăsarea lor în brazdă continuă, încărcarea în remorci cu mașina de adunat și încărcat, transportul la batozele staționare și treierarea. Această tehnologie necesita multă forță de muncă, număr mare de utilaje, consum de combustibil și are efect negativ asupra solului, datorită trecerilor multiple. Batozele staționare au productivitate scăzută, grad de separare al boabelor redus (boabele sunt amestecate cu semințe de buruieni, bulgări de pământ, resturi vegetale, boabe sparte și vătămate), precum și pierderi de boabe prin evacuarea odată cu tulpinile.

Pe lângă aceste deficiențe se mai adaugă și pierderile calitative și cantitative înregistrate la conservele de mazăre, din cauza amidonării produsului finit, fenomen ce apare datorită intervalului mare de timp între recoltare și condiționare (ambalare).

Se impune astfel efectuarea de studii și cercetări, care să conducă la eliminarea deficiențelor consemnate, prin modernizarea utilajelor existente și realizarea de noi utilaje performante, care să elimine forța de muncă manuală, creșterea

productivității, scăderea procentului de pierderi și boabe vătămate, reducerea prețului de cost pe unitate de produs, precum și reducerea tasării terenurilor cultivate cu mază verde boabe pentru industrializare.

Perfecționarea utilajelor de recoltat și prelucrat mază verde, se poate realiza prin îmbunătățirea parametrilor constructivi și funcționali ai organelor de lucru active. Printre aceste organe se află și separatorul cu bandă înclinată-oscilantă, de la utilajele de treierat mază verde.

Separatoarele mecanice asigură o bună separare a componentelor amestecului, rezultat de la aparatul de treier, numai în anumite condiții de existență și acțiune a factorilor de influență a procesului de separare. De aceea se impune cercetarea și stabilirea parametrilor optimi constructivi și funcționali ai separatoarelor, utilizând tehnici moderne de modelare, simulare, achiziție, prelucrare și interpretare a datelor cu ajutorul calculatorului, care sunt factori hotărâtori ai domeniului de cercetare.

Deoarece separarea fracțiunilor amestecului necesită utilizarea de separatoare cu bandă oscilantă, care au o evoluție dinamică neliniară (tamburii având formă de prisme cu baze poligonale), eliminarea completă a șocurilor și vibrațiilor nu este posibilă datorită faptului că însăși procesul de separare al boabelor de mază se bazează pe aceste elemente. În consecință este important să se studieze care regimuri de funcționare sunt optime pentru procesul de separare și care regimuri de funcționare sunt critice din punct de vedere al procesului tehnologic.

Cercetările care trebuie întreprinse au ca scop găsirea acelor regimuri de lucru care să satisfacă ambele criterii, adică evitarea domeniului vibrațiilor critice și în același timp să asigure o bună separare a fracțiunilor amestecului.

Proiectarea modernă a organelor active de lucru a mașinilor de treierat mază verde boabe, trebuie să asigure stabilirea unui regim cinematic și dinamic, capabil imprimării unor mișcări ale amestecului și individual particulelor componente, rezultate după destrămarea amestecului, care să asigure parametrii optimi procesul tehnologic.

Pe măsura dezvoltării și modernizării parcului de mașini și utilaje, se impune formarea unui personal bine instruit și calificat, care să exploateze, să întrețină și să repare utilaje cu un înalt nivel de dotare tehnică.



## 2. OBIECTIVELE TEZEI DE DOCTORAT

Cercetările teoretice și experimentale întreprinse în cadrul pregătirii științifice prin doctorat au fost focalizate asupra analizei procesului de separare a dinamicii separatoarelor cu bandă folosite în construcția mașinilor agricole de recoltat, a mașinilor de prelucrare primară a produselor agricole și a utilajelor din industria alimentară în scopul îmbunătățirii constructive și funcționale ale acestora. Motivația alegerii temei tezei de doctorat este legată de necesitatea înnoirii mijloacelor de analiză a procesului tehnologic, sub aspect calitativ și cantitativ, executate de separatoarele de particule solide. Aceste utilaje sunt sisteme tehnice cu funcționare neliniară, care realizează procese tehnologice complexe, aleatoare, probabilistice de divizare a amestecurilor polifracționale în fracțiuni distincte cu caracteristici precizate. În cadrul funcționării acestor dispozitive, procesele dinamice (oscilațiile, vibrațiile) sunt parte integrantă fără de care procesul tehnologic de separare a fracțiunilor nu poate avea loc.

Pe de altă parte oscilațiile și vibrațiile care generează procesul tehnologic induc în structura utilajului tensiuni, deformații și oscilații ce trebuie diminuate și amortizate, prin adaptarea unor soluții constructive adecvate și prin alegerea unor regimuri de lucru, corespunzătoare condițiilor optime de separare a fracțiunilor. Pentru caracterizarea fenomenelor mecanice care au loc în cadrul procesului de separare, aplicația dezbătută în cadrul tezei de doctorat, s-a practicat asupra separatorului cu bandă pentru amestecurile de mază verde rezultate în urma procesului de treier.

Din cele prezentate, se desprind două direcții principale ce trebuie urmate în cadrul tezei de doctorat:

- analiza dinamicii procesului de separare executat de dispozitivul de separare cu bandă activă oscilantă;
- realizarea unor mijloace de cercetare și a unor tehnici de analiză moderne, care să permită studierea procesului de separare și care să se poată generaliza la un domeniu mai larg de utilaje din domeniul agriculturii și industriei alimentare.

Metodele și mijloacele utilizate, trebuie să înglobeze tehnici noi atât în plan teoretic (metode numerice de modelare și simulare), cât și în plan experimental (sisteme moderne de achiziție, prelucrare și interpretare a datelor cu ajutorul calculatorului).

Aceste direcții de cercetare se concretizează în următoarele obiective, propuse în cadrul tezei de doctorat:

1. Sinteza stadiului actual al cercetărilor privind fenomenele dinamice întâlnite la utilajele din agricultură și industria alimentară.
2. Sinteza metodelor de analiză a cinematicii și dinamicii procesului de separare, a dispozitivului de separare prin fricțiune cu bandă înclinată, din care să rezulte:

- limitele de variație a parametrilor constructivi și funcționali ai separatorului;

- influența acestor parametri asupra calității procesului de separare.

3. Modelarea și simularea procesului de separare a particulelor solide cu ajutorul separatorului cu bandă activă-oscilantă, care să cuprindă:

- analiza dinamicii particulelor solide aparținând fracțiunii principale, în vederea optimizării procesului de separare și studierea comparativă a diferitelor situații utilizând tamburi cu 3-4 bare și respectiv cu 5-6 bare;

- analiza dinamicii particulelor solide aparținând fracțiunii secundare în condițiile antrenării lor de către o bandă oscilantă;

- analiza influenței factorilor tehnologici (viteza de lucru a benzii, unghiul de înclinare față de orizontală, înălțimea de cădere a amestecului, amplitudinea și pulsația oscilațiilor benzii separatoare, ș.a.) și a factorilor de stare (diferite calități ale produsului, coeficientul de restituire, viteza de vătămare, ș.a.) asupra intensității și calității procesului de separare.

4. Simularea procesului de separare, privit ca un proces aleatoriu, probabilistic, care se axează pe:

- identificarea unei metode computerizate de analiză;

- studiul influenței lățimii zonei de alimentare cu material, asupra calității procesului de separare prin utilizarea metodelor probabilistice de analiză.

5. Modelarea structurii dispozitivului de separare cu bandă și simularea comportamentului dinamic al acesteia care să includă:

- optimizarea structurii din punct de vedere dinamic;

- stabilirea unor regimuri de funcționare care să evite efectul negativ al vibrațiilor (pornind de la analiza modurilor proprii și a frecvențelor proprii).

6. Validarea rezultatelor simulărilor prin experimente:

- achiziția datelor parametrilor dinamici (amplitudinea și frecvența vibrațiilor și oscilațiilor), prin realizarea unui sistem de achiziție computerizată a datelor;

- realizarea unui stand experimental care să pună în evidență procesele dinamice analizate (la nivel de laborator);

- realizarea unor mijloace computerizate, de procesare și analiză a datelor experimentale, bazate pe metode moderne de analiză;

- compararea datelor experimentale cu cele obținute prin simulare, în vederea îmbunătățirii parametrilor constructivi și funcționali ai acestor utilaje.

Metodele și mijloacele concepute și realizate de către autor, permit atingerea obiectivelor legate de analiza dispozitivului de separare cu bandă oscilantă. Aceste metode și mijloace pot fi utilizate pentru orice tipuri de mașini din domeniul agriculturii și industriei alimentare, care să fie utilizate la separarea particulelor solide, oferind un set de unelte eficiente, cercetătorilor și proiectanților în aceste domenii.

# **3. STUDIUL CERCETĂRILOR EXISTENTE PRIVIND CONSTRUCȚIA ȘI FUNCȚIONAREA MAȘINILOR DE RECOLTAT ȘI PRELUCRAT MAZĂRE VERDE**

## **3.1. INTRODUCERE**

În țara noastră, dar și pe plan mondial, mazărea verde, constituie materia primă cu ponderea cea mai mare, utilizată pentru industrializare în cadrul fabricilor de conserve, cât și a fabricilor de alimente, care realizează atât produse semipreparate pentru consum, cât și produse finite sub formă de conserve. De aceea, cultura de mazăre verde, se întinde pe suprafețe mari în cadrul fermelor legumicole ce aparțin fabricilor amintite anterior.

Ca un exemplu se poate menționa că suprafețele cultivate în România cu mazăre verde pentru conserve [4,13], au fost în anul 1989 de 25300 ha și care au scăzut an de an, datorită faptului că industria de conserve din România trece printr-o perioadă de declin, unele din aceste fabrici intrând în lichidare.

În prezent în Europa, mazărea verde se cultivă pe o suprafață mai mare de 238400 ha.

Datorită importanței crescânde pe care o prezintă în alimentația noastră produsele finite pe bază de mazăre, sunt justificate eforturile din domeniul cercetării, în vederea realizării de utilaje cât mai performante, care să elimine cât mai mult munca manuală, modernizarea mașinilor și utilajelor existente, care să ducă la creșterea productivității muncii și reducerea prețului de cost.

În acest capitol este prezentat stadiul actual al realizărilor la care a ajuns cercetarea în România, cât și pe plan mondial, privind tehnologia de vârf utilizată în industria alimentară [D1, D2, D4, N3, S4, 4].

Cercetările efectuate în România, anterior anului 1990, au constat în experimentarea și modernizarea mașinilor și utilajelor realizate de cei doi mari producători de utilaje pentru industria alimentară Tehnometal Timișoara și I.U.A. Slatina.

După anul 1990 ICSITMUA București a realizat execuția fizică și încercările preliminare ale modelului experimental de mașină de treierat în câmp mazăre verde M.T.M.[P3, S4].

Realizarea unei astfel de mașini era necesară, deoarece se impunea reducerea forței de muncă, scurtarea timpului de recoltare și treierare a mazării, scăderea procentului de pierderi și boabe vătămate, precum și eliminarea procesului de amidonare, care conducea în final la alterarea produsului finit realizat.

Începând cu anul 1992 în România s-a trecut la recoltarea mazărei, într-o singură fază, adică tăierea sau smulgerea plantelor, dezghiocarea păștilor, separarea, curățarea și sortarea boabelor, și lăsarea vrejilor împreună cu impuritățile înapoi pe câmp.

Pentru executarea acestor operații tehnologice s-au realizat mașini complexe de înaltă tehnicitate denumite combine de recoltat mazăre verde.

În mare parte mașinile și utilajele folosite în cadrul liniilor tehnologice din industria alimentară, utilizează șocurile și vibrațiile în procesele de curățare și separare a materiei prime, care sunt benefice, dar există și șocuri și vibrații zise dăunătoare, care au efecte negative atât asupra structurii instalațiilor, cât și asupra procesului de producție propriu-zis.

Influența acestora din urmă asupra utilajelor mobile, justifică trecerea de la o proiectare statică a sistemelor mecanice, la una dinamică.

## 3.2. STUDIU PRIVIND DEZVOLTAREA UTILAJELOR DE RECOLTAT, CURĂȚAT ȘI SEPARAT MAZĂRE VERDE ÎN ȚARA NOASTRĂ

### 3.2.1. Tehnologii de recoltare mazăre verde boabe

Până în anul 1990 în țara noastră, mazărea verde pentru conserve se recolta în trei faze, realizându-se smulgerea plantelor și lăsarea în brazdă continuă cu mașina de recoltat mazăre MRM-2,2 M, încărcarea în remorci cu mașina de adunat și încărcat MA-1,2 și transportul la batozele staționare unde mazărea era treierată.

Această tehnologie, necesită un consum mare de forță de muncă și de tractoare cu remorci pentru transportul mazării la batozele staționare. Cercetările efectuate la noi în țară s-au axat în special asupra mașinii de recoltat mazăre verde MRM-2,2 M și asupra batozelor staționare de tip "Tehnometal" Timișoara și IUA Slatina.

După anul 1990 la Institutul Național pentru Mecanizarea Agriculturii s-a realizat un prototip de batoză mobilă pentru treierat mazăre verde, numita MTM.

Această batoză mobilă, realizează treierarea mazării direct din câmp, separarea boabelor de impurități, colectarea lor în buncărul propriu și evacuarea pe sol a vrejilor rezultați în urma procesului de treier.

Această batoză mobilă este tractată de un tractor de 73,5 KW, fiind echipată cu un motor propriu de 47,8 KW și urmează să fie fabricată în producție de serie.

Datorită faptului că suprafețele cultivate cu mazăre verde sunt reduse, comparate cu alte culturi, cercetările privind mecanizarea recoltării acestei culturi nu au fost suficient abordate.

### 3.2.2. Mașina de recoltat mazăre verde MRM-2,2 M

Este o mașină agricolă tractată și acționată de la priza de putere, destinată pentru a recolta mazărea verde pentru conserve, mazărea uscată, lucerna pentru sămânță și unele borcaguri (fig. 3.1.) [D2, D4, N3, 1].

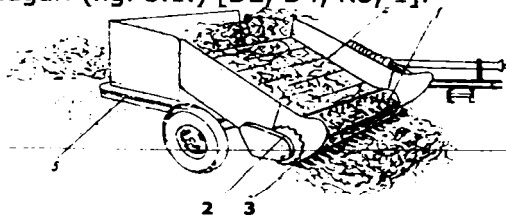


Fig. 3.1. Mașina de recoltat mazăre verde MRM-2,2 M  
1. dispozitiv de smulgere; 2. separator de lan; 3. aparat de tăiere;  
4. transportor longitudinal; 5. transportor transversal

Lucrează în agregat cu tractorul L-445, sau cu tractorul U-650M. Mașina de recoltat mazăre MRM-2,2 M cuprinde următoarele părți componente principale: cadru, dispozitiv de smulgere, separator de lan, aparat de tăiere, transportor longitudinal, transportor transversal, transmisie cardanică, cuplaj de siguranță, reductor, bară de tracțiune, transmisie, roți de sprijin pe sol, cilindru hidraulic și dispozitiv de echilibrare.

Cadrul este de construcție metalică, sprijinit pe două roți cu pneuri, fiind prevăzut la partea anterioară cu o bară de tracțiune cu ajutorul căreia se cuplează la bara transversală de tracțiune a tractorului. Această bară de tracțiune are două poziții: de lucru și de transport.

Aparatul de tăiere este de tipul clasic cu degete scurtate, cu tăiere prin forfecare. Acționarea aparatului de tăiere se face prin intermediul unui mecanism bielă manivelă care primește mișcarea de la transmisia mașinii. Aparatul de tăiere are poziție reglabilă față de dispozitivul de smulgere, reglaj ce se poate efectua în funcție de condițiile de recoltare. Aparatul de tăiere se poate demonta când se recoltează mazărea prin smulgere.

Dispozitivul de smulgere este un tambur cu degete escamotabile sprijinit la extremități pe două lagăre montate pe cadrul transportorului longitudinal.

Separatorul de lan este un disc rotativ prevăzut cu lame de tăiere și contracuțit fix, care primește mișcarea de la sulul motric al transportorului longitudinal, având rolul de a delimita porțiunea de lan care este recoltată la o trecere.

Transportorul longitudinal este o bandă din pânză cauciucată prevăzută cu șipci din lemn. Sulul inferior este motric, sulul superior condus, are poziție reglabilă pentru întinderea benzii transportorului longitudinal.

Transportorul transversal este o bandă transportoare confecționată din pânză cauciucată prevăzută cu șipci din lemn și are rolul de a descărca lateral, pe sol, materialul preluat de la transportorul longitudinal. Este format dintr-un cadru metalic pe care se montează sulul motric și sulul condus. Sulul condus are posibilitatea de reglare a întinderii benzii transportoare.

Transmisia mașinii este alcătuită dintr-o transmisie cardanică dublă ce transmite mișcarea de la priza de putere a tractorului la grupul conic și un număr de cinci transmisii cu lanț. Mașina este prevăzută cu două roți de transport.

Caracteristici tehnice:

- masa mașinii	1000 kg
- lumina la sol	250 mm
- turația dispozitivul de smulgere	45 sau 55 rot/min
- turația despicatorului de lan	233 rot/min
transportorul longitudinal	
- viteza liniară	2,2 m/s
- turația sulului de antrenare	254 rot/min
transportorul transversal	
- viteza liniară	3,6 m/s
- turația sulului de antrenare	378 rot/min
viteza de transport	15 km/h

### 3.2.3. Mașina de recoltat mazăre verde MRM - 2,2 MT cu transportor încărcător

Mașina de recoltat mazăre verde cu transportor încărcător este destinată pentru a realiza concomitent cu recoltarea și încărcarea mazării verzi într-un mijloc de transport. Montarea transportorului încărcător pe mașina de recoltat mazăre, descrisă mai sus, a impus adaptarea unor subansambluri cum sunt: sistemul de copiere, sistemul de rulare, transmisia și realizarea propriu-zisă a transportorului cu sistemul de fixare pe mașină.

În fig. 3.2. este prezentată mașina de recoltat mazăre echipată cu transportor încărcător. Este compusă din următoarele părți componente: cadru, roți de sprijin pe sol, aparat de tăiere, dispozitiv de smulgere, separator de lan, bara de tracțiune, transmisie cardanică, reductor, transmisie, transportor încărcător [D2, D4, M8, 1].

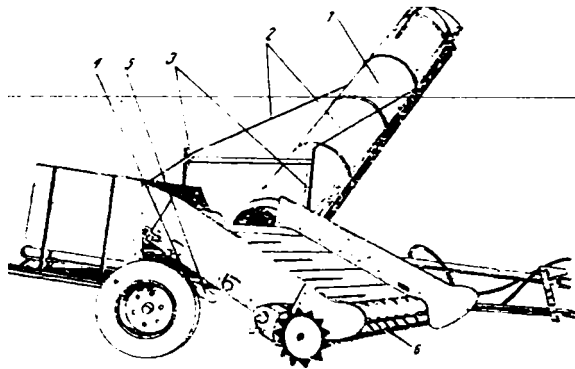


Fig. 3.2. Mașina de recoltat mazăre verde cu transportor încărcător MRM - 2,2 MT  
1. transportor încărcător; 2. tiranți; 3. suporturi; 4. lagăre;  
5. sistem de pârghii; 6. aparat de tăiere.

Transportorul încărcător este o bandă transportoare din pânză cauciucată prevăzută cu racleți metalici. Partea de deasupra a transportorului este capotată, în formă de semicilindru din tablă de aluminiu prevăzută la partea superioară cu un deflector articulată.

Transportorul încărcător se cuplează la capătul transportorului transversal fiind ancorat prin doi tiranți de suportii prevăzuți pe mașină. Înălțimea de lucru a transportorului este reglabilă. Sulul inferior este motric, fiind antrenat prin lanț de la sulul transportorului transversal.

Pentru a permite înclinarea transportorului la diferite unghiuri, întinzătorul lanțului este prevăzută cu resort, asigurând reglarea continuă a întinderii și demontarea transportorului de pe mașină, fără demontarea lanțului. Sulul superior este prevăzută cu posibilitatea de întindere a benzii transportoare.

Transmisia mașinii MRM - 2,2 MT cu transportor încărcător este alcătuită dintr-un arbore cardanic, un grup conic și un număr de șase transmisii cu lanț.

Sistemul de rulare este alcătuit din trei roți cu pneuri, roata din partea transportorului înclinat fiind dublă. Roțile sunt interschimbabile, cuplarea celor două roți fiind realizată printr-un butuc cu prelungitor. În transport, mașina se sprijină pe roțile de rulare și pe bara tractorului.

Sistemul de copiere, respectiv transportorul longitudinal cu dispozitivul de smulgere și aparatul de tăiere, este articulată în partea posterioară față de cadrul mașinii prin două lagăre (4) fig. 3.2. și se sprijină în partea din față pe două role de copiere. Pentru deplasările în transport întreg ansamblul este ridicat printr-un sistem de pârghii cu ajutorul cilindrului de forță.

Dispozitivul de echilibrare este montat între cilindrul de forță și bara de acționare a pârghiilor de ridicare a mașinii pentru ca în lucru apăsarea pe rolele de copiere să fie mică.

Caracteristicile tehnice ale mașinii MRM-2,2MT echipată cu transportor încărcător:

dimensiuni de gabarit în lucru:

- lungime	4400 mm
- lățime	7000 mm
- înălțime-maxim	3800 mm
- masa mașinii	1200 kg

transportorul înclinat:

- lungimea	4500 mm
- lățimea	750 mm
- înălțimea de încărcare-maxim	3500 mm
- viteza liniară a benzii	4,5 m/s

viteza de transport

12 km/h

### 3.2.4. Mașina de adunat și încărcat MA 1.2

Este o mașină tractată și acționată de la priza de putere a tractorului, lucrează în agregat cu tractorul U-650 M și este destinată pentru încărcarea furajelor din brazdă în mijloacele de transport, fiind folosită și pentru încărcarea în remorci a mazării verzi recoltată cu mașina MRM-2,2M [D2, S4, 1].

Mașina de adunat și încărcat MA 1.2 este compusă din următoarele părți componente: cadru, roți de transport, roți de copiere, elevator cu racleți, scut, dispozitiv de sprijin și de ridicare și transmisia. Mașina (fig. 3.3.) este prevăzută cu două roți de transport cu pneuri și două roți de copiere. Roțile de copiere, pivotante, sunt montate pe șasiu prin intermediul unui dispozitiv cu șurub de reglare a înălțimii de lucru.

Transportorul este format din două lanțuri pe care sunt fixați racleți cu gheare elastice.

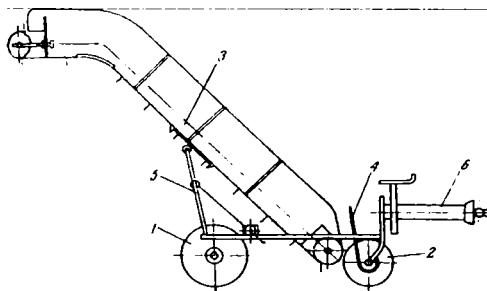


Fig. 3.3. Mașina de adunat furaje MA 1.2 schemă constructivă  
1. roți de transport; 2. roți de copiere; 3. elevator; 4. scut;  
5. dispozitiv de sprijin și ridicare a elevatorului; 6. transmisia

Scutul este montat în fața elevatorului și are rolul de a dirija materialul ridicat de ghearele elastice pe transportor.

Transmisia este formată dintr-o transmisie cardanică, prevăzută cu cuplaj de siguranță și un reductor, care prin intermediul unei transmisii cu lanț, transmite mișcarea la elevator.

Caracteristici tehnice:

dimensiuni de gabarit (în lucru)	
- lungimea	7265 - 7020 mm
- lățimea	2116 mm
- înălțimea	3400-4410 mm
- masa mașinii	830 kg
- viteza liniară a elevatorului	2,1 m/s
- lățimea de lucru	1,25 m
- înălțimea de ridicare	3010 - 4020 mm
viteza de lucru	12 km/h
viteza de transport	20 km/h

### 3.2.5. Batoza staționară pentru treierat mazăre verde "Tehnometal"

Această batoză staționară este destinată pentru treierarea la staționară a mazării verzi care a fost recoltată prin metoda divizată.

Batoza staționară execută treierarea mazării verzi, separarea boabelor de impurități și colectarea boabelor rezultate în urma procesului de treier într-un buncăr propriu.

Batoza staționară (fig. 3.4.) se compune din următoarele părți componente: cadru metalic, aparat de treier, transportor-separator, variator de turație, motor electric de acționare, elevator de alimentare, elevator de evacuare a boabelor și mecanisme de reglare [N3, 1, 4].

Aparatul de treier al batozei este format dintr-un bătător și un contrabătător. Contrabătătorul este un tambur cu orificii prevăzute cu șase suprafețe de separare și șase palete de antrenare a mazării. Contrabătătorul are rolul de a antrena mazărea și de a o supune acțiunii bătătorului. Bătătorul este prevăzut cu palete de batere fixe și cu palete reglabile, în funcție de starea materialului. Poziția paletelor se reglează cu ajutorul unei manete prevăzută cu scală pentru indicarea înclinării.

Bătătorul și contrabătătorului se rotesc în același sens, bătătorul având o turație mai mare.

Separatorul este un transportor vibrator cu bandă, care primește mișcare de rotație și este prevăzut cu două suluri: un sul de antrenare cu secțiune triunghiulară și un sul de întindere cu secțiune pătrată.

Întinderea covorului din cauciuc se realizează cu un dispozitiv hidraulic montat pe batoză prin deplasarea unuia dintre capetele sulului de întindere, celălalt capăt fiind prevăzut cu șurub pentru reglarea inițială. Centrarea covorului separatorului este asigurată de instalația hidraulică care corectează automat poziția covorului.

Variatorul de turație are rolul de a regla turația bătătorului în limitele 160 și 205 rot/min.



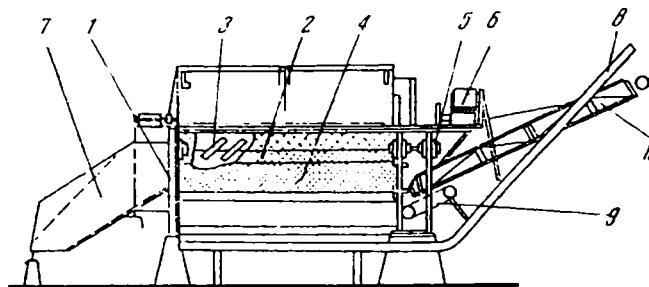


Fig. 3.4. Batoza de mază verde "Tehnometal" schemă constructivă  
 1. cadru metalic; 2. contrabătător; 3. bătător; 4. separator; 5. variator de turație; 6. motor electric; 7. elevator de alimentare; 8. elevator de boabe; 9. recuperator de boabe; 10. elevator de vreji

Elevatorul de alimentare este de tipul lanț cu gheare prevăzut cu cuplaj de siguranță și știft de forfecare.

Elevatorul de evacuare a vrejilor și transportorul de deșeuri sunt de tipul cu lanț cu racleți din lemn.

Recuperatorul de deșeuri este un transportor din bandă de cauciuc.

Caracteristici tehnice:

dimensiuni de gabarit

- lungime	10907 mm
- lățime	2560 mm
- înălțime	3960 mm
- masa	6500 kg
- capacitatea de lucru (boabe)	1000 kg/oră

elevatorul de alimentare

- viteza liniară a lanțului	0,36 m/s
- unghiul de înclinare	33°

contrabătătorul

- numărul de site	6 buc
- diametrul	1690 mm
- turația	18 rot/min

bătătorul - tipul tambur cu secțiune hexagonală

- lungimea de batere	4240 mm
- turația	160-205 rot/min
- unghiul de înclinare a paletelor reglabile	0° - 18°
- numărul paletelor	- fixe 18 buc
	- reglabile 6 buc

separatorul - tipul vibrator, cu bandă transportoare din cauciuc

- viteza liniară a benzii	0,46 m/s
- înclinația benzii	21°
- suprafața activă	7,8 m <sup>2</sup>
- centrarea benzii	hidraulică

elevatorul de deșeuri - tip lanț cu racleți din lemn

- viteza liniară	0,5 m/s
- unghiul de înclinare	23°
- lățimea	810 mm

recuperatorul de boabe - tip cu bandă de cauciuc

674.791  
MEC/ABR

- viteza liniară	0,5 m/s
- unghiul de înclinare	23°
- lățimea	880 mm
transportorul de deșeuri - tip lanț cu racleți	
- viteza liniară	0,27 m/s
- lățimea	322 mm
variatorul de turație	
- turația axului cu viteză constantă	425 rot/min
- turația axului cu variație constantă	305 - 590 rot/min

### 3.2.6. Mașina de treierat mazăre verde MTM

Mașina de treierat mazăre verde MTM este o batoză mobilă de concepție românească, proiect executat de ICSITMUA București având ca prim beneficiar Întreprinderea Mecanică de Mașini și Utilaje Miniere Baia Mare mașina este tractată de un tractor de 73,5 KW și este echipată cu un motor de 47,8 KW [P3, S4].

Este destinată pentru a realiza treierarea mazării verzi, separarea boabelor de impurități, colectarea boabelor în buncărul propriu, vrejii rezultați în urma treierării fiind evacuați pe sol.

Mașina de recoltat mazăre verde MTM, (fig.3.5.) se compune din următoarele părți componente: cadru cu sistem de rulare și dispozitiv de tracțiune, sistem de alimentare cu masă verde, aparat de treier, sistem de curățire și transport a boabelor, buncăr, instalație hidraulică și instalație de semnalizare.

Cadrul mașinii se sprijină pe două roți cu pneuri, prevăzute cu sistem de frânare pneumatic și sistem de frânare manual pentru parcare. Pe cadru este articulată dispozitivul de tracțiune, prevăzut cu un suport reglabil pentru reglarea orizontalității cadrului și pentru a regla înălțimea de fixare la cupla monoax montată pe puntea din spate a tractorului.

Dispozitivul de alimentare cu masă verde este format dintr-un ridicător de plante și două dispozitive de îngustare a brazdei de tipul cu degete escamotabile și are rolul de a ridica plantele de mazăre din brazda și de a le introduce în aparatul de treier.

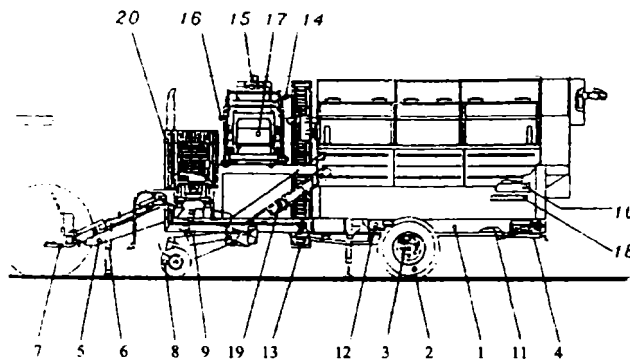


Fig. 3.5. Mașina de treierat mazăre verde MTM schemă constructivă

1. cadru; 2. roți; 3. sistem de frânare; 4. frâna de parcare; 5. disp. de cuplare; 6. suport;
7. cupla; 8. ridicător de plante; 9. transportor plante; 10. transportoare separatoare;
11. transportor longitudinal; 12. ventilator; 13. elevator; 14. jgheab; 15. exhaustor;
16. transportor boabe; 17. buncăr; 18. perii; 19. elevator; 20. motor

Aparatul de treier (fig. 3.6.) format dintr-un contrabătător de tip sită rotativ și un bătător multiplu format dintr-un bătător central și patru bătătoare laterale.

Sistemul de curățire și transport a boabelor se compune din două transportoare separatoare dispuse transversal, un transportor longitudinal, un ventilator centrifugal, un elevator cu cupe, un jgheab înclinat, un exhaustor, un transportor cu plasă metalică prin care boabele de mazăre ajung în buncărul mașinii.

Descărcarea buncărului se face prin basculare. Curățirea contrabătătorului și a benzilor transportoare transversale se efectuează cu perii.

Motorul propriu de acționare este de tipul D-110. Motorul acționează un grup de pompe hidraulice care pun în mișcare aparatul de treier și organele active ale sistemului de curățire și transport a boabelor.

Caracteristici tehnice:

tipul mașinii - tractată pe sistem de rulare monoax cu pneuri	
sursa energetică - tractor de 73,5 KW cu viteză lentă U1010 DT și motor propriu de 47,8 KW	
modul de cuplare la tractor - prin cupla pentru remorca monoax	
sistemul de alimentare cu masă verde	
- lățimea de lucru a dispozitivului de ridicare	1500 mm
- lățimea de lucru a elevatorului de alimentare	600 mm
- numărul de dispozitive de îngustare a brazdei	2
aparatul de treier	
- diametrul contrabătătorului	1830 mm
- turația contrabătătorului	26-36 rot/min
- număr de site ale contrabătătorului (seturi)	3
montate succesiv, în sensul fluxului tehnologic	
- tipul sitelor cu orificii alungite	
- lățimea orificiilor alungite	
- setul 1	8 mm
- setul 2	10 mm
- setul 3	12 mm
bătător central	
- diametrul	540 mm
- turația	50-500 rot/min
bătătoare laterale	
- diametrul	350 mm
- turația	380-700 rot/min
sistemul de curățire și de transport a boabelor	
- tipul combinat (mecanic și pneumatic)	
- benzile transportoare transversale	
- lățimea efectivă de lucru a benzilor	3200 mm
- banda transportoare longitudinală	
- lățimea efectivă de lucru a benzii	350 mm
- ventilatorul de pre curățire - tipul centrifugal	
- turație la debit maxim	1450 rot/min
buncărul	
- capacitate	600 kg
- înălțime de descărcare	2100 mm
motorul	
- tipul	D-110 răcit cu apă

- puterea	65 CP
capacitatea rezervorului	
- combustibil	80 l
- ulei	200 l
dimensiuni de gabarit ale mașinii	
- lungime	8350 mm
- lățime	3040 mm
- înălțime	3400 mm
- capacitate de lucru	1,5 ha/sch
- masa mașinii	8400 kg

Mașina de recoltat mază verde MTM, ridică de pe sol brazda de mază cu ajutorul dispozitivului de ridicare, o îngustează cu ajutorul dispozitivului de îngustare a brazdei și o introduce în aparatul de treier cu ajutorul unui elevator. Tulpinile de mază introduse în aparatul de treier (fig. 3.6.), aderă pe contrabătător datorită forței centrifuge și sunt preluate de bătătorul lateral nr. 1 care le lovește și le proiectează către bătătorul nr. 2. Acesta la rândul său le trimite la bătătorul central, care le aruncă la partea superioară pe contrabătător. Bătătorul lateral nr. 3 preia materialul și îl trimite la bătătorul central și apoi la bătătorul lateral nr.4.

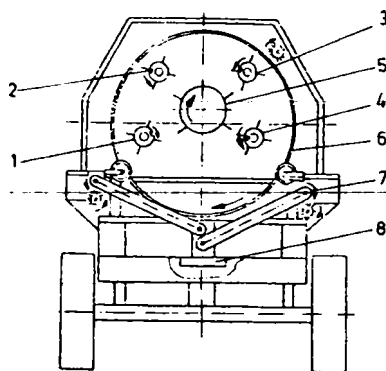


Fig. 3.6. Aparatul de treier al mașinii MTM

1. bătător lateral nr.1; 2. bătător lateral nr. 2; 3. bătător lateral nr. 3; 4. bătător lateral nr. 4; 5. bătător central; 6. contrabătător; 7. transportor separator; 8. transportor longitudinal

Ciclul se repetă de 10 - 12 ori până când materialul este evacuat din aparatul de treier, datorită spiralei făcută de paletele înclinate de pe bătătorul central, care îi imprimă o mișcare de avans longitudinal după fiecare ciclu.

În timpul procesului de lucru, materialul din aparatul de treier este supus unor lovituri repetate care conduc la desfacerea păstăilor.

Tecile păstăilor fără boabe și vrejii sunt lăsați să cadă pe sol. Boabele de mază care au trecut prin sitele contrabătătorului sunt preluate de două benzi transversale înclinate, împreună cu fragmente de tulpini, frunze, teci și alte impurități.

Toate aceste resturi vegetale, având în general formă plată, alungită, sunt antrenate de benzi și transportate la partea superioară de unde cad pe sol. Boabele având formă sferică, nu sunt antrenate de benzi și se rostogolesc în sens contrar, căzând pe transportorul longitudinal, care le deversează, printr-un curent de aer produs de un ventilator centrifugal, în cupele transportorului.

Curentul de aer elimină impuritățile ușoare din masa de boabe. Transportorul de tip cu cupe deversează boabele pe un plan înclinat și apoi cad pe un transportor-separator care deversează boabele în buncăr și elimină impuritățile grele. Pentru a nu se înfunda sita contrabătătorului mașina este prevăzută cu o perie de curățire. De asemenea mai sunt prevăzute două perii pentru curățirea resturilor vegetale care aderă de benzile transportoarelor transversale.

Batoza mobilă MTM a fost construită în anul 1990, prin realizarea acesteia îmbunătățindu-se tehnologia de recoltare a mazării verzi. Astfel s-au redus considerabil cheltuielile de recoltare, prin eliminarea unor faze intermediare, care necesită un consum mare de forță de muncă, combustibili și mijloace de transport, scurtându-se perioada de recoltare.

Mașina a fost supusă la încercări pentru stabilirea parametrilor constructivi și funcționali și pentru determinarea indicilor de exploatare ai acesteia. S-a urmărit influența debitului de alimentare asupra indicilor calitativi de lucru, reprezentați prin pierderi de boabe, vătămarea boabelor și puritatea boabelor.

Mazărea verde a fost în prealabil tăiată și lăsată în brazdă cu mașina de recoltat mazăre MRM - 2,2 M. Treierarea mazării s-a efectuat cu batoza mobilă MTM în două variante:  $V_1$  - treierarea la două ore după ce a fost cosită și  $V_2$  - treierarea la 24 ore.

Indicii calitativi de lucru obținuți la încercarea mașinii MTM sunt prezentați în tabelul 3.1. [P3].

Indicii calitativi de lucru obținuți la încercarea mașinii MTM

Tabelul 3.1

Nr crt	Viteza Km/h	Debit de alimentare Kg/s	Interval de timp între tăiere și recoltare (ore)	Indici calitativi					
				Puritate %	Vătămare %	Pierderi			
						La ridicare %	La separare %	La evacuare %	Total %
1	1,22	2,02	2	93,86	9,82	2,19	4,42	2,28	8,89
			24	93,51	7,47	2,28	2,76	2,10	7,12
2	1,63	2,67	2	92,15	10,28	2,07	5,15	2,61	9,86
			24	92,47	8,24	1,98	3,66	2,19	7,79

Din analiza rezultatelor prezentate se desprind următoarele concluzii:

1. Puritatea boabelor din buncăr are valori cuprinse între 92,15 % și 94,51 %, fiind influențată de creșterea debitului de alimentare și de reducerea intervalului de timp dintre momentul tăierii și cel al recoltării cu MTM.

2. Vătămarea boabelor de mazăre în procesul de recoltare cu MTM se situează între 7,47 % și 10,28 %. Vătămările cresc cu până la 2,35 % când timpul dintre tăiere și batozare scade de la 24 la 2 ore și scad de la 10,28 % la 9,82 % și respectiv de la 8,24 % la 7,47 % odată cu reducerea debitului de alimentare și deci a regimului cinematic al organelor active ale mașinii.

3. Pierderile de boabe obținute pe fluxul mașinii, la nivelul diferitelor organe de lucru, înregistrează variații mici (1,98 % - 2,26 %) la ridicarea brazdei de mazăre și evacuarea materialului din aparatul de treier (2,10 % - 2,64 %). Pierderile cele mai mari s-au obținut la nivelul sistemului de separare al mașinii, situându-se între 2,76 % și 5,15 %.

4. Pierderile la separare marchează o creștere ușoară de la 4,42 % la 5,15 % și respectiv de la 2,76 % la 3,66 % la creșterea debitului de alimentare și înregistrează creșteri de circa 1,5 % când procesul de treier are loc la 2 ore de la tăiere față de atunci când se lasă o zi între tăiere și recoltare cu MTM.

5. Pierderile totale obținute la recoltarea mazării verzi cu MTM se situează între 7,12 % când se lucrează cu viteza de 1,22 Km/h la 24 de ore de la tăierea mazării și 9,86 %, la viteza de lucru de 1,63 Km/h și la 2 ore de la tăierea și formarea brazdei de mazăre.

Din cele prezentate rezultă că viteza optimă de lucru la recoltarea mazării cu MTM este de circa 1,2 Km/h, viteza la care mașina realizează cei mai buni indici calitativi de lucru, în condițiile în care lucrarea se execută la o zi de la tăierea mazării.

### **3.3. STUDIU PRIVIND DEZVOLTAREA UTILAJELOR DE RECOLTAT, CURĂȚAT ȘI SEPARAT MAZĂRE VERDE PE PLAN MONDIAL**

#### **3.3.1. Tehnologii de recoltat mazăre verde boabe**

Pe plan mondial, s-a utilizat în trecut recoltarea mazării în trei faze, realizându-se tăierea plantelor cu un vindrover, încărcarea lor în mijloacele de transport și treierarea cu utilaje staționare..

Interesul pentru recoltarea mazării verzi pentru conserve este mare, fiind realizate diferite tipuri de utilaje, reprezentate prin batoze mobile și combine autopropulsate. Printre țările mari constructoare de utilaje de recoltat mazăre verde se numără: Germania, Anglia și Olanda. În aceste țări se cultivă suprafețe mari cu mazăre verde [4, 5, 6, 7, 13].

În următoarea etapă s-a trecut la recoltarea mazării verzi în două faze, realizându-se tăierea plantelor și lăsarea lor în brazdă, iar treierarea s-a realizat cu ajutorul batozelor mobile tractate, de tip Herbort 45F, Herbort 45SF, Mather-Platt, IMC-963, FMC-H2, FMC-963 sau auto deplasabile de tip IMC-FMC-463 care erau echipate cu ridicătoare de plante.

În prezent, pe plan mondial, mazărea verde pentru conserve se recoltează într-o singură fază cu ajutorul combinelor autopropulsate. Aceste combine sunt echipate cu motoare puternice care asigură deplasarea și acționarea organelor active, sisteme multiple de curățire, sisteme automate de orizontalizare și de avertizare optică și acustică a punctelor critice din fluxul tehnologic. De asemenea sunt echipate cu cabine climatizate care asigură un confort deosebit.

Combinel autopropulsate recoltează mazărea verde într-o singură fază, realizând smulgerea plantelor, treierarea lor, separarea boabelor de impurități, colectarea boabelor în buncărul propriu, și depunerea pe sol a vrejilor.

Aceste combine sunt utilaje de mare productivitate, au o lățime de lucru de 3,3 metri și se pot deplasa în câmp cu viteze de până la 10 km/h în funcție de caracteristicile culturii de mazăre. Capacitatea orară de lucru a combinei este de 1,1 până la 1,8 hectare pe oră. Avantajul acestor combine este că mazărea se recoltează într-o singură fază, reducându-se astfel timpul de la recoltare până la industrializare.

O asemenea combină poate recolta într-o campanie, o suprafață de cca 200 hectare de mazăre. Pentru aceasta cultivându-se soiuri cu perioade de vegetație diferite și decalându-se epoca de semănat, astfel încât recoltarea să se efectueze eșalonat. Cu o asemenea combină se poate recolta mazărea verde necesară unei fabrici de conserve de mărime medie.

Dacă mazărea verde este recoltată într-o singură fază se reduce necesarul de tractoare și remorci care erau utilizate pentru transportul mazării la batozele staționare și se reduce de asemenea necesarul de forță de muncă.

### 3.3.2. Combina de recoltat mazăre verde FMC-679

Este construită în Anglia în anul 1987 și realizează recoltarea mazării verzi direct din lan într-o singură fază. Această combină realizează smulgera plantelor, treierarea mazării, colectarea boabelor, separarea de impurități și evacuarea vrejilor pe sol. Este formată din următoarele părți componente (fig. 3.7.): dispozitiv de recoltare, sistem de alimentare, sistem de curățire, separare și transport, aparat de treier, buncăr, motor, transmisie, instalație hidraulică și electrică [4, 7, 13].

Procesul de lucru: plantele de mazăre sunt smulse de dispozitivul de recoltare un transportor de tip melc îngustează brazda și dirijează materialul către transportorul de alimentare de tipul lanț cu racleți, care îl introduce în aparatul de treier. Aparatul de treier (fig. 3.8.) este format dintr-un bătător multiplu și contrabătător. Bătătorul este format dintr-un bătător central și patru bătătoare laterale.

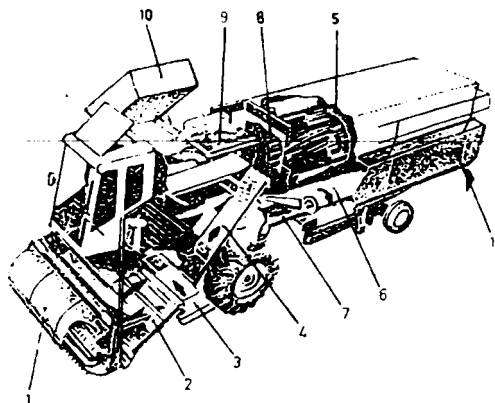


Fig. 3.7. Combina de recoltat mazăre verde FMC-679

1. dispozitiv de recoltare; 2, 3 transportoare; 4. elevator; 5. aparat de treier;
6. transportor separator; 7. transportor longitudinal; 8. elevator de tip cu cupe;
9. banda transportoare; 10. buncăr;

Bătătorul central și contrabătătorul se rotesc în același sens, respectiv sensul acelor de ceasornic. Plantele de mazăre introduse în aparatul de treier, cad pe contrabătător și sunt ridicate la partea superioară până când sunt preluate de bătătorul lateral nr. 1 care le lovește cu paletele sale și le trimite la bătătorul lateral nr. 2, care le proiectează către bătătorul central. Bătătorul central lovește plantele

de mazăre cu paletele sale și le ridică la partea superioară fiind lovite de contrabătător.

Bătătorul lateral nr. 3 preia plantele de pe contrabătător le trimite la bătătorul central și acesta le proiectează către bătătorul lateral nr. 4. Ciclul se repetă de mai multe ori, boabele se desprind din păstăi și cad prin orificiile contrabătătorului pe cele două transportoare separatoare înclinate care au rolul de a îndepărta impuritățile din masa de semințe.

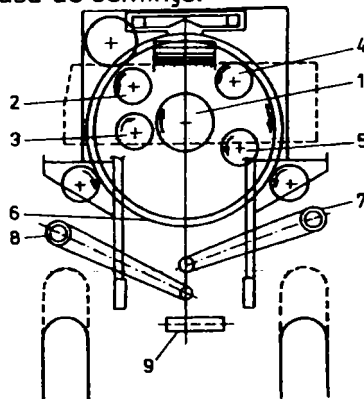


Fig. 3.8. Aparatul de treier al combinei FMC-679  
1. bătător central; 2. bătător lateral nr.1; 3. bătător lateral nr.2;  
4. bătător lateral nr. 3; 5. bătător lateral nr. 4; 6. contrabătător;  
7, 8. transportoare separatoare; 9. transportor longitudinal

Boabele se rostogolesc pe aceste separatoare înclinate și cad pe un transportor longitudinal care le deversează într-un elevator cu cupe. În zona de descărcare acționează un exhaustor care elimină impuritățile din masa de semințe.

Elevatorul ridică boabele la partea superioară a combinei și le descarcă pe un transportor lanț care le ridică în buncăr și reintroduce în aparatul de treier păstăile ne treierate.

În zona de descărcare a boabelor de la elevatorul cu cupe acționează un exhaustor care elimină impuritățile din masa de boabe. Vrejii sunt evacuați pe sol pe la partea posterioară a combinei. Descărcarea buncărului se face prin basculare laterală.

### 3.3.3. Combina de recoltat mazăre verde FMC-879

Se compune din următoarele părți: dispozitiv de recoltare, transportor de tip melc, elevator de alimentare, aparat de treier, transportoare-separatoare, transportor longitudinal, elevator cu cupe, două exhaustoare, buncăr, motor, transmisie.

Dispozitivul de recoltare al combinei FMC (fig. 3.9.) este format dintr-un rotor prevăzut cu colți care realizează smulgerea plantelor [5, 6, 7, 13]. Aparatul de treier este format dintr-un bătător multiplu, format dintr-un bătător central și patru bătătoare laterale și un contrabătător de tip sită rotativ.

Rotorul cu colți smulge plantele de mazăre care sunt preluate de un transportor de tip melc cu două spire stânga - dreapta care îngustează brazda și cu ajutorul unui elevator plantele sunt introduse în aparatul de treier (fig. 3.10.).



Bătătorul și contrabătătorul se rotesc în același sens, în sensul contrar acelor de ceasornic; plantele de mază cad pe contrabătător unde aderă datorită forței centrifuge, sunt ridicate până sunt preluate de bătătorul lateral nr. 1(4) care le lovește cu paletele sale, fiind proiectate către bătătorul lateral nr. 2 (5) și apoi spre bătătorul central (2); bătătorul central lovește plantele de mază care sunt aruncate la parte superioară și se lovesc de contrabătător.

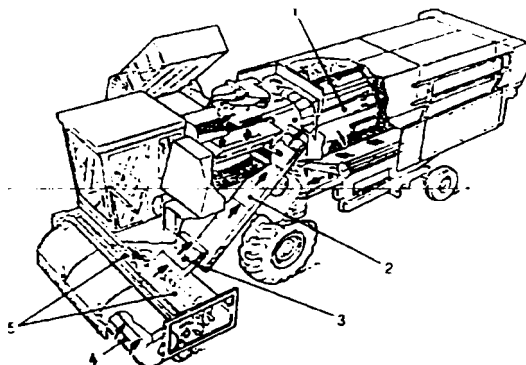


Fig. 3.9. Combina de recoltat mază verde FMC-879.

Procesul de lucru.

1. aparat de treier; 2. transportor de alimentare; 3. transportor central;  
4. dispozitiv de recoltare; 5. transportoare de tip melc

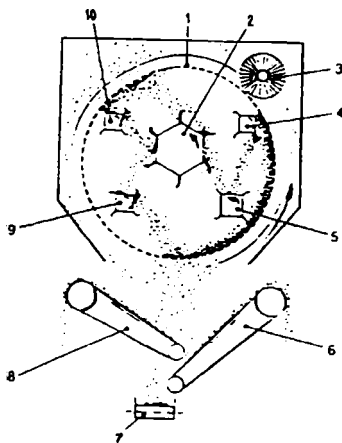


Fig. 3.10. Aparatul de treier al combinei FMC-879

1. contrabătător; 2. bătător central; 3. perie; 4. bătător lateral nr. 1;  
5. bătător lateral nr. 2; 9. bătător lateral nr. 4; 10. bătător lateral nr. 3;  
7. transportor longitudinal; 6,8. transportoare separate

Bătătorul lateral nr. 3 (10) culege plantele de mază de pe contrabătător și le trimite din nou la bătătorul central care la rândul său le lovește proiectându-le către bătătorul lateral nr. 4 (9); ciclul se repetă de mai multe ori. Mazărea fiind supusă unor lovituri, păstăile se desfac și boabele împreună cu impuritățile mici cad prin orificiile contrabătătorului pe cele două transportoare separate înclinate care se rotesc de la interiorul mașinii către exterior. Boabele se rostogolesc și cad pe un

transportor longitudinal. Impuritățile mici având formă plată aderă de transportorul separator și sunt evacuate prin părțile laterale ale combinei și cad pe sol.

Transportorul longitudinal descarcă boabele la un elevator cu cupe care le ridică la partea superioară a combinei și sunt descărcate apoi în buncăr. Două ventilatoare exhaustoare asigură eliminarea impurităților din masa de boabe. Buncărul se descarcă prin basculare.

### 3.3.4. Combina de recoltat mazăre verde FMC-979

Este construită în Anglia în anul 1991 de către firma FMC (fig. 3.11.). Este asemănătoare constructiv cu modelul FMC-879 [5, 6, 7, 13].

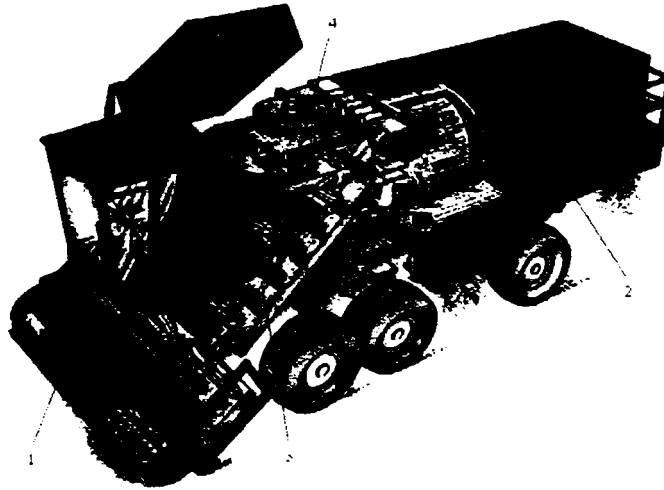


Fig. 3.11. Combina de recoltat mazăre verde FMC-979

1. dispozitiv de recoltare; 2. aparat de treier; 3. transportoare; 4. sistem de curățare

Este o combină de mare capacitate fiind echipată cu șase roți motrice. Modelul FMC-979 este echipat cu un buncăr cu o capacitate mai mare cu 33 % față de modelul 879, are o capacitate de lucru mărită. O presiune pe sol mult mai mică și poate lucra în condiții în care alte mașini nu pot intra în cultură din cauza umidității ridicate într-un sezon de recoltare ploios. Părțile componente și procesul de lucru sunt similare ca la modelul FMC-879.

Ceea ce au în mod deosebit combinele construite de F.M.C. îl reprezintă sistemul de batere multiplă care se deosebește față de cel al altor firme prin faptul că realizează:

- șase bătăi în lanț
- baterea materialului când pe o față când pe cealaltă

Tabel 3.2

Caracteristici tehnice	FMC-679	FMC-879	FMC-979
Puterea motorului propriu	157 KW (214 CP)	225 KW (300 CP)	278 KW (378 CP)
Tipul motorului pentru acționare	Deutz	Deutz răcit cu aer	Deutz răcit cu aer
Modul de acționare a organelor active	hidraulic	combinat mecanic și hidraulic	combinat mecanic și hidraulic
Capacitatea buncărului propriu	1350 kg	1350 kg	1800 kg
Modul de descărcare a buncărului	basculare cu acționare hidraulică	hidraulic	basculare cu acționare hidraulică
Turația băătorului multiplu	160-200rot/min	170-210 rot/min	190-230rot/min
Reglarea înălțimii dispozitivului de recoltare	hidraulic	meccanic	meccanic
Orizontalizare	hidraulic automată	hidraulic automată	hidraulic automată
Viteza de lucru	0-24 km/h	0-24 km/h	0-24 km/h
Masa mașinii	15.500 kg	21.190 kg	24.620 kg
Lungimea	10.000 mm	11.735 mm	11.825 mm
Lățimea de lucru	2,8 m	3,3 m	3,3 m
Înălțimea	4000 mm	4155 mm	4290 mm
Înălțimea de descărcare	2610 mm	2770 mm	2920 mm

### 3.3.5. Combina de recoltat mazăre verde Ploeger EDP-490

Este o combină autopropulsată pentru recoltarea mazării verzi pentru conserve într-o singură fază, realizând smulgerea plantelor, treierarea, colectarea boabelor în buncărul propriu și evacuarea vrejilor pe sol.

