

Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați

Școala doctorală de inginerie



TEZĂ DE DOCTORAT

SISTEM SUPORT DE DECIZIE PENTRU ANALIZA DINAMICĂ A MODELELOR REOLOGICE LA COMPACTAREA PRIN VIBRAȚII

REZUMAT

Nume doctorand,

Panfiloiu Gheorghe

Conducător științific,

Prof. dr. ing. h.c. Polidor BRATU - membru titular al Academiei de Științe Tehnice

Conducător științific în cotutelă,

Prof. dr. ing. Luminița Dumitriu

Seria I 2: Calculatoare și tehnologia informației Nr. 1

GALAȚI

2013

Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați

Școala doctorală de inginerie



TEZĂ DE DOCTORAT

SISTEM SUPORT DE DECIZIE PENTRU ANALIZA DINAMICĂ A MODELELOR REOLOGICE LA COMPACTAREA PRIN VIBRAȚII

REZUMAT

Nume doctorand

Panfiloiu Gheorghe

Conducător științific,

Prof univ.dr.ing. Polidor BRATU - membru
titular al Academiei de Științe Tehnice

Conducător științific în cotutelă

Prof univ.dr.ing. Luminița DUMITRIU

Referenți științifici

Prof univ.dr.ing. Nicolae ENESCU

Prof univ.dr.mat. Sorin VLASE

Prof. univ.dr. ing. Sorin-Dumitru MUȘAT

Seria I 2: Calculatoare și tehnologia informației Nr. 1

GALAȚI

2013

Seriile tezelor de doctorat sustinute public în UDJG începând cu 1 octombrie 2013 sunt:

Domeniul **ȘTIINȚE INGINEREȘTI**

Seria I 1: **Biotehnologii**

Seria I 2: **Calculatoare și tehnologia informației**

Seria I 3: **Inginerie electrică**

Seria I 4: **Inginerie industrială**

Seria I 5: **Ingineria materialelor**

Seria I 6: **Inginerie mecanică**

Seria I 7: **Ingineria produselor alimentare**

Seria I 8: **Ingineria sistemelor**

Domeniul **ȘTIINȚE ECONOMICE**

Seria E 1: **Economie**

Seria E 2: **Management**

Domeniul **ȘTIINȚE UMANISTE**

Seria U 1: **Filologie-Engleză**

Seria U 2: **Filologie-Română**

Seria U 3: **Istorie**

Cuprins

| | |
|--|----|
| Introducere | 6 |
| CAPITOLUL 1. Problematika abordată și obiectivele cercetării..... | 7 |
| 1.1. Aria tematică abordată | 7 |
| 1.2. Necesitatea studiului | 7 |
| 1.3. Stadiul cunoașterii | 8 |
| 1.4. Obiectivele tezei | 8 |
| CAPITOLUL 2. Modelarea în informatică | 9 |
| 2.1. Modelarea matematică | 9 |
| 2.2. Sisteme informatice | 9 |
| 2.3. Sisteme suport de decizie | 10 |
| CAPITOLUL 3. Analiza modelelor dinamice și reologice..... | 10 |
| pentru procesul de compactarea pământurilor | 10 |
| 3.1. Procesul de compactare prin vibrație a pământurilor..... | 10 |
| 3.1.1. Vibrogeneratoare cu corpuri excentrice rotative de dezechilibrare dinamică..... | 10 |
| 3.1.2. Vibrogeneratoare tip planetar | 11 |
| 3.1.3. Vibrogeneratoare tip pendular..... | 11 |
| 3.2. Analiza vibrațiilor nedirijate | 11 |
| 3.3. Analiza vibrațiilor dirijate (unidirecționale) | 11 |
| CAPITOLUL 4. Reprezentarea prin modele reologice..... | 12 |
| a ansamblului vibrocompactor-pământ | 12 |
| 4.1. Modele reologice ale interacțiunii vibrocompactor-pământ | 13 |
| 4.2. Modele reologice ale pământului | 13 |
| CAPITOLUL 5. Mișcarea vibratorie a ansamblului vibrocompactor-pământ..... | 16 |
| 5.1. Vibrațiile de translație verticală | 17 |
| 5.1.1. Răspunsul dinamic pentru modelul vâscoelastic..... | 17 |
| 5.1.2. Răspunsul dinamic pentru modelul elastic..... | 18 |
| 5.1.3. Răspunsul dinamic pentru modelul vâscoelastoplastic | 18 |
| 5.1.4. Răspunsul dinamic pentru modelul elastoplastic E-P | 18 |
| 5.1.5. Răspunsul dinamic pentru sistemul cu o masă..... | 19 |
| 5.2. Vibrația combinată de translație verticală și rotație în jurul axei transversale orizontale.. | 19 |
| 5.2.1. Modelul dinamic al sistemului vibrocompactor-teren | 19 |
| 5.2.2. Pulsațiile proprii ale ansamblului vibrocompactor-teren | 20 |
| CAPITOLUL 6. Metode în prelucrarea semnalelor | 20 |
| 6.1. Metode de achiziție, prelucrare și tratarea semnalelor | 21 |
| 6.1.1. Conversia analog-digitală și digital-analog..... | 21 |
| 6.1.2. Teorema eșantionării | 21 |
| 6.2. Instrumentația virtuală..... | 21 |

| | |
|--|-----------|
| 6.3. Programul LabVIEW | 22 |
| 6.3.1. Panoul frontal | 22 |
| 6.3.2. Diagrama bloc | 23 |
| 6.4. Program citire semnale de vibrații | 23 |
| 6.5. Program analiză semnale de vibrații | 23 |
| CAPITOLUL 7. Analiză numerică și informatică a modelelor reologice semnificative ale procesului de compactare prin vibrații | 24 |
| 7.1. Metode de analiză comparată a procesului de compactare prin vibrație..... | 24 |
| 7.1.1. Modelul Voigt-Kelvin (E/V)..... | 25 |
| 7.1.2. Modelul Maxwell (E-V)..... | 25 |
| 7.1.3. Modelul Zener E/(E-V) | 26 |
| 7.1.4. Modelul Voigt-Kelvin-Hooke E - (E/V) | 26 |
| 7.1.5. Modelul Voigt-Kelvin-Newton V - (E/V)..... | 27 |
| 7.1.6. Modelul Voigt-Kelvin-Hooke-Newton (E-V) - (E/V) | 27 |
| 7.1.7. Model informatic de analiză comparativă a modelelor reologice | 27 |
| 7.2. Algoritm și familii de curbe pentru identificarea și urmărirea stării de funcționare la mașinile cu acțiune vibrantă | 29 |
| 7.2.1. Modelul fizic al sistemului dinamic | 29 |
| 7.2.2. Metode de calcul al raportului A_1/A_2 în funcție de modificările structurale..... | 30 |
| 7.3. Răspunsul unui sistem la excitații cinematice și dinamice | 32 |
| 7.3.1. Sistem dinamic excitat cinematic | 32 |
| 7.3.2. Excitația dinamică | 34 |
| 7.4. Analiza răspunsului modelului Voigt-Kelvin histeretic..... | 38 |
| 7.4.1. Model histeretic acționat cu forța $F(t)=F=F_0$ | 38 |
| 7.4.2. Model histeretic acționat cu forța $F(t)=F=m_0r\omega^2\sin\omega t$ | 39 |
| 7.5. Studiu modelului Voigt-Kelvin la rezonanță | 40 |
| 7.6. Model vâscoelastic liniar cu două grade de libertate | 42 |
| în regim armonic de excitație dinamică | 42 |
| 7.7. Sinteza parametrică | 47 |
| CAPITOLUL 8. Concluzii și contribuții originale..... | 50 |
| 8.1. Concluzii | 50 |
| 8.2. Contribuții personale cu caracter de originalitate | 51 |
| Bibliografie (selectivă)..... | 52 |

Introducere

S-ar putea pune firesc întrebarea: este necesară o astfel de teză, și de ce? Tot atât de firesc se poate da și răspunsul datorită următoarelor argumente științifice, astfel:

- sistemele suport de decizie oferă instrumentele, mecanismele și principiile necesare integrării de surse multiple, de regulă heterogene, în vederea furnizării unui acces inteligent la informații relevante cu acces semnificativ la procesul structurării deciziei. Procesul de compactare prin vibrații este un exemplu elocvent, fiind de mare complexitate și impredictibilitate;
- sistemele suport de decizie, ca un caz particular al sistemelor informatice, necesită în etapa de analiză efectuarea unui studiu sistematic al modelelor reologice specifice proceselor tehnologice în construcții, pe baza utilizării vibrațiilor forțate, în scopul monitorizării funcțiilor fizice cu variabilitate discretă sau continuă;
- modelarea fizică reologică asigură transpunerea modelării numerice a relațiilor specifice în procesele de compactare prin vibrare cu implicarea sistemelor informatice;
- fundamentarea și crearea unei metode inovative pentru studiul corelațiilor, în timp real, dintre parametrii dinamici ai mașinilor tehnologice cu parametrii instrumentali și informatici folosind instrumentația virtuală.

Instrumentația virtuală, care se bazează pe pachete de programe specializate oferă posibilitatea utilizatorului să realizeze, instrumente de măsură și analiză. Necesitatea unor analize performante și variate, în funcție de natura semnalelor, implică structurarea unor metode și proceduri specializate pentru achiziția semnalelor analogice, conversia digitală și decizia. Instrumentația virtuală oferă o soluție accesibilă financiar, în condițiile în care calculatoarele personale sunt utilizate cu predilecție. Achiziționarea unui software performant dă posibilitatea realizării unui număr nelimitat de instrumente profesionale, astfel că investițiile de acest tip se pot amortiza rapid.

Lucrarea de față este structurată pe 8 capitole, după cum urmează:

- Capitolul 1, „Problematika abordată și obiectivele cercetării”;
- Capitolul 2, „Modelarea în informatică”;
- Capitolul 3, „Analiza modelelor dinamice și reologice pentru procesul de compactarea pământurilor”;
- Capitolul 4, „Reprezentarea prin modele reologice a ansamblului vibrocompactor-pământ”;
- Capitolul 5, „Mișcarea vibratorie a ansamblului vibrocompactor-pământ”;
- Capitolul 6, „Metode în prelucrarea semnalelor”;
- Capitolul 7, „Analiză numerică și informatică a modelelor reologice semnificative ale procesului de compactare prin vibrații”;
- Capitolul 8, „Concluzii și contribuții originale.

Doresc să adresez sincere mulțumiri domnului prof. univ. dr. ing. h.c. Polidor Bratu, membru titular al Academiei de Științe Tehnice și doamnei prof. dr. ing. Luminița Dumitriu pentru îndrumarea, sprijinul, ajutorul necondiționat și competent acordate pe întreaga durată a cercetării și elaborării tezei de doctorat. Menționez că atât realizările cât și experiența acumulată în domeniul sistemelor dinamice cu modele reologice, a analizei și prelucrării semnalelor vibrațiilor, precum și integrarea lor într-un sistem suport de decizie, nu ar fi fost posibile fără îndrumarea domniilor lor.

Mulțumesc tuturor colegilor de la Facultatea de Inginerie din Brăila și Centrul de Cercetare Mecanica Mașinilor și Echipamentelor Tehnologice, din Universitatea "Dunărea de

Jos" din Galați pentru cadrul profesional creat și sprijinul acordat de-a lungul anilor de doctorat. Mulțumiri membrilor Comisiei de îndrumare: dr.ing. Carmen Nicoleta Debeleac, dr.ing. Adrian Leopa și dr.ing. Silviu Năstac pentru activitatea de îndrumare susținută pe care mi-au acordat-o. Mulțumiri personalului din cadrul Laboratorului de încercări „Acustică și vibrații” din cadrul institutului ICECON S.A., București, în mod special domnului dr.ing Ovidiu Vasile, director științific și domnului dr.ing. Vladimir Kolumban pentru sprijinul profesional eficient și asistența tehnică acordate în vederea realizării instrumentelor virtuale din cadrul tezei.

Cele mai calde gânduri și mulțumiri sunt adresate și familiei mele pentru înțelegerea, răbdarea și încurajările acordate în toți acești ani.

Autorul

Notă: Prezentul rezumat respectă structura, numerotarea formulelor, a figurilor și a referințelor bibliografice din teză.

CAPITOLUL 1. Problematika abordată și obiectivele cercetării

1.1. Aria tematică abordată

Teza abordează o arie tematică complexă ce are menirea să integreze comportarea dinamică a sistemelor dinamice cu modele reologice specifice proceselor de compactare prin vibrație într-un sistem suport de decizie. Astfel, vor fi abordate următoarele direcții de cercetare:

- studiul modelelor reologice ale proceselor de compactare a pământurilor;
- studiul evoluției parametrilor variabili în raport cu coordonata instantanee $x=x(t)$ cât și cu variabila temporală t ;
- stabilirea și trasarea familiilor de curbe de răspuns în procesele reologice definite tehnologic;
- analizarea răspunsului la solicitările dinamice specifice proceselor tehnologice cu regimuri de vibrații staționare;
- modelarea informatică a răspunsului dinamic în procesele reologice, prin utilizarea Digital Signal Processing (Prelucrarea semnalelor digitale) (DSP) în domeniul semnalelor vibrațiilor sistemelor mecanice, specifice modelelor reologice.

Analiza în sistemul DSP este evaluată, monitorizată și finalizată pe baza conversiei Analog-Digital (A-D) și a conceperii unui software de prelucrare a informațiilor transformate într-o secvență discretă digitală.

1.2. Necesitatea studiului

Procesul de compactare prin vibrații utilizat în construcții este un procedeu tehnologic complex, iar monitorizarea în timp real este obiectivul primordial pentru asigurarea calității lucrărilor finale în construcții. Sistemul suport de decizie pentru analiza dinamică a modelelor reologice la compactarea prin vibrații, se dorește a fi acel instrument care să asigure decizia de proces. Pentru analiza semnalelor vibrațiilor de răspuns a sistemelor dinamice care simulează interacțiunea echipament vibrator de compactare-pământ au fost concepute cerințe, metode și sisteme de analiză virtuală cu instrumentație Labview.

Calculatorul pune la dispoziția utilizatorului, în primul rând, un spațiu practic nelimitat de depozitare a semnalelor preluate și digitizate, prin intermediul mai multor tipuri de fișiere. Cum echipamentele periferice de memorare ale calculatorului au ajuns la capacități impresionante nu se exagerează cu nimic când se afirmă ca spațiul de depozitare este nelimitat. Apoi înalta fidelitate a înregistrărilor oferite de memorarea pe suporturile magnetice ale calculatorului dau siguranța nealterării, în timp, a datelor. Adevărata putere a calculatorului nu se rezumă numai la aspectele cantitative, precizate în considerațiile de mai sus, ci și în modalitățile

de analiză și furnizare a rezultatelor dorite de utilizator. Instrumentația virtuală, bazată pe pachete de programe specializate dă posibilitatea utilizatorului să-și construiască orice instrument de măsură și analiză dorește, în memoria calculatorului.

1.3. Stadiul cunoașterii

Începuturile prelucrării semnalelor digitale datează din anii 1960, prin utilizarea calculatoarelor mainframe digitale pentru prelucrarea unor aplicații ca de exemplu FFT(Fast Fourier Transform)- Transformata Fourier Rapidă, ce permite calcularea spectrului de frecvență al unui semnal, printr-o metodă deosebit de rapidă, în comparație cu metodele clasice. La început, doar în unele universități și institute de cercetări științifice se puteau utiliza aceste noi metode, datorită răspândirii mici a calculatoarelor. Astfel Universitatea Rice din Houston, Texas a pornit printre primele cercetările din domeniul DSP în anul 1968. Anii 1970 au marcat apariția primelor lucrări pe această temă, în particular asupra filtrelor digitale. Deceniile următoare au marcat o puternică afirmare a cercetărilor în domeniul precizat, având drept rezultat și apariția unor cărți de referință. Mulți profesori și cercetători importanți din lume s-au mutat la Universitatea Rice, care astfel a devenit o universitate de elită în domeniul DSP, fapt recunoscut în anul 2000.

Iată o listă scurtă cu câteva articole recente de pe site-ul www.ieee.org:

Pietrikova, A.; Kravcik, M., *Investigation of rheology behavior of solder paste*, Electronics Technology (ISSE), 2012 35th International Spring Seminar.

Jean-Louis Briaud, Jeongbok Seo, *Intelligent compaction: Overview and research needs*, Texas A&M University, December, 2003.

Sing-Hui Toh, Kyeong-Hoon Do, Wan-Young Chung, Seung-Chul Lee, *Health Decision Support for Biomedical Signals Monitoring System over a WSN*, Second International Symposium on Electronic Commerce and Security, 2009.

1.4. Obiectivele tezei

Aflată la intersecția domeniilor mecanică, matematică și informatică aplicată, și concepută ținând cont de criteriul multidisciplinarității, încadrată în domeniul DSP, teza de față are ca obiectiv principal crearea unui sistem suport de decizie pentru modelarea, simularea și analiza dinamică a sistemelor reologice în procesul de compactare prin vibrații. Sistemul, prin programele componente va prelucra semnalele digitale, permițând astfel o utilizare eficientă, precisă și versatilă atât în domeniul cercetării teoretice, cât și al celei aplicative.

În vederea atingerii dezideratelor științifice, autorul își propune următoarele:

- elaborarea unui studiu minuțios în ceea ce privește modelele dinamice pentru procesul de compactare a pământurilor și reprezentarea acestor modele reologice;
- identificarea aspectelor noi legate de conversia analog-digitală, ca primă etapă în prelucrarea digitală a semnalelor;
- compatibilizarea noțiunii de instrument virtual cu cea de sistem suport de decizie, în contextul general al conceptului de inginerie asistată de calculator;
- utilizarea pe scară largă a limbajului de programare tip G în vederea proiectării aparaturii virtuale ce constituie elementele de bază ale sistemului informatic; limbajul de programare tip G este un limbaj de programare grafică pe bază de pictograme funcționale, care are la bază conceptele de programare orientată pe obiecte (OOP - Object Oriented Programming), respectiv programare orientată pe evenimente (EOP - Events Oriented Programming) și care oferă o largă paletă de instrumente și rutine informatice cu utilizare structurată, integrată și deosebit de facilă;
- fundamentarea teoretică, analiza structural-funcțională și implementarea unui pachet de programe în cadrul unui sistem suport de decizie;

- stabilirea unei metode de transfer tehnologic astfel încât rezultatele din prezenta teză să poată fi valorificate;
- evidențierea situațiilor limită, cu caracter asimptotic, a căror influență de natură instabilă să poată fi monitorizate și controlate în timp real.

CAPITOLUL 2. Modelarea în informatică

2.1. Modelarea matematică

Modelarea în informatică are la bază concepte, structuri și funcții relaționale matematice. Eykhoff [88] definea modelul matematic ca o reprezentare a aspectelor esențiale ale unui sistem existent (sau a unui sistem ce urmează a fi realizat), care prezintă cunoștințele despre acel sistem într-o formă utilizabilă. Modelele matematice pot fi incluse, fără a fi singurele categorii, în sisteme dinamice, modele statistice, ecuații diferențiale sau modele de teoria jocurilor.

În cadrul analizei dinamice se elaborează un model descriptiv al sistemului în ipoteza unui mod evolutiv al sistemului sau a unei disfuncții sistemice ce trebuie abordate cu evenimente aleatoare. Pentru controlul unui sistem, inginerii simulează diferitele situații posibile, menite să aibă o finalitate precisă, semnificativă și eficientă.

O parte importantă a procesului de modelare este evaluarea dacă modelul matematic dat descrie sau nu sistemul cu acuratețe. La această întrebare este greu de răspuns pentru că implică diferite tipuri de evaluări.

În mod uzual, cea mai simplă evaluare a unui model este verificarea dacă acesta se potrivește cu date experimentale sau alte date empirice

Un model pentru calculator, sau un model informatic, poate fi considerat ca o relație intrare-ieșire, adică o funcție. Orice model pentru calculator poate fi re-implementat în diferite moduri formale (în particular, în orice limbaj de programare suficient de sofisticat), conducând la reprezentări alternative ale aceleiași relații intrare-ieșire.

2.2. Sisteme informatice

În funcție de domeniul de utilizare, sistemele informatice pot fi:

- pentru conducerea activităților economico-sociale;
- pentru conducerea proceselor tehnologice;
- **pentru cercetare științifică și proiectare tehnologică;**
- pentru activități speciale.

Alte criterii de clasificare pot fi grupate astfel:

- în funcție de nivelul ierarhic ocupat de sistemul economic în structura organizatorică a societății;
- după aportul la actul de decizie:
 - **sisteme suport pentru decizie;**
 - sisteme expert;
- în funcție de elementul supus analizei;
- după modul de organizare a datelor;
- după gradul de centralizare;
- după gradul de automatizare a activităților de analiză și proiectare a sistemelor informatice.

Astfel, lucrarea de față se încadrează în domeniul **cercetării științifice și proiectare tehnologică**, fiind din punct de vedere al aportului la actul de decizie un **sistem suport pentru decizie**.

2.3. Sisteme suport de decizie

În ultimii ani[35], [36], metodele de luare a deciziei au fost îmbogățite cu tehnici specifice științei informației, psihologiei cognitive și inteligenței artificiale și au fost implementate sub formă de programe, sau componente integrate în medii de calcul pentru luarea de decizii complexe. Astfel de medii sunt denumite sisteme de suport a deciziei (SSD). Conceptul de SSD[36] este extrem de amplu, acoperind o gamă largă de instrumente, mecanisme și principii. Pentru a evita excluderea vreunui tip de SSD, vor fi definite ca sisteme interactive bazate pe calculator ce ajută utilizatorul în activități de selecție și raționament. Un alt termen folosit adesea ca sinonim pentru SSD este sistem bazat pe cunoștințe, termen ce încearcă să captureze tentativa de a formaliza cunoșterea domeniului astfel încât aceasta să poată fi supusă unui mecanism de raționament automat.

Sistemele de suport a deciziei sunt sisteme computerizate interactive ce ajută utilizatorul în activități de selecție și raționament. **SSD-urile sunt în mod tipic croite(realizate) pe un context, nefiind sisteme cu scop general.**

Procesul de compactare prin vibrații utilizat în construcții este un proces complex, iar luarea deciziei cu privire la terminarea acestui proces este adesea o activitate extrem de dificilă. Un asemenea proces trebuie să aibă în vedere mai multe elemente, cum ar fi: utilajul cu care se realizează compactarea, tipul de pământ de compactat, modelul reologic cel mai potrivit pentru interacțiunea vibrocompactor-tip pământ, cerințe de calitate. Fiecare dintre elementele enumerate mai sus conține numeroase variante, ceea ce face dificilă luarea deciziei că lucrarea de compactare trebuie oprită în condițiile încadrării în cerințele de calitate impuse. Sistemul suport de decizie pentru analiza dinamică a modelelor reologice la compactarea prin vibrații se dorește a fi acel instrument care să asiste luarea unei astfel de decizii.

CAPITOLUL 3. Analiza modelelor dinamice și reologice pentru procesul de compactarea pământurilor

3.1. Procesul de compactare prin vibrație a pământurilor

Vibrațiile ce se transmit, prin organul de lucru, la mediul de compactat sunt produse de vibrogeneratoare. Soluțiile inovative în domeniul echipamentelor vibratoare pentru compactarea pământurilor au dus la realizarea unor vibrogeneratoare cu posibilități de reglare, atât a frecvenței, cât și a amplitudinii vibrațiilor.

3.1.1. Vibrogeneratoare cu corpuri excentrice rotative de dezechilibrare dinamică

Aceste vibrogeneratoare[48],[49] pot fi grupate în două clase constructive, adică:

- numărul corpurilor excentrice: un singur excentric, una sau mai multe perechi de excentrice;
- mărimea momentului static al corpurilor excentrice rotative: moment static nereglabil, moment static reglabil.

Vibratorul cu un singur excentric are o singură masă excentrică în mișcarea de rotație. Excentricitatea masei se realizează printr-un sector de disc, ca în figura 3.1, prin fixarea excentrică a masei pe un braț sau pe un disc, printr-un arbore excentric sau cotit, etc.

Vibrogeneratorul cu una sau mai multe perechi de excentrice produce vibrații dirijate. Excentricele pot fi dispuse pe un singur arbore, pe doi arbori sau chiar pe trei arbori, ca în figura 3.2. Acesta din urmă este realizat în așa fel, încât pe arborele din mijloc se montează un excentric având momentul static egal cu suma momentelor statice celorlalte două excentrice montate pe arborii marginali, care au excentricitățile identice și se rotesc în sens invers sensului arborelui din mijloc. Vibrogeneratorul cu trei arbori reprezintă de fapt o combinație a două

perechi de arbori la care arborele din mijloc îndeplinește o dublă funcțiune, formând pereche cu fiecare din arborii marginali. Acest vibrogenerator se folosește atunci când este necesar să se obțină valori mari ale forței perturbatoare.

Vibrogeneratorul cu momentul static al excentricelor reglabil poate fi cu două excentrice sector de disc, cu două discuri tip excentric cu arc, cu adaos de masă excentrică.

