

UNIVERSITATEA POLITEHNICA DIN BUCURESTI

FACULTATEA DE INGINERIA SISTEMELOR BIOTEHNICE

REZUMAT

TEZĂ DE DOCTORAT

**CONTRIBUȚII LA STUDIUL PARAMETRILOR
CINEMATICI ȘI DINAMICI AI SISTEMELOR VIBRATOARE
ALE UNOR MAȘINI AGRICOLE**

CONTRIBUTIONS TO THE KINEMATIC AND DYNAMIC PARAMETERS
STUDY OF VIBRATION SYSTEMS IN SOME AGRICULTURAL MACHINERY

Doctorand: ing. Nicolaie ORĂȘANU

Conducător științific: Prof. dr. ing. Constantin ION

BUCUREȘTI

2009

PREFAȚA

Din bogata gamă a mașinilor agricole, în această lucrare sunt abordate câteva utilaje folosite în prelucrarea primară a produselor, în special cele care efectuează operațiile de separare, sortare și cernere. Plecând de la studiul parametrilor cinematici și dinamici ai sistemelor vibratoare ale unor mașini agricole existente, autorul propune să aducă în atenția cercetării un utilaj nou, care să îmbine anumite principii cunoscute cu câteva idei originale. Studiul teoretic, realizarea practică a prototipului și încercările făcute pot contura primii pași în această direcție.

Deasemenea, contribuțiile teoretice din capitolul 9, privind reducerea corpurilor omogene la sisteme de puncte materiale, pot reprezenta începutul unei noi abordări în studiul proprietăților de inerție ale corpurilor complexe.

Cu această ocazie, doresc să mulțumesc conducătorului științific, domnul profesor doctor inginer Constantin ION, pentru sfaturile date și pentru încrederea pe care mi-a acordat-o pe parcursul elaborării lucrării.

Îmi face plăcere să amintesc aici de colaborarea fructuoasă cu profesorul doctor inginer Gheorghe VOICU, care a reușit să-mi focalizeze atenția către această direcție de cercetare, ceea ce a dus la realizarea câtorva interesante studii privind sitele.

Mulțumesc cu căldură profesorilor Nicolae ENESCU și Ioan MAGHEȚI pentru încredere, pentru sfaturi și pentru prietenia cu care m-au înconjurat în toți acești ani.

Mulțumesc profesorilor mei, soții Filoteia și Valentin CEAUȘU pentru tot ce au făcut de-a lungul timpului pentru mine și mă înclin cu recunoștință în fața calității lor de oameni, pedagogi și cercetători.

Mulțumesc inginerului Lucian IONESCU pentru ajutorul dat la realizarea tuturor încercărilor.

Nu în ultimul rând, mulțumesc familiei mele, soției Brîndușa și fiului Casian, care au fost alături de mine în permanență, m-au încurajat, m-au menajat când era cazul și înțeles atunci când era nevoie.

Autor,

Nicolaie ORĂȘANU

CUPRINSUL TEZEI DE DOCTORAT(SELECTIV)

INTRODUCERE	7
1. MIȘCĂRI OSCILATORII ȘI VIBRATORII ÎN PROCESELE DE RECOLTARE, SEPARARE ȘI TRANSPORT	11
2. REGIMURILE CINEMATICE DE FUNCȚIONARE ALE SITELOR OSCILANTE	20
2.1 Regimul de funcționare al sitelor plane oscilante	21
2.2. Studiul sitelor plane	37
3. CIURURI ROTATIVE	61
3.1. Studiul mișcării materialului pe sită. Indici cinematici	61
3.2. Ecuația diferențială a mișcării pe sită a unei particule	63
3.3. Cazuri particulare în studiul mișcării unei particule pe site cilindrice	65
3.4. Câteva considerații asupra ciururilor rotative cu sită cilindrică	68
4. SITE VIBRATOARE	74
4.1. Separatorul centrifugal conic	74
4.2. Studiul deplasării unei particule de material pe o sită cilindrică vibratoare	81
4.3. Studiu cineto-dinamic pe site vibratoare	84
5. DETERMINAREA COEFICIENȚILOR DE FRECARE PENTRU DIFERITE TIPURI DE MATERIALE SUPUSE SORTARII ȘI SEPARARII	88
5.1. Considerații teoretice	88
5.2. Construcția dispozitivului de măsurare	89
5.3. Determinarea ecuațiilor de mișcare	90
5.4. Teste și măsurători	92
5.5. Câteva concluzii	97
6. GENERAREA VIBRAȚIILOR AXIALE UNGHIULARE	99
6.1. Generatorul de vibrații cu mase neechilibrate	99
6.2. Ecuațiile diferențiale ale mișcării	100
6.3. Determinarea, într-o primă aproximație, a unei soluții exacte	103
6.6. Integrarea numerică a ecuației diferențiale	110

7. SEPARATORUL CONIC CENTRIFUGAL OSCILANT	124
7.1. Mod de funcționare	125
7.2. Studiu teoretic al mișcării particulelor pe sită	126
8. SEPARATORUL CONIC CENTRIFUGAL OSCILANT. CONSTRUCȚIA ȘI PREZENTAREA PROTOTIPULUI	131
8.1. Prezentarea subansamblelor componente	133
9. DETERMINAREA MOMENTELOR DE INERȚIE ALE MAȘINII	138
9.1. Câteva considerații despre calculul teoretic al momentelor de inerție și al momentelor centrifugale	138
9.2. Reducerea corpurilor simple de ordin superior la corpuri de ordin 0	141
9.3. Reducerea corpurilor de ordinul 3 la corpuri de ordin inferior	155
9.4. Câteva concluzii	167
10. APLICAREA MODELELOR TEORETICE ȘI DETERMINARI NUMERICE ȘI EXPERIMENTALE	169
10.1. Determinarea proprietăților de inerție ale părților în mișcare pe cale experimentală	169
10.2. Determinarea experimentală a proprietăților elementelor elastice	176
10.3. Câteva considerații legate de buna funcționare a mașinii	177
10.4. Considerații teoretice legate de mecanismul auxiliar de tip bielă-manivelă	183
11. MĂSURAREA VIBRAȚIILOR	189
11.5. Măsurarea vibrațiilor la separatorul centrifugal oscilant	202
11.6. Încercări tehnologice	223
12. CONSIDERAȚII FINALE	226
12.1. Concluzii	226
12.2. Contribuții originale	229
12.3. Direcții de dezvoltare	230
BIBLIOGRAFIE	232

INTRODUCERE

Mașinile agricole pot fi împărțite în foarte multe categorii însă cele mai importante sunt următoarele:

- mașini agricole de lucrat solul, categorie în care pot fi încadrate: plugurile, grapele, cultivatoarele, mașinile de săpat gropi, frezele, etc.
- mașini agricole de semănat, categorie în care intră toate tipurile de semănători;
- mașini agricole de recoltat, categorie în care intră: combinele de recoltat cereale păioase, plante tehnice ori porumb, mașinile de recoltat rădăcinoase (ceapă, cartofi, sfeclă, etc), mașinile de recoltat leguminoase (roșii), mașini de recoltat fructe (mere, struguri, etc.), prese de balotat și altele;
- mașini și utilaje cu propulsie folosite atât în lucrările agricole cât și în transport, precum: tractoare, remorci;
- mașini și utilaje folosite în procesele postrecoltare: utilaje de separare și curățire a semințelor, utilaje de morărit, mașini și utilaje de păstrare și însilozare etc.

Studiul fenomenelor vibratorii utile este foarte important din punct de vedere economic, iar alegerea unor parametrii optimi conduce la rezultate eficiente, calitate ridicată, randament crescut, timp de lucru redus, făcând ca utilajul respectiv să fie unul competitiv.

Procesele de lucru unde fenomenele vibratorii au efect util sunt:

- procesele de scuturare, cernere, curățire cu ajutorul sitelor oscilante;
- unele procese de lucrat solul;
- faze ale procesului de recoltare a cerealelor păioase: tăierea, baterea la combinele cu bătător transversal, scuturarea pe scuturătoarele cu elemente oscilante;

În această lucrare au fost abordate cu predilecție procesele post recoltare, în special cele care folosesc vibrațiile de diferite tipuri, în mod activ, în timpul desfășurării lor.

Cum multe dintre procesele de separare, curățire, cernere folosesc vibrațiile pentru a fi eficiente, aspectele teoretice ale acestora au fost, pe larg, prezentate.

După cum se va putea vedea în această lucrare, sunt prezentate o serie de abordări teoretice ale modului în care materialul se deplasează pe sitele de cernere/separare, pe benzile de transport, etc., în lucrările de specialitate. Acestea au fost analizate și, în unele cazuri, au

fost făcute considerații la aceste studii actuale, unele au fost abordate într-o perspectivă diferită, ori au fost clarificate anumite aspecte neclare.

Deasemenea, au fost prezentate studii teoretice proprii despre parametri cinematici și dinamici ai mașinii, dar și a deplasării unei particule de material pe o sită. Unele dintre ele au fost verificate cu ajutorul încercărilor.

În partea a doua a lucrării, este prezentat separatorul centrifugal conic oscilant, o mașină gândită, proiectată și realizată de autor, iar aceasta cuprinde: un studiu preliminar privind deplasarea unei particule de material pe o sită tronconică, un capitol teoretic cu largă aplicabilitate, privind determinarea proprietăților de inerție ale corpurilor, determinări experimentale, analize numerice, măsurarea parametrilor cinematici și dinamici ai mișcării vibrațiilor generate, dar și ai mișcării organului activ al mașinii. Deasemenea, se face și o analiză parametrilor obținuți în urma încercărilor tehnologice pe o mașină care nu face parte, până în prezent, din gama mașinilor folosite pentru separare.

2. REGIMURILE CINEMATICE DE FUNCȚIONARE ALE SITELOR OSCILANTE

2.2. Studiul sitelor plane

În unitățile de morărit, procesele de sortare, după dimensiuni, a produselor de măcinș se realizează prin cernere cu ajutorul sitelor plane. Sitele plane sunt alcătuite din două, patru, șase sau opt compartimente de separare cu suprafețe de cernere suprapuse, dispuse pe pachete, alcătuind fluxuri tehnologice specifice pentru cernerea și sortarea produselor de măcinș, conform cu treapta (faza) tehnologică pe care o deservește fiecare compartiment.

2.2.1. *Determinarea ecuațiilor diferențiale de mișcare a centrului de masă al mașinii*

În figura 2.9 este prezentată o sită plană cu două compartimente, prinderea ei și

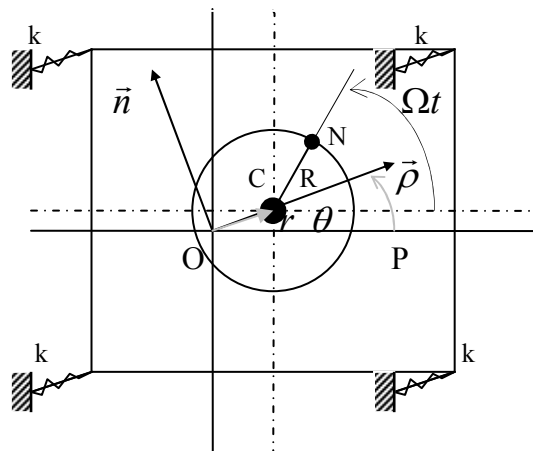


Figura 2.9

dispozitivul de acționare cu o masă neechilibrată într-o poziție oarecare în timpul lucrului.

Suportii elastici, în timpul mișcării, sunt supuși la încovoiere și, deoarece au o secțiune circulară, au aceeași rigiditate pe toate direcțiile. Ca ipoteză simplificatoare se vor considera patru suportii elastici simetrici, deoarece grupul de suportii elastici care acționează pe un capăt al sitei, față de două axe ortogonale au aceeași elasticitate la încovoiere. Pentru studiul mișcării am abordat un model matematic al unui corp cu două grade de libertate. Spre deosebire de modelul prezentat în [70], studiul se va face în coordonate polare pentru a evidenția că rigiditatea suportilor este aceeași în raport cu orice direcție de încovoiere.

În figura 2.9 s-a situat un corp cu centrul de masă în punctul C, care se deplasează în timpul oscilațiilor sitei în raport cu poziția lui de echilibru, O.

Cei doi parametri aleși pentru studiul mișcării sitei sunt: $r = r(t)$; $\theta = \theta(t)$.

Folosind ecuațiile lui Lagrange, ecuațiile diferențiale ale mișcării corpului, rezultate în urma calculelor, în ipoteza în care $r \ll l$, vor fi:

$$\begin{cases} (M + m)\ddot{r} - (M + m)r\dot{\theta}^2 + c_T\dot{r} + \left[k_T + \frac{(M + m)g}{l} \right] r = mR\Omega^2 \cos(\Omega t - \theta) \\ (M + m)r^2\ddot{\theta} + 2(M + m)r\dot{r}\dot{\theta} + c_\theta\dot{\theta} = mR\Omega^2 \sin(\Omega t - \theta) - C_{fr} \end{cases} \quad (2.59)$$

Unde: c_T – este coeficientul de amortizare total al suportilor supuși la încovoiere radială; c_θ – este coeficientul de amortizare al suportilor supuși la schimbarea direcției de încovoiere; C_{fr} – este momentul de frecare ce apare în timpul oscilației sitei, în ipoteza că debitul de alimentare și de separare este aproape constant.

