

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

BIBLIOTECA CENTRALĂ

.. inv. 633.081

clap 369 Lit. B

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" TIMIȘOARA

FACULTATEA DE MECANICĂ

area: Mecanică Tehnică și Vibrații

Ing. Cornel POPA

**CERCETĂRI PRIVIND INFLUENȚA
VIBRAȚIILOR ASUPRA COMPORTĂRII
MECANICE A ORGANISMULUI UMAN**

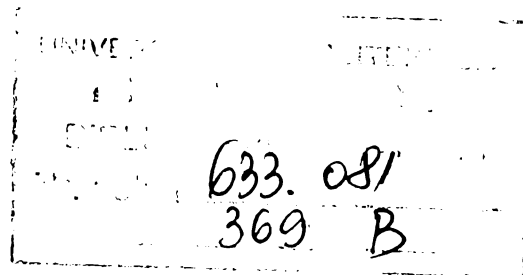
TEZĂ DE DOCTORAT

**Conducător științific:
Prof.univ.Dr.Ing. Liviu BRÎNDEU**

- 2002 -

CERCETĂRI PRIVIND INFLUENȚA VIBRAȚIILOR ASUPRA COMPORTĂRII MECANICE A ORGANISMULUI UMAN

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA



CUVÂNT ÎNAINTE

Mecanica aplicată are numeroase ramuri, unele vechi de peste 200 ani, altele apărute mai recent ca necesitate a rezolvării unor probleme practice. În ultima vreme, cunoștințele de bază privind dinamica structurilor mecanice ale organismului uman își găsesc largi posibilități de aplicare în diverse domenii privind asigurarea confortului în procesul muncii sau al transportului.

Fără a epuiza problematica extrem de vastă a domeniului vibrațiilor, au fost abordate în cadrul tezei unele probleme specifice interacțiunilor biomecanice întâlnite în cazul organismului uman supus acțiunii vibrațiilor.

În cadrul Catedrei de Mecanică a Universității "Politehnica" Timișoara există un colectiv de cadre didactice și cercetători cu o veche tradiție în studierea teoretică și experimentală a fenomenelor de mecanică și vibrații, având rezultate remarcabile în domeniu.

Faptul că s-a ajuns cu această lucrare în stadiu final se datorează multor persoane care, în diferite momente, mi-au fost alături cu sfaturi, încurajări și ajutor.

Mulțumirile mele sincere sunt adresate conducătorului științific, eminentului profesor universitar doctor inginer Liviu BRÎNDEU, membru corespondent al Academiei de Științe Tehnic din România. Competența deosebită a domniei sale, răbdarea cu care m-a susținut din punct de vedere tehnic și moral, precum și sugestiilor făcute, toate au dus la finalizarea lucrării.

De asemenea aduc mulțumirile mele regretatului profesor doctor docent inginer Gheorghe Silaș, membru corespondent al Academiei Române, care prin unele sugestii obiective m-a încurajat în clarificarea unor aspecte ale cercetării.

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

Pentru a putea realiza o cercetare corespunzătoare a tematicii prevăzute, s-a simțit nevoia unei pregătiri profesionale deosebite după absolvirea cursurilor Facultății de Mecanică Timișoara (anul 1988) și anume urmarea cursurilor unei facultăți cu profil informatic, Facultatea de Automatică și Calculatoare Timișoara, specializarea Automatică și Informatică Industrială, secția Ingineria Programării Orientate pe Aplicații (soft) (anul 1999). Un an mai târziu (anul 2000) am absolvit cursurile de Studii Aprofundate în specializarea Abordări Moderne în Conducerea Informațională de la Facultatea de Automatică și Calculatoare Timișoara. În total am urmat 11 ani cursuri la zi în cadrul Universității "Politehnica" Timișoara..

În final, amintesc și mulțumesc pentru înțelegerea pe care am avut-o din partea familiei, în perioada realizării și redactării tezei de doctorat

Timișoara, decembrie 2001,

Autorul.

1. INTRODUCERE

Mișcările vibratorii ale utilajelor sau ale unor subansamble ale acestora, atunci când au amplitudini mari, sunt percepute de organismul uman, fiind extrem de periculoase.

În industrie, vibrațiile cele mai intense apar în timpul funcționării instalațiilor, agregatelor, utilajelor care acționează prin șocuri sau care au în componența lor piese în mișcare de rotație. Vibrațiile pot fi generate și de autovehicule aflate în mișcare.

Se poate evidenția pericolul pe care îl reprezintă vibrațiile ample în acțiunea lor asupra organelor cu un grad relativ mare de libertate în domeniul frecvențelor joase și pericolul pentru organe cu grad de mobilitate relativ redus în domeniul frecvențelor înalte. În practică forme de protecție cum ar fi spre exemplu chingi, curele, etc. sunt menite să reducă sau să amelioreze rezonanța în organe.

