

CONTRIBUȚII PRIVIND MODELAREA ȘI IDENTIFICAREA VIBRAȚIILOR DIN INSTALAȚIILE DE FORAJ

Octavian Dinu

octavytza@yahoo.com

Universitatea Petrol și Gaze din Ploiești

Rezumat: Lucrarea prezintă rezultate cu privire la modelarea analitică și identificarea experimentală a vibrațiilor mecanice din instalațiile de foraj petrolifer. Este prezentată o extensie la cazul sistemelor cu n grade de libertate. Această problemă este rezolvată ca o aplicație a teoriei sistemelor. Pentru identificarea vibrațiilor, este propusă structura unui sistem de monitorizare online a vibrațiilor, implementată pe baza unor componente integrate produse de firma NATIONAL INSTRUMENTS. Identificarea vibrațiilor pe baza datelor experimentale perturbate cu zgomot aleator de tip zgomot alb se face aplicând Transformata Fourier Rapidă (FFT) acestor date.

Cuvinte cheie: modelare, identificare, foraj petrolifer, grade de libertate.

Abstract: The paper presented an oil drilling mechanical vibration systems modelling and identification in single and multi Degrees of Freedom cases. This problematically is presented using the general theory of the systems. He is presented a system for the online gave concerning the vibrations implemented with incorporate constitutive products of National Instruments Company. The identification of the vibrations on the strength of given experimentally noisily is done with help of the algorithm FFT.

Keywords : vibrations, modelling, identification, oil drilling, degrees of freedom.

1 Introducere

Cercetarea științifică pe plan mondial, privitoare la identificarea și modelarea vibrațiilor mecanice din instalațiile de foraj a sondelor în zăcămintele petroliere, s-a intensificat îndeosebi în legătură cu preocupările legate de securizarea funcționării acestei importante categorii de instalații.

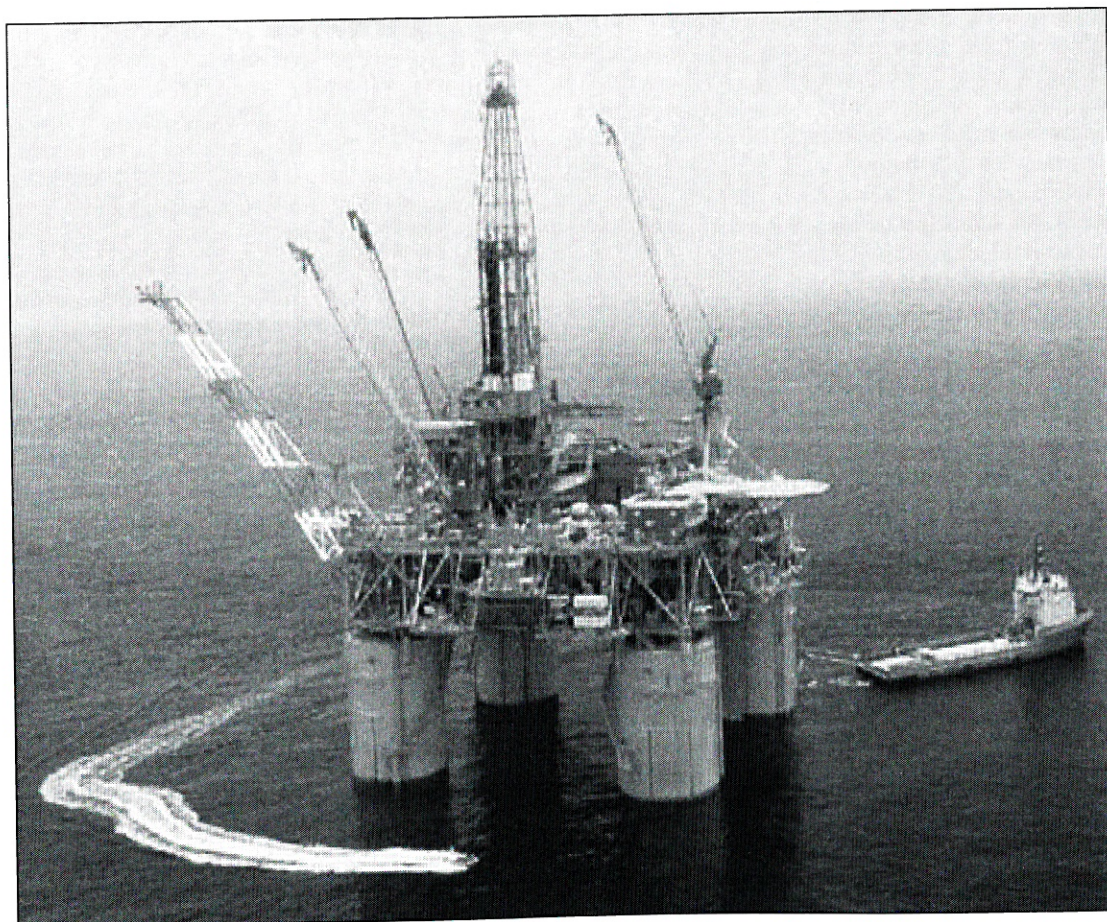
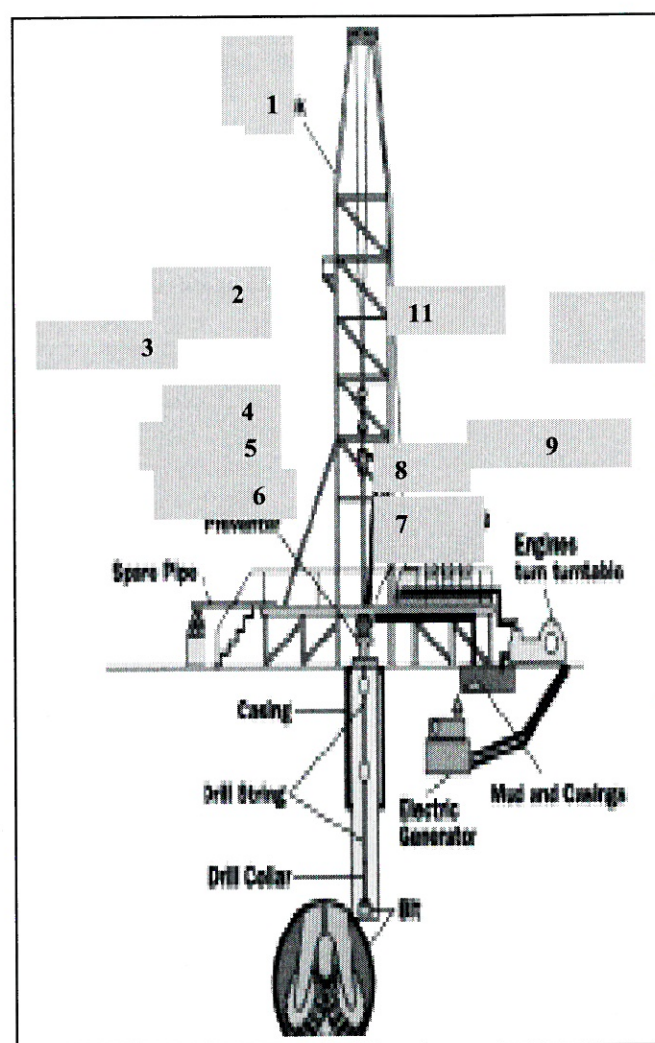


Figura 1. Imaginea unei platforme marine de foraj a sondelor petroliere [2]

Aceste cercetări au căpătat o mare extensie, cu precădere în domeniul forajului marin de mare adâncime. Instalațiile de foraj marin (figura 1) diferă mult ca structură și complexitate în comparație cu instalațiile clasice de foraj montate pe uscat (figura 2).

Cauzele vibrațiilor specifice funcționării mașinilor și utilajelor mecanice din structura instalațiilor de foraj sunt foarte diverse. În unele cazuri, vibrațiile sunt vizibile, ele fiind dictate chiar de procesul tehnologic (sitele vibratoare destinate cernerii lichidului de foraj) sau de către principiile de funcționare a mașinilor din structura instalației (motoare Diesel de antrenare a troliilor și masei rotative, pompelor și compresoarelor cu pistoane etc.). Alte cauze sunt datorate inexactităților de execuție sau montaj, uzurii excesive a subansamblelor sau acțiunii unor forțe externe, specifice mediului în care funcționează instalația (cum ar fi forța valurilor și a vântului etc.). Cercetările științifice în acest domeniu s-au desfășurat pe două planuri: experimental și teoretic. În România, au căpătat o mare amploare numai cercetările pur teoretice în domeniul vibrațiilor structurilor mecanice [5] în timp ce, pe plan mondial s-a acordat atenție, în egală măsură și cercetării științifice cu caracter aplicativ și experimental privind componentele corectoare (filtre, amortizoare etc.) care trebuie adăugate structurii inițiale a sistemului pentru a spori rezistența la acțiunea forțelor perturbatoare externe sau pentru ameliorarea efectelor nedorite ale vibrațiilor asupra robusteții și securității instalației [1].