Această combină a fost construită în Olanda în anul 1970. Se compune din următoarele (fig. 3.12.): dispozitiv de smulgere a plantelor, transportor de plante, elevator de alimentare, aparat de treier, două transportoare separatoare înclinate, două ventilatoare exhaustoare, transportor longitudinal, elevator de tip cu cupe, buncăr, motor, transmisie [4, 13].

Plantele de mazăre, smulse de către dispozitivul de recoltare, sunt preluate de două transportoare de tip melc care le deplasează la elevatorul de alimentare; elevatorul de alimentare introduce plantele de mazăre în aparatul de treier. Aparatul de treier (fig. 3.13.) este format dintr-un băător multiplu și contrabăător de tip sită rotativ.

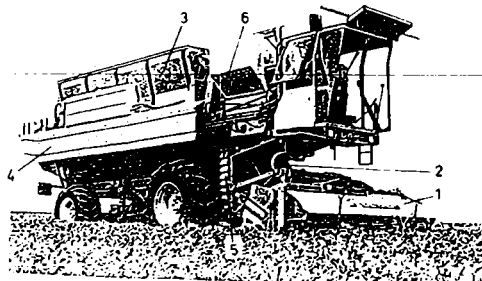


Fig. nr. 3.12. Combina de recoltat mazăre verde PLOEGER EDP-490  
 1. dispozitiv de recoltare; 2. transportor de alimentare; 3. aparat de treier;  
 4. transportoare separatoare; 5. elevator de tip cu cupe; 6. buncăr;

Bătătorul multiplu este format dintr-un bătător central și două bătătoare laterale. Plantele de mazăre sunt introduse în aparatul de treier prin fereastra 1, cad pe contrabătător și aderă pe acesta datorită forței centrifuge și sunt preluate de către paletetele bătătorului central (2), care le lovește și le proiectează către bătătorul lateral (3).

Acest bătător lateral se rotește în același sens cu bătătorul central, le lovește cu paletetele sale, fiind aruncate la partea superioară a contrabătătorului; bătătorul lateral (4) preia materialul de pe contrabătător și îl trimite la bătătorul central iar acesta la rândul său îl lovește din nou și cade pe contrabătător (5); datorită loviturilor primite boabele de mazăre se desprind din păstăi și cad împreună cu impuritățile mici prin orificiile contrabătătorului; impuritățile sunt separate de boabe, fiind evacuate pe sol de transportoarele separatoare și de ventilatoarele exhaustoare, boabele fiind preluate de elevatorul de tip cu cupe și sunt colectate în buncăr. Păstăile netreierate sunt reintroduse în aparatul de treier; vrejii sunt evacuați pe sol pe la partea posterioară a combinei. Descărcarea buncărului se face prin basculare, fiind acționat hidraulic.

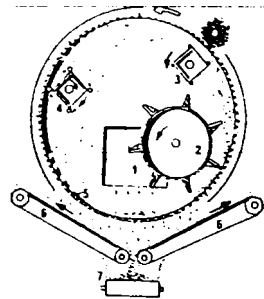


Fig. 3.13. Aparatul de treier al combinei PLOEGER EDP-490  
1. fereastra de alimentare; 2. bătător central; 3,4. bătătoare laterale; 5. contrabătător;  
6. transportoare separatoare; 7. transportor longitudinal

### 3.3.6. Combina de recoltat mazăre verde Ploeger EDP-520

Este o combină de recoltat mazăre verde construită în Olanda în anul 1983. Procesul de lucru și aparatul de treier sunt asemănătoare ca la combina Ploeger EDP-490. Spre deosebire de acestea, combina Ploeger EDP-520 (fig. 3.14.) are o lățime de lucru mărită, este echipată cu un motor mai puternic și are un buncăr cu o capacitate dublă [4, 13].



Fig. 3.14. Combina de recoltat mazăre verde PLOEGER EDP-520  
1. dispozitiv de recoltare; 2. aparat de treier; 3. transportor separator;  
4. elevator de tip cu cupe; 5. buncăr;

Procesul de lucru este asemănător cu al combinei Ploeger EDP-490.

Deși aceste două modele ale firmei Ploeger sunt echipate cu aparat de treier cu sistem de batere multiplă se poate observa că față de firma FMC se deosebește substanțial și anume:

- patru bătăi pe ciclu;
- baterea vânei de material pe aceeași față;
- permite scurgerea amestecului de impurități și boabe direct pe transportorul longitudinal.

Tabel 3.3

Caracteristici tehnice	PLOEGER EDP-490	PLOEGER EDP-520
Puterea motorului propriu	157 KW (214 CP)	210 KW (285,6 CP)
Tipul motorului pentru acționare	Diesel răcit cu aer	Deutz răcit cu apă
Modul de acționare a organelor active	hidraulic	hidraulic
Capacitatea buncărului propriu	1400 kg	2800 kg
Modul de descărcare a buncărului	basculare cu acționare hidraulică	basculare cu acționare hidraulică
Reglarea înălțimii dispozitivului de recoltare	hidraulic	hidraulic
Orizontalizare	hidraulic automată	hidraulic automată
Viteza de lucru	0-11 km/h	0-9,3 km/h
Masa mașinii	16.336 kg	18.500 kg
Lungimea	10.990 mm	11.000 mm
Lățimea de lucru	3,36 m	3,76 m
Înălțimea	3995 mm	3999 mm

### 3.3.7. Combina de recoltat mazăre verde Herbort 461

Este o combină de recoltat mazăre verde construită în Germania în anul 1987 (fig. 3.15.). Este echipată cu un motor de mare putere 195 KW (265 CP), care asigură atât acționarea organelor active, cât și deplasarea în lucru sau pe drumurile publice. Dispune de sisteme de desprindere a boabelor cu bătătoare multiple sisteme de orizontalizare în cele două planuri, sistem multiplu de curățire, cabină cu aer condiționat și sistem de control automat cu semnalizare optică și acustică a punctului critic din flux în timpul funcționării mașinii [4, 13].

Are sistem de curățire finală de tip sită cilindrică cu spiră interioară.

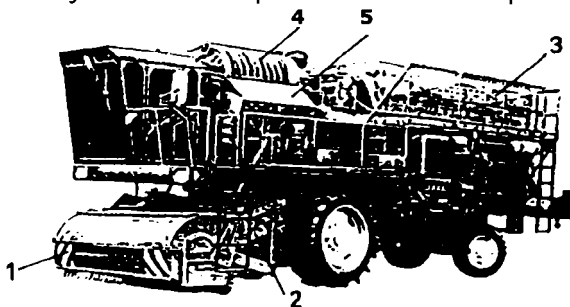


Fig. 3.15. Combina de recoltat mazăre verde HERBORT-461  
1. dispozitiv de recoltare; 2. elevator de alimentare; 3. aparat de treier;  
4. curățire finală; 5. buncăr;

### 3.3.8. Combina de recoltat mazăre verde Herbolt - 463

Este o combină de recoltat mazăre verde construită în Germania în anul 1987. Combina Herbolt - 463 (fig. 3.16.), este echipată cu un motor Diesel de mare putere 264 KW (360 CP), răcit cu aer care acționează organele active și asigură și deplasarea combinei.

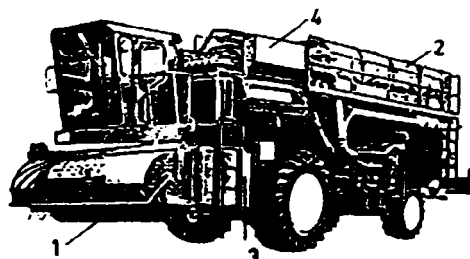


Fig. 3.16. Combina de recoltat mazăre verde HERBOLT-463

1. dispozitiv de recoltare; 2. aparat de treier; 3. elevator de tip cu cupe; 4. buncăr

De asemenea dispune de sisteme de orizontalizare hidraulic automat în cele două planuri, sistem multiplu de curățire și aparat de treier cu bătător multiplu, este prevăzută cu patru roți motrice care asigură deplasarea și pe terenurile cu o umiditate mai ridicată. Combina este prevăzută cu un sistem de curățire finală cu exhaustor amplasat pe fluxul de descărcare a boabelor în buncărul propriu de colectare [4, 13].

Tabel 3.4

Caracteristici tehnice	HERBOLT-461	HERBOLT-463
Puterea motorului propriu	195 KW (265 CP)	264 KW (360 CP)
Tipul motorului pentru acționare	Diesel răcit cu aer	Diesel răcit cu aer
Modul de acționare a organelor active	hidraulic	hidraulic
Capacitatea buncărului propriu	1250 kg	1350 kg
Modul de descărcare a buncărului	basculare hidraulică	basculare acționată hidraulic
Reglarea înălțimii dispozitivului de recoltare	hidraulic automată	hidraulic automată
Orizontalizare	hidraulic automată	hidraulic automată
Capacitate de lucru	0,5-0,8 ha/h	0,9 ha/h
Masa mașinii	21190 kg	23500 kg
Lungimea	10.000 mm	11.500 mm
Lățimea de lucru	3,0 m	3,5 m
Înălțimea	3780 mm	3900 mm

### 3.4. CONCLUZII

Din studiul cercetărilor existente privind construcția și funcționarea mașinilor de recoltat și prelucrat mazăre verde, se desprinde evoluția în timp a procesului tehnologic, atât în țara noastră cât și pe plan mondial.

Dacă până în anul 1990, în țara noastră, mazărea verde boabe pentru conserve se obținea prin recoltarea în trei faze tehnologice, s-a ajuns ca în ultimii ani să se realizeze într-o singură fază, utilizându-se combinele autopropulsate. Cele mai moderne combine autopropulsate sunt de fabricație FMC, Ploeger și Herbort.

Ca o caracteristică esențială a dezvoltării combinelor autopropulsate este creșterea capacității de recoltare, treierare și separare, a acestor utilaje. Astfel ajungându-se la o capacitate de lucru de 1,8 ha/h la combinele de producție FMC, față de batozele staționare ce aveau o capacitate de 1000 kg /h și batozele mobile cu capacitatea de 1,5 ha/schimb.

De asemenea trebuie menționat că aceste creșteri ale capacității de lucru s-au putut realiza odată cu creșterea vitezelor de lucru. Dacă combinele de producție Ploeger au ajuns la viteze de 11 km/h, combinele de producție FMC au ajuns la viteze de lucru de până la 24 km/h.

Creșterea capacității de lucru a acestor utilaje s-a putut realiza și prin creșterea lățimii de lucru la 3,3 m și chiar la 4 m.

Factorul hotărâtor al creșterii capacității combinelor este însă trecerea de la sistemul de treier al mazărei cu un singur bătător și un contrabătător, la un aparat de treier cu un bătător central și două bătătoare laterale la combinele de tip Ploeger, iar la combinele de fabricație FMC aparatul de treier este format dintr-un bătător central și patru bătătoare laterale, iar contrabătătorul este de tip sită rotativă.

Ceea ce au în mod deosebit combinele produse de FMC îl reprezintă sistemul de batere multiplă, care se deosebește de cel al altor firme producătoare de astfel de utilaje prin faptul că realizează șase bătăi în lanț, baterea materialului făcându-se când pe o față când pe cealaltă.

Acest ultim model de aparat de treier se întâlnește și la mașina de treierat mazăre verde de tip MTM de producție românească.

Mai trebuie menționat că în același timp a crescut și calitatea produsului rezultat în urma separării, ajungându-se la un indice de puritate al produsului de 92 până la 98 %, datorită introducerii în circuitul boabelor de mazăre până la buncăr, a mai multor sisteme de curățare.

În general se constată un studiu insuficient al proceselor de lucru efectuate de echipamentele de bază ale mașinilor menționate, ceea ce impune o cercetare în acest domeniu.

Deoarece acest indice se realizează în mare parte cu unul sau două dispozitive de separare prin fricțiune, cu bandă înclinată oscilantă, se consideră oportună cercetarea fenomenelor dinamice, subiect ce va fi tratat în capitolele ce urmează.

## **4. CONSIDERAȚII PRIVIND FUNCȚIONAREA SEPARATORULUI DE BOABE CU BANDĂ ÎNCLINATĂ**

### **4.1. Rolul separatorului cu bandă înclinată**

Separatorul de boabe de mazăre cu bandă înclinată este o componentă a batozei de mazăre, care preia amestecul de boabe de mazăre, resturi de păstăi, semințe de buruieni, bulgări de pământ și pleavă, care rezultă de la aparatul de treier. Boabele de mazăre, particulele de pământ și o mică parte din resturile de păstăi cad de pe separator și ajung pe elevatorul cu cupe și mai departe în flaxul tehnologic, iar la partea superioară a separatorului, prin separare, sunt eliminate pleava, resturile de păstăi, boabele sparte și fragmente de pământ care ajung pe transportorul de pleavă și sunt eliminate în afara batozei de mazăre pentru a fi evacuate în containere.

Separatorul de boabe cu bandă înclinată face parte din categoria dispozitivelor de curățat semințe prin frecare, care are la bază diferența dintre coeficientul de frecare al boabelor de mazăre și coeficientul de frecare al celorlalte particule din amestec.

Separatorul de boabe are ca organ activ o pânză cauciucată continuă, cu lățimea de 3,2-4,5 m, înclinată față de orizontală cu un unghi  $\alpha = 20-23^{\circ}$ , așezat sub și în lungul aparatului de treier și execută o mișcare longitudinală sub acțiunea sulului de antrenare superior [D2, N3, 1].

### **4.2. Aspecte privind cinematica și dinamica procesului de separare prin frecare**

Un dispozitiv de separare execută, de regulă, împărțirea unui amestec de corpuri cu caracteristici diferite în două fracțiuni: fracțiunea principală care poate fi constituită din boabe, fructe, rădăcini, ș.a.; și fracțiunea secundară alcătuită din restul componentelor amestecului supus separării.

În cazul separatorului prin frecare cu bandă înclinată una dintre fracțiuni este antrenată de bandă prin frecare și deplasată în sensul de mișcare al benzii iar cealaltă fracțiune este refulată și se deplasează sub acțiunea forței gravitaționale în sens invers sensului de mișcare a benzii. Fracțiunea principală poate fi cea care se deplasează în aval (cazul boabelor de mazăre), iar fracțiunea secundară, cea care este antrenată și transportată în amonte. Fracțiunea care se deplasează în aval poate să aibă o mișcare de alunecare, de rostogolire sau de deplasare în salturi [A3].

Deplasarea cu alunecare reprezintă o mișcare cu frecare și poate fi uniform întârziată în cazul fracțiunii antrenată de bandă, ori uniform accelerată în cazul fracțiunii refulate.

În timpul procesului de lucru al separatorului cu bandă întâlnim două feluri de frecări: frecare statică cu repaus relativ și frecare dinamică cu mișcare relativă [G2].



Legea de frecare este dată de relația:

$$F = fN \quad (4.1)$$

unde:

-  $F$  - forța de frecare

-  $N$  - forța normală

-  $f$  - coeficientul de frecare

- coeficientul de frecare depinde de proprietățile fizice ale corpurilor care vin în contact;

- coeficientul de frecare depinde de durata contactului mobil al corpurilor care se freacă. Dacă contactul este de durată mai mare atunci și mărirea coeficientului de frecare este mai mare;

- coeficientul de frecare în momentul pornirii de pe loc este mai mare decât atunci când mișcarea devine bine definită sau coeficientul de frecare pentru repaus este mai mare decât coeficientul de frecare al mișcării  $f_s > f_d$ ;

- coeficientul de frecare depinde de viteză. Cu creșterea vitezei, coeficientul de frecare se micșorează;

- coeficientul de frecare este mai mare la corpuri de aceeași natură decât la cele de natură diferită;

- cu timpul, din cauza acțiunii sarcinilor care se repetă asupra suprafeței ce se freacă, se observă fenomenul de oboseală a suprafeței, adică se produce modificarea coeficientului de frecare a materialului dat.

Pentru frecarea dinamică de rostogolire, Coulomb a stabilit următoarea lege:

$$F = \lambda \frac{N}{r} \quad (4.2)$$

unde:

$\lambda$  - coeficient de frecare de rostogolire, în cm

$r$  - raza corpului care se rostogolește

Pentru boabele de mazăre,  $d = 6 \div 12 \text{ mm}$ , sau chiar mai mare de  $14 \text{ mm}$  pentru soiurile zaharate

Considerând  $f_r = \frac{\lambda}{r}$ , atunci legea se poate scrie:

$$F = f_r N \quad (4.3)$$

unde:

$f_r$  - coeficient convențional de frecare de rostogolire care, ca și la frecarea de alunecare se ia:

$$f_r = \operatorname{tg} \varphi \quad (4.4)$$

în care  $\varphi$  - unghiul de frecare

Organul activ al separatorului este o bandă din pânză înclinată cu unghiul  $\alpha$ , care se mișcă în sens ascendent. Axele separatorului sunt așezate orizontal. În timpul funcționării, semințele netede (boabele de mazăre) ajung în partea de jos, iar semințele cu asperități (de buruieni, bulgări de pământ), resturi de frunze, de păstăi, pleava care se agață, sunt antrenate de pânză în sus [C1, C2, D1, D2, N3].

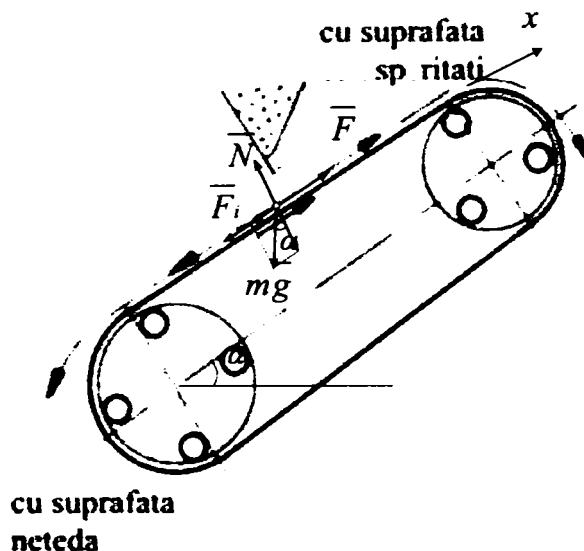


Fig. 4.1 Banda separatoare

Experimental s-au determinat coeficienții dinamici de frecare a câtorva semințe cu pâna cauciucată a separatorului, și anume [G2]:

- mazăre boabe întregi	- 0,14
- mazăre boabe spărturi	- 0,47
- mazăre boabe veștede	- 0,28
- frunze, teci, păstăi	- 0,78 - 0,92
- tije de tulpini	- 0,67 - 0,75
- cuscută	- 0,60
- mohor verde	- 0,82
- măcriș	- 0,65
- albăstriță	- 1,10

Cunoscând coeficientul caracteristic de frecare al semințelor și fiind dat unghiul  $\alpha$  se poate aprecia gradul de curățire a semințelor.

Pentru analiza mișcării cu alunecare a particulelor amestecului pe suprafața activă a separatorului cu bandă se aplică principiul lui d'Alembert asupra sistemului de forțe aplicate și de legătură aferente diferitelor fracțiuni. Banda se deplasează cu viteză constantă către amonte [B7, C5].

Se consideră un sistem de referință fix (fig. 4.1) de-a lungul benzii cu axa  $x$  orientată către amonte. Originea sistemului se alege în punctul de alimentare unde amestecul vine în contact cu ramura activă a separatorului. Ecuațiile de echilibru a forțelor care acționează asupra unei particule sunt următoarele:

$$F - F_i - mg \sin \alpha = 0 \quad (4.5)$$

pentru fracțiunea antrenată și

$$F + F_i - mg \sin \alpha = 0 \quad (4.6)$$

pentru fracțiunea refulată în care:

$$F_i - \text{forța de inerție: } F_i = m \frac{dv_r}{dt};$$

$$F - \text{forța de frecare: } F = f_r N;$$

$m$  - masa particulei;

$g$  - accelerația gravitațională;

$\alpha$  – unghiul de înclinare a benzii față de orizontală;

$\frac{dv_r}{dt}$  – accelerația mișcării;

$N$  – reacțiunea normală;

Cu acestea ecuațiile de echilibru devin:

$$\frac{dv_r}{dt} = f_r g \cos \alpha - g \sin \alpha \text{ pentru fracțiunea antrenată, respectiv}$$

$$\frac{dv_r}{dt} = g \sin \alpha - f_r g \cos \alpha \text{ pentru fracțiunea refulată.}$$

Dacă se notează  $\frac{f_r}{\operatorname{tg} \alpha} = \Delta$  se obțin ecuațiile:

$$\frac{dv_r}{dt} = g(\Delta - 1) \sin \alpha \quad \text{și} \quad \frac{dv_r}{dt} = g(1 - \Delta) \sin \alpha \quad (4.7)$$

Această expresie arată că accelerația depinde de raportul  $\Delta = \frac{f_r}{\operatorname{tg} \alpha}$  și de unghiul  $\alpha$  de înclinare al benzii.

Integrând relațiile (4.7) se obțin ecuațiile vitezei particulei

$$v_r = g(\Delta - 1)t \sin \alpha + C_1 \quad \text{și} \quad v_r = g(1 - \Delta)t \sin \alpha + C_1 \quad (4.8)$$

Practic în momentul inițial când particula vine în contact cu banda de separare, viteza ei este  $v_c \sin \alpha$ , adică componenta vitezei de cădere dispusă pe suprafața benzii de separare, unde:

$$v_c = \sqrt{2gh} \quad (4.9)$$

în care  $h$  reprezintă înălțimea de cădere, adică distanța pe verticală de la contrabătător (aici de la locul de descărcare), la banda de separare.

Pentru momentul inițial  $t = 0$ , când  $x = 0$  rezultă constanta de integrare  $C_1 = -v_c \sin \alpha$  iar ecuațiile vitezei particulelor devin:

$$\begin{aligned} v_x &= g(\Delta - 1)t \sin \alpha - v_c \sin \alpha \\ v_x &= g(1 - \Delta)t \sin \alpha - v_c \sin \alpha \end{aligned} \quad (4.10)$$

Se disting următoarele cazuri:

a) Când  $\Delta > 1$  ceea ce corespunde particulelor ce au coeficientul de frecare mai mare decât tangenta unghiului de înclinare a benzii față de orizontală, adică  $\varphi > \alpha$ . Această situație corespunde particulelor fracțiunii antrenată de bandă și descărcată la capătul superior.

Caracterul și sensul de mișcare ale particulei pe banda de separare se modifică în timpul desfășurării procesului de separare. În prima fază când  $v_c > g(\Delta - 1)t$  particulele se deplasează prin alunecare (rostogolire în aval) în sens invers sensului de mișcare a benzii. Mișcarea de deplasare în jos este uniform încetinită cu rata  $g(\Delta - 1)$ .

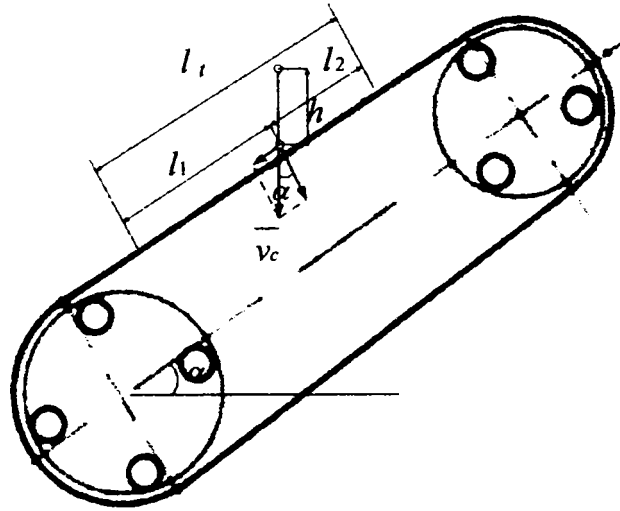


Fig. 4.2 Determinarea lungimii zonelor de separare

Spațiul parcurs în aval de particulă rezultă prin integrarea ecuației 4.10:

$$x = \frac{gt^2}{2} (\Delta - 1) \sin \alpha - v_c t \sin \alpha + C_2 \quad (4.11)$$

Încetează deplasarea în jos la distanța  $x = -l_1$  când  $v_x = 0$  la timpul  $t = t_1$ . În momentul depunerii particulei pe bandă la  $t = 0$ ,  $x = 0$  rezultă  $C_2 = 0$ .

Din ecuația vitezei (4.10) pentru  $v_x = 0$  rezultă:

$$t_1 = \frac{v_c}{g(\Delta - 1)} \quad (4.12)$$

Distanța de deplasare în aval a particulei în timpul  $t_1$ , respectiv lungimea de antrenare  $l_1$ , rezultă din ecuația (4.11), adică:

$$x = \frac{g}{2} \frac{v_c^2}{g^2 (\Delta - 1)^2} (\Delta - 1) \sin \alpha - v_c \frac{v_c \sin \alpha}{g(\Delta - 1)} \quad (4.13)$$

adică:

$$l_1 = \frac{v_c^2 \sin \alpha}{2g(\Delta - 1)} \quad (4.13 a)$$

sau:

$$l_1 = \frac{h \sin \alpha}{\Delta - 1} \quad (4.14)$$

Acest parametru caracteristic procesului de antrenare prin frecare a particulelor este foarte important pentru stabilirea poziției orificiului de alimentare cu material față de tamburul inferior al benzii. Distanța efectivă de la axa tamburului inferior al benzii până la marginea de jos a dispozitivului de descărcare trebuie să fie mai mare decât lungimea maximă de antrenare ( $l_1$ ). Lungimea de antrenare depinde de: viteza, respectiv înălțimea de cădere a particulelor, unghiul de înclinare al benzii față de orizontală și de coeficientul de frecare al particulelor cu banda.

Din ecuația (4.14) rezultă că distanța de deplasare în aval a particulelor care trebuie antrenate de banda separatoare crește liniar cu înălțimea de cădere. Această distanță crește considerabil cu cât scade valoarea raportului  $\Delta$ . Deci odată cu

micșorarea raportului  $\Delta$ , timpul de alunecare a particulelor în aval se mărește. Influențele acestor parametri asupra lungimii  $l_1$  sunt prezentate în fig. 4.3.

Deci odată cu micșorarea raportului  $\Delta$  durata de alunecare a particulelor crește considerabil.

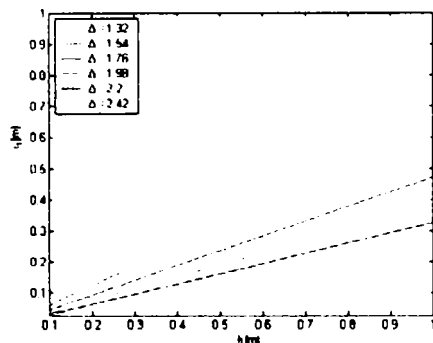


Fig. 4.3. Variația lungimii  $l_1$  de deplasare în aval în funcție de înălțimea  $h$  de cădere, pentru diferite valori ale raportului  $\Delta$

Dacă analizăm influența unghiului de înclinare a benzii asupra lungimii  $l_1$  de alunecare în aval, se constată că la o creștere a unghiului de înclinare  $\alpha$  și la o creștere a înălțimii de cădere  $h$ , are loc o mărire a lungimii  $l_1$ , respectiv durata de alunecare crește considerabil. (fig.4.4)

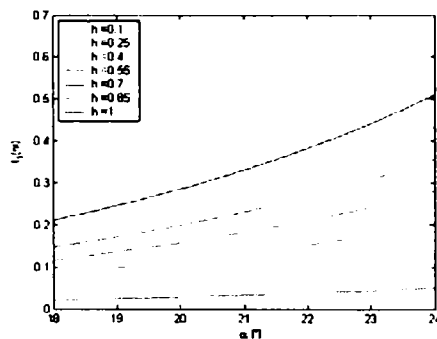


Fig. 4.4. Variația lungimii  $l_1$  în funcție de unghiul  $\alpha$  de înclinare al benzii, pentru diferite valori ale înălțimii  $h$

Făcând o analiză a coeficientului de frecare a diferitelor particule ce cad pe banda separatoare, se observă că acele particule care au un coeficient de frecare mai mare (frunze, resturi de tulpini, ș.a.) se vor deplasa în aval mai puțin, deci  $l_1$  va avea valori mici. Această lungime însă va crește odată cu creșterea unghiului  $\alpha$  de înclinare al benzii (fig.4.5).

Este de remarcat faptul că deplasarea în aval a fracțiunii antrenată determină creșterea grosimii stratului de material pe bandă. Astfel dacă în secțiunea de descărcare grosimea materialului în unitatea de timp pentru un debit constant este „ $q$ ” atunci la aceasta se adaugă creșterea grosimii stratului prin deplasarea în jos care durează timpul  $t_1$  adică  $q_1 = t_1 q$ .

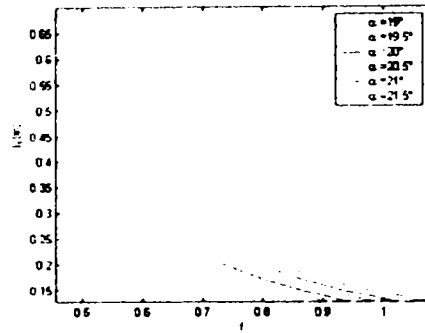


Fig. 4.5. Variația lungimii  $l_1$  în funcție de coeficientul de frecare  $f$ , pentru diferite valori ale unghiului  $\alpha$

La limita spațiului  $l_1$  viteza absolută a particulei este egală cu zero. De aici particula este antrenată într-o mișcare uniform accelerată în sens ascendent. Ecuația diferențială a mișcării particulelor este:

$$\frac{dv_r}{dt} = g(\Delta - 1) \sin \alpha \quad (4.15)$$

Viteza particulei în faza de antrenare în amonte este:

$$v_x = g(\Delta - 1)t \sin \alpha + C_1 \quad (4.16)$$

Dacă se consideră originea mișcării ascendente la  $t = 0$ , când  $v_x = 0$  la distanța  $l_1$  atunci constanta  $C_1 = 0$ .

Spațiul parcurs de particulă în sens ascendent la timpul  $t_{1s}$ , măsurat din momentul în care  $v_x = 0$  este:

$$x = \frac{gt^2}{2} (\Delta - 1) \sin \alpha + C_2 \quad (4.17)$$

La timpul  $t = 0$  particula se află la începutul mișcării ascendente, adică  $x = 0$ , atunci rezultă din relația 4.17.  $C_2 = 0$ .

Timpul de deplasare prin frecare a particulelor pe distanța  $l_1$  este:

$$t_{1s} = \sqrt{\frac{2l_1}{g(\Delta - 1) \sin \alpha}} \quad (4.18)$$

În acest timp s-a adăugat pe bandă prin alimentare continuă un strat de material cu grosimea  $q_2 = t_{1s}q$ .

Prin urmare grosimea efectivă a stratului de material la trecerea prin dreptul marginii inferioare a zonei de alimentare va fi:

$$q_t = q + q_1 + q_2 = q \left( 1 + \frac{v_c}{g(\Delta - 1)} + \sqrt{\frac{2l_1}{g(\Delta - 1) \sin \alpha}} \right) \quad (4.19)$$

sau:

$$q_t = q \left( 1 + \frac{2}{\Delta - 1} \sqrt{\frac{2h}{g}} \right) \quad (4.20)$$

Coeficientul creșterii grosimii stratului de material format din fracțiunea antrenată  $\psi = \frac{q_t}{q}$  datorită alunecării în jos și antrenării lui prin frecare este dat de relația:

$$\psi = 1 + \frac{2}{\Delta - 1} \sqrt{\frac{2h}{g}} \quad (4.21)$$

Prin urmare factorul de aglomerare  $\psi$  depinde de înălțimea de cădere a materialului, de unghiul de înclinare a benzii față de orizontală și de unghiul de frecare al fracțiunii antrenate cu banda.

Variația coeficientului  $\psi$  a grosimii stratului de material în funcție de înălțimea de cădere  $h$ , unghiul de înclinare al benzii  $\alpha$  și coeficientul de frecare  $f$  este reprezentată în figurile (4.6., 4.7., 4.8.).

Se observă în figura 4.6. o ușoară creștere a grosimii stratului de material pe banda separatoare odată cu creșterea înălțimii de cădere  $h$ , care se accentuează pe măsura micșorării valorilor raportului  $\Delta$ .

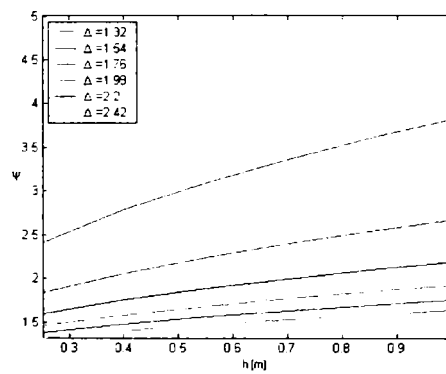


Fig. 4.6. Variația coeficientului  $\psi$  a grosimii stratului de material în funcție de înălțimea de cădere  $h$ , pentru diferite valori ale raportului  $\Delta$

Atât din ecuația 4.21 cât și din figura 4.7 se observă că unghiul de înclinație  $\alpha$  are o influență relativ mică asupra creșterii grosimii stratului de material, creștere care este determinată în mai mare măsură de creșterea înălțimii de cădere  $h$ .

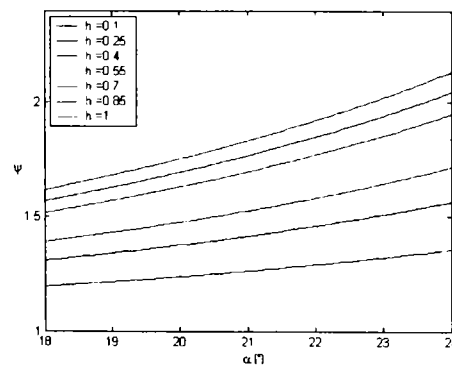


Fig. 4.7. Variația coeficientului  $\psi$  a grosimii stratului de material în funcție de unghiul de înclinație  $\alpha$ , pentru diferite valori ale înălțimii de cădere  $h$

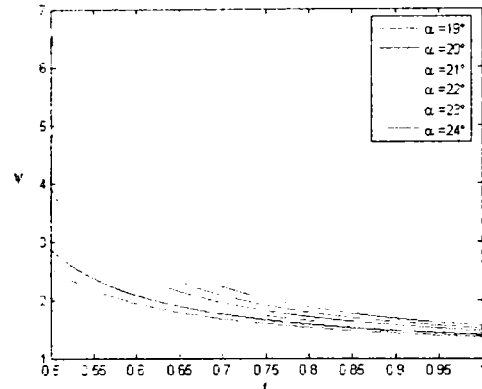


Fig. 4.8. Variația coeficientului  $\psi$  a grosimii stratului de material în funcție de coeficientul de frecare  $f$ , pentru diferite valori ale unghiului  $\alpha$

Din analiza diagramei din fig. 4.8 se observă că particulele din amestec care au un coeficient de frecare  $f$  mai mare, fac ca ele să rămână un interval mai mic pe bandă, ceea ce duce la o micșorare a grosimii stratului de material. Dacă însă scade unghiul  $\alpha$  se va produce o scădere mai accentuată a coeficientului  $\psi$ , putându-se obține astfel grosimea optimă a stratului de material de pe banda separatoare.

Pentru o valoare  $\psi$  admisă convențional pentru grosimea stratului de material rezultă valori practice pentru înălțimea de cădere  $h$  și unghiul de înclinare al benzii  $\alpha$ , corespunzătoare anumitor materiale caracterizate prin unghiul de frecare  $\varphi$  (funcție de umiditate, grad de dezvoltare, etc.). În consecință este necesară ajustarea unghiului de înclinație  $\alpha$  al benzii, funcție de valorile lui  $h$  și  $\varphi$ .

În a doua fază particula este antrenată prin frecare și deplasată în sensul de mișcare a benzii. Viteza particulei crește până ce devine egală cu viteza liniară a benzii, când intră într-un regim stabilizat de mișcare. Disocierea particulelor din amestec în fracțiuni ce trebuie separate, are loc numai în cadrul zonei cu mișcare tranzitorie. Spațiul parcurs de particulă în cadrul fazei de antrenare  $X = l_t$  rezultă din ecuația (4.11), pentru condiția ca  $v_x = v_b$  ( $v_b$  - viteza liniară a benzii) și  $t = t_2$ , deci:

$$l_t = \frac{gt_2^2}{2} (\Delta - 1) \sin \alpha + C_{2t} \quad (4.22)$$

Se consideră la  $t = 0$ ,  $X = 0$  și rezultă  $C_{2t} = 0$ . Timpul  $t_2$  de deplasare a particulei în sensul de mișcare a benzii rezultă din relația (4.10) pentru  $v_x = v_b$  și este :

$$t_2 = \frac{v_b + v_c \sin \alpha}{g(\Delta - 1) \sin \alpha} \quad (4.23)$$

Cu acestea spațiul de antrenare al particulei în mișcare tranzitorie se scrie:

$$l_t = \frac{(v_b + v_c \sin \alpha)^2}{2g(\Delta - 1) \sin \alpha} \quad (4.24)$$

Distanța de la marginea bazei de măsurare  $x = 0$ , respectiv locul din care începe mișcarea de antrenare a particulei, până la terminarea mișcării tranzitorii, când  $v_x = v_b$  este :



$$l_2 = l_t - l_1 \quad (4.25)$$

Din relațiile (4.13) și (4.24) rezultă :

$$l_2 = \frac{(v_b + v_c \sin \alpha)^2}{2g(\Delta - 1) \sin \alpha} - \frac{v_c^2 \sin \alpha}{2g(\Delta - 1)} \quad (4.26)$$

sau:

$$l_2 = \frac{v_b(v_b + 2\sqrt{2gh} \sin \alpha)}{2g(\Delta - 1) \sin \alpha} \quad (4.27)$$

Pentru realizarea unei bune separări a fracțiunilor, este necesar ca distanța minimă de la partea superioară a orificiului de alimentare, la axul tamburului superior, să fie mai mare decât distanța  $l_2$ .

Din relația 4.27 rezultă că lungimea  $l_2$  depinde de viteza benzii  $v_b$ , de înălțimea de cădere  $h$ , de unghiul de înclinare al benzii  $\alpha$  și de unghiul de frecare  $\varphi$ . Aceste influențe sunt reprezentate în figurile (4.9, 4.10, 4.11, 4.12).

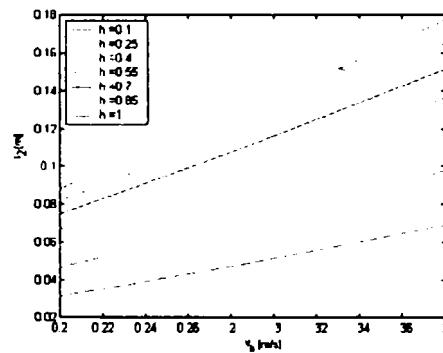


Fig. 4.9. Variația lungimii  $l_2$  în funcție de viteza benzii  $v_b$ , pentru diferite valori ale înălțimii de cădere  $h$

Din fig.( 4.9) se observă că o creștere a vitezei benzii separatoare conduce la o creștere a lungimii de antrenare  $l_2$  și care este cu atât mai mare cu cât înălțimea  $h$  de cădere este mai mare.

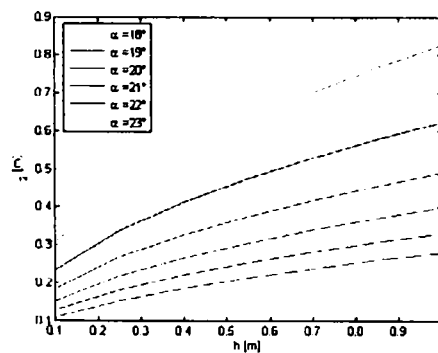


Fig. 4.10. Variația lungimii  $l_2$  în funcție de înălțimea de cădere  $h$ , pentru diferite valori ale unghiului  $\alpha$

În fig.( 4.10) se observă că la o micșorare a înălțimii de cădere  $h$ , a materialului pe banda separatoare, lungimea de antrenare va fi mai mică. Totuși această lungime  $l_2$  crește odată cu mărirea unghiului  $\alpha$  de înclinare al benzii separatoare.

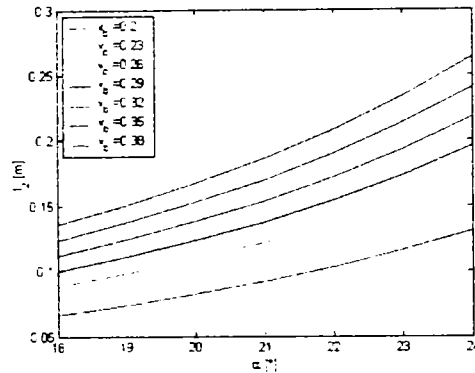


Fig. 4.11. Variația lungimii  $l_2$  în funcție de unghiul de înclinare al benzii  $\alpha$ , pentru diferite valori ale vitezei benzii  $v_b$

Din fig. (4.11) se observă o influență relativ mică a unghiului  $\alpha$  de înclinare asupra lungimii de antrenare  $l_2$ , pentru valori mai mici ale vitezei benzii. Lungime care se mărește odată cu creșterea vitezei  $v_b$  a benzii separatoare.

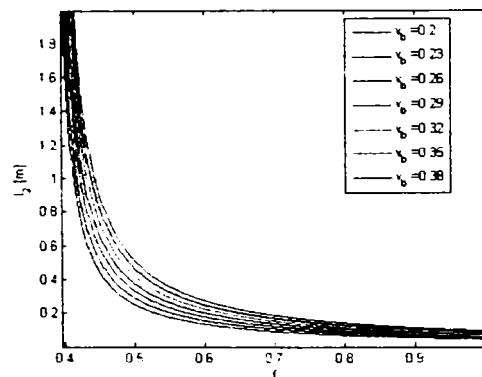


Fig. 4.12. Variația lungimii  $l_2$  în funcție de coeficientul de frecare  $f$ , pentru diferite valori ale vitezei benzii  $v_b$

Din diagramele prezentate în fig. 4.12 rezultă că particulele antrenate de banda separatoare care au un coeficient de frecare mai mare (frunze, resturi vegetale), vor ajunge să aibă viteza egală cu viteza benzii într-un timp scurt, deci lungimea  $l_2$  va avea valori minime. Viteza benzii având o influență minimă asupra lungimii de antrenare  $l_2$ .

b) Dacă  $\Delta=1$ , adică  $\alpha = \varphi$  accelerația mișcării particulei ce trebuie să fie antrenată de bandă este nulă, ceea ce înseamnă că ea se deplasează cu viteza constantă pe direcția și în sensul vitezei inițiale.

Această situație nu realizează separarea fracțiunilor componente ale amestecului și nu este utilă procesului tehnologic. Practic se evită o astfel de situație prin ajustarea compensatoare a unghiului  $\alpha$  de înclinare a benzii față de orizontală

c) Când  $\Delta < 1$ , ceea ce corespunde fracțiunilor cu un coeficient de frecare mai mic decât tangenta unghiului de înclinare față de orizontală a benzii separatoare, adică  $\alpha > \varphi$ , particulele neantrenate se deplasează în aval datorită acțiunii forței gravitaționale. Deplasarea în jos se realizează prin alunecare, rostogolire sau în salturi.

În această situație alunecarea crește continuu, iar particulele sunt refulate în partea de jos a benzii. Pentru această fracțiune ecuația de echilibru este:

$$\frac{dv_r}{dt} = g(1 - \Delta) \sin \alpha \quad (4.28)$$

iar integrând obținem viteza particulelor refulate:

$$v_x = g(1 - \Delta)t \sin \alpha + C_1 \quad (4.29)$$

Dar la  $t = 0$ ,  $x = 0$  și  $C_1 = -v_c \sin \alpha$  și relația vitezei devine:

$$v_x = -g(\Delta - 1)t \sin \alpha - v_c \sin \alpha \quad (4.30)$$

Spațiul parcurs de particule la timpul  $t$  în sens invers deplasării benzii va fi dat de relația :

$$x = -\frac{gt^2}{2}(\Delta - 1) \sin \alpha - v_c t \sin \alpha + C_2 \quad (4.31)$$

Pentru situația inițială la  $t = 0$ , când  $x = 0$  rezultă  $C_2 = 0$ , relația devine:

$$x = -\frac{gt^2}{2}(\Delta - 1) \sin \alpha - \sqrt{2ght} \sin \alpha \quad (4.32)$$

Din cele prezentate se poate observa că mișcarea particulelor care se deplasează în jos pe separator prin alunecare sau rostogolire (în special boabele de mazăre) în funcție de timp variază după o parabolă. Dimensiunile acestor parabole sunt în funcție de coeficientul de frecare, de unghiul de înclinare a benzii separatoare și de viteza de cădere a particulelor.

Alegerea unghiului de înclinare a benzii se face în funcție de valorile medii ale coeficientului de frecare a fracțiunilor ce trebuie separate (în deosebi boabe respectiv frunze, teci, fragmente de tulpini) de distribuția gravimetrică a fracțiunilor în amestec, de calitatea produsului finit și de ponderea pierderilor admise.

În general vrăful rezultat de la aparatul de treier al batozei de mazăre M1 trebuie împărțit în două fracțiuni : boabele caracterizate prin coeficientul mediu de frecare  $f_1$  și restul componentelor (frunze, păstăi, fragmente de tulpini, ierburi și altele) caracterizate prin coeficientul de frecare  $f_2$ . Se consideră, de regulă,  $f_1 < f_2$ .

Ca să se obțină separarea, pentru prima fracțiune trebuie să se asigure alunecarea în jos, iar pentru a doua, antrenarea de către separator.

Pentru ca prima fracțiune să alunece în jos trebuie ca  $\Delta_1 < 1$ , iar ca a doua fracțiune să fie antrenată în amonte trebuie ca  $\Delta_2 > 1$ .

Dacă se are în vedere că

$$\Delta_1 = \frac{f_1}{\operatorname{tg} \alpha} \text{ și } \Delta_2 = \frac{f_2}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (4.33)$$

o situație intermediară care asigură separarea fracțiunilor se realizează pentru:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{f_1 + f_2}{2} \quad (4.34)$$

Se poate afirma că mărimea vitezei  $v_b$  a separatorului nu influențează boabele ce alunecă în jos, ea are efect asupra mișcării boabelor ce sunt antrenate pe separator.

Este de remarcat faptul că particulele vrafului descărcat prin contrabătătorul aparatului de treier nu vin individual în contact direct cu banda separatoare, astfel încât boabele pot fi încorporate în stratul format din celelalte componente (frunze, teci, ierburi și altele). Pentru a afâna și destrăma acest strat se practică imprimarea unei mișcări oscilatorii benzii separatorului, prin antrenarea și susținerea ei cu ajutorul unor suluri prismatice. În acest caz boabele de mazăre care au proprietăți elastice caracterizate printr-un coeficient de restituire propriu, funcție de soi, grad de maturitate, umiditate ect., se vor deplasa prin salturi pe suprafața separatorului. Studiul deplasării boabelor în salturi este prezentat în capitolul următor.

### 4.3. CONCLUZII

În urma studiilor făcute privind dezvoltarea utilajelor de recoltat, curățat și separat mazăre verde, se poate observa că o componentă importantă a utilajelor staționare, cât și a combinelor moderne autopropulsate îl constituie separatoarele cu bandă înclinată.

Cercetarea științifică a separatoarelor cu bandă prin fricțiune, pentru separarea amestecurilor de legume a fost efectuată de-a lungul timpului în diferite țări ale lumii. Totuși, pentru cazul particular al benzilor separatoare folosite la amestecurile rezultate în urma procesului de treier, de la utilaje pentru curățarea și separarea mazărei verzi boabe, întâlnite în industria alimentară, aceste cercetări sunt incomplete sau insuficiente. De aceea autorul a studiat influența parametrilor constructivi asupra procesului de separare a particulelor, rezultând următoarele:

a. timpul de alunecare în aval pe banda separatoare, adică lungimea de alunecare în aval  $l_1$ , se poate reduce prin reducerea înălțimii de cădere  $h$ , precum și prin micșorarea unghiului  $\alpha$  de înclinare a benzii separatoare. Pentru aceasta trebuie ținut cont și de creșterea raportului  $\Delta$  (fig. 4.3 și 4.4).

b. lungimea de deplasare în aval  $l_1$  a particulelor, va fi cu atât mai mică cu cât particulele au un coeficient de frecare  $f$  mai mare. Această lungime  $l_1$  însă va crește odată cu creșterea unghiului  $\alpha$  de înclinare al benzii separatoare (fig. 4.5).

Aceasta înseamnă că se poate face o determinare a limitei inferioare de descărcare a materialului pe bandă, în urma determinării lungimii  $l_1$ , care se obține prin reglarea corespunzătoare a înălțimii de descărcare, a unghiului de înclinare a benzii separatoare față de orizontală, ținând cont și de valorile parametrului  $\Delta$ .

Trebuie menționat că pentru a se putea obține o separare cât mai bună a boabelor de mazăre, trebuie avut în vedere și cel de al doilea parametru  $l_2$ . Din analiza lungimii de antrenare  $l_2$  se poate face o reglare a limitei superioare de descărcare a materialului pe banda separatoare. Acest parametru va avea o valoare optimă pentru procesul de separare dacă:

a. se va regla viteza benzii  $v_b$  în corelație cu înălțimea de descărcare  $h$  (fig. 4.9).

b. se va regla înălțimea de descărcare  $h$  în funcție de unghiul  $\alpha$  de înclinare al benzii (fig. 4.10).

c. se va regla unghiul  $\alpha$  de înclinare al benzii ținând cont de viteza benzii  $v_b$  (fig. 4.11).

d. se va regla viteza benzii separatoare  $v_b$  ținând cont de coeficientul de frecare  $f$  al particulelor care alcătuiesc amestecul.(fig 4.12)

Un alt factor de o importanță deosebită ce influențează procesul de separare este grosimea efectivă a stratului de material de pe banda separatoare, care este în

funcție de lungimea de antrenare a particulelor, adică cu cât lungimea de antrenare este mai mare cu atât și grosimea stratului de material va fi mai mare.

Coeficientul creșterii grosimii stratului de material  $\psi$  se determină ținând cont de:

- a. înălțimea de cădere  $h$ , în funcție de raportul  $\Delta$ , (fig. 4.6).
- b. unghiul de înclinare a axei celor doi tamburi ai benzii separatoare  $\alpha$  față de orizontală, în funcție de înălțimea de cădere  $h$  (fig. 4.7).
- c. coeficientul de frecare  $f$  al particulelor amestecului cu banda separatoare, în funcție de unghiul  $\alpha$  de înclinare al benzii (fig. 4.8).

În concluzie o separare calitativă a boabelor de mazăre de restul particulelor amestecului se realizează dacă grosimea stratului de material pe banda separatoare va fi cât mai mic. Acest lucru se realizează printr-o determinare cât mai exactă a lungimii de antrenare a particulelor (deci implicit a lățimii zonei de descărcare a amestecului pe banda separatoare), a înălțimii de cădere  $h$ , a unghiului  $\alpha$  de înclinare față de orizontală al benzii separatoare, a coeficienților de frecare  $f$  a particulelor care formează amestecul și a vitezei  $v_b$  a benzii separatoare.

Determinarea și modificarea acestor parametri (reglarea utilajului), trebuie făcută în funcție de soiul de mazăre, de umiditatea boabelor de mazăre, de densitatea culturii, de natura semințelor de buruieni existente în cultură, de mărimea particulelor de pământ, a resturilor de tulpini și păstăi.

Contribuția originală pe care o aduce acest capitol în cadrul tezei, constă în determinarea pe cale teoretică, având la bază studiul dinamic al separatorului cu bandă înclinată, a relațiilor matematice pentru stabilirea parametrilor optimi, constructivi și funcționali ai separatoarelor mașinilor de curățat și separat mazărea verde boabe.

# **5. MODELAREA NUMERICĂ ȘI SIMULAREA FUNCȚIONĂRII SEPARATORULUI PRIN FRECARĂ CU BANDĂ OSCILANTĂ**

## **5.1. SCOPUL MODELĂRII FUNCȚIONALE A SEPARATORULUI CU BANDĂ**

Pentru analiza funcționării separatorului cu bandă pentru mază verde, din punctual de vedere al vibrațiilor, generate de către transportorul cu bandă, este util să se realizeze modelul matematic al acestuia. Modelul matematic servește ca bază pentru elaborarea unui program de simulare al funcționării mașinii [M2, M6, T6]. În acest mod, cu ajutorul simulării, se pot studia diferite regimuri de lucru și vibrațiile generate pentru diferite valori ale parametrilor de funcționare. Funcționarea benzii transportoare implică o evoluție dinamică neliniară (tamburii benzii nefiind cilindrici), necesară procesului de sortare al boabelor de mază. Eliminarea completă a vibrațiilor și șocurilor nu este posibilă datorită faptului că însăși procesul de separare al boabelor se bazează pe acest tip de funcționare.

Scopul acestui studiu este de a determina:

- care regimuri de funcționare sunt optime pentru procesul de separare.
- care regimuri de funcționare sunt critice din punctul de vedere al stabilității procesului tehnologic;

Pot exista regimuri de funcționare ce asigură o bună separare a materialului de lucru, dar generează un nivel ridicat al vibrațiilor mașinii, și deasemenea pot exista regimuri de lucru ce generează vibrații de nivel scăzut, dar nu asigură o bună separare a materialului de lucru [B3, P4, R1, S12].

Astfel, problema ce trebuie rezolvată constă în găsirea unor regimuri de lucru ce satisfac ambele criterii, adică evită domeniul vibrațiilor critice și în același timp asigură o bună separare a materialului.

## **5.2. ELABORAREA MODELULUI MATEMATIC**

### **5.2.1. Determinarea vitezei de rotație a tamburului condus al benzii de separare**

Banda transportoare din cadrul dispozitivului de separat mază, diferă de o bandă transportoare convențională, prin faptul că simultan cu mișcarea de înaintare a benzii în direcția dată de rotația tamburilor execută și o mișcare oscilatorie [C3, D1, D2, N3].

Mișcarea oscilatorie este generată de faptul că tamburii nu au o formă cilindrică, ci sunt formați din bare ce materializează muchiile unor prisme cu baze poligonale. În cadrul construcțiilor practice, se utilizează în mod curent ca poligoane de bază, poligoane cu trei laturi pentru tamburul conducător și cu patru laturi pentru tamburul condus. Numărul de laturi diferit pentru cei doi tamburi generează o mișcare oscilatorie specifică, ce favorizează separarea boabelor de mază de păști

și impurități. Datorită formei poligonale tamburul condus va avea o mișcare de rotație ce prezintă un caracter oscilant. Poziția la un moment dat a unui punct oarecare de pe suprafața benzii este dată de poziția vârfurilor poligoanelor.