2.2.2. Studiul ecuațiilor de mișcare în regim permanent

Sistemul ecuațiilor diferențiale (2.59) poate fi utilizat pentru studiul fazelor de tranziție: pornirea și oprirea instalației. Ceea ce interesează este însă regimul permanent de lucru. O asemenea sită trebuie să funcționeze în regim permanent asemenea unui corp care are o mișcare de translație circulară. În această ipoteză, ar trebui ca traiectoria centrului de masă al sitei, C, să fie un cerc, ceea ce conduce la situația:

$$r = \text{const.} \quad (2.60)$$

Trebuie văzut dacă o astfel de soluție satisface ecuațiile diferențiale din sistemul (2.59), pentru a ști dacă un astfel de dispozitiv de acționare este o alegere bună pentru o astfel

Rezumat

de mașină. Dacă se consideră traiectoria circulară de rază: $r = r_0$ și se introduce aceasta în ecuația a doua a sistemului (2.59), rezultă:

$$(M + m)r_0^2\ddot{\theta} + c_\theta\dot{\theta} = mR\Omega^2 \sin(\Omega t - \theta) - C_{fr} \quad (2.61)$$

Lunând în considerare și cea de-a doua cerință tehnologică, care arată că sita are o aceeași mișcare periodică cu a dispozitivului de acționare, adică:

$$\theta = \Omega t - \psi \quad (2.62)$$

Rezultă:

$$\sin \psi = \frac{c_\theta \cdot \Omega + C_{fr}}{mR\Omega^2} \quad (2.64)$$

Relația (2.62) satisface ecuația diferențială (2.61) și arată că viteza unghiulară a mișcării circulare a centrului de masă este aceeași cu cea a masei neechilibrate în raport cu centrul de masă, C. Relația (2.64) arată că deplasarea pe traiectorie a centrului de masă poate fi defazată față de mișcarea masei neechilibrate, defazaj proporțional cu frecările și amortizările din sistem.

Dacă avem în vedere relațiile (2.60) și (2.62), din prima ecuație a sistemului (2.59) rezultă:

$$r_0 \left(\frac{k_T}{M + m} + \frac{g}{l} - \Omega^2 \right) = \frac{m}{M + m} R\Omega^2 \cos \psi \quad (2.65)$$

Având în vedere notația consacrată în studiul vibrațiilor, pulsația proprie a unui corp:

$$p^2 = \frac{k_T}{M + m} + \frac{g}{l} \quad (2.66)$$

Raza traiectoriei circulare a centrului de masă va avea valoarea:

$$r_0 = \frac{m}{M + m} \cdot \frac{R\Omega^2}{p^2 - \Omega^2} \cos \psi \quad (2.67)$$

Relația (2.67) arată că frecările interne conduc la scăderea razei traiectoriei stabile. Dacă sita este într-o fază de tranziție: oprire, pornire, variație de debit etc., raza poate varia, ceea ce conduce la o „activare” a termenului " $c_T \dot{r}$ ", deci la o limitare a variației acestuia.

Relația (2.67) arată foarte clar fenomenul de rezonanță în cazul în care viteza unghiulară a dispozitivului de acționare devine egală cu pulsația proprie a sistemului:

$$\Omega = p \quad (2.68)$$

Este evident că nu este de dorit un astfel de fenomen, chiar dacă frecările și amorizările din sistem, așa cum a fost precizat, vor limita efectul. Dacă se reprezintă grafic expresia (2.67) se obțin niște curbe cu semnificații identice cu cele care se obțin la turația critică a rotorilor [12]. În figura 2.10 este reprezentată curba de variație a razei traiectoriei centrului de masă,

din figură rezultă două situații posibile: a) caz în care centrul de masă, C, și masa neechilibrată, N, sunt situate de o aceeași parte a poziției de echilibru static, O și b) caz în

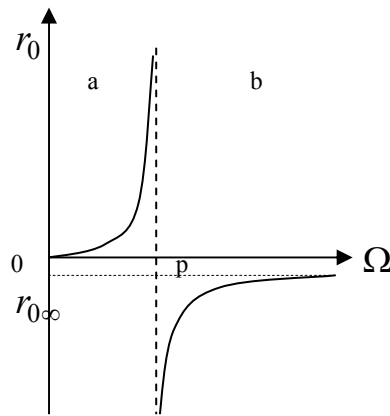


Figura 2.10.

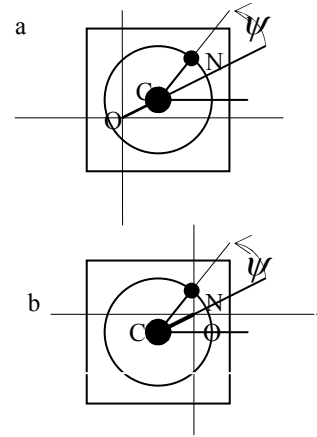


Figura 2.11.

care centrul de masă, C, și masa neechilibrată, N, sunt situate de o parte și de alta a poziției de echilibru static, O. Ambele situații sunt prezentate în figura 2.11.

Din graficul curbei se observă că, odată cu creșterea vitezei unghiulare a dispozitivului de acționare, raza traiectoriei ia o valoare stabilă, fixă:

$$r_{0\infty} = -\frac{m}{M+m} R \cos \psi \quad (2.69)$$

2.2.4. Măsurători și analiza acestora pentru o sită plană

Pentru o validare a modelului propus au fost făcute măsurători de accelerație pe o sită plană modelul ALA-PALA cu șase compartimente de site. Măsurătorile au fost făcute pentru

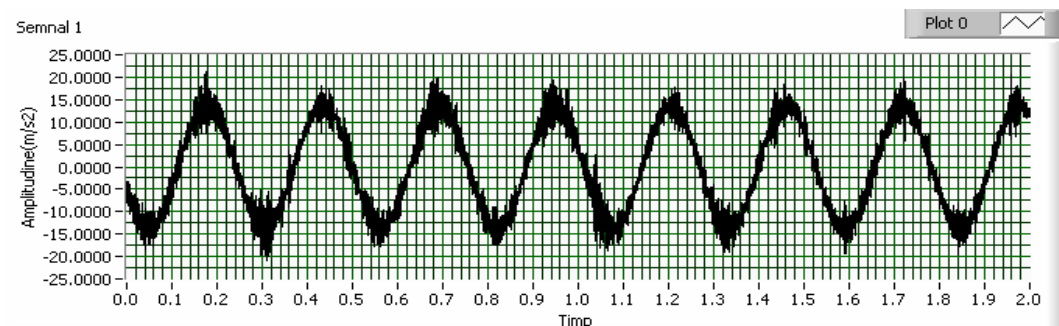


Figura 2.12. Semnalul accelerației în timp; pornirea, intervalul 0÷2 secunde

faza de pornire și în regim staționar. S-au făcut măsurători pe două canale, pe două direcții ortogonale, dar din considerente practice, vor fi prezentate înregistrările de pe un singur canal.

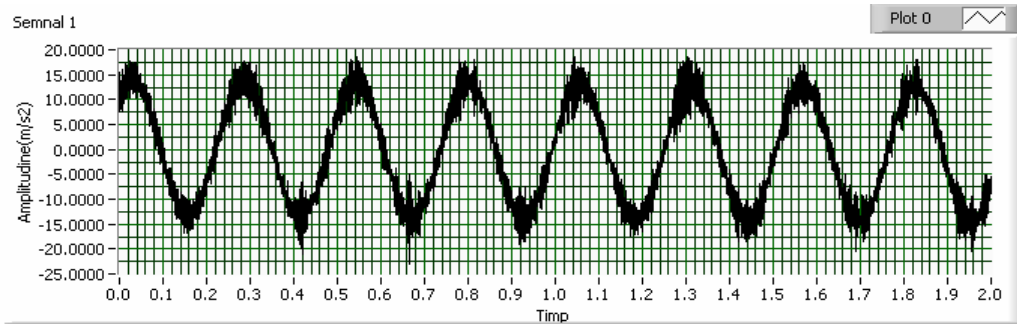


Figura 2.13. Semnalul accelerației în timp; pornirea, intervalul 2÷4 secunde

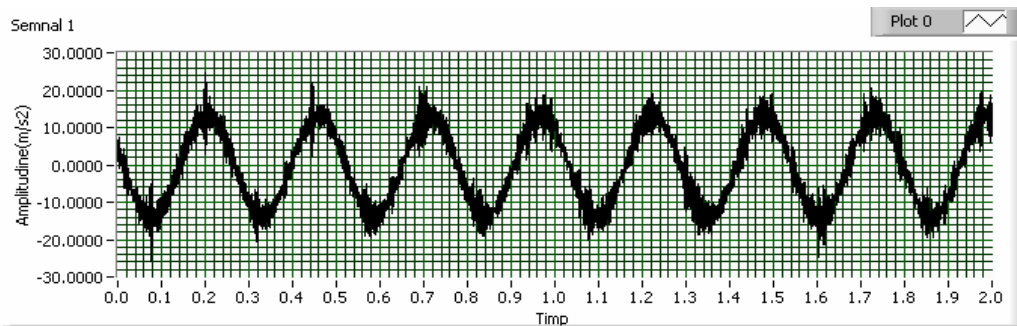


Figura 2.14. Semnalul accelerației în timp; regim staționar, intervalul 98÷100 secunde

În figura 2.12 este prezentat semnalul accelerației la pornire, intervalul 0-2 secunde. Se poate remarca că imediat după pornire (0.2-0.32 secunde) amplitudinea accelerației atinge valori maxime de aproximativ: $|a_{\max}| = 21,5 - 22,5(m/s^2)$. Valorile accelerației scad până în jurul accelerației de $17,5(m/s^2)$ în următorul interval 2-4 secunde, după care începe să crească către valorile din regimul staționar, figura 2.13.

În regim staționar, amplitudinea accelerației se stabilizează la valori de, $a_s \approx 21-22(m/s^2)$, așa cum se poate observa în figura 2.14 (intervalul 98-100 secunde). Pentru a determina și celelalte elemente cinematice ale mișcării sitei în figura 2.15 este prezentat spectrul de frecvențe pentru mărimea măsurată, în regim staționar. În urma măsurătorilor efectuate, se pot remarca câteva aspecte:

-acționarea sitei este făcută cu ajutorul unui motor care, în regim staționar, are o frecvență de lucru: $f=4(\text{Hz})$, adică o rotație, $n=240$ (rot/min);

-din aplicația de calcul de mai sus se poate observa că pulsația proprie a sitei este mult mai mică decât pulsația elementului perturbator (masa neechilibrată), ceea ce ar însemna că sita, la pornire, va trece prin zona de rezonanță conform modelului prezentat și conform figurii 2.10. Așa cum a fost arătat mai sus accelerația atinge, imediat după pornire, un maxim, dar prin care trece foarte repede. Această situație este de dorit tocmai pentru ca trecerea prin zona de rezonanță să nu afecteze funcționalitatea sitei.

-dacă se are în vedere valoarea amplitudinii accelerației în regim staționar, cu relația de calcul a accelerației unui punct în mișcare circulară uniformă: $a = -r\Omega^2$, se poate calcula intervalul în care variaza raza de traiectoriei, astfel: $r = a_g / \Omega^2 = 33,25 - 34,84$ [mm].

2.2.5. Câteva concluzii la studiul mișcării sitei

După cum se poate remarca, dinamica unei astfel de site este ușor de încadrat în zona vibrației sistemelor cu două grade de libertate. Studiul complet al ecuațiilor diferențiale (2.49) este posibil cu ajutorul calculului numeric.

Totuși, din punct de vedere tehnologic, interesează mai mult mișcarea permanentă. Chiar dacă mișcarea permanentă este o translație circulară, ea are toate caracteristicile unei mișcării vibratorii armonice. Au fost verificate astfel ecuațiile de mișcare obținute, prin compararea lor cu cele determinate din condiții de echilibraj dinamic [113], față de care diferențele sunt minime și acestea sunt datorate unor factori de frecare.

Atât aplicația de calcul, cât și măsurătorile efectuate, arată că modelul matematic ales este corect, iar rezultatele obținute cu ajutorul acestuia poate ajuta atât la o alegere potrivită a rotației de acționare sau a razei de rotație a masei neechilibrate.

2.2.6. Studiu teoretic al mișcării unei particule pe sita în mișcarea de cernere

Într-o primă fază se vor clarifica câteva chestiuni care prezintă o abordare diferită în lucrările de specialitate. O primă problemă ar fi tipul de mișcare al sitei, un al doilea aspect ar fi legat de forțele care acționează asupra unei particule și ce mișcare relativă determină acestea. Pentru a putea studia mișcarea unei particule la suprafața sitei trebuie să identificăm corect mișcarea sitei, adică mișcarea elementului transportator.

Sitele sunt suspendate cu ajutorul unor suporturi de suspendare și sunt confecționați din lemn de fag fiert, bambus ori materiale plastice întărite cu fibre de sticlă [83]. Aceștia au secțiune cilindrică și sunt încastrați la ambele capete. Luând în considerare prinderea blocurilor cu site putem spune că mișcarea oricărei site este o translație circulară.