Organismul uman, privit din punct de vedere fizic și biologic este un sistem de o natură foarte complexă. Privindu-l ca sistem mecanic, se poate considera că acesta este format din mai multe elemente liniare și neliniare, proprietățile mecanice diferind de la persoană la persoană.

Din punct de vedere biologic situația nu este cu nimic mai simplă, mai ales dacă sunt incluse efecte psihice. Pentru a analiza răspunsul omului la vibrații și șocuri este necesar să se ia obligatoriu în seamă atât efectele biomecanice cât și cele psihologice.

Cunoștințele referitoare la influențarea confortului uman de către acțiunile vibratorii sunt bazate pe date statistice adunate în condiții reale experimentale. Datorită faptului că experiențele cu ființe umane sunt dificile, de durată lungă și în cazuri extreme periculoase, majoritatea cunoștințelor asupra efectelor dăunătoare au fost obținute prin experiențe asupra animalelor.

Bineînțeles, nu întotdeauna este posibilă compararea rezultatelor obținute din experiențele asupra animalelor cu reacțiile așteptate de la om; dar cu toate acestea, astfel de experiențe duc deseori la informații valoroase.

În prezenta lucrare se consideră unele cazuri tipice de vibrații verticale: pentru subiectul așezat pe scaun sau în picioare, pentru vibrații amortizate sau neamortizate, pentru frecvențe joase sau foarte mici, împreună cu efectele acestora asupra organismului uman, de la cele suportabile până la cele nocive. Pentru fiecare dintre aceste cazuri, este subliniat răspunsul organismului uman la aceste solicitări în vederea unei analize privind capacitatea sa de rezistență, precum și îndeplinirea normelor standard de expunere la vibrații. Pentru început sunt prezentate câteva caracteristici ale influenței vibrațiilor asupra organismului uman, insistând ceva mai mult asupra efectelor negative de natură funcțională și organică.

Dezvoltarea materialului tezei se face în cadrul a 10 capitole, urmate de concluzii, contribuții originale și bibliografie.

În primul capitol se arată că de mai multă vreme problema care reține atenția cercetătorilor, se referă la studiul influenței vibrațiilor asupra comportării mecanice a

organismului uman. Ținând seama de instrumentele matematice, tehnicile de calcul și experimentale existente problema a putut fi abordată cu precădere în ultimii ani. În stadiul cercetărilor actuale, care este și cel mai avansat, problema constă în elaborarea de modele matematice simplificate care să permită apoi studiul comportării dinamice a organismului uman prin simulări numerice. În această parte se definește planul de lucru și de organizare a tezei, pornind de la faptul că rezolvarea tematicii propuse necesită parcurgerea mai multor etape care leagă problemele de modelare matematică cu cele de programare (de obținere a unui software adecuat). Este arătată importanța tematicii abordate în cadrul tezei, obiectul tezei și stadiul actual al cercetărilor abordate.

Capitolul 2 este intitulat "Caracteristici privind influența vibrațiilor asupra organismului uman". Sunt prezentate aspecte ale influenței vibrațiilor asupra organismului, insistându-se asupra clasificării vibrațiilor funcție de locul aplicării lor și asupra efectelor negative de natură funcțională și organică. Astfel se remarcă faptul că asupra țesuturilor, care intră în componența organismului uman, supuse vibrațiilor, au loc, în condiții date, dereglări, deformări și chiar rupturi. De asemenea este relevată importanța acordării unui interes maxim teoriei patogenezei bolilor generate de vibrații în vederea evitării apariției efectelor negative datorate lor.

Capitolul 3 se referă la un "Sistem de determinare a frecvenței vibrațiilor funcție de simptomele provocate subiecților umani". În acest capitol se prezintă câteva aspecte ale implementării unui sistem expert a cărui scop este determinarea frecvenței vibrațiilor în funcție de simptomele provocate de către acestea asupra subiecților umani supuși la vibrații de frecvențe joase, situații des întâlnite în cazul operatorilor de la instalații industriale de tipul: mașini-unelte, unelte grele, ciocane pneumatice, etc., sau în cazul persoanelor care lucrează în zona de influență a unor asemenea utilaje. Se prezintă atât aspecte teoretice ale implementării sistemelor expert, cât și practice, în acest sens, autorul realizând un produs software din clasa sistemelor expert, care îndeplinește scopul propus. Este prezentată structura programului și utilitatea acestuia în vederea studierii efectelor vibrațiilor asupra subiecților umani. Este prezentat un program scris în limbajul de programare C++, care este de fapt un sistem bazat pe cunoștințe (SBC, KBS – Knowledge Based System) capabil să precizeze frecvențele vibrațiilor la care este supus un om, în funcție de simptomele provocate.