În figura 5.1. se prezintă elementele necesare calculului vitezei tamburului condus [A5]. Valoarea acestei viteze va determina, în programul de simulare, poziția punctului B. Segmentul AB reprezintă ramura superioară a benzii de separare, iar unghiul  $\gamma$  este unghiul benzii cu axa centrelor tamburilor. Unghiurile  $\alpha$  și  $\beta$  sunt unghiurile razelor  $r_a$  și  $r_b$  în punctele de contact A și B a tamburilor cu banda, față de axa centrelor tamburilor. Pentru ușurarea calculelor se definesc unghiurile  $\alpha_v$  și  $\beta_v$ , ca fiind unghiul dintre tangenta la cercul traiectoriei punctului A, respectiv B cu segmentul AB.

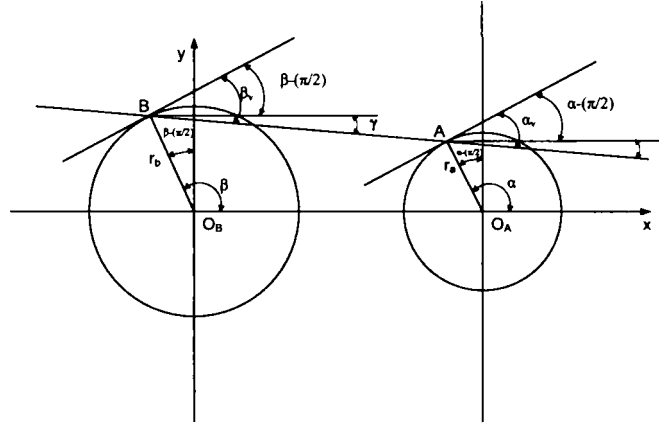


Fig.5.1. Stabilirea elementelor de calcul ale vitezei

Pentru calculul unghiurilor  $\alpha_v$  și  $\beta_v$  s-au dedus relațiile:

$$\beta_v = \beta - \frac{\pi}{2} + \gamma = (\beta + \gamma) - \frac{\pi}{2} = -\left[\frac{\pi}{2} - (\beta + \gamma)\right] \quad (5.1)$$

$$\alpha_v = \alpha - \frac{\pi}{2} + \gamma = (\alpha + \gamma) - \frac{\pi}{2} = -\left[\frac{\pi}{2} - (\alpha + \gamma)\right] \quad (5.2)$$

Considerând banda inextensibilă din schema din figura 5.1. se deduce viteza unghiulară a tamburului condus în funcție de razele celor doi tamburi, de viteza unghiulară a tamburului conducător, de unghiurile razelor la punctele A și B și respectiv unghiul benzii cu axa centrelor.

Relația vitezei unghiulare a tamburului condus este :

$$\omega_b = \frac{r_a \cdot \cos \alpha_v}{r_b \cdot \cos \beta_v} \cdot \omega_a \quad (5.3)$$

sau altfel exprimat :

$$\omega_b = \frac{r_a \cdot \sin(\alpha + \gamma)}{r_b \cdot \sin(\beta + \gamma)} \cdot \omega_a \quad (5.4)$$

Relația (5.4) stă la baza realizării simulării mișcării punctului B în funcție de mișcarea punctului A. Relațiile de mai sus sunt definite pe domenii de timp cu variație continuă, pe de altă parte programele de calcul pot fi concepute doar pentru

o variație discretă a parametrilor. Din această cauză se impune discretizarea relațiilor de calcul definite mai sus.

### 5.2.2. Discretizarea relațiilor de calcul în vederea implementării lor în programul de simulare

Programul de simulare a funcționării benzii de separare realizează calculul parametrilor studiați în cicluri de program succesive în pași de timp, respectiv de spațiu [H1].

Vitezele unghiulare ale tamburului conducător respectiv condus, la un anumit ciclu de program „ $i$ ” se pot exprima în forma lor discretă cu ajutorul relațiilor:

$$\Delta\omega_{bi} = \frac{\Delta\beta_i}{\Delta t} \quad (5.5)$$

$$\Delta\omega_{ai} = \frac{\Delta\alpha_i}{\Delta t} \quad (5.6)$$

Pasul unghiului de rotire al tamburului conducător este :

$$\Delta\alpha_i = \alpha_{i+1} - \alpha_i = \text{const.} \quad (5.7)$$

Valoarea unghiului tamburului condus se exprimă cu ajutorul relației :

$$\beta_{i+1} = \beta_i + \Delta\beta_i \quad (5.8)$$

iar pasul de timp este dat de relația :

$$\Delta t = t_{i+1} - t_i \quad (5.9)$$

Pentru calculul pasului unghiular al tamburului condus, se transcrie relația (5.4.) sub formă discretizată :

$$\frac{\Delta\beta_i}{\Delta t} = \frac{r \sin(\alpha_i + \gamma_i)}{r b \sin(\beta_i + \gamma_i)} \cdot \frac{\Delta\alpha_i}{\Delta t} \quad (5.10)$$

Deoarece pasul de timp este constant, relația 5.10. se poate transcrie sub forma :

$$\Delta\beta_i = \frac{r \sin(\alpha_i + \gamma_i)}{r b \sin(\beta_i + \gamma_i)} \cdot \Delta\alpha_i \quad (5.11)$$

în care unghiul  $\gamma_i$  se calculează cu relația:

$$\gamma_i = \arctg \frac{y_{A(i-1)} - y_{B(i-1)}}{x_{A(i-1)} - x_{B(i-1)}} \quad (5.12)$$

unde  $x_{A(i-1)}, y_{A(i-1)}$  sunt coordonatele punctului A la poziția  $i-1$ , iar  $x_{B(i-1)}, y_{B(i-1)}$  sunt coordonatele punctului B la poziția  $i-1$ .

Prin utilizarea relațiilor (5.11.) și (5.8.) se poate calcula poziția punctului B pentru ciclul „ $i+1$ ” (dată de unghiul  $\beta_{i+1}$ ) în funcție de poziția din ciclul „ $i$ ”.

### 5.2.3. Determinarea forțelor ce acționează asupra lagărelor tamburului conducător

Forțele generate de mișcarea oscilatorie a benzii separatoare se transmit cadrului mașinii prin intermediul lagărelor tamburilor reprezentate în figura 5.2. prin



punctele  $O_A$  și  $O_B$ . În cadrul programului de simulare se calculează forța ce acționează în lagărul tamburului conducător (punctul  $O_A$ ) ce are un caracter oscilator, și poate juca rolul unei forțe de excitație exercitată asupra cadrului mașinii generând vibrații ale acesteia (figura 5.2.) [A4].

Se consideră că această forță rezistentă ( $F_r$ ) are două componente și anume forța de întindere a benzii datorată greutateii acesteia ( $F_{Gb}$ ) și respectiv forța de întindere datorată momentului de frecare din lagărul condus ( $F_{fB}$ ).

$$F_r = F_{fB} + F_{Gb} \quad (5.13)$$

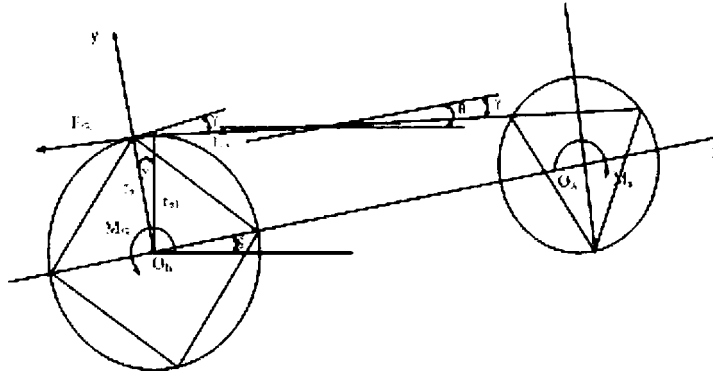


Fig.5.2.Elementele de calcul ale forței de excitație

Forța datorată momentului de frecare se calculează cu relația :

$$F_{fB} = \frac{M_{fB}}{rb_1} = \frac{M_{fB}}{rbcos\gamma} \quad (5.14)$$

în care, cu  $M_{fB}$  s-a notat momentul de frecare în lagărul tamburului condus.

Forța datorată greutateii benzii se exprimă cu ajutorul relației

$$F_{Gb} = G \cdot \sin(\theta - \gamma) \quad (5.15)$$

în care  $G$  reprezintă forța de greutate a benzii, iar unghiul  $\theta$  este unghiul de înclinare al axei tamburilor față de direcția orizontală.

Înlocuind relațiile (5.14.) și (5.15) în (5.16) se obține relația:

$$F_r = \frac{M_{fB}}{rbcos\gamma} + G \cdot \sin(\theta - \gamma) \quad (5.16)$$

Cu ajutorul ultimei relații se poate calcula forța de excitație ce acționează asupra cadrului mașinii și se poate simula evoluția în timp a acesteia. În programul de simulare valoarea forței  $F_r$  se va calcula pentru fiecare ciclu de program, deoarece unghiul  $\gamma_i$  este variabil :

$$F_{ri} = \frac{M_{fB}}{rbcos\gamma_i} + G \cdot \sin(\theta - \gamma_i) \quad (5.17)$$

#### 5.2.4. Analiza deplasării boabelor de mazăre pe banda separatoare

În cazul amestecului rezultat în urma procesului de treier al mazărei, fracțiunea principală o constituie boabele de mazăre, iar fracțiunea secundară fragmentele de teci și tulpini, frunze de plante și ierburi, particule de pământ, s.a.

Aceste fracțiuni sunt descărcate gravitațional pe banda de separare după trecerea lor prin contrabătătorul aparatului de treier. Componentele acestor fracțiuni se deosebesc esențial în funcție de valorile coeficientului de frecare și a coeficientului de elasticitate, proprietăți care fac eficace separarea fracțiunilor cu ajutorul dispozitivului de separare cu bandă înclinată oscilantă. În principiu boabele de mazăre au un coeficient de elasticitate mult mai mare decât celelalte componente ale amestecului. Deplasarea boabelor de mazăre pe banda transportoare se consideră că se realizează prin salturi. Contactul cu aceasta este de foarte scurtă durată și se apreciază că au loc ciocniri între bandă și particule.

Se consideră că un bob de mazăre pornește de la un punct situat deasupra benzii, de coordonate  $X_{ma0}$  și  $Y_{ma0}$ , și are o mișcare rectilinie uniform accelerată pînă în momentul primului impact cu banda transportoare. Poziția bobului de mazăre ( $X_{ma}$ ,  $Y_{ma}$ ) cât și viteza acestuia se calculează pentru fiecare ciclu de program de simulare. În fiecare ciclu de rulare se testează de asemenea și distanța bobului față de punctele  $A$  ( $D_{a\_ma}$ ) și  $B$  ( $D_{b\_ma}$ ) de contact a benzii cu barele tamburilor. Dacă suma acestor distanțe față de punctele  $A$  și  $B$  este apropiată de distanța dintre punctele  $A$  și  $B$  înseamnă că bobul de mazăre este în apropierea punctului de contact. Se calculează diferența dintre aceste distanțe :

$$D = (D_{a\_ma} + D_{b\_ma}) - D_{a\_b} \quad (5.18)$$

Se consideră că impactul a avut loc, dacă mărimea  $D$  este mai mică decât o limită prestabilită  $\epsilon$ . Această limită se stabilește în funcție de dimensiunile geometrice ale modelului, în așa fel încât erorile rezultate să influențeze cât mai puțin rezultatele simulării.

Schema de principiu a primului impact al bobului de mazăre (considerat ca fiind de formă sferică) cu banda separatoare este dată în figura 5.3. Înainte de impact bobul de mazăre are o traiectorie liniară iar viteza lui este notată cu  $v_{y\_ma}$ . Componenta  $v_{x\_ma}$  pentru primul impact are valoarea 0 [A6].

Viteza de impact  $v_{ma}$  a bobului de bandă se descompune în două componente una normală pe bandă, iar cealaltă tangențială :

$$v_{norm\_ma} = v_{norm\_ma}(x) - v_{norm\_ma}(y) = v_{x\_ma} \sin(\theta - \gamma) - v_{y\_ma} \cos(\theta - \gamma) \quad (5.19)$$

$$v_{tan\_ma} = v_{tan\_ma}(x) + v_{tan\_ma}(y) = v_{x\_ma} \cos(\theta - \gamma) + v_{y\_ma} \sin(\theta - \gamma) \quad (5.20)$$

Pentru ciocnirile ulterioare atât componenta  $v_{x\_ma}$  cât și  $v_{y\_ma}$  sunt diferite de 0.

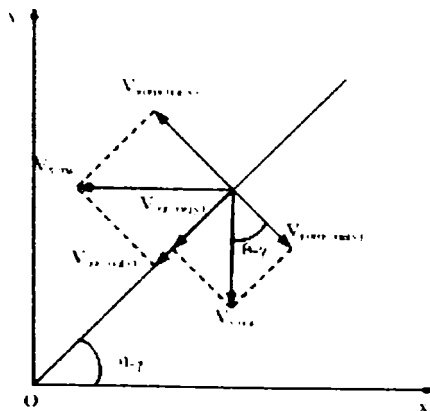


Fig. 5.3. Componentele vitezei bobului de mazăre

Pentru studiul mișcării boabelor de mazăre pe banda oscilantă de separare se utilizează un program de simulare care realizează calculul traiectoriei bobului în urma impactului cu banda, ținând seama de mișcarea oscilatorie complexă a acesteia [A8].

Pe lângă mișcarea bobului de mazăre trebuie să se țină cont și de mișcarea benzii separatoare. Se calculează valoarea și direcția vitezei benzii separatoare în momentul impactului. Pentru aceasta programul realizează detectarea punctului de impact  $M_a$  și distanța acestui punct față de punctul  $B$ . Datorită faptului că segmentul  $AB$  este de lungime variabilă trebuie stabilit raportul  $k_{ma}$  dintre lungimea segmentului  $BM_a$  și  $AB$  pentru ciclul curent ("i") și pe baza acestui raport trebuie calculată apoi poziția punctului  $M_{ai-1}$  din ciclul anterior. Acest calcul se realizează cu ajutorul relațiilor:

$$\frac{Y_{mai} - Y_{Bi}}{Y_{Ai} - Y_{Bi}} = K_{ma} \quad (5.21)$$

$$Y_{mai} - 1 = K_{ma}(Y_{Ai} - 1 - Y_{Bi} - 1) + Y_{Bi} - 1 \quad (5.22)$$

$$X_{mai} - 1 = K_{ma}(X_{Ai} - 1 - X_{Bi} - 1) + X_{Bi} - 1 \quad (5.23)$$

Semnificația notațiilor utilizate în relațiile (5.21-5.23) este arătată în fig. 5.4.

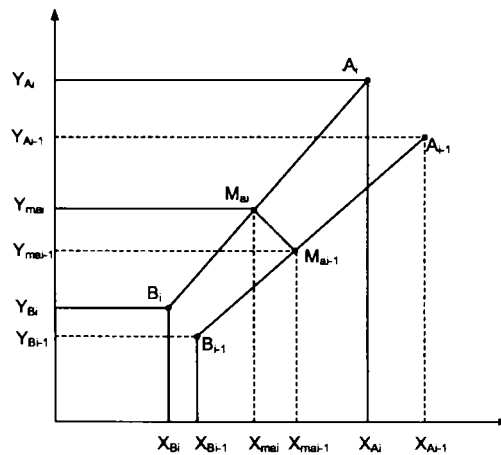


Fig. 5.4. Schema deplasării punctului de contact

În figura 5.4. distanța parcursă de punctul de contact între două cicluri ale rulării programului este ( $M_{ai}, M_{ai-1}$ ) a cărei proiecții pe axele de coordonate sunt:

$$\Delta X_{ma} = X_{mai} - X_{mai-1} \quad (5.24)$$

$$\Delta Y_{ma} = Y_{mai} - Y_{mai-1} \quad (5.25)$$

Din relațiile (5.24, 5.25) se pot calcula proiecțiile vitezei punctului  $M_a$  pe axele de coordonate, cunoscând pasul de timp pentru un ciclu de program  $\Delta t$ :

$$v_{xban} = \frac{\Delta X_{ma}}{\Delta t} \quad (5.26)$$

$$v_{yban} = \frac{\Delta Y_{ma}}{\Delta t} \quad (5.27)$$

Se exprimă apoi viteza punctului de impact de pe bandă pe direcțiile normală, respectiv tangențială la banda separatoare (fig. 5.5).

$$V_{norm\_ban} = V_{norm\ ban\ (x)} + V_{norm\ ban\ (y)} = V_{x\_ban} \sin(\theta - \gamma) + V_{y\_ban} \cos(\theta - \gamma) \quad (5.28)$$

$$V_{tan\_ban} = V_{tan\ ban\ (x)} - V_{tan\ ban\ (y)} = V_{x\_ban} \cos(\theta - \gamma) - V_{y\_ban} \sin(\theta - \gamma) \quad (5.29)$$

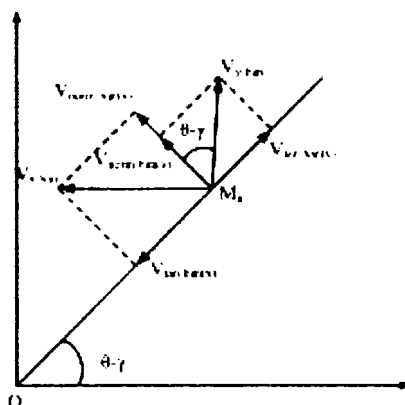


Fig.5.5.Componentele vitezei punctului de impact al benzii

Componentele vitezei bobului de mazăre față de punctul de impact de pe banda separatoare va fi:

$$V_{norm\_tot} = V_{norm\_ban} + V_{norm\_ma} \quad (5.30)$$

$$V_{tan\_tot} = V_{tan\_ban} + V_{tan\_ma} \quad (5.31)$$

Schema de principiu a vitezelor bobului după impact este arătată în fig. 5.6.

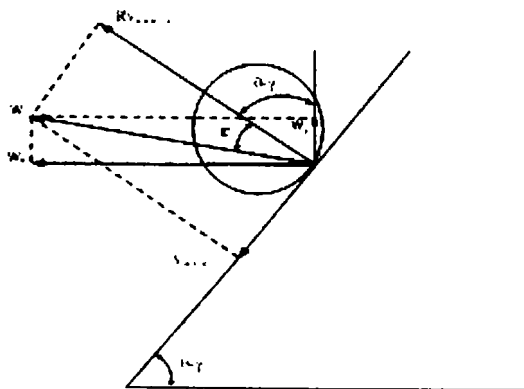


Fig.5.6.Viteza bobului de mazăre după impactul cu banda

Componentele vitezei bobului de mazăre, după ciocnire ( $w_x$  și  $w_y$ ) se calculează cu ajutorul relațiilor :

$$w = \sqrt{V_{tan\_tot}^2 + R^2 V_{norm\_tot}^2} \quad (5.32)$$

Direcția vitezei bobului de mazăre este dată de unghiul  $\tau$

$$\operatorname{tg} \tau = \frac{V_{tan\_tot}}{R \cdot V_{norm\_tot}} \quad (5.33)$$

Componentele vitezei bobului după direcțiile  $x$  și  $y$  sunt:

$$w_x = w \cdot \sin(\theta - \gamma + \tau) \quad (5.34)$$

$$w_y = w \cdot \cos(\theta - \gamma + \tau) \quad (5.35)$$

În aceste relații s-a notat cu  $\tau$  unghiul direcției vitezei bobului de mazăre după ciocnire, față de normala la suprafața benzii.

După momentul impactului în cursul mișcării bobului de mazăre pe traiectorie, componentele vitezei bobului de mazăre sunt:

$$w_{xmom} = w_x \quad (5.36)$$

$$w_{ymom} = w_y - g t \quad (5.37)$$

Poziția bobului de mazăre pe traiectorie pentru ciclul „i” al rulării programului de simulare este dată de relațiile :

$$X_{Mai} = X_{Mai-1} - w_{xmom} t \quad (5.38)$$

$$Y_{Mai} = Y_{Mai-1} + w_{ymom} t \quad (5.39)$$

În continuare se testează apropierea bobului de mazăre de banda separatoare. Pentru detectarea următorului impact utilizându-se aceleași relații ca și pentru primul impact (5.18).

Înainte de fiecare impact se actualizează componentele vitezelor bobului de mazăre :  $v_{x\_ma} = w_{xmom}$ ;  $v_{y\_ma} = w_{ymom}$ , și se realizează din nou calculele arătate mai sus.

Traietoria bobului de mazăre este trasată de către programul de simulare pe baza relațiilor (5.38-5.39). Analizând această traiectorie pentru diferiți parametri ai simulării (turație tambur condus, număr de bare al tamburilor, diferiți coeficienți de restituire) se pot găsi valorile acestor parametri pentru care separarea se realizează cu rezultate bune. În ANEXA 2 sunt arătate rezultatele simulării traiectoriei bobului de mazăre, pentru cazul în care tamburul conducător are 3 bare iar tamburul condus are 4 bare. S-au realizat simulări pentru turații ale tamburului conducător de la 16 la 38 rot/min și pentru coeficienți de restituire de 0,05;0,15 și respectiv 0,25

### 5.2.5. Determinarea corelației mișcării benzii de separare cu mișcarea bobului de mazăre

Intervalul de timp dintre două cicluri consecutive a rulării programului de simulare este dat de caracteristicile sistemului de calcul pe care se execută programul (mărimea memoriei RAM, tactul microprocesorului, timpii de salvare pe HD). Astfel pentru ca rezultatele afișate pe diagrame să corespundă funcționării reale a benzii separatoare, trebuie să se definescă o corelație între mărimile utilizate în program și cele reale [H1].

Mărimea prin care se realizează această corelație este dată de numărul de cicluri de simulare ce corespund unei secunde de funcționare reală a benzii. Acest număr se notează cu  $N$  și este dat de relația:

$$N = \frac{2\pi \frac{\pi}{60}}{\Delta\alpha} \quad (5.40)$$

În care  $n$  este turația tamburului condus în rot/min, iar  $\Delta\alpha$  este unghiul realizat de acest tambur pentru un ciclu al programului de simulare.

Cu ajutorul relației (5.39) se calculează timpul real ( $\Delta t$ ), în secunde, ce corespunde unui ciclu al programului de simulare :

$$\Delta t = \frac{1}{N} \quad (5.41)$$

Având această corelație se pot calcula vitezele și accelerațiile ce caracterizează mișcarea benzii și a bobului de mazăre, diagramele rezultate fiind în concordanță cu funcționarea reală a benzii separatoare.

Astfel viteza momentană la iterația „i” se calculează cu relația:

$$v_i = \frac{x_i - x_{i-1}}{\Delta t} \quad (5.42)$$

iar accelerația cu ajutorul relației:

$$\alpha_i = \frac{x_i - x_{i-1}}{(\Delta t)^2} \quad (5.43)$$

Schema logică a programului de simulare este prezentată în fig. 5.7.

Datele de intrare pentru programul de simulare sunt :

- **turatie** – turația tamburului conducător [rot/min]
- **r\_a** – raza tamburului conducător [m]; **r\_b** – raza tamburului condus [m];
- **dist\_ax** – distanța dintre axele tamburilor pe direcția x [m];
- **dist\_ay** – distanța dintre axele tamburilor pe direcția y [m];
- **alfa\_dif** – unghiul dintre două bare a tamburului conducător;
- **beta\_dif** – unghiul dintre două bare a tamburului condus;
- **delta\_alfa** – unghiul dintre două poziții consecutive a barei tamburului conducător, în programul de simulare;
- **coef\_rest** - coeficientul de restituire la impactul bobului de mazăre cu banda separatoare;

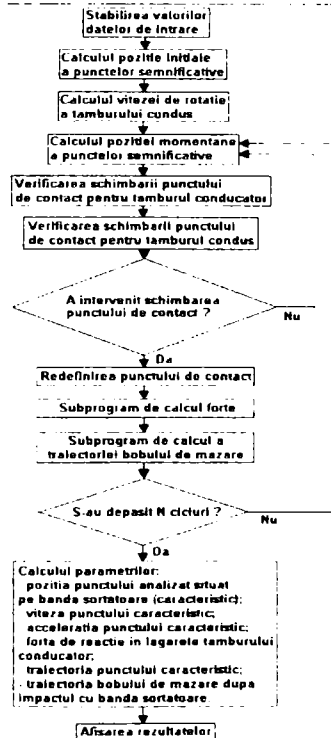


Fig.4.7.Schema logică a programului

Codul sursă al programului de simulare este dat în ANEXA 1.

Subprogramul de calcul al forțelor funcționează pe baza relației (5.17), iar subprogramul de calcul al traiectoriei bobului de mază funcționează pe baza relațiilor (5.18 – 5.39).

### 5.3. REZULTATELE SIMULĂRII

În urma rulării programului de simulare se obțin diverse diagrame care se pot utiliza la analiza funcționării benzii de separare și la detectarea regimurilor de funcționare critice din punctul de vedere al vibrațiilor.

În figurile 5.8. - 5.15 se prezintă diagramele obținute pentru următoarele date de intrare :

- turația tamburului conducător – 20 rot/min;
- raza tamburului conducător – 0,15m;
- raza tamburului condus – 0,17m;
- distanța dintre axele tamburilor pe direcția x – 1,9m;
- distanța dintre axele tamburilor pe direcția y – 0,73m;
- unghiul razei corespunzătoare primei bare a tamburului conducător cu direcția x – 0 rad ;
- unghiul razei corespunzătoare primei bare a tamburului condus cu direcția x – 0 rad;
- unghiul dintre două bare a tamburului conducător –  $2\pi/3$  rad;
- unghiul dintre două bare a tamburului condus –  $\pi/2$  rad;
- unghiul dintre două poziții consecutive a barei tamburului conducător –  $\pi/1000$  rad;
- coeficientul de restituire la impactul bobului de mază cu banda separatoare – 0,15;

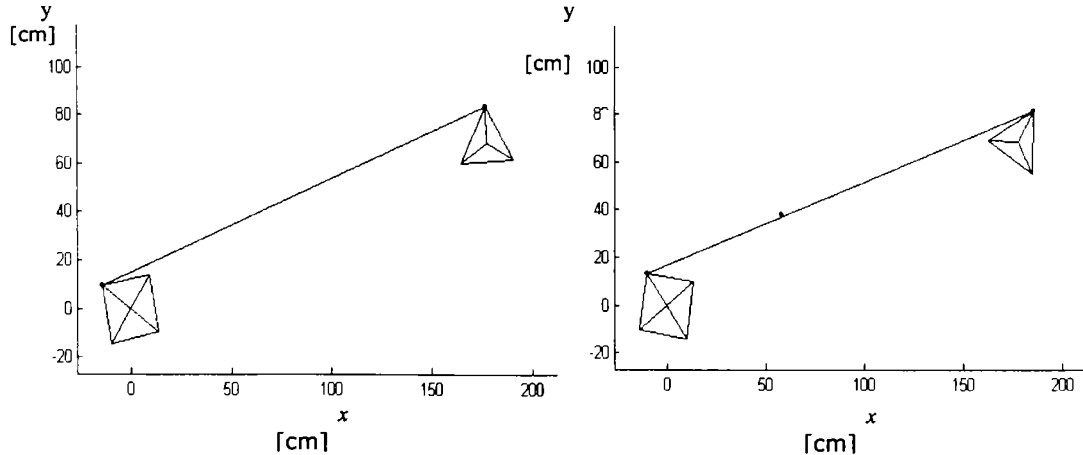


Fig.5.8.Simularea mișcării tamburilor și a benzii de separare (dimensiunile sunt date în cm)

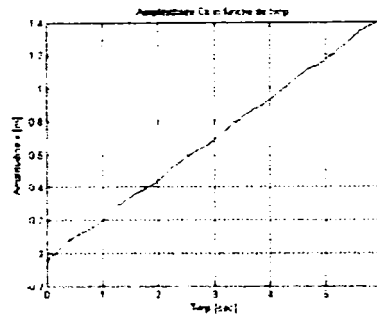


Fig.5.9. Diagrama deplasării unui punct (C) al ramurii superioare a benzii separatoare în funcție de timp, pe direcția Ox, pentru o perioadă de 6 sec.

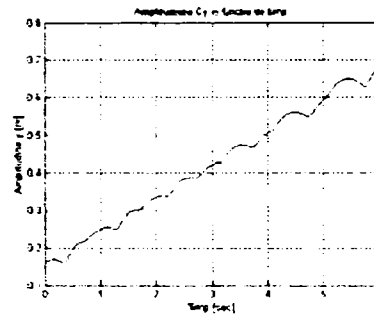


Fig.5.10. Diagrama deplasării unui punct (C) al ramurii superioare a benzii separatoare în funcție de timp, pe direcția Oy, pentru o perioadă de 6 sec.

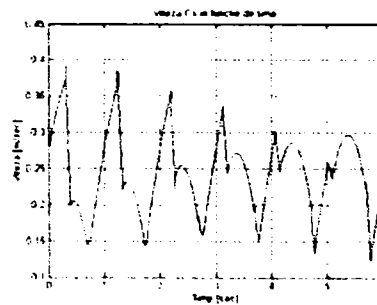


Fig.5.11. Diagrama vitezei de deplasare a unui punct (C) al ramurii superioare a benzii separatoare în funcție de timp, pe direcția Ox, pentru o perioadă de 6 sec

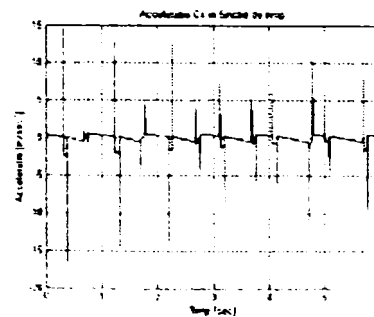


Fig.5.12. Diagrama accelerației unui punct (C) al ramurii superioare a benzii separatoare în funcție de timp, pe direcția Ox, pentru o perioadă de 6 sec



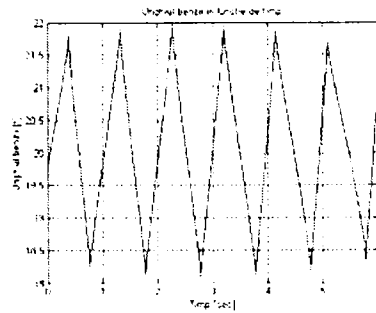


Fig.5.13. Diagrama de variație a unghiului ( $\gamma$ ) de înclinare al benzii separatoare în funcție de timp, pentru o perioadă de 6 secunde

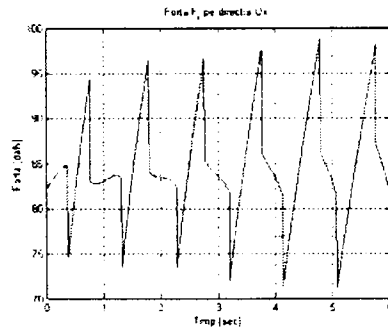


Fig.5.14. Diagrama de variație a forței de reacțiune în lagărele tamburului conducător, în funcție de timp, pe direcția Ox, pentru o perioadă de 6 secunde

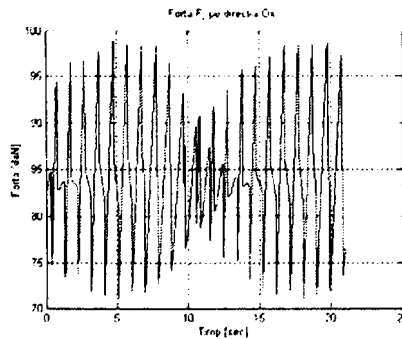


Fig.5.15. Diagrama de variație a forței de reacțiune în lagărele tamburului conducător, în funcție de timp, pe direcția Ox, pentru o perioadă de 20 sec

În cadrul simulării s-a studiat și efectul utilizării unor tamburi conducători și conduși cu un număr diferit de bare. În figurile 5.8 – 5.15 au fost arătate diagramele obținute pentru un tambur conducător cu 3 bare și un tambur condus cu 4 bare așa cum se observă din figura 5.8. Diagramele reprezentând traiectoria bobului de mazăre în funcție de turație sunt prezentate în ANEXA 2.

În cadrul cercetărilor s-a realizat simularea funcționării benzii separatoare pentru un tambur conducător cu 5 bare și un tambur condus cu 6 bare. Rezultatele simulării pentru acest caz sunt arătate în figurile 5.16 – 5.22.

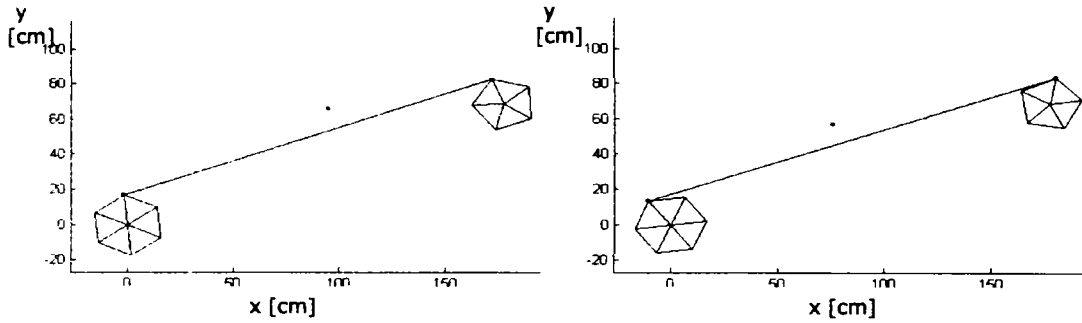


Fig.5.16.Simularea mișcării tamburilor și a benzii de separare (dimensiunile sunt date în cm)

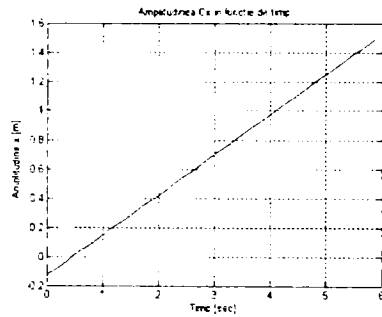


Fig.5.17.Diagrama deplasării unui punct (C) al ramurii superioare a benzii de separare în funcție de timp, pe direcția Ox, pentru o perioadă de 6 sec

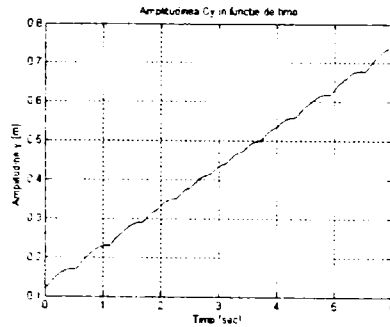


Fig.5.18.Diagrama deplasării unui punct (C) al ramurii superioare a benzii de separare în funcție de timp, pe direcția Oy, pentru o perioadă de 6 sec

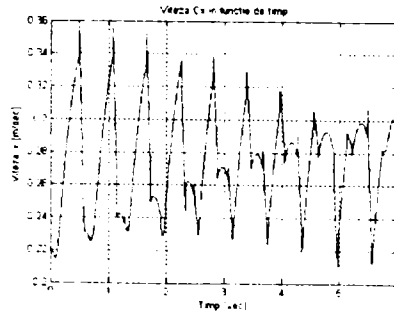


Fig.5.19. Diagrama vitezei de deplasare a unui punct (C) al ramurii superioare a benzii de separare în funcție de timp, pe direcția Ox

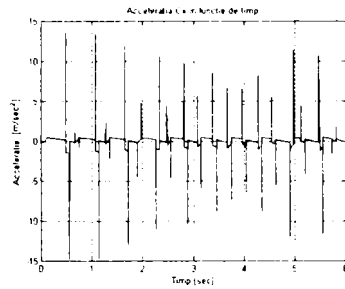


Fig.5.20. Diagrama accelerației unui punct (C) al ramurii superioare a benzii de separare în funcție de timp, pe direcția Ox, pentru o perioadă de 6 sec

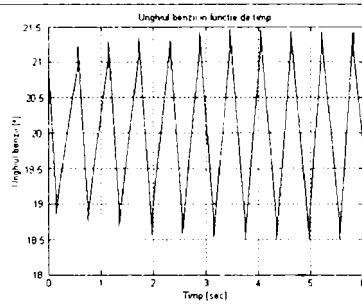


Fig.5.21. Diagrama de variație a unghiului ( $\gamma$ ) de înclinare al benzii separatoare în funcție de timp, pentru o perioadă de 6 secunde

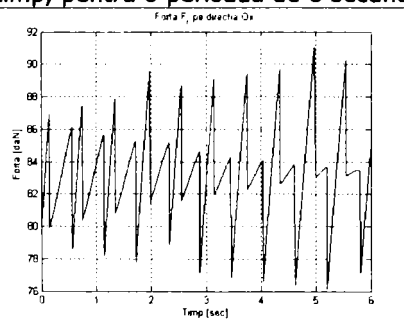


Fig.5.22. Diagrama de variație a forței de reacție în lagărele tamburului conducător, în funcție de timp, pe direcția Ox, pentru o perioadă de 6 sec.

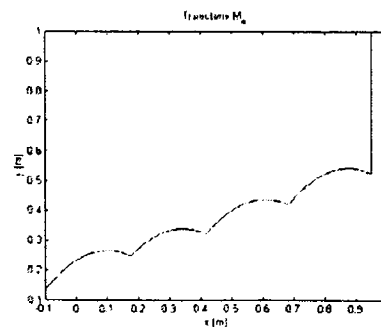


Fig.5.23. Traiectoria bobului de mazare pentru o turație a tamburului conducător de 28 rot/min și un coeficient de restituire de 0,05.

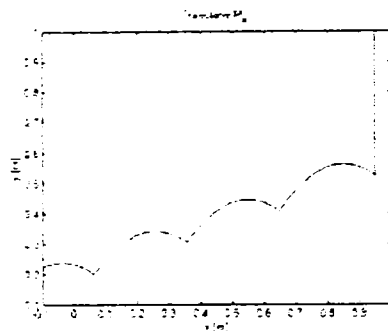


Fig.5.24. Traiectoria bobului de mazăre pentru o turație a tamburului conducător de 28 rot/min și un coeficient de restituire de 0,15

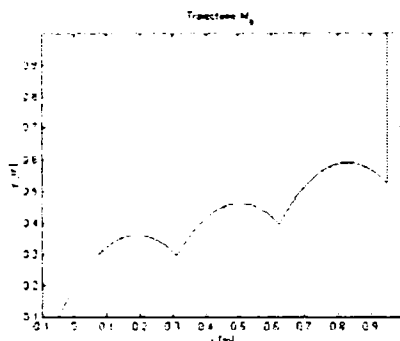


Fig.5.25. Traiectoria bobului de mazăre pentru o turație a tamburului conducător de 28 rot/min și un coeficient de restituire de 0,25

## 5.4. CONCLUZII

Din cercetările prezentate în acest capitol ( ca de exemplu figura 5.15) rezultă că oscilațiile benzii separatoare au un caracter periodic, prezentând de asemenea și o modulare periodică de joasă frecvență a amplitudinii.

În cadrul simulării s-a urmărit în primul rând efectul variației turației tamburului conducător și a coeficientului de restituire, la impactul bobului de mazăre cu banda transportoare asupra traiectoriei bobului de mazăre.

În urma analizei diagramelor din ANEXA 5.2 și 5.3 rezultă că, în general, există o ușoară scădere a numărului de ciocniri ale bobului cu banda, odată cu creșterea turației. În celelalte cazuri însă, la turații mai mici se constată un număr mai mare de ciocniri. Cauza acestui fenomen este modul în care se compun vitezele bobului de mazăre și a benzii separatoare în momentul ciocnirilor (de exemplu, în momentul impactului banda poate să aibă o mișcare de același sens cu a bobului și astfel viteza relativă va fi mai mică).

În ceea ce privește influența coeficientului de restituire asupra traiectoriei, se constată că pentru valori mai mari ale coeficienților de restituire (fig.5.25) numărul de ciocniri ale bobului cu banda, scade. Se consideră că boabele de mazăre de calitate bună au coeficienți de restituire mari, iar deșeurile (inclusiv păstăi) au coeficient de restituire mic. Dacă numărul de ciocniri ale unui bob cu banda de separare este mic, crește probabilitatea ca acesta să ajungă în partea de jos a benzii (acesta fiind cazul boabelor de mazăre de bună calitate). Păstăile, impuritățile și

boabele de mazăre sparte, ce au un coeficient de restituire mic și implicit au un număr mare de ciocniri, vor fi transportate de bandă în partea superioară a acesteia.

Comparând influența turației cu influența coeficientului de restituire asupra traiectoriei bobului de mazăre, se constată că rolul hotărâtor îl are coeficientul de restituire. Modificarea turației are o influență mai mică, dar poate fi utilizată într-o oarecare măsură la reglarea numărului de ciocniri dintre banda separatoare și bobul de mazăre.

Numărul de bare a tamburilor ( comparând diagramele pentru cazul „3 cu 4 bare”, și cazul „5 cu 6 bare”) influențează în mare măsură mărimea accelerației benzii separatoare, accelerațiile obținute în cazul „3 cu 4 bare” (figura 5.12.) fiind mai mari decât cele obținute pentru cazul „5 cu 6 bare” (figura 5.20). Explicația acestui fapt este că, cu cât tamburii au un număr mai mare de bare cu atât profilul acestora se apropie de un cerc, caz în care amplitudinea oscilațiilor benzii va avea valori foarte mici.

# 6. ANALIZA PROCESULUI DE SEPARARE CU AJUTORUL METODEI AUTOMATELOR CELULARE

## 6.1. AUTOMATE CELULARE UTILIZATE ÎN ANALIZA PROCESULUI DE SEPARARE

Automatele celulare (AC) sunt structuri informaționale, generate pe o rețea în care fiecare nod al rețelei reprezintă o celulă ce poate avea un număr finit de stări [A10, B6]. În decursul simulării, starea fiecărei celule se modifică în conformitate cu o regulă de tranziție. Regula de tranziție este funcție de starea anterioară a celulei și de stările celulelor vecine. Se pot considera 4, 6 sau 8 vecini în funcție de natura aplicației.

Natura discretă a automatelor celulare face ca acestea să fie utilizabile la descrierea unor fenomene în care sunt implicate mulțimi de obiecte, sau materiale granulare [B1].

Aplicația la care se vor utiliza automatele celulare este procesul de separare a boabelor, de păstăi și alte impurități. Comportamentul boabelor de mazăre pe banda separatoare a fost studiat cu ajutorul programelor de simulare descrise în capitolul 5 [H5, K3, K4, P6].

S-a stabilit aici că un rol important îl are mișcarea oscilantă a benzii și modul în care se realizează impactul dintre bobul de mazăre și bandă. În situația în care boabele, păstăile și alte impurități se varsă pe banda separatoare în același timp, apar procese foarte complexe (ciocniri între diferitele tipuri de obiecte, unele cu altele și cu banda separatoare), ce nu pot fi descrise cu ajutorul unui model matematic exact. În această situație se impune o abordare probabilistică a problemei, în care se definesc mai multe variabile aleatoare, stabilindu-se un domeniu de variație al acestora. Cu ajutorul acestor variabile aleatoare se pot stabili reguli simple pentru diferitele obiecte care interacționează, fiecare obiect având un comportament specific. Din punct de vedere informatic un astfel de proces se poate studia cu ajutorul automatelor celulare.

Algoritmii de calcul utilizând automate celulare pot fi implementați cu ușurință dacă se utilizează calculul matricial [M4].

Realizarea unui algoritm bazat pe automate celulare, impune alegerea unui limbaj de programare adecvat. În cazul de față s-a ales limbajul MATLAB, deoarece în acest limbaj calculul matricial este ușor de utilizat. În cadrul mediului MATLAB [9], matricile și imaginile pot fi convertite între ele, ceea ce ușurează în mod evident afișarea evoluției simulării.

## 6.2. DESCRIEREA PROGRAMULUI DE MODELARE

Programul de simulare posedă o interfață grafică (fig. 6.1) ce permite urmărirea evoluției simulării în timp, în funcție de numărul de pași de simulare. În interfața grafică sunt înglobate butoanele de „Start”, „Stop” și „Ieșire”. În colțul ecranului se afișează numărul pasului de simulare la care s-a ajuns la un moment dat.

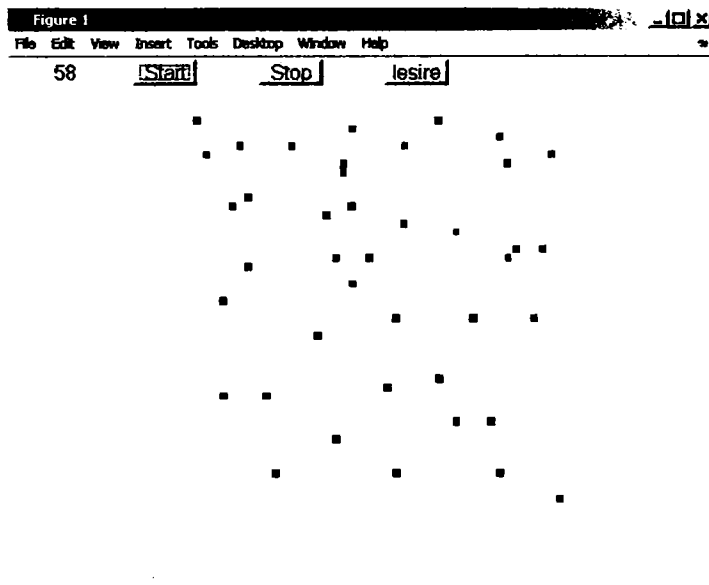


Fig.6.1. Ecranul de vizualizare a simulării cu automate celulare

La activarea butonului start se pornește simularea. În orice moment simularea poate fi oprită, pentru analiza vizuală a stării celulelor și poate fi pornită din nou prin reactivarea butonului „Start”. Oprirea simulării și ieșirea din program se realizează cu ajutorul butonului de „Ieșire”.

Schema logică a programului este prezentată în figura 6.2, iar codul sursă MATLAB este prezentat în ANEXA 6.1.

Programul realizează modelarea fluxului de material pe banda separatoare, analizată și în capitolul precedent. Cu ajutorul automatelor celulare sunt definite trei tipuri de obiecte, pentru fiecare dintre ele definindu-se o matrice: *ce/1* (impurități), *ce/2* (păstăi), *ce/3* (boabe). Utilizarea a trei matrici diferite are avantajul unei vizualizări relativ simple a simulării, deoarece oferă posibilitatea afișării stării celulelor cu ajutorul unui masiv RGB (Red Green Blue), alocându-se astfel culoarea roșie matricii *ce/1*, culoarea verde matricii *ce/2* și culoarea albastră matricii *ce/3*. Alocarea culorilor permite monitorizarea vizuală a evoluției fluxului de material pe banda separatoare.

Căderea obiectelor studiate (păstăi, impurități, boabe) pe banda separatoare, se realizează prin generarea unor celule utilizând funcții probabilistice. Zona de impact a obiectelor cu banda separatoare este modelată astfel prin apariția în această zonă a unor celule în mod aleator. Numărul celulelor este controlat de variabila *dens*, ce poate fi setată în cadrul programului. Din zona de impact celulele ce reprezintă păstăi și impurități se deplasează în sensul mișcării benzii separatoare, în amonte, iar celulele reprezentând boabe se deplasează către aval. În fig. 6.3 este prezentată schema explicativă de principiu a modelului.

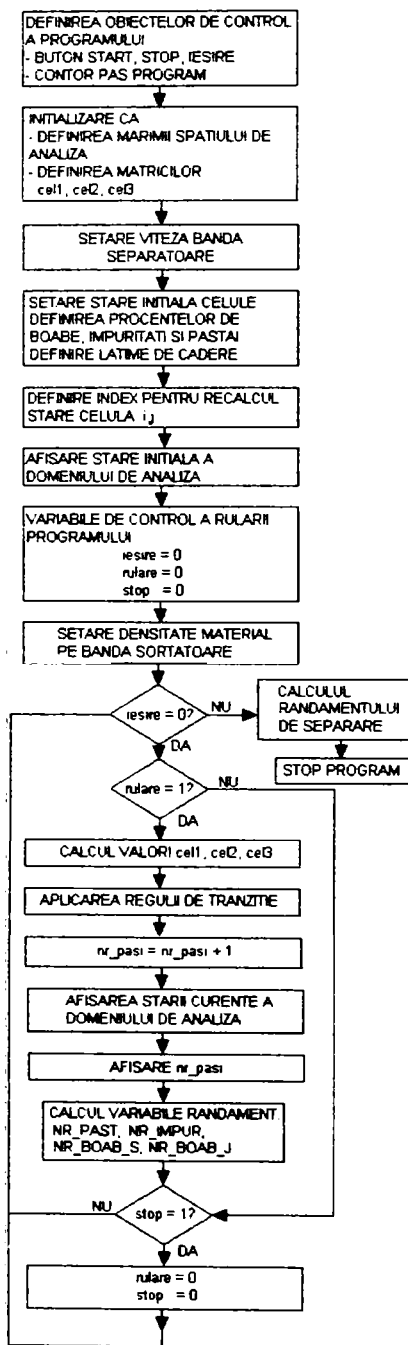


Fig. 6.2. Schema logică a programului



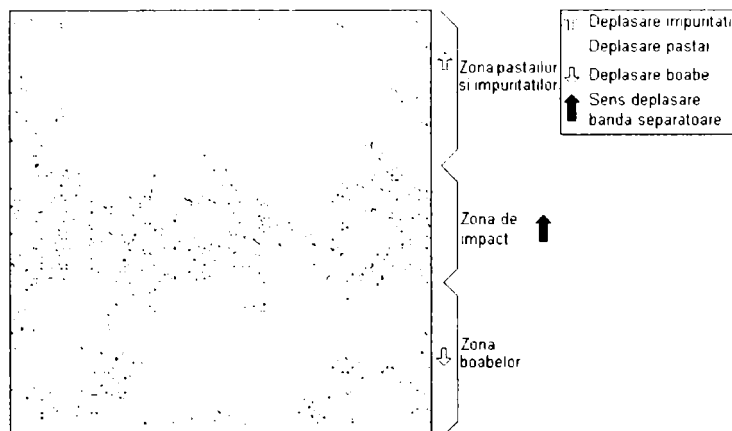


Fig.6.3. Schema explicativă a simulării

Lățimea zonei de contact poate fi setată prin specificarea valorii variabilei  $lat\_c$ , iar poziția ei se definește cu ajutorul variabilei  $lat\_med$ , după care se calculează limitele acestei zone definite prin  $lim\_inf$  și  $lim\_sup$ . Când se dorește specificarea zonei de contact se folosește notația:  $lim\_inf:lim\_sup$  pentru șirul de linii din această zonă și  $j = (1,2,...n)$  reprezentând șirul coloanelor domeniului de analiză. Această modalitate de adresare face posibilă procesarea întregii zone de contact cu ajutorul unei singure apelări a unei expresii.

Inițializare celulelor se realizează cu ajutorul expresiei:

$$cel1_{lim\_inf:lim\_sup,j} = (randn(lat\_c,n) > dens) \quad (6.1)$$

În care  $randn$  reprezintă o funcție ce generează o matrice ( $lat\_c \times n$ ) de numere aleatorii cu distribuție uniformă. În mod asemănător sunt inițializate și matricile  $cel2$  și  $cel3$ . Expresia (6.1) arată că celulelor din domeniul de impact li se atribuie valoarea de 1 sau 0 după cum valoarea generată de funcția  $randn$  este mai mare sau nu decât valoarea variabilei  $dens$ . Acest mod de atribuire a rezultatelor unor comparații se utilizează pe scară largă în cadrul programelor de simulare cu automate celulare.

După efectuarea inițializărilor, programul execută ciclic modulul principal, în care sunt generate celule noi în zona de impact, iar apoi celulele se deplasează conform schemei prezentate în figura 6.3.

Generarea celulelor noi se realizează cu ajutorul expresiei:

$$cel1_{lim\_inf:lim\_sup,j} = (randn(lat\_c,n) > dens \& cel1_{lim\_inf:lim\_sup,j} == 0 \& cel2_{lim\_inf:lim\_sup,j} == 0 \& cel3_{lim\_inf:lim\_sup,j} == 0) + cel1_{lim\_inf:lim\_sup,j} \quad (6.2)$$

În expresia (6.2 și 6.4) operatorul „&” semnifică funcția logică „ȘI”, operatorul „|” semnifică funcția logică „SAU”, iar semnul „==” semnifică o comparație ce are ca rezultat 1 dacă este adevărată și 0 dacă rezultatul comparației este fals.

După generarea celulelor din zona de impact programul realizează deplasarea acestora după direcția „i”, arătată în figura 6.4. [H4, J1, P1].

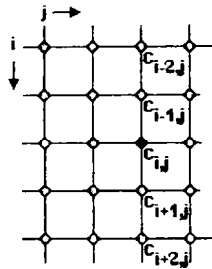


Fig.6.4. Schema explicativă a simulării

În evoluția stărilor fiecărei celule  $c_{i,j}$  sunt implicați vecinii  $c_{i-2,j}$ ,  $c_{i-1,j}$ ,  $c_{i+1,j}$ ,  $c_{i+2,j}$ .

Regulile de tranziție sunt specificate pentru fiecare tip de obiect în parte și definesc modul de mișcare al acestora în domeniul de analiză.

Pentru obiectele de tip boabe, în calculul poziției curente se utilizează și informații despre celelalte tipuri de obiecte. Din această cauză se definește matricea  $cel4$ , ce conține pozițiile obiectelor de tip impurități și păștii, cu ajutorul relației:

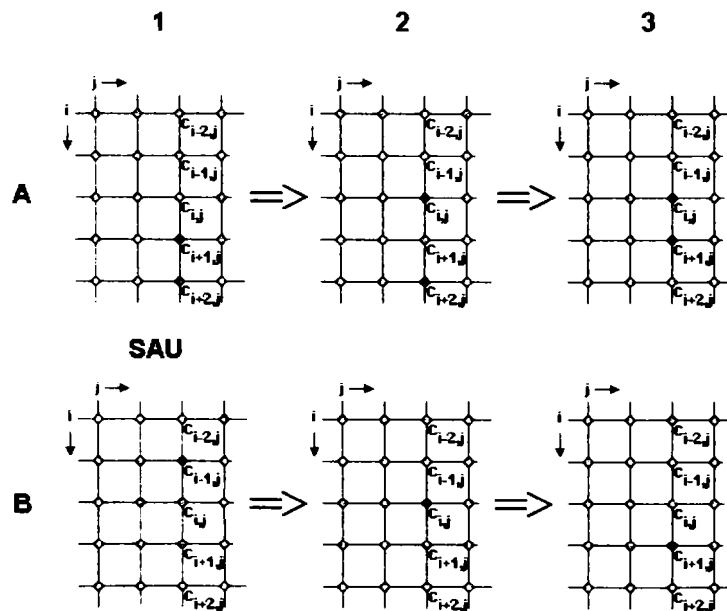
$$cel4_{i,j} = cel1_{i,j} + cel2_{i,j} \quad (6.3)$$

Regula de tranziție pentru obiectele de tip boabe este dată de expresia:

$$cel3_{i,j} = ((cel4_{i+2,j} == 1 \ \& \ cel3_{i+1,j} == 1) \ | \ (cel4_{i-2,j} == 0 \ \& \ cel3_{i-1,j} == 1)) \ \& \ (cel1_{i,j} = cel1_{i+1,j} == 1; \ cel2_{i,j} = cel2_{i+1,j} == 1) \quad (6.4)$$

În figura 6.5 se arată modul în care se deplasează obiectele de tip boabe.