3.1.2. Vibrogeneratoare tip planetar

Aceste vibrogeneratoare[4] produc vibrații cu acțiune nederijată. Sistemele constructive cele mai folosite sunt cele cu roată alergătoare și cu bilă rotitoare. Vibrogeneratorul de tip planetar cu roată alergătoare se compune din roata alergătoare 1 ce rulează în timpul funcționării pe calea de rulare circulară 2, mișcându-se liber pe arborele cotit 3. Forța perturbatoare care produce vibrația se datorează roții alergătoare și poate atinge valori mari. Ea se transmite direct pe corpul organului de lucru, descărcând rulmenții arborelui cotit. Frecvența vibrațiilor unui astfel de vibrogenerator este egală cu numărul de rotații al arborelui cotit. Datorită faptului că în timpul lucrului se produc tensiuni mici în locul de contact al roții alegătoare cu calea de rulare, se realizează o durată mare de serviciu al vibrogeneratorului. Acest tip de vibrogenerator este folosit în construcția plăcilor vibratoare de tip greu, cu frecvență joasă sau medie, unde este nevoie de o forță perturbatoare mare.

3.1.3. Vibrogeneratoare tip pendular

La vibrogeneratorul de tip pendular[11], figura 3.7. corpul său este legat de talpa plăcii 1 prin intermediul balansierului 4, cu ajutorul unei articulații 2. Când excentricul 3 se rotește, sub acțiunea forței perturbatoare, corpul execută oscilații asemănătoare cu ale unui pendul suspendat pe o axă.

Două amortizoare din arcuri de cauciuc, montate în dreptul articulației mențin balansierul, respectiv corpul vibrogeneratorului, în timpul lucrului, sub un unghi de $\pm 45^\circ$ față de suprafața tălpii de sprijin. De obicei se montează câte un excentric la fiecare capăt al arborelui 5. Vibrogeneratorul de tip pendular produce vibrații cu acțiune dirijată.

Rezultatul forțelor centrifuge a unui vibrogenerator care întreține vibrația forțată, este denumită forță perturbatoare sau excitatoare. După modul de acționare a forței perturbatoare, vibrogeneratoarele pot fi împărțite în două mari grupe: cu acțiune nederijată care produc vibrații circulare și cu acțiune dirijată care produc vibrații liniare numite și unidirecționale.

3.2. Analiza vibrațiilor nederijate

Vibrogeneratorul cu acțiune nederijată[11], [49] se caracterizează prin aceea că forța perturbatoare creată de el în cursul unei rotații, își schimbă continuu direcția. Din această categorie fac parte vibrogeneratoarele tip excentric, cu o singură masă de rotație și cele de tip planetar, cu roată alergătoare sau cu bilă rotitoare.

3.3. Analiza vibrațiilor dirijate (unidirecționale)

Vibrogeneratorul cu acțiune dirijată[11], [48] se caracterizează prin aceea că forța perturbatoare creată în cursul unei rotații își menține direcția, dar își schimbă continuu mărimea, între zero și valoarea maximă în ambele sensuri.

Pentru crearea forței perturbatoare dirijate se aplică două procedee:

a) anularea componentelor ce acționează în direcție nedorită, prin forțe egale și de sens contrar. Acest procedeu se aplică la vibrogeneratoarele de tip excentric, având de obicei una sau mai multe perechi excentrice, dispuse pe unul sau doi arbori.

b) folosirea proprietății brațului articulată prin care forța se transmite articulației numai de-a lungul axei sale. Acest procedeu este folosit de vibrogeneratoarele de tip pendular.

Vibrogenerator tip excentric cu o pereche de mase excentrice în mișcare de rotație dispuse pe un arbore.

Cele mai răspândite vibrogeneratoare de tip excentric constă din două mase excentrice, dispuse simetric pe un singur arbore sau pe doi arbori, care se rotesc sinfazic și sincron în sens contrar. Procesul vibratoriu se poate prezenta schematic sub forma unui sistem de două puncte materiale m_0 și m , care se deplasează de-a lungul axei verticale figura 3.11. Corpul vibrogeneratorului, adică centrul de masă V , efectuează o mișcare oscilatorie liniară în jurul poziției de echilibru. În acest proces oscilatoriu și masa m a celor două excentrice efectuează o mișcare rectilinie, compusă din două mișcări simple: o mișcare relativă de du-te vino datorită componentelor verticale ale forțelor centrifuge și alta de transport împreună cu corpul vibrogeneratorului, datorită forțelor de inerție.

Se scrie ecuația fundamentală a dinamicii pe axa Oz , pe care are loc mișcarea [15],[48]:

$$m_0\ddot{z} + c\dot{z} + kz = m \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t - m\ddot{z} \quad (3.26)$$

Dacă se grupează termenii și se neglijează rezistențele vâscoase și elastice, se ajunge la o ecuație diferențială de forma expresiei (3.9) care, rezolvată în mod asemănător, conduce la aceeași valoare 3.5 pentru amplitudinea A .

Dacă se iau în considerare rezistențele elastice și se neglijează numai cele vâscoase, ecuația diferențială (3.26) se poate scrie:

$$(m_0 + m) \cdot \ddot{z} + k \cdot z = m \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t \quad (3.27)$$

Se caută soluții de forma:

$$z = A_1 \cos \omega t, \text{ în care: } \ddot{z} = -A_1 \omega^2 \cdot \cos \omega t \quad (3.28)$$

Introducând în ecuația (3.27) valorile lui z , \ddot{z} în (3.28) și simplificând cu $\cos \omega t$, obținem pentru A_1 , expresia:

$$A_1 = \frac{m \cdot e \cdot \omega^2}{k - M_1 \omega^2} = \frac{P_0}{k - M_1 \omega^2} \quad (3.29)$$

CAPITOLUL 4. Reprezentarea prin modele reologice a ansamblului vibrocompactor-pământ

Tratarea matematică a compactării prin vibrare este foarte dificilă deoarece intervin mulți parametri variabili. Caracteristicile mecanice ale mediului ce se compactează diferă mult de la un loc la altul, iar legile de deformații ale lui sunt deosebit de complexe. Deformația mediului nu este reversibilă; ea este în funcție de eforturile aplicate la un moment dat și de deformațiile anterioare. Datorită numărului mare de parametri variabili, vom simplifica interpretarea fenomenelor prin luarea în considerare numai a acelor parametri care au un caracter predominant. Acest lucru ne permite tratarea analitică și obținerea unor deducții matematice suficient de exacte în majoritatea cazurilor.

Comportarea dinamică a plăcilor vibratoare poate fi studiată numai prin prisma conlucrării acestora cu pământul. Pentru studierea acestei comportări, atât placa vibratorului cât și pământul vor fi înlocuite cu modele dinamice (mecanice și matematice) care reproduc însușirile esențiale ale acestora. În acest mod se realizează posibilitatea urmării comportării dinamice a ansamblului vibrocompactor-pământ.

4.1. Modele reologice ale interacțiunii vibrocompactor-pământ

Pe baza criteriilor de clasificare și a tipurilor constructive prezentate s-a văzut că sunt plăci vibratoare care se reduc la un sistem vibrator neamortizat cu o singură masă de vibrație figura 4.1. care are motorul de antrenare montat rigid pe talpa ei și plăci vibratoare care se reduc la un sistem vibrator neamortizat cu două mase de vibrație figura 4.2. aici masa superioară (motorul cu cadrul său suport) este legată de masa inferioară (generatorul de vibrații cu talpa plăcii) prin elemente elastice (arcuri elicoidale sau tampoane de cauciuc).

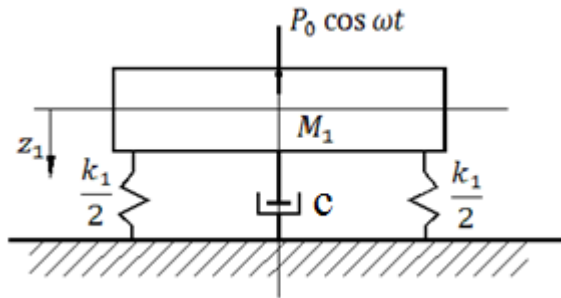


Figura 4.1 Model dinamic al ansamblului vibrocompactor-pământ, cu o masă [48]

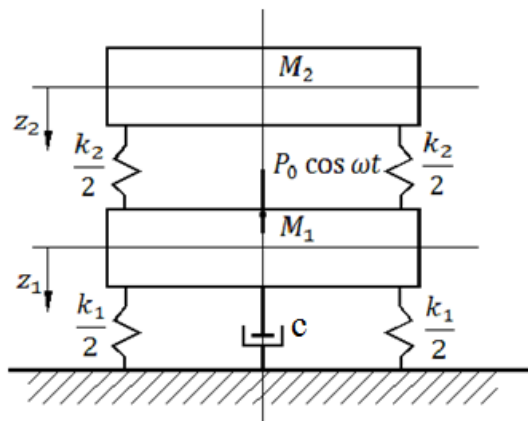


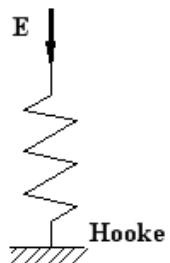
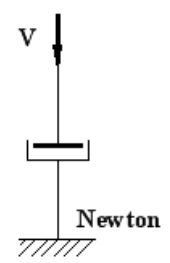
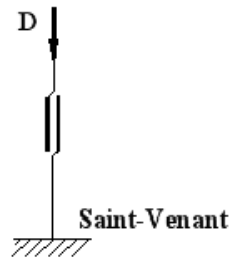
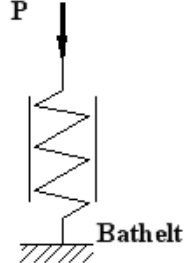
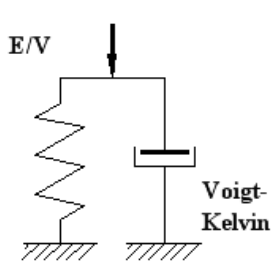
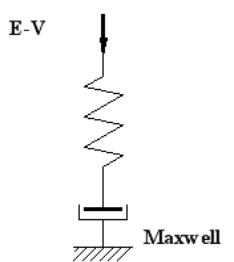
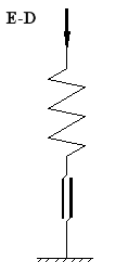
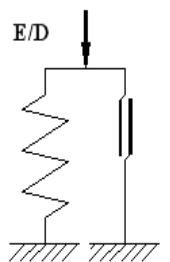
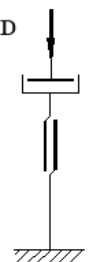
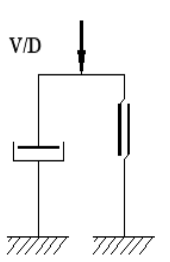
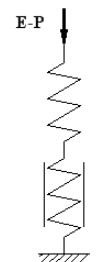
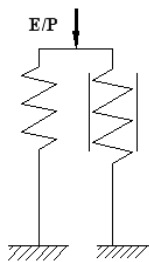
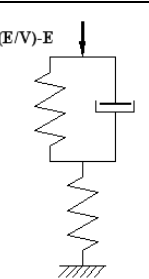
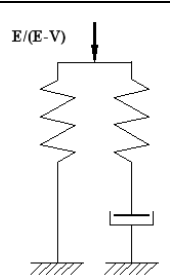
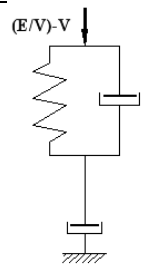
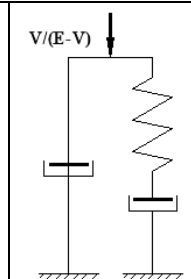
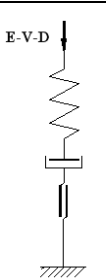
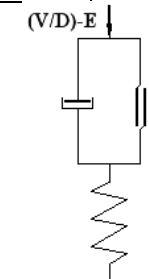
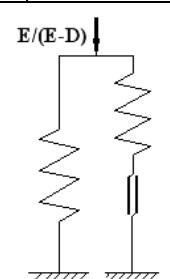
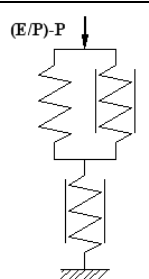
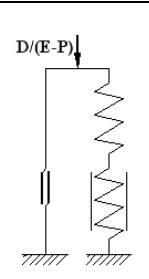
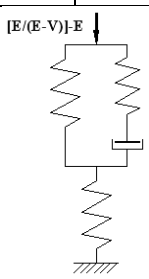
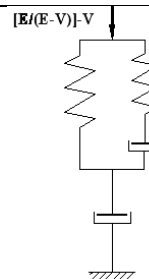
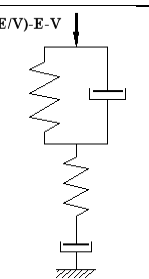
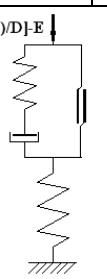
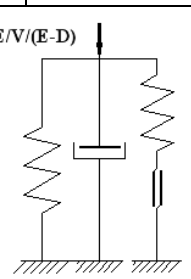
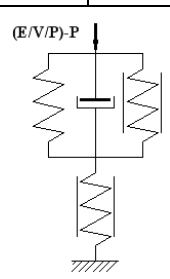
Figura 4.2. Model dinamic al ansamblului vibrocompactor-pământ, cu două mase[48]

4.2. Modele reologice ale pământului

Realizarea unor plăci vibratoare cu parametri constructivi optimi este condiționată de cunoșterea atât a teoriei funcționării acestor plăci, cât și a acțiunii lor asupra pământului în timpul compactării. Pentru aceasta, în studiul deformării mecanice, se descrie comportarea pământului cu ajutorul unor modele ce țin seama de particularitățile mecanice ale pământurilor. În studiul deformării vom porni de la proprietățile mecanice fundamentale ale pământului: elasticitatea, vâscozitatea, plasticitatea. Dacă se va ține seama numai de una din aceste proprietăți, care se consideră predominantă și se neglijează celelalte, se obțin modele mecanice simple ale pământului, alcătuite din câte un singur element[18]: Hooke, Newton, Saint-Venant, Bathelt simplu. Datorită faptului că comportarea pământului nu poate fi redată cu suficientă aproximare de către modelele mecanice simple, s-au creat modelele mecanice compuse ale pământului. Acesta se obțin prin montarea în serie, în paralel sau mixtă a două până la șase elemente, care țin seama în același timp, de două sau chiar toate cele trei proprietăți fundamentale ale pământului. Modelele mecanice simple, precum și modelele mecanice compuse cele mai folosite sunt prezentate sistematizat în tabelul 4.1[48], în funcție de numărul de elemente și de natura deformației lor.

MODELE MECANICE ALE PĂMÂNTURILOR

Tabel nr. 4.1

| Nr. elem. | MODELE MECANICE ALE PĂMÂNTURILOR | | | |
|-----------|---|---|--|---|
| | LINIARE | | NELINIARE | |
| | DEFORMAȚIE ELASTICĂ | DEFORMAȚIE VÂSCOASĂ | DEFORMAȚIE PLASTICĂ (FRECARĂ) | DEFORMAȚIE ELASTO-PLASTICĂ |
| 1 |  <p>Hooke</p> |  <p>Newton</p> |  <p>Saint-Venant</p> |  <p>Bathelt</p> |
| 2 |  <p>Voigt-Kelvin</p> |  <p>Maxwell</p> |  <p>E-D</p>  <p>E/D</p>  <p>V-D</p>  <p>V/D</p> |  <p>E-P</p>  <p>E/P</p> |
| 3 |  <p>(E/V)-E</p>  <p>E/(E-V)</p> |  <p>(E/V)-V</p>  <p>V/(E-V)</p> |  <p>E-V-D</p>  <p>(V/D)-E</p> |  <p>E/(E-D)</p>  <p>(E/P)-P</p>  <p>D/(E-P)</p> |
| 4 |  <p>[E/(E-V)]-E</p> |  <p>[E/(E-V)]-V</p>  <p>(E/V)-E-V</p> |  <p>[(E-V)/D]-E</p> |  <p>E/V/(E-D)</p>  <p>(E/V/P)-P</p> |

Modelul Hooke [22] reprezintă numai proprietatea elastică a pământului.

Modelul Newton[17] reprezintă numai proprietatea vâscoasă (frecarea internă) a pământului.

Modelul Saint-Venant[17] reprezintă proprietatea plastică a pământului la care deformația plastică Δl apare după ce forța P depășește o anumită valoare P_c , denumită prag de curgere. El se notează cu simbolul D și poate fi redat schematic printr-un corp de greutate G așezat pe o suprafață rugoasă.

Modelul simplu Bathelt[17], ca și modelul Saint-Venant, reprezintă proprietatea plastică a pământului. La acest model, notat cu simbolul P , deformația plastică Δl este proporțională cu forța P care o produce, dar spre deosebire de modelul Hooke, după încetarea acțiunii forței P , pământul rămâne deformat.

Modelele mecanice compuse[22]. Asocierea a două sau mai multe modele simple, de același fel, montate în serie sau în paralel, pentru simplificarea calculului, reprezentarea ansamblului se face de către un singur model simplu de același fel, care este determinat printr-o constantă echivalentă, calculată după cum urmează:

- Două modele simple de același fel (Newton), legate în serie figura 4.5

$$P = c_1 \cdot \dot{z}_1 = c_2 \cdot \dot{z}_2 = c \cdot \dot{z} \quad (4.5)$$

unde c este coeficientul de vâscozitate echivalent;

\dot{z} - viteza de deformare totală.

Modelele fiind legate în serie, vitezele lor se adună, în timp ce forța de comprimare rămâne aceeași [22], adică:

$$\dot{z} = \dot{z}_1 + \dot{z}_2 \quad (4.6)$$

$$\frac{P}{c} = \frac{P}{c_1} + \frac{P}{c_2} = P \cdot \left(\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} \right) \quad (4.7)$$

$$\frac{1}{c} = \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} \text{ sau } c = \frac{c_1 \cdot c_2}{c_1 + c_2} \quad (4.8)$$

Aceeași regulă de compunere se aplică și pentru modelele Hooke și Bathelt[22], astfel încât avem:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} \text{ sau } k = \frac{k_1 \cdot k_2}{k_1 + k_2} \quad (4.9)$$

Două modele simple de același fel (Hooke) legate în paralel (figura 4.6)

$$P_1 = k_1 \cdot z ; P_2 = k_2 \cdot z \quad (4.10)$$

Modelele fiind legate în paralel, forțele lor se însumează, iar deformarea rămâne aceeași

$$P = P_1 + P_2 \quad (4.11)$$

$$k \cdot z = k_1 \cdot z + k_2 \cdot z ; k = k_1 + k_2 \quad (4.12)$$

Aceeași regulă de compunere este valabilă și pentru modelele Bathelt și Newton[22]:

$$c = c_1 + c_2 \quad (4.13)$$

În acest caz, după compunerea în serie sau în paralel, spre exemplu, a două modele simple Hooke și Newton, se pot utiliza regulile de compunere pentru modelele simple de același fel, folosind următorul artificiu de calcul: în locul coeficientului de vâscozitate c se introduce un coeficient de elasticitate echivalent Dc , unde simbolul D este un operator $\frac{d}{dt}$. Acest simbol D se aplică la modelul Newton în felul următor:

$$P = (Dc)z = c \cdot \dot{z} \quad (4.14)$$

Modelul compus Maxwell[22] este modelul unui lichid vâscos și este alcătuit dintr-un model Hooke legat în serie cu un model Newton și se notează cu simbolul E-V (E în serie cu V; tabelul 4.1).

Modelul compus Voigt[22] este modelul unui solid plastic și este alcătuit dintr-un model Hooke legat în paralel cu un model Newton și se notează cu simbolul E/V (E în paralel cu V; tabelul 4.1).

Pentru studiul compactării, se consideră că pământul este semiinfinit, omogen și izotrop, iar limitele lui de elasticitate este infinit de mare[48]. Aceste ipoteze de calcul conduc la modele

dinamice idealizate ale ansamblului vibrocompactor-pământ, care permit să se facă determinări preliminare a unor parametri caracteristici și care la rândul lor se folosesc pentru determinarea celorlalți parametri. Pornind de la simplificarea fenomenelor care au loc în timpul compactării, pentru modelarea pământului, se vor lua în considerare, mai întâi numai două din proprietățile mecanice fundamentale ale acestuia, utilizând modelul compus cu amortizoare Voigt. În afara zonei de rezonanță se va utiliza modelul simplu Hooke care aproximează cu suficientă precizie comportarea plăcii vibratoare.

Modelul compus P-E-D Hartmann[11], notat cu simbolul D/(E-P), posedă însușirile unui model P-E amortizat prin amortizorul de frecare D. El reprezintă o combinație între modelul Saint-Venant legat în paralel cu modelele simple Hooke și Bathelt simplu, legate între ele în serie.

CAPITOLUL 5. Mișcarea vibratorie a ansamblului vibrocompactor-pământ

Studiul dinamic al mașinilor de compactat prin vibrare se efectuează în condițiile acceptării ipotezei comportării liniare elastice și de amortizare cu excitație inerțială armonică. În acest caz rezultatele sunt suficient de exacte pentru a da răspunsuri utile în majoritatea cazurilor, erorile fiind destul de mici[22]. Această teorie este necesară pentru determinările preliminare a unor parametri constructivi și funcționali ai organului de lucru.

Astfel vom adopta următoarele ipoteze de calcul asupra comportării dinamice a ansamblului vibrocompactor - pământ[5]:

- pământul, ca mediu reologic este reprezentat în general de modelul compus Voigt E/V, iar în afara zonei de rezonanță de modelul simplu Hooke E;
- modelul dinamic al sistemului vibrocompactor-pământ nu ține seama de masa pământului (se neglijează proprietățile inerțiale ale pământului);
- sistemul cu două mase execută numai mișcări verticale, într-un singur plan și pe direcție verticală;
- organul de lucru ce execută compactarea (placă, rulou) rămâne tot timpul orizontal (vibrațiile de rotații se neglijează);
- generatorul de vibrații unidirecționale este amplasat în așa fel, încât forța perturbatoare ce acționează pe verticală trece prin centrul de greutate al organului compactor (placă, rulou) care se află pe axa ei de simetrie[17];
- axele de rotație ale excentricelor au deplasări mici, astfel încât nu se iau în considerare (forțele de inerție care apar datorită deplasărilor cu valori mici).

Aceste ipoteze conduc la un model dinamic al ansamblului vibrocompactor-pământ, ale căror relații sunt accesibile stabilirii soluțiilor tehnice. Prin studiile care se fac în continuare, se vor elimina treptat aceste ipoteze și ca urmare se vor stabili relații teoretice complexe care vor reda din ce în ce mai exact comportarea reală a ansamblului vibrocompactor-pământ. Răspunsul dinamic se evaluează ținând seama de următoarele:

- comportarea dinamică corespunde vibrațiilor tehnologice în regim de lucru permanent și stabil, de regulă în postrezonanță;
- originea de timp se ia în momentul în care forța perturbatoare este maximă în modul și pozitivă;
- amplitudinea forței perturbatoare este variabilă în raport cu pulsația de excitație ω de forma $P_0 = m_0 r \omega^2$ atunci când regimul vibrațiilor este variat de la $\omega = 0$ până la $\omega^* = \omega_{postrezonanță} \gg p_{max}$, unde p_{max} este pulsația proprie cu cea mai mare valoare;
- în regim dinamic stabil $\omega > p_{max}$, la postrezonanță cu $\omega = const$ forța perturbatoare $P_0 = m_0 r \omega^2$ este constantă.

5.1. Vibrațiile de translație verticală

În acest caz mișcarea vibratorie a ansamblului vibrocompactor-pământ se poate asimila cu cea a unui sistem cu mase în vibrație de translație pe verticală[15].

5.1.1. Răspunsul dinamic pentru modelul vâscoelastic

Amplitudinile mișcării vibratorii[15], în cazul modelului dinamic al pământului, schematizat după Voigt-Kelvin E/V potrivit figura 5.1 vor fi determinate în regim stabil de excitație dinamică inerțială cu $P_0 = m_0 r \omega^2$ și armonică cu $P = P_0 \cos \omega t$.