Capitolul 4 are ca obiect "Modelarea organismului uman aflat în picioare". Deoarece capitolul prezintă un studiu al modelării corpului uman aflat în picioare și supus la vibrații de frecvență joasă, s-a considerat necesar să se insereze un paragraf la începutul capitolului care să conțină câteva caracteristici anatomice esențiale ale organismului uman, insistând în special asupra structurilor mecanice și de rezistență. Este prezentat organismul uman din punct de vedere anatomic împreună cu schematizările făcute pentru ușurarea efectuării studiului pe modele.

Urmează determinarea modelului matematic necesar studiului comportării dinamice a organismului uman în cazul unor frecvențe foarte mici ale vibrațiilor, situație în care s-a constatat că organismul uman se comportă ca un tot unitar, și apoi în cazul frecvențelor joase, situație caracterizată prin faptul că organismul uman se comportă ca

un sistem mecanic cu parametri concentrați. Studiul pornește deci de la un model mecanic cu parametri concentrați pentru care sunt determinate ecuațiile diferențiale primare ale mișcării, se determină modelul matematic MM-ISI (intrare–stare–ieșire), matricea de transfer și apoi este tratată stabilitatea sistemului.

În cazul modelelor mecanice considerate, având la dispoziție frecvențele de rezonanță pentru fiecare componentă în parte, s-a putut trece la determinarea valorii parametrilor modelului pentru mai multe situații distincte. Astfel, s-a elaborat algoritmul de determinare a parametrilor pentru fiecare dintre cazuri, urmând prezentarea programelor de calculator, scrise în limbajul de programare TurboPascal pe baza relațiilor matematice determinate anterior. Pentru fiecare dintre programele software elaborate este descrisă structura și modul de utilizare.

Capitolul 5 cuprinde “Simularea comportării organismului uman aflat în poziția în picioare”. Sunt tratate modalități de obținere a răspunsului sistemului reprezentând organismul uman la diferite solicitări. În mod special se tratează cazul în care subiectul stă în picioare pe o platformă vibrantă. Sunt abordate aspecte cum ar fi construirea schemei bloc informaționale pornind de la sistemul de ecuații diferențiale care caracterizează mișcarea sistemului, stabilirea matricei de interconectare care evidențiază interconexiunile existente între blocuri și realizarea unui program software de simulare, în vederea obținerii și afișării răspunsului organismului uman la anumite solicitări. Pentru realizarea programului de simulare, din paleta software disponibilă (MathLab, Simnon, Simulink, LabView), s-a ales utilizarea mediului de programare MathLab.

Problema simulării este tratată în două situații: cazul frecvențelor joase (până la 100 Hz) și a frecvențelor foarte mici (câțiva Hz). Pentru fiecare dintre cele două cazuri s-au analizat două situații distincte de modele fără amortizare, și respectiv cu amortizare.

Referitor la utilizarea programelor MathLab se stabilesc câteva etape: 1) fixarea de la tastatură a valorilor parametrilor modelului mecanic studiat, 2) precizarea de la tastatură a valorilor parametrilor semnalului de intrare și afișarea pe ecran a variației în timp a acestuia, 3) afișarea răspunsului sistemului la semnalul de intrare precizat anterior. Există și posibilitatea ca datele de intrare să fie implicite specificate în program de către autor, aceasta constituind de fapt varianta demo a programului

Capitolul 6 este intitulat “Construirea unor modele generalizate ale comportării organismului uman aflat în picioare”. În acest capitol este analizat un model generalizat al organismului aflat în picioare pe o platformă vibrantă de frecvență joasă. Studiul este axat pe algoritmul privind stabilirea modelului matematic aferent, determinarea valorii parametrilor modelului mecanic și stabilirea răspunsului sistemului la diferite excitații exterioare. În finalul capitolului mai este prezentat un paragraf în care este analizat un nou model, pentru care este stabilit modelul matematic aferent.

Capitolul 7 conține “Analiza comportării organismului uman așezat pe scaun”. Se abordează cazul organismul uman așezat pe scaun, analiza efectuându-se asemănător cazului corespunzător statului în picioare, cu deosebirea că se pornește studiul de la un alt model mecanic. După o prezentare a problematicii, este reprezentat modelul mecanic supus analizei, sunt determinate ecuațiile diferențiale primare ale mișcării (cazul

frecvențelor joase de vibrație), este determinat modelul matematic de stare (MM-ISI) și matricea de transfer. Apoi se prezintă algoritmul matematic pentru determinarea parametrilor modelului mecanic, urmând prezentarea structurii și modului de utilizare al unui program de calculator scris în limbajul de programare TurboPascal pe baza algoritmului precizat. Programul are ca finalitate afișarea, pe ecranul monitorului calculatorului sau la imprimantă, a valorilor parametrilor modelului și anume masele m_i , rigiditățile elementelor elastice k_i , caracteristicile elementelor de amortizare c_i . De remarcat precizarea dată care evidențiază că acest ultim program se putea obține și utilizând alte medii de programare: GWBasic, Qbasic, C++, MathLab, FoxPro, Visual Basic, etc.