Conform [10], relația cu care se studiază mișcarea relativă a unui punct material pe un corp în mișcare este:

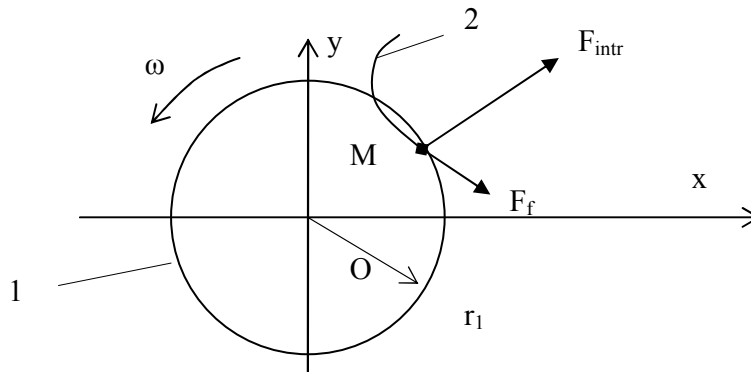


Figura 2.17. Forțele ce acționează asupra punctului material M. 1. traiectoria punctului corespondent lui M, de pe sită, 2. o posibilă traiectorie a punctului M, reprezentat de particulă

$$m\vec{a}_{rel} = \vec{F} + \vec{F}_{intr} + \vec{F}_{inC} \quad (2.71)$$

unde: \vec{F} - este rezultanta forțelor exterioare ce acționează asupra punctului, inclusiv forțele de legătură dintre corpul transportator și punctul material, $\vec{F}_{intr} = -m\vec{a}_{tr}$, este forța de inerție de transport, $\vec{F}_{inC} = -m\vec{a}_C = 0$, - este forța de inerție Coriolis, nulă în acest caz.

Pentru a proiecta ecuația (2.71) pe axele unui sistem de referință legat de sită vom prezenta forțele ce acționează asupra particulei M, vezi fig. 2.17.

În ipoteza că asupra unei particule nu apar interacțiuni din partea altor particule, putem scrie ecuația vectorială de mișcare este de forma:

$$m\vec{a}_{rel} = \vec{G} + \vec{N} + \vec{F}_f + \vec{F}_{intr} \quad (2.72)$$

Proiecțiile ecuației (2.72) pe axele sistemului de referință, Oxyz, legat de sită, vor fi:

$$\begin{cases} m\ddot{x} = mr_1\omega^2 \cos \omega t - \mu|\vec{N}| \frac{\dot{x}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}} \\ m\ddot{y} = mr_1\omega^2 \sin \omega t - \mu|\vec{N}| \frac{\dot{y}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}} \\ 0 = N - mg \end{cases} \quad (2.74)$$

După calcule elementare, putem scrie ceea ce ne interesează în fapt, ecuațiile diferențiale de mișcare ale particulei în planul sitei, xOy:

$$\begin{cases} \ddot{x} + \mu g \frac{\dot{x}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}} = r_1 \omega^2 \cos \omega t \\ \ddot{y} + \mu g \frac{\dot{y}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}} = r_1 \omega^2 \sin \omega t \end{cases} \quad (2.75)$$

Integrarea sistemul ecuațiilor diferențiale (2.75) nu ne oferă o soluție de integrare exactă, la o primă analiză, dar ținând cont că astfel de ecuații diferențiale au soluții particulare unice, putem căuta funcții care să satisfacă un astfel de sistem de ecuații diferențiale cu scopul identificării soluției exacte.

Înainte de a căuta funcții ca soluții ale sistemului, vom particulariza studiul acestei mișcări pentru un caz particular, mișcarea fără frecare ($\mu=0$):

$$\begin{cases} \ddot{x} = r_1 \omega^2 \cos \omega t \\ \ddot{y} = r_1 \omega^2 \sin \omega t \end{cases} \quad (2.76)$$

Cu soluția particulară:

$$\begin{cases} x = 2r_1 - r_1 \cos \omega t \\ y = -r_1 \sin \omega t \end{cases} \quad (2.77)$$

Dacă la $t=0$, particula se află în repaus relativ în punctul de coordonate $M_0 (r_1, 0)$. Traectoria particulei în acest caz este cercul:

$$(x - 2r_1)^2 + y^2 = r_1^2 \quad (2.78)$$

Relația (2.77) ne arată că, în cazul fără frecare, traectoria unei particule pe sită este circulară și că, din studiul vitezei, aceasta se va deplasa în același semn (trigonometric, ori orar) cu oricare punct de pe sită. O altă informație la fel importantă dată de soluția (2.77) se referă la faptul că mișcarea pe traectoria circulară este uniformă, ca și mișcarea oricărui punct de pe elementul transportator. Dacă s-ar studia mișcarea absolută a particulei de pe sită s-ar constata imediat că aceasta nu are mișcare absolută, rămânând în repaus. Viteza și accelerația absolută sunt nule. De asemenea, ținând cont de sincronicitatea mișcărilor, apariția frecării ne indică cert că raza acestei traectorii va fi mai mică decât cea a unui punct de pe sită iar viteza absolută va fi minimă, deci unghiul dintre viteza de transport și viteza relativă va fi obtuz.

Căutând soluții de forma:

$$\begin{cases} x = x_R + r_p \cos(\omega t + \varphi) \\ y = y_R + r_p \sin(\omega t + \varphi) \end{cases} \quad (2.79)$$

Caz în care, după înlocuire și câteva calcule elementare, rezultă raza traiectoriei

relative:

$$r_p = r_1 \sqrt{1 - \left(\frac{\mu g}{r_1 \omega^2} \right)^2} \quad (2.82)$$

Dar și defazaajul:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\mu g}{r_p \omega^2} = \frac{\mu g}{\sqrt{(r_1 \omega^2)^2 - (\mu g)^2}} \quad (2.83)$$

Dacă la $t=0$, particula se află în repaus relativ în punctul de coordonate $M_0 (r_1, 0)$, după calcularea constantelor, soluțiile particulare cazului ales vor fi de forma:

$$\begin{cases} x = r_1 \left(1 + \sqrt{1 - \left(\frac{\mu g}{r_1 \omega^2} \right)^4} \right) + r_p \cos(\omega t + \varphi) \\ y = \frac{\mu g}{\omega^2} \sqrt{1 - \left(\frac{\mu g}{r_1 \omega^2} \right)^2} + r_p \sin(\omega t + \varphi) \end{cases} \quad (2.85)$$

Trebuie observat din relațiile (2.85) că: traiectoria particulei este circulară, de rază r_p , mai mică decât raza unei traiectorii de punct situat pe sită și că centrul acestei traiectorii este situat în cadranul I, traiectoria fiind un cerc secant cu traiectoria punctului corespunzător situat pe sită.

5. DETERMINAREA COEFICIENȚILOR DE FRECARE PENTRU DIFERITE TIPURI DE MATERIALE SUPUSE SORTARII ȘI SEPARARII

5.2. Construcția dispozitivului de măsurare

Schematic, dispozitivul este format din două părți: 1. dispozitivul înclinat pentru măsurarea coeficientului de frecare static, 2. grila de măsurare.

După cum se poate observa din figura 5.1, dispozitivul înclinat este un plan înclinat reglabil care este format dintr-un cadru fix – suportul de bază și un cadru mobil al cărui unghi cu orizontala poate fi modificat. Momentul desprinderii materialului, plasat la partea superioară a planului înclinat, arată că forța de frecare de repaos atinge valoarea maximă,

ceea arată că unghiul planului de frecare este mai mare decât unghiul de frecare. Faza de cădere pe plan poate arăta felul în care forța de frecare dinamică influențează mișcarea. Cum măsurarea timpului de cădere este dificil de făcut, iar erorile umane sunt mari, s-a introdus o fază de cădere liberă care ne ajută la obținerea coeficientului de frecare dinamic.

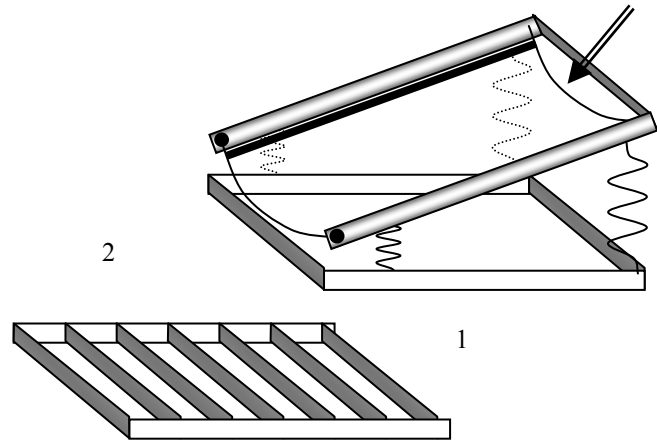


Figura 5.1

5.4. Teste și măsurători

Încercările au fost efectuate pe două suprafețe distincte, care au caracteristici diferite: o suprafață lucie, care permite o alunecarea semințelor mai ușor din fibra de sticlă și o suprafață aspră, sită din sârmă cu mărimea ochiurilor de aproximativ 0,8 mm pe ambele direcții. În figura 5.5 este prezentat dispozitivul pe care au fost făcute măsurătorile, echipat cu suprafața din fibră de sticlă. Au fost testate semințe de mai multe tipuri: porumb, floarea soarelui, grâu, orez și orz, despre care se poate spune că, datorită formei, se deplasează de-a lungul planului înclinat în principal prin anulecare și soia și mei, despre care se poate spune că se deplasează de-a lungul sitei rostogolindu-se.

Pentru suprafața din fibră de sticlă au fost făcute măsurători și pentru situația în care această suprafață nu este perfect plană, ci suprafață cilindrică. Raza de curbura a suprafeței cilindrice a fost de aproximativ $R \approx 1$ metru.

Grila de măsurare a fost formată din 8 intervale de 30 [mm], considerate de la 1 la 8, și numerotate de la verticala punctului din care materialul părăsește sita.

5.5. Câteva concluzii

În urma măsurătorilor, se pot trage câteva concluzii cu caracter general:

- coeficientul de frecare static, care caracterizează faza de desprindere și început de mișcare, nu variază semnificativ cu raza de curbura a suprafeței de rezemare, dar, în general, scade foarte puțin;

-pe suprafețe plane coeficientul de frecare dinamic scade semnificativ în raport cu coeficientul de frecare static cu valori între 12% și 34,55%;

-pe suprafețele curbe mișcarea are loc cu coeficient de frecare dinamic puțin mai mare decât cel în cazul suprafețelor plane;

-coeficienții de frecare, atât cel static cât și cel dinamic, cresc foarte mult dacă semințele sunt sparte; cu dimensiunile spărturilor sunt mai mici, cu atât valorile coeficienților de frecare cresc, fără a stabili totuși o lege de variație precisă;

-în cazul în care au fost făcute probe cu mai puține semințe nu au constatate abateri mai fața de probele cu cantități mai mari;

-în cazul semințelor care au forme de dimensiuni apropiate (soia, mei), coeficienții de frecare dinamici scad foarte mult, deoarece mișcarea lor pe sită este una de rostogolire și nu de alunecare.

Rezultatele prezentate în lucrare pot scoate în evidență și efectul formei semințelor asupra parametrilor de frecare, de exemplu grâul și orzul au valorile parametrilor de frecare în intervale apropiate. De asemenea, se poate observa că la porumb coeficienții de frecare statici și dinamici sunt foarte apropiați.

6.GENERAREA VIBRAȚIILOR AXIALE UNGHIULARE

Proiectarea unei mașini de separare cu sită tronconică, cu mișcare de rotație de viteză unghiulară variabilă, periodică, pune problema realizării unui generator de vibrații axiale. Această vibrație axială este impusă de condițiile care trebuie îndeplinite de masa de material, din perspectiva felului în care are loc mișcarea relativă a acestuia în raport cu sita.

Dintre cele câteva soluții posibile, am considerat că cea mai simplă variantă ar fi cea care folosește mișcarea de rotație a motorului de antrenare și pentru generarea vibrațiilor axiale, cu ajutorul unor volanți cu mase neechilibrate.

Ca și în [70], se vor neglija forțele și momentele axiale dezvoltate în axele și în

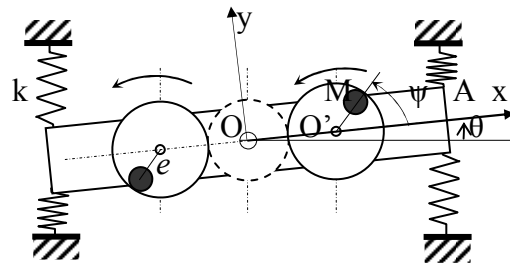


Figura 6.2

motorul de antrenare, considerându-se că viteza unghiulară a motorului este constantă.

Generatorul va fi format dintr-un dispozitiv format din trei roți dințate, una de antrenare și două care vor avea rol de volanți static neechilibrați. Cele două roți dințate – volanții – vor avea aceeași viteză unghiulară, iar masele neechilibrate egale vor fi plasate în opoziție, astfel încât forțele excitatoare produse, vor fi de forma: $F = me\Omega^2$ și vor forma un cuplu de forțe. Reducerea acestui cuplu de forțe excitatoare va genera un moment excitator, de forma: $M_p = meD \sin(\Omega t + \varphi)$.

6.2. Ecuațiile diferențiale ale mișcării

Pentru studiul mișcării se vor folosi ecuațiile lui Lagrange de speța a II-a. În figura 6.2 este arătat elementul oscilant într-o poziție curentă, θ .