Algoritmul tranziției se realizează sau prin modalitatea A, sau prin modalitatea B. În cazul A un obiect de tip bob este antrenat de către un obiect de tip păstăie. În cazul B obiectul de tip bob se deplasează în sensul invers deplasării benzii, acționat gravitațional, în sensul înclinației acesteia.

Fig.6.5. Schema explicativă a regulii de tranziție pentru matricea  $cel1$

Afișarea imaginii simulării se realizează la fiecare ciclu de simulare cu ajutorul expresiei:

$$\text{set}(imh, 'cdata', \text{cat}(3, cel1, cel2, cel3)) \quad (6.5)$$

în care  $imh$  este o imagine RGB,  $'cdata'$  reprezintă setul de date calculate la fiecare ciclu, iar funcția  $\text{cat}()$  definește un masiv din cele trei matrici ale obiectelor:  $cel1$ ,  $cel2$ ,  $cel3$ .

Cu ajutorul programului de simulare s-a studiat indicatorul  $K_{ns}$  al benzii separatoare, pentru diferite dimensiuni ale zonei de impact. Acest indicator s-a definit ca raportul dintre cantitatea de boabe neseperate (antrenate de păstăi și impurități) și cantitatea totală de boabe:

$$K_{ns} = \frac{\text{Cantitatea boabe neseperate}}{\text{Cantitatea totala de boabe}} \quad (6.6)$$

Indicatorul s-a stabilit prin memorarea celor două cantități la fiecare ciclu al programului de simulare, cu ajutorul relațiilor:

$$\begin{aligned} nr\_boab\_n &= \text{sum}(cel3_{n1,j}) + nr\_boab\_n \\ nr\_boab\_tot &= \text{sum}(cel3_{n2...n3,j}) + nr\_boab\_tot \end{aligned} \quad (6.7)$$

în care indicele  $n_1$  arată linia matricii celulelor, ce reprezintă ieșirea boabelor de pe bandă pe partea superioară, iar  $n_2...n_3$  este intervalul de impact, adică intrarea boabelor pe bandă. Numărul de boabe separate se poate calcula făcându-se diferența dintre numărul total de boabe și numărul de boabe neseperate.

Modelarea separării boabelor ce au fost antrenate de păstăi și impurități se realizează prin specificarea variabilei  $nr\_osc$  (număr de oscilații,  $nr\_osc = 1...N$ ) și  $dens1$  (variabila aleatoare ce descrie probabilitatea ca bobul să se desprindă de păstaie sau impuritate). Astfel sunt declarate două valori ale variabilei aleatoare  $dens1$ . Pentru exemplificare s-a luat  $dens1 = 10\%$  pentru pașii de program în care mișcarea benzii prezintă oscilații bruște, ceea ce înseamnă că doar  $10\%$  dintre boabele antrenate de păstăi vor fi eliberate, și  $dens1 = 90\%$  pentru pașii de program în care banda prezintă oscilații bruscă, ceea ce înseamnă că  $90\%$  dintre boabele antrenate de păstăi vor fi eliberate. Valorile variabilei aleatoare se pot seta în vederea studierii acestui efect. Dacă de exemplu  $nr\_osc = n$  atunci banda va avea o oscilație ( $dens1$  va fi egal cu  $90\%$ ), pentru fiecare al  $n$ -lea pas de program. Valoarea variabilei  $nr\_osc$  poate fi setată existând astfel posibilitatea modelării frecvenței de oscilație a benzii.

Pentru a verifica dacă programul rulează corect, se impune trasarea curbei  $K_{ns}$  în funcție de numărul de cicluri de simulare. Această curbă trebuie să convergă către o anumită valoare pe măsură ce crește numărul de simulări. Convergența algoritmului este prezentată în diagrama din figura 6.6, pentru valorile ( $nr\_osc$  și  $dens1$ ) menționate mai sus.

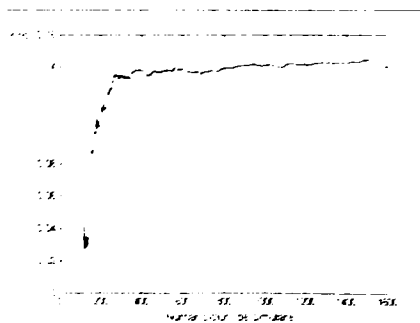


Fig.6.6. Diagrama de variație a indicatorului  $K_{ns}$  în funcție de numărul de cicluri de simulare

Din diagrama din figura 6.6 se observă că valoarea indicatorului  $K_{ns}$  se stabilizează după aproximativ 1000 de cicluri de simulare, deci în continuare se va lucra cu un număr de 1000 de cicluri pentru a obține valori  $K_{ns}$  corecte, adică un număr suficient de mare pentru ca valorile parametrului  $K_{ns}$  să fie constante.

În diagrama din figura 6.7 sunt date evoluțiile cantităților diferitelor particule în funcție de numărul pașilor de simulare. Din acest studiu rezultă că odată cu evoluția procesului, numărul de particule crește constant păstrând același raport între particule de diferite tipuri (atunci când parametrii benzii sunt menținuți constanți).

Dimensiunea zonei de impact ( $D_{imp}$ ) este definită relativ la dimensiunea totală a benzii separatoare ( $D_{tot}$ ) cu ajutorul relației:

$$k_{imp} = \frac{D_{imp}}{D_{tot}} \quad (6.8)$$

Pentru calculul indicatorului  $K_{ns}$  în funcție de  $k_{imp}$ , s-a rulat programul de simulare specificându-se de fiecare dată o altă valoare a parametrului  $k_{imp}$ : 30/250; 60/250; 90/250; 120/250; 150/250 în care 250 este lungimea totală a benzii separatoare (în pixeli), iar șirul 30,60,90,120,150 reprezintă valorile lungimii zonei de descărcare a amestecului pe banda separatoare (în pixeli). Rezultatele simulărilor sunt prezentate în graficul din figura 6.8.

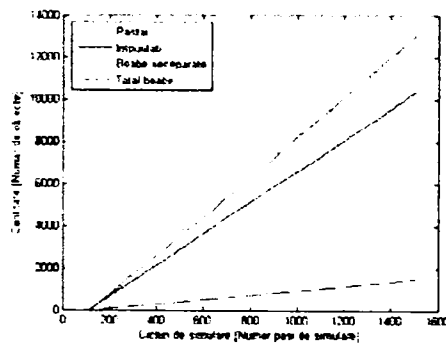


Fig.6.7. Diagrama evoluției separării

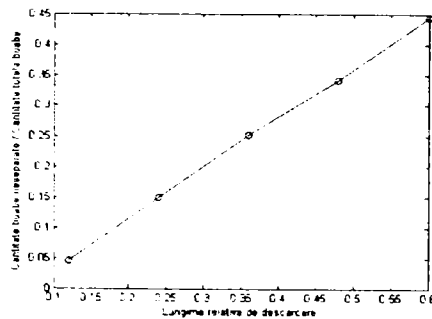


Fig.6.8. Diagrama evoluției indicatorului  $K_{ns}$  în funcție de  $k_{imp}$

Diagrama din figura 6.8. se obține pentru 5 rulări consecutive ale programului, de fiecare dată modificând valoarea parametrului  $k_{imp}$  conform valorilor arătate mai sus. Se constată că numărul de boabe neseperate crește odată cu creșterea lungimii zonei de descărcare pe banda separatoare.

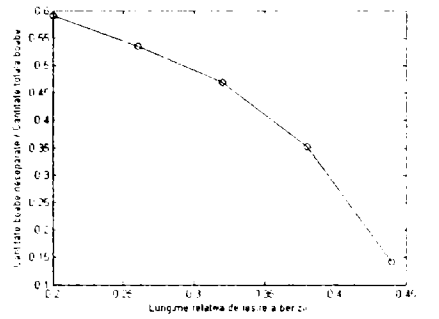


Fig.6.9. Diagrama evoluției indicatorului  $K_{ns}$  în funcție de lungimea de ieșire  $l_2$

Dacă se notează cu  $l_2$  lungimea relativă de ieșire a benzii, adică distanța de la punctul median al zonei de descărcare la punctul în care viteza particulelor antrenate de bandă devine egală cu viteza benzii, conform diagramei din fig. 6.9 rezultă că numărul boabelor neseperate scade considerabil cu cât lungimea de ieșire  $l_2$  este mai mare.

Datorită alunecării în primă fază a materialului în jos, urmând apoi antrenarea de către bandă a stratului, se produce o creștere a grosimii stratului de material de pe bandă, care depinde și de lungimea de descărcare relativă ( $k_{imp}$ ). Diagramele de variație a grosimii stratului sunt prezentate în figurile 6.10-6.14.

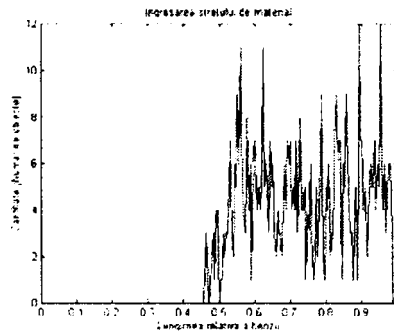


Fig.6.10. Diagrama îngroșării stratului de material pentru  $k_{imp} = 30/250$

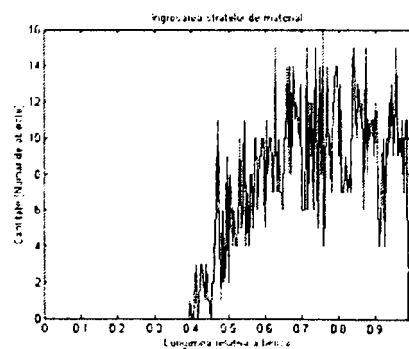
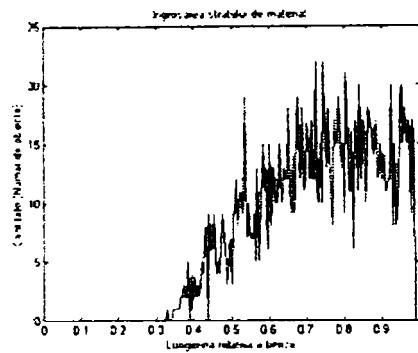
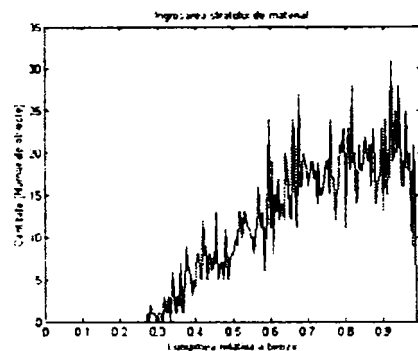
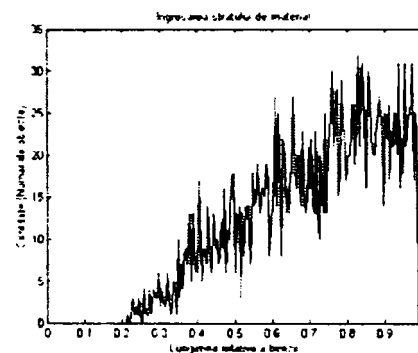


Fig.6.11. Diagrama îngroșării stratului de material pentru  $k_{imp} = 60/250$

Fig.6.12. Diagrama îngroșării stratului de material pentru  $k_{imp} = 90/250$ Fig.6.13. Diagrama îngroșării stratului de material pentru  $k_{imp} = 120/250$ Fig.6.14. Diagrama îngroșării stratului de material pentru  $k_{imp} = 150/250$ 

Din diagramele 6.10-6.14 se observă că îngroșarea stratului de material crește odată cu creșterea lungimii de descărcare.

Datele obținute prin simulare se pot utiliza la evaluarea practică a îngroșării stratului, dacă se raportează mărimile relative utilizate în simulare la valorile reale ale mașinii separatoare M1. Astfel considerând lungimea benzii 2000 mm, lățimea benzii 3500 mm, se obțin valorile reale ale stratului prezentate în tabelul 1 și respectiv în diagrama din figura 6.15.

Tabelul 1

Nr.crt.	$k_{imp}$	Lungimea reală de impact [mm]	Grosimea stratului de material [mm]
1	30/250	240	23
2	60/250	480	43
3	90/250	720	66
4	120/250	960	91
5	150/250	1200	109

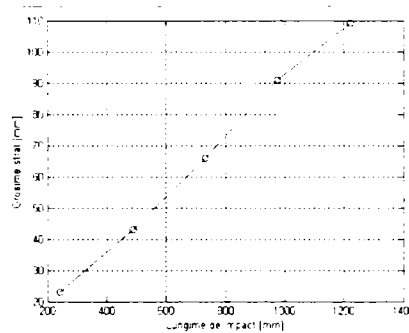


Fig.6.15. Diagrama îngroșării stratului în funcție de lungimea de impact

### 6.3. CONCLUZII

Procesele probabilistice, în care intervin o serie de variabile aleatoare, se pot studia cu ajutorul modelelor cu automate celulare. Un astfel de proces este și separarea boabelor, de păstăi și impurități, ce are loc pe banda separatoare analizată în cadrul tezei de doctorat.

Cu ajutorul programului realizat poate fi studiată influența diferiților parametrii constructivi ai benzii separatoare (lungimea benzii, mărimea zonei de impact, amplitudinea oscilațiilor benzii), asupra calității procesului de separare. În acest fel programul poate fi utilizat pentru optimizarea constructivă și funcțională a acestor tipuri de benzi.

În acest context, s-a analizat influența mărimii zonei de impact  $k_{imp}$  asupra cantităților de particule ce participă în procesul de separare.

Din această analiză se constată că numărul boabelor neseperate crește odată cu mărirea zonei de impact. Această tendință se explică prin faptul că cu cât zona în care boabele și păstăile sunt amestecate pe bandă este mai mare cu atât crește probabilitatea ca boabele să fie antrenate de păstăi sau impurități. La un moment dat, dacă această zonă crește mult, numărul de boabe separate începe să scadă, deoarece lungimea de antrenare în amonte a particulelor scade, sau se anulează, pentru acele particule care sunt descărcate la limita superioară a benzii separatoare. Totodată trebuie subliniat faptul că o zonă de impact mică scade volumul de material prelucrat, scăzând productivitatea benzii separatoare.

De asemenea trebuie subliniat faptul că prin mărirea lungimii  $l_2$ , cantitatea de boabe neseperate se reduce considerabil, deci indicatorul  $K_{ns}$  tinde spre valoarea minime (fig. 6.9).

Analizând îngroșarea stratului de material aflat la un moment dat pe banda separatoare se constată că aceasta este determinată de lungimea reală a zonei de impact (fig. 6.10-6.14).

Din cercetările efectuate asupra mașinii M1, a rezultat că pentru o zonă de impact de 240 mm x 3500 mm grosimea stratului de material este minimă, aceasta datorită ieșirii materialului într-un timp scurt din această zonă. Pe măsură ce această zonă se mărește de exemplu la 1200 mm x 3500 mm, grosimea stratului crește considerabil ca urmare a staționării materialului pe bandă o durată mai mare de timp, apoi datorită alunecării lui în aval, iar apoi antrenării lui în amonte și în ultimă fază a căderii peste el a unei noi cantități de material, fenomen ce se repetă continuu (tabel 1, fig. 6.15).

Contribuția originală pe care o aduce acest capitol în cadrul tezei, este noutatea aplicării unei metode de simulare moderne (metoda automatelor celulare), în analiza benzilor separatoare. Luând ca model algoritmi dezvoltați în acest capitol se pot realiza programe de simulare pentru orice alt proces, în care obiectele de lucru au un comportament aleator, probabilistic.



# 7. CONSIDERAȚII PRIVIND OSCILAȚIILE PROPRII ALE STRUCTURII DE REZISTENȚĂ A SEPARATORULUI

## 7.1. ASPECTE DINAMICE ALE STRUCTURII DE REZISTENȚĂ A SEPARATORULUI PRIN FRECARÉ CU BANDA OSCILANTĂ

În cazul separatorului cu bandă oscilantă procesul tehnologic se realizează datorită dispunerii înclinată față de orizontală a benzii, acționarea benzii în sens ascendent și imprimării unor oscilații forțate, prin acționarea benzii cu suluri având profilul poligonal. Oscilațiile imprimate benzii se transmit prin intermediul lagărelor de susținere a tamburilor și structurii separatorului, determinând solicitări variabile în elementele componente ale structurii, ce pot avea implicații majore asupra duratei de viață a utilajului [B9, S7].

Structura mecanică a mașinii are tendința de a vibra la anumite frecvențe specifice ce se numesc frecvențe proprii [M11, Z1]. Fiecare frecvență proprie este asociată unui anumit mod de deformare al structurii numit mod propriu. Când asupra structurii acționează sarcini variabile de o frecvență ce coincide cu una dintre frecvențele proprii ale structurii, vibrațiile vor crește în amplitudine apărând fenomenul de rezonanță [B11, S8, T5]. Teoretic amplitudinea vibrațiilor ar putea crește la infinit (în cazul teoretic, în care nu există amortizări în sistem). La structurile reale există însă amortizare, în toate cazurile, într-o anumită măsură, ceea ce împiedică creșterea infinită a amplitudinii vibrațiilor.

Pentru studiul aspectelor dinamice în cadrul funcționării separatorului prin frecare cu bandă oscilantă, s-a recurs la folosirea metodei elementului finit, [B4, M1, T2, Z2], aplicată pentru structura batozei de mazăre staționare M1.

Un model cu un număr finit de elemente are un număr finit de frecvențe proprii, iar numărul acestora este egal cu numărul gradelor de libertate ale modelului.

Frecvențele proprii ale unui model corespund modurilor proprii, iar acestea depind de geometria structurii, de materialul acesteia, și de asemenea de condițiile de rezemare și încărcarea statică a structurii. Calculul frecvențelor și modurilor proprii se mai numește *analiză modală*.

Construcția geometriei unui model are la bază structura nedeformată, eventual simplificată (prin înlăturarea amănunțurilor), a mașinii reale. Trebuie definită apoi încărcarea statică datorată greutateii proprii, dacă aceasta afectează semnificativ deformațiile structurii.

În cazul definirii unor încărcări statice, programul rulează întâi o analiză statică și calculează deformațiile structurii, după care rulează analiza frecvențială pe structura deja deformată, ținând seama și de tensiunile mecanice care apar în structură. În general tensiunile de întindere măresc valoarea frecvențelor proprii, iar cele de compresiune scad această valoare.

În cadrul unei analize dinamice se pornește de la ecuația dinamică ce are forma [B9, S7]:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F(t) \quad (7.1)$$

în care  $K$  este matricea de rigiditate utilizată și în cazul analizelor statice, iar  $F$  reprezintă forțele aplicate din exterior.  $M$  este matricea maselor obiectului supus analizei și  $C$  este matricea amortizărilor. Dacă elementele posedă un număr de  $n$  grade de libertate, deplasarea în cadrul fiecărui element poate fi exprimată utilizând funcțiile de formă.

Matricea maselor poate fi calculată apoi utilizând funcțiile de formă și densitatea materialului din care este realizat obiectul supus analizei:

Numărul de variabile de deplasare în fiecare nod este egal cu numărul funcțiilor de formă.

Pentru a determina matricea amortizărilor se utilizează de obicei amortizarea Rayleigh, prin care matricea de amortizare este exprimată ca o combinație liniară a matricii de rigiditate și cea a maselor.

$$C = M\xi + K\eta \quad (7.2)$$

O valoare ridicată a coeficientului  $\xi$  va amortiza frecvențele joase, în timp ce o valoare ridicată a coeficientului  $\eta$  va amortiza frecvențele înalte.

Pentru calculul frecvențelor proprii se pornește de la ecuația dinamică (7.1), la care se elimină componenta de amortizare și termenul ce reprezintă forțele externe:

$$M\ddot{x} + Kx = 0 \quad (7.3)$$

Soluția generală a acestei ecuații poate fi exprimată prin relația:

$$x = \dot{x}e^{i\omega t} \quad (7.4)$$

Dacă această soluție este substituită în ecuația dinamică (7.3), se obține următoarea expresie având ca necunoscută pe  $\omega$ :

$$(-\omega^2 M + K)x = 0 \quad (7.5)$$

Rezolvând această ecuație se obțin frecvențele proprii ale modelului :

$$f = \frac{\omega}{2\pi} \quad (7.6)$$

Modurile proprii  $\phi$  sunt raportate la matricea maselor prin următoarea expresie:

$$\phi^T M \phi = I \quad (7.7)$$

în care  $\Phi$  reprezintă matricea modurilor proprii.

## 7.2. ANALIZA FRECVENȚELOR PROPRII ALE STRUCTURII MAȘINII DE SEPARAT M1.

În cadrul tezei de doctorat modelul 3D a fost generat cu ajutorul programului SolidWorks [12], după care analiza cu elemente finite a fost realizată în programul COSMOS DesignStar [8].

### 7.2.1. Modelul mașinii de separare

Structura mașinii de separare a fost modelată luând în considerare elementele mecanice importante pentru analiza modurilor proprii și a frecvențelor proprii. Astfel s-au eliminat elementele de acționare și transmitere a mișcării, a căror pondere este relativ mică în raport cu ponderea elementelor structurale. Modelul 3D al structurii mașinii de separare M1, realizat cu ajutorul programului de

proiectare asistată SolidWorks este prezentat în figura 7.1. În figura 7.2. este arătată structura cadrului de oțel realizată din profil „U14”.

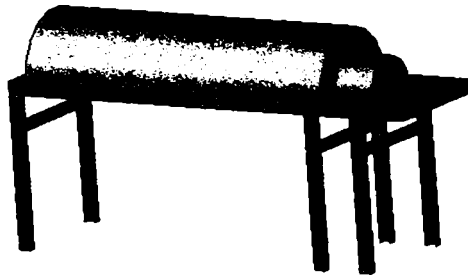


Fig.7.1. Modelul structurii mașinii de separat (vedere generală).

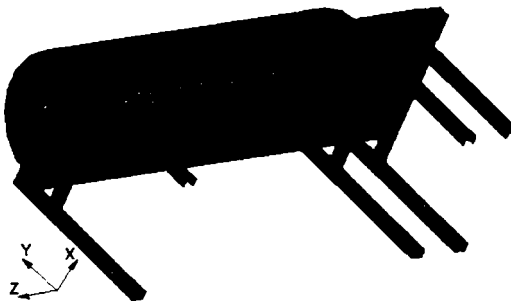


Fig.7.2. Modelul structurii mașinii de separat vedere inferioară

În afară de elementele realizate din profil „U”, s-au folosit elemente realizate din tablă laminată cu o grosime de 2 mm.

Acest model este importat în mediul de analiză cu elemente finite COSMOS DesignStar. Pentru realizarea analizei se declară tipul de analiză: „Analiza frecvențială”, tipul materialului: liniar elastic și isotropic, după care se alege din biblioteca de materiale a programului, materialul: Oțel carbon laminat (OL37). În datele inițiale ale analizei sunt încărcate în mod automat caracteristicile de material prezentate în tabelul 7.1.

Tabelul 7.1

Parametru de material	Valoare
Modul de elasticitate longitudinal	$2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$
Coeficientul lui Poisson	0.28
Modul de elasticitate transversal	$7.9 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$
Densitate	$7800 \text{ kg/m}^3$
$\sigma_r$	$3.7 \times 10^8 \text{ N/m}^2$

Pe baza acestor caracteristici programul va calcula matricea de rigiditate a structurii.

### 7.2.2. Definirea condițiilor de frontieră ale modelului

În cazul analizei frecvențiale pentru determinarea modurilor și frecvențelor proprii, se specifică constrângerile la care este supusă structura și forțele care

acționează asupra acesteia. Fixarea structurii pe fundație este modelată prin eliminarea celor 6 grade de libertate pe suprafețele de așezare a picioarelor structurii (fig. 7.3). Se specifică apoi încărcarea structurii cu forța distribuită datorată greutateii structurii.

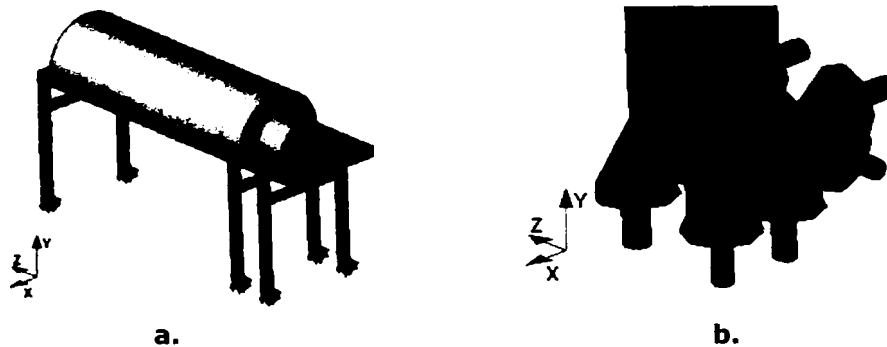


Fig.7.3. Definierea condițiilor de frontieră:

a. eliminarea a 6 grade de libertate pe suprafața frontală a profilului „U”; b. detaliu

Pentru această încărcare se specifică accelerația gravitațională, având valoarea  $g=9.81m/s^2$  pe direcția Y, iar masa structurii este calculată de program, fiind cunoscută densitatea materialului utilizat (tab. 7.1), iar volumul este de asemenea calculat de către program. Forța de excitație nu este specificată deoarece rularea programului va calcula valorile frecvențelor proprii, urmând ca ulterior acestea să se compare cu frecvența forței de excitație generată de către mișcarea tamburului benzii. În urma rulării programului se vor verifica, sau alege turajile tamburului de acționare, în așa fel încât mișcarea complexă a celor doi tamburi să nu genereze forțe de excitație cu frecvențe egale, sau apropiate de frecvențele proprii calculate.

### 7.2.3. Realizarea rețelei de elemente finite

Calculul nodurilor și elementelor rețelei de elemente finite se realizează de către programul de modelare, printr-un proces iterativ de stabilire a dimensiunii elementelor. În prima fază se stabilește dimensiunea elementului mai mică decât cea mai mică dimensiune a structurii. În acest caz, se ține cont de dimensiunile profilului „U14”. Apoi se realizează împărțirea în elemente finite și dacă se constată că rețeaua nu se „închide” în mod corespunzător se micșorează elementul cu o valoare dată de o toleranță prestabilită și se reia procedura de împărțire. În final se verifică matricea Jacobian a rețelei în mai multe puncte și se ajunge dimensiunea finală a elementelor. În cazul structurii analizate parametrii finali ai rețelei sunt specificați în tabelul 7.2.

Rețeaua de elemente finite este prezentată în figura 7.4. În cazul structurilor 3D în locul elementelor triunghiulare prezentate în paragraful anterior (care sunt utilizate în cazul analizelor în plan), se utilizează elemente tetraedrale. Extinderea algoritmilor de la elemente triunghiulare la cele tetraedrale se realizează relativ simplu deoarece fețele tetraedrului sunt de asemenea triunghiulare. Evident vor trebui aplicate aici sisteme de coordonate spațiale, completându-se algoritmul cu transformările de coordonate de rigoare.

Tabelul 7.2

Parametrii rețelei	
Tipul rețelei	3D
Verificare Jacobian	în 4 puncte
Dimensiunea elementului	63.031 mm
Toleranță	3.1516 mm
Rezoluție	Ridicată
Număr de elemente	38092
Număr de noduri	74767

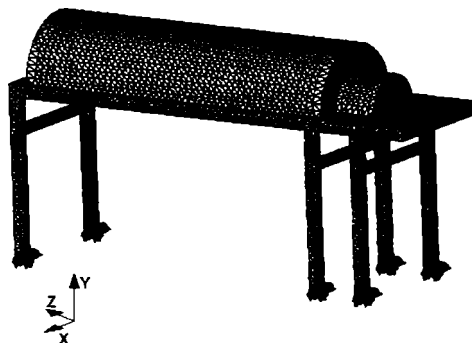


Fig.7.4. Generarea rețelei de elemente finite (38092 elemente, 74767 noduri)

#### 7.2.4. Rezultatele simulării

Odată parcurs algoritmul de definire al modelului, parametrii materialului, condițiile de frontieră și definirea rețelei, se poate trece la rularea programului de analiză.

Principiile care stau la baza realizării calculelor s-au prezentat în paragraful 7.1.

La finalizarea procedurii de calcul, programul generează un raport, în care se specifică frecvențele proprii predominante și se afișează diagramele de deformații ale structurii pentru fiecare mod propriu. În cazul concret al calculului structurii mașinii M1, s-au stabilit primele 5 frecvențe proprii și 5 moduri proprii predominante, care sunt cele mai apropiate de frecvențele de excitație estimate prin programul de simulare descris în capitolul precedent.

Frecvențele proprii rezultate din calcul sunt afișate în tabelul 7.3., iar reprezentarea grafică 3D a deplasărilor structurii, pentru cele 5 moduri proprii analizate sunt date în figurile 7.5.-7.9., iar valorile maxime și minime ale deplasărilor sunt specificate în tabela 7.4., pentru fiecare mod de vibrație în parte.

Tabelul 7.3

Modul	Frecvența [Hz]	Perioada [sec.]	Scara reprezentării grafice
1	4.1446	0.24127	1:29
2	7.4144	0.13487	1:16
3	8.0012	0.12498	1:30
4	37.385	0.026749	1:7
5	42.553	0.0235	1:3

Tabelul 7.4.

Modul propriu	Tipul deplasării	Valoarea Deplasării [mm]	Numărul nodului	Direcția	Poziția nodului [mm]
1	Minim	0.000	2361	X	743.300
				Y	-1950.000
				Z	4080.100
	Maxim	1.767	7029	X	-750.000
				Y	0.000
				Z	-1100.000
2	Minim	0.000	2361	X	743.300
				Y	-1950.000
				Z	4080.100
	Maxim	3.377	6915	X	-750.000
				Y	0.000
				Z	4100.000
3	Minim	0.000	2361	X	743.300
				Y	-1950.000
				Z	4080.100
	Maxim	1.690	6454	X	750.000
				Y	0.000
				Z	4100.000
4	Minim	0.000	2361	X	743.300
				Y	-1950.000
				Z	4080.100
	Maxim	7.531	50943	X	-750.000
				Y	-150.000
				Z	2424.67
5	Minim	0.000	2361	X	743.300
				Y	-1950.000
				Z	4080.100
	Maxim	7.047	6510	X	750.000
				Y	-584.483
				Z	3960.000

În programul de analiză cu elemente finite se stabilește scara de reprezentare grafică a deplasărilor în așa fel încât deplasarea profilului să poată fi observată. Scara reprezentării grafice (din tabelul 7.3.) nu influențează valoarea efectivă a deplasării.

Modul 1 de vibrație corespunde unor deplasări liniare pe direcția X (în sistemul de coordonate specificat în figurile 7.5-7.9.), iar modul 2 corespunde unor deplasări de rotație în jurul unei axe paralele cu axa Y. În cazul modului 3 sunt generate deplasări de translație de-a lungul axei Z. Modul 4 și 5 de vibrație corespund unor deformații ale părții superioare a structurii mașinii pentru modul 4 și respectiv a deformații elementelor de susținere și structurii superioare pentru modul 5 de vibrație.

Valorile deplasărilor sunt reprezentate în diagramele din figurile 7.5.-7.9. prin coduri de culoare specificate pe fiecare diagramă.

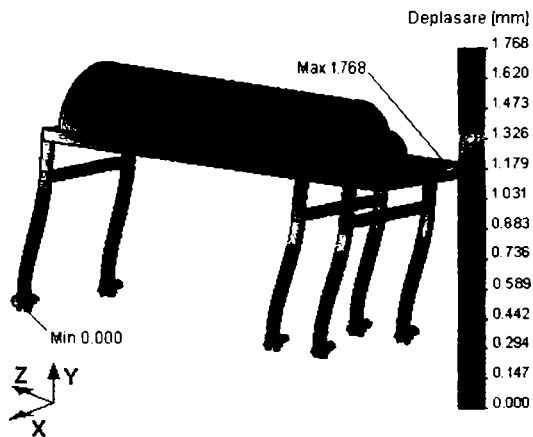


Fig.7.5. Rezultatele simulării, deformarea structurii în cazul modului propriu de vibrație numărul 1

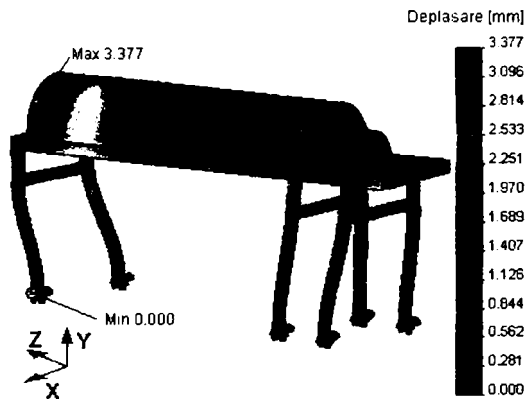


Fig.7.7. Rezultatele simulării, deformarea structurii în cazul modului propriu de vibrație numărul 2

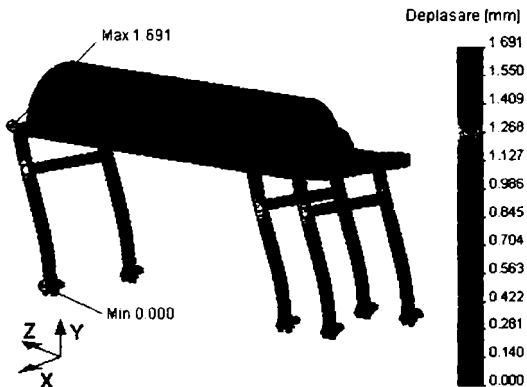


Fig.7.7. Rezultatele simulării, deformarea structurii în cazul modului propriu de vibrație numărul 3

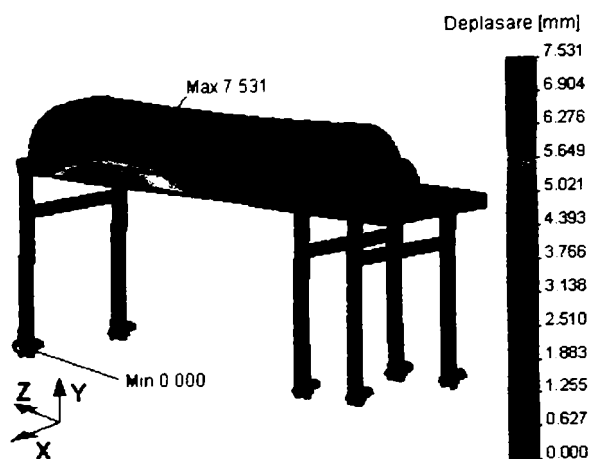


Fig.7.8. Rezultatele simulării, deformarea structurii în cazul modului propriu de vibrație numărul 4

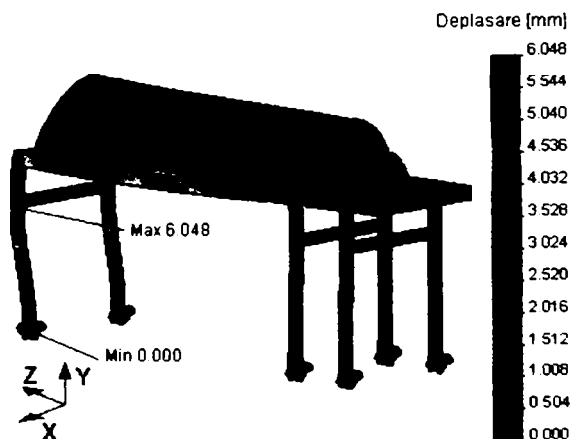


Fig.7.9. Rezultatele simulării, deformarea structurii în cazul modului propriu de vibrație numărul 5

### 7.3. STUDIUL COMPORTAMENTULUI DINAMIC AL STRUCTURII PENTRU DIFERITE MĂRIMI ALE PROFILULUI „U” UTILIZAT

Determinarea mărimii profilului utilizat este importantă din punctul de vedere al proiectării structurii. În cazul de față s-a studiat comportamentul dinamic (s-a realizat analiza frecvențială) și pentru încă două mărimi de profile și anume U10 și respectiv U8, deoarece din punct de vedere static profilul U8 este suficient pentru susținerea elementelor mașinii M1.

Pentru profilele U10 și U8 s-a efectuat același tip de analiză cu elemente finite ca și pentru profilul U14, rezultatele acestor analize frecvențiale fiind prezentate în ANEXA 7.1 pentru profilul U10 și respectiv ANEXA 7.2. pentru profilul U8.



În ce privește modurile de vibrație, se constată că tipul de deplasare al părților profilului față de poziția de echilibru este similară la toate structurile analizate. Diferă însă mărimea deplasărilor și a frecvențelor proprii corespunzătoare celor 5 moduri de vibrație.

Pentru a pune în evidență diferențele de deplasări și frecvențe proprii în cele trei cazuri, datele prezentate în tabelele 7.3, A.7.1.2. și A.7.2.2. și respectiv tabelele 7.4., A.7.1.3. și A.7.2.3., acestea au fost reprezentate sub forma unor grafice, prezentate în figurile 7.10. și 7.11. Graficele au fost trasate cu ajutorul unui program MATLAB prezentat în ANEXA 7.3.

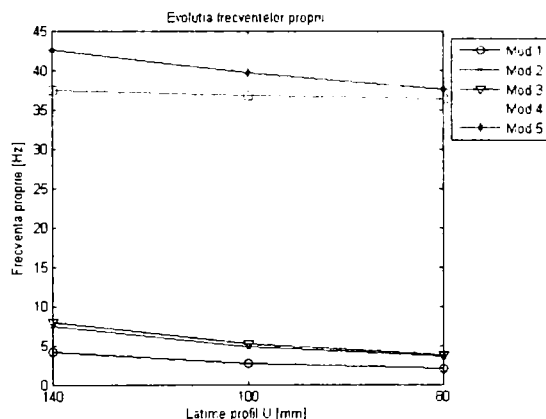


Fig.7.10. Evoluția frecvențelor proprii în funcție de dimensiunea profilului și modul propriu

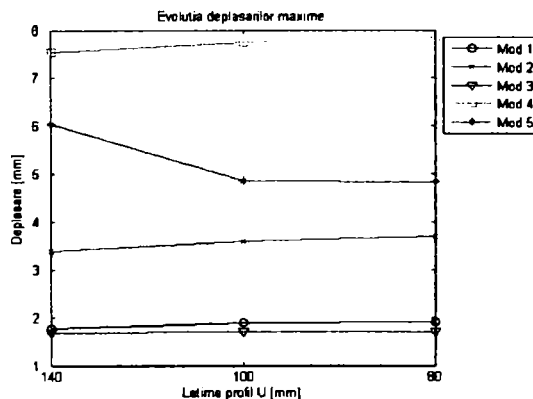


Fig.7.11. Evoluția deplasărilor maxime în funcție de dimensiunea profilului și modul propriu

Analizând graficele din figura 7.10, se constată că odată cu scăderea dimensiunilor profilului, scade și frecvența proprie a structurii, iar din graficele prezentat în figura 7.11.se constată că odată cu scăderea dimensiunii profilului are loc o creștere a deplasării (respectiv a amplitudinii vibrațiilor), cu excepția modului 5 de vibrație în care amplitudinea scade neliniar.

## 7.4. ANALIZA COMPORTAMENTULUI DINAMIC A STRUCTURII MAȘINII M1

Analizând modurile de vibrație se constată că deplasările cele mai mari se înregistrează pentru modul 4 și 5. Aceste moduri de vibrație apar la valori ale frecvențe proprii în intervalul 35...45 Hz, ce sunt frecvențe relativ înalte față de frecvențele de excitație. Se subliniază că deplasări de această mărime sunt doar valori teoretice calculate în lipsa amortizărilor reale, deci este puțin probabil ca acestea să apară în practică.

Pentru studiul forțelor excitatoare specifice mecanismului separatorului cu bandă utilizat la mașina M1, s-au realizat simulări cu ajutorul programelor descrise în capitolul 5 și s-au trasat spectrele de putere ale forței de excitație, în cazul separatorului cu tamburi cu 3 și 4 bare, respectiv cu 5 și 6 bare. În ambele cazuri s-a studiat evoluția frecvenței forței excitatoare pentru turații cuprinse între 20 și 36 rot/min ale tamburului conducător.

Dintre diagramele trasate s-au ales spre exemplificare doua diagrame prezentate în figurile 7.12. și 7.13.

Pe aceste diagrame s-au trasat marcaje ce reprezintă frecvențele proprii ale structurii mașinii, pentru cele trei dimensiuni de profile. S-au ales doar primele trei frecvențe proprii, deoarece ultimele două au valori ce depășesc domeniul frecvențelor de excitație.

Din diagramele spectrale rezultă că amplitudini semnificative sunt prezente în jurul valorilor de 1 Hz și 2 Hz pentru cazul „3-4 bare” și în jurul valorilor de 1.8 Hz respectiv 3.6 Hz pentru cazul „5-6 bare”.

De asemenea se constată că pentru turația de 20 rot/min frecvențele proprii ale structurii nu se suprapun cu frecvența de amplitudine maximă a forței de excitație, pentru nici unul din profilele analizate. Totuși în acest caz există un vârf al frecvențelor de excitație (2 Hz), care se suprapune cu frecvența modului propriu 2 al structurii (pentru profilul U8).

În cazul turației de 36 rot/min și utilizării profilului U80 există pericolul apariției rezonanței, deoarece frecvențele corespunzătoare forței de excitație sunt foarte apropiate de frecvențele proprii. Din studiul celor două diagrame se desprinde concluzia că profilul U8 nu este recomandat de a fi utilizat pentru construcția structurii mașinii M1, celelalte profile U14 și U10 se pot utiliza.

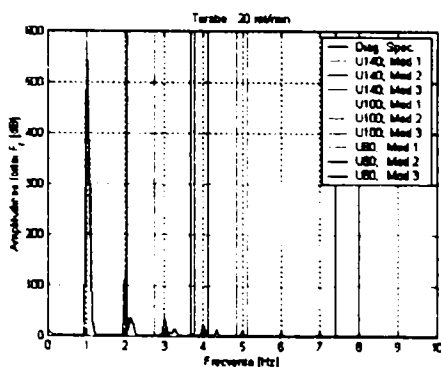


Fig.7.12. Diagrama spectrală a forței de excitație ce acționează asupra cadrului mașinii și marcarea frecvențelor de rezonanță principale calculate cu ajutorul programului cu elemente finite (3-4 bare, turație 20 rot/min)

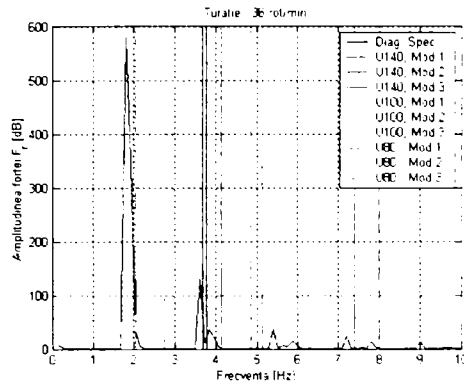


Fig.7.13. Diagrama spectrală a forței de excitație ce acționează asupra cadrului mașinii și marcarea frecvențelor de rezonanță principale calculate cu ajutorul programului cu elemente finite (3-4 bare, turație 36 rot/min)

În cazul tamburilor cu 5-6 bare există situații pentru oricare din turațiile analizate, în care frecvențele de excitație se suprapun cu frecvențele proprii (ca de exemplu la frecvența de 2 Hz, profil U8 mod 1 și la 3,6 Hz profil U8 mod 2), se atinge regimul de rezonanță ce duce la solicitări la oboseală majore ale materialului, din care cauză din punctul de vedere al structurii mașinii nu se recomandă utilizarea acestui profil.

## 7.5. CONCLUZII

Studiul vibrației structurii mașinii de separare M1, s-a realizat în scopul determinării frecvențelor proprii și ale deformațiilor acestora. Au fost stabilite primele cinci frecvențe proprii și cinci moduri proprii predominante, care sunt cele mai apropiate de frecvențele de excitație, rezultate prin programul de simulare, descris în capitolul 5. Primele trei moduri de vibrație au frecvențele proprii cuprinse în intervalul 4...8 Hz, pentru care corespund valori ale deplasărilor cuprinse între 0 și 3,3 mm. Pentru modurile de vibrație 4 și 5 frecvențele proprii determinate sunt 37,385 Hz și 42,553 Hz, iar valoarea deplasărilor sunt cuprinse în intervalul 0-7,53 mm.

Dacă primele trei moduri de vibrație corespund unor deplasări de translație pe direcția x și z, respectiv unor deplasări de rotație în jurul unei direcții paralele cu axa y, pentru modurile patru și cinci de vibrații apar deformații ale părții superioare a structurii și ale elementelor de susținere.

Realizarea în cadrul tezei a unui studiu privind comportamentul dinamic al structurii pe trei mărimi de profile „U”, a condus la concluzia rezultată din diagramele trasate în fig. 7.10 și 7.11. Adică odată cu scăderea dimensiunii profilului de la „U14” la „U8” frecvențele proprii ale structurii scad liniar, în timp ce au loc creșteri ale deplasărilor (respectiv a amplitudinilor vibrațiilor), cu excepția modului 5 de vibrații în care amplitudinea scade neliniar.

Din analiza comparativă a spectrului forței excitatoare și a frecvențelor proprii ale structurii, ce a fost realizată pentru diferite turații ale tamburului conducător (în intervalul 20-36 rot/min) și în cazul tamburilor cu 3-4 bare și respectiv cu 5-6 bare, rezultă că amplitudini semnificative sunt prezente în jurul

valorilor de 1 Hz și 2 Hz pentru cazul „3-4 bare” și în jurul valorilor de 1,8 Hz respectiv 3,6 Hz pentru cazul „5-6 bare”. Studiind diagramele trasate rezultă că pentru turația de 20 rot/min frecvențele proprii ale structurii nu se suprapun cu frecvența de amplitudine maximă a forței de excitație, pentru nici unul din profilele analizate. Totuși există un vârf al frecvențelor de excitație (2 Hz) care se suprapune cu frecvența modului propriu 2 al structurii, pentru profilul U8.

În cazul turației de 36 rot/min și utilizării profilului U8 există pericolul apariției rezonanței, deoarece frecvențele corespunzătoare forței de excitație sunt apropiate de frecvențele proprii.

Din studiile efectuate rezultă că turațiile optime (ale tamburului conducător), desfășurării procesului de separare sunt cuprinse între 20 și 36 rot/min în cazul utilizării profilului U 14 și între 20 și 22 rot/min în cazul utilizării profil U 10. Aceste determinări sunt rezultatul folosirii de tamburi cu 3 respectiv 4 bare. În cazul utilizării tamburilor cu 5 respectiv 6 bare, se indică utilizarea profilului U14 pentru întreg intervalul de turații(20-36 rot/min), iar pentru profilul U 10 numai intervalul 22-26 rot/min. Profilul U8 nu este indicat a fi utilizat pentru nici o valoare a turației tamburului conducător.

Utilizarea unor profile „U” de dimensiuni mai mari nu influențează în mod hotărâtor micșorarea amplitudinii vibrațiilor. Totuși, pentru modul 4 de vibrații se impune reproiectarea cadrului superior al mașinii de separat, iar în cazul modului 5 se impune reproiectarea și a elementelor de susținere, unde sau constatat deplasări maxime. Din această cauză, în situațiile menționate se recomandă utilizarea unor profile tip țevă pătrată, de dimensiuni similare cu profilele U analizate.

Rezultatele obținute în capitolele 5 și 7 al tezei de doctorat constituie un instrument util pentru proiectarea mașinilor separatoare, dând posibilitatea optimizării constructive și funcționale a acestor utilaje.

# 8. CERCETĂRI EXPERIMENTALE ASUPRA VIBRAȚIILOR SEPARATOARELOR CU BANDĂ PENTRU MAZĂRE VERDE

## 8.1. APARATURA UTILIZATĂ

Rezultatele obținute prin analiza dinamică cu ajutorul modelelor de simulare, a mașinilor separatoare, descrisă în capitolele anterioare, trebuie validate experimental prin măsurări realizate pe mașinile existente și pe standuri experimentale. În acest sens s-a conceput un sistem de măsurare a parametrilor dinamici (a caracteristicilor vibrațiilor), ce are în componența sa un traductor, un sistem de condiționare a semnalului și un sistem de achiziție și prelucrare a datelor.

Pentru realizarea măsurării vibrațiilor s-a utilizat un sistem de măsurare computerizat, realizat la Universitatea din Oradea. Schema de principiu a sistemului de măsurare este arătată în figura 8.1.



Fig. 8.1. Schema de principiu a sistemului de măsurare

În scopul experimentărilor din cadrul tezei s-a folosit un traductor piezoelectric de compresiune de tip KD35 produs de firma "Metra Mess und Frequenztechnik", Germania [11]. Aceste traductoare sunt compuse dintr-o placă de bază prevăzută cu o cuplă, care se plasează direct pe piesa a cărei vibrație se măsoară. Pe placa de bază sunt plasate două cristale piezoelectrice asupra cărora acționează masa seismică  $m_s$ . Resortul spiral are rolul de a pre-tensiona întregul sistem mecanic. Aceste traductoare, care răspund la undele longitudinale, au o frecvență de rezonanță ridicată și o mare robustețe. Ele prezintă însă și o sensibilitate transversală de ordinul câtorva procente din sensibilitatea longitudinală. Sensibilitatea totală variază între o valoare minimă și maximă în funcție de unghiul de orientare. Schema de principiu a traductorului este redată în figura 8.2.

Sensibilitatea acestui traductor este  $B_{qa} = 140$  [pC/g] și exprimă legătura dintre accelerația măsurată și semnalul electric generat. O altă caracteristică importantă a traductorului este răspunsul în amplitudine, prezentat în figura 8.3. Se observă domeniul de linearitate cuprins între 1 Hz și 10 kHz, interval în care trebuie să se găsească frecvențele vibrațiilor mecanice măsurate.

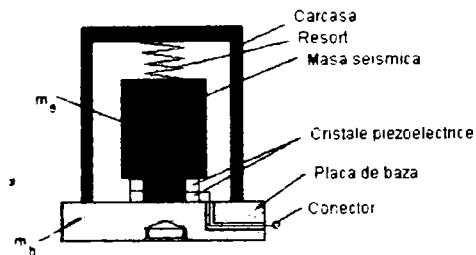


Fig. 8.2. Construcția traductorului piezoelectric de compresie

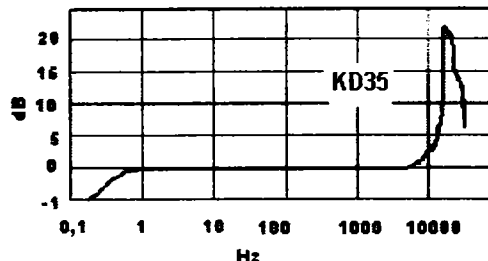


Fig. 8.3. Diagrama de etalonare a traductorului KD35

Circuitele de măsurare pentru traductoarele piezoelectrice ridică o serie de probleme începând cu cablul de conectare, care introduce o rezistență de izolație și o capacitate parazită [C8, I1]. Un alt factor perturbator este fenomenul triboelectric, prin care se produc sarcini electrice ca urmare a frecărilor dintre izolator și metal, din cauza îndoirilor, șocurilor și vibrațiilor. Filtrarea acestor zgomote printr-un amplificator de tensiune este o soluție rigidă deoarece etalonarea schemei se face numai pentru un cablu dat, iar modificarea unor parametri externi pot introduce erori importante.

Eliminarea acestor neajunsuri se realizează cu ajutorul unui amplificator de sarcină, mai exact convertor de sarcină-tensiune, având schema prezentată în figura 8.4

Cele două amplificatoare operaționale (AO) au fost ecranate pentru a reduce nivelul tensiunilor perturbatoare. Tensiunea măsurată utilizând acest circuit este proporțională cu accelerația mișcării oscilante măsurate de către traductor. La realizarea practică a circuitului de amplificare a semnalului, trebuie avut în vedere că acesta se comportă ca și un filtru de semnal.

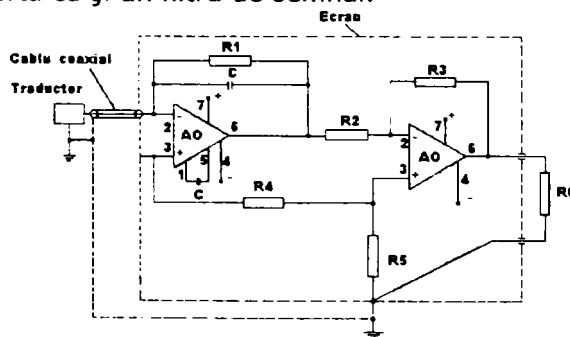


Fig. 8.4. Schema amplificatorului de sarcină

Componentele electronice trebuie alese în așa fel încât să nu se elimine frecvențele utile, în special cele joase, corespunzătoare modurilor proprii de vibrație. Pentru circuitul din figura 8.4. s-au utilizat următoarele componente :

- AO circuitul operațional de amplificare OPA27GP;
- rezistențele  $R1 = 40 \text{ K}\Omega$ ,  $R2 = 1 \text{ K}\Omega$ ,  $R3 = 39 \text{ K}\Omega$ ,  $R4 = R5 = 1,8 \text{ K}\Omega$ ;
- condensatorul  $C = 0,47 \text{ }\mu\text{F}$ .

După amplificarea semnalului acesta este transmis plăcii de achiziție, care este integrată în sistemul de calcul. În figura 8.5. este prezentată fotografia circuitului de amplificare realizat conform schemei din figura 8.4. pentru efectuarea experimentărilor.



Fig. 8.5. Fotografia amplificatorului de sarcină realizat practic

În cadrul cercetărilor experimentale s-a utilizat o placă de achiziție PCI1200 (National Instruments) [10,11], care are următoarele caracteristici:

1. Moduri de funcționare :
  - cu nul de referință (referenced single ended);
  - cu nul fără referință (nonreferenced single ended);
  - diferențial.
2. Amplificarea internă : 2,5,10,20,50,100.
3. Domeniul de măsurare (în funcție de amplificare) :
  - unipolar : 0-10-V (neamplificat);
  - bipolar :  $\pm 5V$  (neamplificat)
4. Intrări analogice :
  - 16 – pentru modul de lucru cu nul;
  - 8 – pentru modul de lucru diferențial.
5. Ieșiri analogice : 2 cu un domeniu de funcționare de 0-10V
6. Rata de achiziție, programabilă : până la 100.000 eşantioane / secundă;
7. Cuantificarea convertorului A/D : 12 bit.
8. Integrare în sistemul de calcul : slot PCI.

Placa mai dispune de intrări și ieșiri digitale, contoare și temporizatoare. În lucrarea de față s-au detaliat doar funcțiile ce au fost folosite în cadrul experimentărilor.

Datele achiziționate se înscriu în memoria sistemului de calcul (într-un fișier cu valori numerice întregi pe 16 biți), cu ajutorul programului de achiziție ( în limbaj C).