Urmează construirea schemei bloc informaționale pe baza modelului matematic, iar apoi din această schemă, după numerotarea blocurilor componente și deci a atribuirii unui indice fiecărui bloc component, se deduce matricea de interconectare, utilă pentru desfășurarea studiului. Analiza se face cu ajutorul unui program de simulare a comportării modelului mecanic studiat.

Pentru reducerea efectelor dăunătoare ale vibrațiilor se folosesc metode și mijloace speciale, prin acestea asigurându-se că vibrațiile ce acționează direct asupra omului sunt nepericuloase. Acest procedeu evidențiază izolarea sistemului uman de tip operator împotriva vibrațiilor.

Reducerea acțiunii surselor de vibrații, amortizarea vibrațiilor și optimizarea condițiilor de lucru sunt scopuri fundamentale de protecție împotriva vibrațiilor. Aceste acțiuni ajută la izolarea împotriva vibrațiilor, adică la reducerea valorilor parametrilor vibrațiilor de-a lungul drumului parcurs de la sursă la corpul uman, pe baza unor condiții suplimentare interpusse între extremitățile acestui drum.

Tipuri de instalații de izolare a organismului împotriva vibrațiilor se întâlnesc în cadrul sistemelor tehnice date în tabelul 1.1:

Tabelul 1.1.

Tipul instalației	Domeniul de utilizare
Scaun sprijinit pe arcuri	Tractoare, automobile, vehicule feroviare, mașini agricole, mașini de construcții, excavatoare, elicoptere
Cabine izolate împotriva vibrațiilor	Cabine de mină, ascensoare de pasageri
Platforme de izolare împotriva vibrațiilor	Platforme pentru concasoare

În finalul capitolului modelul mecanic simplificat reprezentând subiectul stând în poziția așezat, este privit ca un subsistem al modelului mecanic global, ocupant – scaun – vehicul.

Capitolul 8 se ocupă de “Simularea funcționării sistemului de suspensie a rotii unui automobil”. În studiu se pornește de la un model mecanic al unui autoturism cu șofer și călători, insistându-se asupra comportării modelului structural simplificat al suspensiei auto, analizându-se prin mai multe metode de studiu modalități de simulare a comportării sistemului.

Capitolul 9 este intitulat “Model mecanic structurat pe segmente al organismului uman”. Pe baza unor cercetări actuale se consideră un alt tip de model mecanic al organismului aflat în picioare pe o platformă vibrantă. Modelul mecanic studiat este obținut pe baza mai multor ipoteze simplificatoare, cum ar fi: aproximarea segmentelor organismului uman prin corpuri elipsoidale, densitatea fiecărui segment se consideră ca fiind aceeași, trunchierea elipsoizilor pentru aprecierea elasticităților segmentelor. În plus, elementele elastice sunt considerate a fi axiale, iar elipsoizii sunt corpuri elastice liniare, deformația axială a elipsoizilor fiind transmisă la oase și țesuturi.

Pentru obținerea valorilor parametrilor modelului se dau dimensiunile antropomorfe ale organismului uman și masa totală. Se determină semiaxele și se calculează masele elipsoizilor. Apoi se determină anumite rigidități specifice elementelor modelului după care se studiază variația mai multor mărimi funcție de diferiți parametri.

Se remarcă faptul că trunchierea poate fi considerată ca măsură a gradului de contracție al mușchilor (elasticitățile segmentelor depinzând de factorul de trunchiere al fiecărui elipsoid) și are avantajul că analiza modelului se face de această dată ținând cont și de dimensiunile antropomorfe ale omului. Deci modelul mecanic al corpului uman aflat în picioare pe o platformă studiat în acest capitol prezintă ca principal avantaj față de modelele studiate anterior faptul că permite un studiu asupra comportării mecanice a corpului uman nu numai variind masa totală ci și funcție de dimensiunile antropomorfe umane. Acest lucru este foarte important deoarece două organisme de aceeași masă se pot comporta diferit, unul putând fi mai înalt și mai slab, iar celălalt mai scund și mai gras. În cadrul modelului modificarea dimensiunilor antropomorfe conduce la modificarea parametrilor elementelor componente ale modelului mecanic studiat.

Capitolul 10 se referă la “Statica posturală”. În acest capitol de biomecanică se începe prin definirea termenilor de bază utilizați în statica posturală, urmând câteva considerații privind exactitatea datelor stabilografice. Este analizată mișcarea din planul vertical și cel sagital pentru organismul uman aflat în picioare pe o platformă vibrantă, fiind precizate modelele mecanice folosite și ecuațiile corespunzătoare ale mișcării. Se precizează faptul că este studiată deplasarea centrului de greutate al corpului uman, înregistrarea acesteia constituind obiectul studiilor stabilografice.