Ecuația diferențială a mișcării, înlocuind rezultatele în ecuația lui Lagrange are forma:

$$[J_T + j(t)]\ddot{\theta} - 2meD\Omega\dot{\theta} \sin \Omega t + 4ka^2\theta = 2meD\Omega^2 \sin \Omega t \quad (6.17)$$

Unde s-a notat cu:

$$j(t) = 2m(D^2 + e^2 + 2eD \cos \Omega t) \quad (6.18)$$

Ecuația diferențială a vibrației este o ecuație diferențială de ordinul doi neomogenă, cu coeficienți variabili în timp, periodici.

6.3. Determinarea, într-o primă aproximație, a unei soluții exacte

Pentru determinarea pulsației proprii medii, într-o primă aproximație, putem considera valorile medii ale funcțiilor coeficienților, astfel ecuația diferențială devine:

$$\ddot{\theta} + 2\tilde{\alpha}\dot{\theta} + \tilde{\omega}^2\theta = \tilde{q} \sin \Omega t \quad (6.19)$$

După integrare rezultă:

$$\begin{aligned} \tilde{\alpha} &= 0; \\ \tilde{\omega}^2 &= \frac{4ka^2}{\sqrt{[J_T + 2m(D^2 + e^2 + eD)][J_T + 2m(D^2 + e^2 - eD)]}} = \frac{4ka^2}{J_E}; \\ \tilde{q} &= \frac{2meD\Omega^2}{\sqrt{[J_T + 2m(D^2 + e^2 + eD)][J_T + 2m(D^2 + e^2 - eD)]}} = \frac{2meD\Omega^2}{J_E}; \end{aligned} \quad (6.22)$$

Unde s-a notat cu:

$$J_E = \sqrt{[J_T + 2m(D^2 + e^2 + eD)][J_T + 2m(D^2 + e^2 - eD)]} \cong J_T + 2m(D^2 + e^2)$$

Soluția particulară a ecuației diferențiale (6.19) va avea o formă armonică:

$$\theta_p = \frac{\tilde{q}}{\tilde{\omega}^2 - \Omega^2} \sin \Omega t = \frac{2meD\Omega^2}{4ka^2 - J_E\Omega^2} \sin \Omega t \quad (6.23)$$

6.7. Câteva concluzii

Integrarea numerică arată, tocmai datorită faptului că au fost date variabilelor valori numerice, modul în care cei câțiva posibili parametri influențează oscilațiile sistemului.

Analizând graficele prezentate, în conformitate cu soluțiile teoretice, putem observa apariția rezonanței subarmonice cu amplitudini care tind către infinit. Rezonanța subarmonică are loc într-o plajă de aproximativ 10% în jurul valorii parametrului $\lambda=0,5$, deci intervalul este de 0,05, situat puțin decalat în jos [0,4711; 0,521]. Se poate observa din graficele prezentate o creștere către infinit a amplitudinii vibrației. Parametrii ce apar sunt:

$$\mu = \frac{J_E}{j_v}; \lambda = \frac{\tilde{\omega}}{\Omega}, \text{ iar momentul de inerție variabil este } J_E + j_v \cos \Omega t \text{ cu } j_v = 2mDe.$$

Rezonanța principală conduce la oscilații de valori mai mari decât în afara intervalului rezonanței subarmonice, iar la rezonanță apar creșteri ale oscilațiilor de peste 10 ori față de +/-10% și de 7-8 ori față de intervalul +/-5%. Este de remarcat că, după o perioadă de tranziție, chiar și la rezonanță, oscilația se stabilizează la valoarea teoretică aproximativă dată de formula (6.40), oscilațiile fiind mari în raport cu celelalte armonici superioare.

La prima armonică superioară, $\lambda=2$, se poate vedea fenomenul de rezonanță (oscilațiile sunt de 4 ori mai mari decât soluția teoretică aproximativă dată de (6.40)), iar amplitudinea, ca valoare absolută este foarte mică în raport cu cea din vecinătatea rezonanței principale.

Următoarele armonici conduc la perioade foarte scurte de tranziție și amplitudini foarte mici (dacă $\lambda=3$, amplitudinea este de peste 10 ori mai mică în raport cu soluția la $\lambda=2$).

De asemenea se poate observa că, după o perioadă de tranziție de 400÷500 de secunde (probabil, mai mică în realitate datorită celorlalte frecări), soluția se stabilizează la valoarea aproximativă calculată cu relația (6.40).

Dacă valoarea parametrului μ crește liniar (majoritatea soluțiilor au fost calculate pentru $\mu=5$) amplitudinea soluțiilor scade aproape parabolic (de la -30%, la -23%), eficiența maximă realizându-se dacă raportul μ are valori cât mai mici.

7. SEPARATORUL CONIC CENTRIFUGAL OSCILANT

Analiza diferitelor sisteme de curățare și sortare, a regimurilor lor cinematice, a studiului mișcării relative a particulelor de material pe site și, până la urmă, a cernerii ca fenomen, permit aprecierea concretă și corectă a modului în care funcționează anumite mașini și, de ce nu, îmi permit să propun niște posibile variante.

Astfel, se poate afirma că:

-pentru o separare eficientă este necesar ca materialul să aibă mișcare relativă în raport cu sita, dar fără ca viteza mișcării relative să aibă valori mai mari decât valorile limită;

-este bine ca separarea să se facă simultan pe o singură mașină;

-este de urmărit ca forța de greutate să contribuie la înaintarea materialului pe sită (se reduc consumurile energetice);

-este bine ca mașina să fie compactă și să aibă un factor de transmisibilitate a vibrațiilor către batiu cât mai mic;

-este bine ca transmisia să fie cât mai simplă, fără prea multe elemente intermediare ce îi reduc fiabilitatea;

-este bine ca să permită o interschimbabilitate rapidă a sitelor;

-este indicat ca viteza relativă să aibă o variație sinusoidală în jurul unei valori medii pozitive orientate înspre evacuare;

-este de dorit ca accelerațiile pieselor în mișcare să nu fie foarte mari, deoarece echilibrarea dinamică este dificilă, ținând cont că masele elementelor în mișcare (sitele) sunt variabile datorită materialului supus cernerii, etc.

În favoarea argumentelor mai sus amintite am imaginat următorul tip de separator, neîntâlnit, în literatura de specialitate. Propunerea de față se referă la un separator de tip centrifugal conic la care viteza unghiulară de rotație să aibă o variație armonică de tip:

$$\omega(t) = \Omega + \omega_0 \cos pt \quad (7.1)$$

De asemenea, alimentarea se va face la partea superioară, deplasarea materialului pe sită făcându-se datorită energiei potențiale a materialului mai mare la alimentare decât la evacuare.

Modelul propus este imaginat să fie cât mai aproape de o mașină de sortat care să asigure o sortare eficientă și completă a materialului ce trebuie separat.

7.1. Mod de funcționare

Separatorul propus va fi prevăzut cu alimentare la partea superioară, 1, materialul fiind lăsat să cadă pe o sită pentru impurități mari 2, ce poate avea o mișcare de vibrație verticală,

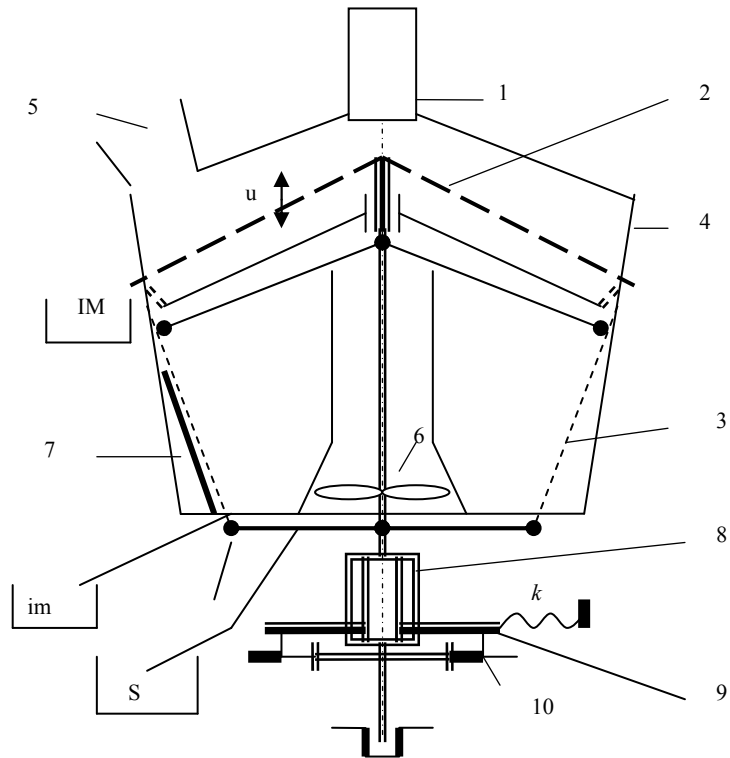


Fig. 7.1 Separatorul centrifugal conic oscilant.

amestecul de semințe și impurități mici va cădea liber la partea superioară a sitei principale (de impurități mici), 3, de formă tronconică ce are o mișcare de rotație cu viteză unghiulară variabilă, conform (7.1). vezi figura 7.1.

Impuritățile mici se vor separa prin sita de impurități mici de restul semințelor. Acționarea sitelor se va face de la un singur motor, 8, cu câteva trepte de turație, legat pe un suport mobil, 9, prins elastic. Datorită unui generator de vibrații foarte simplu, 10 – două roți dințate cu contragreutăți defazate cu 180° acționate direct de motor – subiect analizat în capitolul 6; suportul 9, împreună cu motorul, 8, care este prins solidar de suportul 9, vor avea o vibrație forțată, rotație în jurul axei principale de rotație, a cărei amplitudine poate fi reglată prin modificarea rigidității k și a cărei frecvență de oscilație ar putea fi reglată prin schimbarea roților dințate ale generatorului de vibrații. De asemenea, sita principală poate fi prevăzută cu o perie de desfundare a orificiilor, 7.

7.2. Studiu teoretic al mișcării particulelor pe sită

7.2.1. Ecuațiile diferențiale ale mișcării relative

Studiul mișcării relative a unei particule în raport cu sita se va face în raport cu un sistem de referință mobil $Mxyz$, legat de particula M , planul xMz fiind tangent la suprafața sitei, vezi figura 7.2.

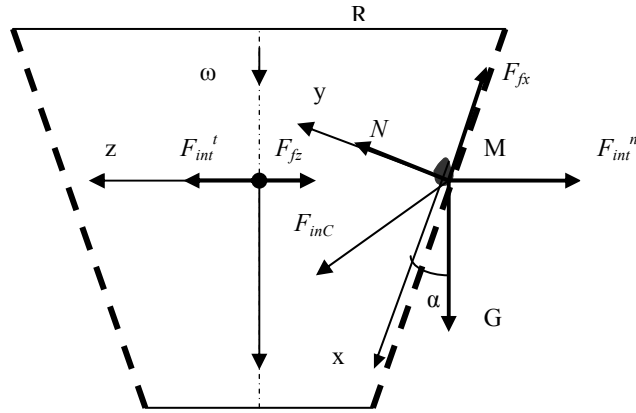


Fig. 7.2 Schema forțelor ce acționează asupra unei particule de material pe sită

Sistemul de ecuații diferențiale ale mișcării în mișcarea relativă are următoarea formă:

$$\begin{cases} m\ddot{x} = G \cos \alpha - F_{int}^n \sin \alpha + F_{inCx} - F_{fx} \\ 0 = N - G \sin \alpha - F_{int}^n \cos \alpha + F_{inCy} \\ m\ddot{z} = F_{int}^t - F_{fz} \\ F_f = \mu N \end{cases} \quad (7.2)$$

Cu valorile calculate, se pot determina ecuațiile diferențiale ale mișcării în planul tangent la sită, xMz , astfel:

$$\begin{cases} \ddot{x} = g(C - \mu \frac{\dot{x}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{z}^2}} S) - \omega^2(R - xS)(S + \mu \frac{\dot{x}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{z}^2}} C) + 2\omega\dot{z}(S + \mu \frac{\dot{x}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{z}^2}} C) \\ \ddot{z} = \dot{\omega}(R - xS) - \mu[S + \omega^2(R - xS)C - 2\omega\dot{z}C] \frac{\dot{z}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{z}^2}} \end{cases} \quad (7.9)$$

unde: $S = \sin \alpha$; $C = \cos \alpha$.

Rezolvarea ecuațiilor diferențiale de mișcare, în forma prezentată în sistemul (7.9) este posibilă doar cu ajutorul calcului numeric. Acest lucru însă este posibil doar dacă se cunosc parametrii de funcționare ai mașinii, care sunt încă nedeterminați.

7.2.2. Determinarea parametrilor de funcționare ai mașinii printr-un calcul invers

Pentru a determina parametrii de funcționare ai mașinii se poate porni de la cerințele pe care dorim să le îndeplinească ea. Pentru aceasta, plecând de la cerințele tehnologice, putem impune domeniul în care anumiți parametrii pot lua valori.

Viteza relativă a unei particule pe sită, ținând cont de tipul excitației și de tipul variației vitezei de rotație (7.1), considerăm că o expresie sinusoidală a vitezei relative pe sită pe direcția Bx necesară ar trebui să aibă forma:

$$\dot{x} = v_m - u \sin pt \quad (7.12)$$

unde: v_m – este viteza limită de deplasare pe sită pentru ca particula să pătrundă prin orificiile sitei, iar u – o viteză inferioară jumătății valorii lui v_m , ele trebuie să îndeplinească condiția: $v_m + u < v_{lim}$; cu cât u este mai mică cu atât cernerea este mai eficientă, crescând viteza de deplasare a materialului pe sită în direcția spre evacuare.