După achiziția datelor, se realizează prelucrarea acestora cu programe scrise în limbajul MATLAB. Prin prelucrarea datelor, se realizează transformarea acestora în unități de accelerație, ținând cont și de etalonarea traductorului.

În cadrul etalonării traductorului KD35, realizată cu un dispozitiv ce produce o vibrație constantă de 1g la 76 Hz, s-a obținut valoarea de 0,0171 V, ce corespunde la 1 g ( 9,81 m/s<sup>2</sup>).

$$a1 = (v1 \times 9,81)/0,0171 [m/s^2]$$

Placa de achiziție utilizată (convertor analog/digital ) este o placă pe 12 bit, deci :

$$2^{12} = 4096$$

Pentru domeniul de 10V, o unitate de conversie digitală (1LSB) este:

$$1LSB = 10/4096 = 0,00244 V$$

$$v1 = x1 \times 0,00244$$

$x1$  - valori digitale, valori înscrise în fișierul achiziționat ( în fișier formatul valorilor este întreg pe 16 bit);

$v1$  - corespondentul în volți al valorilor din fișier.

Deci, relația ce transformă datele achiziționate în accelerații este :

$$a1 = x1 \times 0,00244 \times 9,8/0,0171m/s^2$$

În figura 8.6. se arată traductorul și blocul de conectare utilizat.

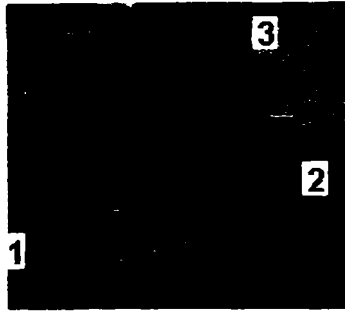


Fig. 8.6. 1 - Traductorul piezoelectric (KD35) ; 2 - Blocul de conectare la placa de achiziție; 3 - Cablul blocului de conectare

## 8.2. METODICA EXPERIMENTALĂ ȘI DATELE OBȚINUTE

Cu ajutorul sistemului de măsurare descris mai înainte, s-au realizat măsurări de vibrații pe batoza de mazăre model M1, în componența căreia se găsește banda separatoare, pentru care s-au realizat modelele matematice prezentate în capitolele 5 și 7. Accelerometrul a fost amplasat în diferite puncte ale structurii utilajului și s-au achiziționat semnalele date de către traductor. Schema amplasării traductorului este dată în figura 8.8. S-a stabilit ca măsurările să se efectueze pe două părți ale utilajului și anume partea în care este amplasat motorul electric și transmisia mecanică (zona A) și pe partea opusă acesteia (zona B). În ambele zone s-au definit punctele AV și BV pe partea laterală a platoului utilajului, în care s-au realizat măsurări pentru mai multe turații ale acționării, pe direcția Ox și Oy, utilizând diferite roți de schimb (conform tabelului 8.1.). S-au stabilit de asemenea câte 4 puncte de măsurare în zona B, plasate pe structura de metal a utilajului BFi ( $i = 1...4$ ), pe direcția Ox, conform tabelului 8.2. S-a stabilit această direcție, datorită faptului că se așteaptă ca pe direcția Ox, efectul excitației periodice a benzii separatoare să fie maxim. Rezultatele măsurărilor s-au stocat în memoria sistemului de calcul, în fișiere codificate ca în tabelele 8.1. și 8.2. [A7].

Datele rezultate în urma măsurărilor au fost salvate în fișiere, pe discul magnetic al sistemului de calcul, cu ajutorul programului de achiziție a datelor prezentat în ANEXA 8.1 realizat în limbajul C++. După efectuarea măsurărilor în toate punctele stabilite s-a realizat prelucrarea datelor și trasarea diagramelor cu ajutorul programelor prezentate în ANEXA 8.2 și 8.10, realizate în limbajul MATLAB [9]. Diagramele rezultate în urma prelucrării datelor experimentale sunt date în ANEXA 8.4, 8.5 8.11, 8.12, 8.13.



Tabelul 8.1

Nr. crt.	Cod fișier	Turație arbore conducător [rot/min]	Zona	Direcție	RMS semnal [m/s <sup>2</sup> ]	Amplitudinea vârf la vârf a semnalului [m/s <sup>2</sup> ]
1	ax_1	20	A	Ox	0.7136	18.2754
2	ax_2	24	A	Ox	0.7388	28.4123
3	ax_3	28	A	Ox	0.5469	8.4242
4	ax_4	32	A	Ox	0.4088	14.2772
5	ay_1	20	A	Oy	0.8834	18.5604
6	ay_2	24	A	Oy	1.0000	20.7020
7	ay_3	28	A	Oy	1.3623	48.5432
8	ay_4	32	A	Oy	0.7448	18.1321
9	bx_1	20	B	Ox	0.5919	9.5657
10	bx_2	24	B	Ox	0.6842	14.8483
11	bx_3	28	B	Ox	0.7234	11.4218
12	bx_4	32	B	Ox	0.7226	14.7055
13	by_1	20	B	Oy	0.5610	21.9869
14	by_2	24	B	Oy	0.7576	22.4153
15	by_3	28	B	Oy	0.7748	22.2725
16	by_4	32	B	Oy	0.8601	25.6990

Tabel 8.2

Nr.crt.	Cod fișier	Distanța punctului de măsurare de la platou [m]	Turație arbore conducător [rot/min]	RMS [m/s <sup>2</sup> ]	Amplitudinea vârf la vârf a semnalului [m/s <sup>2</sup> ]
1	BF1	0,4	28	0.5581	8.8525
2	BF2	0,8	28	1.2513	24.5568
3	BF3	1,2	28	0.7364	10.1368
4	BF4	1,6	28	0.6940	11.1362

Din diagramele prezentate în capitolul 5 (ca de exemplu figura 5.15) rezultă că oscilațiile benzii separatoare au un caracter periodic prezentând de asemenea și o modulare periodică de joasă frecvență a amplitudinii.

Din analiza datelor experimentale neprelucrate (așa cum au fost măsurate și prezentate în ANEXA 8.4 și ANEXA 8.5), rezultă o serie de observații specificate în cele ce urmează.

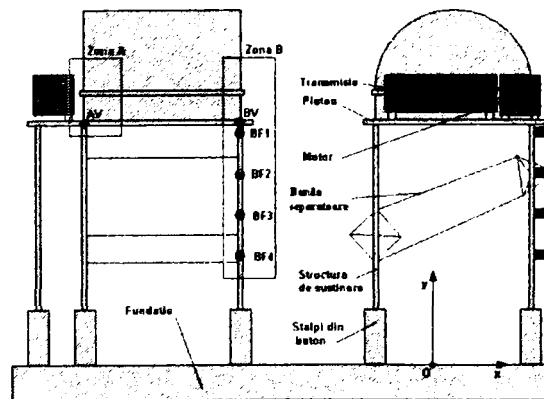


Fig. 8.8. Poziționarea traductorului pentru măsurarea vibrațiilor pe mașina separatoare M1

În zona „A” vibrațiile au un caracter impulsiv pronunțat și prezintă variații bruște. Aceste impulsuri apar cu o frecvență scăzută la toate turațiile motorului, atât pe direcția Ox, cât și pe direcția Oy (anexa 8.4 figurile A8.4.1, A8.4.3, A8.4.5, A8.4.7, A8.4.9, A8.4.11, A8.4.13, A8.4.15).

În zona „B” impulsurile au amplitudine mai mică și sunt mai frecvente, cu un pronunțat caracter periodic, atât pe direcția Ox, cât și pe direcția Oy (anexa 8.4 figurile A8.4.17, A8.4.19, A8.4.21, A8.4.23, A8.4.25, A8.4.27, A8.4.29, A8.4.31).

Din diagramele generate după măsurările realizate pe structura de metal a utilajului (anexa 8.5 figurile A8.5.1, A8.5.3, A8.5.5, A8.5.7), se observă mai puțin caracterul impulsiv al vibrațiilor. De remarcat este că, diagrama ce reprezintă accelerațiile măsurate în punctul BF2 (figura A8.5.4), prezintă impulsuri de aceeași frecvență ca și în cazul diagramei obținute prin simulare (figura 5.14). Acest lucru atestă că în punctul cel mai apropiat de arborele tamburului conducător se obțin aceleași tipuri de vibrații ca și în cazul simulării.

În mod evident, semnalele ce reprezintă date experimentale sunt afectate de zgomote. Sursele care introduc vibrații diferite de vibrațiile benzii separatoare sunt:

- lagărele și masa în rotație a bătătorului și contrabătătorului;
- motorul electric de acționare;
- transmisia mecanică a mișcării de la motor la bătător și la banda separatoare: roți dințate, transmisii cu lanț, variatorul de turații mecanic;
- surse de natură electrică: câmpuri electromagnetice care induc în cablurile sistemului de măsurat fluctuații de tensiune, pământare inadecvată.

Un factor important ce generează zgomote suplimentare îl constituie gradul de uzură avansat al utilajului pe care s-au realizat măsurările, acesta fiind singurul utilaj disponibil. Fiecare dintre aceste elemente mecanice introduc vibrații de diferite amplitudini și frecvențe, dintre care multe se suprapun peste vibrațiile induse de banda separatoare.

Deoarece obiectul central al tezei de doctorat este analiza benzii separatoare, este necesar să se găsească o modalitate de a pune în evidență aportul benzii separatoare la vibrațiile măsurate. Metoda de evaluare căutată este în ultimă instanță o modalitate de filtrare a semnalului măsurat, în așa fel ca după filtrare să rămână o imagine clară a vibrațiilor induse de banda separatoare.

### **8.3. REALIZAREA UNEI METODE DE EVALUARE A CONTRIBUȚIEI EXCITAȚIEI BENZII SEPARATOARE, LA VIBRAȚIILE MĂSURATE PE MAȘINA M1.**

În domeniul filtrării semnalelor, există un număr foarte mare de metode ce sunt aplicate cu succes în domenii deosebit de variate. În general, pentru un anumit scop se alege metoda optimă prin evaluarea aspectelor specifice ale problemei ce trebuie rezolvate. Trebuie de asemenea să se țină seama și de natura informațiilor preliminare despre semnalul analizat. În cazul de față, dispunem de un model numeric al mașinii analizate, ce este capabil să genereze prin simulare, un semnal model, cu alte cuvinte se cunoaște natura componentei ce trebuie să rezulte după procesarea semnalului.

Cu toate că se cunoaște natura semnalului căutat, este imposibil de pus în evidență prezența acestuia în mod direct, ca o componentă a semnalului măsurat

pe mașina separatoare. Pentru aceasta, se va analiza posibilitatea aplicării a două metode de filtrare și anume :

- analiza frecvențială, utilizând transformarea Fourier rapidă [C7, D5, O2, O3];
- analiza wavelet [F3, S10, V1].

### 8.3.1. Analiza în domeniul frecvențial

Metoda propusă în acest caz, se bazează pe compararea modelului semnalului obținut prin simulare, cu componente ale semnalului măsurat. Etapele metodei elaborate au fost următoarele:

- a. Achiziția și stocarea semnalului măsurat pentru o anumită turație a benzii separatoare [T4].
- b. Rularea programului de simulare pentru aceeași turație și generarea semnalului simulat;
- c. Calculul spectrului semnalului simulat prin utilizarea transformatei Fourier (FFT).
- d. Alegerea domeniului semnificativ de frecvențe, în semnalul măsurat, pe baza spectrului semnalului simulat.
- e. Calculul spectrului semnalului măsurat prin utilizarea transformatei Fourier (FFT).
- f. Filtrarea semnalului măsurat – eliminarea din spectru a frecvențelor ce nu aparțin domeniului semnificativ de frecvențe.
- g. Reconstrucția semnalului filtrat prin utilizarea transformării Fourier inverse (IFFT).

Prima etapă s-a realizat cu ajutorul sistemului de măsurare descris anterior și utilizând un program de achiziție a datelor specificat în ANEXA 8.1. Pentru a doua etapă s-a utilizat programul de simulare dezvoltat în capitolul 5, iar celelalte etape se realizează cu ajutorul unui program de prelucrare a datelor, prezentat în ANEXA 8.2.

Semnalele măsurate sunt puternic afectate de zgomote, din motivele enumerate mai sus, așa cum se observă din diagrama semnalului măsurat (BF2) prezentată în figura 8.8. Turația tamburului conducător a benzii separatoare a fost de 28 rot/min, așa cum s-a arătat în tabelul 8.2. Datele au fost achiziționate timp de 5 secunde cu o eșantionare de 20000 de achiziții/sec.

S-a rulat apoi programul de simulare pentru aceeași turație și aceeași durată de timp ca cea utilizată în cadrul măsurărilor pe mașina M1, obținându-se diagrama din figura 8.9.

Utilizând apoi transformarea Fourier rapidă s-a calculat spectrul semnalului simulat, generându-se diagrama spectrală prezentată în fig.8.10 [D5].

Din analiza diagramei spectrale a semnalului simulat, rezultă că se pot identifica patru vârfuri semnificative (notate pe diagramă), ce prezintă o descreștere a amplitudinii, cvasi-exponențială, de la frecvențe mici spre frecvențe mai ridicate. Acest spectru caracterizează componenta semnalului ce trebuie identificată și care este specifică vibrațiilor generate de către banda separatoare. Banda de frecvențe, în care apare acest spectru caracteristic este limitată în domeniul 0,8 - 6 Hz. Acest domeniu poate varia în funcție de turația tamburului conducător al benzii separatoare.

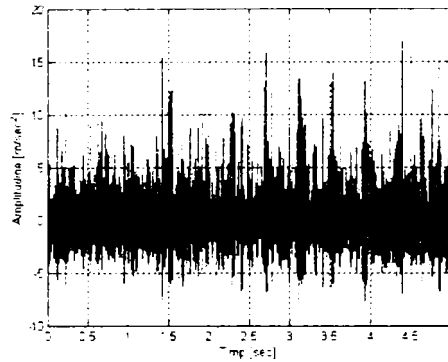


Fig. 8.8. Semnal măsurat pe mașina M1 (poziția BF2, n = 28 rot/min)

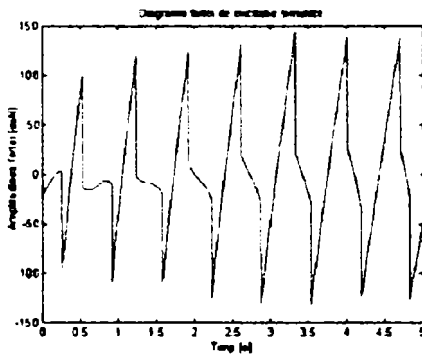


Fig. 8.9. Semnal simulat (n=28 rot/min)

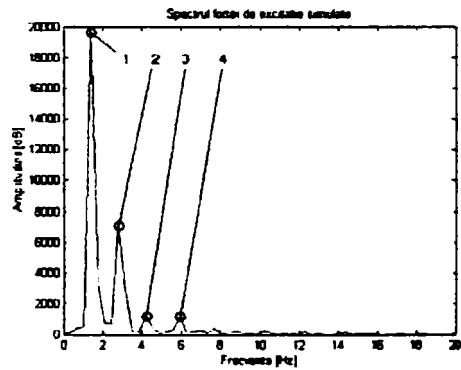


Fig. 8.10. Spectrul semnalului din fig. 8.9

Odată stabilit domeniul de frecvențe ce caracterizează semnalul simulat, s-a calculat spectrul de frecvențe al semnalului măsurat. Acest spectru se reprezintă în mod uzual în forma directă Amplitudine-Frecvență (figura 8.13). Pe această diagramă, se observă că există o componentă spectrală de frecvență joasă deosebit de puternică, în domeniul 0-0,4 Hz (figura 8.13. punctul A), cauzată de o oarecare instabilitate electrică a mediei semnalului (offset-ului). Față de această componentă, restul spectrului pare a avea amplitudini relativ mici. Pentru o mai bună analiză a diagramelor, se obișnuiește să se reprezinte spectrul și sub forma logaritmată [O2]: Logaritm din Amplitudine - Frecvență (figura 8.14), sau să se reprezinte amplitudinea în dB, caz în care se utilizează relația:

$$A_{dB} = 20 \lg_{10} \left( \frac{A}{A_0} \right) \quad (8.1)$$

în care  $A_0 = 10^5$  (acelația de referință în cazul vibrațiilor- conform Bruel&Kjaer).

În acest caz, este suficient să se reprezinte spectrul doar sub forma logaritmată. În această diagramă, se poate observa că energia semnalului este relativ constantă, o pondere ceva mai mare având componentele de frecvențe mai joase. Atât în diagrama din figura 8.13, cât și în diagrama din figura 8.14, se observă o componentă majoră a spectrului la frecvența de 50 Hz. Aceasta se datorează influenței rețelei electrice (figura 8.13. punctul B), ce poate fi cauzată de o pământare inadecvată a utilajului și va trebui eliminată.

Pentru a verifica această afirmație, s-a măsurat semnalele captate de traductor fără mișcarea mecanică a mașinii (cu motorul oprit, dar mașina sub tensiune) și se obține diagrama din figura 8.11. și spectrul acesteia prezentat în figura 8.12.

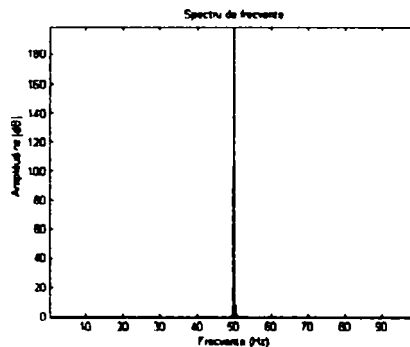
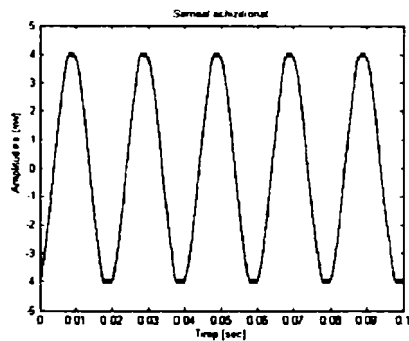


Fig. 8.11.Semnalul măsurat fără mișcare Fig.8.12.Spectrul semnalului din fig.8.11

În consecință diferitele zgomote, ca de exemplu vârfurile A și B din diagrama din figura 8.13. trebuie eliminate prin filtrare. În cazul măsurărilor efectuate pe mașina de separat M1, aceste zgomote nu fac parte din domeniul de frecvențe stabilit ca domeniu caracteristic al vibrațiilor benzii separatoare, deci se pot elimina.

Având stabilit domeniul de filtrare, se elimină din spectrul semnalului măsurat toate valorile ce nu aparțin domeniului de vibrație al benzii separatoare (definit din analiza spectrului semnalului simulat) și se obține spectrul din figura 8.15. În figura 8.16 este prezentată diagrama comparativă a spectrului semnalului măsurat și filtrat (culoare neagră) și a spectrului semnalului simulat (culoare roșie). Spectrul semnalului măsurat și filtrat pe mașina M1 s-a reprezentat la scara de 20:1, pentru o observare mai bună.

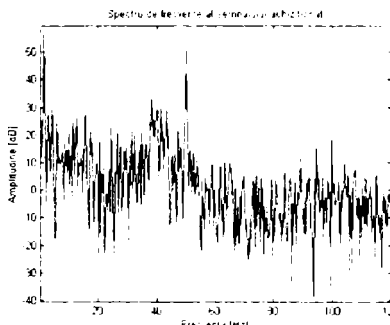
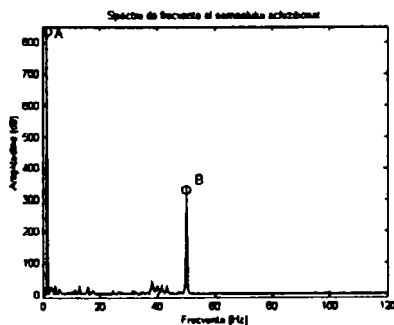


Fig.8.13. Spectrul semnalului măsurat Fig.8.14.Spectrul logaritmat al semnalului din fig.8.8.

Din analiza diagramelor prezentată în figura 8.16 se observă că semnalul măsurat și filtrat are caracteristici asemănătoare (în domeniul studiat), cu semnalul simulat. Celor patru vârfuri 1,2,3,4 ale semnalului simulat îi corespund (cu o anumită abatere) patru vârfuri ale semnalului măsurat 1',2',3'4'. Acest fapt arată că în semnalul măsurat, se regăsește o componentă clară a aportului benzii separatoare, la vibrațiile măsurate pe mașina M1.

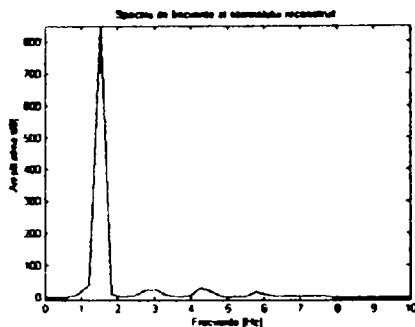


Fig. 8.15. Spectrul filtrat al semnalului din fig.8.13

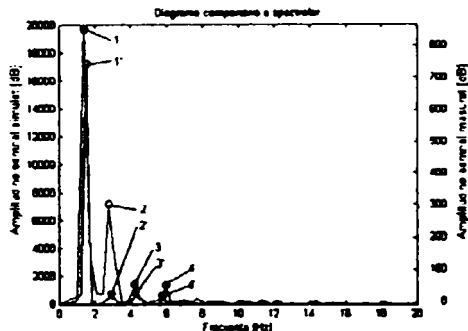


Fig.8.16. Diagrama comparativă a spectrului măsurat și filtrat (negru) și a spectrului simulat (roșu), scara 20:1

După filtrarea semnalului măsurat în domeniul frecvențial, se reconstruiește semnalul în domeniul timp [03], pentru a putea fi comparat cu semnalul simulat. Trebuie remarcat faptul că semnalul reconstruit, va fi mai scurt (ca timp) decât semnalul măsurat. La măsurarea semnalului s-a realizat achiziția a 100000 de eșantioane (20000 de eșantioane/sec x 5 sec). În cadrul calculului transformatei Fourier inverse (IFFT), trebuie ca numărul de eșantioane supuse transformării să reprezinte o putere a lui 2, deci s-a ales  $2^{16} = 65536$ , aceasta fiind cea mai apropiată valoare de numărul de eșantioane achiziționate inițial. După filtrare, reconstrucția semnalului s-a realizat numai din transformata Fourier corespunzătoare celor 65536 de eșantioane, deci domeniul de timp al semnalului reconstruit va fi de:

$$T_{rec} = T_{ini} \frac{N_{rec}}{N_{ini}} \quad (8.2)$$

în care:

- $T_{rec}$  – domeniul de timp al semnalului reconstruit;
- $T_{ini}$  – domeniul de timp al semnalului inițial;
- $N_{rec}$  – numărul de eșantioane a semnalului reconstruit;
- $N_{ini}$  – numărul de eșantioane a semnalului inițial;

Domeniul de timp rezultat după reconstruirea semnalului filtrat în cazul de față va fi  $T_{rec} = 3,2678$  secunde.

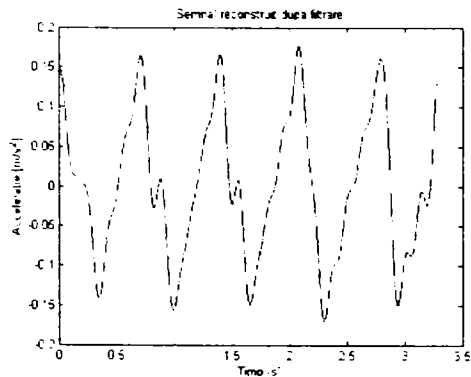


Fig.8.17. Semnal măsurat reconstruit după filtrare

Comparând semnalul obținut după filtrare cu semnalul simulat, se constată că s-a obținut ceea ce s-a propus, adică regăsirea componentei generate de banda separatoare în semnalul măsurat, ce reprezintă vibrațiile generate de o multitudine de surse din cadrul mașinii separatoare M1.

În continuare s-a realizat analiza spectrală a semnalelor achiziționate pe mașina separatoare. În ANEXA 8.3, sunt reprezentate semnalele simulate pentru cele patru turații (20,24,28 și 32 rot/min), ce au fost experimentate și pe mașina separatoare. În ANEXA 8.4. sunt prezentate diagramele inițiale și cele filtrate pentru aceleași turații, în zonele A și B ale mașinii M1, așa cum sunt specificate și în tabela 8.1, iar în ANEXA 8.5. sunt prezentate diagramele măsurări pe structura mașinii în zona BF, pentru cele patru puncte de măsurare BF<sub>i</sub>, cât și diagramele filtrate corespunzătoare.

### 8.3.2. Analiza wavelet

Această analiză constă în căutarea unei funcții wavelet (un filtru wavelet), care să poată pune în evidență componenta semnalului corespunzător vibrațiilor benzii separatoare. Scopul analizei wavelet este același ca și al analizei spectrale, prezentate în paragraful anterior și se realizează pentru a confirma rezultatele acesteia [F3, S10].

Realizarea filtrării cu ajutorul analizei wavelet impune parcurgerea următorilor pași:

- selectarea tipului de filtru wavelet;
- identificarea nivelului optim de aproximare;
- aplicarea unor corecții ale semnalului filtrat

Selectarea unui filtru wavelet este un proces laborios deoarece există o mare varietate de filtre și nu există încă o procedură de selectare precisă, valabilă pentru orice situație. În ANEXA 8.16. sunt prezentate câteva tipuri de filtre wavelet, din cele mai frecvent utilizate.

După testarea și analiza majorității filtrelor prezentate în ANEXA 8.16, s-a ajuns la concluzia că cel mai indicat este să se utilizeze filtrul „db2” (figura 8.18). Acesta a fost comparat cu semnalul simulat și s-a constatat că filtrul „db2” poate fi folosit cu succes pentru găsirea componentei de vibrație a benzii separatoare în semnalul măsurat (figura 8.19).

Odată ce s-a stabilit tipul de filtru wavelet, s-a trecut la identificarea nivelului optim de aproximare, în care se regăsește componenta de semnal căutată. În ANEXA 8.11. este prezentată succesiunea aproximărilor și detaliilor analizei wavelet, cu un filtru „db2”, pentru măsurarea pe structura mașinii M1 în poziția BF2. Se observă că rezultate satisfăcătoare (coincidența aproximării cu semnalul simulat din diagrama 8.9.), se obține pentru aproximarea de nivel 10 (prezentată și în figura 8.20). Și la acest tip de analiză, se observă că datorită prelucrării semnalelor, aproximările vor reda un domeniu mai scurt de timp (corespunzător la doar 2<sup>16</sup> eșantioane, similar transformării Fourier) decât domeniul de timp al semnalului inițial. Programul utilizat pentru analiza wavelet a fost scris în limbajul MATLAB și utilizează funcțiile predefinite ale modulului „Wavelet Toolbox” [9]. Programul este prezentat în ANEXA 8.10. Amplitudinea semnalelor prezentate în diagrame, reprezintă coeficienții transformării wavelet pentru aproximări și detalii, în funcție de scară și timp. În continuare se rețin doar coeficienții aproximărilor, Ca(s,t), ce conțin informații asupra componentei căutate. Există o corespondență clară între scara

(nivelul) transformării wavelet și frecvența semnalului: cu cât nivelul aproximării este mai mare, frecvența semnalului este mai joasă. De aici rezultă că aproximările de nivel 10 obținute, reprezintă componente de joasă frecvență ale semnalului inițial.

Ca și pentru analiza Fourier și pentru analiza wavelet s-au realizat diagramele filtrate și s-au prezentat în ANEXA 8.12, pentru turații diferite în zona A și B, iar diagramele filtrate corespunzătoare măsurărilor pe structura mașinii în zona BF în cele patru puncte sunt prezentate în ANEXA 8.13.

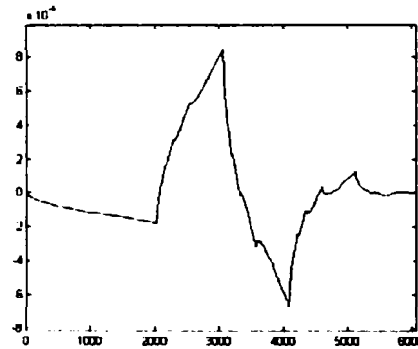


Fig.8.18. Diagrama filtrului wavelet „db2”

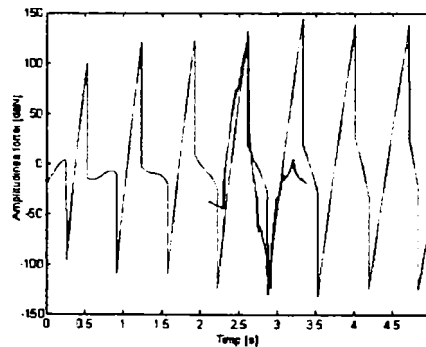


Fig.8.19 Diagrama comparativă a filtrului wavelet „db2” (negru) și a semnalului simulat (roșu)

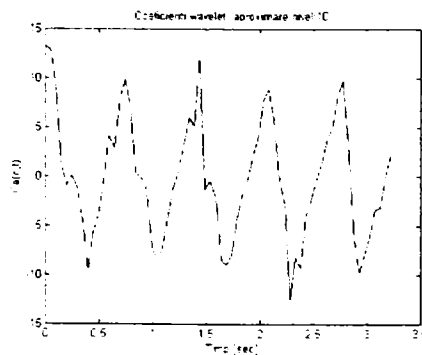


Fig.8.20. Diagrama componentei obținute prin filtrare wavelet (aproximarea de nivel 10).



## 8.4. STAND EXPERIMENTAL PENTRU STUDIU SEPARATORULUI CU BANDĂ

Din cercetările experimentale efectuate se desprinde faptul că datorită uzurilor utilajului pe care s-au realizat experimentele, se obțin rezultate asemănătoare simulării doar în punctele cele mai apropiate de lagărele tamburilor benzii separatoare.

Pentru o validare mai clară a programului de simulare, se impune realizarea unui model fizic al utilajului, care să fie degrevat de zgomotele inerente constatate la utilajul M1.

### 8.4.1. Realizarea standului experimental

Standul experimental a fost realizat ca o replică a benzii separatoare din cadrul batozei de mazăre M1, studiată anterior. În componența acestui stand nu intră bătătorul și nici transmisiile cu roți dințate și lanțuri ale mașinii separatoare, ceea ce reduce în mod substanțial sursele și nivelul de zgomote ce afectează semnalele măsurate. Sistemul de măsurare al vibrațiilor este cel utilizat și în cazul experimentelor efectuate pe mașina separatoare M1. Fotografia standului experimental este arătată în figura 8.21.

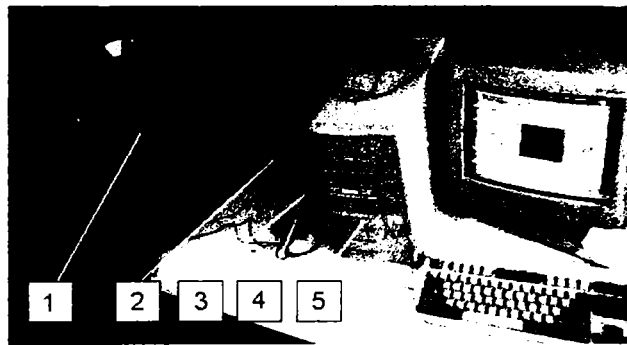


Fig. 8.21. Stand experimental pentru măsurarea vibrațiilor separatorului cu bandă

Notațiile utilizate în figura 8.21. sunt:

1. modelul la scară al separatorului cu bandă;
2. tahometrul cu cadran utilizat la verificarea turației;
3. blocul conector al plăcii de achiziție date;
4. amplificatorul operațional;
5. sistemul de calcul pentru stocarea și prelucrarea datelor măsurate.

Standul experimental este construit pe o placă de oțel pe care sunt fixați suportii tamburilor. Suportii tamburilor sunt fixați prin intermediul unor piese din cauciuc, care să permită o anumită mișcare a acestora, amplificând efectul vibrațiilor induse de către separatorul cu bandă. Separatorul cu bandă se compune din doi tamburi realizați sub forma unor flanșe cu canale, în care sunt fixate tije ce dau benzii mișcarea specifică a acesteia. Canalele flanșelor sunt astfel realizate încât să permită fixarea a 3 respectiv 5 tije pe tamburul conducător și 4 respectiv 6 tije pe

tamburul condus. Astfel se pot realiza experimente pentru ambele cazuri (numere de laturi ale tamburilor poligonale 3-4 și 5-6), pentru care s-au realizat programe de simulare în cadrul capitolului 4. Soluția constructivă a flanșelor se poate observa în figura 8.24.b. Suportii tamburului condus au practicate canale longitudinale, cu ajutorul cărora se poate regla unghiul de înclinare al benzii separatoare (figura 8.22 poziția 1.9). Motorul utilizat este un motor de curent continuu, cuplat la un reductor melcat cu un raport de transmisie de  $i = 1:25$ , ce asigură o reducere a turației de la 750 rot/min la 30 rot/min. Motorul este comandat de un variator de tensiune ce asigură o plajă de reglare de -50% până la +25%, asigurând astfel posibilitatea reglării turațiilor de 20, 24, 28 și respectiv 32 rot/min.

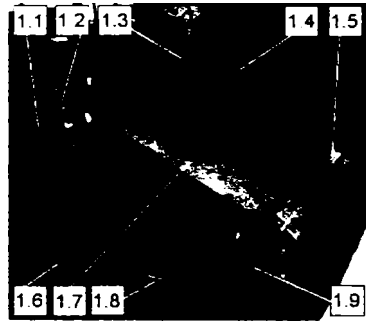


Fig.8.22. Componentele mecanice ale standului experimental



Fig.8.23. Amplasarea traductorului de vibrații în cadrul standului

Notațiile utilizate în figura 8.22. sunt:

- 1.1. suport tambur conducător;
- 1.2. flanșă modulară tambur conducător;
- 1.3. dozator boabe;
- 1.4. motor de curent continuu (  $P = 0,15 \text{ kW}$ ,  $n = 750 \text{ rot/min}$ );
- 1.5. flanșă modulară tambur condus;
- 1.6. insertie elastică suport tambur;
- 1.7. banda separatoare;
- 1.8. dispozitiv de întindere bandă;
- 1.9. suport tambur condus.

Notațiile utilizate în figura 8.23. sunt:

- TP – traductor piezoelectric (accelerometru KD35);
- DF – dispozitiv de fixare magnetic al traductorului;
- ST – suport tambur conducător.

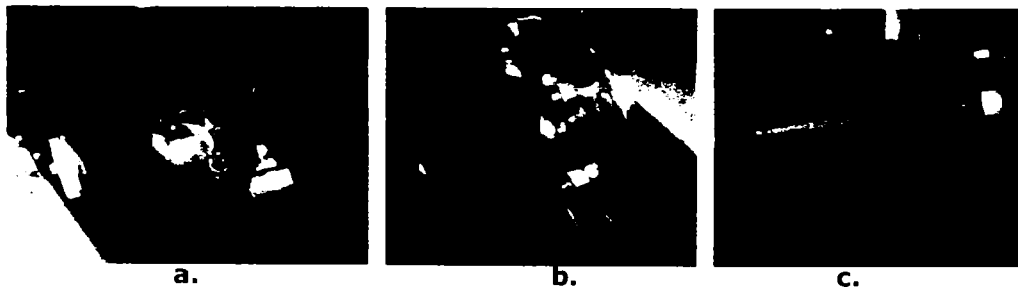


Fig. 8.24. Detalii din cadrul standului experimental: a. ansamblul motor – reductor melcat; b. flanșă modulară și elementele de fixare a tijelor; c. forma poligonală a benzii întinse pe tijele tamburului

Cu ajutorul standului experimental s-au realizat o serie de măsurări pentru

aceleași turații ale tamburului conducător, care s-au utilizat și în cazul măsurărilor pe mașina separatoare. Măsurările s-au realizat în două locații ale standului a1 și a2, pe structura de susținere a tamburului conducător, în dreptul lagărelor acestuia (fig. 8.25), ceea ce corespunde cu locația pentru punctul BF2 de pe mașina separatoare M1.

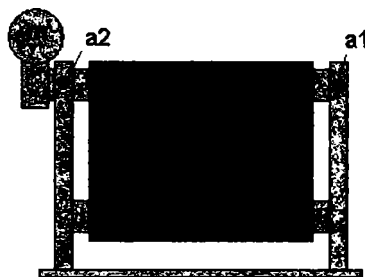


Fig. 8.25. Amplasarea traductorului piezoelectric pe suportul standului experimental: m - motorul electric; a1 și a2 locațiile de amplasare a traductorului

Aceste măsurări s-au realizat în două cazuri și anume: pentru cazul în care pe tamburul conducător s-au montat 3 bare, respectiv 4 bare pe tamburul condus și în cazul în care pe tamburul conducător s-au montat 5 bare, respectiv pe tamburul condus 6 bare. Organizarea măsurărilor este prezentată în tabelul 8.3. Rezultatele măsurărilor sunt prezentate în anexe după cum urmează. Pentru realizarea bazei de comparație s-au realizat diagramele semnalelor simulate pentru cazul utilizărilor tamburilor cu 3 respectiv 4 bare în ANEXA 8.6. și 5 respectiv 6 bare în ANEXA 8.7. Semnalele măsurate pe standul experimental sunt prezentate în ANEXA 8.8. pentru cazul 3-4 bare și în ANEXA 8.9. pentru cazul 5-6 bare. Tot în aceste anexe au fost prezentate și diagramele obținute prin filtrare utilizând analiza Fourier.

Ca și în cazul vibrațiilor măsurate pe mașina separatoare M1, vibrațiile măsurate pe standul experimental au fost analizate și cu ajutorul analizei wavelet, iar rezultatele obținute au fost prezentate în ANEXA 8.14. pentru cazul 3-4 bare și în ANEXA 8.15. pentru cazul 5-6 bare.

Tabel 8.3

Nr.crt.	Cod măsurare	Turație [rot/min]	Număr bare tambur conducător - tambur condus	Locație traductor
1	20_a1_34	20	3-4	a1
2	24_a1_34	24	3-4	a1
3	28_a1_34	28	3-4	a1
4	32_a1_34	32	3-4	a1
5	20_a2_34	20	3-4	a2
6	24_a2_34	24	3-4	a2
7	28_a2_34	28	3-4	a2
8	32_a2_34	32	3-4	a2
9	20_a1_56	20	5-6	a1
10	24_a1_56	24	5-6	a1
11	28_a1_56	28	5-6	a1
12	32_a1_56	32	5-6	a1
13	20_a2_56	20	5-6	a2
14	24_a2_56	24	5-6	a2
15	28_a2_56	28	5-6	a2
16	32_a2_56	32	5-6	a2

### 8.4.2. Evaluarea rezultatelor măsurărilor experimentale

Filtrările efectuate cu analiza wavelet și analiza Fourier au fost realizate cu programele prezentate în paragrafele precedente din acest capitol, natura semnalelor nefiind foarte diferită față de cea a semnalelor măsurate în cazul mașinii separatoare. Diferențele esențiale constau în faptul că în cazul măsurărilor pe standul experimental, componenta datorată mișcării benzii separatoare este mai pronunțată, datorită lipsei unor mecanisme complexe cu uzuri ridicate, care au existat în cazul mașinii M1 și care acționează ca surse de zgomot.

În cazul filtrării cu metoda Fourier, diagramele rezultate arată o bună corelare a semnalului filtrat (ANEXA 8.8. și ANEXA 8.9) cu semnalul obținut prin simulare (ANEXA 8.6. și ANEXA 8.7).

În cazul diagramelor obținute prin filtrare wavelet (ANEXA 8.14 și ANEXA 8.15) se constată că pentru punctul de măsurare a2, diagramele prezintă o variație lentă a mediei semnalului, ce poate fi pusă pe seama faptului că acest punct de măsurare este apropiat de motorul de acționare și de reductorul melcat. Aceste elemente acționează ca surse de mișcare și induc variația semnalului. Acest efect poate fi contracarat prin utilizarea unei metode de filtrare ce utilizează un filtru median, după cum se arată în fig. 8.26. Prin utilizarea unei ferestre de filtrare cu elemente de valoare constantă, se realizează convoluția semnalului achiziționat (culoare neagră). Cu această filtrare, rezultatul operației de convoluție este media semnalului pe porțiuni și este reprezentat cu culoare roșie. Convoluția se realizează cu ajutorul relației [O3]:

$$w_k = \sum_{j=-\frac{m}{2}}^{\frac{m}{2}} (u_j v_{k+1+j}) \quad (8.3)$$

în care, valorile rezultate  $w_k$  se obțin ca suma produsului valorilor semnalului achiziționat  $v_{k+j+1}$ , cu elementele vectorului  $u_j$ . În acest caz elementele vectorului  $u_j = 1/m$ .

După obținerea mediei semnalului, această medie se scade din valorile corespunzătoare ale semnalului inițial, rezultând semnalul corectat (culoare albastră).

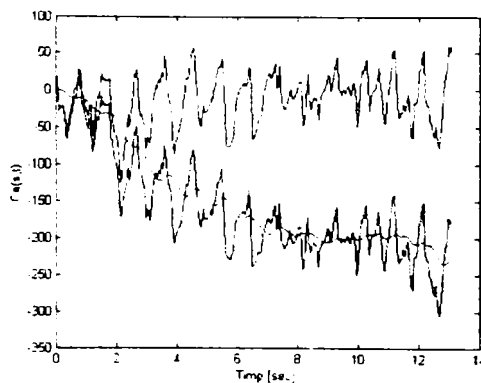


Fig.8.26. Corectarea fluctuației de joasă frecvență a semnalului filtrat cu filtru wavelet

## 8.5. CONCLUZII

În acest capitol au fost prezentate contribuții experimentale ale autorului în domeniul măsurării și prelucrării semnalelor, realizarea unui stand de măsurare a vibrațiilor pentru mașina de separat M1, realizarea unui model funcțional la scară a separatorului cu bandă și realizarea sistemului de măsurare a semnalelor pe modelul funcțional. S-au realizat o serie de programe de prelucrare a semnalelor prezentate în anexe, ce se bazează pe două metode moderne FFT și wavelet. Sistemul de măsurare realizat este un sistem computerizat, performant, capabil să achiziționeze datele necesare analizei dinamice a benzii separatoare.

În ce privește măsurările efectuate pe mașina separatoare M1, s-a arătat că semnalul măsurat este în concordanță cu semnalele simulate obținute cu ajutorul programului de simulare prezentat în capitolul 5, pentru punctul cel mai apropiat BF2, de lagărul tamburului conducător al benzii separatoare.

În urma măsurărilor se constată că semnalele ce reprezintă date experimentale sunt afectate de zgomote ce au ca surse: lagărele și masa în rotație a bătătorului, motorul electric de acționare, transmisia mecanică, surse de natură electrică. Un factor important ce generează zgomote suplimentare, îl constituie gradul de uzură avansat al utilajului.

Măsurările efectuate cu ajutorul modelului experimental, confirmă rezultatele obținute la mașina separatoare M1 și prin programul de simulare a funcționării utilajului. Diferențele dintre cele două seturi de măsurări (mașină, respective model funcțional) constau în faptul că în cazul măsurărilor pe standul experimental componenta datorată mișcării benzii separatoare este mai pronunțată.

În cazul filtrării cu metoda Fourier, diagramele rezultate arată o bună corelare a semnalului filtrat cu semnalul obținut prin simulare. În cazul diagramelor obținute prin filtrare wavelet se constată că pentru punctul de măsurare a2 diagramele prezintă o variație lentă a mediei semnalului, dar care poate fi eliminată cu ajutorul metodei propuse de autor.

Rezultatele experimentale atestă și validează rezultatele obținute cu ajutorul programului de simulare a funcționării benzii separatoare, prezentat în capitolul 5.

Contribuțiile prezentate în acest capitol, sistemele de măsurare, modelul funcțional și programele de prelucrare a datelor, constituie instrumente deosebit de utile ce pot fi utilizate în cadrul proiectării și testării prototipurilor și la monitorizarea funcționării mașinilor separatoare și separatoare de orice tip.

## 9. CONCLUZII FINALE ȘI CONTRIBUȚII ORIGINALE

Separatoarele cu bandă oscilantă înclinată sunt sisteme tehnice cu funcționare neliniară, care realizează procese tehnologice complexe, ce includ fenomene aleatoare de divizare a amestecurilor polifracționale în fracțiuni distincte cu caracteristici precizate. În cadrul funcționării acestor dispozitive, procesele dinamice (oscilațiile, vibrațiile) sunt parte integrantă fără de care procesul tehnologic de separare a fracțiunilor nu poate avea loc.

Pe de altă parte oscilațiile și vibrațiile care generează procesul tehnologic induc în structura utilajului tensiuni, deformații și oscilații ce trebuie diminuate și amortizate, prin alegerea unor soluții constructive adecvate și prin alegerea unor regimuri de lucru, corespunzătoare condițiilor optime de separare a fracțiunilor. Pentru caracterizarea fenomenelor mecanice care au loc în cadrul procesului de separare, s-a considerat aplicația pilot ce vizează separatorul cu bandă pentru amestecurile de mază verde.

Un aspect important este realizarea unor mijloace de cercetare și a unor tehnici de analiză moderne, care să permită studierea procesului de separare și care să se poată generaliza la un domeniu mai larg de utilaje din domeniul agriculturii și industriei alimentare.

Metodele și mijloacele utilizate, înglobează tehnici noi atât în plan teoretic (metode numerice de modelare și simulare), cât și în plan experimental (sisteme moderne de achiziție, prelucrare și interpretare a datelor cu ajutorul calculatorului).

În cadrul tezei de doctorat s-a studiat influența parametrilor constructivi și funcționali ai separatorului asupra procesului de separare a particulelor, rezultând următoarele:

a. timpul de alunecare în aval pe banda separatoare, adică lungimea de alunecare în aval  $l_1$ , se poate reduce prin reducerea înălțimii de cădere  $h$ , precum și prin micșorarea unghiului  $\alpha$  de înclinare a benzii separatoare. Pentru aceasta trebuie ținut cont și de creșterea raportului  $\Delta$ ;

b. lungimea de deplasare în aval  $l_1$  a particulelor, va fi cu atât mai mică cu cât particulele au un coeficient de frecare  $f$  mai mare. Această lungime  $l_1$  însă va crește odată cu creșterea unghiului  $\alpha$  de înclinare al benzii separatoare.

Aceasta înseamnă că se poate face o determinare a limitei inferioare de descărcare a materialului pe bandă, care se obține prin reglarea corespunzătoare a înălțimii de descărcare, a unghiului de înclinare a benzii separatoare față de orizontală, ținând cont și de valorile parametrului  $\Delta$ .

Trebuie menționat că pentru a se putea obține o separare eficientă a boabelor de mază, trebuie avut în vedere și cel de al doilea parametru  $l_2$ . Din analiza lungimii de antrenare  $l_2$  se poate face o reglare a limitei superioare de descărcare a materialului pe banda separatoare. Acest parametru va avea o valoare optimă pentru procesul de separare dacă:

a. se va regla viteza benzii  $v_b$  în corelație cu înălțimea de descărcare  $h$ ,

b. se va regla înălțimea de descărcare  $h$  în funcție de unghiul  $\alpha$  de înclinare al benzii;

c. se va regla unghiul  $\alpha$  de înclinare al benzii ținând cont de viteza benzii  $v_b$  ;

d. se va regla viteza benzii separatoare  $v_b$  ținând cont de coeficientul de frecare  $f$  al particulelor care alcătuiesc amestecul.

Un alt factor de o importanță deosebită ce influențează procesul de separare este grosimea efectivă a stratului de material de pe banda separatoare, care influențat de lungimea de antrenare a particulelor. Adică cu cât lungimea de antrenare este mai mare cu atât și grosimea stratului de material va fi mai mare.

Coeficientul creșterii grosimii stratului de material  $\psi$  se determină ținând cont de:

a. înălțimea de cădere  $h$ , în funcție de raportul  $\Delta$ ;

b. unghiul de înclinare a axei celor doi tamburi ai benzii separatoare  $\alpha$  față de orizontală , în funcție de înălțimea de cădere  $h$ ;

c. coeficientul de frecare  $f$  al particulelor amestecului cu banda separatoare, în funcție de unghiul  $\alpha$  de înclinare al benzii.

În concluzie o separare calitativă a boabelor de mazăre de restul particulelor amestecului se realizează dacă grosimea stratului de material pe banda separatoare va fi cât mai mic. Acest lucru se realizează printr-o determinare cât mai exactă a lungimii de antrenare a particulelor (deci implicit a lățimii zonei de descărcare a amestecului pe banda separatoare), a înălțimii de cădere  $h$ , a unghiului  $\alpha$  de înclinare față de orizontală al benzii separatoare, a coeficienților de frecare  $f$  a particulelor care formează amestecul și a vitezei  $v_b$  a benzii separatoare.

Determinarea și modificarea acestor parametri (reglarea utilajului), trebuie făcută în funcție de soiul de mazăre, de umiditatea boabelor de mazăre, de densitatea culturii, de natura semințelor de buruieni existente în cultură, de mărimea particulelor de pământ, a resturilor de tulpini și păstăi.

În cadrul modelării și simulării numerice a funcționării benzii separatoare s-a urmărit evoluția parametrilor cinematici și dinamici ai mișcării benzii separatoare și efectul variației parametrilor de intrare, asupra traiectoriei bobului de mazăre.

În urma analizei diagramelor generate de către programul de simulare rezultă că, în general există o ușoară scădere a numărului de ciocniri ale bobului cu banda, odată cu creșterea turației. În alte cazuri însă, la turații mai mici se constată un număr mai mare de ciocniri. Cauza acestui fenomen este modul în care se compun vitezele bobului de mazăre și a benzii separatoare în momentul ciocnirilor.

În ceea ce privește influența coeficientului de restituire asupra traiectoriei, se constată că pentru valori mari ale coeficienților de restituire numărul de ciocniri ale bobului cu banda scade. Se consideră că boabele de mazăre de calitate bună au coeficienți de restituire mari, iar deșeurile (inclusiv păstăi) au coeficienți de restituire mici. Dacă numărul de ciocniri ale unui bob cu banda de separare este mic, crește probabilitatea ca acesta să ajungă în partea de jos a benzii (acesta fiind cazul boabelor de mazăre de bună calitate). Păstăile, impuritățile, resturile vegetale, ce au un coeficient de restituire mic și implicit au un număr mare de ciocniri, vor fi transportate de bandă în partea superioară a acesteia.

Comparând influența turației cu influența coeficientului de restituire asupra traiectoriei bobului de mazăre, se constată că rolul hotărâtor îl are coeficientul de restituire. Modificarea turației are o influență mai mică, dar poate fi utilizată într-o oarecare măsură la reglarea numărului de ciocniri dintre banda separatoare și bobul de mazăre.

Numărul de bare a tamburilor ( comparând diagramele pentru cazul „3 cu 4 bare” și cazul „5 cu 6 bare”) influențează în mare măsură mărimea accelerației

benzii separatoare, accelerațiile obținute în cazul „3-4 bare” fiind mai mari decât cele obținute pentru cazul „5-6 bare”. Explicația acestui fapt este că, cu cât tamburii au un număr mai mare de bare cu atât profilul acestora se apropie de un cerc, caz în care amplitudinea oscilațiilor benzii ar tinde spre valori minime.

Cu ajutorul programului de simulare cu automate celulare realizat în cadrul tezei de doctorat s-a studiat influența diferiților parametri constructivi ai benzii separatoare (lungimea benzii, mărimea zonei de impact, amplitudinea oscilațiilor benzii), asupra calității procesului de separare. În acest fel programul poate să fie utilizat pentru optimizarea constructivă și funcțională a acestor tipuri de benzi. În acest context, s-a analizat influența mărimii zonei de impact (sau zonei de descărcare)  $k_{imp}$  asupra cantităților de particule ce participă în procesul de separare.

Din această analiză se constată că numărul boabelor neseperate crește odată cu mărirea zonei de impact. Această tendință se explică prin faptul că, cu cât zona în care boabele și păstăile sunt amestecate pe bandă este mai mare cu atât crește probabilitatea ca boabele să fie antrenate de păstăi sau impurități. La un moment dat, dacă această zonă crește mai mult, numărul de boabe separate începe să scadă. Totodată trebuie subliniat faptul că o zonă de impact mică scade volumul de material prelucrat, scăzând productivitatea benzii separatoare.

De asemenea trebuie subliniat faptul că prin mărirea lungimii  $l_2$ , cantitatea de boabe neseperate se reduce considerabil, deci indicatorul  $K_{ns}$  tinde spre valoarea minime.

Analizând îngroșarea stratului de material aflat la un moment dat pe banda separatoare se constată că aceasta este determinată de lungimea reală a zonei de impact. Din cercetările efectuate asupra mașinii M1, a rezultat că pentru o zonă de impact de 240 mm x 3500 mm grosimea stratului de material este minimă, aceasta datorită ieșirii materialului într-un timp scurt din această zonă. Pe măsură ce această zonă se mărește de exemplu la 1200 mm x 3500 mm, grosimea stratului crește considerabil ca urmare a staționării materialului pe bandă o durată mai mare de timp, apoi datorită alunecării lui în aval, urmând antrenarea lui în amonte și în ultimă fază a căderii peste el a unei noi cantități de material, fenomen ce se repetă continuu.

Contribuția originală pe care o aduce autorul în cadrul tezei, este noutatea aplicării unei metode de simulare moderne (metoda automatelor celulare) în analiza benzilor separatoare. Luând ca model algoritmi dezvoltati în acest capitol se pot realiza programe de simulare pentru orice alt proces, în care obiectele de lucru au un comportament aleator, probabilistic.

Studiul vibrației structurii mașinii de separare M1, s-a realizat în scopul determinării frecvențelor proprii și ale deformațiilor acesteia. Au fost stabilite primele cinci frecvențe proprii și cinci moduri proprii predominante, care sunt cele mai apropiate de frecvențele de excitație, rezultate prin programul de simulare descris în capitolul 5.

Dacă primele trei moduri de vibrație corespund unor deplasări de translație pe direcția x și z, respectiv unor deplasări de rotație în jurul unei direcții paralele cu axa y, pentru modurile patru și cinci de vibrații apar deformații ale părții superioare a structurii și ale elementelor de susținere.

Realizarea în cadrul tezei a unui studiu privind comportamentul dinamic al structurii pe trei mărimi de profile „U”, a condus la concluzia că odată cu scăderea dimensiunii profilului de la „U14” la „U8” frecvențele proprii ale structurii scad liniar, în timp ce au loc creșteri ale deplasărilor (respectiv a amplitudinilor vibrațiilor), cu excepția modului 5 de vibrații în care amplitudinea scade neliniar.