Legenda figurii 1

1. Turla și podul de manevră a prăjinilor
2. Capul de erupție
3. Site pt. lichid de foraj
4. Perete tubaj
5. Garnitura de prăjini
6. Prăjină
7. Sapă cu role
8. Generator electric
9. Cuplaje troliu
10. Motor Diesel
11. Masa rotativă

Figura 2. Structura clasică unei instalații de foraj a sondelor petroliere [1]

Oscilațiile mecanice sunt efectuate în jurul unei poziții de echilibru, cu o frecvență relativ înaltă, având, în general, o amplitudine mică, propagată în interiorul corpurilor, supuse unei perturbări exterioare se numesc vibrații. În cazul vibrațiilor mecanice, vitezele își schimbă sensul de mai multe ori într-un interval de timp dat. Un sistem este elastic dacă în componența lui există cel puțin un element care se deformează elastic. Asupra unui sistem elastic pot acționa diferite tipuri de forțe exterioare și sistemul poate avea anumite deplasări față de poziția de echilibru stabil. Vibrațiile mecanice ale sistemelor elastice

pot fi caracterizate printr-un număr dat de parametri. Determinarea acestor parametri înseamnă aflarea răspunsului dinamic a sistemului elastic la perturbația dată. Răspunsul dinamic este condiționat atât de forțele perturbatoare, cât și de caracteristicile mecanice ale sistemului

Această lucrare prezintă unele din rezultatele cercetării științifice proprii (desfășurată în perioada doctoranturii) cu privire la modelarea analitică și identificarea experimentală a vibrațiilor și șocurilor mecanice specifice instalațiilor de foraj petrolifer. Este tratat cazul cu amortizare oarecare și forțe perturbatoare, care generează componentele forțate ale vibrațiilor suprapuse peste oscilațiile libere, proprii sistemului mecanic neafectat de forțe externe perturbatoare. Sunt prezentate rezultatele testării prin simulare a posibilităților de ameliorare a vibrațiilor sistemelor mecanice. Această problemă este rezolvată ca o aplicație a teoriei sistemelor în acest domeniu important al ingineriei sistemelor [3]. Pentru identificarea experimentală, este propusă structura unui sistem de monitorizare „online” a vibrațiilor și de identificare pe baza datelor experimentale a acestora. Identificarea are ca rezultat estimările parametrilor caracteristici de bază ale vibrațiilor (numărul componentelor armonice semnificative, amplitudinile și frecvențele lor etc.). La proiectarea și exploatarea instalațiilor de foraj, în care acționează forțe periodice, este absolut necesar să se determine pulsațiile proprii ale acestora pentru a evita, încă din faza de proiectare, egalitatea acestora cu pulsațiile forțelor perturbatoare (evitarea funcționării sistemului în regim de rezonanță) când amplitudinile oscilațiilor pot crește până la distrugerea utilajului sau instalației. În acest caz, pulsațiile oscilațiilor proprii reprezintă parametrul cel mai important în calculul oricărei instalații. Teoria vibrațiilor s-a dezvoltat relativ recent ca disciplină autonomă în cadrul mecanicii aplicate, dar datorită cerințelor tehnicii moderne are o dezvoltare explozivă și în momentul de față a devenit indispensabilă elaborarea unor noi metode bazate pe calculul dinamic al sistemelor elastice cu multiple grade de libertate. Prin studiul dinamic al sistemului, se urmărește determinarea încărcării reale a elementelor instalației în regim tranzitoriu și stabilizat, cât și a deplasărilor maxime ale părților componente ale instalațiilor, asigurându-se buna funcționare atât în regim tranzitoriu, cât și în regim stabilizat.

Pentru o analiză comparată a diferitelor modele ale vibrațiilor pe baza datelor experimentale, se folosesc reprezentări spectrale bazate pe Transformata Fourier, urmată de prelucrări specifice. Vibrațiile prezente în instalațiile de foraj petrolier sunt fenomene fizice complexe, ce înglobează un ansamblu de componente aleatoare și armonice de diverse frecvențe. Există două categorii de vibrații: vibrații pure, adică oscilații sinusoidale simple, și vibrații complexe, cumularea mai multor astfel de sinusoidale. Caracteristicile fizice ale vibrațiilor mecanice cuprind frecvența, intensitatea și conținutul armonic. Spectrul prezintă amplitudinea sau intensitatea ca pe o funcție de frecvență. Conținutul de frecvențe al semnalelor achiziționate din instalație prin intermediul traductoarelor de accelerație definește elementul analizat. Spectrul pune în evidență anvelopa spectrală, care caracterizează proprietățile componentei (masa m , rigiditatea k etc.). Modelarea matematică a vibrațiilor are două variante de reprezentare: varianta reprezentării vibrațiilor în domeniul timp (prin ecuații diferențiale care au ca soluții funcții de timp) și varianta de reprezentare în domeniul frecvențelor. În lucrare, sunt utilizate ambele variante: prima variantă este utilă în cadrul proiectării instalației de foraj pentru sinteza componentelor amortizoare, iar varianta a doua în rezolvarea problemei identificării experimentale a vibrațiilor.

2. Modelarea temporală a vibrațiilor din instalațiile de foraj

În cazul instalațiilor de foraj, care sunt sisteme complexe, nu se pot găsi modele care să permită un stadiu teoretic suficient de exact al dinamicii și vibrațiilor. Chiar dacă ar putea fi făcut un model pentru astfel de instalații, rezultatele nu pot fi utilizate fără o confruntare cu rezultatele practice (experimentale). Trecerea de la sistemul fizic real la modelul matematic echivalent se face prin acceptarea unor ipoteze simplificatoare, considerându-se că masele concentrate sunt perfect rigide, iar legăturile elastice nu au masă. Aceste ipoteze, precum și cele legate de caracterul forțelor motoare, rezistență și de neglijarea neliniarității elementelor conduc la idealizarea sistemului, deoarece în realitate toate corpurile au o anumită masă și proprietăți elastice. În acest fel, se obține un model mecanic reprezentativ, cu un număr limitat de grade de libertate și, implicit, cu calcule mai puține. În modelarea și analiza vibrațiilor instalațiilor de foraj, intervin două situații distincte, dictate de utilizarea concretă a modelului. Astfel, în cazul utilizării modelului în zona proiectării instalației de foraj, sunt preferate *modelele temporale* ale vibrațiilor, care permit stabilirea tipului de amortizor de vibrații, care trebuie proiectat și, totodată, adăugat în structura constructivă a instalației de foraj.

Elementele constructive discrete sunt caracterizate prin masa „ m_i ” sau prin momentul masic de inerție „ I_i ” (în cazul mișcărilor de rotație). Legăturile elastice sunt caracterizate prin rigiditatea lor la deformarea axială sau torsionată prin mărimea acesteia, constanta elastică „ $K_{i,i+1}$ ” sau „ $C_{i,i+1}$ ”. În cazul instalațiilor de foraj, se întâlnesc atât mase în mișcare de translație, cât și mase în mișcare de rotație. În funcție de scopurile urmărite

(dinamica motorului de antrenare, cercetarea fenomenelor tranzitorii din transmisia hidraulică, cercetarea fenomenelor de cuplare, cercetarea dinamicii unui anumit sistem de lucru al instalației), se simplifică modelul reprezentativ, ajungându-se la sisteme cu un număr redus de grade de libertate, care se pretează pentru calculul analitic. La trecerea de la un sistem mai complex la unul mai simplu, trebuie efectuată reducerea corespunzătoare a parametrilor sistemului elastic, după regulile cunoscute din teoria mecanismelor și mașinilor.

2.1 Etapizarea modelării temporale a vibrațiilor

Rezolvarea unei probleme de vibrații constă, în general, în stabilirea unor relații între forțele perturbatoare, caracteristicile mecanice ale sistemului mecanic și răspunsul dinamic (deplasări, rotații etc.) astfel ca, dintr-un număr dat de mărimi cunoscute, să se poată determina restul mărimilor necunoscute. Studiul vibrațiilor în elementele unui sistem mecanic se poate efectua atât teoretic, cât și experimental și comportă parcurgerea etapelor prezentate în figura 3.

1. *Prima etapă de elaborare teoretică a unor probleme de vibrații este schematizarea sistemului considerat, adică obținerea modelului de studiat. Modelul obținut prin schematizare trebuie să fie cât mai apropiat de sistemul real din punct de vedere al comportării la vibrații și în același timp să nu conducă la calcule imposibil de făcut.*
2. *În etapa următoare se stabilesc forțele care acționează în model, moment în care sunt introduse noi ipoteze simplificatoare cu privire la distribuția de forțe în modelul matematic.*
3. *Pentru sistemele mai simple, se continuă cu scrierea ecuațiilor de echilibru dinamic, obținându-se un sistem de ecuații diferențial. Se rezolvă sistemul diferențial prin metode exacte sau aproximative, rezultând răspunsul dinamic (valoarea parametrilor obținuți).*
4. *Se determină starea de tensiune și starea de deformare a sistemului din fiecare element al sistemului. **Evoluția temporală $y(t)$ a datelor neperurbate privind vibrațiile forțate stabilizate se obține evaluând parametrii armonicelor din reprezentarea spectrală $Y(f)$ a acestora.***

Scrierea ecuațiilor de echilibru dinamic conduce la calcule foarte laborioase, motiv pentru care problemele se rezolvă cu metode energetice sau aproximative care introduc erori destul de mari.