Capitolul 11 cuprinde “Concluzii generale. Contribuții originale”. Parcurgând conținutul lucrării și ținând seama de concluziile desprinse și prezentate la finele fiecărui capitol, se pot formula concluzii generale importante privind studiile și cercetările întreprinse de autorul tezei în domeniul abordat. În mod special trebuie arătat că

programele de calcul elaborate folosesc ca elemente de intrare date, de fapt rezultate experimentale cunoscute, și conform algoritmilor după care au fost implementate aceste programe software, le prelucrează, constituind astfel un instrument software deosebit de util cercetătorilor din domeniu.

Concluziile finale arată modul de validare al cercetărilor pe care autorul și le-a propus spre rezolvare, stipulate de altfel pe parcursul fiecărui capitol în parte. Totodată, alături de analiza minuțioasă efectuată asupra tezei, în concluziile generale se regăsesc numeroase elemente de originalitate.

Bibliografia de la sfârșitul tezei conține un număr important de lucrări. Documentația bibliografică studiată a necesitat cunoștințe dintr-un spectru foarte larg, și anume: mecanică, biomecanică, vibrații mecanice, matematică, teoria sistemelor, modelare și simulare, precum și programarea calculatoarelor.

2. CARACTERISTICI ALE INFLUENȚEI VIBRAȚIILOR ASUPRA ORGANISMULUI UMAN

2.1. NOȚIUNI INTRODUCTIVE

Prezența omului la comanda sau manipularea mașinilor și utilajelor constituie unul din factorii determinanți care au influență asupra productivității în procesul muncii. Atât la utilajele autopropulsate, cât și la cele staționare, vibrațiile transmise postului de lucru al mecanicului sunt percepute de organism și, în mod deosebit, de acele părți ale corpului ce se află în contact nemijlocit cu elementele utilajului care sunt în mișcare vibratorie (fig.2.1).

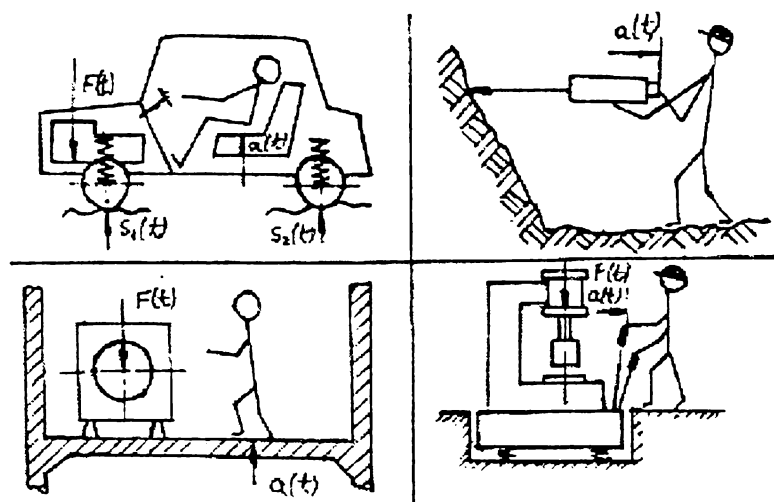


Fig.2.1

Vibrațiile mecanice produse de utilaje se transmit organismului uman astfel:

a) asupra întregului corp prin suprafața comună de contact în relația om – mașină. Acest mod de transmitere a vibrațiilor se realizează atunci când omul se află în picioare sau atunci când este așezat (ortostatism). Cele două situații de transmitere a vibrațiilor la om sunt întâlnite la următoarele mașini și utilaje: tractoare, excavatoare, încărcătoare, buldozere, autovehicule, mașini miniere, mașini agricole, instalații petroliere și petrochimice etc;

b) asupra unor părți ale corpului, de exemplu numai asupra mâinilor, care execută operații tehnologice în procesul muncii. Printre utilajele care expun mâinile unui regim de vibrații se numără: plăci vibratoare pentru beton și pământ, ciocane pneumatice, maiuri mecanice pentru baterea pământului etc.

Deci se poate vorbi de două cazuri distincte: vibrații cu acțiune globală și vibrații cu acțiune locală.

2.2. EFECTE FIZIOLOGICE ȘI PATOLOGICE ALE VIBRAȚIILOR ASUPRA ORGANISMULUI UMAN

Vibrațiile mecanice care se transmit asupra omului au o acțiune nocivă complexă, afectând sănătatea omului prin efectele fizio-patologice, precum și stânjenirea desfășurării procesului muncii până la pierderea capacității de muncă. Cele mai importante efecte produse de acțiunea vibrațiilor sunt de natură fiziologică, mecanică și termică, preponderente fiind ultimele două.