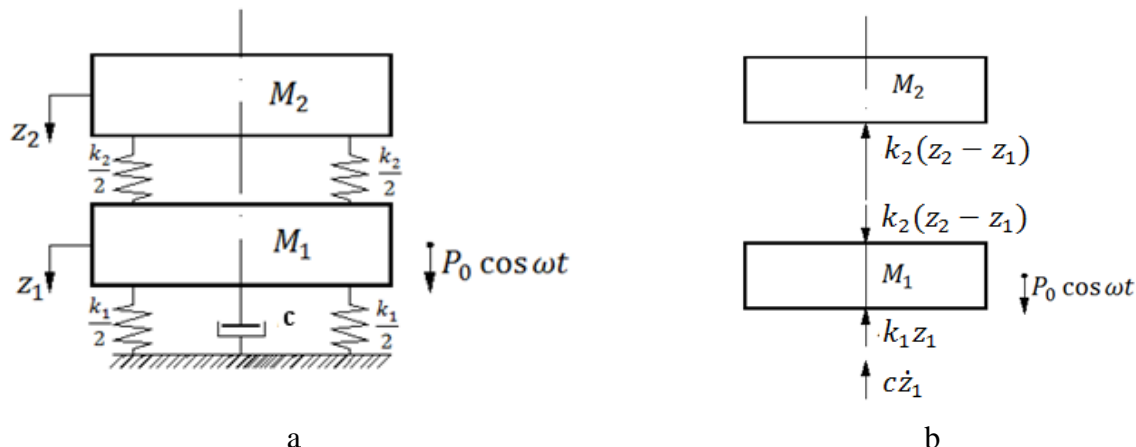


Figura 5.1. Modelul mecanic al ansamblului vibrocompactor-pământ cu două mase de vibrație
a) Modelul dinamic; b) Schema de forțe în regim de echilibru dinamic instantaneu[15]

Pentru stabilirea ecuațiilor mișcării vibratorii, se separă fiecare masă, se aplică forțele de legătură (figura 5.1. b), și se scriu ecuațiile diferențiale ale mișcării maselor M_1 și M_2 , pe baza legii fundamentale a dinamicii.

$$\begin{aligned} M_2 \ddot{z}_2 + k_2 z_2 - k_2 z_1 &= 0 \\ M_1 \ddot{z}_1 + (k_1 + k_2) z_1 - k_2 z_2 + c \dot{z}_1 &= P_0 \cos \omega t \end{aligned} \quad (5.1)$$

unde M_1 este masa inferioară (generatorul de vibrații cu talpa plăcii);
 M_2 - masa superioară (motorul cu cadrul său suport);
 k_1 - coeficientul de elasticitate al pământului;
 k_2 - coeficientul de elasticitate al elementelor elastice (arcuri elicoidale, tampoane de cauciuc),
 c - coeficientul de amortizare vâscoasă;
 P_0 - amplitudinea forței perturbatoare;
 ω - pulsația forței perturbatoare;
 z_1, z_2 - coordonatele instantanee de deplasare ale maselor M_1 respectiv M_2 .

Deoarece se studiază regimul de lucru permanent, interesează numai vibrația forțată care menține și de aceea pentru rezolvarea sistemului de ecuații (5.1) se caută soluții particulare de forma:

$$\begin{aligned} z_1 &= A_1 \cos(\omega t - \varphi_1) \\ z_2 &= A_2 \cos(\omega t - \varphi_2) \end{aligned} \quad (5.2)$$

unde A_1, A_2 sunt amplitudinile maselor M_1 , respectiv M_2 .
 În urma efectuării calculului se ajunge la următoarele rezultate, pentru amplitudinile celor două mase:

$$A_1 = \frac{P_0(k_2 - M_2\omega^2)}{\sqrt{[(k_1 + k_2 - M_1\omega^2) \cdot (k_2 - M_2\omega^2) - k_2^2]^2 + c^2\omega^2(k_2 - M_2\omega^2)^2}} \quad (5.11)$$

$$A_2 = \frac{P_0k_2}{\sqrt{[(k_1 + k_2 - M_1\omega^2) \cdot (k_2 - M_2\omega^2) - k_2^2]^2 + c^2\omega^2(k_2 - M_2\omega^2)^2}} \quad (5.12)$$

5.1.2. Răspunsul dinamic pentru modelul elastic

Amplitudinea mișcării vibratorii, în cazul modelului dinamic al pământului, Hooke (E) schematizat în figura 5.2 se determină similar cu abordarea anterioară[15].

Cum în cele mai multe cazuri, calculele ansamblului vibrocompactor-pământ se fac în afara zonei de rezonanță, în special în zona de postrezonanță, după cum se va vedea mai târziu, se poate neglija rezistența vâscoasă ($c = 0$). În această situație, modelul compus al pământului Voigt se transformă în modelul simplu Hooke, iar pentru amplitudinile vibrațiilor, se găsesc expresii mai simple.

Amplitudinea masei M_1 se deduce din expresia (5.11), unde se face $c = 0$:

$$A_1 = \frac{P_0 \cdot \left(\frac{k_2}{M_2} - \omega^2\right)}{(k_1 + k_2 - M_1\omega^2) \cdot \left(\frac{k_2}{M_2} - \omega^2\right) - \frac{k_2^2}{M_2}} \quad (5.13)$$

Amplitudinea masei M_2 se deduce în mod asemănător din expresia (5.12):

$$A_2 = \frac{P_0 \frac{k_2}{M_2}}{(k_1 + k_2 - M_1\omega^2) \cdot \left(\frac{k_2}{M_2} - \omega^2\right) - \frac{k_2^2}{M_2}} \quad (5.14)$$

Pulsațiile de rezonanță rezultă din condiția ca numitorii expresiilor (5.13) și (5.14) să fi egali cu zero (A_1 și A_2 tind către infinit); se obține o ecuație algebrică de ordinul doi în ω^2 , care ne dă două valori ale pulsației de rezonanță:

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{(k_1 + 2k_2) \pm \sqrt{k_1^2 + 4k_2^2}}{2M_2} \quad (5.15)$$

unde $\omega_{1,2}$ sunt pulsațiile forței perturbatoare care coincid cu pulsațiile proprii p_1 și p_2 ale ansamblului vibrocompactor-pământ.

Dacă $k_2 \rightarrow 0$ și amplitudinea $A_2 \rightarrow 0$, iar formula (5.13) ia forma:

$$A_1 = \frac{P_0}{k_1 - M_1\omega^2} \quad (5.16)$$

Acest rezultat permite ca în afara zonei de rezonanță ($\omega \neq p_1, p_2$), când sunt îndeplinite condițiile:

$$\begin{aligned} k_2 &\rightarrow 0 \\ M_2 &\gg M_1 \end{aligned} \quad (5.17)$$

să se trateze mișcarea vibratorie a plăcii, cu cea a unui sistem vibrator cu o singură masă în vibrație de translație pe verticală.

5.1.3. Răspunsul dinamic pentru modelul vâscoelastoplastic

Amplitudinea mișcării vibratorii, în cazul modelului dinamic al pământului, ca fiind vâscoelastoplastic de tip V/(E-P) se determină pentru regimul stabil de lucru[15].

5.1.4. Răspunsul dinamic pentru modelul elastoplastic E-P

Amplitudinile mișcării vibratorii, în cazul modelului compus E-P[15], se vor determina pentru modelul ansamblului vibrocompactor-pământ cu două mase în vibrație și care

funcționează în afara zonei de rezonanță, unde influența amortizării este neglijabilă, adică $h = 0$, valoarea amplitudinii masei M_1 se va obține dacă în expresia (5.13) se va înlocui pe k_e cu valoarea sa din (5.18), astfel avem:

$$A_1 = \frac{P_0 \left(\frac{k_2}{M_2} - \omega^2 \right)}{\left(\frac{k \cdot c}{k + c} + k_2 - M_1 \omega^2 \right) \cdot \left(\frac{k_2}{M_2} - \omega^2 \right) - \frac{k_2^2}{M_2}} \quad (5.21)$$

Făcând aceeași înlocuire a lui k_e în expresia (5.14) obținem amplitudinea A_2 astfel:

$$A_2 = \frac{P_0 \frac{k_2}{M_2}}{\left(\frac{k \cdot c}{k + c} + k_2 - M_1 \omega^2 \right) \cdot \left(\frac{k_2}{M_2} - \omega^2 \right) - \frac{k_2^2}{M_2}} \quad (5.22)$$

5.1.5. Răspunsul dinamic pentru sistemul cu o masă

a) Modelul reologic E-P

Amplitudinea sistemului vibrator cu o singură masă, în vibrație de translație verticală, în cazul modelului compus al pământului E-P, va fi determinată în funcție de noile condiții [15].

$$A_1 = \frac{P_0}{\frac{k \cdot c}{k + c} - M_1 \omega^2} \quad (5.23)$$

b) Modelul reologic V/E-P

Valorile amplitudinii și unghiul de fază, a ansamblului vibrocompactor-pământ cu o masă în vibrație de translație, unde modelul pământului este V/(E-P) [15].

Ecuția diferențială a sistemului se deduce din (5.1), făcând $k_2 = 0$ și înlocuind pe k_1 cu k_e ,

$$M_1 \ddot{z}_1 + h \cdot \dot{z}_1 + k_e \cdot z_1 = P_0 \cdot \cos \omega t \quad (5.24)$$

sau:

$$A_1 = \frac{P_0}{\sqrt{(k_e - M_1 \cdot \omega^2)^2 + h^2 \cdot \omega^2}} \quad (5.33)$$

5.2. Vibrația combinată de translație verticală și rotație în jurul axei transversale orizontale

5.2.1. Modelul dinamic al sistemului vibrocompactor-teren

Considerăm acum sistemul cu o singură masă în vibrație, în care vibrează numai masa inferioară M_1 cu vibrații dirijate și înlăturăm una din ipotezele făcute la începutul acestui capitol în sensul că în afara vibrației de translație verticală luăm în considerare și vibrația de rotație în jurul axei orizontale transversale a plăcii (adică mișcarea de tangaj) [15]. În acest caz ansamblul vibrocompactor-pământ se reprezintă sub forma unui sistem vibrator cu o singură masă în vibrație având însă două grade de libertate.

Vom lua în considerare modelul dinamic al pământului Hooke (E) însă această modelare o vom face printr-un număr mare de arcuri elicoidale, dispuse în mod continuu (figura 5.6), având toate aceeași rigiditate. Acest lucru este impus de faptul că prin intervenția mișcării vibratorii de rotație, arcurile elicoidale vor căpăta deformații diferite în funcție de distanța la care se regăsesc față de axa de rotație.

În funcție de lungimea tălpii în contact cu pământul, presupunem că „arcurile elicoidale” sunt uniform repartizate pe întreaga suprafață, însă rigiditatea k_1 va avea o distribuție liniară exprimată în $\frac{N}{m} \cdot \frac{1}{m} = \frac{N}{m^2}$ și se numește rigiditate specifică.

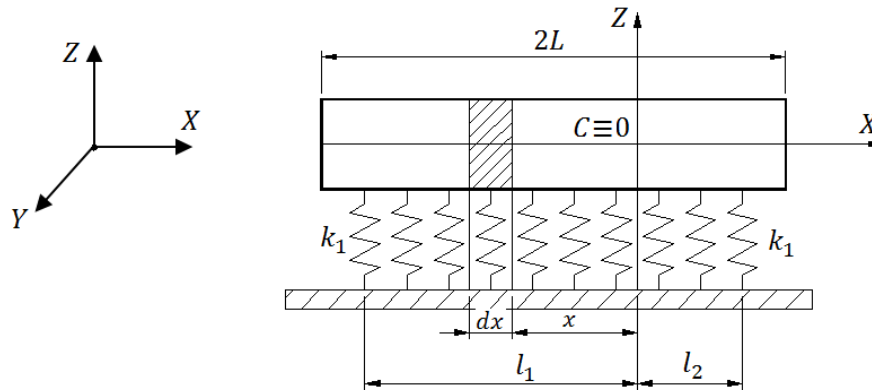


Figura 5.6. Compactorul vibrator se află în contact permanent cu pământul modelat mecanic de un număr mare de „arcuri elicoidale” [15]

Compactorul vibrator poate fi talpa plăcii vibratoare sau cilindrul unui rulou vibrator ce vor fi reprezentate sub forma unui paralelipiped dreptunghic, a cărui elevație este un dreptunghi de lungime L și înălțime H ; lățimea plăcii se va nota cu B , se consideră în acest caz egală cu unitatea de măsură a lui L și H .

5.2.2. Pulsațiile proprii ale ansamblului vibrocompactor-teren

Pentru determinarea pulsațiilor proprii se vor studia vibrațiile libere ale sistemului.

$$p_{1,2} = \frac{p_t^2 + p_r^2}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{p_t^2 - p_r^2}{2}\right)^2 + p_k^4} \quad (5.58)$$

Rezultă că sistemul de ecuații (5.51), care reprezintă două vibrații cuplate, are două pulsații proprii care depind de pulsațiile naturale p_t , p_r și de factorul de cuplaj p_k , respectiv de $(l_1^2 - l_2^2)$.

Dacă $p_k^4 = 0$, atunci rădăcinile ecuației (5.58) se reduc la pulsațiile naturale, adică au două moduri proprii, adică cele două mișcări sunt decuplate:

$$\begin{aligned} p_1 &= p_t \\ p_2 &= p_r \end{aligned} \quad (5.59)$$

CAPITOLUL 6. Metode în prelucrarea semnalelor

Metodele de prelucrarea a semnalelor au avut drept implicații creșterea complexității algoritmilor, având drept scop utilizarea informațiilor pentru a atinge cele mai bune performanțe. În general cerințele de calcul ale metodelor de prelucrare a semnalelor au crescut, uneori exponențial cu complexitatea algoritmilor. Totuși, costurile implementării metodelor avansate de prelucrare a semnalelor au fost compensate și au devenit accesibile din cauza creșterii continue a performanțelor, concomitent cu scăderea costurilor prelucrării semnalelor.

Algoritmii de prelucrare digitală a semnalelor pot fi clasificați în una din următoarele categorii, existând și posibilitatea unei combinații între ele[88]:

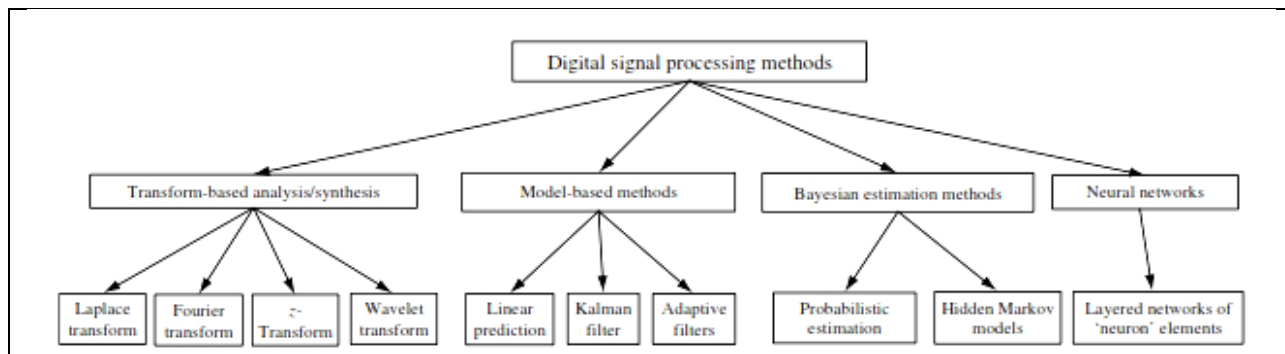


Figure 6.1. Categoriile de metode de prelucrare a semnalelor [88]

6.1. Metode de achiziție, prelucrare și tratarea semnalelor

6.1.1. Conversia analog-digitală și digital-analog

Cele mai multe semnale întâlnite direct în aplicații și inginerie sunt reprezentate în domeniul timp. Conversiile analog-digital (Analog-to-Digital Conversion–ADC) și digital-analog (Digital-toAnalog Conversion- DAC)[75] sunt procese ce permit calculatoarelor numerice (digitale) să interacționeze cu semnalele obișnuite. Informația numerică este diferită de cea analog-continuu sub două aspecte importante și anume: este eșantionată și cuantificată[3].

6.1.2. Teorema eșantionării

Definiția eșantionării corecte este foarte simplă[75]: dacă semnalul analog inițial poate fi reconstruit exact, din eșantioane, atunci se poate afirma că s-a executat o eșantionare corectă. Chiar dacă datele eșantionate apar incomplete sau confuze, informațiile cheie au fost surprinse dacă procesul este reversibil.

Schimbarea frecvenței unei sinusoide în timpul eșantionării poartă numele de ALIASING. Aceste rezultate sunt concluzionate în teorema eșantionării, numită a lui Shannon. Aceasta precizează că un semnal poate fi eșantionat în mod corect numai dacă cea mai mare frecvență conținută într-un semnal analog nu depășește jumătate din frecvența de eșantionare. Dacă notăm cu F_e frecvența de eșantionare și cu F_M frecvența maximă conținută în semnalul analog inițial atunci se poate scrie:

$$F_e \geq 2F_M \quad (6.1)$$

În context, F_M , care se mai notează și cu F_N mai poartă denumirea și de frecvența lui Nyquist. Spre exemplu, o frecvență de eșantionare de 2000 Hz va putea eșantiona corect orice semnal analog continuu în care frecvența maximă componentă va fi sub 1000 Hz.

6.2. Instrumentația virtuală

Dezvoltarea tehnicii electronice de calcul ca urmare a extinderii rapide a tehnologiilor hardware și software a adus un nou curent în domeniul instrumentelor de măsurare. Astfel a apărut conceptul de *instrumentație virtuală*[79], odată cu înlocuirea instrumentelor analogice programabile cu programe de calculator care să efectueze cât mai multe din funcțiile hardware și software ale acestora.

“*Software-ul este instrumentul*”[84], aceasta este noua deviză, principial diferită, în realizarea noii arhitecturi a instrumentelor, realizându-se asamblarea lor în spațiul virtual al calculatorului prin intermediul unor medii de programare, ce oferă elementele de bază ale unor asemenea construcții.

6.3. Programul LabVIEW

LabVIEW [83] este un software produs de firma National Instruments din SUA, fiind un mediu de programe pentru dezvoltare aplicații, ca orice alt limbaj de nivel înalt precum C, C++, Visual C, Visual BASIC, etc. Totuși LabVIEW este diferit de toate aceste limbaje. Astfel dacă acestea se bazează pe scrierea de linii sursă, așa numite limbaje bazate pe text, programul LabVIEW este un limbaj de programare grafic, G, ce permite crearea programelor sub formă de diagrame.

Deși limbajul are în componență toate elementele necesare scrierii de programe, există și posibilitatea scrierii de linii sursă în limbajul C, prin intermediul unei structuri speciale, “Formula Node”, structura de nod. O altă structură specială, “MathScript Node” permite introducerea de linii de cod similare programului MATLAB. Acest lucru lărgeste considerabil posibilitățile de programare, permițând utilizatorului scrierea de secvențe de cod proprii și extinderea facilităților standard oferite de mediul LabVIEW. Deci se poate afirma că acesta este un mediu deschis, astfel crescând performanțele acestuia.

Programele LabVIEW se mai numesc instrumente virtuale (Virtual Instruments- VI-uri), deoarece arată și imită instrumentele reale.

6.3.1. Panoul frontal

Panoul frontal este afișat în fereastra panou. Pe acest panou se simulează partea frontală a unui aparat real(vezi figura 6.1) și conține în principiu două tipuri de elemente: controlere și indicatoare. Controlerile simulează perifericele de intrare ale instrumentului și furnizează date diagramei bloc a instrumentului virtual.

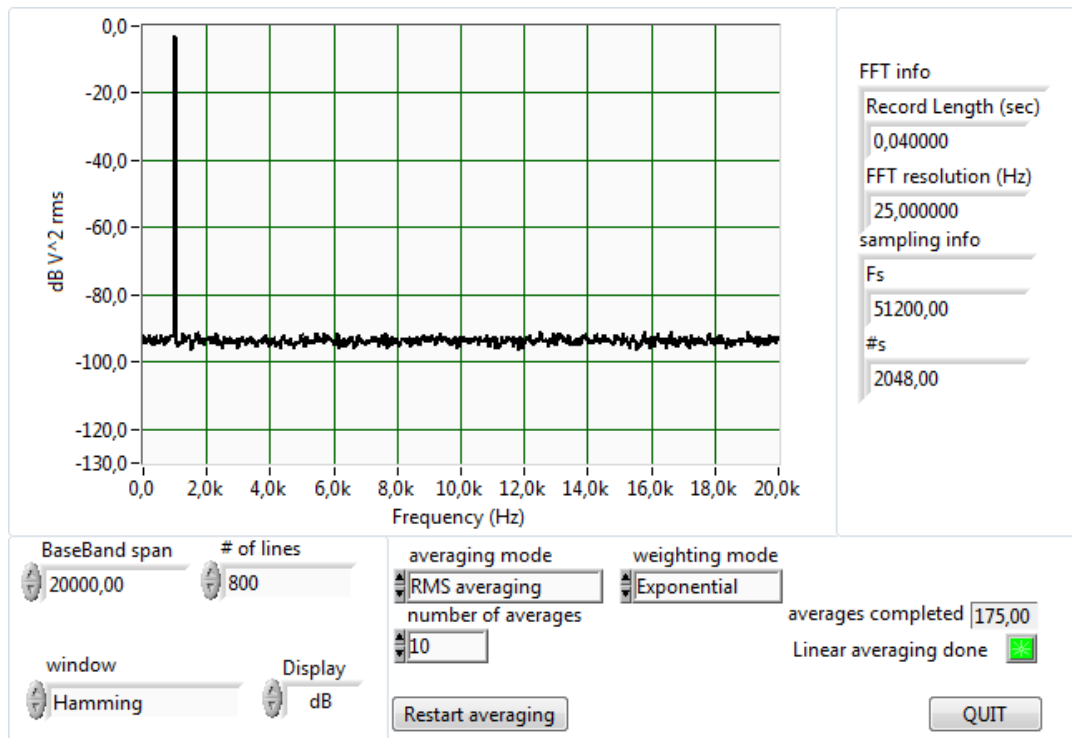


Figura 6.1. Panou frontal al unui aparat virtual

Indicatoarele simulează perifericele de ieșire și afișează datele achiziționate sau generate de diagrama bloc.

Introducerea controlerelor și a indicatoarelor se face prin selectare cu mouse-ul din meniul Controls al ferestrei panou.

6.3.2. Diagrama bloc

Fereastra diagramă conține blocul diagramă al aparatului virtual, adică codul sursă grafic al LabVIEW(vezi figura 6.2, corespunzătoare panoului frontal din figura 6.1.). Construcția blocului diagramă se realizează prin “legarea” tuturor obiectelor ce trimit sau recepționează date, executând astfel funcții specifice și controlând ordinea de execuție.

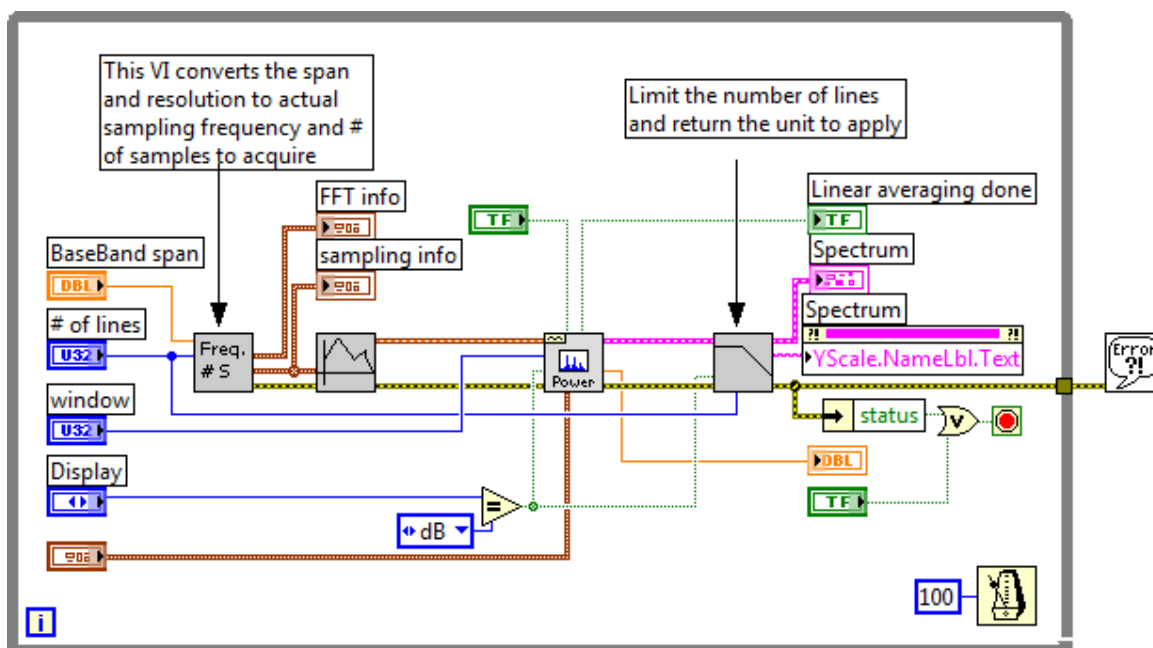


Figura 6.2. Diagrama bloc a aparatului virtual din figura 6.1

Toate aceste elemente specifice ferestrei diagramă bloc, vor fi “legate” prin fire de terminale corespunzătoare ale controlerelor și indicatoarelor plasate în fereastra panou frontal, și care au fost introduse automat și în această fereastră diagramă bloc.

Firele reprezintă “drumul” datei de la sursă la destinație. Evident că nu pot fi legate două controlere sau două indicatoare. Fiecare fir are un mod de afișare și o culoare corespunzătoare tipului de dată ce se vehiculează prin el.