Figura 3. Cele patru etape de parcurs în modelarea temporală a vibrațiilor din sistemele mecanice

În cazul unui singur grad de libertate, masa m a componentei modelate se consideră plasată inițial pe axa y în punctul caracterizat de coordonata y_0 . Pentru ilustrarea parcurgerii acestor etape se prezintă, în figura 4, standul utilizat pentru cercetări experimentale a unor structuri mecanice cu un singur grad de libertate caracterizat prin deplasarea, a punctului material de masa m , pe o singură axă y [5].

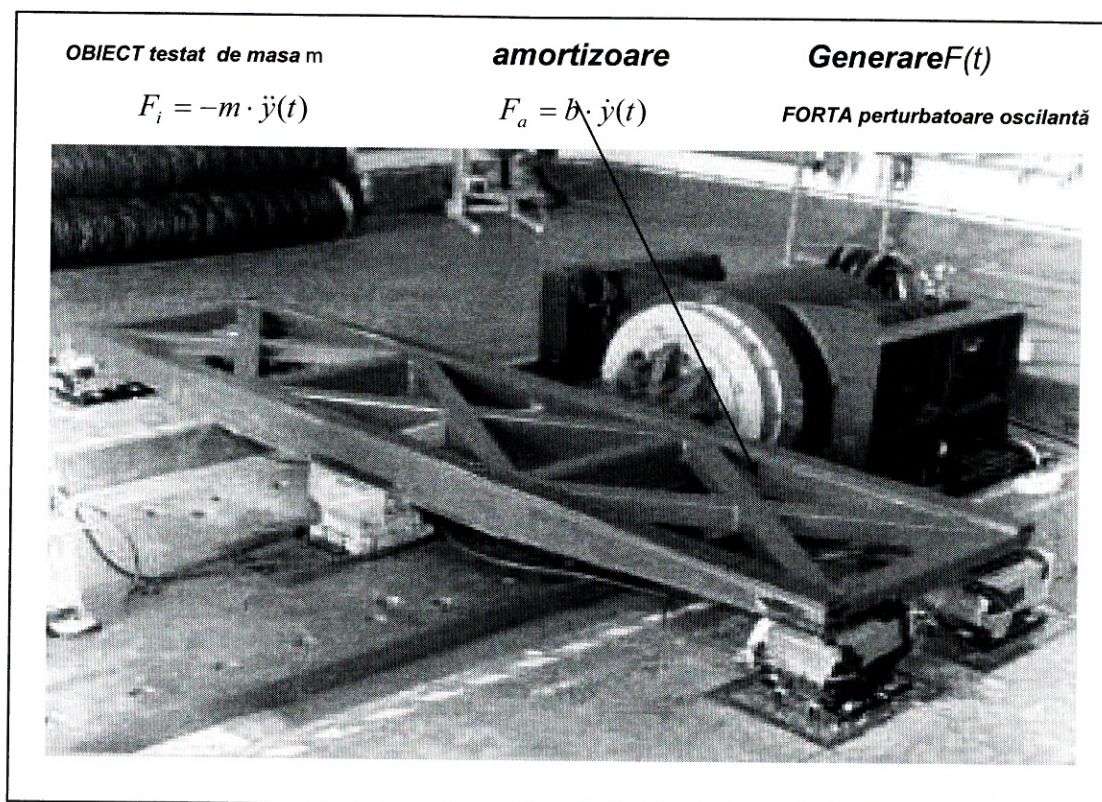


Figura 4. Testarea la vibrații a structurilor mecanice cu un grad de libertate[5]

Asupra masei m acționează trei tipuri de forțe: forța perturbatoare $F(t)$; forța de amortizare F_a ; forța de inerție F_i . Deformația dinamică $y(t)$ a sistemului este produsă de forțele care acționează asupra masei m (rezultanta acestor forțe). Schema echivalentă a unei asemenea structuri mecanice este reprezentată în figura 5.

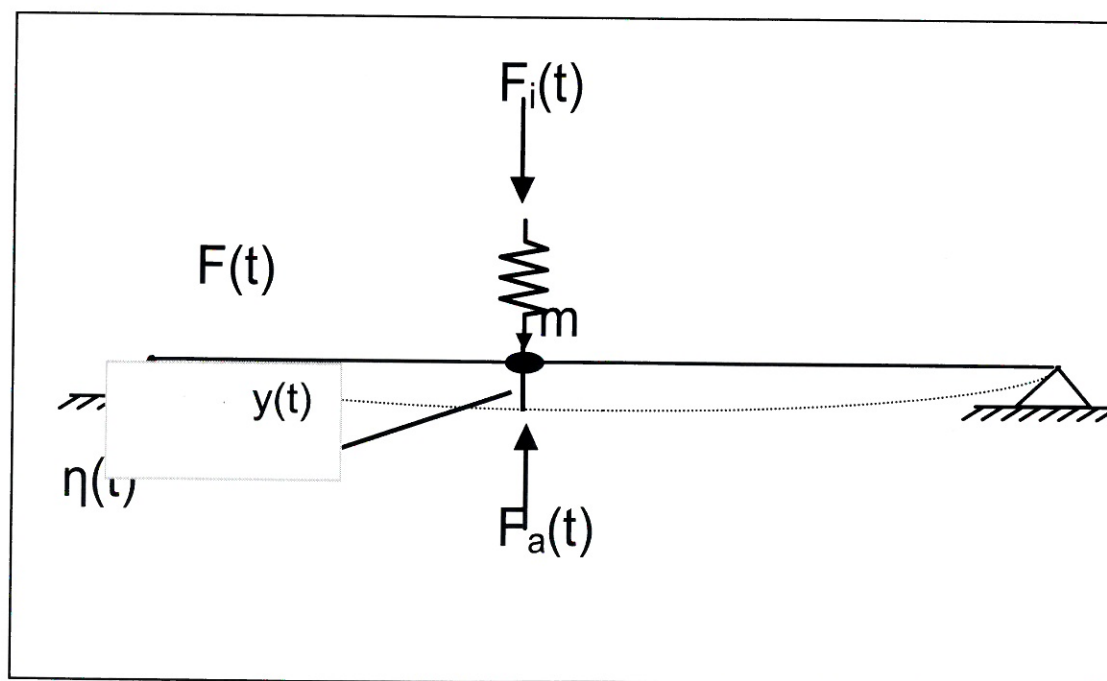


Figura 5. Schema echivalentă a sistemului vibratoriu din figura 4

Pentru sistemele elastice cu amortizare, deplasarea este proporțională cu forța totală, care acționează asupra punctului material (rezultanta forțelor), adică:

$$y(t) = k \cdot [F(t) + F_i - F_a] \quad (1)$$

unde: $F(t)$ este forța perturbatoare externă aplicată sistemului mecanic; $F_i = -m \cdot \ddot{y}(t)$ este forța de inerție; $F_a = b \cdot \dot{y}(t)$ este forța de amortizare (b reprezintă coeficientul de amortizare); k este coeficientul de rigiditate al sistemului. Astfel, din (1) rezultă ecuația diferențială de ordin doi care reprezintă modelul sistemului mecanic (cu un singur grad de libertate) reprezentat schematic în figura 5:

$$m \ddot{y}(t) + b \cdot \dot{y}(t) + \frac{1}{k} \cdot y(t) = F(t) \quad (2)$$

Prin rezolvarea ecuației (2) în condiții inițiale y_0 (deplasarea la momentul inițial a masei punctiforme m) și v_0 (viteza la momentul inițial a masei m) se obține relația pentru calculul deplasării $y(t)$ a punctului de masă m în jurul poziției de echilibru. Aceasta reprezintă soluția generală a ecuației (2) și va modela vibrațiile punctului material.

2.2 Modelarea și simularea vibrațiilor libere și vibrațiilor forțate

Oscilațiile sistemului elastic în jurul poziției de echilibru static, după înlăturarea excitațiilor exterioare ($F(t)=0$), sunt numite vibrații libere de pulsație p proprie sistemului modelat.

Cazul 1. Vibrațiile libere fără amortizare sunt modelate de ecuația diferențială (2) în care $b = 0$ și $F(t) = 0$. În condițiile inițiale y_0 și $v_0 = \dot{y}(0)$ soluția ecuației este: $y(t) = A \sin(pt + \theta)$ în care p reprezintă pulsația vibrațiilor proprii neamortizate.