De asemenea, diferite persoane, în funcție de particularitățile fizice și de starea organismului lor, au sensibilități diferite la vibrațiile la care sunt supuse. Nu s-au stabilit relații cantitative care să lege diferitele mărimi ce caracterizează mișcările vibratorii cu efectele fiziologice pe care le produc asupra organismului uman.

Un criteriu care poate fi folosit pentru aprecierea efectului vibrațiilor asupra organismului uman are la bază așa numita "lege fundamentală psihofizică", potrivit căreia senzațiile cresc cu logaritmul intensității excitațiilor, așa cum e reprezentat în fig.2.2 de mai jos:

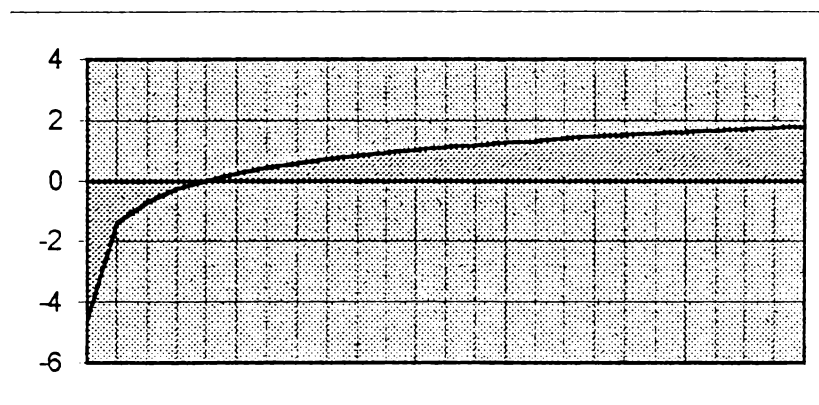


Fig. 2.2.

Drept urmare a expunerii la vibrații, fie a întregului organism, fie numai a anumitor părți ale acestuia, apar tulburări de natură funcțională și organică cum ar fi:

- stimularea sistemului nervos și a activității hormonale, provocând modificarea unor procese metabolice;
- apariția unor tulburări ale sensibilității tactile, dureroase și termice;
- apariția unor stări de oboseală și somnolență, manifestate prin diminuarea atenției și a acuității vizuale, ceea ce conduce la reducerea capacității de muncă;
- apariția unor stări emoționale, de frică și anxietate;
- apariția de dureri toracice, epigastrice, de obicei însoțite de greață, inapetență, vărsături, cefalee, creșterea pulsului și a tensiunii arteriale, modificări ale funcției aparatului respirator;
- apariția unor tulburări vasculare însoțite de răcirea excesivă a extremităților membrelor care intră în contact cu părțile vibratoare ale utilajului. Putem da ca exemplu apariția efectului de "albire a degetelor", care duce la lipsa de sensibilitate, până la aspectul de "deget mort";

- provocarea de leziuni osteoarticulare și ale tendoanelor musculare.

Pentru anumite regimuri de vibrații, apar modificări ale respirației, ale activității inimii și perturbări ale circulației periferice.

Tulburările citate pot fi diminuate prin modificarea parametrilor vibrațiilor (frecvență, amplitudine etc.) și a timpului de expunere.

Pentru a evalua efectul acțiunii vibrațiilor asupra organismului, s-a definit un coeficient de solicitare la vibrații K' care ține seama de influența simultană a frecvenței și amplitudinii vibrațiilor, după cum urmează:

$K'=a v^2$, pentru valori ale frecvenței sub 5 Hz;

$K'=5a v^2$, pentru valori ale frecvenței cuprinse în intervalul (5 - 40) Hz;

$K'=200a$, pentru valori ale frecvenței cuprinse în intervalul (40 - 100) Hz.

De asemenea, dacă spre exemplu la un compactor vibrator se constată că pentru un program cu o anumită durată de funcționare se depășește pragul limită (corespunzător unei acțiuni dăunătoare sănătății organismului) datorită transmiterii vibrațiilor prin mâini, pentru folosirea utilajului la regimul de vibrații dat fără a acționa asupra modificării lui, este necesar să se reducă timpul de lucru și implicit timpul de expunere la vibrații a organismului operatorului. Pentru a putea fi utilizată mașina la timpul normat de lucru rezultat din necesitățile tehnologice impuse, trebuie acționat în sensul reducerii nivelului de vibrații, astfel încât vibrațiile transmise la om să se încadreze în norme.