Iar deplasarea pe direcția generatoarei Bx, va fi:

$$x = v_m t + \frac{u}{p} \cos pt \quad (7.14)$$

Pentru a determina condiția ca particula să se deplaseze pe Bx, fără a ne interesa în acest moment mișcare pe direcția Bz, putem introduce în (7.9) ecuația de mișcare pe Bx, valorile impuse, astfel:

$$-up \cos pt = g(C - \mu S) - \omega^2 (R - xS)(S - \mu C) \quad (7.15)$$

Deoarece ne interesează o valoare maximă limită a lui ω , astfel încât mișcarea să înceapă în direcția dorită, se poate neglija termenul „ $xS \sin \alpha$ ”, care oricum este mic în comparație cu R , datorită lui α , care este foarte mic. În acest caz, rezultă:

$$\omega^2 = \frac{g}{R} \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi) + \frac{up \cos \varphi}{R \sin(\alpha + \varphi)} \cos pt \quad (7.16)$$

Dacă ținem seama de relația (7.1), ridicând la pătrat obținem:

$$\omega^2 = \Omega^2 + 2\Omega\omega_0 \cos pt + \omega_0^2 \cos^2 pt \quad (7.17)$$

Compararea celor două expresii (7.16) și (7.17) ne oferă valori, într-o primă aproximație, pentru forma și mărimea vitezelor unghiulare:

$$\Omega = \sqrt{\frac{g}{R} \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi)} \quad (7.18)$$

Și:

$$\omega_0 = \frac{up \cos \varphi}{2\Omega R \sin(\alpha + \varphi)} \quad (7.19)$$

8. SEPARATORUL CONIC CENTRIFUGAL OSCILANT. CONSTRUCȚIA ȘI PREZENTAREA PROTOTIPULUI

Am încercat realizarea unui prototip care să poată fi testat să lucreze cu parametrii variabili, tocmai pentru a reuși o optimizare cât mai bună, și, într-o oarecare măsură, am reușit.

Părțile componente ale acestuia sunt:

1. motorul de acționare, cu turație variabilă, $n_{\max}=2700$ [rot/min], putere 750 [w], fix.
2. reductorul, asigură transmiterea cuplului de rotație de la motor la arborele ansamblului sitelor. Este montat pe ansamblul perturbator, care poate avea o mișcare de rotație oscilatorie. Raportul de transmitere al reductorului este (de reducere), $i=36$.
3. ansamblul perturbator, AP, este format dintr-o placă pe care sunt montate două roți dințate cu mase neechilibrate, fiind legat elastic la batiu.
4. sistemul de alimentare este format dintr-un cilindru fix, prevăzut la partea inferioară cu patru orificii de alimentare dispuse simetric și o placă conică legată de arborele sitei care imprimă materialului o mișcare radială înspre site.
5. ansamblul sitelor este alcătuit dintr-un corp tronconic, cu baza mare situată la partea superioară, în interiorul căruia se găsește o sită tronconică. La partea inferioară sunt situate două compartimente pentru colectarea materialului cernut și a refuzului. Ansamblul sitelor este pus în mișcare de un arbore care preia o mișcare combinată de la reductor.
6. mecanismul auxiliar de tip bielă-manivelă, este format dintr-un mecanism clasic de acest tip, este legat de arbore printr-o transmisie cu curea.
7. sistemul electronic de măsurare a vitezei de rotație este format dintr-un dispozitiv electronic cu afișaj care primește de la un magnet, printr-un senzor, informații legate de frecvența de rotație a sitei.

8. sistemul auxiliar de generare a vibrațiilor axiale ale sitei este format dintr-un motor cu turație variabilă care, printr-un mecanism de tip bielă-manivelă, care printr-o legătură elastică, transmite ansamblului perturbator o vibrație liniară.

9. arborele mașinii este elementul care transmite mișcarea de la reductor la ansamblul sitelor, pe el fiind articulat și de ansamblul perturbator.

10. compartimentele de colectare.

8.1. Prezentarea subansamblelor componente

1. *Motorul de acționare.* Acționarea se face printr-un motor cu o putere maximă de 750w și cu reglaj a turației. Turația maximă, este situată în jurul valorii de 2700 [rot/min].

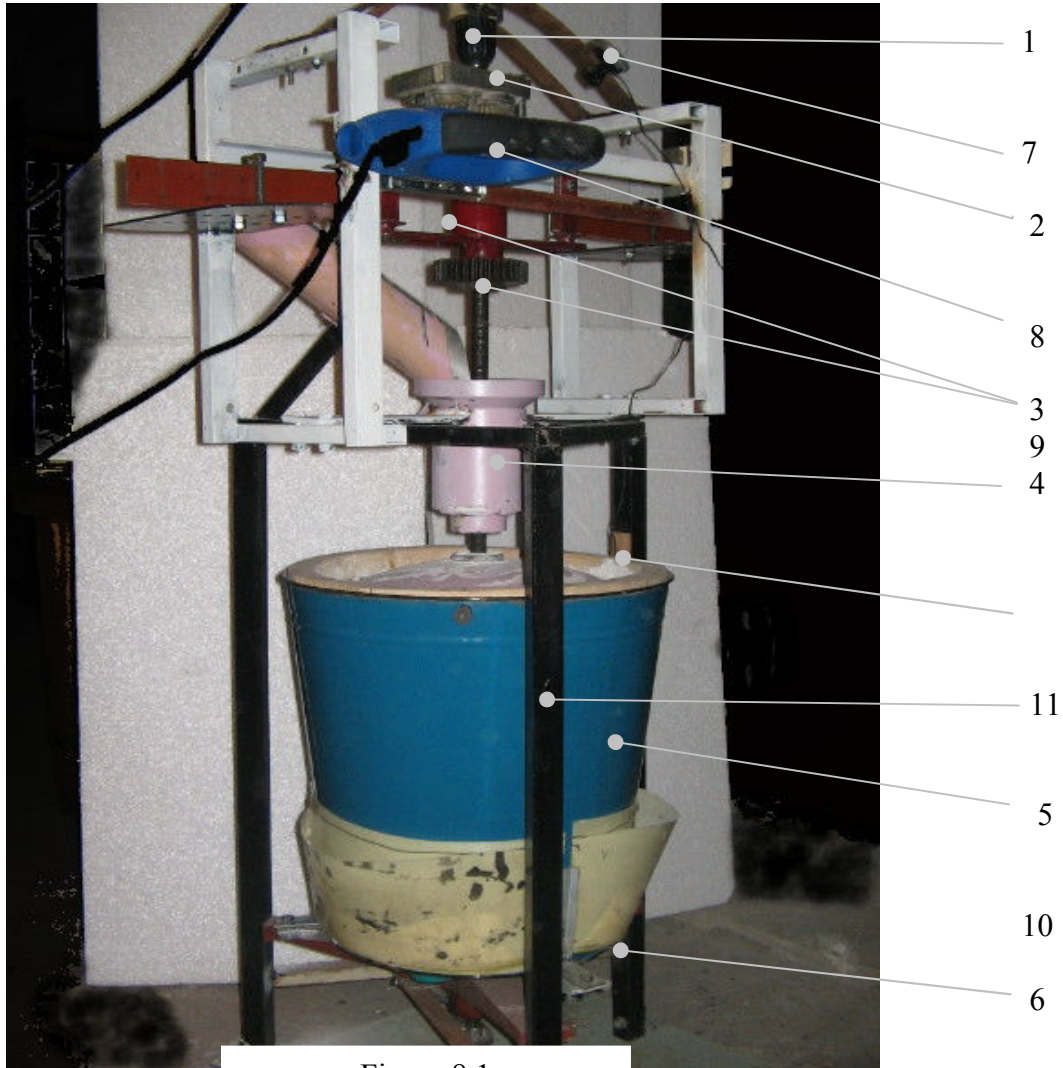


Figura 8.1

2. *Reductorul*. Este realizat cu ajutorul a patru roți dințate cilindrice drepte.

3. *Ansamblul perturbator*. Este format dintr-o placă simetrică, profil U, legată printr-o articulație cilindrică cu rulmenți cu bile de arborele sitei în punctul de simetrie. Deasemenea, are legături elastice cu cadrul mașinii prin intermediul a două lamele elastice din fibră de sticlă, care în timpul oscilației ansamblului au deformații de încovoiere. Acest subansamblu al mașinii poate fi antrenat într-o mișcare de rotație oscilatorie cu ajutorul a două dispozitive generatoare de forțe sau cupluri perturbatoare armonice:

- 1) un generator de vibrații cu mase neechilibrate, analizat pe larg în capitolul 6.
- 2) un sistem auxiliar de generare a vibrațiilor.

4. *Sistemul de alimentare*

5. *Ansamblul sitelor*. Este format dintr-un corp de formă tronconică pe care este montată la interior o sită de formă tronconică, paralelă cu suprafața exterioară. Sita folosită pentru încercări este din plasă împletită, sârmă cu diametrul $\varphi=0,12$ [mm], având orificii rectangulare cu următoarele dimensiuni aproximative: $0,88 \times 0,88$ [mm²] și cu o densitate de 100 orificii/cm².

6. *Mecanismul auxiliar de tip bielă-manivelă*. Acest mecanism a fost construit special doar pentru a putea face posibile încercările cu aparatura din dotare și de a putea studia mișcarea elementelor mobile.

7. *Sistemul electronic de măsurare a vitezei de rotație*.

8. *Sistemul auxiliar de generare a vibrațiilor axiale*. După cum am precizat, sita ar trebui să aibă o mișcare de rotație neuniformă, tocmai pentru ca materialul să fie transportat pe sită și în plan orizontal. Generarea acestor vibrații axiale ale sitei se poate face pe mai multe căi. Una dintre ele a fost prezentată pe larg în capitolul 6 și constă într-un generator de vibrații axiale cu mase neechilibrate. Acest generator a fost realizat și testat pe mașină însă dotarea necorespunzătoare (ar fi fost necesare mai multe perechi de roți dințate care să permită modificarea frecvențelor acestor vibrații) a condus la introducerea unui al doilea sistem.

9. *Arborele mașinii*. Este construit dintr-o bară plină de secțiune circulară, de diametru 22 [mm], filetată la partea superioară, M20. Este cuplat fix la ansamblul sitelor și pe el este fixată, deasemenea, suprafața tronconică ce asigură curgerea materialului pe site. Este articulat cilindric în zona de alimentare. Arborele preia și transmite cuplul motor de la reductor la site.

9. DETERMINAREA PROPRIETAȚILOR DE INERTȚIE ALE MAȘINII

9.1.2. Ordinul unui corp

Din punct de vedere al calculelor momentelor de inerție și al momentelor centrifugale prin metoda reducerii, corpurile vor fi împărțite în patru categorii:

-*corpuri de ordinul 0*, sunt corpurile care pot fi reduse la un punct sau la un sistem de puncte materiale (un punct are „zero” dimensiuni);

-*corpuri de ordinul 1*, sunt corpurile care pot fi reduse la un segment de dreaptă, la un arc de curbă sau la o curbă compusă (o curbă are o singură dimensiune), aceste corpuri mai sunt numite și bare;

-*corpuri de ordinul 2*, sunt corpurile care pot fi reduse la o suprafața plană, o suprafață curbă sau la o suprafață compusă (o suprafață are două dimensiuni), aceste corpuri mai sunt numite și plăci;

-*corpuri de ordinul 3*, sunt corpurile reale (au volum și masă) omogene care pot fi cu fețele exterioare suprafețe plane sau suprafețe curbe (volumele au trei dimensiuni).

Corpurile care au numai muchii drepte și fețe plane vor fi numite *corpuri simple*.

Corpurile simple elementare sunt corpuri care prin adăugare sau prin extragere pot forma orice corp simplu din aceeași clasă cu el.

9.2. Reducerea corpurilor simple de ordin superior la corpuri de ordin 0

9.2.1. Reducerea unei bare drepte la un corp de ordinul 0

Teorema 1: Orice bară dreaptă se poate reduce la un sistem format din trei puncte materiale cărora li se atribuie masa barei, astfel: capetelor barei li se vor atribui o șesime (1/6) din masa barei, iar centrului de masă al barei restul de două treimi (2/3).

9.2.2. Reducerea unui corp simplu de ordinul 2 la un corp de ordinul 0

Considerăm corpuri simple elementare de ordinul 2, următoarele suprafețe plane: triunghiul, paralelogramul. Evident că romb, dreptunghiul și pătratul sunt considerate, deasemenea, corpuri simple elementare de ordinul 2, fiind niște paralelograme particulare. Numărul de vârfuri pentru un corp elementar va fi notat cu n , și este $n=3$ pentru un triunghi și $n=4$, pentru paralelogram.