Cazul 2. Vibrațiile libere amortizate sunt date de ecuația (2) în care ($F(t) = 0$). Modelul matematic al vibrațiilor este: $y(t) = e^{-apt} [A_1 \cdot \cos(p_1 t) + A_2 \cdot \sin(p_1 t)]$

Se definește coeficientul de amortizare critică, $b_{cr} = 2m \cdot p$ factorul de amortizare a ,
 $a = \frac{b}{b_{cr}} = \frac{b}{2m \cdot p}$ și pulsația acestor vibrații proprii $p\sqrt{1-a^2} = p_1$

Dacă $a = 1$, în sistem nu apar vibrații ($p_1 = 0$).

Figura 6. Modelarea vibrațiilor libere neamortizate (cazul 1) și vibrațiilor libere amortizate (cazul 2) ale componentelor cu un singur grad de libertate

În studiul vibrațiilor sistemului prin simulare se disting câteva cazuri particulare ale ecuației (1). Cazurile care prezintă un interes deosebit pentru modelarea vibrațiilor în structuri mecanice cu un singur grad de libertate (componente ale instalațiilor de foraj) sunt reprezentate în figurile 6, 7 și 8. În figura 6 sunt comentate modelele pentru două din aceste cazuri particulare (cazul 1 al vibrațiilor libere fără amortizare și cazul 2 al vibrațiilor libere cu amortizare). În figura 7 sunt prezentate imaginile grafice ale modelelor vibrațiilor libere, cu și fără amortizare, rezultate în urma particularizării și simulării (prin programe în Matlab [6]) bazate pe modelele matematice prezentate în figura 6.

Cele mai interesante situații pentru evaluarea vibrațiilor sunt cele în care acționează forțe externe asupra componentei mecanice analizate la vibrații, producând vibrații forțate. Se disting, în acest sens, două cazuri (cazul 3 și cazul 4) a căror analiză este prezentată în figura 8. În zona de tranziție, amplitudinea răspunsului dinamic este variabilă în timp și poate lua valori mari. În timp, după intervalul timpului de tranziție, mișcarea se stabilizează și rămâne (din soluția ecuației) doar componenta stabilizată dată de forța perturbatoare.

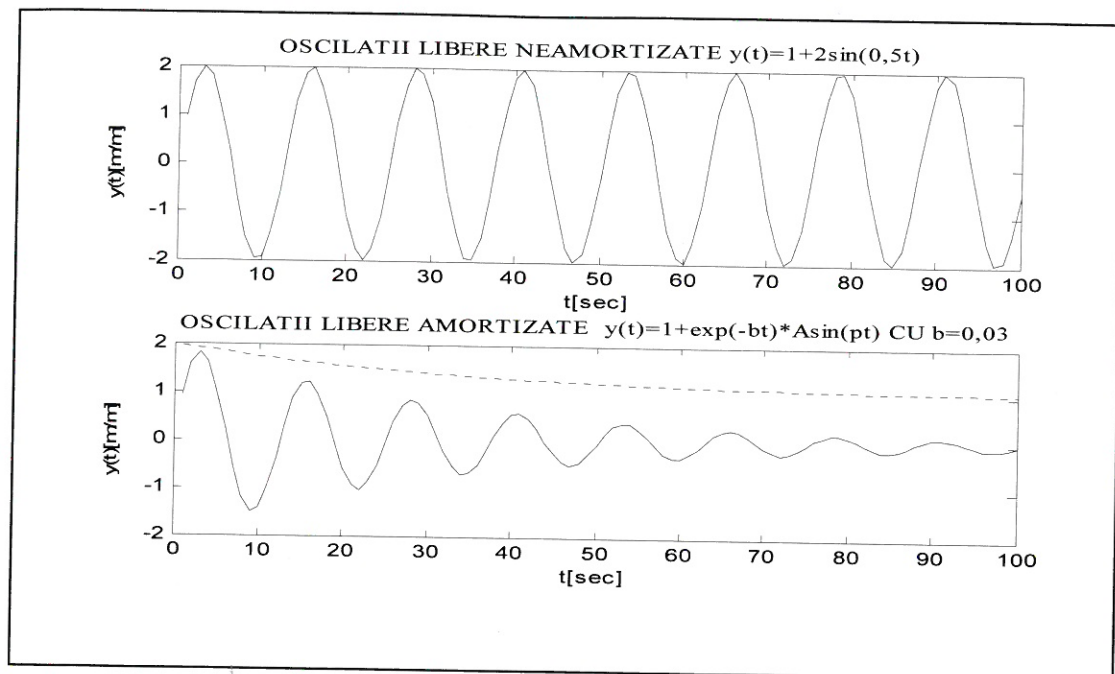


Figura 7. Rezultatele simulării vibrațiilor libere cu și fără amortizare din sistemele mecanice cu un singur grad de libertate

De cele mai multe ori, se introduce în calculul de proiectare un coeficient de siguranță acoperitor cu care se tratează sistemul în cazul 4 (figura 8).

Cazul 3. Vibrații forțate fără amortizare sunt modelate de ecuația diferențială (2) în care $b = 0$ și $F(t)$ este diferită de zero. În acest caz soluția generală a ecuației se compune din soluția ecuației omogene $y_0(t)$ cumulată cu o soluție particulară $y_p(t)$ dependentă de tipul forței perturbatoare $F(t)$:

$$y(t) = y_0(t) + y_p(t) \quad \text{unde:} \quad y_0(t) = C_1 \cdot \cos(pt) + C_2 \cdot \sin(pt) \quad , \quad \text{iar} \quad .$$

$y_p(t) = \frac{F_0}{m(p^2 - \omega^2)} \cdot \cos(\omega t)$, dacă forța perturbatoare $F(t) = F_0 \cdot \cos(\omega t)$ cu $\omega \neq p$, Soluția

generală este: $y(t) = C11 \cdot \cos(pt) + C22 \cdot \sin(pt) + \frac{F_0}{m(p^2 - \omega^2)} \cdot \cos(\omega t)$.

Cazul 4. Vibrații forțate cu amortizare $b \neq 0$. În acest caz, soluția generală a ecuației diferențiale (2) se compune din soluția generală a ecuației și o soluție particulară a ecuației neomogene, care depinde de forma funcției perturbatoare $F(t)$. În cazul în care funcția perturbatoare are expresia: $F(t) = F_0 \cos(\omega t)$, atunci soluția particulară va avea aceeași formă ca forța perturbatoare. $y_p(t) = A \cdot \cos(\omega t) + B \cdot \sin(\omega t)$ iar modelul matematic (soluția [5]) în acest caz este:

$$y(t) = e^{-apt} [A_1 \cdot \cos(p_1 t) + A_2 \cdot \sin(p_1 t)] + \frac{F_0}{(b \cdot \omega)^2 + m^2 \cdot (p^2 - \omega^2)} \cdot [m \cdot (p^2 - \omega^2) \cdot \cos(\omega t) + b \cdot \omega \cdot \sin(\omega t)]$$

Figura 8. Modelarea vibrațiilor forțate neamortizate și forțate amortizate

În graficul din figura 9, se poate observa cum se „stinge” componenta omogenă, specifică perioadei de tranziție din cazul 4, după perioada de tranziție.