Din analiza comparativă a spectrului forței excitatoare și a frecvențelor proprii ale structurii, ce a fost realizată pentru diferite turații ale tamburului conducător (în intervalul 20-36 rot/min) și în cazul tamburilor cu 3-4 bare și respectiv cu 5-6 bare, rezultă că amplitudini semnificative sunt prezente în jurul valorilor de 1 Hz și 2 Hz pentru cazul „3-4 bare” și în jurul valorilor de 1,8 Hz respectiv 3,6 Hz pentru cazul „5-6 bare”. Studiind diagramele trasate rezultă că pentru turația de 20 rot/min frecvențele proprii ale structurii nu se suprapun cu frecvența de amplitudine maximă a forței de excitație, pentru nici unul din profilele analizate. Totuși există un vârf al frecvențelor de excitație (2 Hz) care se suprapune cu frecvența modului propriu 2 al structurii, pentru profilul U8.

În cazul turației de 36 rot/min și utilizării profilului U8 există pericolul apariției rezonanței, deoarece frecvențele corespunzătoare forței de excitație sunt apropiate de frecvențele proprii.

Din studiile efectuate rezultă că turațiile optime (ale tamburului conducător), desfășurării procesului de separare sunt cuprinse între 20 și 36 rot/min în cazul utilizării profilului U 14 și între 20 și 26 rot/min în cazul utilizării profil U 10. Aceste determinări sunt rezultatul folosirii de tamburi cu 3 respectiv 4 bare. În cazul utilizării tamburilor cu 5 respectiv 6 bare, se indică utilizarea profilului U14 pentru întreg intervalul de turații(20-36 rot/min), iar pentru profilul U 10 numai intervalul 22-26 rot/min. Profilul U8 nu este indicat a fi utilizat pentru nici o valoare a turației tamburului conducător.

Utilizarea unor profile „U” de dimensiuni mai mari nu influențează în mod hotărâtor micșorarea amplitudinii vibrațiilor. Totuși, pentru modul 4 de vibrații se impune reprojectarea cadrului superior al mașinii de separat, iar în cazul modului 5 se impune reprojectarea și a elementelor de susținere, unde sau constatat deplasări maxime. Din această cauză, în situațiile menționate se recomandă utilizarea unor profile tip țevă pătrată, de dimensiuni similare cu profilele „U” analizate.

Rezultatele obținute în capitolele 5 și 7 al tezei de doctorat constituie un instrument util pentru proiectarea mașinilor separatoare, dând posibilitatea optimizării constructive și funcționale a utilajelor de acest tip.

Contribuțiile experimentale din cadrul tezei de doctorat s-au axat pe măsurarea și prelucrarea semnalelor, realizarea unui stand de măsurare a vibrațiilor pentru mașina de separat M1, realizarea unui model funcțional la scară a separatorului cu bandă și realizarea sistemului de măsurare a semnalelor pe modelul funcțional. S-au realizat o serie de programe de prelucrare a semnalelor, ce se bazează pe două metode moderne FFT și wavelet. Sistemul de măsurare realizat este un sistem computerizat, performant, capabil să achiziționeze datele necesare analizei dinamice a benzii separatoare.

În ce privește măsurările efectuate pe mașina separatoare M1, s-a arătat că semnalele măsurate sunt în concordanță cu semnalele simulate obținute cu ajutorul programului de simulare numerică funcțională, pentru punctul cel mai apropiat, BF2, de lagărul tamburului conducător a benzii separatoare.

În urma măsurărilor se constată că semnalele ce reprezintă date experimentale sunt afectate de zgomote ce au ca surse: lagărele și masa în rotație a bătătorului, motorul electric de acționare, transmisia mecanică, surse de natură electrică. Un factor important ce generează zgomote suplimentare, îl constituie gradul de uzură al utilajului.

Măsurările efectuate cu ajutorul modelului experimental confirmă rezultatele obținute la mașina separatoare M1 și prin programul de simulare a funcționării utilajului. Diferențele dintre cele două seturi de măsurări (mașină, respective model

funcțional) constau în faptul că în cazul măsurărilor pe standul experimental, componenta datorată mișcării benzii separatoare este mai pronunțată.

În cazul filtrării cu metoda Fourier, diagramele rezultate arată o bună corelare a semnalului filtrat cu semnalul obținut prin simulare. În cazul diagramelor obținute prin filtrare wavelet se constată că diagramele prezintă o variație lentă a mediei semnalului, dar care poate fi eliminată cu ajutorul unor metode de filtrare adecvate.

Rezultatele experimentale, atestă și validează rezultatele obținute cu ajutorul programului de simulare numerică a funcționării separatorului cu bandă.

Contribuțiile prezentate de autor, sistemele de măsurare, modelul funcțional și programele de prelucrare a datelor, constituie instrumente deosebit de utile ce pot fi utilizate în cadrul proiectării și testării prototipurilor și la monitorizarea funcționării mașinilor separatoare de orice tip.

## Contribuții originale

În cadrul tezei de doctorat, autorul a realizat o serie de contribuții originale, materializate prin metode teoretice și experimentale, stand de încercări, programe de simulare, menite să rezolve problemele propuse în obiectivele abordate. În acest sens se menționează următoarele:

1. Contribuții teoretice privind studiul cinematic și dinamic al separatoarelor cu bandă prin fricțiune. În urma determinării relațiilor matematice au fost ridicate diagramele pentru stabilirea parametrilor optimi, constructivi și funcționali, care influențează procesul de separare, realizând:

- a. Analiza deplasării în aval a materialului rezultat de la aparatul de treier,
- b. Analiza antrenării în amonte a particulelor de către banda separatoare,
- c. Analiza rostogolirii în aval a boabelor de mazăre,
- d. Analiza coeficientului creșterii grosimii stratului de material pe banda separatoare,
- e. Analiza influenței factorilor tehnologici (viteza de lucru a benzii, unghiul de înclinare față de orizontală, înălțimea de cădere a amestecului, ș.a.) și a factorilor de stare (diferite calități ale produsului, coeficientul de frecare, viteza de vătămare, ș.a.) asupra intensității și calității procesului de separare.

2. Contribuții privind modelarea și simularea procesului de separare a particulelor solide cu ajutorul separatorului cu bandă activă-oscilantă, finalizate cu realizarea și implementarea programului de simulare numerică. Cu ajutorul acestui program s-a realizat:

- a. Analiza dinamicii particulelor aparținând fracțiunii principale, în vederea optimizării procesului de separare (urmărind efectul variației turației tamburului conducător și a coeficientului de restituire la impactul bobului de mazăre cu banda ),
- b. Analiza dinamicii particulelor solide aparținând fracțiunii secundare în condițiile antrenării lor de către o bandă oscilantă (urmărind efectul variației turației tamburului conducător și a numărului de ciocniri cu banda),
- c. Analiza comparativă a dinamicii separatorului în cazul utilizării tamburilor cu 3 respectiv 4 bare și a tamburilor cu 5 respectiv 6 bare.

3. Contribuții privind simularea procesului de separare privit ca un proces aleatoriu, probabilistic, finalizat cu realizarea unui program de simulare utilizând metoda automatelor celulare, cu ajutorul căruia s-a realizat:

a. Studiul influenței lungimii zonei de descărcare asupra calității procesului de separare,

b. Studiul influenței zonei de descărcare asupra îngroșării stratului de material de pe banda separatoare.

4. Contribuții privind modelarea structurii dispozitivului de separare cu bandă și simularea comportamentului dinamic al acesteia care include:

a. Optimizarea structurii din punct de vedere dinamic;

b. Stabilirea unor regimuri de funcționare care să evite efectul negativ al vibrațiilor (pornind de la analiza modurilor proprii și a frecvențelor proprii).

5. Contribuții privind validarea rezultatelor simulărilor prin experimente:

a. Achiziția datelor parametrilor dinamici (amplitudinea și frecvența vibrațiilor și oscilațiilor) pe mașina M1, prin realizarea unui sistem de achiziție computerizată a datelor,

b. Realizarea unui stand experimental care pune în evidență procesele dinamice analizate,

c. Realizarea unor mijloace computerizate (programe), de procesare și analiză a datelor experimentale, bazate pe metode moderne de analiză (FFT și wavelet),

d. Compararea datelor experimentale cu cele obținute prin simulare, în vederea îmbunătățirii parametrilor constructivi și funcționali ai acestor utilaje.

Metodele și mijloacele concepute și realizate de către autor, au permis atingerea obiectivelor tezei de doctorat. Aceste metode și mijloace pot fi utilizate pentru orice tipuri de mașini de separat și sortat din domeniul agriculturii și industriei alimentare, oferind un set de unelte eficiente cercetătorilor și proiectanților în aceste domenii.

# BIBLIOGRAFIE

**A1.** Abrudan Gh.-Mecanism de testare cu 6 GDL pentru simularea vibrațiilor mașinilor agricole mobile-condiții cinematice, Fascicola Mecanică, s.a., Arad 2002, ISSN, 1582-3393;

**A2.** Abrudan, Gh., - Batoza de treierat mazăre verde, dinamica procesului de treierat, Analele Universității Oradea, Secțiunea Mecanică 2002, ISSN 1583-0713;

**A3.** Abrudan, Gh., Pater, S., Bratu, I., - Dinamica procesului la sortatorul de mazăre, Analele Universității Oradea, Secțiunea Mecanică 2002, ISSN 1583-0713;

**A4.** Abrudan Gh., Hule V., - Determining the forces that influence the bearings of the leaded drum, Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, volume V, 2006, ISSN 1583-0691;

**A5.** Abrudan Gh., Vereș M.,- The numerical forming operation and the simulation of the working of the peas sorting machine, Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, volume V, 2006, ISSN 1583-0691;

**A6.** Abrudan Gh., Bratu I.,- Determining the mathematical value and the direction of the pea's speed after the impact, Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, volume V, 2006, ISSN 1583-0691;

**A7.** Abrudan Gh., Vereș M., Pater S., -Influences the vibrations in sorting process, Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, volume VI, 2007, ISSN 1583-0691;

**A8.** Abrudan Gh., Vereș M.,- Simulation of the procesing oscillations, Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, volume VI, 2007, ISSN 1583-0691;

**A9.** Akin, H., I., Siap, On cellular automata over Galois rings, Information Processing Letters, Volume 103, Issue 1, 30 June 2007, Pages 24-27;

**A10.** Alonso-Sanz R., A structurally dynamic cellular automaton with memory, Chaos, Solutions & Fractals, Volume 32, Issue 4, May 2007, Pages 1285-1295;

**B1.** Baez, J., W., Gilliam, An algebraic approach to discrete mechanics, Letters in Mathematical Physics, Springer Netherlands, ISSN 0377-9017, Volume 31, Number 3 / July, 2004;

**B2.** Bandman O., Simulating Spatial Dynamics by Probabilistic Cellular Automata, Lecture Notes in Computer Science, Springer Berlin / Heidelberg, ISSN 0302-9743, Volume 2493/2002, Cellular Automata: 5th International Conference on Cellular Automata for Research and Industry, ACRI 2002, Geneva, Switzerland, October 9-11, 2002;

**B3.** Baruah D.C. and B.S. Panesar, Energy Requirement Model for a Combine Harvester, Part I: Development of Component Models Bios stems Engineering, Volume 90, Issue 1, January 2005, Page 9-25;

**B4.** Bernitsas M., E. Beyko, C. W. Rim and B. Alzahabi, Finite element structural redesign by large admissible perturbations Applied Ocean Research, Volume 14, Issue 4, 1992, Page. 219-230;

**B5.** Boshuizen H.C. - Self-reported back pain in work lift truck and freight container tractor drivers exposed to whole-body vibration, Canonsburg 1997, USA;

- B6.** Brady M., R., Raghavan, J., Slawny, Probabilistic Cellular Automata in Pattern Recognition. Proc. Inter. Conf. Neural Networks. Washington DC, USA, 1989
- B7.** Brîndeu, L., - Mecanică, Dinamică, Institutul Politehnic, Timișoara, 1982;
- B8.** Brîndeu, L., - Mecanică, Cinematică, Institutul Politehnic, Timișoara, 1984;
- B9.** Brîndeu, L., - Mecanică analitică, Vibrații mecanice, Universitatea Tehnică din Timișoara, 1994;
- B10.** Brîndeu, L., Buzilă, T., Herișanu, N., - Dinamica structurilor mecanice, Editura Politehnică, Timișoara, 2000;
- B11.** Brîndeu L. - Vibrații și vibropercuții. Bazele mecanicii vibrațiilor și a vibropercuțiilor, Editura Politehnică, Timișoara, 2001;
- B12.** Burr - Brown - IC Data Book, Data Conversion Products, Burr - Brown Corporation, 1995;
- C1.** Cîndea, I., șa-Contribuții teoretice asupra interacțiunii dintre tuberculii de cartofi, pietre, bulgări de pământ și banda cu tetine a instalației de sortat cartofi, Buletin științific, 1993, Universitatea Tehnică „Petru Maior”, Tg.Mureș, ISSN 1221-3470;
- C2.** Cîndea, I., șa-Studii teoretice asupra cinematicii tuberculilor de cartofi în interacțiune cu ansamblul de calibrare constituit din role profilate, Buletin CONAT, 1966, vol.V, Brașov, cu participare internațională;
- C3.** Cîndea, I., șa-Studii teoretice cu privire la procesul de lucru al instalațiilor cu site oscilante, Buletin CONAT, 1996, vol V, Brașov, cu participare internațională;
- C4.** Cîndea, I., șa-Mecanică-Cinematică, E.D.P., ISBN 973-30-5263-9, 2001;
- C5.** Cîndea, I., șa-Mecanică-Dinamică, E.T.Brașov., ISBN 973-635-113-0, 2003;
- C6.** Claudio Braccesi, Filippo Cianetti, Guido Lori and Dario Pioli, A vibration analysis of stiffened plates under heavy fluid loading by an energy finite element analysis formulation, Finite Elements in Analysis and Design, Volume 41, Issues 11-12, June 2005, Page 1056-1078;
- C7.** Cooley, J. W. and J. W. Tukey, "An Algorithm for the Machine Computation of the Complex Fourier Series," Mathematics of Computation, Vol. 19, April 1965, pp. 297-301.
- C8.** Cristea Ioan - Bazele cercetării experimentale, Universitatea din Bacău, 1998;
- D1.** Dănilă, I., - Mașini agricole de recoltat, vol. I și II, Institutul Politehnic Timișoara 1981;
- D2.** Dănilă, I., Neculăiasă, V., - Mașini agricole de recoltat vol. III, Institutul Politehnic Timișoara, 1987;
- D3.** Deangeli C., Laboratory Granular Flows generated by Slope Failures, Rock Mechanics and Rock Engineering, Springer Wien, ISSN 0723-2632, 2007;
- D4.** Dobrescu C. și colab. - Mecanizarea lucrărilor de recoltat leguminoase pentru conserve - Ed. Ceres, 1972;
- D5.** Duhamel, P. and M. Vetterli, "Fast Fourier Transforms: A Tutorial Review and a State of the Art," Signal Processing, Vol. 19, April 1990, pp. 259-299;
- F1.** Fahim F. Alhimdani, Steering analysis of articulated tracked vehicles Journal of Terra mechanics, Volume 19, Issue 3, September 1982, Page. 195-209;

**F2.** Fatigue behavior analysis of mechanical components subject to random bimodal stress process: frequency domain approach International Journal of Fatigue, Volume 27, Issue 4, April 2005, Page 335-345;

**F3.** Fliege, N. J. Multirate Digital Signal Processing: Multirate Systems, Filter Banks, Wavelets. West Sussex, England: John Wiley & Sons, 1994;

**F4.** Frigo, M. and S. G. Johnson, "FFTW: An Adaptive Software Architecture for the FFT," Proceedings of the International Conference on Acoustics, Speech, and Signal Processing, Vol. 3, 1998, pp. 1381-1384;

**G1.** Gasquet Claude, - Analyse de Fourier et applications, Paris: Masson 1995;

**G2.** Gladcov, N. G., - Maşini de curăţat seminţe, Editura Tehnică, Bucureşti, 1959;

**G3.** Grzegorz Łysiak, Fracture toughness of pea: We bull analysis, Journal of Food Engineering, Volume 83, Issue 3, December 2007, Page. 436-443;

**H1.** Hadas A., W. E. Larson and R. R. Allmaras, Advances in modeling machine-soil-plant interactions, Soil and Tillage Research, Volume 11, Issues 3-4, June 1988, Page. 349-372;

**H2.** Harrison J. C., - An experimental methods for appraisal and comparisons of vibration in high-rise elevator cars, Elevator World, June, 1998;

**H3.** Hernández Encinas, S., Hoya White, A., M., del Reyand G., Rodríguez Sánchez, Modeling forest fire spread using hexagonal cellular automata, Lecture Notes in Computer Science, Springer Berlin / Heidelberg, ISSN 0302-9743,2006;

**H4.** Hernandez, H., J., Herrmann, Cellular Automata for Elementary Image Enhancement, Graphical Models and Image Processing. 58, 1996;

**H5.** Hoffmann, S., J., Linz, A Domino Model for Granular Surface Flow, Traffic and Granular Flow, Springer Berlin Heidelberg, ISBN 978-3-540-47640-5, 2007;

**H6.** Hunter A. G. M., A review of research into machine stability on slopes, Safety Science, Volume 16, Issues 3-4, July 1993, Page. 325-339;

**I1.** Ignea Alimpie - Măsurarea electrică a mărimilor ne electrice, Editura de Vest, Timişoara, 1996;

**J1.** Jabeen Z., N., Gupte, Universality classes of spatiotemporal intermittency, Journal of Statistical Physics, Springer Berlin, 2007;

**J2.** Jan Eckerlid and Anders Ulfvarson, Redistribution of initial residual stresses in ship structural details and its effect on fatigue Marine Structures, Volume 8, Issue 4, 1995, Page. 385-406;

**J3.** Jingshu Wu, Ray Ruichong Zhang, Steve Radons, Xiaole Long and Karl K. Stevens, Vibration analysis of medical devices with a calibrated FEA model Computers & Structures, Volume 80, Issue 12, May 2002, Page. 1081-1086;

**K1.** Kennels P., Ramon H., - Modeling the effect of passive vertical suspension on the dynamic behavior of sprayer booms, Journal of Agricultural Engineering Research, 72, 1999;

**K2.** Kivanc E. B. and E. Budak, Structural modelling of end mills for form error and stability analysis, International Journal of Machine Tools and Manufacture, Volume 44, Issue 11, September 2004, Page. 1151-1161;

**K3.** Kozicki., J., Tejchman, Application of a cellular automata to simulations of Granular flow in silos, *Granular Matter*, Springer Berlin / Heidelberg, ISSN 1434-5021, Volume 7, Number 1 / April, 2005;

**K4.** Ktitarev, D., E. Wolf, Stratification of Granular matter in a rotating drum: cellular automata modeling, *Granular Matter*, Springer Berlin / Heidelberg, ISSN 1434-5021 , 2004;

**K5.** Kubiak J. Sz., G. Urquiza B., J. García C. and F. Sierra E., Failure analysis of steam turbine last stage blade ten on and shroud, *Engineering Failure Analysis*, Volume 14, Issue 8, December 2007, Page. 1476-1487;

**K6.** Kutzbach, H. D., - Threshing and separating Systems of new Combines, August 1984, Ministry of Agriculture, Extension Service, State of Israel;

**L1.** Lamarche, S., L. Conway, B., J., Glasser, T., Shinbrot, Cellular automata model of gravity-driven Granular flows, *Granular Matter*, Springer Berlin / Heidelberg, ISSN 1434-5021 Issue Volume 9, Numbers 3-4 / June, 2007;

**L2.** Li Y. J. and J. C. S. Lai, Prediction of surface mobility of a finite plate with uniform force excitation by structural intensity Applied Acoustics, Volume 60, Issue 3, July 2000, Page. 371-383;

**L3.** Lindgren, C., Moore, M., Nordahl, Complexity of Two-Dimensional Patterns, *Journal of Statistical Physics*, Springer Netherlands, ISSN 0022-4715 Volume 91, Numbers 5-6 / June, 2004;

**M1.** Maan F.S., O.M. Querin and D.C. Barton, Extension of the fixed grid finite element method to Eigen value problems, *Advances in Engineering Software*, Volume 38, Issues 8-9, August-September 2007, Page. 607-617;

**M2.** Maertens K., J. De Baerdemaeker, H. Ramon and R. De Keyser, PA-Precision Agriculture: An Analytical Grain Flow Model for a Combine Harvester, Part II: Analysis and Application of the Model *Journal of Agricultural Engineering Research*, Volume 79, Issue 2, June 2001, Page. 187-193;

**M3.** Makatchev M., On the Cell-based Complexity of Recognition of Bounded Configurations by Finite Dynamic Cellular Automata, Learning Research and Development Center, University of Pittsburgh, Pittsburgh, USA;

**M4.** Makatchev M., S., Y., T., Lang, On the Complexity of Image Processing and Pattern Recognition Algorithms. Proc. of the Int. Workshop on Image, Speech, Signal Processing and Robotics. Chinese University of Hong Kong, China, 1998;

**M5.** Mannesmann Rexroth - GmbH Proportional, high response and servo-valves, electronic components and systems. Catalogue RE 29853/1998;

**M6.** Manu Krishnan, Christopher A. Foster, Richard P. Strosser, James L. Glance and Jian-Qiao Sun, Adaptive modeling and control of a manure spreader for precision agriculture *Computers and Electronics in Agriculture*, Volume 52, Issues 1-2, June 2006, Page. 1-10;

**M7.** Marco Matter, Thomas Gmür, Joël Cugnoni and Alain Schroeder, Improved modal characterization of the constitutive parameters in multilayered plates *Composites Science and Technology*, Volume 67, Issue 6, May 2007, Page. 1121-1131;

**M8.** Marinescu A., - Tehnologii și mașini pentru mecanizarea lucrărilor în cultura legumelor de câmp, Ed. Ceres 1989;

**M9.** Marinela Muș – Sisteme de achiziție și control, Editura Universității din Oradea, 1999;

**M10.** Munteanu, M., - Mișcarea particulelor sferice și cilindrice pe plane vibratoare orizontale, Studii și cercetări de mecanică aplicată, nr. 1, Tom. 37, București 1978;

**M11.** Murtagh P. J., B. Basu and B. M. Broderick, Simple models for natural frequencies and mode shapes of towers supporting utilities, Computers & Structures, Volume 82, Issues 20-21, August 2004, Page 1745-1750;

**N1.** Neamțu I., - Cartea micului fermier, Ed. Ceres 1994;

**N2.** Neagu Tr., Popescu T., - Tractoare și mașini horticoale, EDP 1982;

**N3.** Neculăiasă V., Dănilă I., - Procese de lucru și mașini agricole de recoltat, Ed. A92, Iași 1995;

**N4.** Nicol Florence, - Graphisme sous Matlab, Unite de Neurosciences Cognitives, Universite catholique de Louvain-la- Neuve, Belgique, 08 avril 2004 ;

**N5.** Ning Wang, Naiqian Zhang and Maohua Wang, Wireless sensors in agriculture and food industry-Recent development and future perspective Computers and Electronics in Agriculture, Volume 50, Issue 1, January 2006, Page. 1-14;

**O1.** Oancea I., - Agricultură generală, Ed. Ceres 1994, București;

**O2.** Oppenheim, A. V. and R. W. Schaffer, Discrete-Time Signal Processing, Prentice-Hall, 1989, p. 611.

**O3.** Oppenheim, A. V. and R. W. Schaffer, Discrete-Time Signal Processing, Prentice-Hall, 1989, p. 619;

**P1.** Packard N., S., Wolfram, Two-dimensional cellular automata, Journal of Statistical Physics, Springer Netherlands, ISSN 0022-4715, Volume 38, Numbers 5-6 / March, 2005;

**P2.** Paschel, T., Schwager, Cellular Automata, Computational Granular Dynamics, Springer Berlin Heidelberg, ISBN 978-3-540-21485-4, 2005;

**P3.** Popa E și colab. - Referat de încercări privind mașina de recoltat și treierat în câmp mazăre verde MTM, referat ICSITMUA, 1991 București;

**P4.** Ploj A., B. Mursec, F. Cus and U. Zuperl, Characterization of machines for processing of waste materials, Journal of Materials Processing Technology, Volume 175, Issues 1-3, 1 June 2006, Page. 338-343;

**P5.** Prakash Kumar, K. Chandrashekhara and Antonio Nanni, Structural performance of a FRP bridge deck, Construction and Building Materials, Volume 18, Issue 1, February 2004, Page. 35-47;

**P6.** Prosperini D., Perugini, Application of a cellular automata model to the study of soil particle size distributions, Traffic and Granular Flow, Springer Berlin Heidelberg, 2007;

**R1.** Ragni L., G. Vassalini, F. Xu and L. B. Zhang, Vibration and Noise of Small Implements for Soil Tillage Journal of Agricultural Engineering Research, Volume 74, Issue 4, December 1999, Page. 403-409;

**R2.** Rohles F. H., Environmental ergonomics in agricultural systems Applied Ergonomics, Volume 16, Issue 3, September 1985, Page. 163-166;

**R3.** Rohlf T., C., Tsallis, Long-range memory elementary 1D cellular automata: Dynamics and non extensively, Physica A: Statistical Mechanics and its Applications, Volume 379, Issue 2, 15 June 2007, Pages 465-470;



- S1.** Samer Masoud Al-Said, Crack identification in a stepped beam carrying a rigid disk, *Journal of Sound and Vibration*, Volume 300, Issues 3-5, 6 March 2007, Page. 863-876;
- S2.** Sanford C., - Implementation of a vibration test bench for agricultural vehicles, *International Congress of Agricultural Engineering*, Dublin, 1989;
- S3.** Schuster Cr. și colab., - Studii și cercetări în vederea creșterii gradului de mecanizare a lucrărilor de recoltare în culturi horti-viticole, Ed. ICSITMUA, 1991 București;
- S4.** Schuster Cr. și colab., - Mașina pentru recoltat și treierat în câmp mază verde. Referat INMA 1990;
- S5.** Shankar K. and A. J. Keane, A study of the vibration energies of two coupled beams by finite element and green function (reacceptance) methods *Journal of Sound and Vibration*, Volume 181, Issue 5, 13 April 1995, Page. 801-838;
- S6.** Shengxiang Jia and Ian Howard, S.P. Salisbury and R. Ben Mead, Analytical stiffness estimation for short flexures, *Mechatronics*, Volume 16, Issue 7, September 2006, Pages 399-403;
- S7.** Silaș Gheorghe – Mecanică. Vibrații mecanice, E.D.P. București, 1968;
- S8.** Silaș Gheorghe, Brîndeu L.–Sisteme vibropercutoare, Ed.Teh.,Buc.,1986
- S9.** Stanciu, L., - Evoluția tehnologică a sistemelor de treier la combinele de cereale, *Rev. Mecanizarea agriculturii*, nr. 6, 2000;
- S10.** Strang, G. and T. Nguyen. *Wavelets and Filter Banks*. Wellesley, MA: Wellesley-Cambridge Press, 1996;
- S11.** Stroe Ioan – Senzori pentru robotică, Ed. Univ. Trans., Brașov, 2000;
- S12.** Studman C. J. and J. E. Field, A repeated impact testing machine *Wear*, Volume 41, Issue 2, February 1977, Page. 373-381;
- S13.** Su S. and R. Du, Signature analysis of mechanical watch movements, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Available online 10 May 2007;
- S14.** Sumeet Gagneja, Ronald F. Gibson and Emmanuel O. Ayorinde, Design of test specimens for the determination of elastic through-thickness shear properties of thick composites from measured modal vibration frequencies *Composites Science and Technology*, Volume 61, Issue 5, April 2001, Page. 679-687;
- S15.** Sunghee Lee, Taehyo Park and George Z. Voyiadjis, Vibration analysis of multi-delaminated beams *Composites Part B: Engineering*, Volume 34, Issue 7, October 2003, Page 647-659;
- T1.** Tadie B., Time distribution and loss of scaling in Granular flow, *The European Physical Journal B - Condensed Matter and Complex Systems*, Springer Berlin / Heidelberg, ISSN 1434-6028, 2004;
- T2.** Thite A.N. and B.R. Mace, Robust estimation of coupling loss factors from finite element analysis, *Journal of Sound and Vibration*, Volume 303, Issues 3-5, 20 June 2007, Page. 814-831;
- T3.** Toma, D., ș.a., - Mașini agricole, vol. II, Ed. Did. și Pedag., Buc., 1981;
- T4.** Toma Liviu – Sisteme de achiziție și prelucrare mecanică a semnalelor, Editura de Vest, Timișoara 1996;
- T5.** Townsend R.J., M. Hill, N.R. Harris and N.M. White, Investigation of two-dimensional acoustic resonant modes in a particle separator, *Ultrasonic's*, Volume 44, Supplement 1, 22 December 2006, Page. 467-471;
- T6.** Trîmbițaș Radu - Analiza numerică, Ed. Presa Universitară Clujană 2005;
- T7.** Țarcă Radu – Senzori și traductoare, Ed. Universității din Oradea, 2003;

- V1.** Vaidyanathan, P. P. Multirate Systems and Filter Banks, Englewood Cliffs, NJ: Prentice Hall, 1993.
- V2.** Varlamov, G. P., - Maşini dlea uborki fructov, Maşinostroenie, Moskva 1978;
- V3.** Vicari, H., Alexis, C., Del Negro, M., Coltelli, M., Marsella, C., Proietti, Modeling of the 2001 lava flow at Etna volcano by a Cellular Automata approach, Journal of Statistical Physics, Springer Netherlands, 2006;
- V4.** Voican V., Popescu V., - Grădina de legume de primăvara până toamna, Ed. Ceres 1991;
- W1.** Walter Söhne, Terra mechanics and its influence on the concepts of tractors, tractor power development, and energy consumption, Journal of Terramechanics, Volume 13, Issue 1, May 1976, Page. 27-43;
- W2.** Weiguo Zhang, Aim in Wang, Nickolas Vlahopoulos and Kuangcheng Wu, Comparison of localized spelling and crack damage from dynamic modeling of spur gear vibrations, Mechanical Systems and Signal Processing, Volume 20, Issue 2, February 2006, Page. 332-349;
- Y1.** Yud-Ren Chen, Kuanglin Chao and Moon S. Kim, Machine vision technology for agricultural applications, Computers and Electronics in Agriculture, Volume 36, Issues 2-3, November 2002, Page. 173-191
- Z1.** Zhao X. and N. Vlahopoulos, A basic hybrid finite element formulation for mid-frequency analysis of beams connected at an arbitrary angle Journal of Sound and Vibration, Volume 269, Issues 1-2, 6 January 2004, Page. 135-164
- Z2.** Zienkiewicz, O.C., and Taylor, R.L., The Finite Element Method, 4th edition, McGraw-Hill, London, England, 1994.
- 1.** Cărţi tehnice ale utilajelor, borşuri, prospecte ale firmelor: Tehnometal Timișoara, I.U.A. Slatina.
- 2.** Lucrări științifice INMA - vol 8, 1990;
- 3.** Referat INMA - metodică pentru încercarea combinelor;
- 4.** Referat INMA - Situația în țară și pe plan mondial a mecanizării lucrărilor din legumicultură;
- 5.** Revista Mecanizarea Agriculturii nr. 12/1999;
- 6.** Revista Mecanizarea Agriculturii nr. 6/2000
- 7.** Notițe tehnice, prospecte, broșuri de la:  
 FMC CORPORATION, Fakenham Norfolk, UK;  
 FMC FOOD MACHINERY, Quimper Cedex, Franța;  
 FMC FOOD MACHINERY, Parma, Italia;  
 FMC EUROPE N.V., Belgium;
- 8.** COSMOS Design STAR 4.0 (2003/220), Structural Research & Analysis Corporation, 2003.
- 9.** Mediu de programare MATLAB® V 6.0.0.88. R12, Licență Univ. Oradea
- 10.** National Data Acquisition Databook, National Semiconductor 1995
- 11.** National Instruments – Product Catalog, 2004
- 12.** Solid Works® 2004, Solid Works Corporation, 2004.
- 13.** Adrese internet: [www.fmcitalia.com](http://www.fmcitalia.com); [www.fao.org](http://www.fao.org);  
[www.britannica.com](http://www.britannica.com); [www.challenger-ag.com](http://www.challenger-ag.com); [www.austech.com](http://www.austech.com);  
[www.harvasting.com](http://www.harvasting.com); [www.agrocom.com](http://www.agrocom.com); [www.combineharvester.com](http://www.combineharvester.com).

**Programul de simulare a funcționării mașinii de separat mazăre**

Program principal "a\_princ".

```

clear all
global A B A1 B1 A_plot B_plot m n gama1 delta_alfa delta_beta
global alfa1 alfa2 alfa3 beta1 beta2 beta3 beta4
turatie = 20; %[rot/min]
turatie = turatie/60; %[rot/sec]

r_a = 15;
r_b = 17;
dist_ax = 190;
dist_ay = 73;
teta_sis = atan(dist_ay/dist_ax);
xmin = -r_b - 10;
xmax = dist_ax + r_a + 10;
ymin = -1*max(r_a,r_b)-10;
ymax = max(r_a,r_b)+100;
alfa_sup = 0;
beta_sup = 0;
alfa_dif = 2*pi/3;
beta_dif = pi/2;
delta_alfa = pi/1000;
delta_beta = pi/1000;
nr_pasi_per_sec = 2*pi*turatie/delta_alfa;
delta_timp = 1/nr_pasi_per_sec;
acc_grav = 981;
timp = 0;
coef_rest = 0.2;
impact_ma = 0;
timp_zero = 0;
a_calc_puncte1;
X_ma0 = 95;
X_ma = X_ma0;
Y_ma0 = 100;
Y_ma = Y_ma0;
liniar = 1;
%!!!!!!!!!!!!!!
lat_pat = r_b*sqrt(2);
sch = 0;
%!!!!!!!!!!!!!!

% Grafica
h_fig = figure;
hold on
h_a_plot_1 = plot(A_plot_1(1,:),A_plot_1(2:,:), 'k','EraseMode','normal');
h_b_plot_1 = plot(B_plot_1(1,:),B_plot_1(2:,:), 'k','EraseMode','normal');

```

```

h_a_plot_2 = plot(A_plot_2(1,:),A_plot_2(2,:),'k','EraseMode','normal');
h_b_plot_2 = plot(B_plot_2(1,:),B_plot_2(2,:),'k','EraseMode','normal');
h_a_plot_3 = plot(A(1,m),A(2,m),'k.','EraseMode','normal');
h_b_plot_3 = plot(B(1,n),B(2,n),'k.','EraseMode','normal');
h_ab_plot = plot([A(1,m),B(1,n)],[A(2,m),B(2,n)],'k','EraseMode','normal');

%!!!!!!!!!!!!!!
x_punct = B(1,n);
y_punct = B(2,n);
h_dist_plot = plot(x_punct,y_punct,'ro','EraseMode','normal');
%!!!!!!!!!!!!!!
h_ma_plot = plot(X_ma,Y_ma,'k.','EraseMode','normal');
set(h_fig,'DoubleBuffer','on','Render','painters');
axis equal;
axis([xmin xmax ymin ymax]);

for i = 1:4000
    a_calc_puncte2;

    % Calculul vitezei de rotatie a tamburului condus
    alfa_v_m = ([alfa1 alfa2 alfa3] + gama1);
    beta_v_m = ([beta1 beta2 beta3 beta4] + gama1);
    delta_beta = (r_a/r_b)*(sin(alfa_v_m(m))/sin(beta_v_m(n)))*delta_alfa;
    alfa_v_mi(i) = alfa_v_m(m);
    beta_v_mi(i) = beta_v_m(n);
    delta_beta_i(i) = delta_beta;

    % Panta benzii
    gamai(i) = gama1;

    %Calcul forta
    calc_for;
    Fri(i) = Fr;

    % Coordonatele unui punct de pe banda
    % Cx(i) = (A(1,m) + B(1,n))/2;
    % Cy(i) = (A(2,m) + B(2,n))/2;
    X_ai(i) = A(1,m);
    Y_ai(i) = A(2,m);
    X_bi(i) = B(1,n);
    Y_bi(i) = B(2,n);
    %a_calc_viteze;
    [A_pol_teta,A_pol_ro] = cart2pol(A(1,:),A(2,:));
    [B_pol_teta,B_pol_ro] = cart2pol(B(1,:),B(2,:));
    [A(1,:),A(2,:)] = pol2cart(A_pol_teta + teta_sis,A_pol_ro);
    [B(1,:),B(2,:)] = pol2cart(B_pol_teta + teta_sis,B_pol_ro);
    % Calcul obiect "ma"
    calc_ma4;

    [A_pol_teta,A_pol_ro] = cart2pol(A_plot_1(1,:),A_plot_1(2,:));
    [B_pol_teta,B_pol_ro] = cart2pol(B_plot_1(1,:),B_plot_1(2,:));

```

```

[A_plot_1(1,:),A_plot_1(2,:)] = pol2cart(A_pol_teta + teta_sis,A_pol_ro);
[B_plot_1(1,:),B_plot_1(2,:)] = pol2cart(B_pol_teta + teta_sis,B_pol_ro);

[A_pol_teta,A_pol_ro] = cart2pol(A_plot_2(1,:),A_plot_2(2,:));
[B_pol_teta,B_pol_ro] = cart2pol(B_plot_2(1,:),B_plot_2(2,:));
[A_plot_2(1,:),A_plot_2(2,:)] = pol2cart(A_pol_teta + teta_sis,A_pol_ro);
[B_plot_2(1,:),B_plot_2(2,:)] = pol2cart(B_pol_teta + teta_sis,B_pol_ro);

set(h_a_plot_1,'xData',A_plot_1(1:,:), 'yData',A_plot_1(2,:));
set(h_b_plot_1,'xData',B_plot_1(1:,:), 'yData',B_plot_1(2,:));
set(h_a_plot_2,'xData',A_plot_2(1:,:), 'yData',A_plot_2(2,:));
set(h_b_plot_2,'xData',B_plot_2(1:,:), 'yData',B_plot_2(2,:));
set(h_a_plot_3,'xData',A(1,m),      'yData',A(2,m));
set(h_b_plot_3,'xData',B(1,n),      'yData',B(2,n));
set(h_ab_plot,'xData',[A(1,m),B(1,n)], 'yData',[A(2,m),B(2,n)]);

%!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
x_punct = B(1,n) + sch*abs(lat_pat*cos(gama1 + teta_sis));
y_punct = B(2,n) + sch*abs(lat_pat*sin(gama1 + teta_sis));
Cx(i) = x_punct;
Cy(i) = y_punct;
lat_pat1(i) = abs(lat_pat*cos(gama1 + teta_sis));
x_punct_c(i) = B(1,n);
if i > 2
    if (abs(x_punct_c(i-1) - x_punct_c(i)) >= lat_pat1(i)/2)
        sch = sch + 1;
        Cx(i) = Cx(i-1) + (Cx(i-1) - Cx(i-2));
        Cy(i) = Cy(i-1) + (Cy(i-1) - Cy(i-2));
    end
end
set(h_dist_plot,'xData',x_punct,'yData',y_punct);
%!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

set(h_ma_plot,'xData',X_ma,'yData',Y_ma);
X_mai(i) = X_ma;
Y_mai(i) = Y_ma;

drawnow;
% pause(0.5);
end

% Timp
nnn = 50;
timp_plot = [1:i-1]*delta_timp;
timp_plota = [1:i]*delta_timp;
timp_plot1 = [1:i-(nnn+1)]*delta_timp;
timp_plot2 = [1:i-(nnn+2)]*delta_timp;

% Amortizare
filtru = ones(1,nnn)./nnn;
Cx = conv(Cx,filtru);

```

```
Cy = conv(Cy,filtru);
Cx = Cx(nnn:length(Cx)-nnn);
Cy = Cy(nnn:length(Cy)-nnn);
% Grafice

figure; plot(timp_plot,Cx./100,'k');
title('Amplitudinea Cx in functie de timp');grid on;
xlabel('Timp [sec]');
ylabel('Amplitudine [m]');

figure; plot(timp_plot,Cy./100,'k');
title('Amplitudinea Cy in functie de timp');grid on;
xlabel('Timp [sec]');
ylabel('Amplitudine [m]');

figure; plot(timp_plota,gamai+teta_sis,'k');
title('Unghiul benzii in functie de timp');grid on;
xlabel('Timp [sec]');
ylabel('Amplitudine [radiani]');

figure; plot(timp_plot1,abs(diff(Cx./100)./delta_timp),'k');
title('Viteza Cx in functie de timp');grid on;
xlabel('Timp [sec]');
ylabel('Amplitudine [m/sec]');

figure; plot(timp_plot2,diff(diff(Cx./100)./delta_timp)./delta_timp,'k');
title('Acceleratia Cx in functie de timp');grid on;
xlabel('Timp [sec]');
ylabel('Amplitudine [m/sec^2]');

figure; plot(timp_plota,Fri,'k');
title('Fora F_r pe directia Ox');grid on;
xlabel('Timp [sec]');
ylabel('Amplitudine [N]');

figure; plot(X_mai./100,Y_mai./100,'k');
title('Traiectorie M_a');
xlabel('Amplitudine [m]');
ylabel('Amplitudine [m]');
% axis equal;
% xmin1 = -0.2;
% xmax1 = 1;
% ymin1 = -0.2;
% ymax1 = 1;
% axis([xmin1 xmax1 ymin1 ymax1]);
% rotire1;
% Spectru
% abs_fft;
```

## Subprogram "a\_calc\_puncte1"

```

alfa1 = alfa_sup;
alfa2 = alfa_sup+alfa_dif;
alfa3 = alfa_sup+2*alfa_dif;
x_a1 = r_a*cos(alfa1) + dist_ax;
x_a2 = r_a*cos(alfa2) + dist_ax;
x_a3 = r_a*cos(alfa3) + dist_ax;
y_a1 = r_a*sin(alfa1);
y_a2 = r_a*sin(alfa2);
y_a3 = r_a*sin(alfa3);
A = [x_a1 x_a2 x_a3
     y_a1 y_a2 y_a3];
A_plot_1 = [x_a1 x_a2 x_a3 x_a1
            y_a1 y_a2 y_a3 y_a1];
A_plot_2 = [x_a1 dist_ax x_a2 dist_ax x_a3 dist_ax x_a1
            y_a1 0 y_a2 0 y_a3 0 y_a1];
beta1 = beta_sup;
beta2 = beta_sup+beta_dif;
beta3 = beta_sup+2*beta_dif;
beta4 = beta_sup+3*beta_dif;

x_b1 = r_b*cos(beta1);
x_b2 = r_b*cos(beta2);
x_b3 = r_b*cos(beta3);
x_b4 = r_b*cos(beta4);
y_b1 = r_b*sin(beta1);
y_b2 = r_b*sin(beta2);
y_b3 = r_b*sin(beta3);
y_b4 = r_b*sin(beta4);
B = [x_b1 x_b2 x_b3 x_b4
     y_b1 y_b2 y_b3 y_b4];
B_plot_1 = [x_b1 x_b2 x_b3 x_b4 x_b1
            y_b1 y_b2 y_b3 y_b4 y_b1];
B_plot_2 = [x_b1 0 x_b2 0 x_b3 0 x_b4 0 x_b1
            y_b1 0 y_b2 0 y_b3 0 y_b4 0 y_b1];

% Calcul puncte transport
for i1 = 1:3
    for j1 = 1:4
        if round(A(2,i1)) > 0
            if round(B(2,j1)) > 0
                gama = atan((A(2,i1) - B(2,j1))/(A(1,i1) - B(1,j1)));
                [A_pol_teta,A_pol_ro] = cart2pol(A(1,:),A(2,:));
                [B_pol_teta,B_pol_ro] = cart2pol(B(1,:),B(2,:));
                [A1(1,:),A1(2,:)] = pol2cart(A_pol_teta - gama,A_pol_ro);
                [B1(1,:),B1(2,:)] = pol2cart(B_pol_teta - gama,B_pol_ro);
                A1(1,:) = A1(1,:) - B1(1,j1);
                A1(2,:) = A1(2,:) - B1(2,j1);
                B1(1,:) = B1(1,:) - B1(1,j1);
                B1(2,:) = B1(2,:) - B1(2,j1);
            end
        end
    end
end

```





```

for j1 = 1:4
    if round(A(2,i1)) > 0
        if round(B(2,j1)) > 0
            gama = atan((A(2,i1) - B(2,j1))/(A(1,i1) - B(1,j1)));
            [A_pol_teta,A_pol_ro] = cart2pol(A(1,:),A(2,:));
            [B_pol_teta,B_pol_ro] = cart2pol(B(1,:),B(2,:));
            [A1(1,:),A1(2,:)] = pol2cart(A_pol_teta - gama,A_pol_ro);
            [B1(1,:),B1(2,:)] = pol2cart(B_pol_teta - gama,B_pol_ro);
            A1(1,:) = A1(1,:) - B1(1,j1);
            A1(2,:) = A1(2,:) - B1(2,j1);
            B1(1,:) = B1(1,:) - B1(1,j1);
            B1(2,:) = B1(2,:) - B1(2,j1);
            if round(max(A1(2,:))) == 0
                if round(max(B1(2,:))) == 0
                    m = i1;
                    n = j1;
                    gama1 = gama;
                end
            end
        end
    end
end
end
end
end

```

Subprogram "calc\_for"

```

lu_band = sqrt((A(1,m) + B(1,n))^2 + (A(2,m) + B(2,n))^2);
g_band = 10;
la_band = 3500;
ro_band = 3;
g_grav = 9.81;
masa_band = g_band*la_band*lu_band*ro_band;
G_greu_band = masa_band*g_grav;
Mf_b_band = 30;
Fr = Mf_b_band/(r_b*cos(gama1)) + G_greu_band*sin(teta_sis - gama1);

```

Subprogram "calc\_ma3"

```

% Calcul obiect ma
timp = timp + delta_timp;
D_ma_a = sqrt((X_ma - A(1,m))^2 + (Y_ma - A(2,m))^2);
D_ma_b = sqrt((X_ma - B(1,n))^2 + (Y_ma - B(2,n))^2);
D_ma_a_b = D_ma_a + D_ma_b;
D_a_b = sqrt((A(1,m) - B(1,n))^2 + (A(2,m) - B(2,n))^2);
% Liniar
if liniar == 1
    X_ma = X_ma0;
    Y_ma = Y_ma0 - acc_grav*timp^2/2;
    v_ma = acc_grav*timp;
    if abs(D_a_b - D_ma_a_b) < 0.01
        liniar = 0;
    end
end

```

```

    timp = 0;
    X_ma1 = X_ma;
    Y_ma1 = Y_ma;
end
end
% Parabolic
if liniar == 0
    if timp == 0
        % Miscare bob de mazare
        v_norm_ma = v_ma*sin(teta_sis - gama);
        v_tan_ma = v_ma*cos(teta_sis - gama);

        % Miscare banda
        k_ma = abs(X_ma - X_bi(i))/abs(X_ai(i) - X_bi(i));
        X_ma_a1 = k_ma*(X_ai(i-1) - X_bi(i-1)) + X_bi(i-1);
        Y_ma_a1 = k_ma*(Y_ai(i-1) - Y_bi(i-1)) + Y_bi(i-1);
        X_ma_a2 = k_ma*(X_ai(i) - X_bi(i)) + X_bi(i);
        Y_ma_a2 = k_ma*(Y_ai(i) - Y_bi(i)) + Y_bi(i);
        delta_X_ma = X_ma_a2 - X_ma_a1;
        delta_Y_ma = Y_ma_a2 - Y_ma_a1;
        vx_ban = delta_X_ma/delta_timp;
        vy_ban = delta_Y_ma/delta_timp;
        v_norm_ban = vy_ban*cos(teta_sis - gama) + vx_ban*sin(teta_sis - gama);
        v_tan_ban = vy_ban*sin(teta_sis - gama) + vx_ban*cos(teta_sis - gama);

        % Viteza inainte de impact totala
        v_norm_tot = v_norm_ma + v_norm_ban;
        v_tan_tot = v_tan_ma + v_tan_ban;

        % Viteza dupa impact
        w = sqrt((v_tan_tot)^2 + (coef_rest*v_norm_tot)^2);
        tau = atan(v_tan_tot/(coef_rest*v_norm_tot));
        wx = w*sin(teta_sis - gama + tau);
        wy = w*cos(teta_sis - gama + tau);

    end
    X_ma = X_ma1 - wx*timp*coef_fr;
    Y_ma = Y_ma1 + wy*timp*coef_fr - (acc_grav*timp^2)/2;
    wx_mom = wx;
    wy_mom = wy - acc_grav*timp;
    if abs(D_a_b - D_ma_a_b) < 0.01
        if wy_mom < 0
            timp = 0;
            v_ma = sqrt(wx_mom^2 + wy_mom^2);
            X_ma1 = X_ma;
            Y_ma1 = Y_ma;
        end
    end
end
end
end

```

## Anexa 5.2

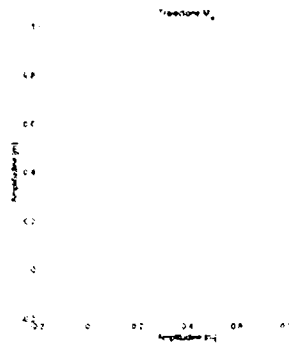


Fig.A5.2.1. Traectoria bobului de mazăre pentru tambur conducător cu 3 bare și tambur condus cu 4 bare, pentru turația tamburului conducător de 16 rot/min și un coeficient de restituire de 0,05.

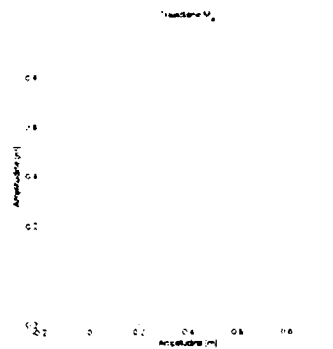


Fig.A5.2.2. Traectoria bobului de mazăre pentru tambur conducător cu 3 bare și tambur condos cu 4 bare, pentru turația tamburului condus de 16 rot/min și un coeficient de restituire de 0,15.

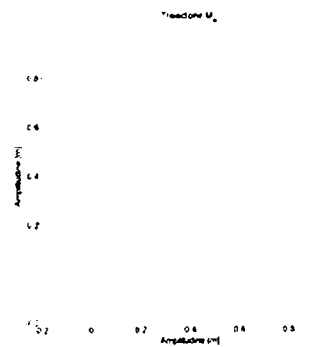


Fig.A5.2.3. Traectoria bobului de mazăre pentru tambur conducător cu 3 bare și tambur condus cu 4 bare, pentru turația tamburului conducător de 16 rot/min și un coeficient de restituire de 0,25.

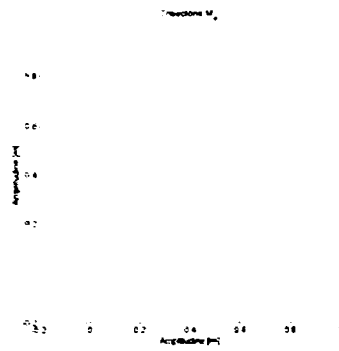


Fig.A5.2.31. Traectoria bobului de mazăre pentru tambur conducător cu 3 bare și tambur condos cu 4 bare, pentru turația tamburului condus de 36 rot/min și un coeficient de restituire de 0,2.

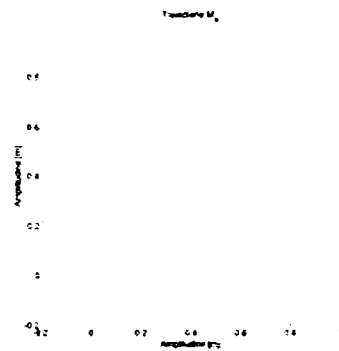


Fig.A5.2.32. Traectoria bobului de mazăre pentru tambur conducător cu 3 bare și tambur condos cu 4 bare, pentru turația tamburului condus de 36 rot/min și un coeficient de restituire de 0,25.

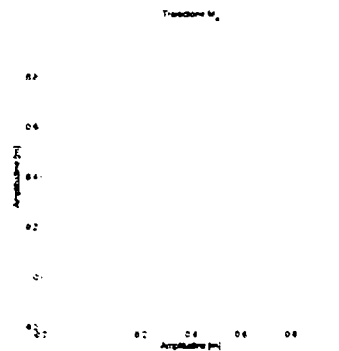


Fig.A5.2.33. Traectoria bobului de mazăre pentru tambur conducător cu 3 bare și tambur condos cu 4 bare, pentru turația tamburului condus de 36 rot/min și un coeficient de restituire de 0,3.

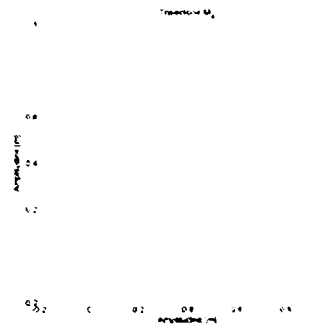


Fig.A5.3.1. Traiectoria bobului de mazăre pentru tambur conducător cu 5 bare și tambur condus cu 6 bare, pentru turația tamburului conducător de 16 rot/min și un coeficient de restituire de 0,2.

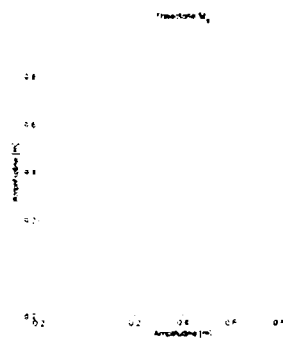


Fig.A5.3.7. Traiectoria bobului de mazăre pentru tambur conducător cu 5 bare și tambur condus cu 6 bare, pentru tamburului condus de 28 rot/min și un coeficient de restituire de 0,2.

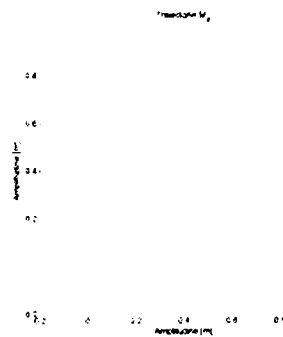


Fig.A5.3.11. Traiectoria bobului de mazăre pentru tambur conducător cu 5 bare și tambur condus cu 6 bare, pentru tamburului condus de 36 rot/min și un coeficient de restituire de 0,2.