Teorema 2: *Orice corp simplu elementar de ordinul 2 se poate reduce la un sistem format din $n+1$ puncte puncte materiale cărora li se atribuie masa corpului, astfel: vârfurilor corpului elementar li se vor atribui o doisprezecime ($1/12$) din masa corpului elementar, iar centrului de masă al corpului elementar restul masei ($3/4$, la triunghi, respectiv $2/3$, la paralelogram).*

9.2.5. Modelarea unui tetraedru oarecare

Teorema 3.2: *Orice tetraedru, corp de ordinul 3, se poate reduce la un sistem format din 5 puncte puncte materiale cărora li se atribuie masa corpului, astfel: vârfurilor tetraedrului li se vor atribui a douăzecea parte ($1/20$) din masa corpului, iar centrului de masă al corpului restul masei ($4/5$).*

9.2.6. Determinarea momentelor de inerție pentru prisme

Teorema 3.3: *Orice prismă cu baza paralelogram, corp de ordinul 3, se poate reduce la un sistem format din 9 puncte puncte materiale cărora li se atribuie masa corpului, astfel: vârfurilor prisme li se vor atribui a douăzecișipatra parte ($1/24$) din masa corpului, iar centrului de masă al corpului restul masei ($2/3$).*

9.3.2. Reducerea corpurilor conico-piramidale omogene

Teorema 4: *Orice volum conico-piramidal, corp de ordinul 3, poate fi redus la un punct material situat în vârful corpului, de masă egală cu a douăzecea parte din masa conului ($m/20$) și două suprafețe omogene asemenea astfel reprezentate: una baza corpului, de masa egală cu de trei ori masa vârfului ($3m/20$), și cea de a doua fiind obținută prin secționarea corpului la o pătrime ($1/4$) din înălțime cu un plan paralel cu baza, de masă egală cu patru cincimi din masa corpului ($4m/5$).*

9.3.3. Reducerea corpurilor cilindro-prismatice omogene

Teorema 5: *Orice volum cilindro-prismatic, corp de ordinul 3, poate fi redus la două suprafețe omogene egale reprezentate de cele două baze, de mase egale cu o șesime din masa corpului ($m/6$), și o a treia suprafață omogenă situată în planul median (la $1/2$ din înălțime, de masă egală cu două treimi din masa corpului ($2m/3$).*

9.3.4. Reducerea suprafețelor conico-piramidale omogene

Teorema 6: *Orice suprafață conico-piramidală, corp de ordinul 2, poate fi redus la un punct material situat în vârful corpului, de masă egală cu a douăsprezecea parte din*

masa corpului ($m/12$) și două curbe asemenea, în general neomogene, astfel reprezentate: una care delimitează baza corpului, de masă egală cu o șesime din masa corpului ($m/6$), și cea de a doua fiind obținută prin secționarea corpului la o treime ($1/3$) din înălțime față de bază cu un plan paralel cu baza, de masă egală cu trei pătrimi din masa corpului ($3m/4$).

9.3.5.Reducerea suprafețelor cilindro-prismatice omogene

Teorema 7: Orice suprafață cilindro-prismatică, corp de ordinul 2, poate fi redusă la trei curbe omogene identice, astfel: cele două curbe identice care delimitează bazele corpului, fiecare de masă egală cu o șesime din masa corpului ($m/6$), și cea de a treia fiind obținută prin secționarea corpului la mijloc ($1/2$) din înălțime față de bază cu un plan paralel cu baza, de masă egală cu două treimi din masa corpului ($2m/3$).

9.4. Câteva concluzii

În acest capitol sunt prezentate unele aspectele teoretice necesare pentru determinarea proprietăților de inerție ale corpurilor, parametri ceruți de orice studiu dinamic. Se poate constata că prezentarea acestor noțiuni este una destul de cuprinzătoare, tocmai pentru ea se bazează pe noțiuni noi de studiu introduse de autor.

Aspectele legate de reducerea corpurilor, de clasificarea corpurilor, de găsirea unor corpuri numite elementare, cât și definirea și demonstrarea acestor reduceri sunt prezentate, într-o formă unitară, cred în premieră, în acest capitol.

Este clar că toate aspectele teoretice prezentate aici depășesc cu mult premisa de la care s-a pornit, determinarea proprietăților de inerție ale corpurilor aflate în mișcare al modelului separatorului conic centrifugal. Însă am considerat că importanța noțiunilor prezentate în acest capitol este una reală și că, prin includerea ei în această lucrare de doctorat, va putea fi supusă atenției unor specialiști în domeniul mecanicii.

Caracterul de noutate al metodei, ce implică și o clasificare corespunzătoare, ușurința cu care poate fi aplicată pe familii mari de corpuri sunt doar câteva dintre beneficiile metodei.

Avantajele metodei de reducere sunt extrem de evidente. Dintre principalele avantaje ale operațiilor de reducere, prezentate și demonstrate pe larg în acest capitol, se pot enumera:

- clasificarea corpurilor după niște criterii bine stabilite: numărul de dimensiuni;
- identificarea corpurilor elementare reductibile și prezentarea felului în care se poate face această reducere;

- determinarea mult mai simplă a tuturor proprietăților de inerție ale corpurilor elementare prin reducerea lor la sisteme de puncte materiale ceea ce a condus la trecerea de la calculul integral la cel algebric;
- simplificarea calculelor în cazul în care se schimbă sistemul de referință;
- reducerea conurilor, piramidelor, cilindrilor și a prismelor la alte corpuri simple;
- posibilitatea de a folosi proprietățile de reducere în elaborarea unor programe CAD sau de simulare.

11. MĂSURAREA VIBRAȚIILOR

11.5.1. Câteva aspecte referitoare la aparatură și la modul de măsurare

Lanțul de măsurare folosit este cel prezentat în figura 11.7. Înregistrarea semnalului

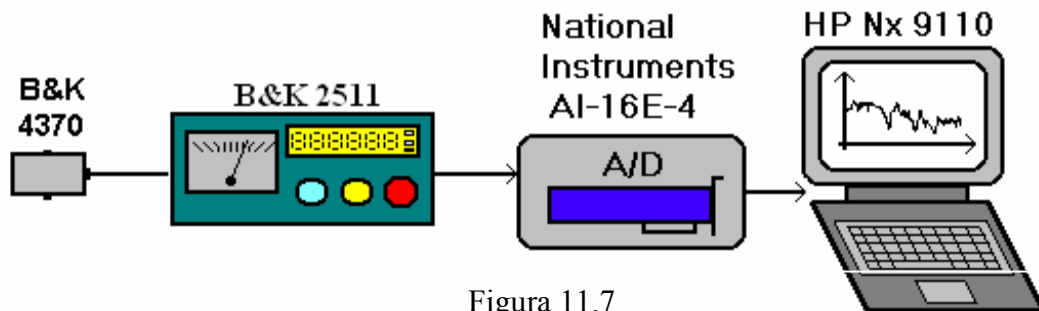


Figura 11.7

făcându-se printr-o interfață direct într-un fișier de date. Traductorul folosit, de tip B&K 4370, este produs de firma Brüel&Kjær, și permite măsurarea celor trei posibile tipuri de semnal: deplasare, viteză și accelerație. Semnalul, după ce trece printr-o placă de achiziție de date, este stocat în memoria unui computer, laptop de tip HP Nx9110.

Deoarece mașina funcționează la frecvențe foarte mici (<10 [Hz]), sau măsurat semnalele deplasărilor și ale vitezelor. Măsurătorile au fost făcute pe un singur canal alternativ. În figura 11.9 este prezentată poziționarea traductorului pe ansamblul pert poziția 1, iar în figura 11.10 este prezentată poziția traductorului pe mecanismul auxiliar bielă-manivelă, pe care o vom considera poziția 2.

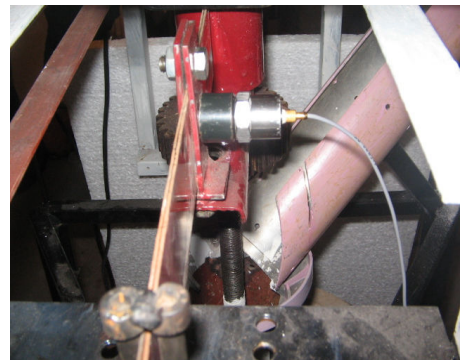


Figura 11.9 ra

11.5.2. Rezultatele măsurătorilor

Au fost măsurate viteza și deplasarea în cele două poziții pentru valori distincte și discrete ale parametrilor de funcționare ai mașinii.

S-a măsurat frecvența de rotație a mașinii cu ajutorul unui tuometru care, printr-o setare corespunzătoare indică chiar frecvența de rotație multiplicată cu zece, 10v, iar treptele de reglare ale frecvenței vibrației perturbatoare au fost notate cu 1, 2 și 3.

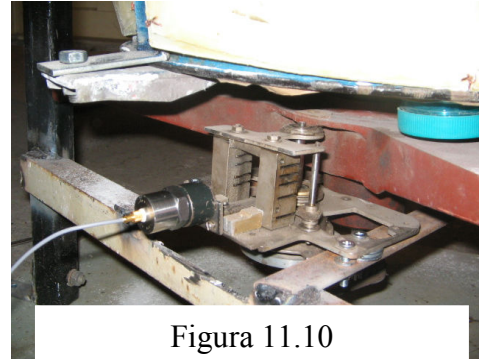


Figura 11.10

Măsurătorile prezentate sunt făcute folosind sistemul auxiliar de generare a vibrațiilor axiale, prezentat în capitolul 8, figurile 11.11÷11.64 și generatorul de vibrații cu mase neechilibrate, figurile 11.65÷11.72.

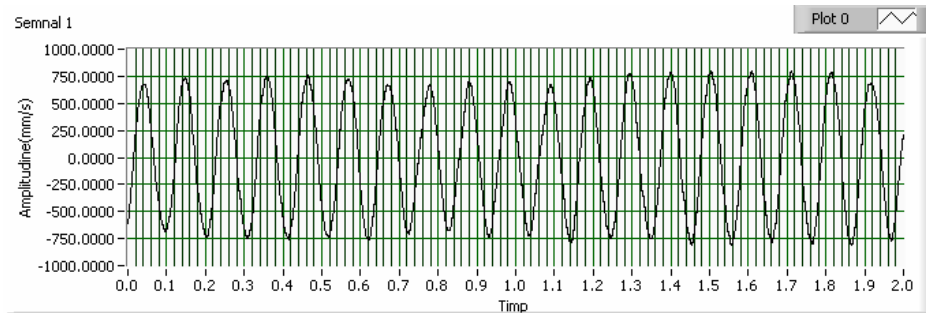


Figura 11.43

Semnal: viteza; Poziția 1; Frecvența $v=0,78$ [Hz]; Gen. vibr. $n=2$;

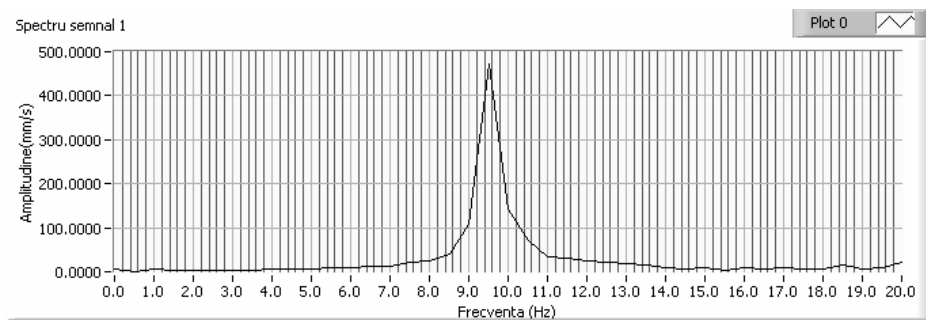


Figura 11.44

Spectrul vitezei; Poziția 1; Frecvența $v=0,78$ [Hz]; Gen. vibr. $n=2$;

Rezumat

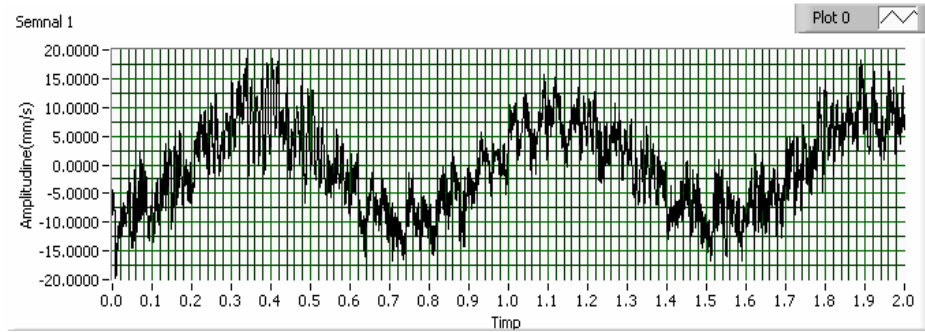


Figura 11.45

Semnal: viteza; Poziția 2; Frecvența $\nu=0,78$ [Hz]; Gen. vibr. $n=2$;

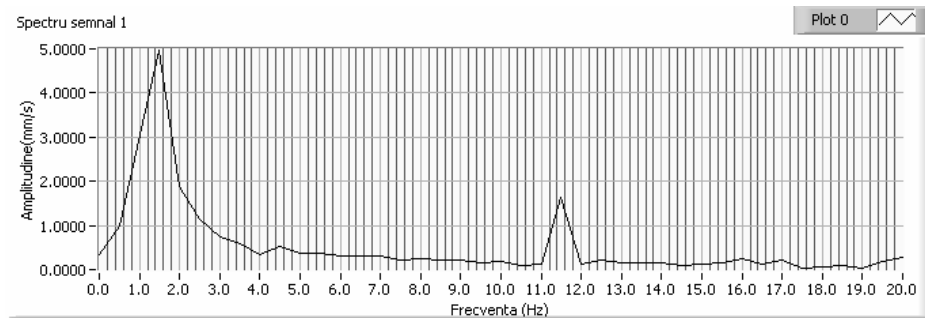


Figura 11.46

Spectrul vitezei; Poziția 2; Frecvența $\nu=0,78$ [Hz]; Gen. vibr. $n=2$;