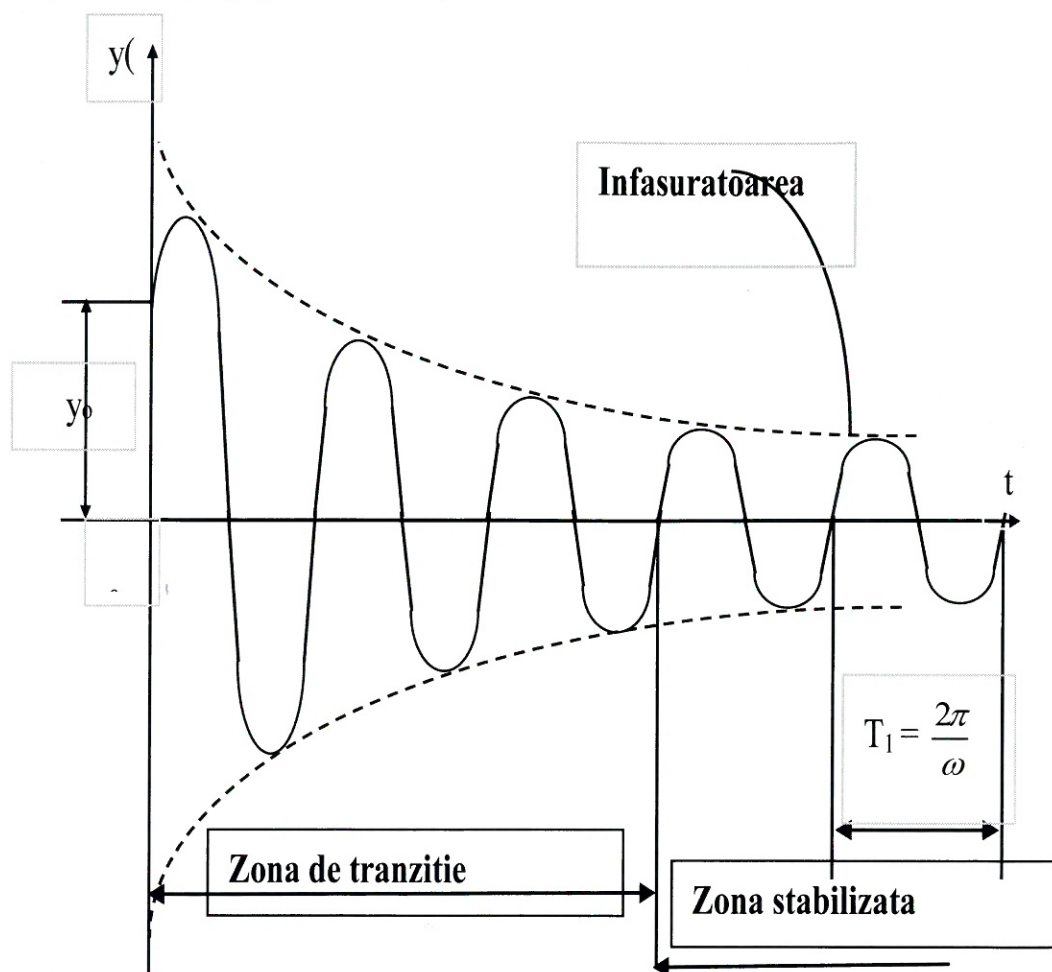


Figura 9. Rezultatele simulării vibrațiilor libere forțate în sistemele mecanice cu un singur grad de libertate

În etapa de tranziție, sistemul execută o mișcare oscilantă de amplitudine variabilă care are înfășurătoarea $y(t) = e^{-\alpha t}$, iar perioada acesteia este T_2 , unde T_2 este dată de relațiile:

$$T_2 = n_1 \cdot T_1 = n_2 \cdot T_0 \quad (3)$$

în care n_1 și n_2 sunt cei mai mici întregi pozitivi nenuli care satisfac relația (3), iar $T_1 = \frac{2\pi}{\omega}$ este perioada

oscilațiilor libere ale sistemului mecanic simulat, iar $T_0 = \frac{2\pi}{p_1}$ este perioada oscilațiilor forței perturbatoare $F(t)$.

2.3. Modelarea temporală a vibrațiilor în sisteme cu n grade de libertate[4]

Structurile ale căror modele dinamice sunt cu mase discrete în număr finit se numesc sisteme cu număr finit de grade de libertate. Condițiile practice de funcționare și particularitățile instalațiilor de foraj permit modelarea liniară a cuplajelor dintre componentele sistemului alcătuit din punctele cu masele $m_1, m_2, \dots, m_n$ și care suferă deplasările $y_1(t), y_2(t), \dots, y_n(t)$. În acest caz, modelul matematic este reprezentat prin următorul sistem de n ecuații diferențiale de ordin doi:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{y}_1(t) + \sum_{j=1}^n b_{1j} \cdot \dot{y}_j(t) + \sum_{j=1}^n r_{1j} \cdot y_j(t) = F_1(t) \\ m_2 \cdot \ddot{y}_2(t) + \sum_{j=1}^n b_{2j} \cdot \dot{y}_j(t) + \sum_{j=1}^n r_{2j} \cdot y_j(t) = F_2(t) \\ \vdots \\ m_n \cdot \ddot{y}_n(t) + \sum_{j=1}^n b_{nj} \cdot \dot{y}_j(t) + \sum_{j=1}^n r_{nj} \cdot y_j(t) = F_n(t) \end{cases} \quad (4)$$

Acest model poate fi exprimat matriceal sub forma:

$$M \cdot \ddot{y}(t) + B \cdot \dot{y}(t) + R \cdot y(t) = F(t) \quad (5)$$

în care: M este matricea $n \times n$ a maselor care este matrice diagonală (pe diagonală conține masele $m_1, m_2, \dots, m_n$); B este matricea $n \times n$ a coeficienților de amortizare (conține pe cele n linii: $\{b_{1j}\}; \{b_{2j}\}; \dots \{b_{nj}\}$); R este matricea $n \times n$ a coeficienților de rigiditate, care este o matrice simetrică ($r_{ij} = r_{ji}$) pentru $i, j \in \{1, 2, \dots, n\}$; F este vectorul forțelor perturbatoare $F_1(t), F_2(t), \dots, F_n(t)$ aplicate celor n mase punctiforme; $y(t)$ este vectorul deplasărilor $y_1(t), y_2(t), \dots, y_n(t)$. (exprimate prin parametrii oscilațiilor). Particularizările ecuației (5) pe cele patru cazuri studiate în cazul modelării sistemelor mecanice sunt prezentate în continuare.

Vibrații libere fără amortizare (n grade de libertate)

Dacă în ecuația (5) se consideră $B = 0$ și $F = 0$, atunci ecuația (5), modelul capătă forma:

$$M \cdot \ddot{y}(t) + R \cdot y(t) = 0 \quad (6)$$

care descrie vibrațiile libere fără amortizare ale unui sistem cu n grade de libertate.

Pentru ecuația (6), căutăm soluții de forma:

$$y(t) = A \cdot \cos(pt - \theta) \quad (7)$$

în care vectorul coloană $A = (A_1, A_2, \dots, A_n)^T$ conține amplitudinile deplasărilor pe direcțiile parametrilor de oscilație, care sunt necunoscute.

Înlocuind în (6), rezultă ecuația matriceală:

$$(R - p^2 \cdot M) \cdot A = 0 \quad (8)$$

care trebuie să aibă soluții nenule. Pentru ca ecuația (8) să aibă soluții nenule, trebuie ca determinantul ecuației să fie nul, adică:

$$\det(R - p^2 \cdot M) = 0 \quad (9)$$

Ecuația (9) se mai numește și **ecuația caracteristică a sistemului cu n grade de libertate**, iar rezolvarea ei furnizează **pulsațiile proprii** ale structurii fără amortizare. Ecuația (9) este o ecuație algebrică de grad n în p^2 [41](1). Cum matricea R este simetrică și pozitiv definită, atunci rădăcinile ei sunt reale și pozitive și pot fi scrise în ordine crescătoare, astfel:

$$p_1 < p_2 < \dots < p_n \quad (10)$$

unde $p_1, p_2, \dots, p_n$ sunt pulsațiile proprii ale sistemului elastic modelat.

Vibrații forțate fără amortizare (n grade de libertate)

Ecuația matriceală a vibrațiilor forțate fără amortizare se obține din (5) considerând matricea amortizărilor nulă ($B = 0$). Astfel rezultă:

$$M \cdot \ddot{y}(t) + R \cdot \dot{y}(t) = F(t) \quad (11)$$

Soluția generală a ecuației (11) este compusă din soluția generală a ecuației (3) dată de (4') și a soluției particulare a ecuației (11) :

$$y(t) = y^{\ell}(t) + y^f(t) \quad (12)$$

unde: $y^{\ell}(t)$ descrie vibrațiile libere; $y^f(t)$ descrie vibrațiile forțate (soluție particulară)

După determinarea vectorului $y^f(t)$, atunci soluția generală a ecuației (11) este dată de (12).

Vibrații forțate cu amortizare(n grade de libertate)

În acest caz, trebuie rezolvată ecuația matriceală (5) în care matricea de amortizare este o combinație liniară între matricea (M) și matricea de rigiditate (R), de forma:

$$B = \alpha \cdot M + \beta \cdot R \quad (13)$$

unde α și β sunt constante. Înlocuind pe (13) în (5) se obține:

$$M \cdot \ddot{y}(t) + (\alpha \cdot M + \beta \cdot R) \cdot \dot{y}(t) + R \cdot y(t) = F(t) \quad (14)$$

În prezent, metoda utilizată pentru rezolvarea acestei ecuații se numește metoda modală de determinare a răspunsului dinamic și reprezintă o metodă analitică.[4]. Forma (13) aleasă pentru matricea coeficienților de amortizare are ca scop în final să rezulte un sistem diferențial cu ecuații necuplate (independente) prin matricea amortizărilor. Rezolvarea acestui sistem este evident mult ușurată. Această alegere este considerată de mulți autori ca fiind rezonabilă, dar ea nu redă perfect realitatea. În realitate, matricea coeficienților de amortizare nu satisface o relație de forma (13). În acest caz, răspunsul dinamic (soluția generală) introduce erori destul de mari în răspunsul dinamic, în special în etapa tranzitorie până la stabilizarea mișcării. Aplicând această metodă de rezolvare (metoda modală), factorii de amortizare v_k cu $k \in \{1, 2, \dots, n\}$ se aleg arbitrar din tabele pentru fiecare structură. Acești factori sunt mult diferiți de factorii reali ai structurii reale și, deci, pulsațiile proprii cu amortizare sunt obținute cu erori destul de mari. În calculele de proiectare se ia în considerație doar răspunsul dinamic când mișcarea este stabilizată, fără a se ține cont de etapa tranzitorie când amplitudinile care apar pe diferite componente sunt mult mai mari. Deci, soluția analitică obținută prin metoda modală este insuficient de exactă. Pe baza acestor observații, cercetările noastre au fost orientate spre elaborarea unei metode aproximative, care să dea un răspuns dinamic cât mai aproape de realitate. Această nouă metodologie elaborată permite implementarea unor programe de calculator care permit determinarea răspunsului dinamic pentru o structură cu orice tip de amortizare și orice fel de forță perturbatoare [4].