6.4. Program citire semnale de vibrații

Preluarea semnalelor vibrațiilor se face cu ajutorul unor dispozitive electronice numite traductoare, ce pot capta semnale analogice pentru parametrii cinematici de accelerație, viteză sau deplasare în punctele sistemelor dinamice reale. Aceste semnale reprezintă variația tensiunii sau a curentului și reflectă fidel variațiile parametrului fizic de interes. Semnalul analog preluat este transmis la placa de achiziție care execută eșantionarea sincronă a tuturor canalelor de pe care se preia semnal. Placa de achiziție se cuplează la calculator, cel mai adesea, prin intermediul unui port USB. Astfel semnalele ajung în calculator unde sunt preluate, stocate și prelucrate prin intermediul programelor utilizator.

În figura 6.3. se prezintă panoul frontal pentru afișarea separată a celor maxim patru semnale ce pot fi citite simultan.

6.5. Program analiză semnale de vibrații

Instrumentul virtual pentru prelucrarea semnalelor este prezentat în figura 6.5.

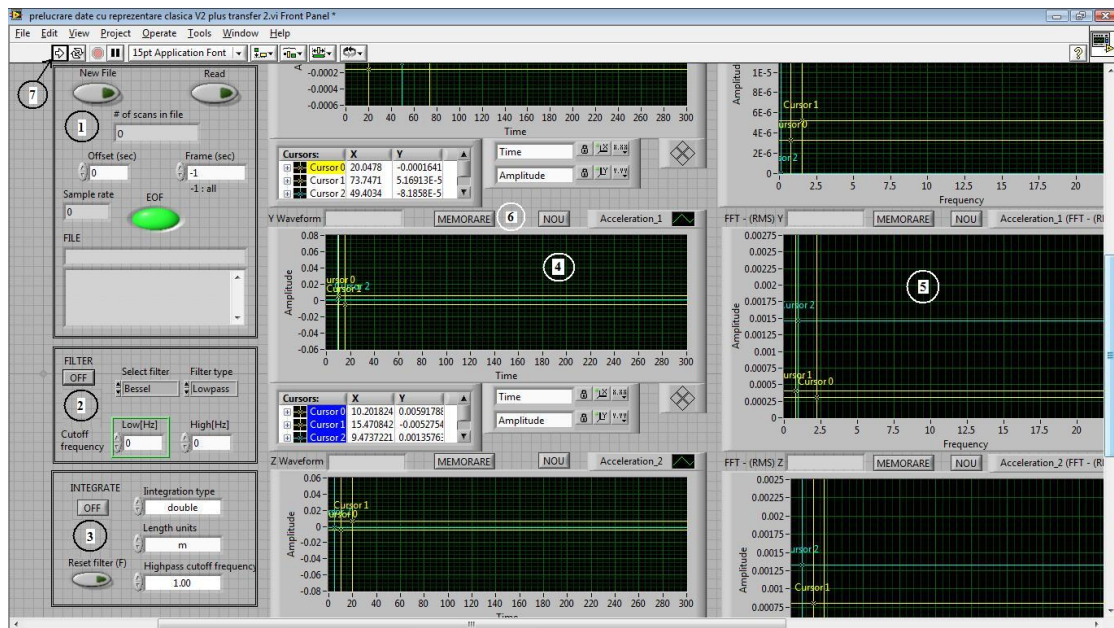


Figura 6.5. Vedere parțială a panoului frontal al instrumentului de analiză

Instrumentul virtual de analiză a semnalelor dinamice prezentat pe scurt în subcapitolele 6.4 și 6.5, a fost utilizat într-o mulțime de situații, printre care și pentru efectuarea testelor dinamice la podul din beton armat situat pe autostrada A3 Transilvania la km 29+602,75↔29+801,25. Solicitățile dinamice ale podului au fost generate prin trecerea unui camion cu masa de 41 tone peste două tipuri de praguri fixate pe suprafața podului.

În figura 6.9 sunt prezentate semnalul de accelerație verticală (după axa z a accelerometrului) în $[m/s^2]$, în reprezentarea în timp (figura 6.9.a) și în frecvență (figura 6.9.b) pentru o durată a timpului de analiză de 10 secunde. În reprezentarea în timp a semnalului de accelerație, se observă că impactul dintre roată și prag are loc la momentul $t = 3\text{ sec.}$, amortizarea vibrațiilor produse făcându-se în aproximativ 7 secunde. În reprezentarea semnalului în frecvență a vibrațiilor podului, se observă frecvențele semnificative ce rezultă după efectuarea analizei FFT, dintre acestea cele mai importante fiind $f = 4,1\text{ Hz}$ și $f = 12,6\text{ Hz}$.

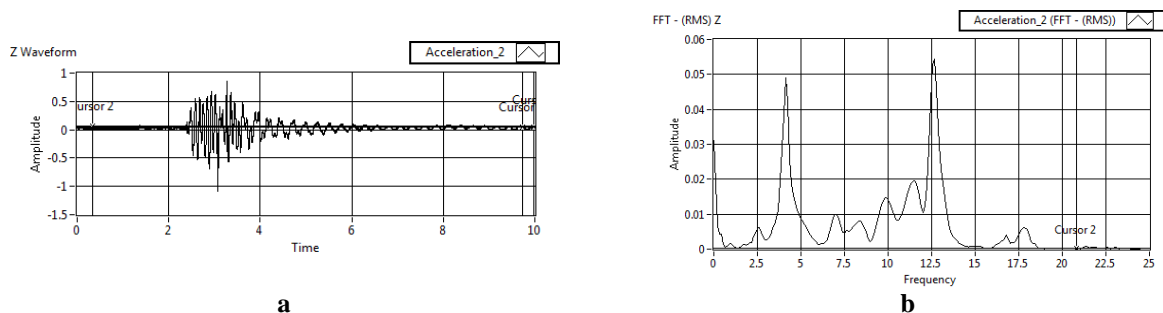


Figura 6.9. Accelerația verticală – reprezentările în timp și frecvență (viteza de impact $v_0 = 30\text{ km/h}$, cu tracțiune)

CAPITOLUL 7. Analiză numerică și informatică a modelelor reologice semnificative ale procesului de compactare prin vibrații

7.1. Metode de analiză comparată a procesului de compactare prin vibrație

Pentru realizarea procesului de compactare a pamânturilor se utilizează procedee dinamice de rulare-comprimare. La contactul dintre un ruloul de formă cilindrică și suprafața

pământului se transmite un câmp staționar de vibrații armonice care au menirea producerii efectului de unde în adâncimea stratului.

Astfel, s-au analizat combinații de elemente simple fundamentale elastice și vâscoase, ce alcătuiesc șase modele vâscoelastice Voigt-Kelvin, Maxwell, Zener, Voigt-Kelvin-Hooke, Voigt-Kelvin-Newton și Voigt-Kelvin-Hooke-Newton, care în anumite condiții dau informații foarte precise ale comportării reale a terenului.

Pentru modelele enunțate au fost scrise ecuațiile dinamice corespunzătoare unor excitații definite și a răspunsurilor corespunzătoare. Astfel au fost stabilite expresiile de răspuns a trei parametri de interes în procesul de compactare și anume: amplitudinea deplasării (A), forța maximă transmisă terenului (Q_0) și transmisibilitatea (T). Aceste formule au fost obținute ca relații între parametrii vâscoelastoplastici ai terenului cu mărimile de acțiune ale excitației dinamice a compactoarelor.

7.1.1. Modelul Voigt-Kelvin (E/V)

Acest model descrie un sistem fizic liniar cu deformație elastică, conform tabelului 4.1. Este alcătuit prin legarea în paralel a unui element elastic cu un element vâscos. Excitația cinematică de tipul $x(t) = A_0 \sin \omega t$ face ca sistemul să transfere energie la bază, adică să ducă la un răspuns dinamic în legături care este reprezentat prin forța vâscoasă $Q(t) = c\dot{x} + kx$.

7.1.1.1. Răspunsul sistemului E/V la excitația dinamică inerțială armonică

Ecuția diferențială de echilibru dinamic este următoarea:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = m_0 r \omega^2 \sin(\omega t)$$

Parametrii de interes enunțați mai sus sunt dați de formulele:

$$Q_0 = F_0^{st} \Omega^2 \sqrt{\frac{1 + 4\Omega^2 \zeta^2}{(1 - \Omega^2)^2 + 4\Omega^2 \zeta^2}} \quad (7.4)$$

Transmisibilitatea T este definită sub forma:

$$T = \sqrt{\frac{1 + 4\Omega^2 \zeta^2}{(1 - \Omega^2)^2 + 4\Omega^2 \zeta^2}} \quad (7.5)$$

Amplitudinea mișcării ce corespunde deplasării instantanee ca răspuns al sistemului este:

$$A = \frac{\Omega^2 A_{st}}{\sqrt{(1 - \Omega^2)^2 + 4\Omega^2 \zeta^2}} \quad (7.6)$$

adică $A = A(\omega, \zeta)$ este o funcție exprimată în coordonata unghiulară relativă Ω și fracțiunea de amortizare ζ .

Caracteristica modelului E/V este preponderent elastică ceea ce face ca schematizarea aleasă să poată fi potrivită numai pentru terenuri elastice, elastoplastice cu influență redusă a vâscozității naturale.

7.1.2. Modelul Maxwell (E-V)

Acest model descrie comportarea fizică liniară a terenului. Este schematizat prin legarea în serie a unui element elastic cu un element vâscos, conform tabelului 4.1.

7.1.2.1. Răspunsul sistemului E-V la excitația dinamică inerțială armonică

Forța transmisă este $Q = ky = c(\dot{x} - \dot{y})$ unde \dot{x} și \dot{y} sunt vitezele absolute ale deplasărilor instantanee absolute x și y .

Parametrii de interes enunțați mai sus sunt dați de formulele:

$$Q_0 = F_0^{st} \Omega^2 \frac{2\zeta\Omega}{\sqrt{\Omega^4 + 4\zeta^2\Omega^2(1 - \Omega^2)^2}} \quad (7.8)$$

Transmisibilitatea T este definită astfel:

$$T = \frac{2\zeta}{\sqrt{\Omega^2 + 4\zeta^2(1 - \Omega^2)^2}} \quad (7.9)$$

Amplitudinea mișcării rezultă sub forma [22]

$$A = A_{st} \Omega^2 \sqrt{\frac{1 + 4\zeta^2\Omega^2}{\Omega^4 + 4\zeta^2\Omega^2(1 - \Omega^2)^2}} \quad (7.10)$$

Caracteristica modelului E-V este preponderent vâscoasă, ceea ce face ca alegerea ca schematizare de calcul să fie potrivită numai pentru terenurile granulare nisipoase cu umiditate semnificativă.

7.1.3. Modelul Zener E/(E-V)

Acest model este schematizat ca un sistem liniar cu deformație elastică în mod pregnant, conform tabelului 4.1.

7.1.3.1. Răspunsul sistemului E/(E-V) la excitația dinamică inerțială armonică

Pentru modelul schematizat în figura 7.3.b toate elementele elastice și vâscoase sunt constante, sistemul este liniar elastic.

Parametrii de interes enunțați mai sus sunt dați de formulele:

$$A = A_{st} \Omega^2 \sqrt{\frac{N^2 + 4\zeta^2\Omega^2}{N^2(1 - \Omega^2)^2 + 4\zeta^2\Omega^2(N + 1 - \Omega^2)^2}} \quad (7.13)$$

Forța maximă transmisă bazei, adică terenului este

$$Q_0 = A_{st} k \Omega^2 \sqrt{\frac{N^2 + 4\zeta^2\Omega^2(N + 1)^2}{N^2(1 - \Omega^2)^2 + 4\zeta^2\Omega^2(N + 1 - \Omega^2)^2}} \quad (7.14)$$

Transmisibilitatea T a forței transmise este

$$T = \sqrt{\frac{N^2 + 4\zeta^2\Omega^2(N + 1)^2}{N^2(1 - \Omega^2)^2 + 4\zeta^2\Omega^2(N + 1 - \Omega^2)^2}} \quad (7.15)$$

7.1.4. Modelul Voigt-Kelvin-Hooke E - (E/V)

Acest model este schematizat printr-un sistem cu deformație preponderent elastică, conform tabelului 4.1.

7.1.4.1. Răspunsul sistemului E-(E/V) la excitația dinamică inerțială armonică

Parametrii de interes enunțați mai sus sunt dați de formulele:

$$Q_0 = F_0^{st} \Omega^2 \frac{N\sqrt{1 + 4\zeta^2\Omega^2}}{\sqrt{[N - (1 + N)^2\Omega^2]^2 + 4\zeta^2 2(N - \Omega^2)^2}} \quad (7.18)$$

Transmisibilitatea forței perturbatoare în teren este:

$$T = \frac{N\sqrt{1 + 4\zeta^2\Omega^2}}{\sqrt{[N - (1 + N)^2\Omega^2]^2 + 4\zeta^2 2(N - \Omega^2)^2}} \quad (7.19)$$

Amplitudinea deplasării $x(t)$ sau a masei m este de forma:

$$A = A_{st}\Omega^2 \frac{\sqrt{(1 + N)^2 + 4\zeta^2\Omega^2}}{\sqrt{[N - (1 - N)\Omega^2]^2 + 4\zeta^2\Omega^2(N - \Omega^2)^2}} \quad (7.20)$$

7.1.5. Modelul Voigt-Kelvin-Newton V - (E/V)

7.1.5.1. Răspunsul sistemului V-(E/V) la excitația dinamică inerțială armonică

Parametrii de interes enunțați mai sus sunt dați de formulele:

$$Q_0 = F_0^{st}\Omega^2 \frac{2S\zeta\sqrt{1 + 4\zeta^2\Omega^2}}{\sqrt{\Omega^2[1 + 4S\zeta^2]^2 + 4\zeta^2[S - (1 + S)\Omega^2]^2}} \quad (7.22)$$

Transmisibilitatea T este dată de:

$$T = \frac{2S\zeta\sqrt{1 + 4\zeta^2\Omega^2}}{\sqrt{\Omega^2[1 + 4S\zeta^2]^2 + 4\zeta^2[S - (1 + S)\Omega^2]^2}} \quad (7.23)$$

Amplitudinea deplasării instantanee $x(t)$ sau a masei m este:

$$A = A_{st}\Omega^2 \sqrt{\frac{1 + 4\Omega^2\zeta^2(1 + S)^2}{\Omega^4(1 + 4S\zeta^2)^2 + 4\zeta^2\Omega^2[S - (1 + S)\Omega^2]^2}} \quad (7.24)$$

7.1.6. Modelul Voigt-Kelvin-Hooke-Newton (E-V) - (E/V)

7.1.6.1. Răspunsul sistemului (E-V) - (E/V) la excitația dinamică inerțială armonică

Parametrii de interes sunt dați de formulele:

$$Q_0 = F_0^{st}\Omega^2 \frac{2S\zeta\Omega\sqrt{1 + 4\Omega^2\zeta^2}}{\sqrt{\Omega^2 \left[1 + 4S\zeta^2 - \frac{4S}{N}\zeta^2\Omega^2\right]^2 + 4\zeta^2 \left[S - \Omega^2(1 + S + \frac{S}{N})\right]^2}} \quad (7.26)$$

Transmisibilitatea T este dată de:

$$T = \frac{2S\zeta\Omega\sqrt{1 + 4\Omega^2\zeta^2}}{\sqrt{\Omega^2 \left[1 + 4S\zeta^2 - \frac{4S}{N}\zeta^2\Omega^2\right]^2 + 4\zeta^2 \left[S - \Omega^2(1 + S + \frac{S}{N})\right]^2}} \quad (7.27)$$

Amplitudinea deplasării instantanee $x(t)$ sau a masei m este:

$$A = A_{st}\Omega^2 \sqrt{\frac{(1 - \frac{S}{N}4\zeta^2\Omega^2)^2 + 4\Omega^2\zeta^2(1 + S + \frac{S}{N})^2}{\Omega^4 \left[1 + 4S\zeta^2 - \frac{4S}{N}\zeta^2\Omega^2\right]^2 + 4\zeta^2\Omega^2 \left[S - \Omega^2(1 + S + \frac{S}{N})\right]^2}} \quad (7.28)$$

7.1.7. Model informatic de analiză comparativă a modelelor reologice

Pentru cele șase modele prezentate în subcapitolele 7.1.1.-7.1.6. s-a elaborat un aparat virtual de calculare și vizualizare a celor trei parametri de interes: amplitudinea(A), forța transmisă(Q_0) și transmisibilitatea(T).

S-a lucrat cu un set de date reale, valorile numerice reprezentând parametrii unui model real de sistem fizic vibrocompactor-teren:

$$\begin{aligned} m &= 2.10^3 \text{ Kg}; & \omega &= 314 \text{ rad/s} \\ m_{or} &= 1 \text{ kg.m}; & \Omega &= 0 \dots 6 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 k_1 &= 40 \cdot 10^6 \text{ N/m}; & \zeta_1 &= 0,175 \\
 k_2 &= 60 \cdot 10^6 \text{ N/m}; & \zeta_2 &= 0,233 \\
 k_3 &= 80 \cdot 10^6 \text{ N/m}; & \zeta_3 &= 0,35 \\
 k_4 &= 100 \cdot 10^6 \text{ N/m}; & \zeta_4 &= 0,7
 \end{aligned}$$

Aparatul a fost realizat pentru a putea vizualiza parametrii de interes pentru toate cele șase modele atât pe fiecare model în parte cât și comparativ. În ce privește opțiunea comparativă, aceasta s-a proiectat în două moduri: la reprezentarea implicită și reprezentarea la aceeași scară.

Execuția programului are drept rezultat afișarea în graficele de pe tab-ul ales a evoluției parametrilor. Astfel, selectarea tab-ului Voigt-Kelvin, apoi execuția programului, va avea drept rezultat afișarea unei imagini ca în figura 7.11.

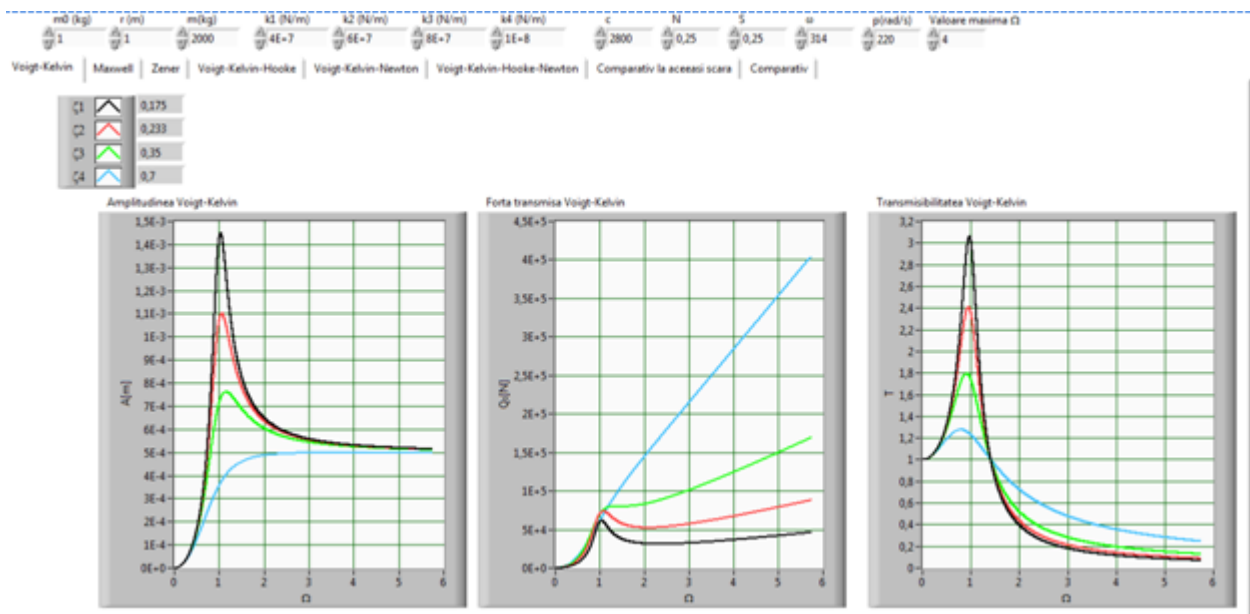


Figura 7.11. Prelucrarea datelor cu modelul Voigt-Kelvin

Tab-urile comparative aduc un plus de informație în studiul acestor metode. O imagine a unui studiu comparativ la aceeași scară este prezentat în figura 7.15.

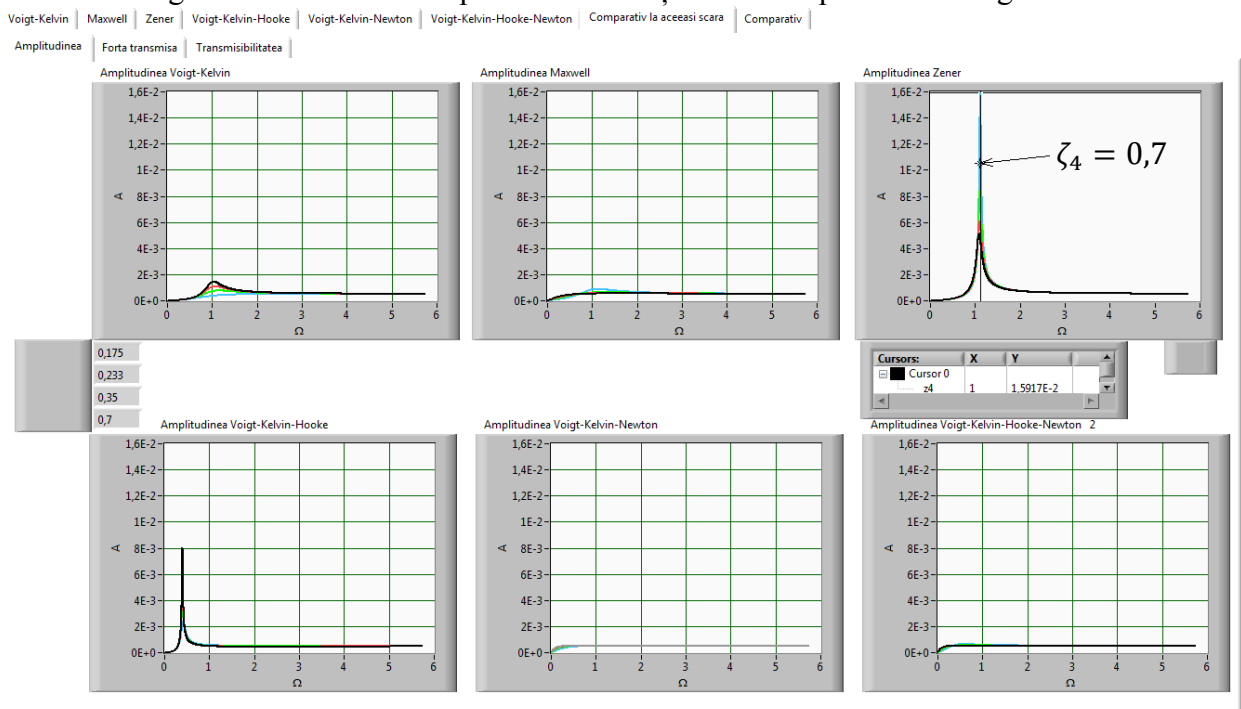


Figura 7.15. Comparația evoluției amplitudinii, la aceeași scară pentru cele 6 modele

Se poate observa că valoarea maximă a amplitudinii se obține prin metoda Zener, pentru valoarea maximă a lui $\zeta=0,7$.

Aceeași comparație, dar în reprezentarea implicită, se poate observa în figura 7.17.

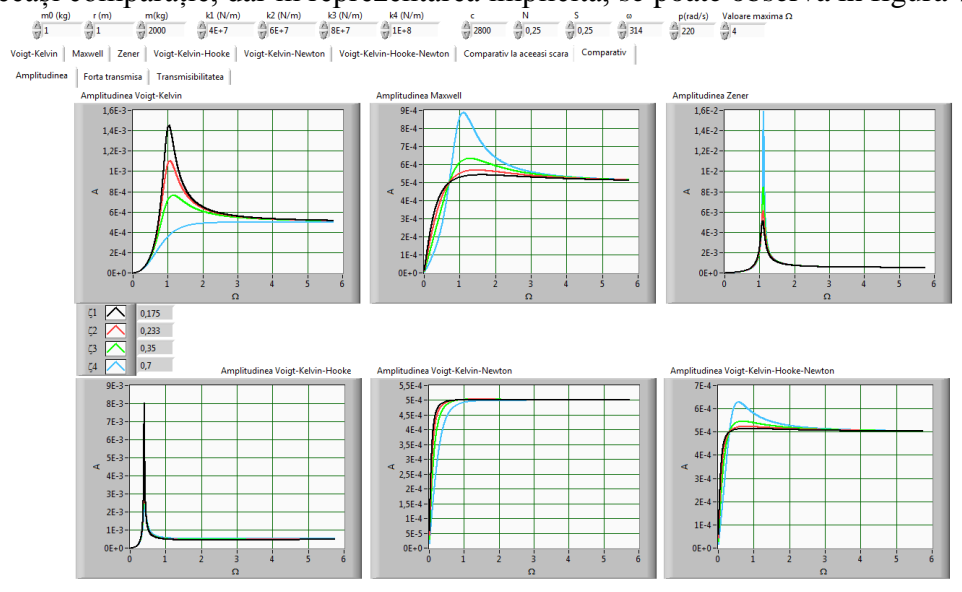


Figura 7.17. Comparația între amplitudini (reprezentarea implicită)

O analiză a imaginii ne permite observarea evoluției în timp a amplitudinii, pentru fiecare valoare a raportului de amortizare.