**Program pentru prelucrarea datelor utilizând metoda automatelor celulare**

```

clf
clear all
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
buton_start=icontrol('style','pushbutton',...
    'string','Start', ...
    'fontsize',12, ...
    'position',[100,400,50,20], ...
    'callback','rulare=1;');
buton_stop=icontrol('style','pushbutton',...
    'string','Stop', ...
    'fontsize',12, ...
    'position',[200,400,50,20], ...
    'callback','stop=1;');
buton_iesire=icontrol('style','pushbutton',...
    'string','Iesire', ...
    'fontsize',12, ...
    'position',[300,400,50,20], ...
    'callback','iesire=1;close;');
contor = uicontrol('style','text', ...
    'string','1', ...
    'fontsize',12, ...
    'position',[20,400,50,20]);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Inicializare CA
n = 250;
% Inicializare matrici
z = zeros(n,n);
cel = z;
cel1 = z;
cel2 = z;
cel3 = z;
cel4 = z;
% Generare imagine
imh = imshow(cel);
set(imh, 'erasemode', 'none')
axis equal
axis tight
% Definire index pentru recalcul stare celula
lim_vert = 5;
lim_oriz = 3;
i = lim_vert:n-lim_vert;
j = lim_oriz:n-lim_oriz+1;
% Comanda programului
iesire = 0;
rulare = 0;

```

```

stop = 0;
% Densitatea celuleor
kkk = 1; % 0 1 2 3 4
dens2 = (2.6/30 + kkk*0.2/30)*30;
dens1 = -2;
% Zona de cadere
lat_mij = round(n/2);
lat_c = (kkk + 1)*5;
lim_inf = lat_mij - round(lat_c/2);
lim_sup = lat_mij + round(lat_c/2)-1;
% Initializare celule
cel1(lim_inf:lim_sup,j) = (randn(lat_c,length(j)) > dens2);
cel2(lim_inf:lim_sup,j) = (randn(lat_c,length(j)) > dens2);
cel3(lim_inf:lim_sup,j) = (randn(lat_c,length(j)) > dens2);
% Monitorizare randament
nr_past = 0;
nr_impur = 0;
nr_boab_s = 0;
nr_boab_j = 0;
nr_boab_tot = 1;
nr_tot = 0;
nr_pasi = 1;
nr_osc = 4;
while (iesire==0)
    if (rulare==1)
        if (mod(nr_pasi,nr_osc) == 0)
            dens1 = -2;
        end
        if (mod(nr_pasi,nr_osc) ~= 0)
            dens1 = -5;
        end

        % Generare celule noi
        cel1(lim_inf:lim_sup,j) = ((randn(lat_c,length(j)) > dens2) & ...
            cel1(lim_inf:lim_sup,j)~=1 & ...
            cel2(lim_inf:lim_sup,j)~=1 & ...
            cel3(lim_inf:lim_sup,j)~=1) + ...
            cel1(lim_inf:lim_sup,j);
        cel2(lim_inf:lim_sup,j) = ((randn(lat_c,length(j)) > dens2) & ...
            cel1(lim_inf:lim_sup,j)~=1 & ...
            cel2(lim_inf:lim_sup,j)~=1 & ...
            cel3(lim_inf:lim_sup,j)~=1) + ...
            cel2(lim_inf:lim_sup,j);
        cel3(lim_inf:lim_sup,j) = ((randn(lat_c,length(j)) > dens2) & ...
            cel1(lim_inf:lim_sup,j)~=1 & ...
            cel2(lim_inf:lim_sup,j)~=1 & ...
            cel3(lim_inf:lim_sup,j)~=1) + ...
            cel3(lim_inf:lim_sup,j);

        % Regula de tranzitie
        cel4(i,j) = cel1(i,j) + cel2(i,j);
    end
end

```

```

cel3(i,j) = (((cel4(i+2,j) == 1) & (cel3(i+1,j) == 1) & ...
            (randn(length(i),length(j)) > dens1)) | ...
            ((cel4(i-2,j) == 0) & (cel4(i,j) == 0) & ...
            (cel3(i-1,j) == 1)));

% cel3(i,j) = (((cel4(i+2,j) == 1) & (cel3(i+1,j) == 1)) | ...
% ((cel4(i+2,j) == 1) & (cel3(i+1,j) == 1) & ...
% (randn(length(i),length(j)) > dens1)) | ...
% ((cel4(i-2,j) == 0) & (cel4(i,j) == 0) & ...
% (cel3(i-1,j) == 1)));

cel1(i,j) = (cel1(i+1,j) == 1);
cel2(i,j) = (cel2(i+1,j) == 1);

% Afisare numar pasi
nr_pasi = 1 + str2num(get(contor,'string'));
set(contor,'string',num2str(nr_pasi));

% Afisare imagine noua
set(imh,'cdata',cat(3,cel1,cel2,cel3));

nr_past = sum(cel1(lim_vert,:)) + nr_past;
nr_impur = sum(cel2(lim_vert,:)) + nr_impur;
nr_boab_s = sum(cel3(lim_vert,:)) + nr_boab_s;
nr_boab_j = sum(cel3(length(i),:)) + nr_boab_j;
nr_boab_tot = nr_boab_s + nr_boab_j;

nr_impur1(nr_pasi) = nr_past;
nr_past1(nr_pasi) = nr_impur;
nr_boab_s1(nr_pasi) = nr_boab_s;
nr_boab_j1(nr_pasi) = nr_boab_j;
nr_boab_tot1(nr_pasi) = nr_boab_tot;
end
if (stop==1)
    rulare = 0;
    stop = 0;
end
% pause(0.5);
drawnow
end
figure;
plot(nr_past1,'g');
hold on
plot(nr_impur1,'r');
plot(nr_boab_s1,'m');
plot(nr_boab_tot1,'b');
ylabel('Cantitate [Numar de obiecte]');
xlabel('Cicluri de simulare [Numer pasi de simulare]');
legend('Pastai', 'Impuritati', 'Boabe neseperate','Total boabe', ...
'Location','NorthWest');
k_ns = nr_boab_s1./nr_boab_tot1;

```



```
figure;  
plot(k_ns,'k');  
  
disp(lat_c)  
disp(nr_past1(1000))  
disp(nr_impur1(1000))  
disp(nr_boab_s1(1000))  
disp(nr_boab_tot1(1000))  
disp(nr_boab_s1(1000)./nr_boab_tot1(1000))
```

**A. Rezultatele analizei cu elemente finite a structurii mașinii M1 realizată cu profile „U” cu lățime de 100 mm.**

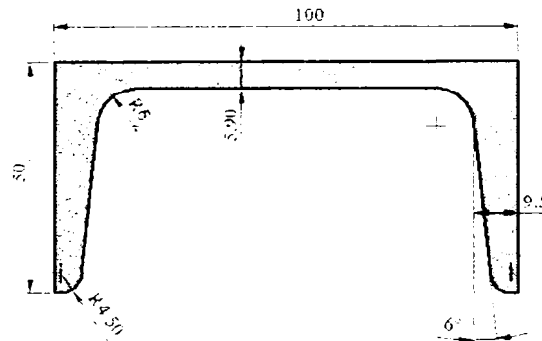


Fig.A.7.1.1. Secțiunea profilului structurii cu lățimea 100 mm.

Tabelul A.7.1.1

Parametrii rețelei	
Tipul rețelei	3D
Verificare Jacobian	în 4 puncte
Dimensiunea elementului	52.625 mm
Toleranță	2.6313 mm
Rezoluție	Ridicată
Număr de elemente	50604
Număr de noduri	98994

Tabelul A.7.1.2

Modul	Frecvența [Hz]	Perioada [secunde]	Scara
1	2.7299	0.366310	1:27
2	4.8500	0.206190	1:14
3	5.1344	0.194760	1:30
4	36.769	0.027197	1:7
5	39.713	0.025180	1:4

Tabelul A.7.1.3

Modul propriu	Tipul deplasării	Valoarea Deplasării [mm]	Numărul nodului	Direcția	Poziția nodului [mm]
1	Minim	0.000	8625	X	750.000
				Y	-1950.000
				Z	4100.000
1	Maxim	1.886	9361	X	-750.000
				Y	0.000
				Z	-1100.000
2	Minim	0.000	8625	X	750.000
				Y	-1950.000
				Z	4100.000

	Maxim	3.597	9195	X	-750.000
				Y	0.000
				Z	4100.000
3	Minim	0.000	8625	X	750.000
				Y	-1950.000
				Z	4100.000
	Maxim	1.700	8587	X	750.000
				Y	0.000
				Z	4100.000
4	Minim	0.000	8625	X	750.000
				Y	-1950.000
				Z	4100.000
	Maxim	7.740	4333	X	750.000
				Y	-150.000
				Z	2438.360
5	Minim	0.000	8625	X	750.000
				Y	-1950.000
				Z	4100.000
	Maxim	4.861	4439	X	-750.000
				Y	-150.000
				Z	2282.190

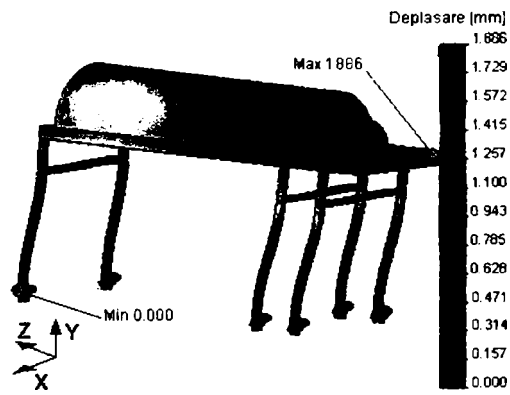


Fig.A.7.1.2. Rezultatele simulării, deformarea structurii în cazul modului propriu de vibrație numărul 1.

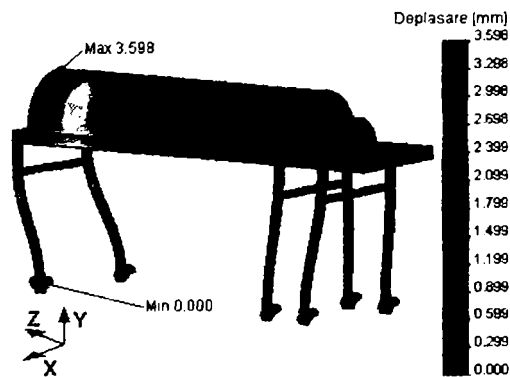


Fig.A.7.1.3. Rezultatele simulării, deformarea structurii în cazul modului propriu de vibrație numărul 2.

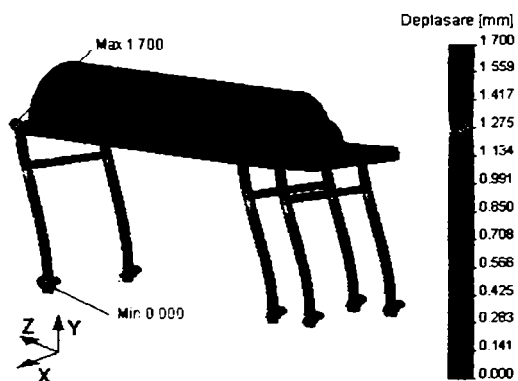


Fig.A.7.1.4. Rezultatele simulării, deformarea structurii în cazul modului propriu de vibrație numărul 3.

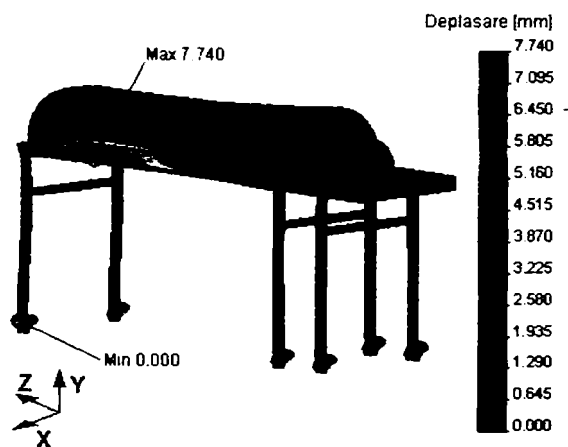


Fig.A.7.1.5. Rezultatele simulării, deformarea structurii în cazul modului propriu de vibrație numărul 4.

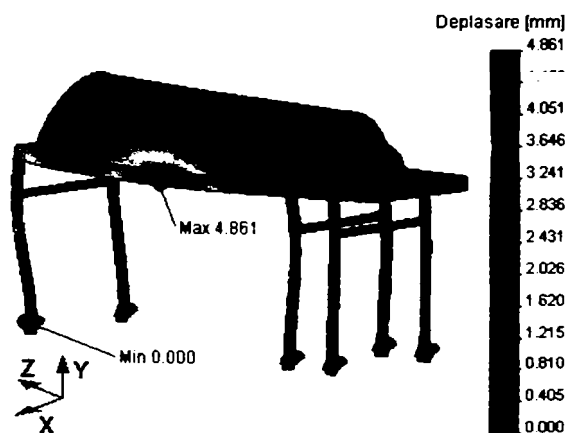


Fig.A.7.1.6. Rezultatele simulării, defomarea structurii în cazul modului propriu de vibrație numărul 5

## ANEXA 7.2.

**A. Rezultatele analizei cu elemente finite a structurii mașinii M1 realizată cu profile „U” cu lățimea de 80 mm.**

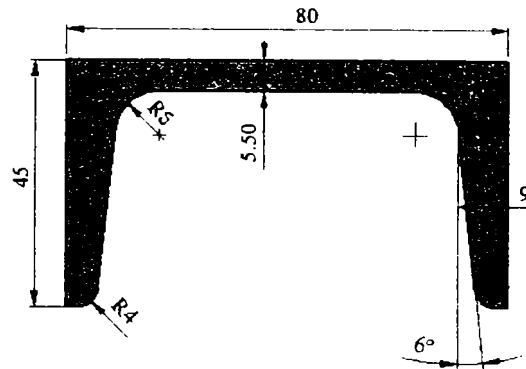


Fig.A.7.2.1. Secțiunea profilului structurii cu lățimea 80 mm.

Tabelul A.7.2.1

Parametrii rețelei	
Tipul rețelei	3D
Verificare Jacobian	în 4 puncte
Dimensiunea elementului	39.006 mm
Toleranță	1.950 mm
Rezoluție	Înaltă
Număr de elemente	89999
Număr de noduri	171605

Tabelul A.7.2.2

Modul	Frecvența [Hz]	Perioada [secunde]	Scara
1	2.0371	0.490900	1:27
2	3.6651	0.272840	1:14
3	3.7779	0.264700	1:30
4	36.3220	0.027532	1:7
5	37.5280	0.026647	1:7

Tabelul A.7.2.3.

Modul propriu	Tipul deplasării	Valoarea deplasării [mm]	Numărul nodului	Direcția	Poziția nodului [mm]
1	Minim	0.000	14695	X	750.000
				Y	-1950.000
				Z	4100.000
1	Maxim	1.917	15901	X	-750.000
				Y	0.000
				Z	-1100.000
2	Minim	0.000	14695	X	750.000
				Y	-1950.000
				Z	4100.000

	Maxim	3.687	15642	X	-750.000
				Y	0.000
				Z	4100.000
3	Minim	0.000	14695	X	750.000
				Y	-1950.000
				Z	4100.000
	Maxim	1.715	15615	X	241.436
				Y	-10.000
				Z	4100.000
4	Minim	0.000	14695	X	750.000
				Y	-1950.000
				Z	4100.000
	Maxim	7.870	7616	X	750.000
				Y	-150.000
				Z	2421.840
5	Minim	0.000	14695	X	750.000
				Y	-1950.000
				Z	4100.000
	Maxim	4.839	127075	X	-750.000
				Y	-150.000
				Z	2402.350

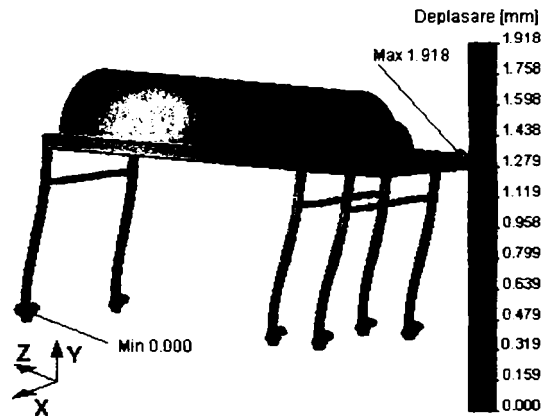


Fig.A.7.2.2. Rezultatele simulării, deformarea structurii în cazul modului propriu de vibrație numărul 1.

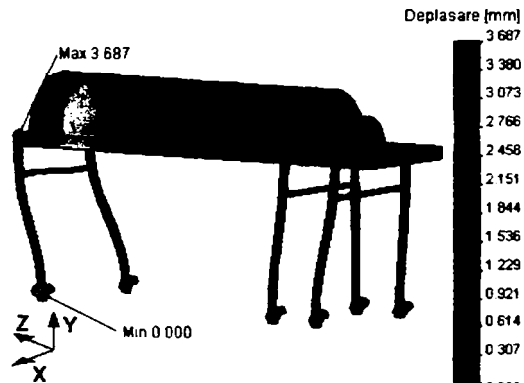


Fig.A.7.2.3. Rezultatele simulării, deformarea structurii în cazul modului propriu de vibrație numărul 2.

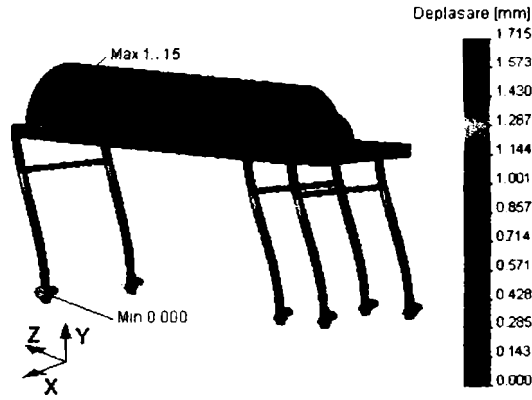


Fig.A.7.2.4. Rezultatele simulării, deformarea structurii în cazul modului propriu de vibrație numărul 3.

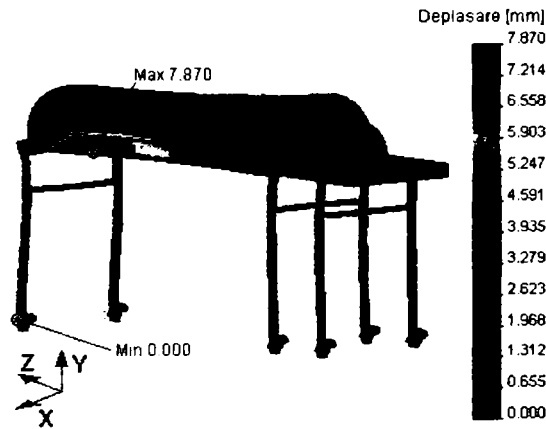


Fig.A.7.2.5. Rezultatele simulării, deformarea structurii în cazul modului propriu de vibrație numărul 4.

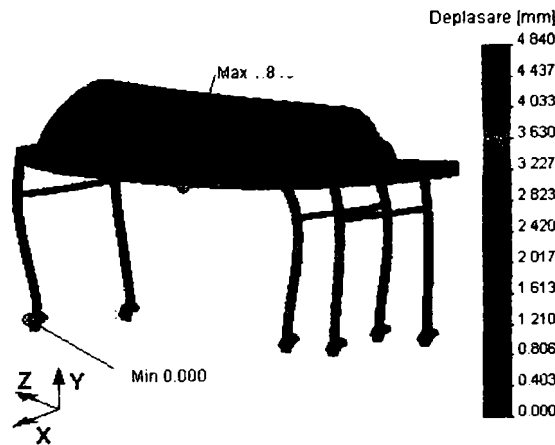


Fig.A.7.2.6. Rezultatele simulării, deformarea structurii în cazul modului propriu de vibrație numărul 5.

**A. Program pentru afișarea grafică a frecvențelor proprii și a deplasărilor în funcție de mărimea profilului „U” al structurii.**

```

% Frecventa
% Profil U140 U100 U80
fr = [ 4.145 2.730 2.037 % Mod 1
      7.414 4.850 3.665 % Mod 2
      8.001 5.134 3.778 % Mod 3
      37.385 36.769 36.322 % Mod 4
      42.553 39.713 37.528]; % Mod 5

% Deplasare [mm]
% Profil U140 U100 U80
dep = [1.7678 1.8862 1.9178 % Mod 1
      3.377 3.597 3.687 % Mod 2
      1.690 1.700 1.715 % Mod 3
      7.531 7.740 7.870 % Mod 4
      6.047 4.861 4.839]; % Mod 5

figure;
plot(fr(1,:), 'ko-');
hold on
plot(fr(2,:), 'rx-');
plot(fr(3,:), 'bv-');
plot(fr(4,:), 'cs-');
plot(fr(5,:), 'm*-');
title('Evolutia frecventelor proprii');
xlabel('Latime profil U [mm]');
ylabel('Frecventa proprie [Hz]');
set(gca, 'XTick', [1 2 3]);
set(gca, 'XTickLabel', {'140', '100', '80'})
legend('Location', 'NorthEastOutside', 'Mod 1', 'Mod 2', 'Mod 3', 'Mod 4', 'Mod 5');

figure;
plot(dep(1,:), 'ko-');
hold on
plot(dep(2,:), 'rx-');
plot(dep(3,:), 'bv-');
plot(dep(4,:), 'cs-');
plot(dep(5,:), 'm*-');
title('Evolutia deplasarilor maxime');
xlabel('Latime profil U [mm]');
ylabel('Deplasare [mm]');
set(gca, 'XTick', [1 2 3]);
set(gca, 'XTickLabel', {'140', '100', '80'})
legend('Location', 'NorthEastOutside', 'Mod 1', 'Mod 2', 'Mod 3', 'Mod 4', 'Mod 5');

```



## Diagrame spectrale pentru cazul 3 cu 4 bare

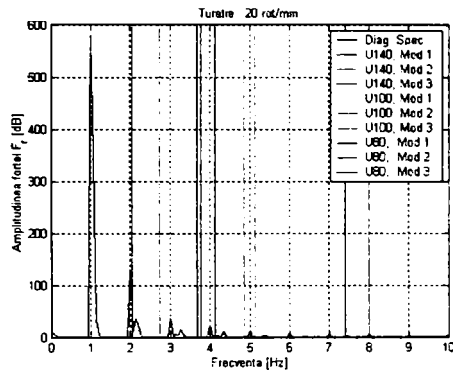


Fig.A.7.4.1.

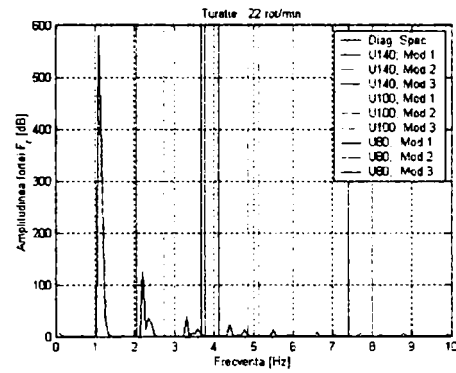


Fig.A.7.4.2.

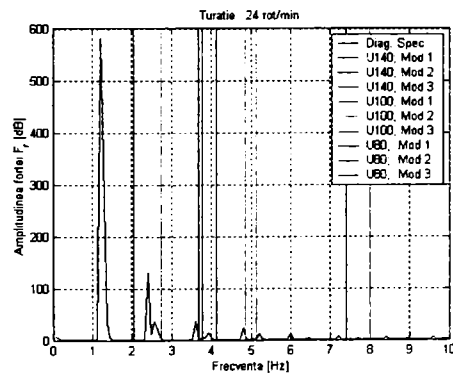


Fig.A.7.4.3.

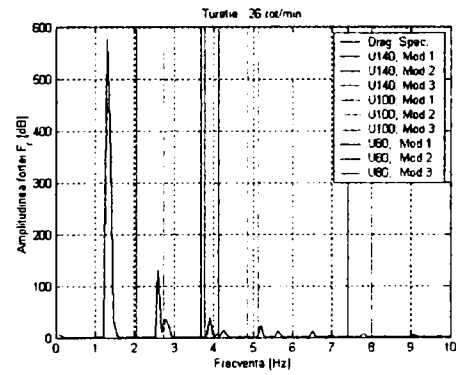


Fig.A.7.4.4.

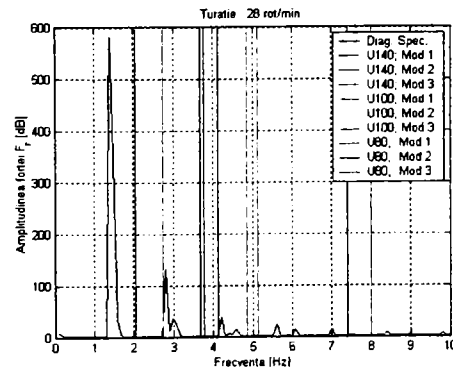


Fig.A.7.4.5.

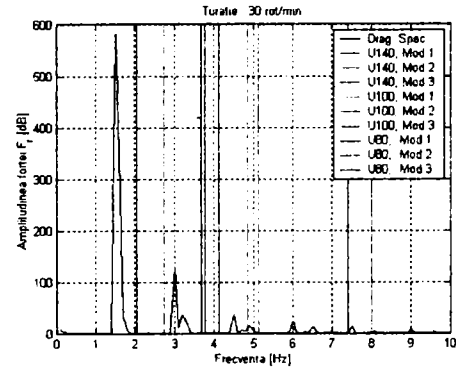


Fig.A.7.4.6.

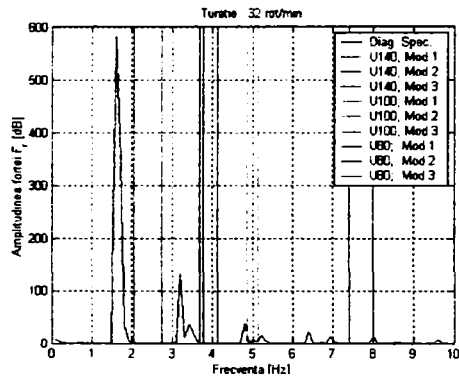


Fig.A.7.4.7.

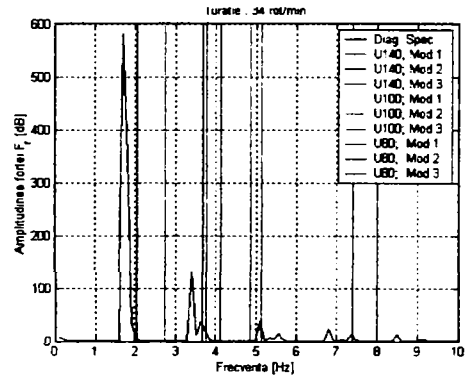


Fig.A.7.4.8.

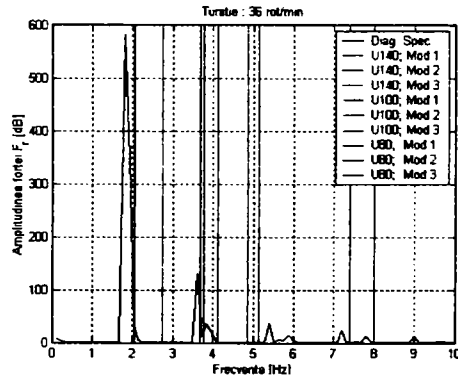


Fig.A.7.4.9.

Diagrame spectrale pentru cazul 5 cu 6 bare

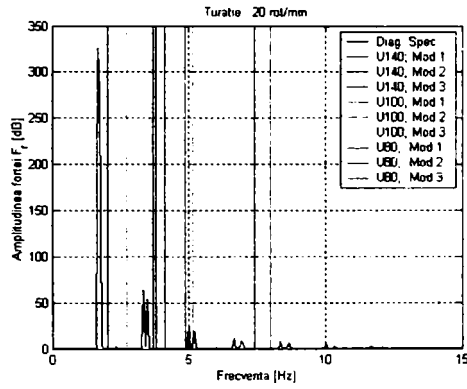


Fig.A.7.4.10.

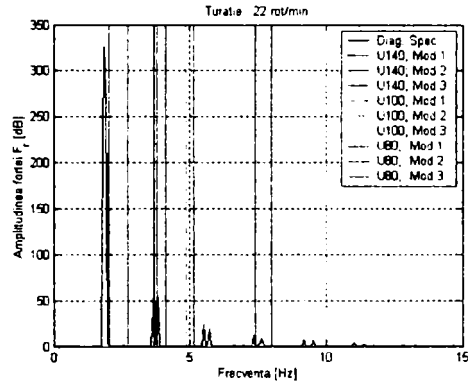


Fig.A.7.4.11.

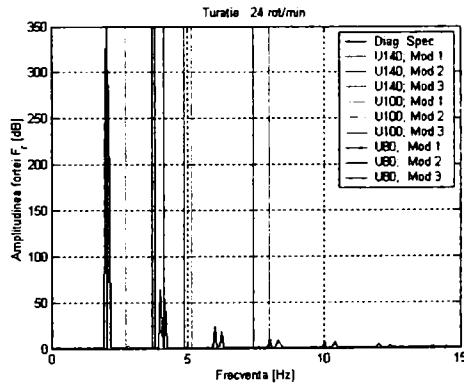


Fig.A.7.4.12.

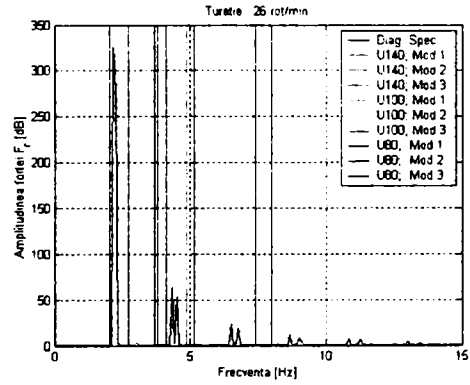


Fig.A.7.4.13.

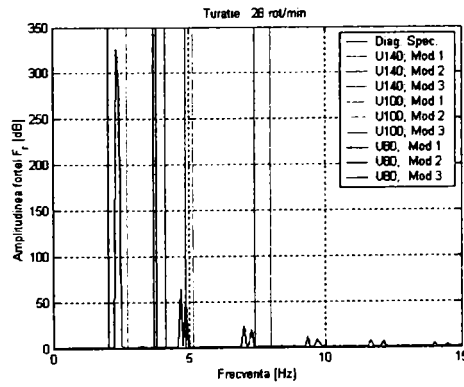


Fig.A.7.4.14.

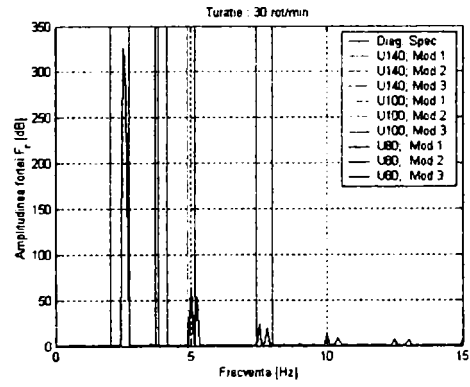


Fig.A.7.4.15.

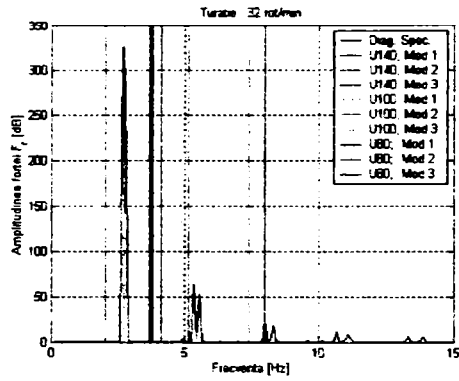


Fig.A.7.4.16.

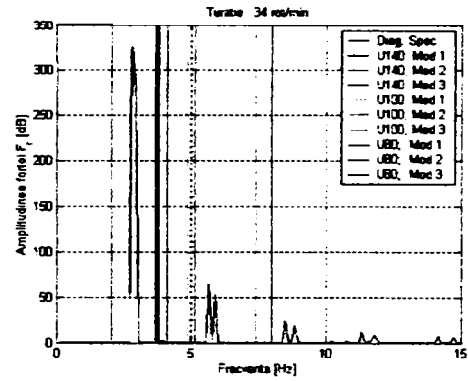


Fig.A.7.4.17.

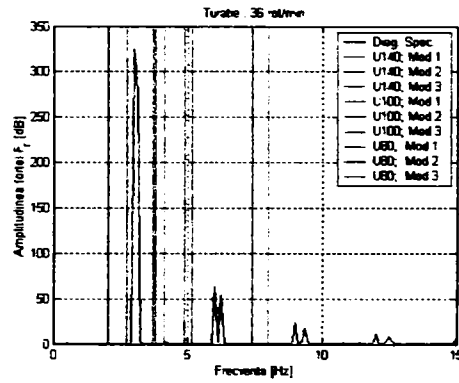


Fig.A.7.4.18.

## ANEXA 7.5.

**A. Program pentru afișarea grafică a frecvențelor proprii și a spectrului frecvențelor de excitație.**

```

% Profil U140 U100 U80
fr = [ 4.145 2.730 2.037 % Mod 1
      7.414 4.850 3.665 % Mod 2
      8.001 5.134 3.778 % Mod 3
      37.385 36.769 36.322 % Mod 4
      42.553 39.713 37.528]; % Mod 5

load 3_4c_20
figure; plot(frecventa(1:334),(spec_for(1:334)./10e+5),'k'), grid on
hold on
plot([fr(1,1) fr(1,1)], [0 600], 'r');
plot([fr(2,1) fr(2,1)], [0 600], 'r');
plot([fr(3,1) fr(3,1)], [0 600], 'r');

plot([fr(1,2) fr(1,2)], [0 600], 'g');
plot([fr(2,2) fr(2,2)], [0 600], 'g');
plot([fr(3,2) fr(3,2)], [0 600], 'g');

plot([fr(1,3) fr(1,3)], [0 600], 'b');
plot([fr(2,3) fr(2,3)], [0 600], 'b');
plot([fr(3,3) fr(3,3)], [0 600], 'b');
legend('Diag. Spec.','U140; Mod 1','U140; Mod 2','U140; Mod 3',...
      'U100; Mod 1','U100; Mod 2','U100; Mod 3',...
      'U80; Mod 1','U80; Mod 2','U80; Mod 3');

xlabel('Frecventa [Hz]')
ylabel('Amplitudinea fortei F_r [dB]')
title('Turatie : 20 rot/min');
AXIS([0 10 0 600])
load 3_4c_22
figure; plot(frecventa(1:334),(spec_for(1:334)./10e+5),'k'), grid on
hold on
plot([fr(1,1) fr(1,1)], [0 600], 'r');
plot([fr(2,1) fr(2,1)], [0 600], 'r');
plot([fr(3,1) fr(3,1)], [0 600], 'r');

plot([fr(1,2) fr(1,2)], [0 600], 'g');
plot([fr(2,2) fr(2,2)], [0 600], 'g');
plot([fr(3,2) fr(3,2)], [0 600], 'g');

plot([fr(1,3) fr(1,3)], [0 600], 'b');
plot([fr(2,3) fr(2,3)], [0 600], 'b');
plot([fr(3,3) fr(3,3)], [0 600], 'b');
legend('Diag. Spec.','U140; Mod 1','U140; Mod 2','U140; Mod 3',...

```

```
'U100; Mod 1','U100; Mod 2','U100; Mod 3',...
'U80; Mod 1','U80; Mod 2','U80; Mod 3');
```

```
xlabel('Frecventa [Hz]')
ylabel('Amplitudinea fortei F_r [dB]')
title('Turatie : 22 rot/min');
AXIS([0 10 0 600])
load 3_4c_24
figure; plot(frecventa(1:334),(spec_for(1:334)./10e+5),'k'), grid on
hold on
plot([fr(1,1) fr(1,1)], [0 600], 'r');
plot([fr(2,1) fr(2,1)], [0 600], 'r');
plot([fr(3,1) fr(3,1)], [0 600], 'r');

plot([fr(1,2) fr(1,2)], [0 600], 'g');
plot([fr(2,2) fr(2,2)], [0 600], 'g');
plot([fr(3,2) fr(3,2)], [0 600], 'g');

plot([fr(1,3) fr(1,3)], [0 600], 'b');
plot([fr(2,3) fr(2,3)], [0 600], 'b');
plot([fr(3,3) fr(3,3)], [0 600], 'b');
legend('Diag. Spec.','U140; Mod 1','U140; Mod 2','U140; Mod 3',...
'U100; Mod 1','U100; Mod 2','U100; Mod 3',...
'U80; Mod 1','U80; Mod 2','U80; Mod 3');
xlabel('Frecventa [Hz]')
ylabel('Amplitudinea fortei F_r [dB]')
title('Turatie : 24 rot/min');
AXIS([0 10 0 600])
load 3_4c_26
figure; plot(frecventa(1:334),(spec_for(1:334)./10e+5),'k'), grid on
hold on
plot([fr(1,1) fr(1,1)], [0 600], 'r');
plot([fr(2,1) fr(2,1)], [0 600], 'r');
plot([fr(3,1) fr(3,1)], [0 600], 'r');

plot([fr(1,2) fr(1,2)], [0 600], 'g');
plot([fr(2,2) fr(2,2)], [0 600], 'g');
plot([fr(3,2) fr(3,2)], [0 600], 'g');

plot([fr(1,3) fr(1,3)], [0 600], 'b');
plot([fr(2,3) fr(2,3)], [0 600], 'b');
plot([fr(3,3) fr(3,3)], [0 600], 'b');
legend('Diag. Spec.','U140; Mod 1','U140; Mod 2','U140; Mod 3',...
'U100; Mod 1','U100; Mod 2','U100; Mod 3',...
'U80; Mod 1','U80; Mod 2','U80; Mod 3');
xlabel('Frecventa [Hz]')
ylabel('Amplitudinea fortei F_r [dB]')
title('Turatie : 26 rot/min');
AXIS([0 10 0 600])
load 3_4c_28
figure; plot(frecventa(1:334),(spec_for(1:334)./10e+5),'k'), grid on
```

```

hold on
plot([fr(1,1) fr(1,1)], [0 600], 'r');
plot([fr(2,1) fr(2,1)], [0 600], 'r');
plot([fr(3,1) fr(3,1)], [0 600], 'r');

plot([fr(1,2) fr(1,2)], [0 600], 'g');
plot([fr(2,2) fr(2,2)], [0 600], 'g');
plot([fr(3,2) fr(3,2)], [0 600], 'g');

plot([fr(1,3) fr(1,3)], [0 600], 'b');
plot([fr(2,3) fr(2,3)], [0 600], 'b');
plot([fr(3,3) fr(3,3)], [0 600], 'b');
legend('Diag. Spec.', 'U140; Mod 1', 'U140; Mod 2', 'U140; Mod 3', ...
        'U100; Mod 1', 'U100; Mod 2', 'U100; Mod 3', ...
        'U80; Mod 1', 'U80; Mod 2', 'U80; Mod 3');
xlabel('Frecventa [Hz]')
ylabel('Amplitudinea fortei F_r [dB]')
title('Turatie : 28 rot/min');
AXIS([0 10 0 600])
load 3_4c_30
figure; plot(frecventa(1:334), (spec_for(1:334)./10e+5), 'k'), grid on
hold on
plot([fr(1,1) fr(1,1)], [0 600], 'r');
plot([fr(2,1) fr(2,1)], [0 600], 'r');
plot([fr(3,1) fr(3,1)], [0 600], 'r');

plot([fr(1,2) fr(1,2)], [0 600], 'g');
plot([fr(2,2) fr(2,2)], [0 600], 'g');
plot([fr(3,2) fr(3,2)], [0 600], 'g');

plot([fr(1,3) fr(1,3)], [0 600], 'b');
plot([fr(2,3) fr(2,3)], [0 600], 'b');
plot([fr(3,3) fr(3,3)], [0 600], 'b');
legend('Diag. Spec.', 'U140; Mod 1', 'U140; Mod 2', 'U140; Mod 3', ...
        'U100; Mod 1', 'U100; Mod 2', 'U100; Mod 3', ...
        'U80; Mod 1', 'U80; Mod 2', 'U80; Mod 3');
xlabel('Frecventa [Hz]')
ylabel('Amplitudinea fortei F_r [dB]')
title('Turatie : 30 rot/min');
AXIS([0 10 0 600])
load 3_4c_32
figure; plot(frecventa(1:334), (spec_for(1:334)./10e+5), 'k'), grid on
hold on
plot([fr(1,1) fr(1,1)], [0 600], 'r');
plot([fr(2,1) fr(2,1)], [0 600], 'r');
plot([fr(3,1) fr(3,1)], [0 600], 'r');

plot([fr(1,2) fr(1,2)], [0 600], 'g');
plot([fr(2,2) fr(2,2)], [0 600], 'g');
plot([fr(3,2) fr(3,2)], [0 600], 'g');
plot([fr(1,3) fr(1,3)], [0 600], 'b');

```

```

plot([fr(2,3) fr(2,3)], [0 600], 'b');
plot([fr(3,3) fr(3,3)], [0 600], 'b');
legend('Diag. Spec.', 'U140; Mod 1', 'U140; Mod 2', 'U140; Mod 3', ...
       'U100; Mod 1', 'U100; Mod 2', 'U100; Mod 3', ...
       'U80; Mod 1', 'U80; Mod 2', 'U80; Mod 3');
xlabel('Frecventa [Hz]')
ylabel('Amplitudinea fortei F_r [dB]')
title('Turatie : 32 rot/min');
AXIS([0 10 0 600])
load 3_4c_34
figure; plot(frecventa(1:334), (spec_for(1:334)./10e+5), 'k'), grid on
hold on
plot([fr(1,1) fr(1,1)], [0 600], 'r');
plot([fr(2,1) fr(2,1)], [0 600], 'r');
plot([fr(3,1) fr(3,1)], [0 600], 'r');

plot([fr(1,2) fr(1,2)], [0 600], 'g');
plot([fr(2,2) fr(2,2)], [0 600], 'g');
plot([fr(3,2) fr(3,2)], [0 600], 'g');

plot([fr(1,3) fr(1,3)], [0 600], 'b');
plot([fr(2,3) fr(2,3)], [0 600], 'b');
plot([fr(3,3) fr(3,3)], [0 600], 'b');
legend('Diag. Spec.', 'U140; Mod 1', 'U140; Mod 2', 'U140; Mod 3', ...
       'U100; Mod 1', 'U100; Mod 2', 'U100; Mod 3', ...
       'U80; Mod 1', 'U80; Mod 2', 'U80; Mod 3');
xlabel('Frecventa [Hz]')
ylabel('Amplitudinea fortei F_r [dB]')
title('Turatie : 34 rot/min');
AXIS([0 10 0 600])
load 3_4c_36
figure; plot(frecventa(1:334), (spec_for(1:334)./10e+5), 'k'), grid on
hold on
plot([fr(1,1) fr(1,1)], [0 600], 'r');
plot([fr(2,1) fr(2,1)], [0 600], 'r');
plot([fr(3,1) fr(3,1)], [0 600], 'r');

plot([fr(1,2) fr(1,2)], [0 600], 'g');
plot([fr(2,2) fr(2,2)], [0 600], 'g');
plot([fr(3,2) fr(3,2)], [0 600], 'g');

plot([fr(1,3) fr(1,3)], [0 600], 'b');
plot([fr(2,3) fr(2,3)], [0 600], 'b');
plot([fr(3,3) fr(3,3)], [0 600], 'b');
legend('Diag. Spec.', 'U140; Mod 1', 'U140; Mod 2', 'U140; Mod 3', ...
       'U100; Mod 1', 'U100; Mod 2', 'U100; Mod 3', ...
       'U80; Mod 1', 'U80; Mod 2', 'U80; Mod 3');
xlabel('Frecventa [Hz]')
ylabel('Amplitudinea fortei F_r [dB]')
title('Turatie : 36 rot/min');
AXIS([0 10 0 600])

```



**Program de achiziție a datelor de la accelerometrul KD35**

```
/* Biblioteci utilizate*/
/*biblioteca de functii a placii de achizitie Nat. Instr. PCI1200 */
#include "nidaqex.h"
/* bibliotecile standard Visual C*/
#include <fcntl.h>
#include <io.h>
#include <stdlib.h>
#include <stdio.h>
#include <conio.h>
#include <ctype.h>
#include <math.h>
#include <string.h>
#include <sys/types.h>
#include <sys/stat.h>
#include <string.h>
/*Inceput program*/
void main(void)
{
    /*
     * Variabile locale:
     */
    i16 iStatus = 0;
        /*Valoare returnată in caz de eroare*/
    i16 iRetVal = 0;
        /*Identificatorul placii de achizitie*/
    i16 iDevice = 1;
        /*Timpul total de achizitie.
        In cazul aparitiei unei erori
        achizitia se opreste automat dupa
        expirarea acestui timp*/
    i32 lTimeout = 600;
        /*Numarul de canale pe care se achizitioneaza*/
    i16 inumChans = 1;
        /* Amplificarea placii de achizitie*/
    i16 iGain = 1;
        /* Numarul de achizitii pe secunda pentru mai multe canale*/
    f64 dSampRate = 20000.0;
        /* Numarul de achizitii pe secunda pe un canal*/
    f64 dScanRate = 0;
        /*Numarul total de achizitii*/
    u32 ulCount = 100000;
        /*Nume fisier cu date achizitionate*/
    char* strFilename = "a";
    i16 iIgnoreWarning = 0;
    /* Setarea limitei de timp :nr. secunde * 18tacturi/sec.)
    */
}
```

```
iStatus = Timeout_Config(iDevice, lTimeout);
iRetVal = NIDAQErrorHandler(iStatus, "Timeout_Config",
iIgnoreWarning);
/* Specificarea numelui de fisier in care se inscriu datele*/
printf("\n Numele fisierului : ");
scanf("%s",strFilename);
printf("\n");
/*printf("\n Pentru pornirea achizitiei apasati orice tasta.... ");*/
/*Asteapta apasarea unei taste pentru inceperea achizitiei*/
/*while(!kbhit());*/
printf("Start achizitie!\n");
/* Achizitie pe disc.*/
iStatus = Lab_ISCAN_to_Disk (iDevice, inumChans, iGain, strFilename,
ulCount, dSampRate, dScanRate, 0);
iRetVal = NIDAQErrorHandler(iStatus, "Lab_ISCAN_to_Disk",
iIgnoreWarning);
/*Daca achizitia s-a terminat cu succes scrie "OK" pe ecran*/
if (iStatus == 0) printf(" O.K.!");
/*Reseteaza limita de timp*/
iStatus = Timeout_Config(iDevice, -1);
/* Afiseaza pe ecran mesajul de terminare a achizitiei*/
printf("Terminat achizitie!\n");
}
/* Sfarsit program */
```

**Program pentru prelucrarea datelor experimentale pentru analiza spectrală.**

```

% Semnal achizitionat
nr_ach = 20000;
nr_sec = 5;
nr_val = 2^16;
f_plot = 40;
t = 0:1/nr_ach:nr_sec;
y = x2;

% Diagrama semnal achizitionat
figure;
plot(t(1:100000),y,'k')
title('Semnal achizitionat')
ylabel('Acceleratie [m/s^2]');
xlabel('Timp [s]')

% % Spectru semnal achizitionat
Y = fft(y,nr_val);
Pyy = Y.* conj(Y) / nr_val;
f = nr_ach*(0:f_plot*10)/nr_val;
% figure;
% plot(f,(Pyy(1:f_plot*10+1)),'k')
% title('Spectru de frecvente al semnalului achizitionat')
% ylabel('Amplitudine');
% xlabel('Frecventa [Hz]');
% AXIS([0 120 -10 850])

% Spectru semnal achizitionat [dB]
% figure;
% plot(f,20*log10(Pyy(1:f_plot*10+1)),'k')
% title('Spectru de frecvente al semnalului achizitionat')
% ylabel('Amplitudine [dB]');
% xlabel('Frecventa [Hz]');

% Filtrare in domeniul frecvential
Y(1:3) = 0;
Y(27:length(Y)) = 0;

% Reconstructie semnal
iY = real(iff(Y));
figure;
plot(t(1:nr_val),iY,'k')
title('Semnal reconstruit dupa filtrare')
ylabel('Acceleratie [m/s^2]');
xlabel('Timp [s]');

```

```
% Spectru semnal reconstruit
Y2 = fft(iY,nr_val);
Pyy2 = Y2.* conj(Y2) / nr_val;
% figure;
% plot(f(1:f_plot),Pyy2(1:f_plot)*4,'k')
% title('Spectru de frecvente al semnalului reconstruit')
% ylabel('Amplitudine');
% xlabel('Frecventa [Hz]');
% AXIS([0 10 -10 850])

% Forta de excitatie

nr_ach_s = length(Fri1)/5;
nr_val_s = 2^12;

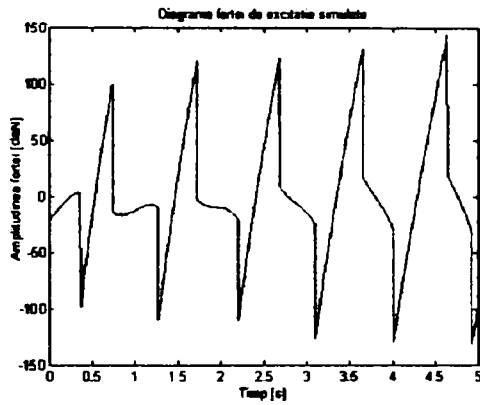
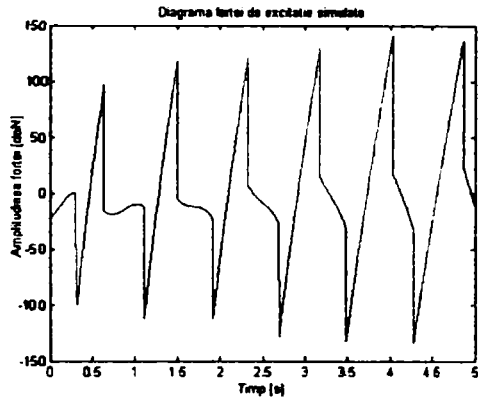
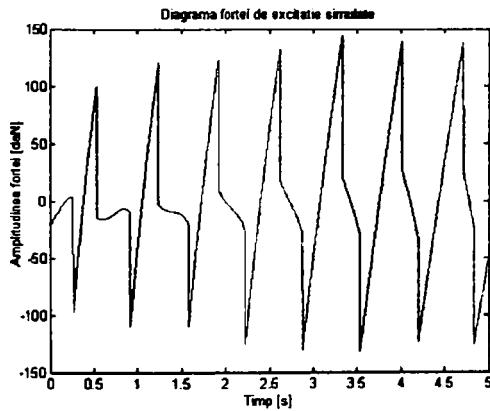
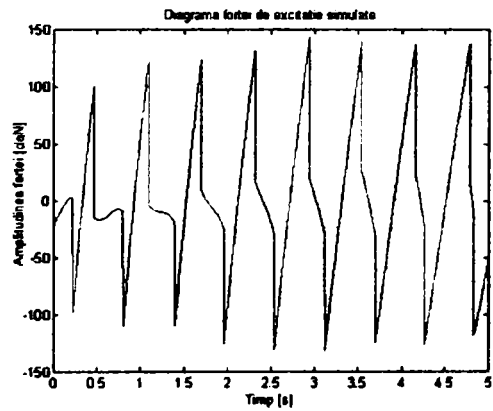
nr_sec_s = 5;
f_plot_s = 200;
t_s = 0:1/nr_ach_s:nr_sec_s;

% Diagrama fortei de excitatie
figure;
plot(timp_plot1,Fri1,'r')
title('Diagrama fortei de excitatie simulate')
ylabel('Amplitudinea fortei [N]');
xlabel('Timp [s]')

% % Spectru diagrama forta de excitatie
Y = fft(Fri1,nr_val_s);
Pyy_s = Y.* conj(Y) / nr_val_s;
f_s = nr_ach_s*(0:f_plot_s)/nr_val_s;
% figure;
% plot(f_s(1:f_plot_s),Pyy_s(1:f_plot_s),'r')
% title('Spectrul fortei de excitatie simulate')
% ylabel('Amplitudine');
% xlabel('Frecventa [Hz]');
% AXIS([0 20 -5 2e4])

% Comparatie spectru semnal cu spectru diagrama forta
% figure;
% plot(f(1:f_plot+1),Pyy(1:f_plot+1)*20,'k')
% hold on
% plot(f_s(1:f_plot_s),Pyy_s(1:f_plot_s),'r')
% title('Diagrama comparativa a spectrelor')
% ylabel('Amplitudine');
% xlabel('Frecventa [Hz]');
% AXIS([0 20 -5 2e4])
```

## Diagrame reprezentând semnale simulate

Fig.A8.3.1. Diagrama semnal simulat pentru turația  $n = 20$  rot/minFig.A8.3.2. Diagrama semnal simulat pentru turația  $n = 24$  rot/minFig.A8.3.3. Diagrama semnal simulat pentru turația  $n = 28$  rot/minFig.A8.3.4. Diagrama semnal simulat pentru turația  $n = 32$  rot/min

**Diagrame reprezentând date măsurate pe mașina M1: semnale achiziționate și filtrate.**

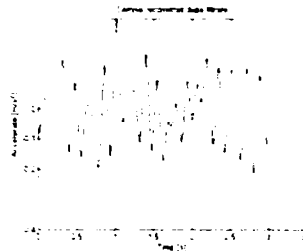
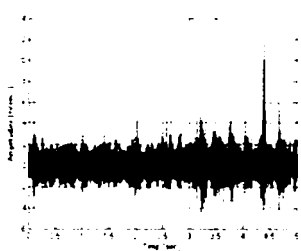


Fig.A8.4.1. Diagrama semnal, cod :ax\_1 Fig.A8.4.2. Diagrama, cod :ax\_1, filtrată.