3. Modelarea spectrală și identificarea vibrațiilor pe baza datelor achiziționate online din instalațiile de foraj

Următoarea fază a programului de cercetare a avut ca obiect de studiu modelarea spectrală a vibrațiilor. Datorită prezenței zgomotului aditiv în semnalul achiziționat, nu este posibilă identificarea acestor vibrații pe baza modelului temporal al datelor achiziționate în timp real prin intermediul sistemului de monitorizare conceput și implementat. Această abordare a permis punerea în evidență a unor trăsături spectrale utilizate cu succes la identificarea cauzelor (valuri, vânt, descentrări de axe, gripări de lagăre, asimetrii ale sapei de foraj etc.) care produc vibrațiile semnalizate de către sistemul de monitorizare.

3.1. Implementarea și testarea sistemului pentru achiziția datelor experimentale privind vibrațiile unor componente ale instalațiilor de foraj

De menționat că, în multe aplicații, ca și în cazul de față, necesită dezvoltarea inițială a produsului în laborator, ulterior fiind necesară deplasarea pe teren, ceea ce necesită folosirea unui calculator portabil (LAPTOP), precum și a unui sistem de achiziție cu caracteristici de portabilitate, respectiv adaptarea/acordarea aplicației la condițiile date. În cazul aplicației care face obiectul prezentei lucrări, este utilizată platforma de dezvoltare LabVIEW 8 de la firma NATIONAL INSTRUMENTS.

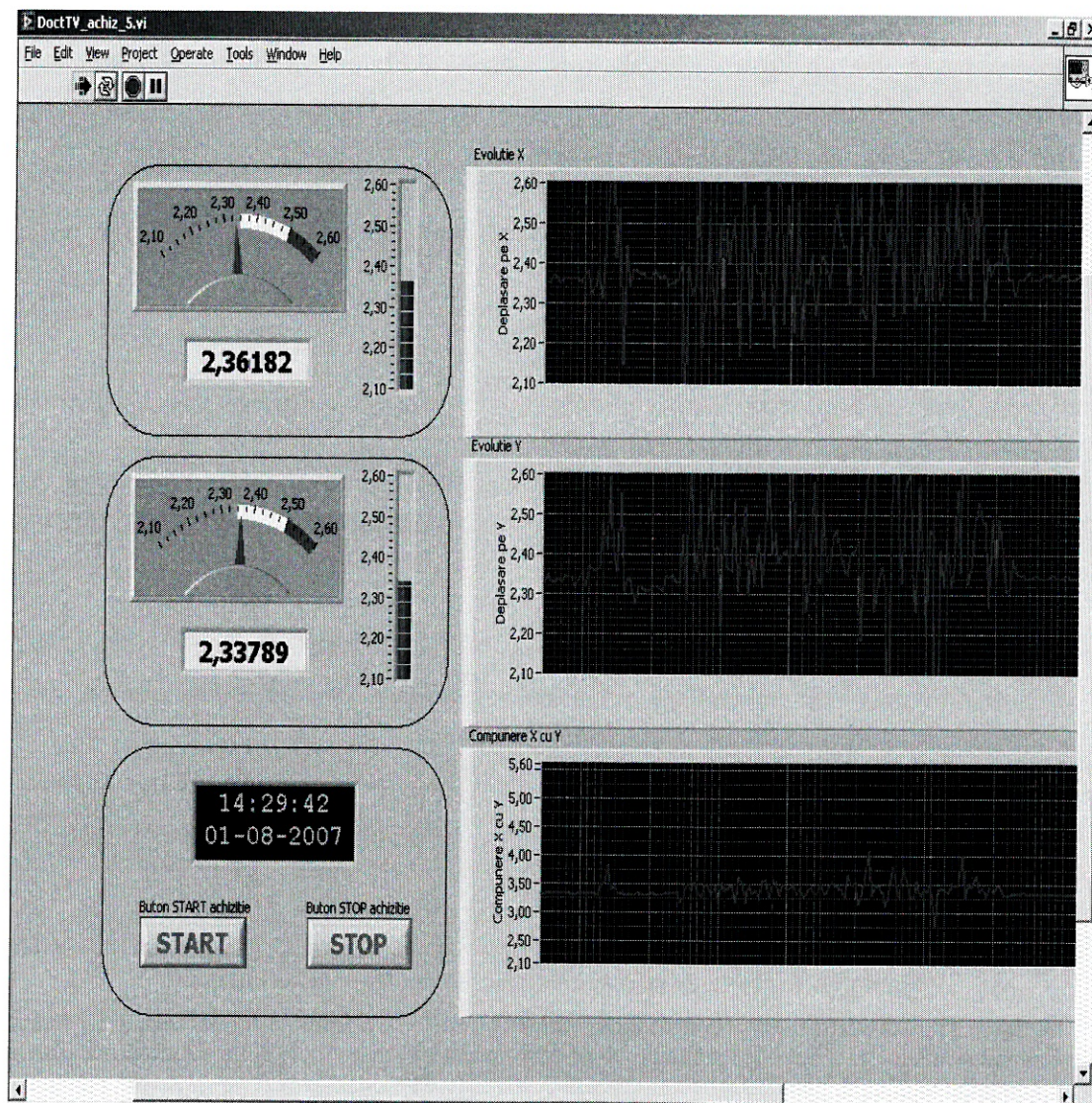


Figura 10. Interfața grafică a sistemului de achiziție și afișarea accelerațiilor

Platforma LABVIEW 8 oferă toate oportunitățile necesare realizării unei aplicații de achiziție și monitorizare de date, deoarece pachetul oferă: „capsule” predefinite (gata implementate) pentru toate operațiile uzual necesare (conversii, modificarea frecvenței de înregistrare a datelor etc.); module predefinite pentru interfața grafică om-calculator (ecrane de vizualizare a evoluției în timp a semnalelor achiziționate, reprezentarea prin bargrafuri etc.); sisteme de fișiere de tipologii diferite, care oferă compatibilitate cu diferite alte aplicații de manipulare, interpretare, prelucrare, analiză; posibilitatea salvării datelor în diferite formate astfel încât să poată fi importate în aplicații din cele mai diverse; variate modalități de simulare. În figura 10, este dat ca exemplu o variantă de afișare a valorii instantanee reprezentată analogic precum și bargraful valorii măsurate. De precizat că aplicația achiziționează, afișează și stochează/salvează date despre accelerația sistemului pe axa OX, cât și pe axa OY. Programul

și amplitudinilor componentelor sinusoidale ale elongațiilor, pe baza datelor experimentale, achiziționate în timp real, este mult îngreunată de prezența inevitabilă a zgomotului aleator în datele experimentale.

3.2 Reprezentarea spectrală a datelor experimentale neperturbate privind vibrațiile din instalațiile de foraj

Rezultatele obținute conduc spre căutarea unui model bazat pe reprezentarea vibrațiilor în domeniul frecvențelor folosind densitatea spectrală a semnalelor achiziționate din instalația de foraj monitorizată. În domeniul de analiză spectrală a semnalelor, aplicațiile dezvoltate sunt, în mare măsură, aplicații de diagnosticare.