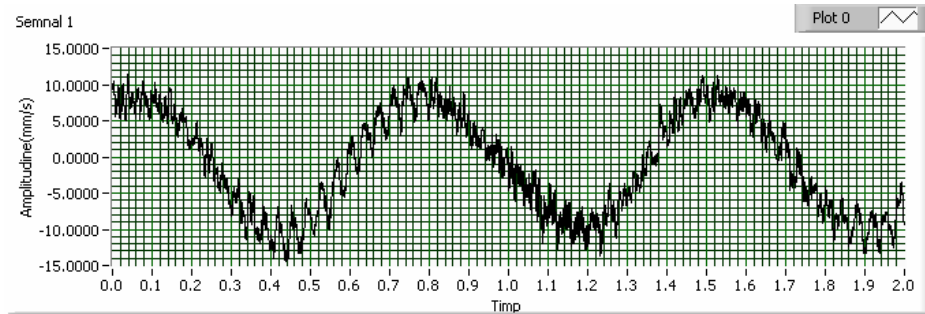


Figura 11.69

Semnal: viteza; Poziția 2; Frecvența $\nu=0,78$ [Hz]; Gen. vibr. cu m.n;

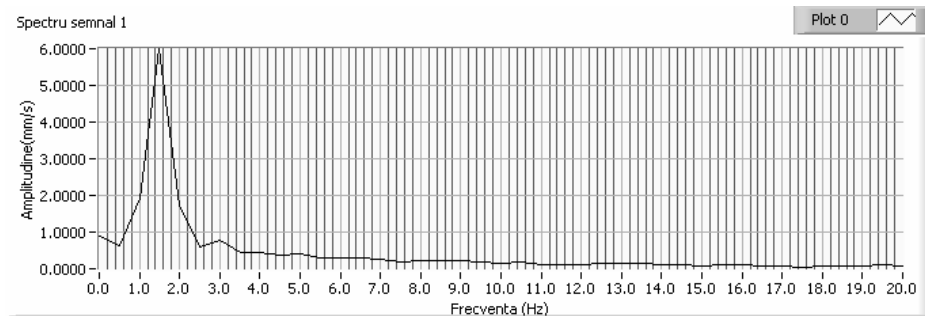


Figura 11.70

Spectrul vitezei; Poziția 2; Frecvența $\nu=0,78$ [Hz]; Gen. vibr. cu m.n;

11.5.3. Analiza rezultatelor prezentate

După cum se poate observa din figurile 11.11÷11.66, din semnalele vitezelor și ale deplasărilor, măsurate pentru un interval de 10 secunde, au fost prezentate și prelucrate doar semnalele situate în intervalul a 2 secunde. După cum se poate observa, din figurile prezentate, funcțiile acestor semnale sunt periodice.

Semnalele măsurate cu traductorul situat pe elementul perturbator, poziția 1, dau informații despre mărimea vibrațiilor generate și frecvențele acestora. Analiza spectrală a acestor semnale arată că, dacă se face un reglaj pentru poziția nr. 1, frecvențele semnalelor generate se situează în intervalul $6,5 \div 8,5$ [Hz], pentru nr. 2, frecvențele semnalelor generate se situează în intervalul $9,5 \div 10,6$ [Hz], iar pentru nr. 3, frecvențele semnalelor generate se situează în intervalul $11 \div 11,5$ [Hz]. Trebuie remarcat faptul că aceste variații sunt datorate atât imposibilității unui reglaj discret în trepte, după cum am precizat reglajul este făcut cu ajutorul unui potențiomtru cu reglare continuă, cât și posibilelor variații ale tensiunii în rețea. Deasemenea, nu se exclude influența mișcării de rotație care, prin cuplurile de frecare interioară, poate influența mișcarea elementului perturbator.

Pe diagramele care prezintă analiza spectrală a mișcării elementului perturbator, poziția 1, se pot remarca armonicile superioare ale frecvenței principale.

Pe diagramele de semnal ale deplasărilor se poate observa că, odată cu creșterea frecvenței de excitație, a crescut și deplasarea ceea ce a condus la accelerații foarte mari între cele trei poziții alese. Spre exemplu, în cazul nr.3, se produc accelerații de peste 10 ori mai mari decât în cazul nivelului nr. 1, ceea ce a condus la limitarea măsurătorilor la acest nivel pentru a evita ruperea elementelor elastice sau de desprinderea traductorului magnetic.

Din analiza semnalelor vitezelor în poziția 2, deci a semnalului care măsoară viteza organului de lucru, sita, se poate observa că există un semnal fundamental, dat de rotația cu viteză unghiulară constantă, peste care se suprapune un semnal de frecvență mai mare. Analiza spectrală reliefează acest lucru în toate spectrele semnalului viteză, astfel se poate observa că, alături de componenta preponderentă, de amplitudine maximă, dată de frecvența fundamentală, apare un al doilea semnal armonic a cărui frecvență este situată în domeniul frecvențelor generate.

Corelația dintre diagramele spectrelor vitezelor în cele două poziții este evidentă, și când afirmăm acest lucru nu ne referim numai valorile frecvențelor, ci și la nivelul

amplitudinilor, care arată că, pentru aceeași viteză unghiulară de rotație, un nivel energetic superior al perturbației produce amplitudini mai mari.

Dacă sursa generatoare de vibrații este generatorul cu mase neechilibrate, s-au măsurat doar semnalele vitezelor în cele două poziții distincte, prezentate mai sus. Se poate imediat observa că vitezele „generate la sursă” au valori mult mai mici, de $10 \div 15$ ori mai mici decât atunci când este utilizat sistemul de generare a vibrațiilor, cu toate acestea se poate observa din semnalul vitezei, măsurat în poziția 2, figura 11.69, corespunde cerințelor noastre, doar că nu are amplitudinea suficient de mare datorită dificultăților tehnice ce limitează mărirea maselor neechilibrate. Deasemenea, frecvența perturbațiilor depinde de raportul de transmitere, vezi capitolul 6, fiind greu de modificat în această fază a prototipului.

Din analiza spectrală, se poate observa că amplitudinile în acest caz scad pentru frecvențele principale ceea ce conduce la ideea că nu se poate vorbi de o frecvență discretă a perturbației ci de un domeniu perturbator de frecvență. Așa cum am arătat și în studiul teoretic, prezentat în capitolul 6, se poate discuta de frecvențe de rezonanță subarmonice și de armonici superioare. Iar această situație se suprapune cu niște condiții puțin diferite față de modelul teoretic analizat, datorită elementelor elastice care, așa cum am arătat în capitolul 10, au un comportament neliniar.

Cu toate acestea, rezultatele sunt încurajatoare dacă facem o analiză a măsurătorilor și a modului în care se comportă și generatorul de vibrații cu mase neechilibrate. Folosirea acestuia necesită însă o calibrare și o testare, odată ce au fost clarificate cerințele tehnologice optime.

11.6. Încercări tehnologice

Încercările tehnologice care au fost făcute pe separatorul conic centrifugal oscilant au ca scop lămurirea următoarelor aspecte:

- verificarea funcționalității prototipului;
- validarea principiului de funcționare propus, dacă se are în vedere că nu există mașini care funcționează astfel;
- stabilirea unor funcții de corelație între parametrii cinematici de funcționare ai mașinii și indicii care stabilesc buna funcționalitate în lucru.

Rezumat

După cum a fost precizat în capitolul 8, prototipul a fost echipat cu o sită cu care se poate efectua operația de cernere, de aceea încercările au constat în cernerea unui amestec de măciniș, mai precis un amestec între făină de grâu, componenta care trece, și tărâțe de grâu, componenta de refuz, în proporții diferite.

A fost făcut un număr redus de încercări, în primul rând datorită intervalului mare de timp pe care îl presupune fiecare probă și, în al doilea rând, datorită limitărilor și dificultăților impuse de utilaj. Deasemenea, fiind dificil un reglaj al debitului de alimentare, au fost făcute încercări fără a modifica debitul de alimentare.

După efectuarea încercărilor, în primul rând trebuie precizat că prototipul este unul funcțional în domeniile specificate în subcapitolul 11.5.2, din punct de vedere al frecvenței de lucru și al frecvenței componentei perturbatoare.

Rezultatele încercărilor făcute sunt prezentate doar în lucrare.

Au fost făcute două seturi de încercări în două situații diferite, fiind variat procentul de material care nu trece prin sită, refuzul.

Într-un prim caz, procentul de material care nu trece, tărâțele, a fost de 16,6%, iar în al doilea caz, acest procent a fost dublat, 33,3%, trebuie specificat că aceste procente se referă la masele materialelor și nu la volumele lor. Deoarece densitatea făinii de grâu utilizate este de aproximativ 2,5 ori mai mare decât a tărâțelor de grâu aceste procente diferă.

Testele au fost făcute pentru trei turații de lucru diferite și două frecvențe distincte ale vibrației perturbatoare diferite.

Chiar dacă variațiile sunt mici, totuși se pot trage câteva concluzii:

- creșterea turației sitei conduce la mărirea pierderilor;
- creșterea frecvenței vibrației perturbatoare conduce la scăderea pierderilor;
- creșterea procentului de „refuz” conduce la creșterea pierderilor.

Datorită numărului mic de încercări nu se pot determina și niște funcții care să stabilească corelații între parametrii cinematici ai mașinii și indicii care determină calitatea procesului de lucru. Aceste funcții sunt cu atât mai greu de determinat cu cât factorul care definește pierderile este mai mic.

Ceea ce trebuie remarcat este buna funcționalitate, eficiența ridicată, dar și calitatea separării, la un utilaj ai cărui parametrii de lucru au fost stabiliți doar cu ajutorul unor considerații teoretice.

În conformitate cu datele obținute până în acest moment, apreciem totuși că, separatorul conic centrifugal oscilant asigură o cernere de bună calitate dacă turația de lucru se găsește în intervalul, $n \in (45 \div 60)[rot/min]$, iar frecvența vibrației perturbatoare se găsește în domeniul, $f \in (7,5 \div 10)[Hz]$.

Valorile parametrilor cinematici prezentați mai sus indică un alt aspect important, un astfel de utilaj nu este energofag: turația de lucru este foarte mică, după cum s-a arătat nu necesită cupluri motoare mari, deci puterea necesară este, în consecință, mică.

Vibrația perturbatoare poate fi generată cu ajutorul unui sistem independent, ca cel cu ajutorul căruia au fost făcute măsurătorile, sau, după calibrare și încercări, cu ajutorul generatorului de vibrații cu mase neechilibrate.

12. CONSIDERAȚII FINALE

12.1. Concluzii

După o primă documentare, cu caracter general, având în vedere că la momentul inițial nu exista o preferință sau impuneri pentru o anumită direcție de cercetare, am orientat și limitat studiul doar către utilajele din domeniul morăritului, mai precis către gama mașinilor care sunt folosite în procesele tehnologice de curățire, sortare, separare, cernere etc.

Procesele de cernere, folosind cernerea ca termen general, sunt procese care supun materialul de prelucrat la mișcări periodice, ceea ce a condus la folosirea unor sisteme de acționare care să impună organelor active ale utilajelor mișcări periodice de tip oscilator sau vibrații. Este clar că cernerea nu se poate face într-un mod eficient dacă organele active ale utilajelor: sitele, ciururile, etc. nu îndeplinesc anumiți parametri cinematici și dinamici optimi. Pe lângă parametrii cunoscuți ce caracterizează o mișcare oscilatorie: frecvența și amplitudinea oscilației, trebuie avuți în vedere și alți parametri care țin atât de proces, cât și de caracteristicile materialului ce trebuie prelucrat și aici am în vedere: unghiul de înclinare al sitelor, coeficienții de frecare, viteza optimă de cernere, viteze limită impuse de trecerea prin site, interacțiunile dintre particule, interacțiunile cu suprafețele de cernere, consumul energetic la prelucrare, dimensiunile și forma orificiilor de separare, etc.

Lucrarea de față încearcă să lămurească, pe cât este posibil, câteva aspecte teoretice legate de parametrii cinematici și dinamici ale organelor active de cernere ale mașinilor, cât și aspecte legate de felul în care materialul se deplasează pe acestea.

În capitolul 2 sunt prezentate studiile teoretice actuale care stau la baza procesului de cernere cu ajutorul sitelor oscilante, se face o analiză a regimurilor cinematice, dar și a altor aspecte care privesc cernerea pe site.

Capitolul 2.2. este în integralitatea lui un studiu teoretic al autorului despre sitele plane. Acest studiu teoretic prezintă într-o abordare diferită câteva aspecte care privesc întregul utilaj: mișcarea organelor active, mișcarea materialului pe sită, cu aspecte care țin de un important parametru tehnologic, viteza de cernere, dar și de viteza de transport a refuzului, traiectoriile particulelor în mișcarea pe sită, etc. Studiul teoretic este însoțit și confirmat de măsurători, care dau valabilitate abordării teoretice prezentate.