7.2. Algoritm și familii de curbe pentru identificarea și urmărirea stării de funcționare la mașinile cu acțiune vibrantă

Modelul reologic utilizat în analiză este modelul Voigt-Kelvin, model caracterizat de resortul și amortizarea liniară în conexiune paralelă, cu o masă și excitație inerțială, model prezentat pe larg în 7.1.1. Acest model aproximează riguros interacțiunea dintre sistemele reale de structuri rutiere cu pământuri și rulouri vibratoare[4]. Amplitudinea mișcării este dată de relația 7.6.

7.2.1. Modelul fizic al sistemului dinamic

Amplitudinea și pulsația sunt doi parametri ce pot fi măsurați în timpul lucrului, deci se pot determina puncte pe curbele corespunzătoare ale evoluției. În figura 7.18 se prezintă un exemplu cu două curbe ale amplitudinii în raport cu pulsația, pentru două valori discrete ale raportului de amortizare ζ și două puncte p_1 și p_2 . În procesul de compactare punctele curențe de lucru se vor deplasa de pe curbe cu valori ale raportului de amortizare mici spre cele cu valori mari. Astfel, valoarea instantanee a amplitudinii se va afla pentru început pe curba 1, corespunzătoare lui $\zeta_1 = 0,175$, în punctul 1. În procesul de compactare punctul curent va ajunge în punctul notat cu 2, corespunzător lui $\zeta_2 = 0,7$, adică pe curba 2.

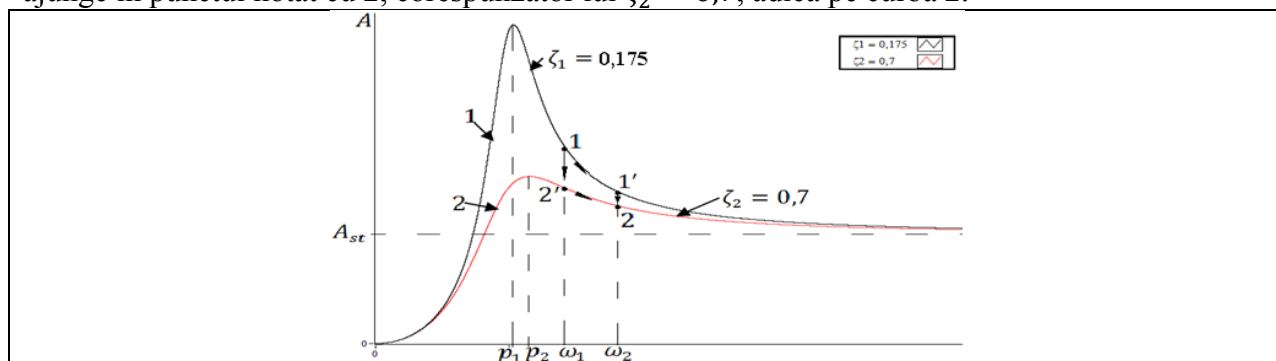


Figura 7.18. Analiza saltului punctului curent de lucru

Pentru a ajunge din punctul 1 în punctul 2 se pot utiliza două trasee: 1, 1', 2 sau 1, 2', 2. Punctele 1 și 1' se află pe aceeași curbă 1, corespunzătoare lui $\zeta_1 = 0,175$, iar punctele 2 și 2' se află pe curba 2, corespunzătoare lui $\zeta_2 = 0,7$. Deoarece nu se cunoaște traseul urmat de punctul curent de lucru pentru a ajunge din punctul 1 în punctul 2, se pune problema dacă are importanță pe care traseu se realizează deplasarea dintre cele două puncte.

Deplasarea pe traseul 1, 1', 2. În formulele (7.29), (7.30) și (7.31) se precizează formulele amplitudinii punctelor corespunzătoare. Astfel:

- pentru procesul dinamic continuu $1 \rightarrow 1'$ avem:

$$\begin{cases} A_1 = \frac{\Omega_1^2 A_{st}}{\sqrt{(1 - \Omega_1^2)^2 + 4\Omega_1^2 \zeta_1^2}} \\ A_{1'} = \frac{\Omega_2^2 A_{st}}{\sqrt{(1 - \Omega_2^2)^2 + 4\Omega_2^2 \zeta_1^2}} \end{cases} \quad (7.29)$$

- pentru procesul dinamic de salt $1' \rightarrow 2$ avem:

$$\begin{cases} A_{1'} = \frac{\Omega_2^2 A_{st}}{\sqrt{(1 - \Omega_2^2)^2 + 4\Omega_2^2 \zeta_1^2}} \\ A_2 = \frac{\Omega_2^2 A_{st}}{\sqrt{(1 - \Omega_2^2)^2 + 4\Omega_2^2 \zeta_2^2}} \end{cases} \quad (7.30)$$

Trecerea de la starea 1 la starea 2 se poate face astfel:

$$\frac{A_1}{A_{1'}} \cdot \frac{A_{1'}}{A_2} = \frac{A_1}{A_2}$$

Prin înlocuiri, în final, se demonstrează că ipoteza este corectă.

$$\frac{A_1}{A_{1'}} \cdot \frac{A_{1'}}{A_2} = \left(\frac{\Omega_1}{\Omega_2}\right)^2 \cdot \frac{\sqrt{(1 - \Omega_2^2)^2 + 4\Omega_2^2 \zeta_1^2}}{\sqrt{(1 - \Omega_1^2)^2 + 4\Omega_1^2 \zeta_1^2}} \cdot \frac{\sqrt{(1 - \Omega_2^2)^2 + 4\Omega_2^2 \zeta_2^2}}{\sqrt{(1 - \Omega_2^2)^2 + 4\Omega_2^2 \zeta_1^2}} = \left(\frac{\Omega_1}{\Omega_2}\right)^2 \cdot \frac{\sqrt{(1 - \Omega_2^2)^2 + 4\Omega_2^2 \zeta_2^2}}{\sqrt{(1 - \Omega_1^2)^2 + 4\Omega_1^2 \zeta_1^2}} = \frac{A_1}{A_2}$$

Raportul parametric este:

$$\frac{A_1}{A_2} = \left(\frac{\Omega_1}{\Omega_2}\right)^2 \sqrt{\frac{(1 - \Omega_2^2)^2 + 4\Omega_2^2 \zeta_2^2}{(1 - \Omega_1^2)^2 + 4\Omega_1^2 \zeta_1^2}} \quad (7.31)$$

Evoluția prin stările 1, 2', 2. În formulele (7.32), (7.33) și (7.34) se precizează formulele amplitudinii punctelor corespunzătoare. Astfel avem:

$$\frac{A_1}{A_{2'}} \cdot \frac{A_{2'}}{A_2} = \sqrt{\frac{(1 - \Omega_1^2)^2 + 4\Omega_1^2 \zeta_2^2}{(1 - \Omega_1^2)^2 + 4\Omega_1^2 \zeta_1^2}} \cdot \left(\frac{\Omega_1}{\Omega_2}\right)^2 \cdot \frac{\sqrt{(1 - \Omega_2^2)^2 + 4\Omega_2^2 \zeta_2^2}}{\sqrt{(1 - \Omega_1^2)^2 + 4\Omega_1^2 \zeta_2^2}} = \left(\frac{\Omega_1}{\Omega_2}\right)^2 \cdot \frac{\sqrt{(1 - \Omega_2^2)^2 + 4\Omega_2^2 \zeta_2^2}}{\sqrt{(1 - \Omega_1^2)^2 + 4\Omega_1^2 \zeta_1^2}} = \frac{A_1}{A_2}$$

sau în final

$$\frac{A_1}{A_2} = \left(\frac{\Omega_1}{\Omega_2}\right)^2 \sqrt{\frac{(1 - \Omega_2^2)^2 + 4\Omega_2^2 \zeta_2^2}{(1 - \Omega_1^2)^2 + 4\Omega_1^2 \zeta_1^2}} \quad (7.34)$$

Din formulele (7.31) și (7.34) se poate concluziona că trecerea între două stări distincte depinde numai de parametrii stărilor (A, Ω) și nu depinde de forma și natura drumului dintre stări.

7.2.2. Metode de calcul al raportului A_1/A_2 în funcție de modificările structurale

Pentru studiul legilor de variație a rapoartelor amplitudinilor în funcție de modificările structurale s-au elaborat trei metode. Pentru fiecare metodă s-a realizat câte un program separat.

Metoda 1

În cadrul acestei metode se urmărește evoluția raportului dintre amplitudini, în funcție de λ , păstrându-se constante ζ_1 și Ω_1 . Se dau diferite valori ale parametrului r . Se modifică $r = 1, 2, \dots, 10$. Se păstrează constante $\zeta_1 = 0,2$ și $\Omega_1 = 1,05$, iar λ ia valori în intervalul 1-20. Curbele sunt date în figura 7.20.

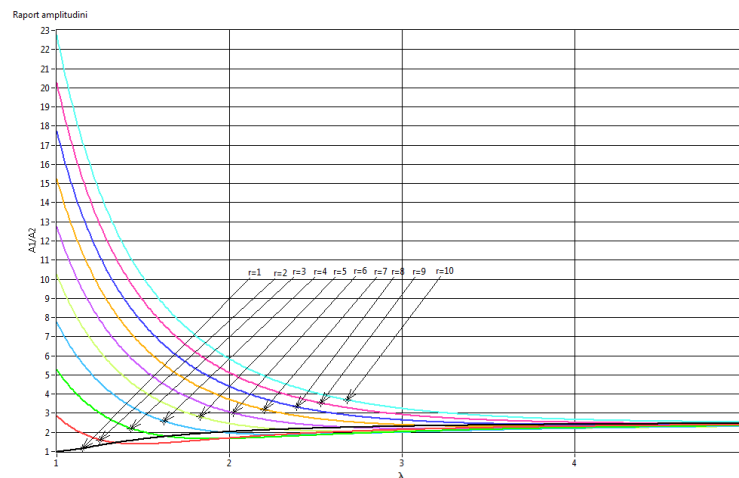


Figura 7.20. Detaliu metoda 1, $r = 1, 2, \dots, 10$

Metoda 2

În cadrul acestei metode se urmărește evoluția raportului dintre amplitudini, în funcție de λ , păstrându-se constante r și Ω_1 . Se dau diferite valori ale parametrului ζ_1 .

a) reprezintă sinteza curbelor pentru $r=4$, $\Omega_1 = 1,05$ și variația discretă a lui $\zeta_1 = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4$, cu variația continuă a lui λ , care ia valori în intervalul 1-20. Se obțin curbele din figura 7.23.

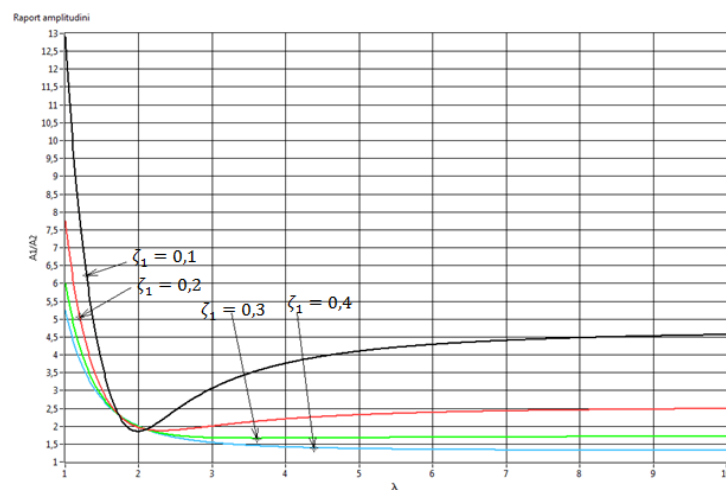


Figura 7.23. Detaliu metoda 2, $\zeta_1 = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4$

Metoda 3

În cadrul acestei metode se urmărește evoluția raportului dintre amplitudini, în funcție de r , păstrându-se constante ζ_1 și Ω_1 . Se dau diferite valori ale parametrului λ .

Pentru: $\lambda = 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10$; $\zeta_1 = 0,2$; $\Omega_1 = 1,05$, cu r luând valori în intervalul 1-10, se obțin curbele din figura 7.27.

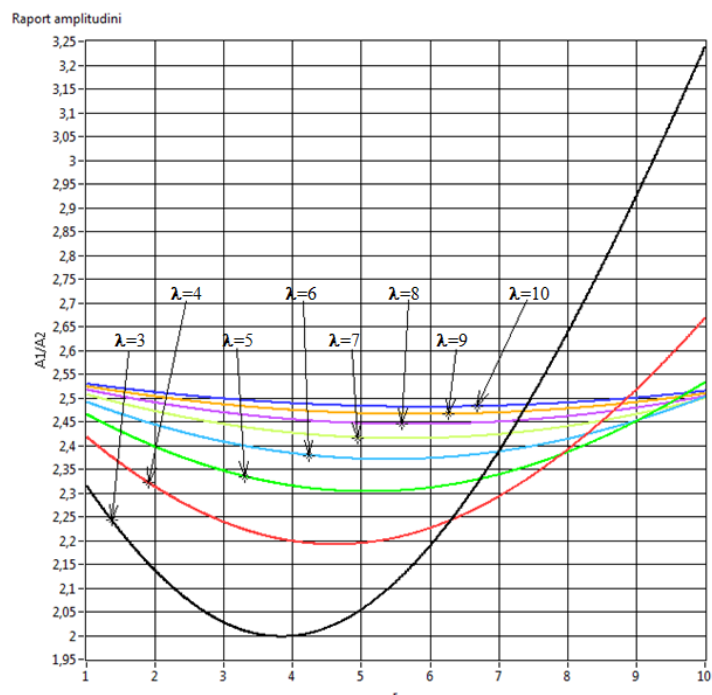


Figura 7.27 Detaliu metoda 3, $\lambda = 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10$

7.3. Răspunsul unui sistem la excitații cinematice și dinamice

7.3.1. Sistem dinamic excitat cinematic

Excitația cinematică este aplicată asupra masei m în mișcare liniară de translație cu deplasarea instantanee $x = x(t) = A_0 \sin \omega t$.

Răspunsul dinamic al sistemului este dat de forța instantanee de reacție $Q(t)$ de forma

$$Q(t) = c\dot{x} + kx \equiv Q_0 \sin(\omega t + \varphi) \quad (7.35)$$

Rezultă Q_0 și $\operatorname{tg} \varphi$ sub forma

$$Q_0 = A_0 \sqrt{k^2 + c^2 \omega^2}$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{c\omega}{k}$$

sau ținând seama de notația $\Omega = \frac{\omega}{p}$ de utilizare a pulsației relative Ω , avem

$$\begin{cases} Q_0 = A_0 k \sqrt{1 + (2\zeta\Omega)^2} \\ \operatorname{tg} \varphi = 2\zeta\Omega \end{cases} \quad (7.38)$$

Forța echivalentă a excitației cinematice $F_{eq} = F(t) = F_0 \sin(\omega t + \theta)$ rezultă din ecuația de echilibru dinamic:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \sin(\omega t + \theta) \quad (7.39)$$

Rezultă F_0 și $\operatorname{tg} \theta$, în funcție de Ω , avem

$$\begin{cases} F_0 = A_0 k \sqrt{(1 - \Omega^2)^2 + (2\zeta\Omega)^2} \\ \operatorname{tg} \theta = \frac{2\zeta\Omega}{1 - \Omega^2} \end{cases} \quad (7.43)$$

Transmisibilitatea $T = \frac{Q_0}{F_0}$ poate fi exprimată sub forma

$$T = \sqrt{\frac{1 + (2\zeta\Omega)^2}{(1 - \Omega^2)^2 + (2\zeta\Omega)^2}} \quad (7.45)$$

Bucle histerezis

$$Q(x) = k \left[x \pm 2\zeta\Omega \sqrt{A_0^2 - x^2} \right] \quad (7.48)$$

Pentru valorile numerice:

$$A_0 = 5 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

$$\zeta = 0,3$$

$$k = 4 \cdot 10^7 \text{ N/m}$$

$\Omega = 0,25 \dots 5$ pas 0,25 s-au trasat curbele pentru parametrii $Q(x)$ și $Q'(x)$. În Anexa 3, figura A3.1 se prezintă programul ce realizează trasarea. În figura A3.2 sunt prezentate curbele ce rezultă din prelucrarea datelor precedente. S-a utilizat VI-ul: **excitatieCINEMATICA_LISTA.vi**.

Pentru o mai bună vizibilitate s-au trasat curbele și pentru $\Omega = 0,25 \dots 4,75$ cu pasul 0,50, figura 7.30 ilustrând rezultatul prelucrării.

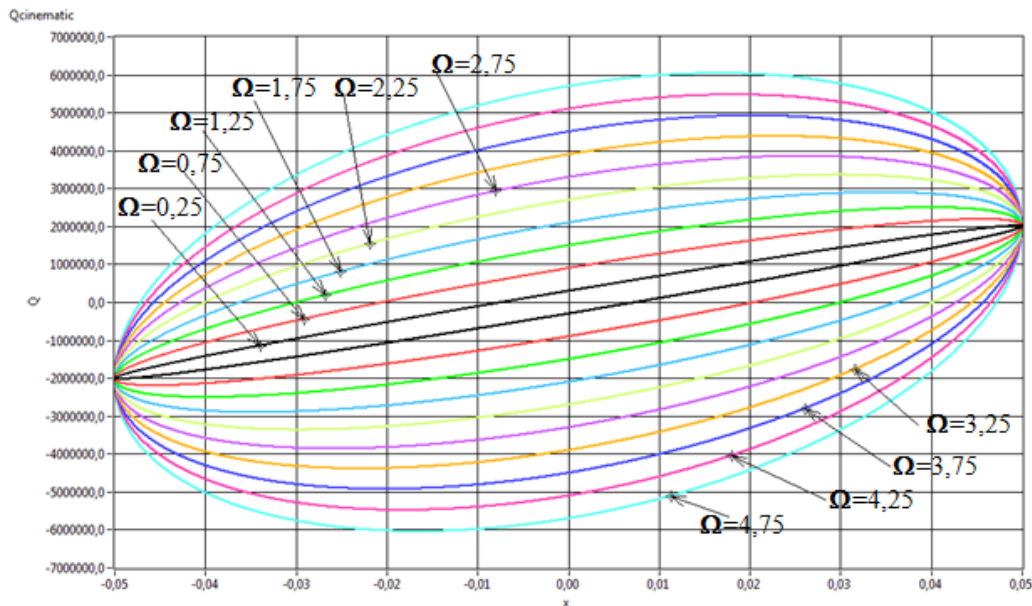


Figura 7.30. Elipsele ce exprimă dependența Q în raport cu x pentru $\Omega = 0,25 \dots 4,75$; pas = 0,50

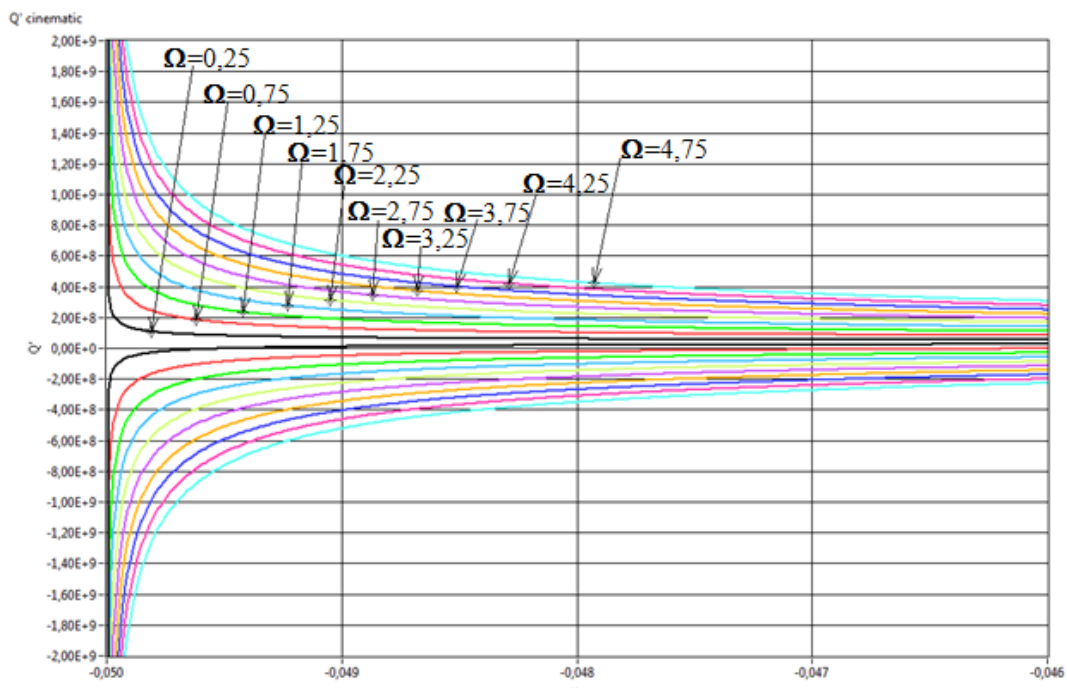


Figura 7.32. Detaliu dependența Q' în raport cu x pentru $\Omega = 0,25 \dots 4,75$; pas = 0,50

7.3.2. Excitația dinamică

Pentru un sistem de ordinul II vâscoelastic cu forța $F = F_0 \sin \omega t$ amplitudinea este dată de:

$$A = \frac{F_0}{k} \frac{1}{\sqrt{(1 - \Omega^2)^2 + (2\zeta\Omega)^2}} \quad (7.73)$$

Pentru acest sistem se trasează familia de curbe specifice. Valorile numerice $\zeta = 0,3$; $k = 4 \cdot 10^7$ N/m; $F_0 = 1,2 \cdot 10^6$ N; $\Omega = 0,5 \dots 10$.

Amplitudinea în funcție de Ω

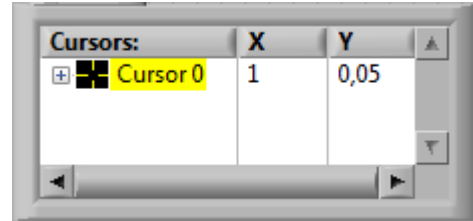
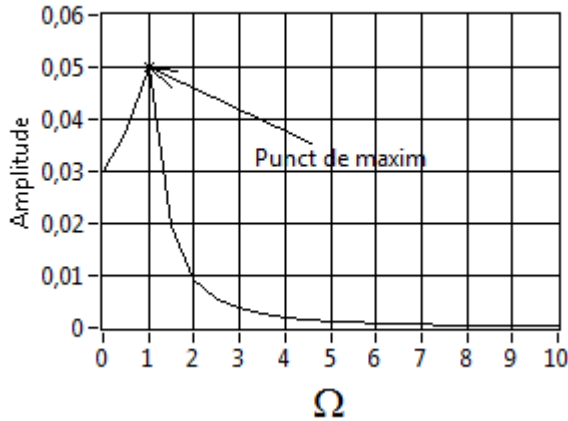


Figura 7.36. Variația amplitudinii în raport cu Ω

I.1 Variația lui Q în raport cu x . Răspunsul instantaneu în deplasare pentru sistem este $x = A \sin(\omega t - \varphi)$

$$Q(x) = kx \pm (2\zeta\Omega) \sqrt{\frac{F_0^2 - k^2 x^2 R}{R}} \quad (7.76)$$

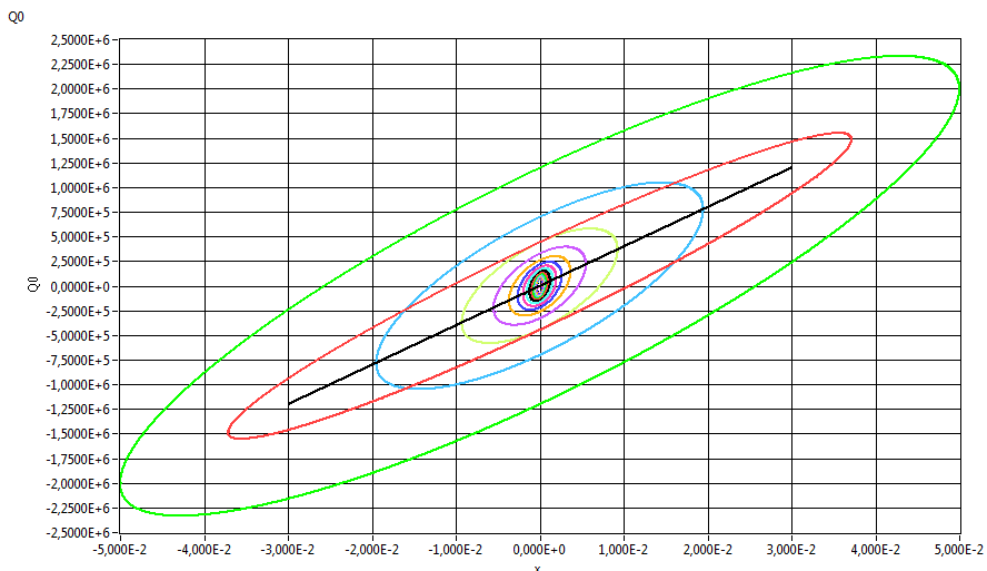


Figura 7.37 Variația lui Q_0 în raport cu x

Detalii mai ample pot fi analizate în figurile A.3.7 și A3.8 din Anexa 3.