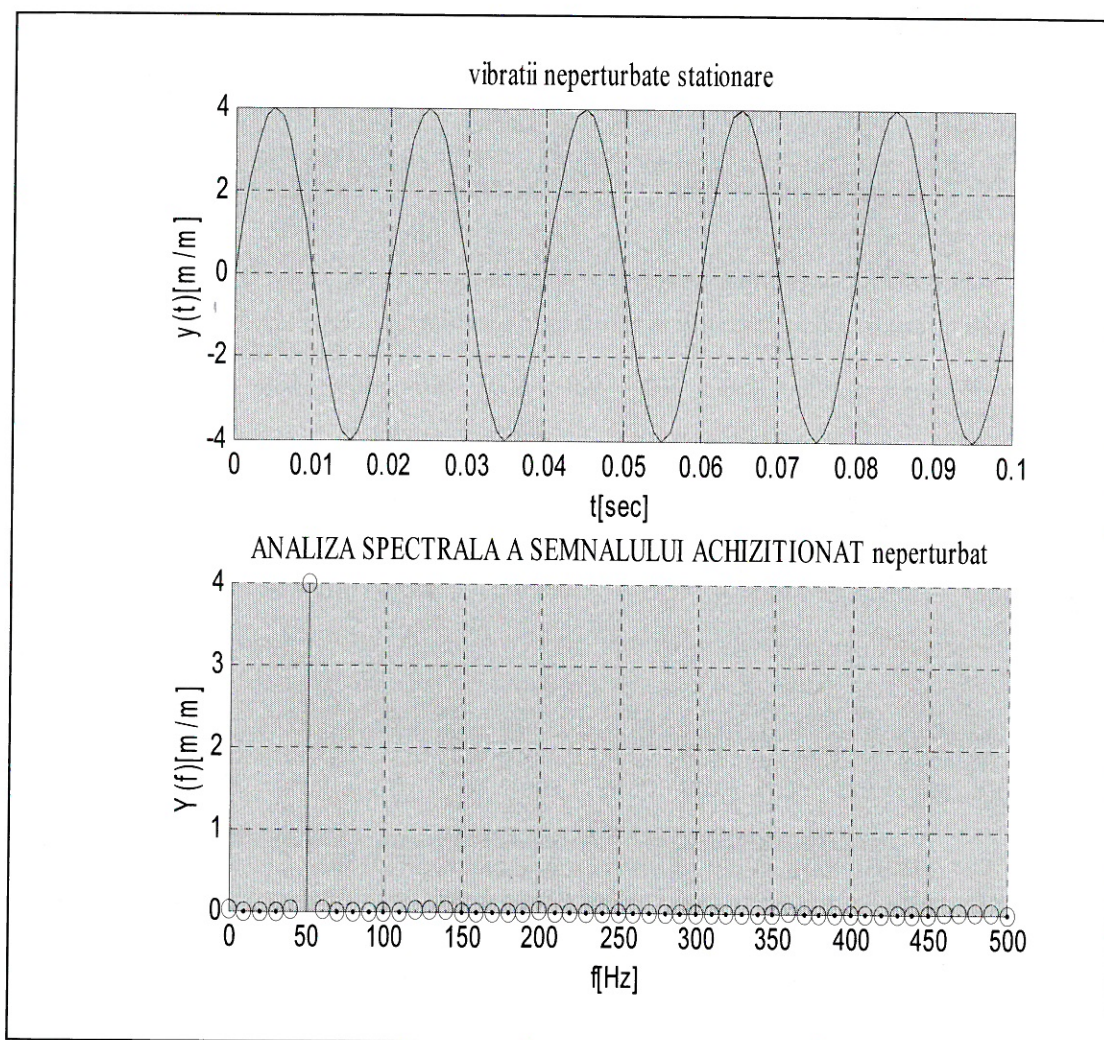


Figura 10. Evoluția temporală $y(t)$ a datelor neperturbate privind vibrațiile forțate stabilizate și reprezentarea spectrală $Y(f)$ a acestora

Figura 10 conține atât graficul reprezentării temporale $y(t)$ a unei vibrații stabilizate, cât și reprezentarea acesteia în domeniul frecvențelor, denumită reprezentarea spectrală $Y(f)$. Reprezentarea $Y(f)$ este modulul transformatei Fourier a semnalului: $y(t) = 4 \sin 314 t$. Ambele reprezentări furnizează informații privind frecvența și amplitudinea vibrației. Din aceste reprezentări, rezultă că sunt echivalente din punctul de vedere a estimării celor doi parametri ai vibrației. Această concluzie este valabilă numai în condițiile absenței zgomotelor aleatoare. Identificarea experimentală a vibrațiilor permanente de regim stabilizat și a oscilațiilor forțate în timpul funcționării normale a instalațiilor de foraj presupune existența unui echipament pentru achiziția datelor experimentale prin monitorizarea online a vibrațiilor unor componente mecanice din instalația de foraj testată. Aceste date experimentale achiziționate în timp real conțin informații privitoare la vibrațiile forțate existente în instalațiile de foraj în regim normal de

funcționare. Aceste informații sunt exprimate prin semnale sinusoidale (care constituie semnalul util). Acest semnal util este însă „înecat” în zgomot aditiv de măsurare care, de obicei, este un semnal aleator $z(t)$ de tipul zgomotului alb. Astfel, nu se mai poate distinge semnalul util din reprezentarea temporală $y(t)=8\sin(0,628t)+z(t)$ a datelor achiziționate în timpul funcționării normale a instalației de foraj în regim stabilizat. Imaginea grafică a reprezentării grafice a evoluției temporale $y(t)$ a semnalului perturbat achiziționat precum și reprezentarea spectrală a acestuia, $Y(f)$ în domeniul frecvențelor a aceluiași semnal sunt reprezentate în figura 11.

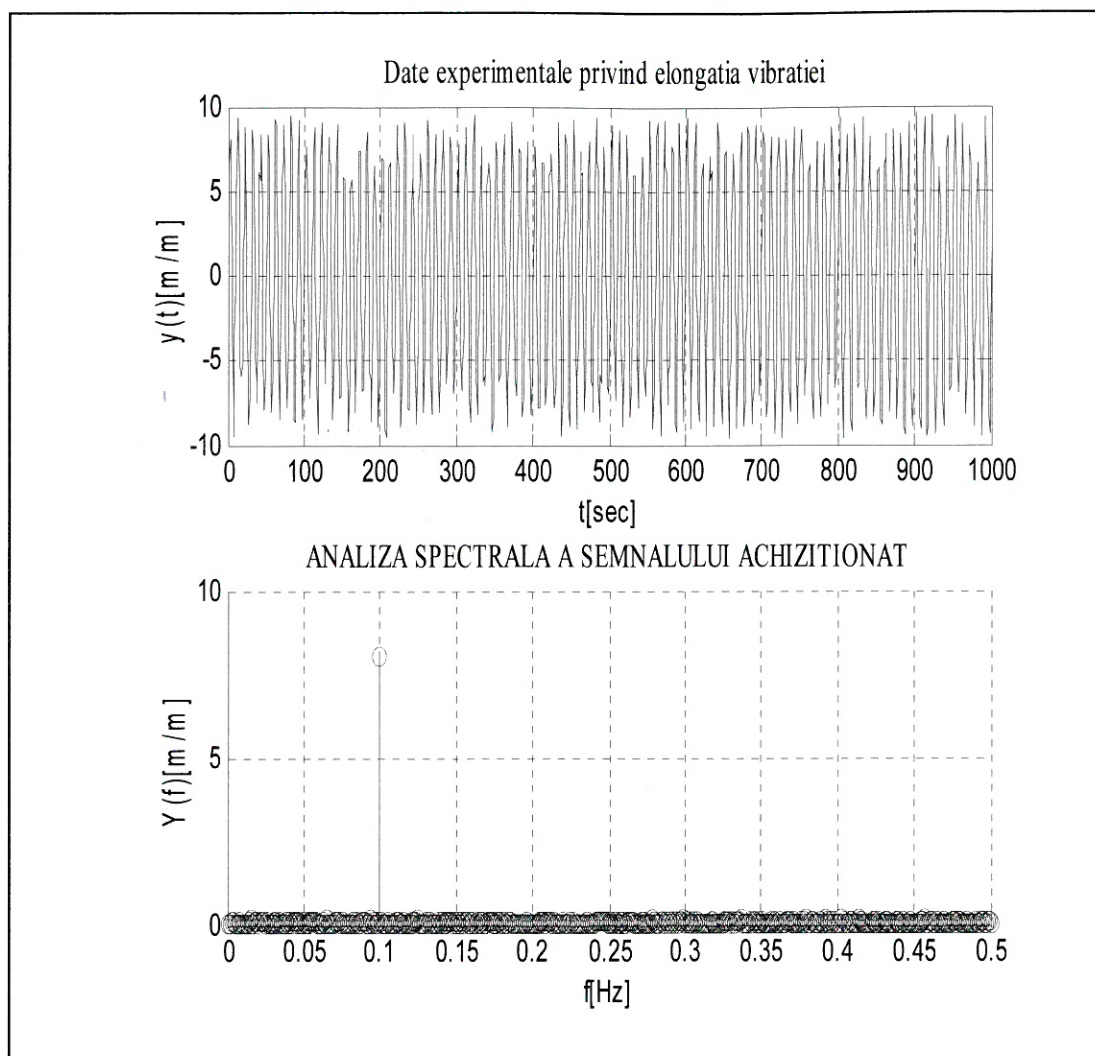


Figura 11. Graficul evoluției temporale $y(t)$ a datelor privind vibrațiile forțate stabilizate și graficul, reprezentarea spectrală $Y(f)$ a acestora

Din figura 11 rezultă clar că, în cazul datelor experimentale perturbate, modelarea temporală a acestora nu permite recunoașterea și extragerea semnalului util din date. Reprezentarea spectrală a datelor (modulul transformatei Fourier a acestora) face posibilă recunoașterea, fără dificultăți, a parametrilor semnalului util, respectiv a modelului temporal al vibrațiilor. Datele y pentru exemplele din figurile 10 și 11 au fost obținute prin simulare pe calculator utilizând limbajul Matlab. Densitatea spectrală $Y(f)$ a datelor y s-a obținut prelucrând aceste date cu algoritmul transformatei Fourier rapide, apelat cu instrucțiunea Matlab: $Y=\text{fft}(y)$.