Utilajele din punct de vedere al regimului de vibrații se împart în două categorii și anume:

a) utilaje la care vibrațiile sunt necesare în procesul tehnologic. La aceste utilaje, pe lângă sursele de vibrații localizate la grupul de acționare grup motor – pompă – sistem de deplasare, la subansamble cu organe dezaxate în mișcare de rotație, sunt prevăzute în mod special și vibratoare montate pe organul de lucru;

b) utilaje la care apar vibrații generate ca urmare a funcționării unor subansamble a căror existență este impusă de principiul constructiv al mașinii. Cauzele generării vibrațiilor constau în: dezechilibrarea pieselor în mișcare de rotație, apariția uzurii cu jocuri mari.

Având în vedere principiul constructiv și funcțional diferit al celor două categorii de utilaje, precum și faptul că acestea execută cicluri de lucru diferite în procesul tehnologic, cu variații ale turației motorului de acționare sau ale vibrogeneratorului, rezultă că, pentru precizarea regimului de vibrații transmis omului, este necesar să măsoare parametri în timpul executării ciclurilor. Înainte de a începe măsurarea vibrațiilor transmise omului, utilajele vor fi puse în funcțiune conform prevederilor notiței tehnice și a caietului de sarcini. Se acordă o atenție deosebită verificării modului de asamblare și rezemare a utilajului, astfel încât acesta să corespundă condițiilor de exploatare și să nu permită modificarea rigidității structurii în timp a utilajului.

Referitor la frecvența de apariție a unor efecte negative de sănătate la muncitori de diferite profesii datorate influenței vibrațiilor s-au constatat datele specificate în următorul tabel 2.1. [3]

Tabelul 2.1.

Nr. Crt.	Profesie	Persoanele care resimt vibrațiile [%]
1.	Muncitori cu ciocane pneumatice	90
2.	Detonatori	50
3.	Conducători de autovehicule grele care produc vibrații în timpul lucrului	70
4.	Debitori aluminiu	40÷68
5.	Șlefuitori	30÷60
6.	Sondori	57
7.	Mineri în abataj, mânăuitori de mașini de foraj percutant	13

De asemenea s-a constatat că la diferite profesii apar efecte negative datorate vibrațiilor provocate de mediul de lucru după o anumită perioadă de timp. Acest fapt este clar relevat în tabelul 2.2.[3]

Tabelul 2.2.

Nr. Crt.	Profesie	Timpul după care apar efecte negative
1.	Muncitori la mașini vibropercutante	2 luni
2.	Lucrători cu ciocane pneumatice	2½ luni până la 1 an
3.	Mineri	2½ luni până la 1 an
4.	Drujbiști	2½ luni până la 1 an
5.	Lucrători la mașini de lustruit și prelucrători prin așchiere	23 luni în medie
6.	Sondori	5÷6 luni

Din datele bibliografice rezultă că cele mai dese deformări osoase se întâlnesc în cazul producerii osteoporozei, mai ales la oasele nodulare, coate, umeri, coloana vertebrală, falangele degetelor, în general a sistemului osos, focare de hipercalcinări, alungirea unor tendoane de la încheieturi etc.

Caracterul deformațiilor osoase din organism la muncitorii din domeniile menționate sunt foarte variate. Astfel, frecvența de apariție a unor afecțiuni grave în diferite articulații este redată în mod edificator în următorul tabel 2.3.[3]

Tabelul 2.3. Frecvența de apariție a unor afecțiuni grave în diferite articulații, %.

Articulația	Extremitatea	
	Stângă	Dreaptă
Cot	36,9	27,4
Coloană vertebrală	17,1	14,8
Umeri	11,2	6,3

Vechimea în muncă într-un mediu poluat din punct de vedere al vibrațiilor este un factor important în apariția unor afecțiuni grave datorate vibrațiilor. Acest lucru este relevat în tabelul 2.4.[3]

Tabelul 2.4. Frecvența de apariție a unor afecțiuni grave funcție de vechimea în muncă

Stagiu, durată, vechime [ani]	Frecvența de apariție a unor afecțiuni grave [%]
până la 10	48,4
până la 20	65,1
până la 30	72,5
peste 30	100

Prin cercetări radiologice asupra iepurilor expuși unor vibrații de lungă durată repetate, s-au observat transformări degenerative ale coloanei vertebrale a acestora apărute ca rezultat al ruperii discurilor dintre elementele constitutive ale coloanei vertebrale și deteriorarea legăturilor sale sistemice cu restul aparatului locomotor. Prin aceasta s-au produs anomalii ale aparatului circulator și digestiv, ceea ce are ca efect o continuă deteriorare a mecanismului vital în genere și a deteriorării reflexelor legate de buna funcționare a coloanei.