Pentru derivata $Q(x)$ în raport cu x avem $\frac{dQ}{dx} = Q'(x)$ de forma:

$$Q'(x) = k \mp (2\zeta\Omega)kx \sqrt{\frac{R}{F_0^2 - kx^2R}} \quad (7.77)$$

care va fi reprezentată în figura 7.39

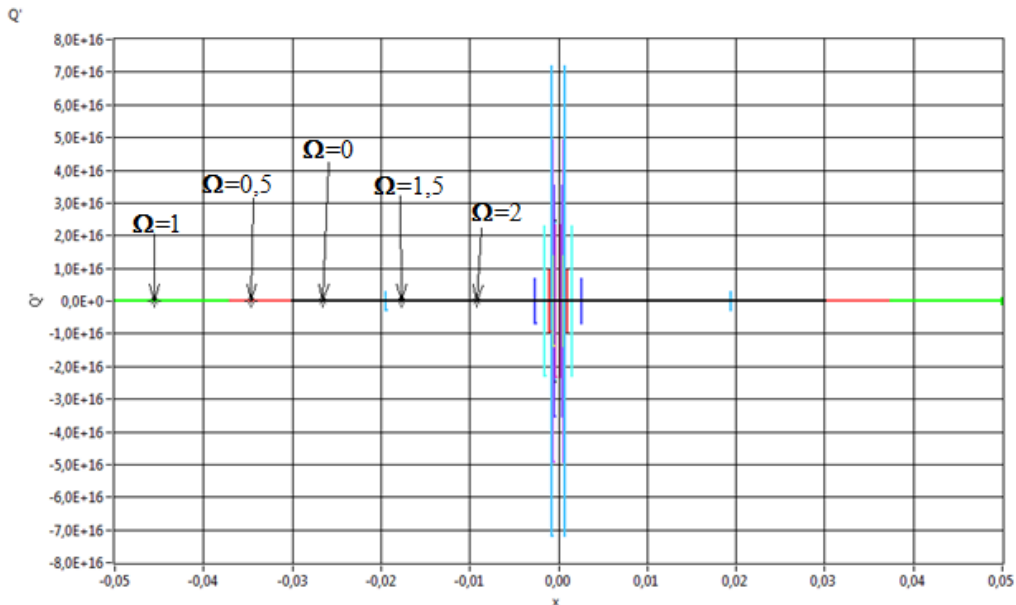


Figura 7.39 Variația lui Q' în raport cu x

Defazajul deplasării instantanee $x = A\sin(\omega t - \varphi)$ în raport cu forța $F(t)$

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{2\zeta\Omega}{\sqrt{R}} \quad (7.78)$$

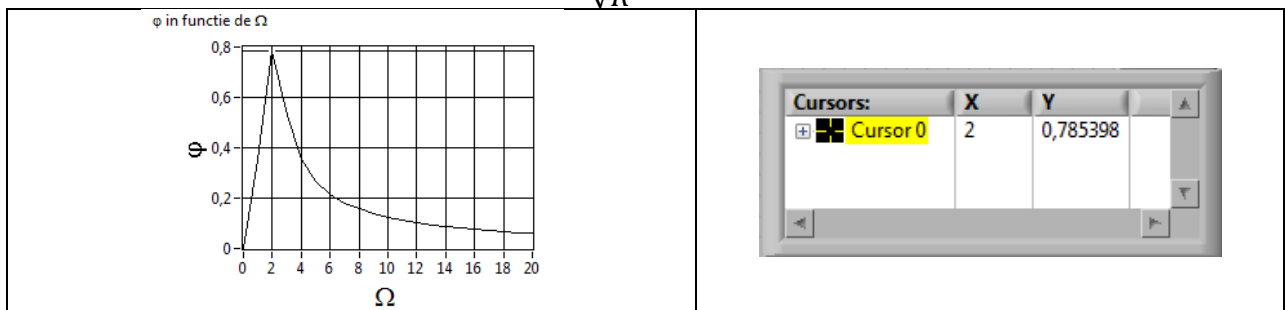


Figura 7.40 Variația φ în raport cu Ω

I2. Variația lui Q în raport cu Ω

$$Q_0 = F_0 \sqrt{\frac{1 + (2\zeta\Omega)^2}{R}} = F_0 \sqrt{\frac{1 + 4\zeta^2\Omega^2}{(1 - \Omega^2)^2 + 4\zeta^2\Omega^2}} \quad (7.79)$$

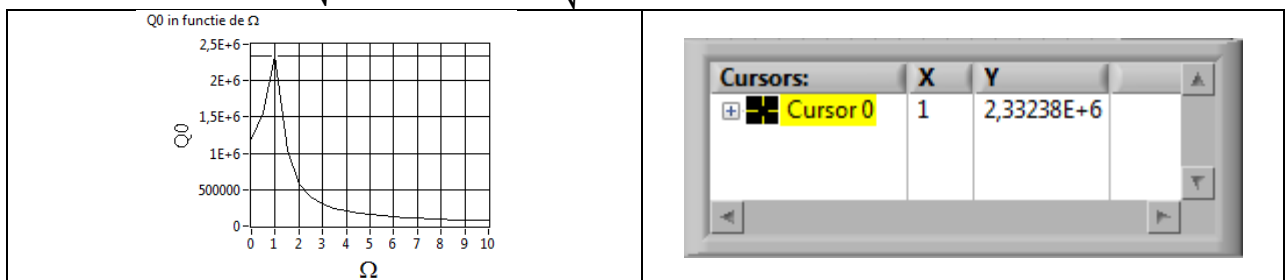


Figura 7.41 Variația lui Q_0 în funcție de Ω

Defazajul θ dintre forța $Q(t)$ și $x(t)$ este:

$$\operatorname{tg}\theta = \frac{2\zeta\Omega^3}{R + 2\zeta\Omega^3} \quad (7.80)$$

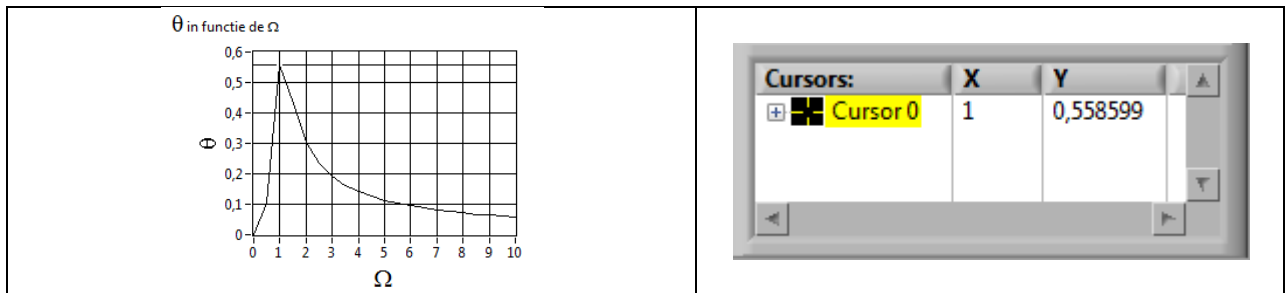


Figura 7.42 θ în funcție de Ω

I.3. Variația lui F în raport cu x

$$F(x) = F_0 \left[\frac{x}{A} \cos\varphi \pm \sin\varphi \sqrt{1 - \left(\frac{x}{A}\right)^2} \right] \quad (7.81)$$

unde:

$$\sin\varphi = \frac{2\zeta\Omega}{\sqrt{R}} \quad (7.82)$$

$$\cos\varphi = \frac{1 - \Omega^2}{\sqrt{R}} \quad (7.83)$$

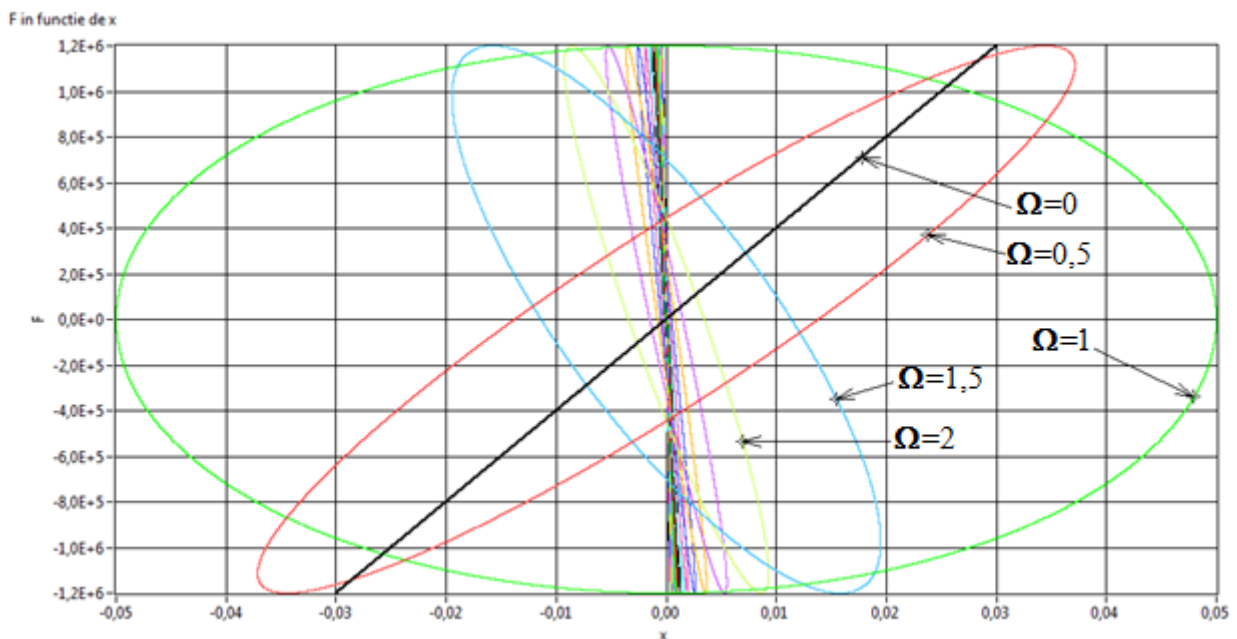


Figura 7.43 Variația forței F în raport cu deplasarea x

$$F'(x) = k \left[(1 - \Omega)^2 \mp (2\zeta\Omega) \frac{x}{\sqrt{A^2 - x^2}} \right] \quad (7.84)$$

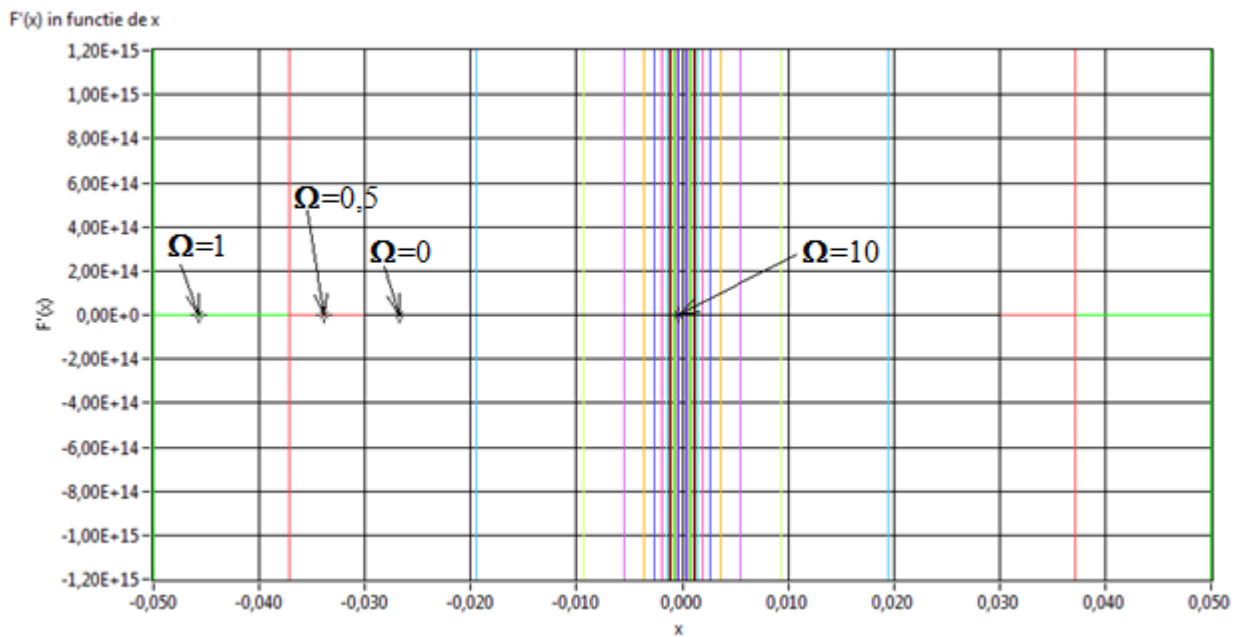


Figura 7.44. F' în funcție de x

Energia disipată

Expresia energiei disipate este dată de relația:

$$W = \pi(2\zeta\Omega) \frac{F_0^2}{k} \frac{1}{(1 - \Omega^2)^2 + (2\zeta\Omega)^2} \quad (7.85)$$

| Valori pt energie disipata | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--|---------|--------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| 0 | 51998,8 | 188496 | 42903,1 | 12999,7 | 5690,43 | 3027,59 | 1813,39 | 1176,26 | 808,153 | 579,986 | 430,746 | 328,888 | 256,924 | 204,601 | 165,626 | 135,987 | 113,04 | 94,9931 | 80,6015 | 68,9828 |
| Ariile elipselor pentru Q0 in functie de x | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 0 | 51998,8 | 188496 | 42903,1 | 12999,7 | 5690,43 | 3027,59 | 1813,39 | 1176,25 | 808,149 | 579,982 | 430,743 | 328,885 | 256,92 | 204,597 | 165,622 | 135,983 | 113,036 | 94,9894 | 80,5968 | 68,978 |
| Ariile elipselor Pentru F in functie de x | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 0 | 51998,8 | 188496 | 42903,1 | 12999,7 | 5690,43 | 3027,59 | 1813,39 | 1176,25 | 808,149 | 579,982 | 430,743 | 328,885 | 256,92 | 204,597 | 165,622 | 135,983 | 113,036 | 94,9894 | 80,5968 | 68,978 |

Figura 7.47 Valorile energiei disipate calculate în trei moduri

Valorile energiei disipate sunt calculate cu formula 7.85.

Ariile elipselor pentru Q_0 în funcție de x sunt elipsele din figura 7.37

Ariile elipselor pentru F în funcție de x sunt elipsele din figura 7.43

Maximul energiei disipate se poate citi ușor din figura 7.47, este 188496, și coincide cu valoarea din figura 7.48.

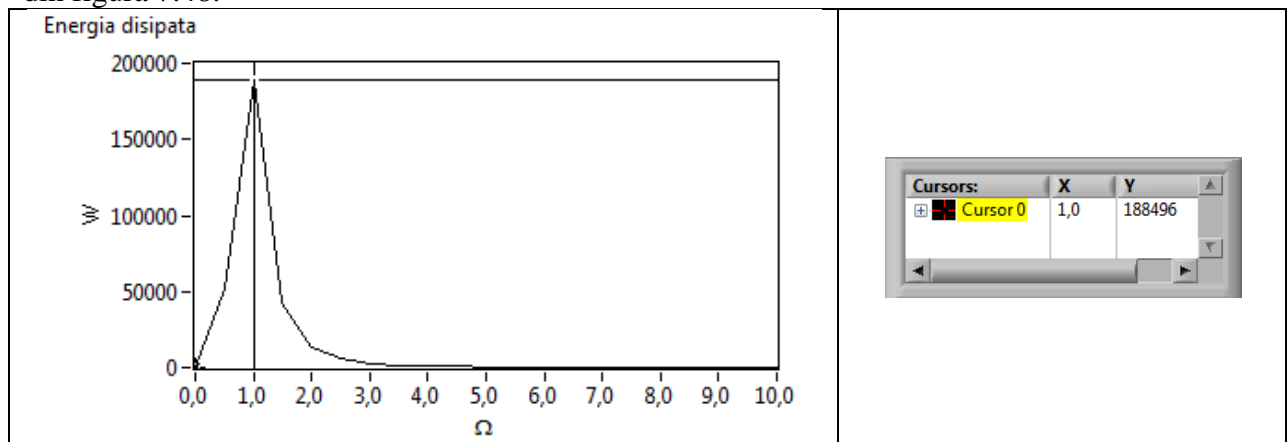


Figura 7.48 Maximul energiei disipate

7.4. Analiza răspunsului modelului Voigt-Kelvin histeretic

Analiza histeretică[15] s-a realizat pentru amplitudinea constantă a forței cât și pentru amplitudinea variabilă în raport cu ω^2 , astfel, $F_0 = m_0 r \omega^2$. Datele numerice cu care s-a analizat modelul sunt următoarele:

$$m = 5000 \text{ kg}$$

$$p = 63 \text{ rad/s}$$

$$\Omega = 0,5$$

$$k = 2 \cdot 10^6 \text{ N/m}$$

7.4.1. Model histeretic acționat cu forța $F(t)=F=F_0$

Modelul histeretic Voigt-Kelvin este descris de următoarele relații[15]:

$$F = F_0 \left[X \cos \varphi \pm \sin \varphi \sqrt{1 - X^2} \right] \quad (7.86)$$

unde

$$A = \frac{F_0}{k} \frac{1}{\sqrt{(1 - \Omega^2)^2 + \delta^2}} \quad (7.88)$$

și

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\delta}{1 - \Omega^2} \quad (7.89)$$

În studiu s-au utilizat și următoarele date:

$\delta = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7$; parametru discret variabil

$F_0 = 10^6 \text{ N}$ constantă

a) Curbe F-x pentru parametrul δ

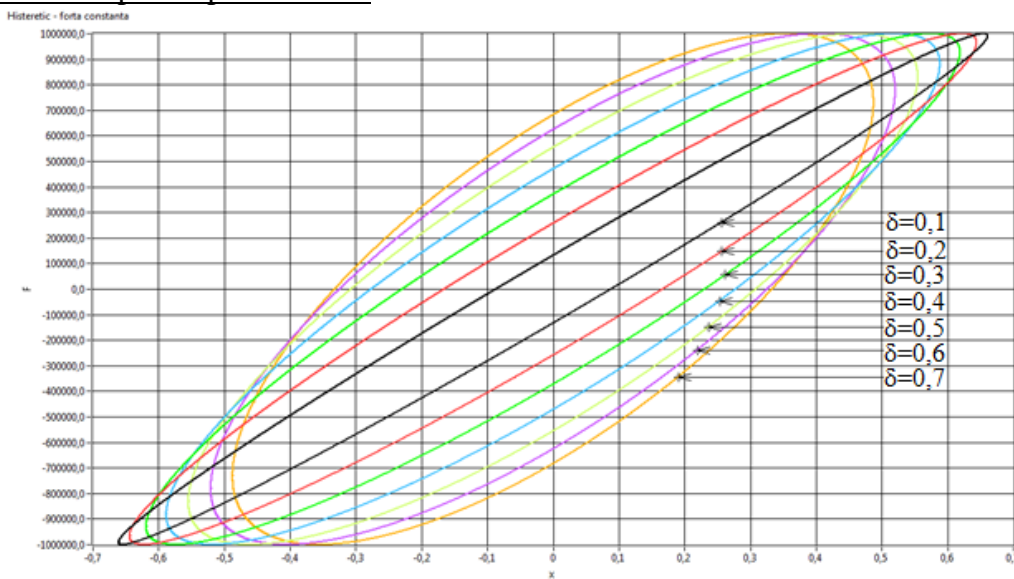


Figura 7.49 Curbe F-x parametrul δ

a) Curbe Q-x pentru parametrul δ

$$A = \frac{F_0}{k} \frac{1}{\sqrt{(1 - \Omega^2)^2 + \delta^2}} \quad (7.92)$$

$$Q = kx \pm k\delta \sqrt{A^2 - x^2} \quad (7.93)$$

Pentru datele numerice de mai jos avem:

$$m = 5000 \text{ kg}$$

$$p = 63 \text{ rad/s}$$

$$\Omega = 0,5$$

$$k = 2 \cdot 10^6 \text{ N/m}$$

$\delta = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7$
 $F_0 = 10^6 \text{ N}$ constantă

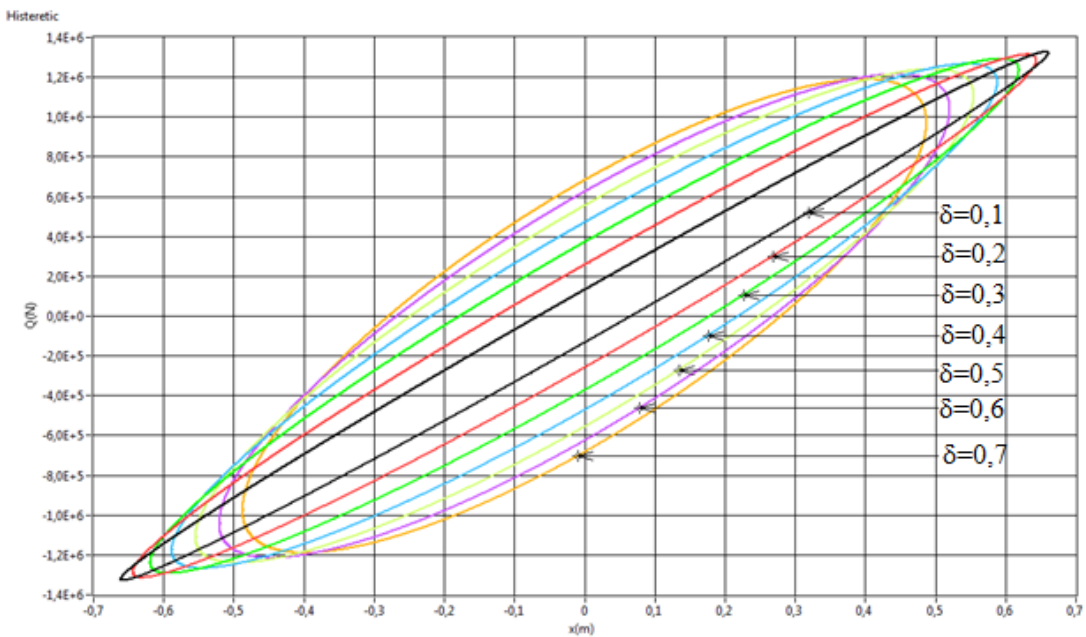


Figura 7.50. Curbe Q-x parametrul δ

7.4.2. Model histeretic acționat cu forța $F(t)=F_0 \sin \omega t$

$$F = m_0 r p^2 \Omega^2 \left[X \cos \varphi \pm \sin \varphi \sqrt{1 - X^2} \right] \quad (7.97)$$

Studiul numeric are următoarele date:

$m = 5000 \text{ kg}$

$p = 63 \text{ rad/s}$

$\Omega = 0,5$

$k = 2 \cdot 10^6 \text{ N/m}$

$\delta = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7$

$m_0 r = 50 \text{ kg.m}$

a) Familia de curbe F-x cu parametrul δ

Prelucrarea datelor este prezentată în figura 7.51

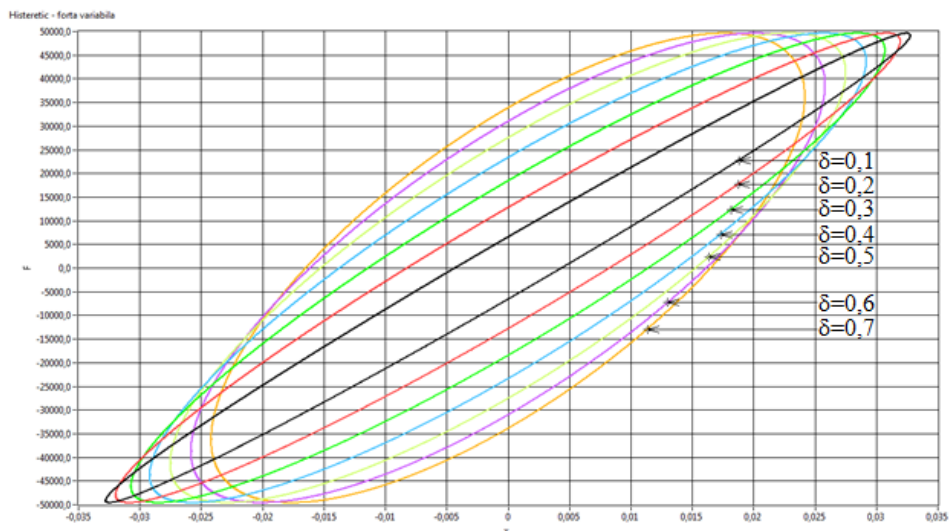


Figura 7.51 Curbe F-x parametrul δ , forță variabilă

b) Familia de curbe Q-x cu parametrul δ

Datele reale ale modelului fizic sunt:

$$m = 5000 \text{ kg}$$

$$p = 63 \text{ rad/s}$$

$$\Omega = 0,5$$

$$k = 2 \cdot 10^6 \text{ N/m}$$

$$\delta = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7$$

$$m_{0r} = 50 \text{ kg.m}$$

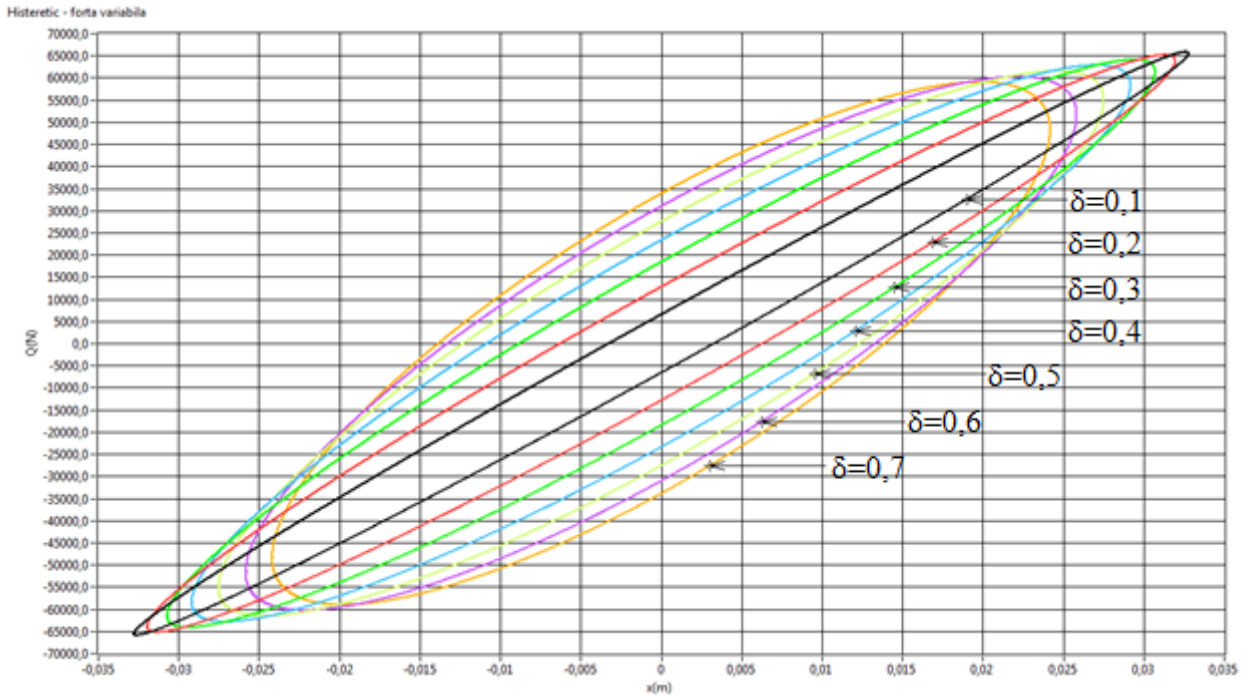


Figura 7.52 Curbe Q-x parametrul δ , forță variabilă

7.5. Studiul modelului Voigt-Kelvin la rezonanță

Studiul evoluției amplitudinii la rezonanță este util în analiza și proiectarea unui sistem. Acest studiu se va face pentru cele două cazuri posibile: cu forță constantă și cu forță variabilă.

1. Studiul evoluției amplitudinii la rezonanță, pentru modelul Voigt-Kelvin, cu forță constantă este descris de următoarele formule[17]:

$$A_1 = \frac{F_0}{k} \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{p^2}\right)^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{p}\right)^2}} \quad (7.105)$$

$$\text{unde } A_{st} = \frac{F_0}{k} \quad (7.106)$$

La rezonanță $\Omega=1$ și avem:

$$A_{rez} = \frac{F_0}{k} \frac{1}{2\zeta} = \frac{F_0}{k} \frac{1}{\frac{c}{mp}} = \frac{F_0}{p^2} \frac{c}{p} = \frac{F_0}{cp} = \frac{F_0}{c} \sqrt{\frac{m}{k}} \quad (7.107)$$

$$\text{pentru } \omega = p = \sqrt{\frac{k}{m}}; \quad (7.108)$$

Set 1 date:

$$m = 4000 \text{ kg}$$

$$c = 4 \cdot 10^5 \text{ Ns/m}$$

$$k_1 = 10^7 \text{ N/m}; k_2 = 2k_1; k_3 = 3k_1$$

$$F_0 = 2 \cdot 10^6 \text{ N}$$

$$\omega = 0 \dots 500 \text{ rad/s}$$

Se studiază cazurile pentru valori discrete ale parametrului ζ , după cum urmează:

$$\zeta = 0.1$$

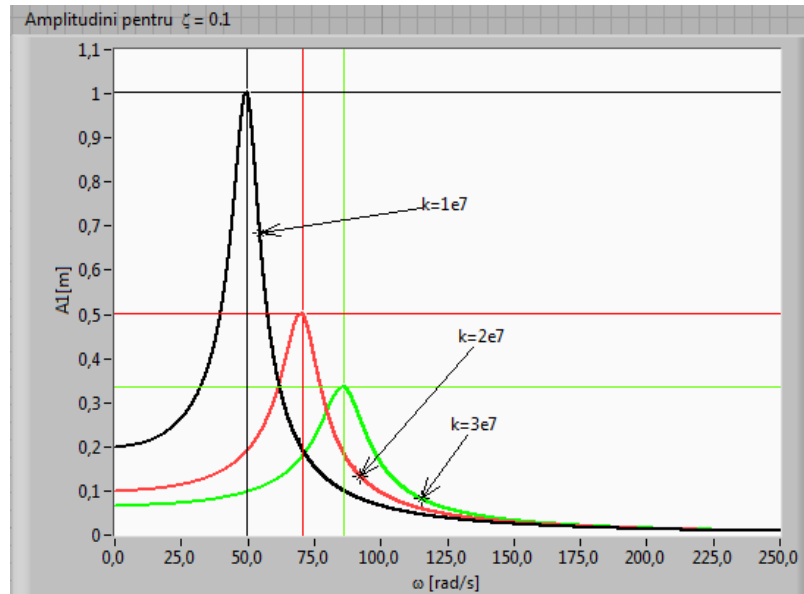


Figura 7.53 Studiu la rezonanță pentru $\zeta = 0.1$

Evoluția amplitudinii modelului Voigt-Kelvin la rezonanță cu valorile lui ζ pentru fiecare stare:

$$\zeta = \zeta_{rez} = \frac{c}{2mp} \quad (7.109)$$

$$\zeta_1 = \frac{c}{2mp_1}; \zeta_2 = \frac{c}{2mp_2}; \zeta_3 = \frac{c}{2mp_3} \quad (7.110)$$

unde: $p_1 = \sqrt{\frac{k_1}{m}}; p_2 = \sqrt{\frac{k_2}{m}}; p_3 = \sqrt{\frac{k_3}{m}}$

Set 1 de date

$$m = 4000 \text{ kg}$$

$$c = 4 \cdot 10^5 \text{ Ns/m}$$

$$k_1 = 10^7 \text{ N/m}; k_2 = 2k_1; k_3 = 3k_1$$

$$F_0 = 2 \cdot 10^6 \text{ N}$$

$$\omega = 0 \dots 500 \text{ rad/s}$$

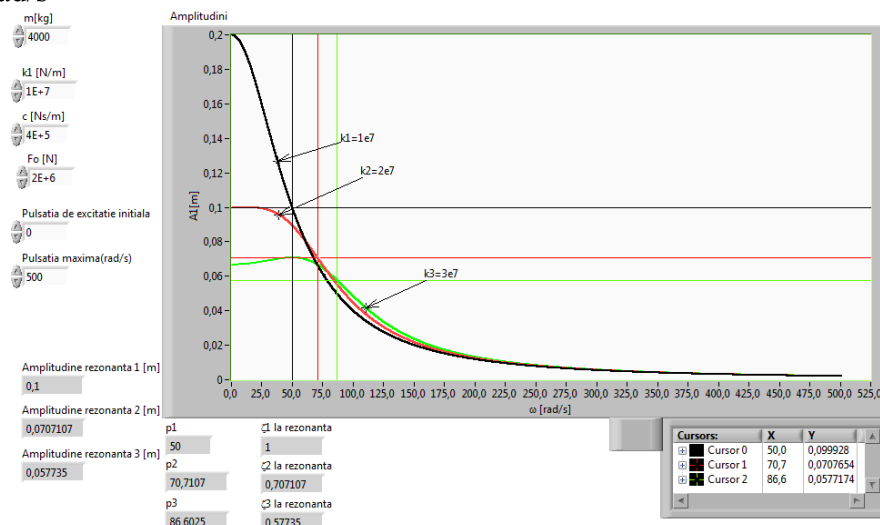


Figura 7.63 Evoluția amplitudinii pentru ζ calculat la rezonanță și $k_1=1e7$

3. Studiul evoluției amplitudinii la rezonanță, pentru modelul Voigt-Kelvin, cu forță variabilă[15]. Astfel avem:

$$A = \frac{m_0 r \omega^2}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + c^2 \omega^2}} \quad (7.111)$$

$$A_{rez} = \frac{m_0 r}{c} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (7.112)$$

Set 1 date

$m = 4000$ kg

$c = 4 \cdot 10^5$ Ns/m

$k_1 = 10^7$ N/m; $k_2 = 2k_1$; $k_3 = 3k_1$

$m_{0r} = 20$ kg

$\omega = 0 \dots 500$ rad/s

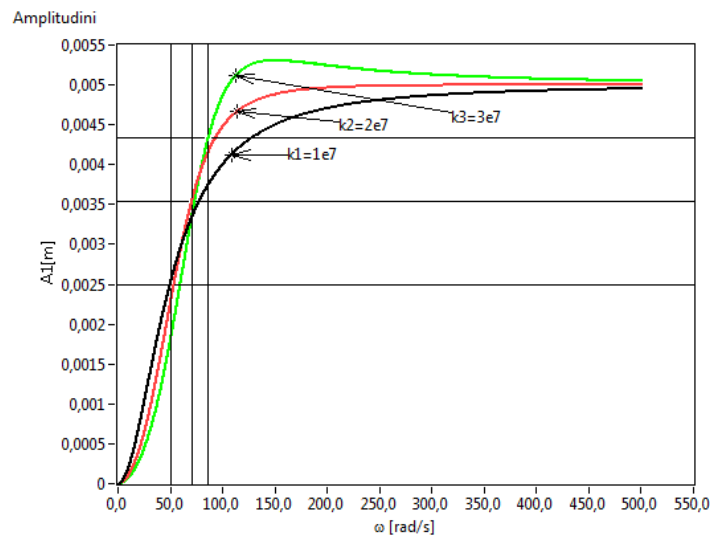


Figura 7.64 Evoluția amplitudinii pentru forță variabilă și $k_1=10e7$

7.6. Model vâscoelastic liniar cu două grade de libertate în regim armonic de excitație dinamică

Modelul cu două mase și legături vâscoelastice liniare excitat dinamic armonic într-un punct[15] are schema prezentată în figura 7.66.

Funcționarea modelului este descrisă de următoarele relații:

$$U_1 = F_0(k_2 - m_2\omega^2) \quad (7.113)$$

$$V = V_1 = V_2 = F_0 c_2 \omega \quad (7.114)$$

$$U_2 = F_0 k_2 \quad (7.115)$$

$$U_0 = m_1 m_2 \omega^4 - [m_1 k_2 + (k_1 + k_2)m_2 + c_1 c_2] \omega^2 + k_1 k_2 \quad (7.116)$$

$$V_0 = -[m_2(c_1 + c_2) + m_1 c_2] \omega^3 + [k_1 c_2 + k_2 c_1] \omega \quad (7.117)$$

unde A_1 este amplitudinea masei m_1

$$A_1 = \sqrt{\frac{U_1^2 + V^2}{U_0^2 + V_0^2}} \quad (7.118)$$

$$\tan \varphi_1 = \frac{U_0 V - V_0 U_1}{U_0 U_1 + V_0 V} \quad (7.119)$$

Unde A_2 este amplitudinea masei m_2

$$A_2 = \sqrt{\frac{U_2^2 + V^2}{U_0^2 + V_0^2}} \quad (7.120)$$

$$\tan \varphi_2 = \frac{U_0 V - V_0 U_2}{U_0 U_2 + V_0 V} \quad (7.121)$$

S-au analizat mai multe situații, luându-se în considerare mai multe seturi de date, cazuri ce vor fi prezentate în cele ce urmează.

Set 1 date

$$m_1 = 4000 \text{ kg}, m_2 = 1000 \text{ kg}$$

$$k_1 = 16 \cdot 10^7 \text{ N/m}, k_2 = 10^7 \text{ N/m}$$

$$c_1 = 4 \cdot 10^5 \text{ Ns/m}, c_2 = 0,15 \cdot 10^5 \text{ Ns/m}$$

$$F_0 = m_0 \cdot r \cdot \omega^2 \quad m_0 r = 20,0 \text{ kgm}$$

$$\omega = 0, \dots, 500 \text{ rad/s} \quad \text{pas} = 0,1$$

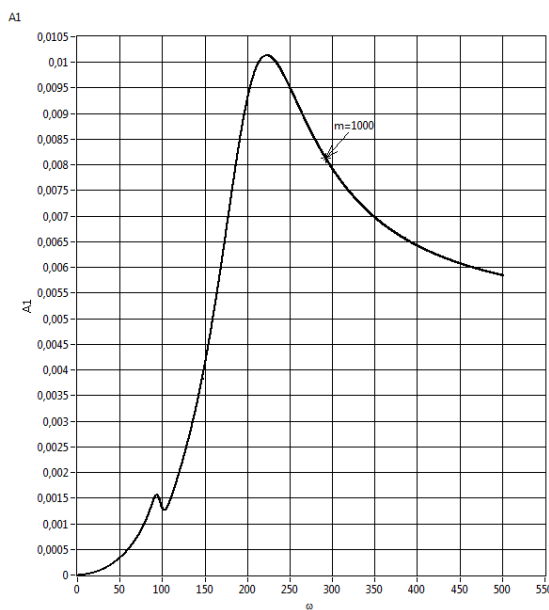


Figura 7.67 Evoluția amplitudinii A_1 la un model cu două mase, pentru $m_2 = 1000\text{kg}$

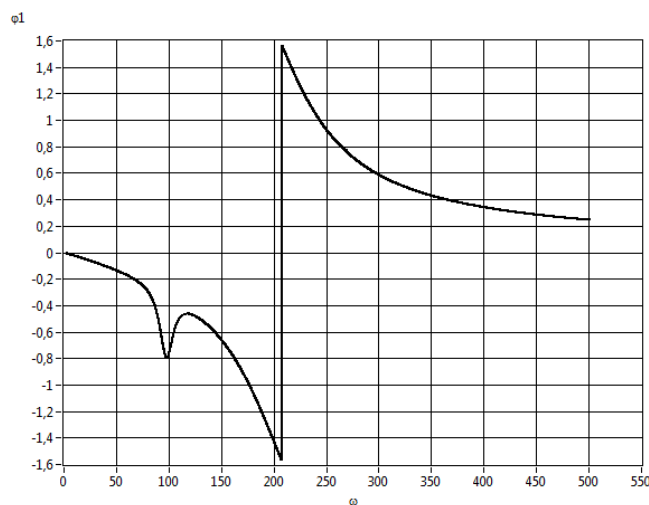


Figura 7.68 Evoluția unghiului φ_1 pentru un model cu două mase, pentru $m_2 = 1000\text{kg}$

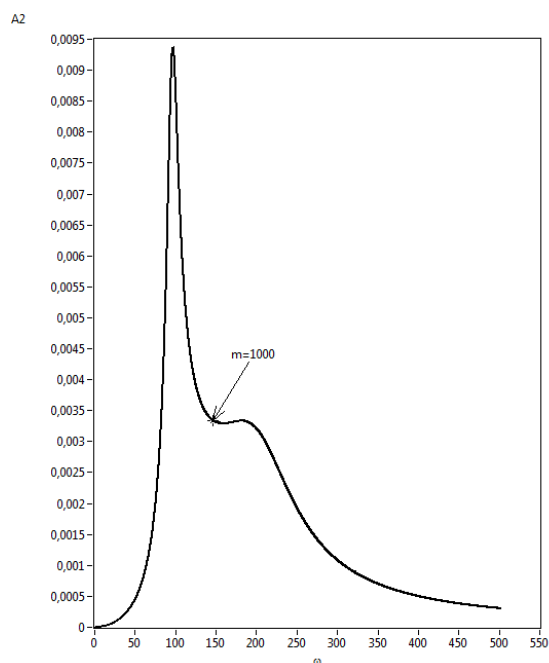


Figura 7.69 Evoluția amplitudinii A_2 la un model cu două mase, pentru $m_2 = 1000\text{kg}$

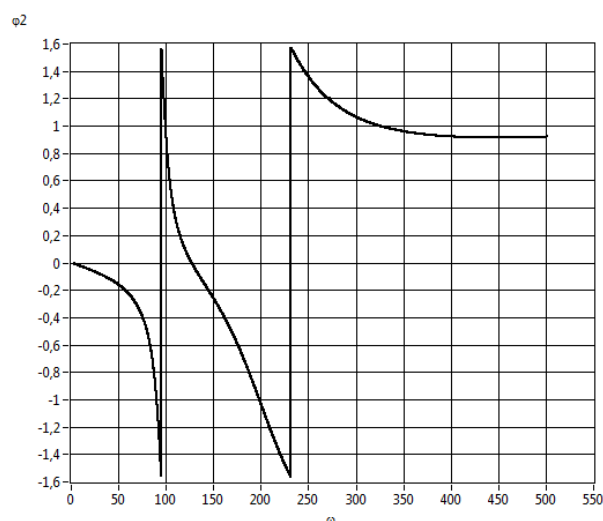


Figura 7.70 Evoluția unghiului φ_2 pentru un model cu două mase, pentru $m_2 = 1000\text{kg}$

Set 2 date

$m_1 = 4000\text{ kg}$

$m_2 = 500, 1000, 1500, 2000, 2500, 3000, 3500, 4000\text{ kg}$

$k_1 = 16 \cdot 10^7\text{ N/m}, k_2 = 10^7\text{ N/m}$

$c_1 = 4 \cdot 10^5\text{ Ns/m}, c_2 = 0,15 \cdot 10^5\text{ Ns/m}$

$F_0 = m_0 \cdot r \cdot \omega^2 \quad m_0 r = 20,0\text{ kgm}$

$\omega = 0, \dots, 500\text{ rad/s} \quad \text{pas} = 0,1$

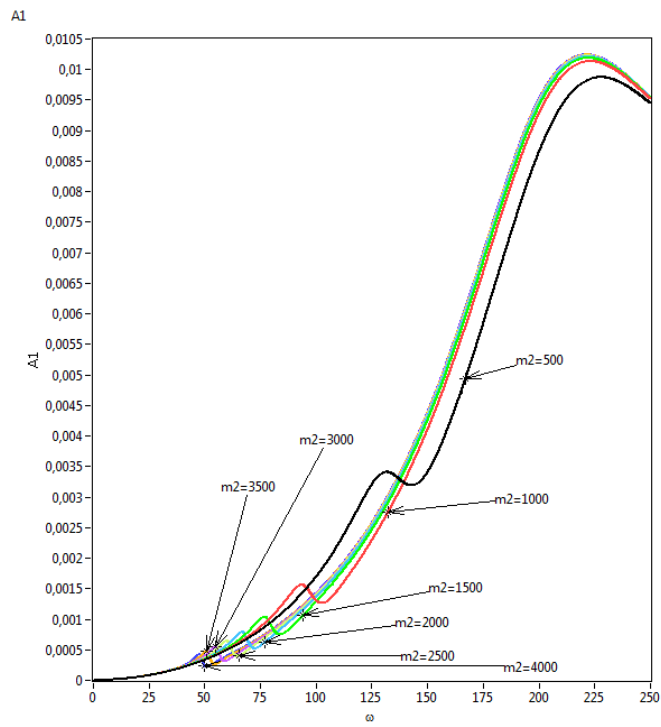


Figura 7.71 Evoluția amplitudinii A_1 la un model cu două mase, pentru diferite valori ale masei m_2

Pot fi observate cele două vârfuri de amplitudine pentru fiecare dintre cele opt valori ale masei 2.

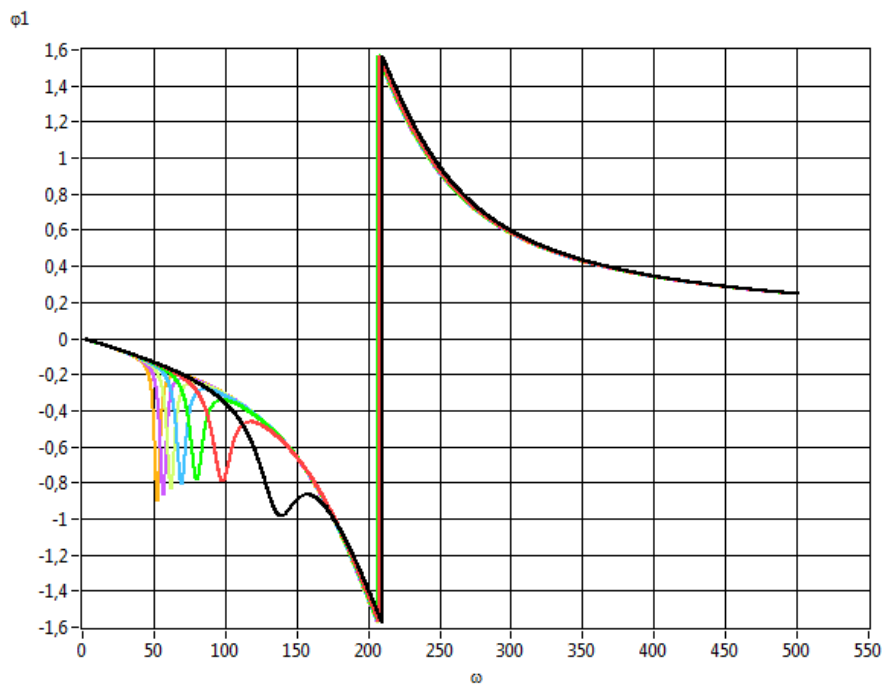


Figura 7.73 Evoluția unghiului φ_1 pentru un model cu două mase și diferite valori pentru m_2

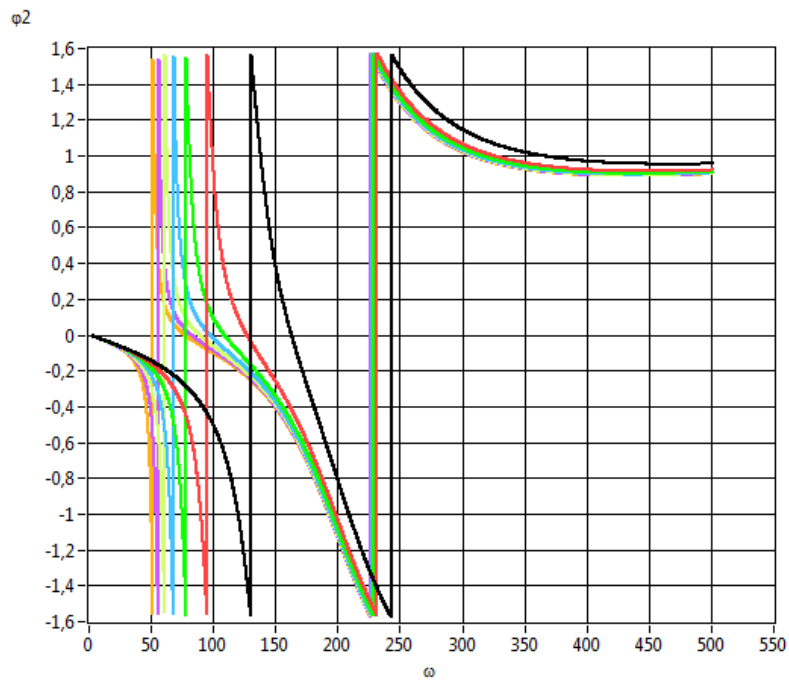


Figura 7.74 Evoluția unghiului ϕ_2 pentru un model cu două mase și diferite valori pentru m_2