3.3 Etapizarea identificării vibrațiilor mecanice din instalațiile de foraj

Rezolvarea unei probleme de identificare a vibrațiilor mecanice din instalațiile de foraj, constă în obținerea parametrilor modelului temporal pe baza datelor achiziționate online din instalație în regim normal staționar de funcționare. Rezolvarea acestei probleme de identificare comportă parcurgerea a patru etape prezentate în figura 12.

1. Prima etapă și cea mai importantă în identificarea experimentală a vibrațiilor constă în achiziția datelor din instalația de foraj prin intermediul traductoarelor de vibrații cu o frecvență de maximum 100 citiri pe secundă, pe un interval de cca. 1000 de citiri care asigură evaluarea parametrilor unor vibrații armonice cu frecvențe de până la 10 Hz.;
2. Reprezentarea grafică a evoluției temporale a datelor centrate în raport cu valoarea medie;
3. Calculul prin algoritmul transformatei Fourier rapide, a densității spectrale a datelor achiziționate și centrate;
4. Evoluția temporală $y(t)$ privind vibrațiile forțate stabilizate se obține evaluând parametrii armonicelor din reprezentarea spectrală $Y(f)$ a acestora.

Figura 12. Cele patru etape de parcurs în identificarea experimentală a vibrațiilor

Acest model care trebuie obținut prin identificare se referă la reprezentarea vibrației forțate în zona stabilizată, după „stingerea” regimului tranzitoriu.

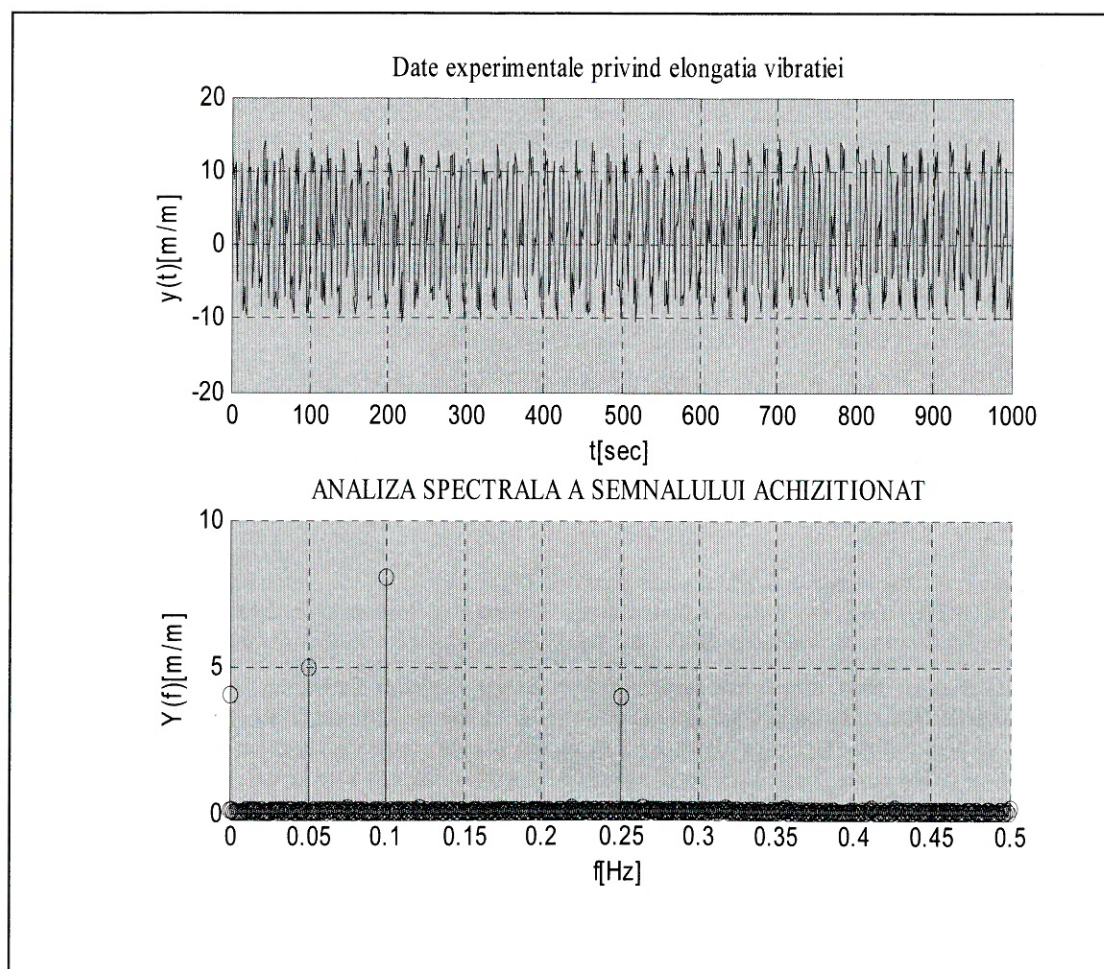


Figura 13. Rezultatul analizei spectrale a unor date $y(t)$ puternic perturbate

Spre exemplu, în cazul din figura 9 această componentă a modelului temporal este:

$$\frac{F_0}{(b \cdot \omega)^2 + m^2 \cdot (p^2 - \omega^2)} \cdot [m \cdot (p^2 - \omega^2) \cdot \cos(\omega t) + b \cdot \omega \cdot \sin(\omega t)] \quad (15)$$

Identificarea vibrațiilor presupune estimarea, pe baza datelor achiziționate perturbate de zgomot, a amplitudinilor și frecvențelor sinusoidelor care intervin în modelul care descrie vibrația reală, pusă în evidență de traductoarele de vibrații montate în instalație.

Pentru ilustrarea parcurgerii celor patru etape, se consideră cazul prelucrării unor date puternic perturbate. Din graficul densității spectrale $Y(f)$ rezultă că semnalul util, conținut în aceste date, are patru componente din care trei sunt armonici reprezentate prin sinusoidale cu frecvențele și respectiv amplitudinile:

$$f_1=0,05 \text{ Hz}, A_1=5 \text{ m/m}; \quad f_2=0,1 \text{ Hz}, A_2=8 \text{ m/m}; \quad f_3=0,25 \text{ Hz}, A_3=4 \text{ m/m} \quad (16)$$

În afară de cele trei sinusoidale, semnalul util mai conține o componentă constantă $A_0=4 \text{ m/m}$. Această componentă constantă exprimă valoarea medie A_0 a datelor $y(t)$. În cazul centrării prealabile a datelor, rezultă ca date inițiale valorile centrate prin medie $[y(t) - A_0]$. Analiza spectrală a noilor date (centrate) va evidenția doar cele trei sinusoidale. Modelul temporal identificat experimental al vibrațiilor este suma celor trei sinusoidale ai căror parametri (16) au fost determinați pe baza datelor experimentale aplicând metoda de identificare propusă.

4. Concluzii

În lucrare, se prezintă metodologii de modelare a vibrațiilor din instalațiile de foraj a sondelor petrolifere. Sunt prezentate procedee de modelare temporală a vibrațiilor unor sisteme mecanice cu un singur grad de libertate și a unor sisteme cu grade de libertate multiple. Pentru identificarea experimentală a vibrațiilor din instalațiile de foraj este conceput și testat un sistem de achiziție a datelor experimentale. Datele experimentale achiziționate sunt puternic perturbate de zgomot alb și, pentru a face posibilă identificarea, sunt prelucrate cu algoritmul transformatei Fourier rapide implementat în Matlab, rezultând reprezentarea vibrațiilor în domeniul frecvențelor. Reprezentarea spectrală a datelor face posibilă estimarea parametrilor armonicilor care compun modelul temporal al vibrațiilor.

Bibliografie

1. **NELSON, C.:** Vibration Test Evolution, Team Corporation, 2002.
2. **BAUSCH H. P.:** Simultaneous, Multiaxial Vibration Testing in Six Degrees of Freedom. În: Sound and Vibration Nov 1992, pp. 6-11.
3. **POPOVICI, A.:** Calculul și construcția utilajului pentru forajul sondelor de petrol, Editura Universității din Ploiești, 2005.
4. **POSEA N.:** Metodă Analitică pentru Determinarea Răspunsului Dinamic pentru Structuri cu n Grade de Libertate. În: Buletinul celei de a-VIII-a Conferințe de Vibrații Mecanice, 1996, Timișoara.
5. **UNDERWOOD, M. A., T. KELLER:** Recent System Developments for Multi-Actuator Vibration Control. În: Sound and Vibration Oct 2001, pp. 16-23.