În capitolul 3 au fost prezentate aspecte teoretice, din literatura de specialitate, care au abordat felul în care se comportă materialul pe ciururile rotative. În completare am făcut câteva considerații legate de parametrii cinematici ai mișcării materialului pe ciururile rotative, cât și introducerea unor noi parametri de studiu care nu au fost luați în calcul în lucrările care au abordat comportamentul materialului în astfel de utilaje.

În cadrul capitolului 4 am abordat câteva aspecte teoretice ale mișcării materialului pe site tronconice, în capitolul 4.1., și cilindrice, în capitolul 4.2. Despre aceste utilaje nu au fost găsite alte studii în domeniu.

În capitolul 5 este prezentat un dispozitiv pentru măsurarea coeficienților de frecare statici și dinamici ai materialelor supuse separării, cernerii, etc. Dispozitivul este conceput, proiectat și construit de autor și permite determinarea coeficienților de frecare statici și dinamici atât pentru suprafețe plane, cât și pentru suprafețe curbe. De asemenea, acest dispozitiv ce are la bază planul înclinat, poate permite, datorită legării elastice a organului activ, sita, măsurători ale mișcării materialului pe sită când aceasta este supusă vibrațiilor.

Ideea construirii unui separator conic centrifugal oscilant, pe principii diferite decât cel abordat în capitolul 4.1. a condus la necesitatea proiectării unui generator de vibrații cu mase neechilibrate. Aspectele teoretice cât și o analiză numerică a unui astfel de generator sunt prezentate în capitolul 6.

În capitolul 7 este prezentat un studiu teoretic care să pună bazele proiectării unui separator conic centrifugal oscilant, necesare pentru găsirea domeniilor în care se vor încadra parametrii funcționali ai separatorului: viteză unghiulară, conicitate, frecvențe de oscilație. În acest capitol este prezentată ideea inițială și premisele de la care s-a pornit.

În capitolul 8 este prezentat prototipul, elementele componente, detaliile constructive, multe dintre acestea, cum este precizat în capitolul respectiv, fiind rezolvate pe parcursul construcției separatorului. Reamintesc că atât proiectarea cât și realizarea prototipului au fost realizate de autor, ceea ce a condus la un volum foarte mare de muncă.

Necesitatea determinării cât mai precise ale proprietăților de inerție, în principal al tensorului de inerție, ale subsansamblelor în mișcare ale mașinii proiectate au condus la dezvoltarea unor aspecte teoretice interesante de reducere a corpurilor. În capitolul 9 este prezentată pe larg reducerea corpurilor, care sunt corpurile ce pot fi reduse și felul în care se poate face aceasta. Chiar dacă prezentarea teoretică din lucrare depășește poate cadrul și premisa de la care s-a pornit, consider că aspectele teoretice sunt interesante și reprezintă un pas înainte în această direcție.

În capitol 10 sunt au fost prezentate modelele teoretice și determinările experimentale pentru măsurarea parametrilor funcționali ai separatorului. Deasemenea, au fost prezentate implicațiile care apar din cauza faptului că nu se poate studia direct mișcarea sitei, iar aceste semnale sunt măsurate folosind sistemul auxiliar. A fost prezentată și o analiză numerică a funcției de legătură dintre cele două mișcări.

În capitolul 11 sunt prezentate încercările care s-au făcut pe separatorul conic centrifugal oscilant împreună cu o analiză a acestor rezultate. De asemenea sunt prezentate câteva rezultate tehnologice care scot în evidență care sunt parametrii cinematici și dinamici optimi pentru o bună funcționare a utilajului încercat. Tot aici sunt prezentate câteva dintre concluziile care se pot trage în urma acestor teste.

12.2. Contribuții originale

Voi prezenta câteva dintre cele mai importante contribuții personale ale autorului:

- studii teoretice asupra sitei plane: despre mișcarea sitelor și despre mișcarea particulelor pe site, atât aspectele cinematice, cât și cele dinamice;
- încercări și măsurători ale mișcării sitelor plane, cu validarea studiului teoretic;

Rezumat

- studii teoretice despre mișcarea particulelor pe site cilindrice și tronconice atât aspectele cinematice, cât și cele dinamice;
- studiu teoretic referitor la realizarea unui separator conic centrifugal oscilant;
- cercetarea și abordarea unui nou principiu de funcționare la utilajele de sortare;
- proiectarea și realizarea unui separator conic centrifugal oscilant;
- studiu teoretic al unui generator de vibrații cu mase neechilibrate și analiza numerică;
- proiectarea și realizarea generator de vibrații axiale cu mase neechilibrate necesar unui separator conic centrifugal oscilant;
- studiu teoretic privitor la calculul proprietăților de inerție ale corpurilor: prezentarea operației de reducere a corpurilor, stabilirea corpurilor elementare de ordinul 0, 1, 2 și 3, enunțarea și demonstrarea a 9 teoreme de reducere a corpurilor;
- studiu teoretic privitor la calcul coeficienților de frecare statici și dinamici;
- proiectarea și realizarea unui dispozitiv de măsurare a coeficienților de frecare statici și dinamici pe suprafețe plane și curbe, care oferă și posibilitatea de a face acest studiu în condiții dinamice (sita poate fi supusă vibrațiilor);
- încercări pentru măsurarea mișcării sitei separatorului conic centrifugal oscilant și găsirea unor funcții de corelație pentru studiul mișcării;
- încercări tehnologice și identificarea parametrilor optimi de funcționare ai mașinii;
- alte câteva considerații teoretice în studiul sitelor oscilante și a ciururilor rotative.

12.3. Direcții de dezvoltare

Direcția de cercetare prezentată este una total nouă, de aceea se poate spune că, prin pușinii pași făcuți, suntem doar la un început de drum.

În perspectivă se au în vedere următoarele direcții de dezvoltare:

- studierea teoretică a mișcării particulelor pe sită, însoțită de o analiză numerică;
- îmbunătățirea prototipului, pentru a putea fi făcute încercări tehnologice mai diverse și mai facile;
- continuarea încercărilor pentru a găsi parametri cinematici optimi de funcționare în situații diferite, cu materiale diferite;
- continuarea încercărilor folosind și alte tipuri de site;
- continuarea încercărilor folosind site multiple;

-promovarea ideilor care stau la baza modelului propus și cercetarea împreună cu specialiștii din domeniu dacă este oportună construirea unui utilaj.

BIBLIOGRAFIE SELECTIVĂ

- [9] *Bratu P.*, **Sisteme elastice de rezemare pentru mașini și utilaje**, Ed. Tehnică, București, 1990.
- [10] *Bratu P.*, **Mecanica Teoretică**, Ed. Impuls, București, 2006
- [16] *Căsăndroiu T.*, **Utilaje pentru prelucrarea primară și păstrarea produselor agricole**, Curs, U.P.B., Fac. Mașini Agricole, 1993, București.
- [17] *Căsăndroiu T., Enescu N.*, Unele probleme privind elementele elastice ale sistemelor de separare-transport vibratoare utilizate la mașinile agricole, *Constr. de mașini*, nr. 7, București, 1983.
- [20] *Căsăndroiu T., Ion C., ș.a.*, Metodă și aparat pentru determinarea coeficientului de frecare a semințelor pe suprafețe curbe, *Constr. de Mașini*, nr. 1-2, București, 1991.
- [21] *Căsăndroiu T., Ion C., Ion E.E.*, Fenomene vibratorii ale transportatoarelor de la mașinile de recoltat cartofi, *Academia Română, Caietul nr. 24*, București, 1990.
- [28] *Deciu E., Bugaru M., Dragomirescu Cr.*, **Vibrații neliniare cu aplicații în ingineria mecanică**, Ed. Academiei Române, București, 2002.
- [33] *Dubrovski, A.A., M.*, **Vibraționalea tehnica vî celiscom hozeaistve**, Izdatelizteo „Mașinoctroenie”, Moscova, 1968.
- [36] *Ene Gh., Bratu P.*, Stabilirea parametrilor dinamici ai transportatoarelor vibratoare elicoidale, *Studii și cercetări de mecanică aplicată*, t. 46.
- [47] *Ion C.*, *Dinamica sistemelor vibratorii, Modelare și optimizare.*, Ed. Printech, București, 2001.
- [48] *Ion C., Ion E.E., Mocică Gh.*, Considerații privind separarea materialelor cu ajutorul sitelor vibratoare, *Rev. Academiei Tehnice Militare*, nr. 2, anul IV, București, 1994.
- [49] *Ion C., Ion E.E., Enescu N., Magheți I.*, Considerații teoretice și experimentale privind mașinile de recoltat fructe, *Construcția de mașini*, nr. 8-9, București, 1990.
- [50] *Ion C.*, Contribuții privind modelarea matematică a proceselor ce comportă mașinile vibratoare, *Mecanică aplicată, Inst. de Învățământ Superior, Pitești*, 1981.
- [59] *Letoșnev M.N.*, **Mașini agricole**, Ed. Agro-silvică de Stat, București, 1959.
- [60] *Magheți I., Savu M.*, **Vibrații mecanice. Teorie și practică**, Ed. BREN, Buc., 2004.
- [66] *Munteanu M.*, Optimizarea sitelor vibratoare, *Studii și cercetări de mecanică agricolă*, Vol. VII, nr. 2, București, 1972.
- [70] *Munteanu M.*, **Introducere în dinamica mașinilor vibratoare**, Ed. Academiei, București, 1986.
- [71] *Munteanu M., Stroe S.*, Vibrațiile autovehiculelor grele datorate neregularităților șoselei, *Creativitatea în construcția fabricarea și exploatarea automobilelor*, vol. II, 1979.
- [73] *Orășanu N.*, Abaterea pulsațiilor proprii la sistemele liniare cu două grade de libertate, *Buletinul științific al Conferinței de Mecanica Solidelor (XXVII)*, vol. 3, Pitești, 2003.

[74]Orășanu N., A. Crăifăleanu, V. Ceașu, Proiectarea absorbitorilor dinamici pentru o structură continuă folosind metoda matricilor de transfer, Sesiunea de comunicări științifice a catedrei de mecanică tehnică și mecanisme, SIMEC 2004, București, 2004.

[75]Orășanu N., Voicu Ghe., Some considerations about the study of particles motion on the conical sieve, Proceedings of the Internat. Conf., vol. 2, Lozenec, Bulgaria, 2007.

[76]Orășanu N., Some consideration about the study of angular axial vibrations of a centrifugal separator, SISOM 2008 and Symposium of Acoustics, 29-30 mai, Bucuresti.

[77]Orășanu N., Voicu Gh., Some considerations on the study of plansifter motion used for grain milling separation, Proceedings of the Second International, Conference, Vol. 2, Lozenec, Bulgaria, 10-12 June, 2009.

[78]Orășanu N. – Reduction of the conical and pyramidal bodies, Conferința SISOM, Bucuresti, 2009.

[79]Orășanu N., Voicu Ghe., Ungureanu N., Determination of the static and dynamic friction coefficients for the milling product and their variation with respect to cinematic parameters, MOCM, Vol. 15, Nr. 3, Ed. Alma Mater, Bacau, 2009.

[80]Orășanu N., Reduction of the elementary bodies to systems of material points with the same inertia proprieties, Buletinul UPB, 2009

[81]Orășanu N., Reduction of continuous bodies to material points. Aplication on regular polygons, Conferința CNMS -XXXII, București, 2009.

[82]Orășanu N., Reduction of regular solids. Platonic solids., Conferința CNMS - XXXII, București, 2009.

[83]Panțuru D., Bîrsan I.G., **Calculul și construcția utilajelor din industria morăritului**, Ed. Tehnică, București, 1997.

[110]Vălcovici V., Bălan Șt., Voinea R., **Mecanică teoretică**, Ed. Tehnică, Buc., 1968.

[112]Voicu Gh., Căsăndroiu T., **Utilaje pentru morărit și panificație**, Litografia Universității "Politehnica" București, 1995.

[113]Voicu Gh., Căsăndroiu T., Unele considerații privind acționarea sitelor pentru cernerea produselor de măcinș, Construcția de Mașini, București, 11-12.

[114]Voicu Gh., Orășanu N., Maican E., Some considerations regarding the study of the particles movement on plansifters with circular planar movement, Proceedings of the International Conference, Lozenec, Bulgaria, 2007.

[115]Voicu Gh., Orășanu N., Marcu S., Act modeling of the propeller with paletts from buckets wheat humidifiers, MOCM 14, Vol. 2, Ed. Alma Mater, Bacău, 2008.

[116]Voicu Gh., Orășanu N., Some considerations about the study of particles motion on the plan sieve with a circular motion, Proceedings of the Second International Conference, Vol. 2, Lozenec, Bulgaria, 10-12 June, 2009.

[117]Voinea R., Voiculescu D., Ceașu V., **Mecanica**, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1975.

[119]Zaharia S.E., Orășanu N., Utilizarea coordonatelor pluckeriene în analiza cinematică de ordinul doi a lanțurilor deschise, Buletinul Universității "Petrol-Gaze", Ploiești, vol. XLVII-L (1995-1998), nr. 10, 1998.

[120]Zaharia S.E., Orășanu N., Analiza cinematică de ordinul I a lanțurilor deschise folosind coordonate pluckeriene, Buletinul Universității "Petrol-Gaze", Ploiești, vol. XLVII-L (1995-1998), nr. 10, 1998.