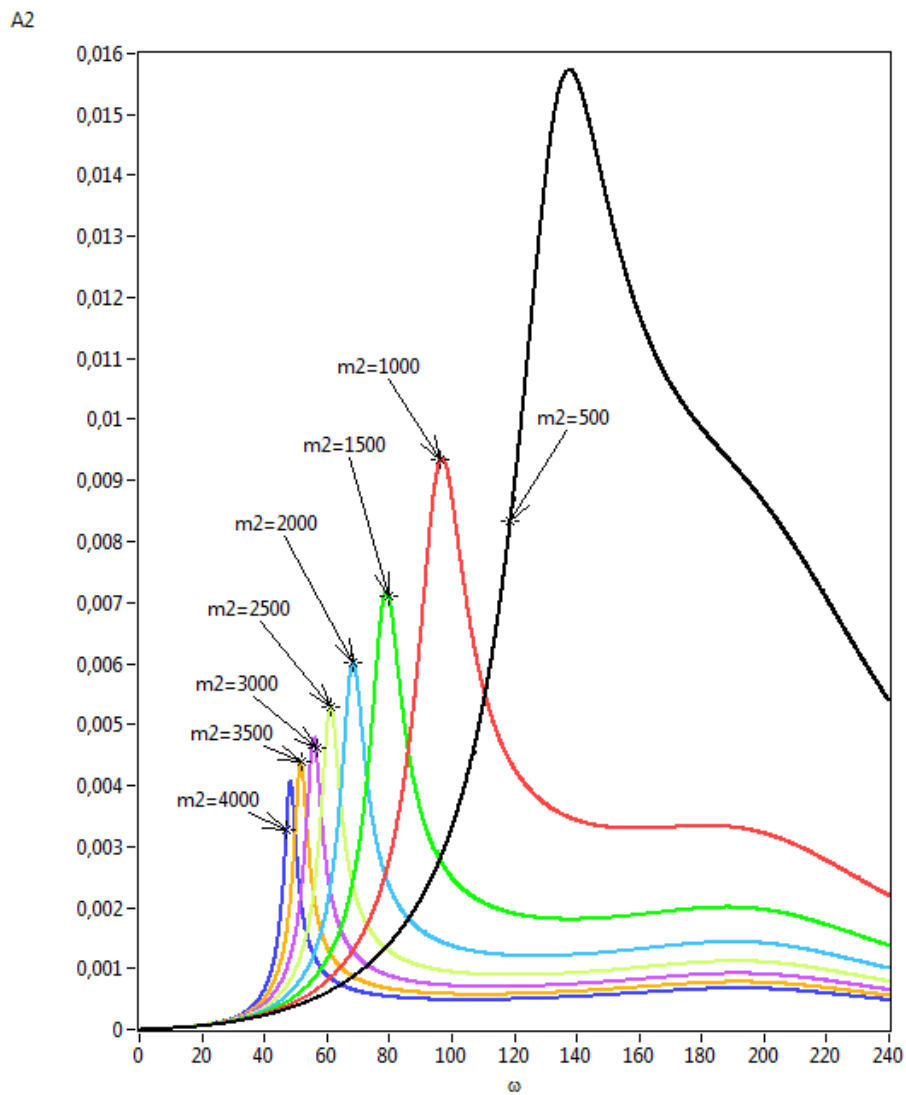


Figura 7.75 Evoluția amplitudinii A_2 la un model cu două mase și diferite valori ale masei m_2

7.7. Sinteza parametrică

Ținând seama de evoluția procesului de compactare a pământului prin modificarea parametrilor de rigiditate și vâscozitate, după fiecare trecere, pentru modelele reologice menționate, se consideră parametrii discret variabili, după cum urmează:

- rigiditatea k_1, k_2, \dots, k_j ;
- amortizarea c_1, c_2, \dots, c_j ;
- pulsația $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_j$;
- masa $m_1 = m_2 = \dots = m_j$, constantă.

a) **raportul rigidităților** λ_j este definit astfel:

$$\lambda_j = \frac{k_j}{k_1}, j = 1, 2, \dots, s \quad (7.122)$$

b) **raportul amortizărilor** v_j este definit astfel:

$$v_j = \frac{c_j}{c_1}, j = 1, 2, \dots, n \quad (7.123)$$

În acest caz fracțiunea de amortizare critică ζ_j pentru trecerea de ordinul j este:

$$\zeta_j = \frac{c_j}{2\sqrt{k_j m}} = \frac{v_j c_1}{2\sqrt{\lambda_j k_1 m}} = \frac{v_j}{\sqrt{\lambda_j}} \cdot \frac{c_1}{2\sqrt{k_1 m}} \quad (7.124)$$

sau

$$\zeta_j = \frac{v_j}{\sqrt{\lambda_j}} \zeta_1 \quad (7.125)$$

în care $\zeta_1 = \frac{c_1}{2\sqrt{k_1 m}}$

c) **Raportul pulsațiilor** Φ_j este definit astfel:

$$\Phi_j = \frac{\omega_j}{\omega_1} \quad (7.126)$$

în care

$$\omega_1 = p_1 \Omega_1 \quad \omega_j = p_j \Omega_j \quad (7.127)$$

$$p_1 = \sqrt{\frac{k_1}{m}} \quad p_j = \sqrt{\frac{k_j}{m}} \quad (7.128)$$

deci:

$$p_j = \sqrt{\frac{k_1 \lambda_j}{m}} = \sqrt{\frac{k_1}{m}} \sqrt{\lambda_j} = p_1 \sqrt{\lambda_j} \quad (7.129)$$

Din relațiile anterioare avem:

$$\omega_j = p_1 \Omega_j \sqrt{\lambda_j} \quad (7.130)$$

iar pentru $\omega_1 = \omega_j$ obținem $p_1 \Omega_1 = \sqrt{\lambda_j} \cdot p_1 \Omega_j$, în care dacă simplificăm cu p_1 obținem:

$$\text{de unde } \Omega_j = \frac{\Omega_1}{\sqrt{\lambda_j}} \quad (7.131)$$

Analiza raportului amplitudinilor R_{α_j}

Cazul I Amplitudinea forței perturbatoare este constantă, adică $F_0 = \text{const.}$

Raportul amplitudinilor va fi dat de relația:

$$R_{\alpha_j} = \frac{A_1}{A_j} = \sqrt{\frac{(\lambda_j - \Omega^2)^2 + (2\zeta_1 \Omega)^2 v_j^2}{(1 - \Omega^2)^2 + (2\zeta_1 \Omega)^2}} \quad (7.132)$$

cu valoarea maximă

$$R_{\alpha_j}^{max} = \frac{A_1^{max}}{A_j^{max}} = v_j \cdot \frac{\sqrt{\lambda_j - v_j^2 \zeta_1^2}}{\sqrt{1 - \zeta_1^2}} \quad (7.133)$$

iar la rezonanță este

$$R_{\alpha_j}^{rez} = \frac{A_1^{rez}}{A_j^{rez}} = v_j \sqrt{\lambda_j} \quad (7.134)$$

Cazul II Amplitudinea forței perturbatoare este variabilă în raport cu pulsația ω , adică $F_0 = m_0 r \omega^2$

Raportul amplitudinilor va fi dat de relația:

$$R_{\beta_j}^{rez} = \frac{A_1^{rez}}{A_j^{rez}} = \frac{v_j}{\sqrt{\lambda_j}} \quad (7.135)$$

Cu valoarea maximă

$$R_{\beta_j}^{max} = \frac{A_1^{max}}{A_j^{max}} = v_j \cdot \frac{\sqrt{\lambda_j - v_j^2 \zeta_1^2}}{\sqrt{1 - \zeta_1^2}} \quad (7.136)$$

Iar la rezonanță

$$R_{\beta_j}(\Omega) = \sqrt{\frac{(\lambda_j - \Omega^2)^2 + (2\zeta_1 \Omega)^2 v_j^2}{(1 - \Omega^2)^2 + (2\zeta_1 \Omega)^2}} \quad (7.137)$$

Cazul III, Rapoartele λ , v , Φ simultan variabile

Considerăm faptul că rapoartele λ , v , Φ sunt discret variabile, pe trepte de intensitate de la starea I până la starea j, toate simultan, astfel:

$$\lambda_j = \frac{k_j}{k_1} \quad (7.138)$$

$$v_j = \frac{c_j}{c_1} \quad (7.139)$$

$$\Phi_j = \frac{\omega_j}{\omega_1} \quad (7.140)$$

În acest caz avem relațiile ce exprimă raportul R_{γ_j} la variația discretă simultană a celor două mărimi parametrice:

- pulsația relativă j

$$\Omega_j = \Phi_j \Omega_1 \frac{1}{\sqrt{\lambda_j}} \quad (7.141)$$

- amplitudinea j

$$A_1(\Omega_1, \zeta_1) = \frac{F_0}{k_1} \frac{1}{\sqrt{(1 - \Omega_1^2)^2 + (2\zeta_1 \Omega_1)^2}} \quad (7.142)$$

- amplitudinea j

$$A_j(\Omega_1, \zeta_1, \Phi_j) = \frac{F_0}{k_1} \frac{1}{\sqrt{[\lambda_j - \Omega_1^2 \Phi_j^2]^2 + (2\zeta_1 \Omega_1 \Phi_j)^2 v_j^2}} \quad (7.143)$$

- raportul R_{γ_j}

$$R_{\gamma_j} = \frac{A_1}{A_j} = \sqrt{\frac{[\lambda_j - \Omega_1^2 \Phi_j^2]^2 + (2\zeta_1 \Omega_1 \Phi_j)^2 v_j^2}{(1 - \Omega_1^2)^2 + (2\zeta_1 \Omega_1)^2}} \quad (7.144)$$

Au fost analizate trei cazuri, pentru fiecare dintre ele fiind conceput câte un aparat virtual.

Cazul 1. Studiul raportului A_1/A_j în funcție de Φ , pentru Ω_1, v_j, ζ_1 constante și diferite valori pentru λ_j . Aparatul virtual creat pentru studiul acestui caz este prezentat în Anexa 7, figura A7.1. Datele inițiale sunt:

$\Omega_1=1, \Phi=1, \dots, 5; \text{pas}=0,001$

$\lambda_j = 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0; 2; 3; 4; 5$

$v_j = 1$

$\zeta_1= 0,316$

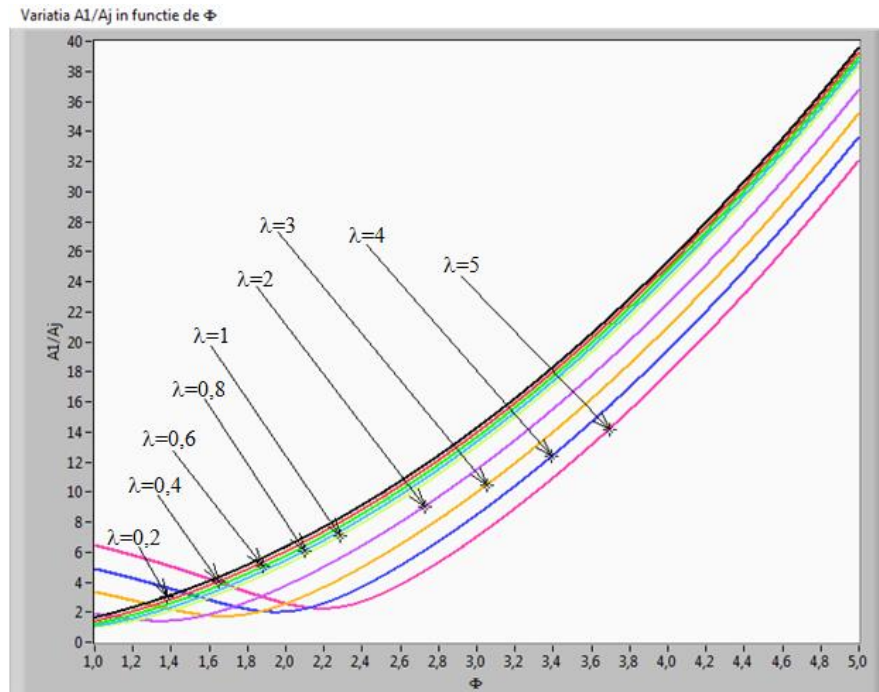


Figura 7.88 Raportul A_1/A_j în funcție de Φ , pentru Ω_1, v_j, ζ_1 constante și diferite valori pentru λ_j

Cazul 2. Studiul raportului A_1/A_j în funcție de Φ , pentru $\Omega_1, \lambda_j, \zeta_1$ constante și diferite valori pentru v_j . Aparatul virtual creat pentru studiul acestui caz este prezentat în Anexa 7, figura A7.2. Datele inițiale sunt:

$\Omega_1=1, \Phi=1, \dots, 5; \text{pas}=0,001$

$v_j = 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1; 2; 3; 4; 5$

$\lambda_j = 1$

$\zeta_1= 0,316$

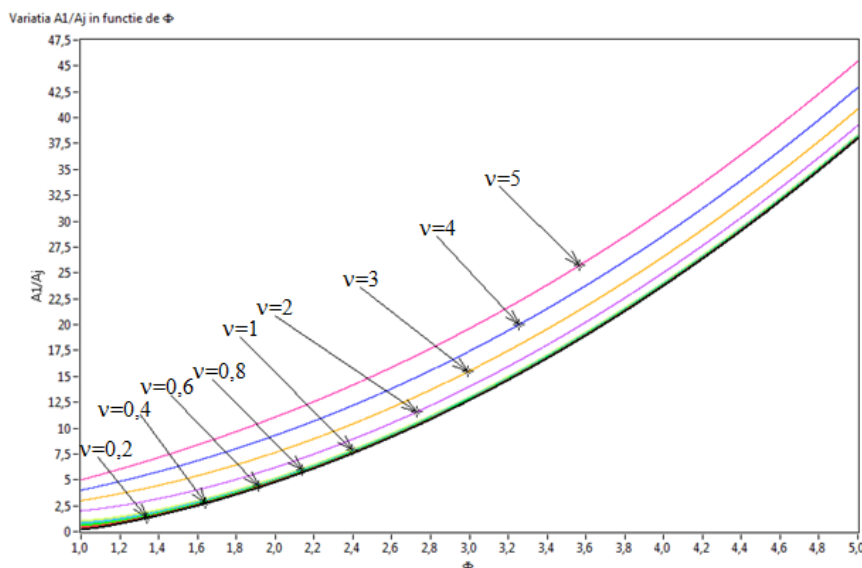


Figura 7.91 Raportul A_1/A_j în funcție de Φ , pentru $\Omega_1, \lambda_j, \zeta_1$ constante și diferite valori pentru v_j

Cazul 3. Studiul raportului A_1/A_j în funcție de valorile lui λ_j, ϕ_j variabil discrete, Ω_1, ζ_1 constante și diferite valori parametric pentru v_j . Aparatul virtual creat pentru studiul acestui caz este prezentat în Anexa 7, figura A7.3.

Set 1 date

$\Omega_1 = 1$

$\zeta_1 = 0.316$

$\lambda_j =$ variabil între 0 și 1

$\phi_j =$ variabil între 0 și 1

$v_j =$ parametric 0.2; 0.4; 0.6; 0.8; 1.0

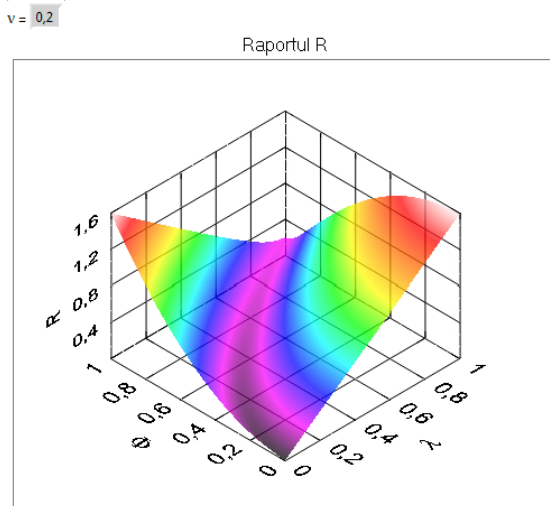


Figura 7.93 Raportul amplitudinilor în funcție de λ, Φ și $v=0,2$

CAPITOLUL 8. Concluzii și contribuții originale

8.1. Concluzii

Prezenta teză se constituie sub forma unei sinteze menite să integreze într-un sistem unic de evaluare cerințele parametric ale comportării mediilor reologice (pământuri, betoane, mixturi asfaltice) la acțiuni dinamice exterioare cu legități deterministe.

Obiectivul fundamental al tezei îl constituie crearea unui model dinamic, cu variabile parametric, la valori discrete ale rigidității, amortizării și a pulsației de excitație ca mărime fizică determinantă în procesul de compactare. Astfel, pe baza evaluărilor teoretice și experimentale au fost definitivate modelele reologice simple și complexe ce guvernează procesul de compactare prin vibrare.

Evoluția procesului de compactare prin evidențierea creșterii rigidității și a amortizării este un obiectiv esențial în activitatea de proiectare și în managementul lucrărilor de terasamente și drumuri cu performanțe de prag impuse.

Din acest motiv, cercetările efectuate au permis modelarea proceselor de compactare pe modelele Voigt-Kelvin și Maxwell prin simulări numerice și monitorizare informatică în sistem integrat. În esență, curbele de răspuns la acțiuni dinamice aplicate, exprimate prin variația amplitudinii în raport cu pulsația de excitație, ca parametri tehnologici, pot fi realizate în timp real prin variațiile parametric specifice procesului tehnologic de compactare.

Monitorizarea regimurilor tehnologice pentru sistemul dinamic cu parametri variabili se constituie ca o abordare originală deoarece pe baza prelucrării semnalelor de vibrații pot fi trasate curbele de răspuns de interes și evoluția procesului de compactare.

Pentru evaluarea efectului de compactare, ca urmare a evoluției parametric a rigidității și amortizării, se impune urmărirea modificării regimului dinamic și a energiei disipate. Aceasta poate fi evaluată pe baza ariei buclelor histerezis sub formă eliptică, cu instrumentație electrică și

informatică. În acest caz mărimea ariei buclei reprezintă un indiciu valoros și sigur pentru aprecierea nivelului de compactare cu atingerea unei amortizări semnificative și a unei rigidități limitate.

Rezultatele teoretice și experimentale au fost sintetizate atât în modelele reologice cu variabilitate parametrică cât și în conceperea unui sistem suport de decizie de urmărire și afișare a funcțiilor și a valorilor caracteristice procesului de compactare.

Față de cele de mai sus, cât și în raport cu rezultatele cuprinse în teză pot fi sintetizate următoarele concluzii:

- a) stabilirea modelelor reologice cu parametri variabili pentru procesul de compactare prin vibrație;
- b) selectarea modelelor reologice, cu varietate parametrică realistă pentru evaluarea proceselor de compactare;
- c) conceperea și dezvoltarea inovativă a unor modele dinamice și reologice capabile să descrie interacțiunea vibrocompactor-teren;
- d) reprezentarea legităților de variație a răspunsului dinamic, exprimat în amplitudine, în raport cu pulsația de excitație și parametrizată prin rigiditate și amortizare;
- e) experimentarea fizică și numerică în vederea definitivării soluției de analiză;
- f) conceperea și experimentarea unor modele informatice de monitorizare.

8.2. Contribuții personale cu caracter de originalitate

Pe baza analizei și sintezei unei varietăți extinse de modele reologice au fost reținute, ca semnificative sistemele fizice și instrumentale ce au permis conceperea unui model informatic cu multiple valențe de analiză dinamică. Astfel, pot fi structurate următoarele contribuții originale:

- a) conceperea, proiectarea și realizarea unui program ce permite compararea răspunsului a șase modele reologice dinamice la același set de date, astfel încât să poată fi aleasă soluția optimă;
- b) proiectarea, realizarea și validarea unui program ce permite studiul evoluției funcționale pe baza urmăririi punctului curent de lucru în procesul de compactare. Studiile vor permite elaborarea unor criterii de oprire, pornire și reglare a procesului de compactare;
- c) proiectarea și realizarea unui program ce permite studiul unui model cu două mase și legături vâscoelastice liniare cu excitație armonică într-un punct, fapt ce permite analiza dinamică;
- d) proiectarea și realizarea unui program ce permite studiul comportării modelului dinamic la frecvențe de rezonanță;
- e) conceperea, proiectarea și realizarea unui program ce permite evidențierea disipării energiei în procesul de compactare, cât și al elipselor, ceea ce permite stabilirea răspunsului sistemelor de amortizare la excitațiile armonice;
- f) analizarea, vizualizarea și optimizarea proceselor de compactare pe baza unui model instrumental de monitorizare în timp real în scopul verificării și definitivării modelului sistemului suport de decizie care să asigure și arhivarea datelor;
- g) crearea și fundamentarea modelelor reologice realiste, după cum urmează:
 - modele reologice complexe sau simple pe baza folosirii a două unități reologice de tip monoelemente și bielemente, Voigt-Kelvin și Maxwell;
 - corelația cauză-răspuns a compactării cvasistatice la curgere și/sau relaxare;
 - stabilirea modelelor reologice compuse cu elemente în serie și paralel: E/V, E-V, (E/V)-E, E/(E-V), (E/V)-V, [E/(E-V)]-E;
- h) răspunsul dinamic la forțe inerțiale corespunzătoare acțiunii dinamice reale, pentru compactarea terenului reprezentat prin modele reologice adecvate și analizat sub formă parametrică pentru vibrațiile tehnologice, după cum urmează:
 - analiza și stabilirea familiilor de curbe la acțiuni dinamice cu răspuns în deplasări instantanee;

- stabilirea modalităților de variație parametrică în concordanță cu procesele reale de compactare, astfel încât valorile discrete corespund trecerilor, pe același strat de compactare, cu ordinul de indexare j , $j = 1, 2, \dots, n$. Pentru rigiditățile k_j , amortizările c_j , raporturile λ_j și v_j pot fi exprimate șirurile de parametri cu variații singulare grupate sau simultane;
- stabilirea unor categorii de regimuri variate, pentru forțe aplicate și pulsații de excitație, într-un domeniu tehnologic de interes, definit.

În acest context, modelele reologice, dinamice, și instrumentele informatice au fost reunite într-un concept unic subordonat cerințelor de eficiență și monitorizare a evoluției compactării, cu posibilitatea de optimizare a proceselor de lucru pe o bază informatică dedicată.

Bibliografie (selectivă)

- [42] LEOPA A., PANFILOIU Gh., *A dynamical study of the press with eccentric* -April 2003, the 42nd International Seminar on Modelling and Optimisation of Composites - MOC'42, Odessa, pg. 186, ISBN 966-549-916-5
- [56] PANFILOIU Gh., GOANȚĂ A. M., *An introduction to digital filters*, The annals of "Dunarea de Jos" University of Galati Fascicle XIV Mechanical Engineering, ISSN 1224-5615, 2001
- [57] PANFILOIU Gh., GOANȚĂ A. M., *Moving average filters*, The annals of "Dunarea de Jos" University of Galati Fascicle XIV Mechanical engineering, ISSN 1224-5615, 2001
- [58] PANFILOIU Gh., LEOPA A., *Implementation by convolution of moving average filters* - April 2003, the 42nd International Seminar on Modelling and Optimisation of Composites - MOC'42, Odessa, pg. 186, ISBN 966-549-916-5
- [59] PANFILOIU Gh., NĂSTAC S., “ *Proiectarea și utilizarea instrumentației virtuale – Aplicații în LabVIEW*”, Editura Impuls București, ISBN 973-8132-59-2, 2006
- [60] PANFILOIU Gh., NĂSTAC S., *Probleme actuale privind analiza structurilor la acțiuni dinamice industriale și seismice*, Editura Impuls București, decembrie 2006, ISBN-10 973-8132-63-0, ISBN-13 978-973-8132-63-4, pag. 91-94.
- [61] PANFILOIU Gh., LEOPA A., *Considerations on using the virtual instruments for the acquisition and analysis of experimental data from dynamic systems*, THE ANNALS OF DUNAREA DE JOS UNIV. OF GALATI FASCICLE XIV MECHANICAL ENGINEERING, 2010, pag.79-84, ISSN 1224-5615, http://www.csa.com/ids70/serials_source_list.php?db=solid-state-set-c
- [62] PANFILOIU Gh., *Filtrarea digitală în DSP*, Al XVI Simpozion Național de utilaje de construcții, UTC București, decembrie 2010, ISBN- 978-973-100-144-9
- [63] PANFILOIU Gh., DRĂGAN N., *Sisteme noi de analiză experimentală a dinamicii mașinilor și utilajelor-instrumentația virtuală*, Al XVI Simpozion Național de utilaje de construcții, UTC București, decembrie 2010, ISBN- 978-973-100-144-9
- [64] PANFILOIU Gh., *Computer monitoring model of the functional state in stable dynamic equilibrium*, SISOM 2013, București, 21-22 mai 2013
- [65] PANFILOIU Gh., *Algorithms and families of curves for identifying and tracking the functional state of machines with vibrating actions*, SISOM 2013, București, 21-22 mai 2013