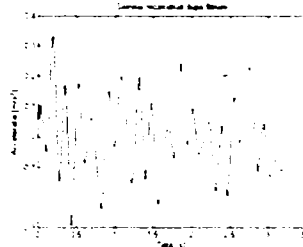
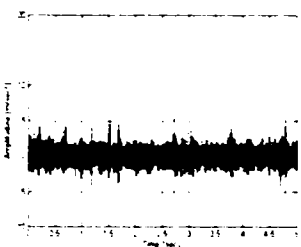


Fig.A8.4.3. Diagrama semnal, cod :ax\_2 Fig.A8.4.4. Diagrama, cod :ax\_2, filtrată

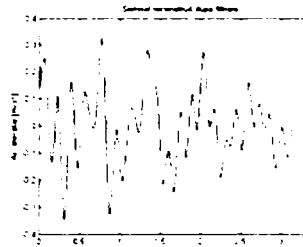
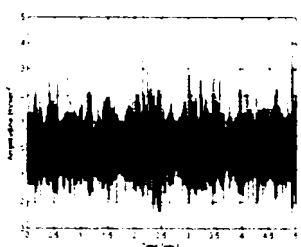


Fig.A8.4.5. Diagrama semnal, cod :ax\_3 Fig.A8.4.6. Diagrama, cod :ax\_3, filtrată

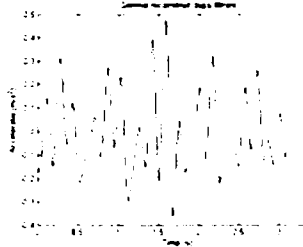
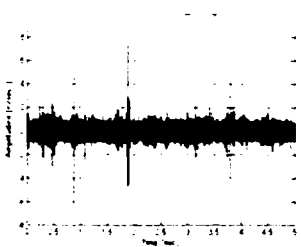


Fig.A8.4.7. Diagrama semnal, cod :ax\_4 Fig.A8.4.8. Diagrama, cod :ax\_4, filtrată



Fig.A8.4.9. Diagrama semnal, cod : ay\_1 Fig.A8.4.10. Diagrama, cod : ay\_1, filtrată

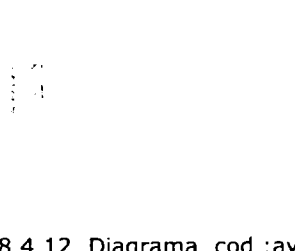


Fig.A8.4.11. Diagrama semnal, cod : ay\_2 Fig.A8.4.12. Diagrama, cod : ay\_2, filtrată



Fig.A8.4.13. Diagrama semnal, cod : ay\_3 Fig.A8.4.14. Diagrama, cod : ay\_3, filtrată

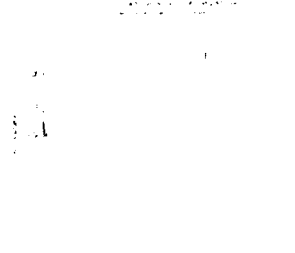


Fig.A8.4.15. Diagrama semnal, cod : ay\_4 Fig.A8.4.16. Diagrama, cod : ay\_4, filtrată

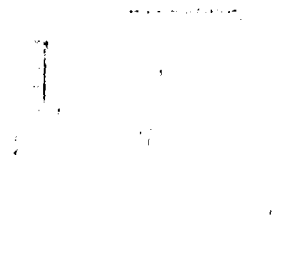
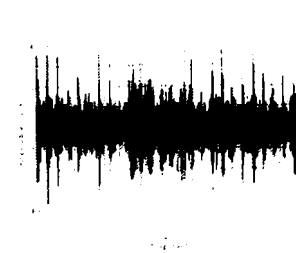


Fig.A8.4.17. Diagrama semnal, cod : bx\_1 Fig.A8.4.18. Diagrama, cod : bx\_1, filtrată



Fig.A8.4.19. Diagrama semnal, cod :bx\_2

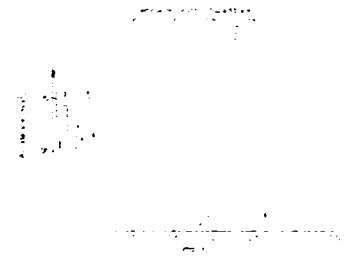


Fig.A8.4.20. Diagrama, cod :bx\_2, filtrată



Fig.A8.4.21. Diagrama semnal, cod :bx\_3

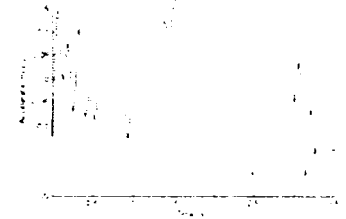


Fig.A8.4.22. Diagrama, cod :bx\_3, filtrată



Fig.A8.4.23. Diagrama semnal, cod : bx\_4

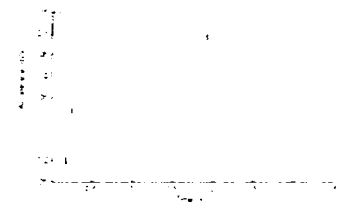


Fig.A8.4.24. Diagrama, cod : bx\_4, filtrată



Fig.A8.4.25. Diagrama semnal, cod :by\_1

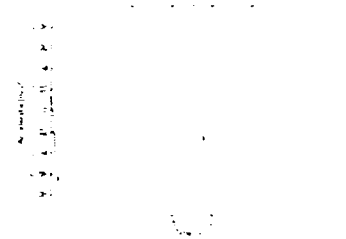


Fig.A8.4.26. Diagrama, cod :by\_1, filtrată

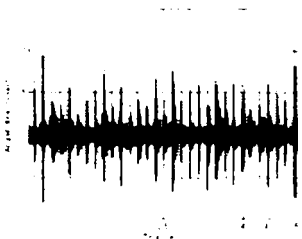


Fig.A8.4.27. Diagrama semnal, cod :by\_2

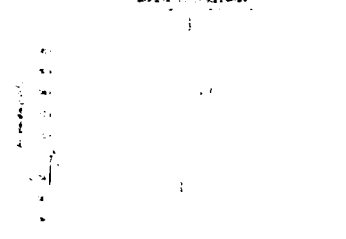


Fig.A8.4.28. Diagrama, cod :by\_2, filtrată





Fig.A8.4.29. Diagrama semnal, cod :by\_3 Fig.A8.4.30. Diagrama, cod :by\_3, filtrată



Fig.A8.4.31. Diagrama semnal, cod :by\_4 Fig.A8.4.32. Diagrama, cod :by\_4, filtrată

**Diagrame reprezentând date măsurate pe mașina M1: semnale achiziționate și filtrate.**



Fig.A8.5.1. Diagrama semnal, cod :bf\_1

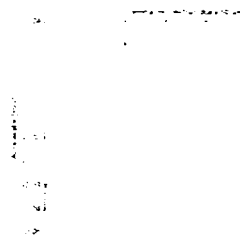


Fig.A8.5.2. Diagrama, cod :bf\_1, filtrată

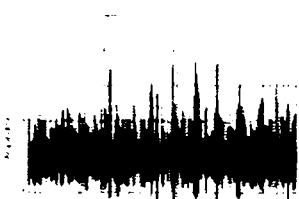


Fig.A8.5.3. Diagrama semnal, cod :bf\_2

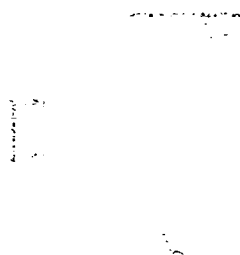


Fig.A8.5.4. Diagrama, cod :bf\_2, filtrată



Fig.A8.5.5. Diagrama semnal, cod :bf\_3

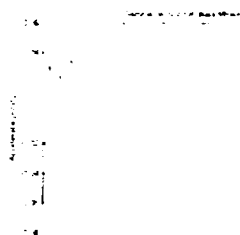


Fig.A8.5.6. Diagrama, cod :bf\_3, filtrată



Fig.A8.5.7. Diagrama semnal, cod :bf\_4

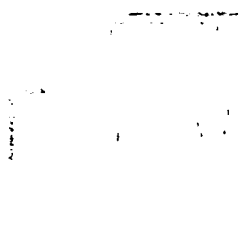
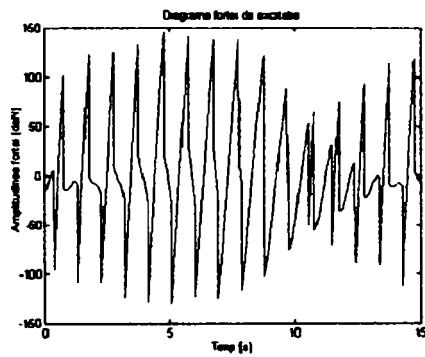
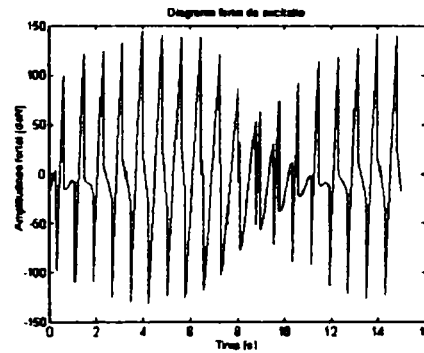
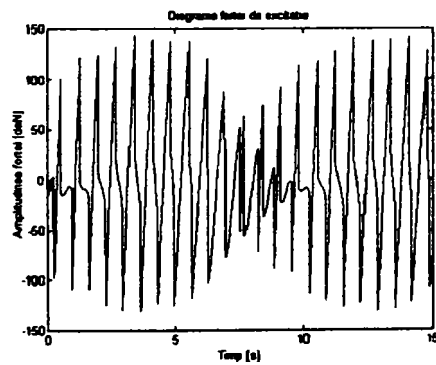
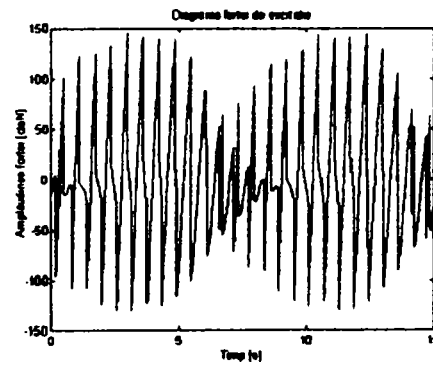


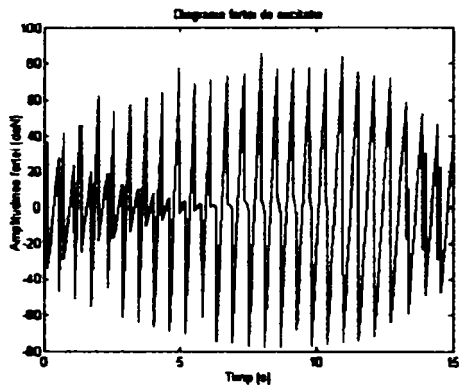
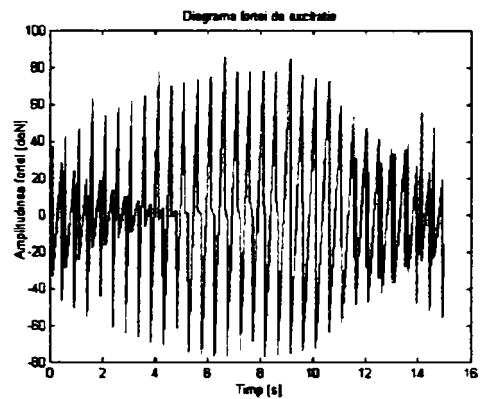
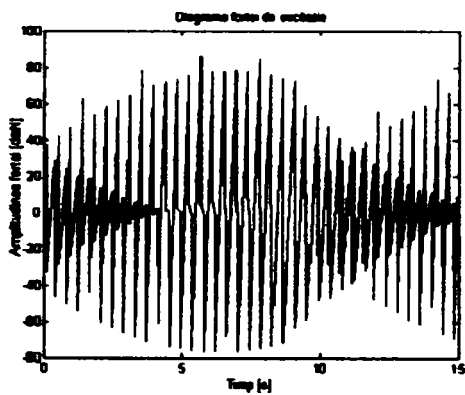
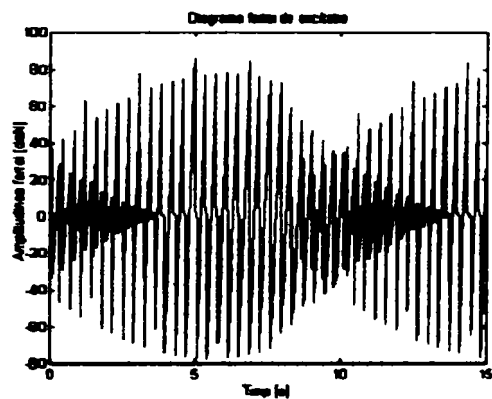
Fig.A8.5.8. Diagrama, cod :bf\_4, filtrată

## ANEXA 8.6.

## Diagrame reprezentând semnale simulate (3-4).

Fig.A8.6.1. Diagrama semnal simulat pentru turația  $n = 20$  rot/minFig.A8.6.2. Diagrama semnal simulat pentru turația  $n = 24$  rot/minFig.A8.6.3. Diagrama semnal simulat pentru turația  $n = 28$  rot/minFig.A8.6.4. Diagrama semnal simulat pentru turația  $n = 32$  rot/min

## Diagrame reprezentând semnale simulate (5-6)

Fig.A8.7.1. Diagrama semnal simulat pentru turația  $n = 20$  rot/minFig.A8.7.2. Diagrama semnal simulat pentru turația  $n = 24$  rot/minFig.A8.7.3. Diagrama semnal simulat pentru turația  $n = 28$  rot/minFig.A8.7.4. Diagrama semnal simulat pentru turația  $n = 32$  rot/min

**Diagrame reprezentând date experimentale : semnale achiziționate și filtrate (3-4)**

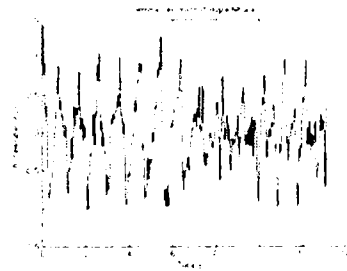
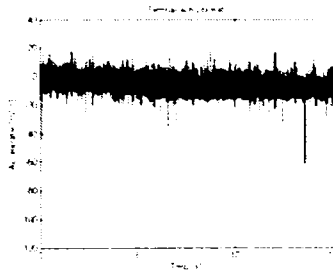


Fig.A8.8.1. Diagrama semnal, cod :20\_a1 Fig.A8.8.2. Diagrama, cod :20\_a1, filtrată

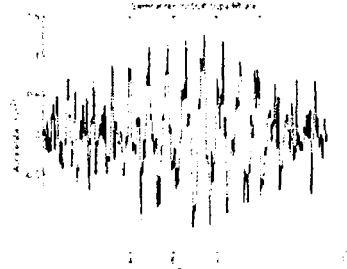
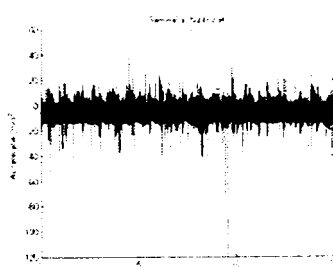


Fig.A8.8.3. Diagrama semnal, cod :24\_a1 Fig.A8.8.4. Diagrama, cod :24\_a1, filtrată

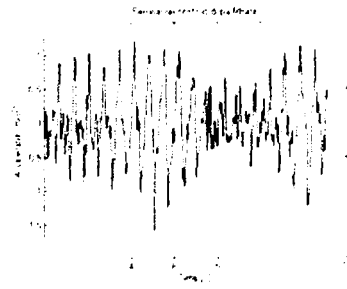
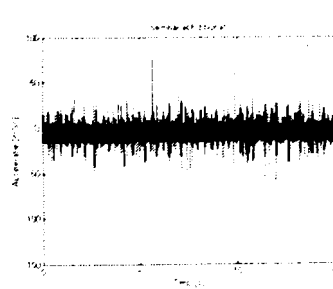


Fig.A8.8.5. Diagrama semnal, cod :28\_a1 Fig.A8.8.6. Diagrama, cod :28\_a1, filtrată

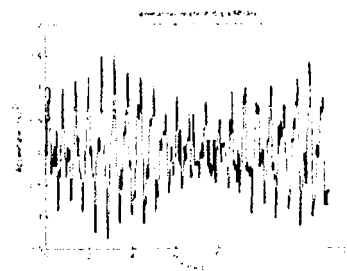
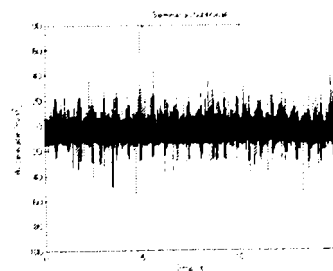


Fig.A8.8.7. Diagrama semnal, cod :32\_a1 Fig.A8.8.8. Diagrama, cod :32\_a1, filtrată

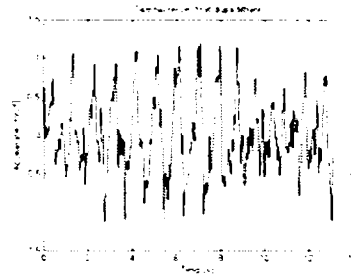
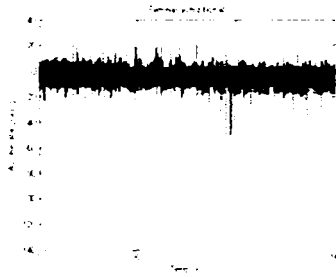


Fig.A8.8.9. Diagrama semnal, cod :20\_a2 Fig.A8.8.10. Diagrama, cod :20\_a2, filtrată

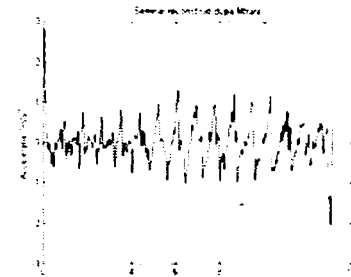
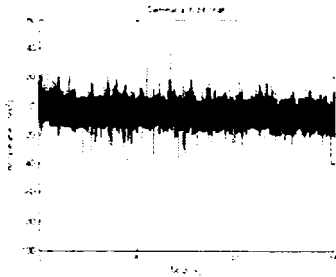


Fig.A8.8.11. Diagrama semnal, cod :24\_a2 Fig.A8.8.12. Diagrama, cod:24\_a2,filtrată

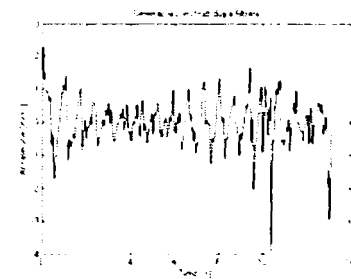
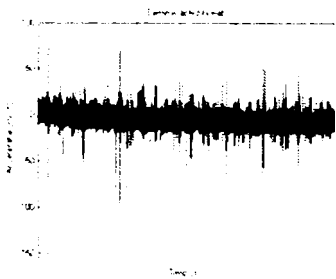


Fig.A8.8.13. Diagrama semnal, cod :28\_a2 Fig.A8.8.14. Diagrama, cod:28\_a2,filtrată

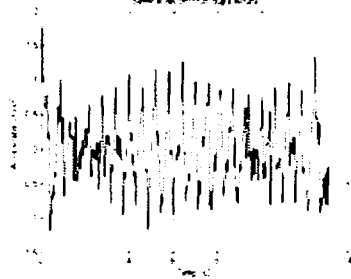
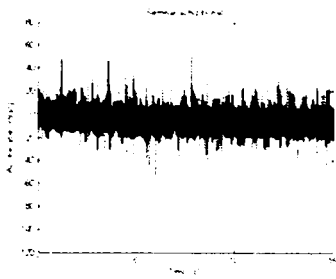


Fig.A8.8.15. Diagrama semnal, cod :32\_a2 Fig.A8.8.16. Diagrama, cod:32\_a2,filtrată

**Diagrame reprezentând date experimentale : semnale achiziționate și filtrate (5-6)**

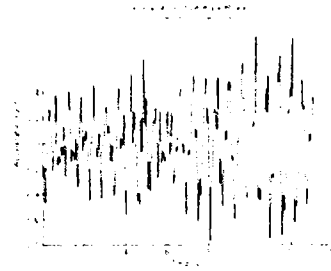
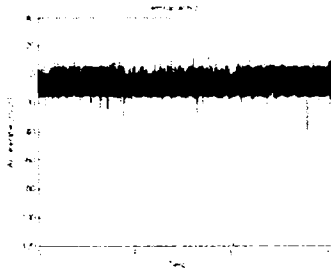


Fig.A8.9.1. Diagrama semnal, cod :20\_a1 Fig.A8.9.2. Diagrama, cod :20\_a1,filtrată

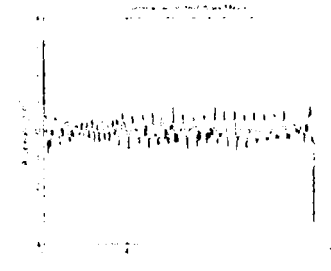
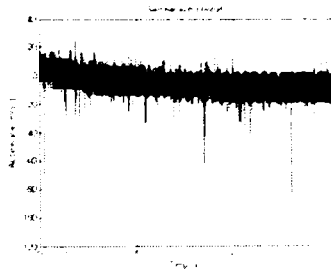


Fig.A8.9.3. Diagrama semnal, cod :24\_a1 Fig.A8.9.4. Diagrama, cod:24\_a1,filtrată

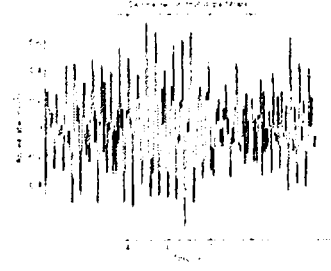
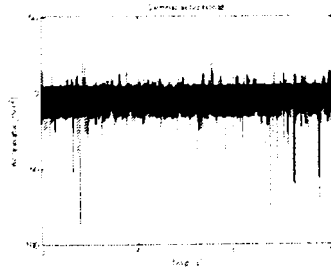


Fig.A8.9.5. Diagrama semnal, cod :28\_a1 Fig.A8.9.6. Diagrama, cod :28\_a1,filtrată

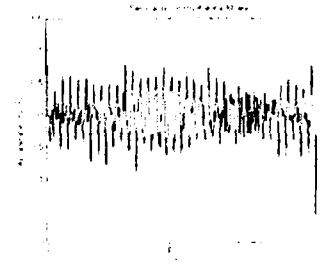
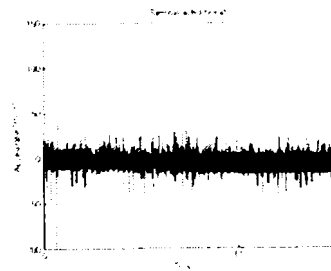


Fig.A8.9.7. Diagrama semnal, cod :32\_a1 Fig.A8.9.8. Diagrama, cod:32\_a1, filtrată

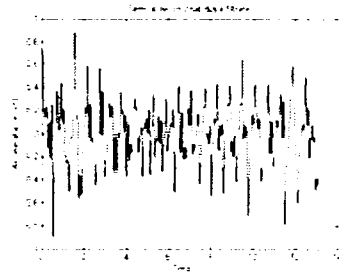
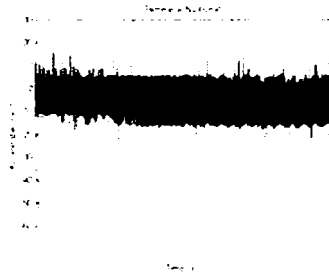


Fig.A8.9.9. Diagrama semnal, cod :20\_a2 Fig.A8.9.10. Diagrama, cod:20\_a2, filtrată

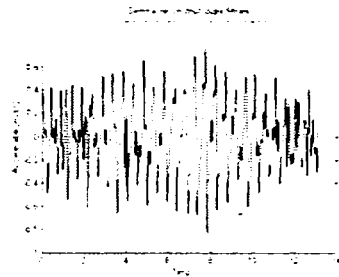
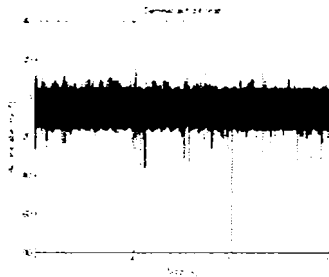


Fig.A8.9.11. Diagrama semnal, cod :24\_a2 Fig.A8.9.12. Diagrama, cod:24\_a2, filtrată

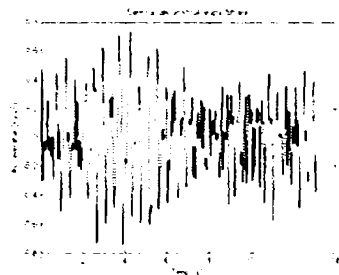
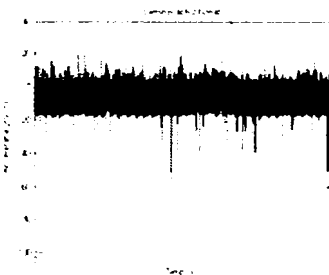


Fig.A8.9.13. Diagrama semnal, cod :28\_a2 Fig.A8.9.14. Diagrama, cod:28\_a2, filtrată

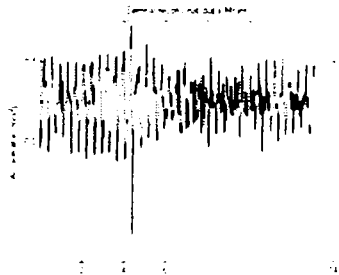
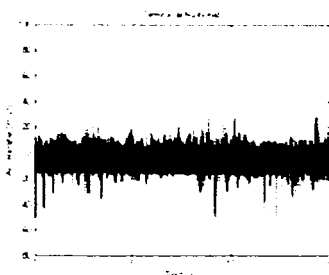


Fig.A8.9.15. Diagrama semnal, cod :32\_a2 Fig.A8.9.16. Diagrama, cod:32\_a2, filtrată



### A. Program pentru prelucrarea datelor experimentale pentru analiza wavelet.

```

load ax1
x3 = x2(1:2^18)';
niv1 = 1;
niv2 = 10;
t_max = 13.1072;
tip_wl = 'db2';
[c,l] = wavedec(x3,niv2,'db2');
n = 50;
v = ones(1,n)/n;
for i = niv1 : niv2
    a = appcoef(c,l,'db2',i);
    a_med = conv(a,v);
    a_med = a_med(1:length(a_med)-(n-1));
    a = a - a_med;
    t = 0:t_max/(length(a)):t_max;
    t = t(1:length(t)-1);
    figure;
    plot(t,a,'k');
    str_tit = strcat('Coeficienti wavelet, aproximare nivel: ',num2str(i));
    title(str_tit);
    xlabel('Timp [sec]')
    ylabel('Ca(s,t)');
end
for i = niv1 : niv2
    d = detcoef(c,l,i);
    t = 0:t_max/(length(d)):t_max;
    t = t(1:length(t)-1);
    figure;
    plot(t,d,'k');
    str_tit = strcat('Coeficienti wavelet, detaliu nivel: ',num2str(i));
    title(str_tit);
    xlabel('Timp [sec]')
    ylabel('Cd(s,t)');
end
end

```

### B. Program pentru generarea funcției wavelet “db2”

```

Lprim = [0.3415  0.5915  0.1585 -0.0915];
Hprim = [-0.0915 -0.1585  0.5915 -0.3415];
for i = 1:10
    HU = dyadup(Hprim,2);
    H2 = conv(HU,Lprim);
    plot(H2,'k');
    Hprim = H2;
end
end

```

**Diagrame reprezentând date experimentale prelucrate cu ajutorul analizei wavelet. Succesiunea aproximărilor și a detaliilor.  
Semnal prelucrat : bf2.**

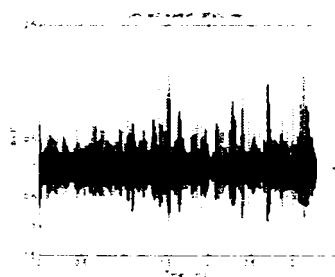
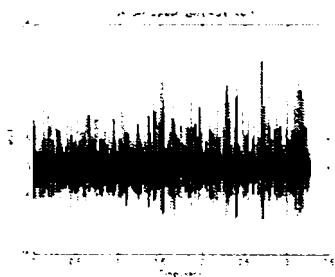


Fig.A8.11.1. Diagrama aproximare, nivel1. Fig.A8.11.2. Diagrama detaliu, nivel 1.

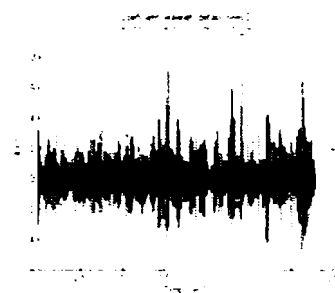
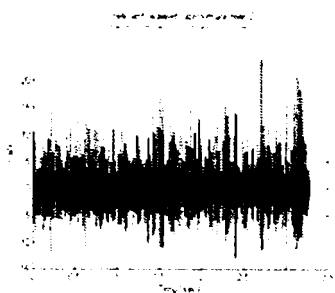


Fig.A8.11.3. Diagrama aproximare, nivel2 Fig.A8.11.4. Diagrama detaliu, nivel 2

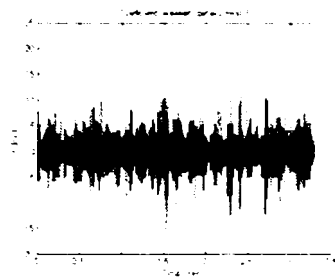
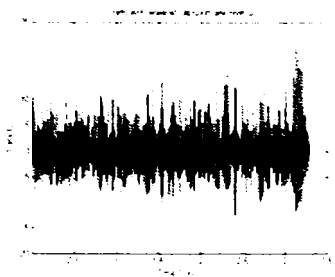


Fig.A8.11.5. Diagrama aproximare, nivel 3. Fig.A8.11.6. Diagrama detaliu, nivel 3

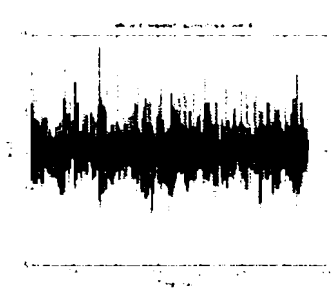


Fig.A8.11.7. Diagrama aproximare, nivel 4 Fig.A8.11.8. Diagrama detaliu, nivel 4

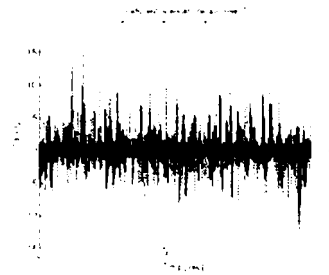
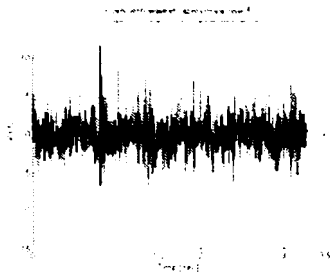


Fig.A8.11.9. Diagrama aproximare, nivel 5 Fig.A8.11.10. Diagrama detaliu, nivel 5

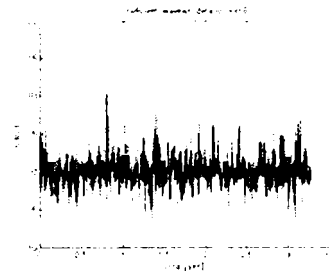
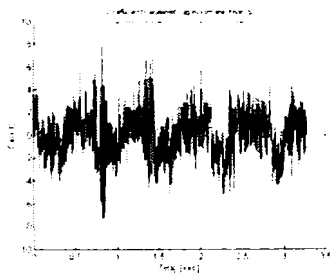


Fig.A8.11.11. Diagrama aproximare, nivel 6 Fig.A8.11.12. Diagrama detaliu, nivel 6

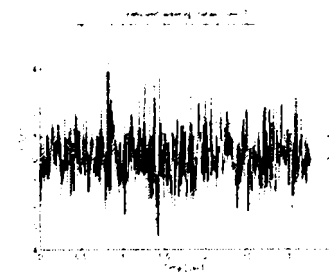
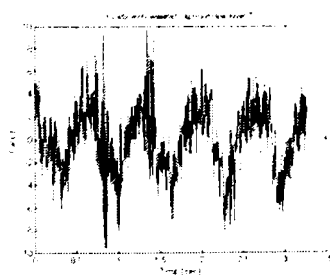


Fig.A8.11.13. Diagrama aproximare, nivel 7 Fig.A8.11.14. Diagrama detaliu, nivel 7

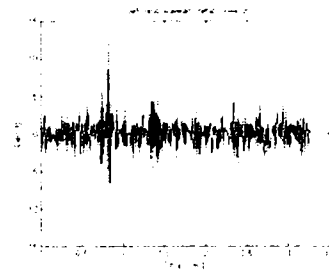
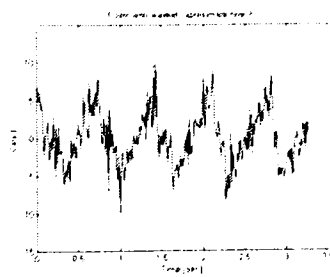


Fig.A8.11.15. Diagrama aproximare, nivel 8 Fig.A8.11.16. Diagrama detaliu, nivel 8

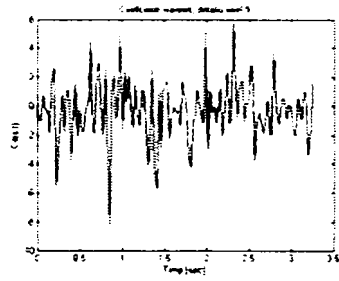
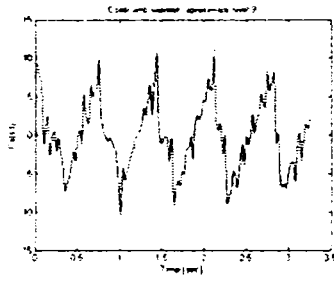


Fig.A8.11.17. Diagrama aproximare, nivel 9 Fig.A8.11.18. Diagrama detaliu, nivel 9

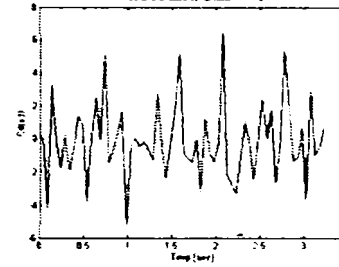
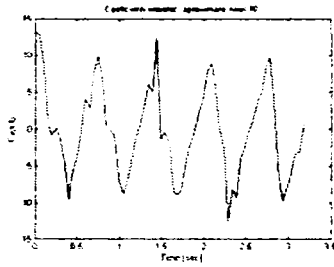


Fig.A8.11.19. Diagrama aproximare, nivel 10 Fig.A8.11.20. Diagrama detaliu, nivel 10

**Diagrame reprezentând date experimentale: semnale achiziționate și prelucrate prin analiza wavelet. Aproximări nivel 10.**

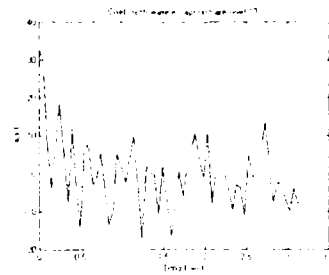
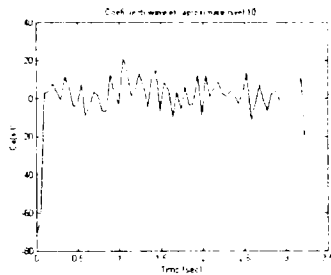


Fig.A8.12.1. Diagrama semnal, cod :ax\_1 Fig.A8.12.2. Diagrama semnal, cod :ax\_2

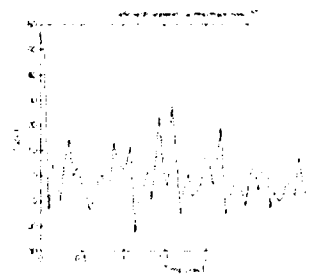
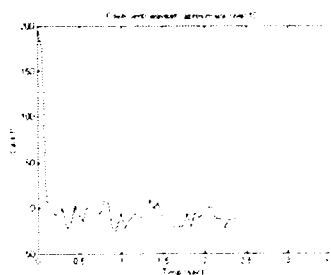


Fig.A8.12.3. Diagrama semnal, cod :ax\_3 Fig.A8.12.4. Diagrama semnal, cod :ax\_4

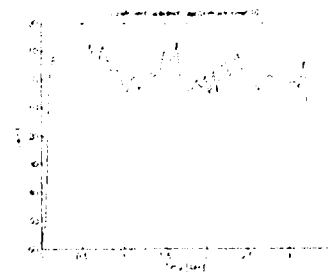
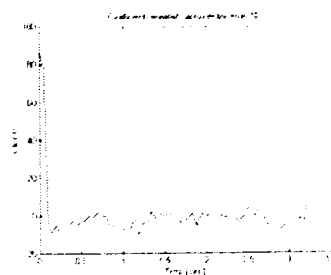


Fig.A8.12.5. Diagrama semnal, cod :ay\_1 Fig.A8.12.6. Diagrama semnal, cod :ay\_2

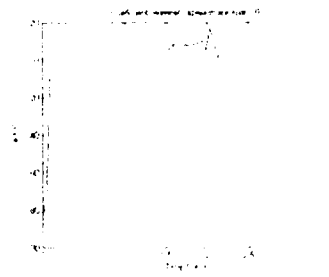
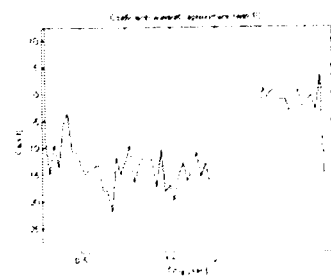


Fig.A8.12.7. Diagrama semnal, cod :ay\_3 Fig.A8.12.8. Diagrama semnal, cod :ay\_4

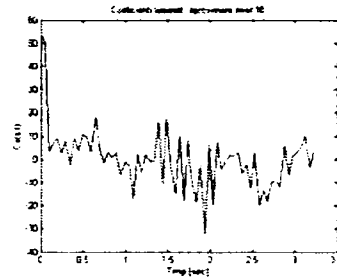
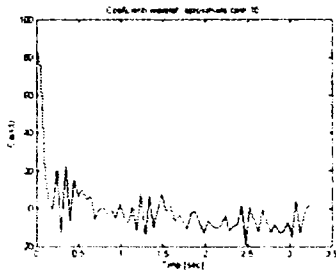


Fig.A8.12.9. Diagrama semnal, cod : bx\_1 Fig.A8.12.10. Diagrama semnal, cod : bx\_2

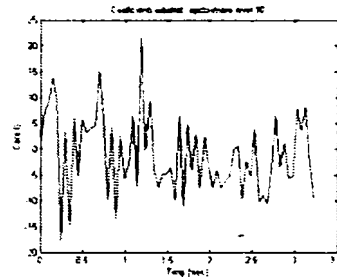
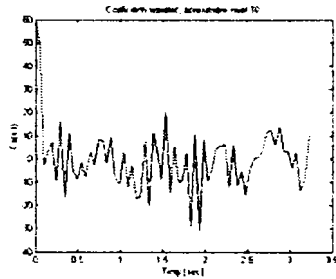


Fig.A8.12.11. Diagrama semnal, cod : bx\_3 Fig.A8.12.12. Diagrama semnal, cod : bx\_4

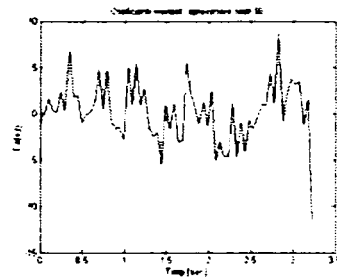
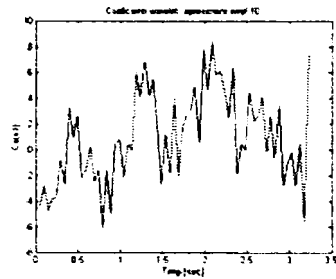


Fig.A8.12.13. Diagrama semnal, cod : by\_1 Fig.A8.12.14. Diagrama semnal, cod : by\_2

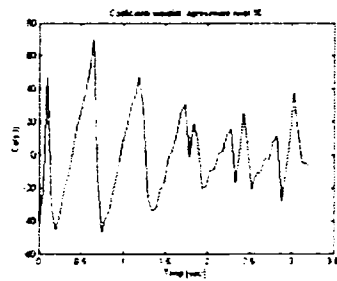
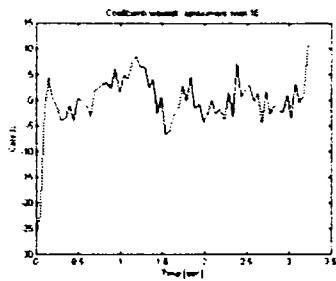


Fig.A8.12.15. Diagrama semnal, cod : by\_3 Fig.A8.12.16. Diagrama semnal, cod : by\_4

**ANEXA 8.13.**

**Diagrame reprezentând date experimentale: semnale achiziționate și prelucrate cu analiza wavelet, aproximare nivel 10 . Semnale cod bf.**

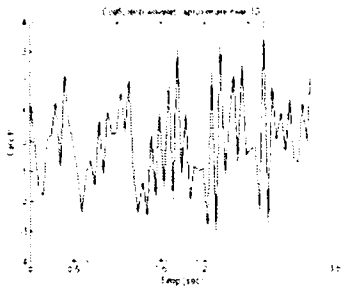


Fig.A8.13.1. Diagrama cod :bf\_1

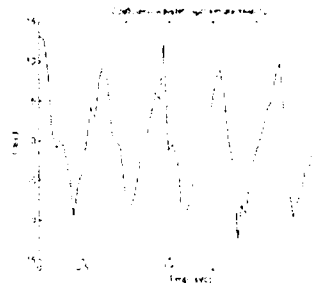


Fig.A8.13.2. Diagrama cod :bf\_2

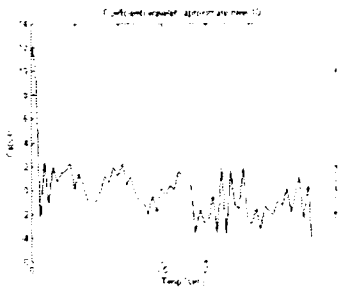


Fig.A8.13.3. Diagrama cod :bf\_3

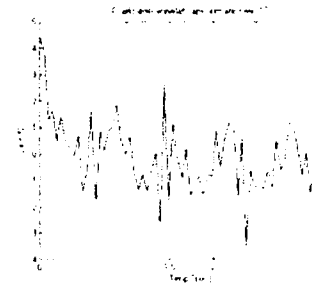


Fig.A8.13.4. Diagrama cod :bf\_4

**Diagrame reprezentând date experimentale :semnale achiziționate prelucrate cu ajutorul analizei wavelet. Aproximări nivel 10. (3-4)**

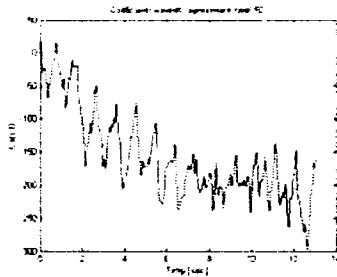


Fig.A8.14.1. Diagrama semnal, cod :20\_a1

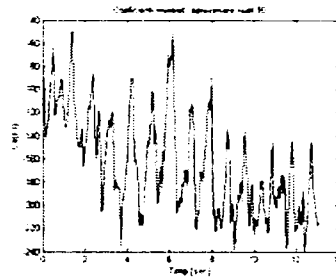


Fig.A8.14.2. Diagrama, cod :20\_a2

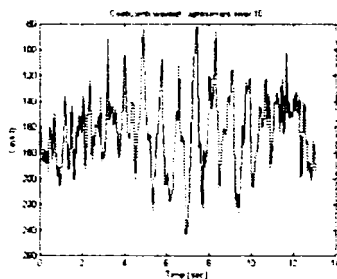


Fig.A8.14.3. Diagrama semnal, cod :24\_a1

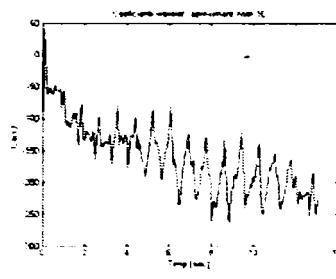


Fig.A8.14.4. Diagrama, cod :24\_a2

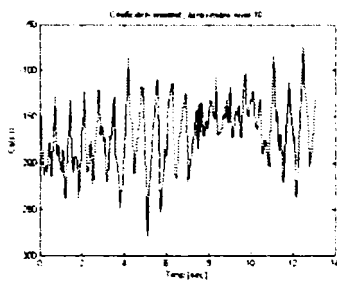


Fig.A8.14.5. Diagrama semnal, cod :28\_a1

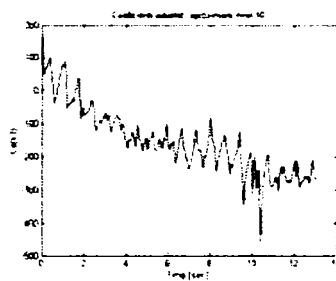


Fig.A8.14.6. Diagrama, cod :28\_a2

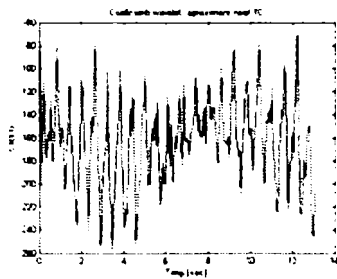


Fig.A8.14.7. Diagrama semnal, cod :32\_a1

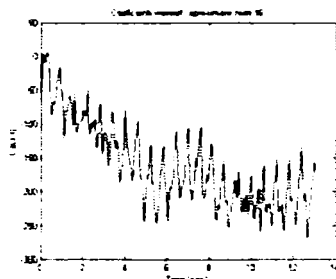


Fig.A8.14.8. Diagrama, cod :32\_a2



## ANEXA 8.15.

**Diagrame reprezentând date experimentale: semnale achiziționate prelucrate cu ajutorul analizei wavelet. Aproximări nivel 10. (5-6)**

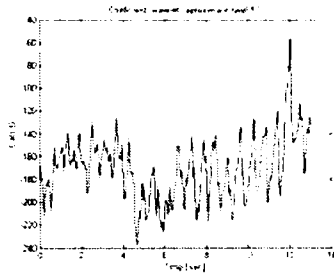


Fig.A8.15.1. Diagrama cod :20\_a1

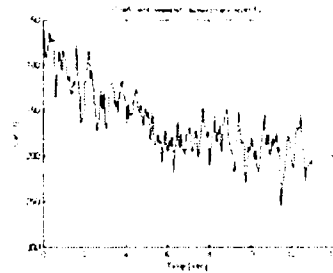


Fig.A8.15.2. Diagrama, cod :20\_a2

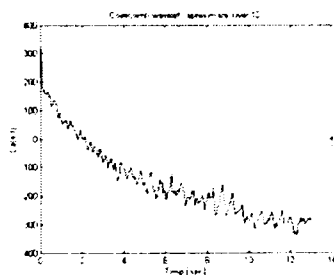


Fig.A8.15.3. Diagrama cod :24\_a1

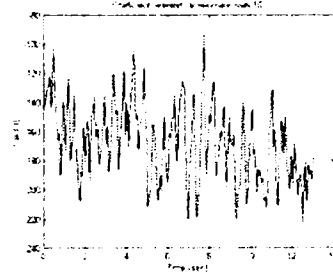


Fig.A8.15.4. Diagrama, cod :24\_a2

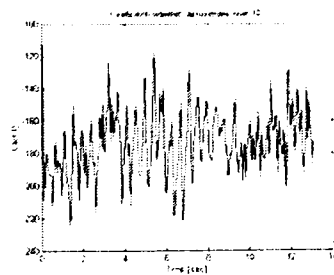


Fig.A8.15.5. Diagrama cod :28\_a1

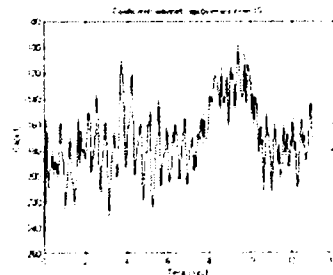


Fig.A8.15.6. Diagrama, cod :28\_a2

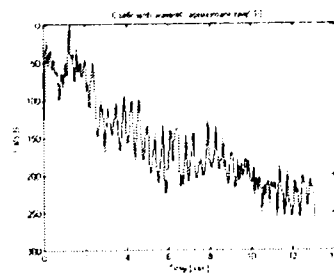


Fig.A8.15.7. Diagrama cod :32\_a1

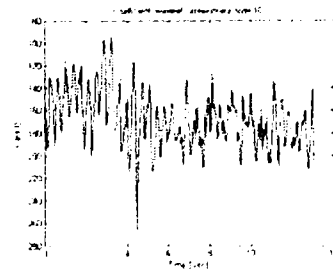


Fig.A8.15.8. Diagrama, cod:32\_a2

### Diagrame reprezentând diferite tipuri de filtre wavelet

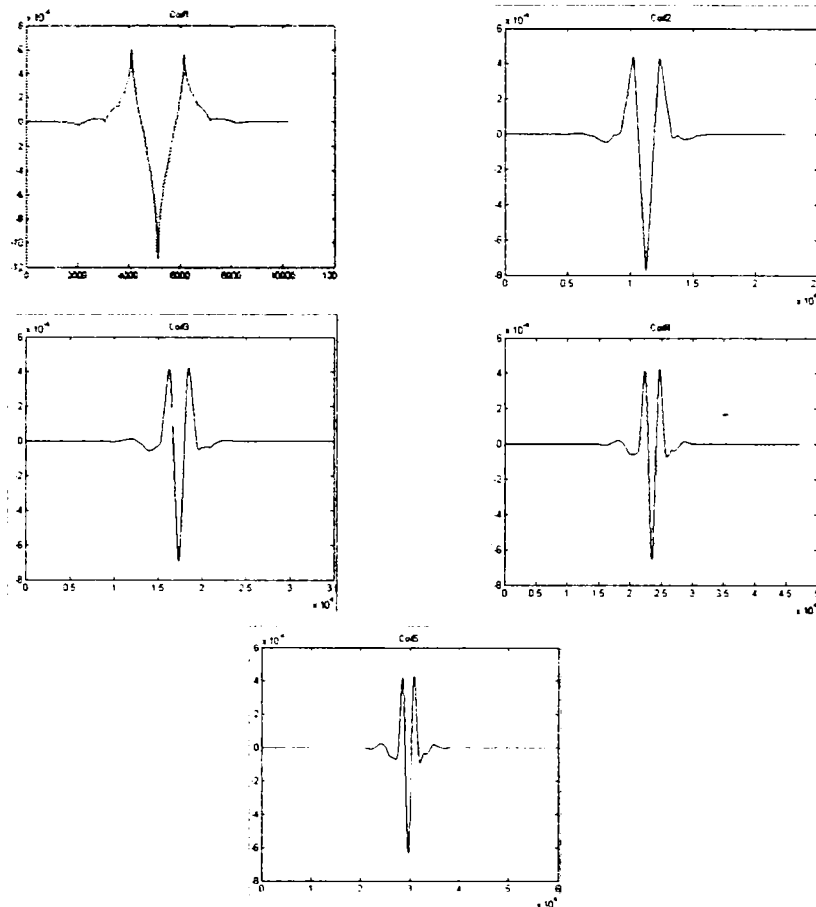
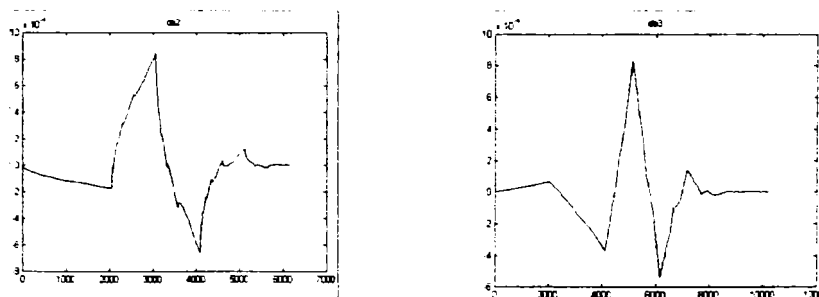


Fig.A8.16.1. Diagrame reprezentând familia de filtre wavelet : Coiflet.



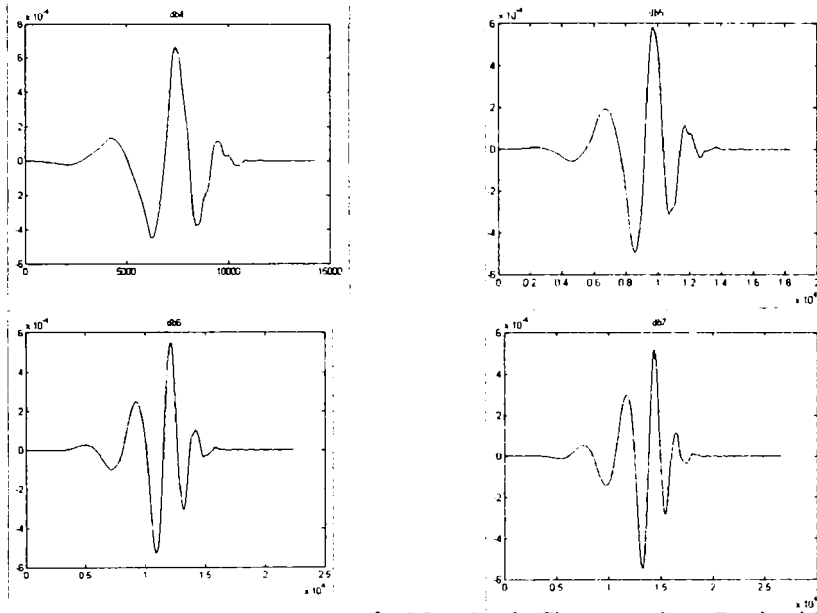


Fig.A8.16.2. Diagrama reprezentând familia de filtre wavelet : Daubechies

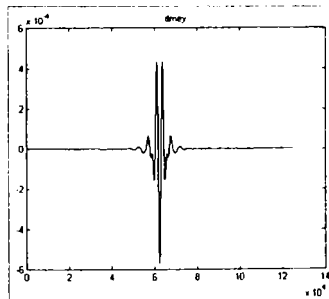


Fig.A8.16.3. Diagrama filtrului wavelet Meyer

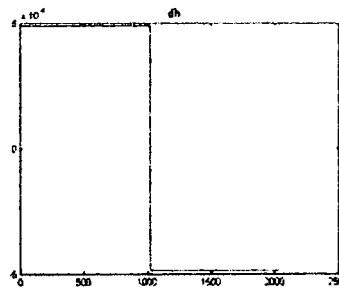


Fig.A8.16.4. Diagrama filtrului wavelet Haar

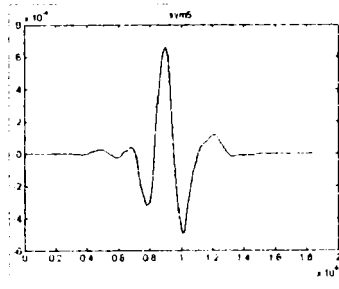
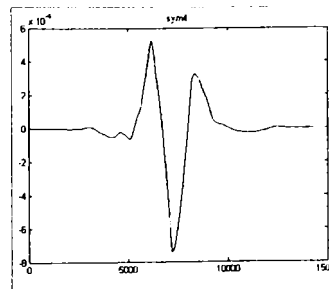


Fig.A8.16.5. Diagramele de filtre din familia wavelet „Symlet”.



**Titluri recent publicate în colecția „TEZE DE DOCTORAT”  
seria 9: Inginerie Mecanică**

---

1. **Călin Gavril Dubău** – *Utilizarea microagregatelor eoliene în componența unor sisteme complexe, ISBN 978-973-625-408-6, (2007).*
  2. **Lenuța Suci** – *Contribuții la modelarea și simularea proceselor de sudare cu arc electric în mediul de gaze protectoare (Ar, CO<sub>2</sub>) (Sinteză), ISBN 978-973-625-442-0, (2007);*
  3. **Cosmina Vigar** – *Studii teoretice și experimentale asupra surselor și nivelului de vibrații la unele tipuri de mașini de țesut, ISBN 978-973-625-432-1, (2007);*
  4. **Virgil Stoica** – *Studii și cercetări privind mecanismele schimbului de căldură în procesele de vaporizare a hidrocarburilor, ISBN 978-973-625-473-4, (2007);*
  5. **Marius-Beniamin Fazecaș** – *Contribuții teoretice și experimentale privind rezistența și durata de viață a cuplajelor, ISBN 978-973-625-498-7, (2007);*
  6. **Camelia Demian** – *Cercetări privind comportarea materialelor destinate implantării osoase conform normelor europene de calitate, ISBN 978-973-625-512-0, (2007);*
  7. **Remus Belu-Nica** – *Contribuții asupra producerii și îmbinării prin sudare a unor table subțiri din materiale compozite metalice cu matrice din aliaj de aluminiu, ISBN 978-973-625-513-7, (2007);*
  8. **Adriana Corina Catanase** – *Identificarea dinamică a turbinelor hidraulice tangențiale de tip pelton, ISBN 978-973-625-514-4, (2007);*
  9. **Cristina Basarabă-Oprîtescu** – *Simulări numerice pentru mișcări cu constrângeri mecanice și ciocniri, ISBN 978-973-625-526-7, (2007);*
  10. **Loredana-Mihaela Ungureanu** - *Modele de reconstrucție a mâinii umane și a funcțiilor sale, ISBN 978-973-625-571-7, (2007).*
- 



EDITURA POLITEHNICA

074.791L