Conform unor date cunoscute [3], suprafața primei vertebre (dinspre craniu) a iepurelui de casă la a 81-a zi după o expunere zilnică la vibrații cu o frecvență de 40 Hz și amplitudine de 2,5 mm arată ca în fig.2.3, suprafața opusă (conjugată) celei prezentate fiind arătată în fig.2.4:

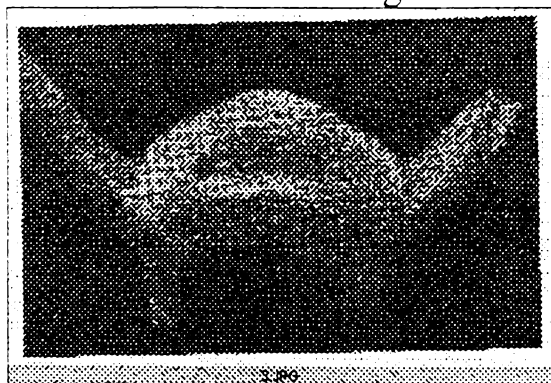


Fig.2.3.

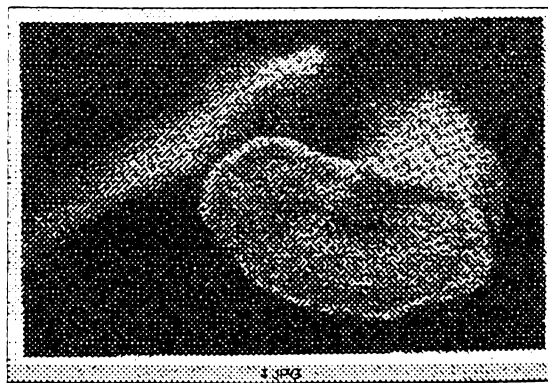


Fig.2.4.

De asemenea au fost constatate și modificări ale structurii măduvei spinării, mai precis s-au descoperit influențe negative asupra compactității masei acesteia, așa cum se observă și din fig.2.5. În fotografie este reprezentată o secțiune longitudinală a măduvei spinării unui iepure după o expunere la vibrații, timp de 3 ore, la o frecvență de 40 Hz și amplitudine de 2,5 mm. [3]

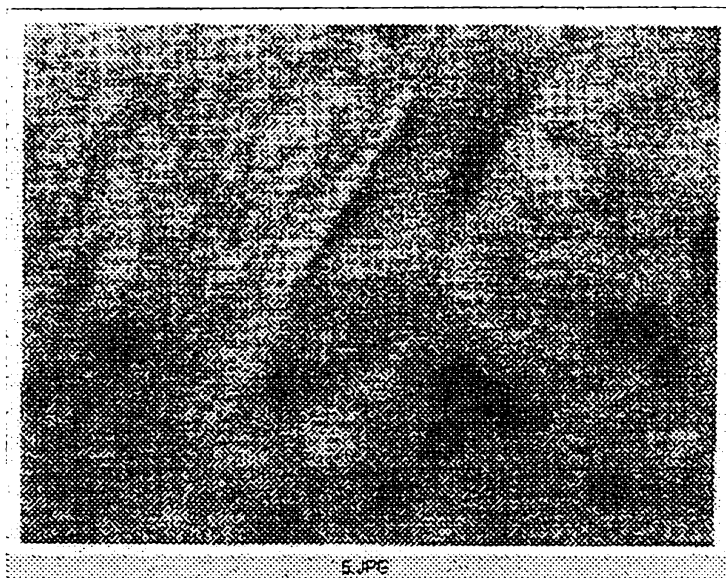


Fig.2.5.

În concluzie se poate spune că asupra țesuturilor osoase supuse vibrațiilor au loc, în condiții date, dereglări care pot ajunge până la deformări și chiar autodistrugeri.

Conform celor relatate mai sus reiese în mod evident faptul că trebuie acordat un interes maxim înțelegerii patogenezei bolilor generate de vibrații, în vederea stabilirii condițiilor igienice de funcționare a mașinilor. Astfel toate cercetările trebuie axate pe încadrarea funcționării mașinilor și utilajelor în parametri care să corespundă asigurării sănătății muncitorilor fără a fi posibile îmbolnăviri.

Pe această linie se propun metodologii de abordare a interacțiunii dintre subiecți umani și mașini care să permită precizarea unor concluzii importante pentru activitățile industriale.

În consecință trebuie precizat că nu aspectele medicale sunt tratate în mod special, ci numai încadrarea comportării umane supuse la vibrații în normele sanitare presupuse date.

3. SISTEM DE DETERMINARE A FRECVENȚEI VIBRAȚIILOR FUNCȚIE DE SIMPTOMELE PROVOCATE SUBIECȚILOR UMANI

3.1. Baza de cunoștințe

În acest capitol se prezintă un sistem expert, un program relativ complex, realizat în limbajul de programare C++, un program care poate fi inclus în categoria sistemelor bazate pe cunoștințe.

În elaborarea acestui program expert s-a pornit de la o bază de cunoștințe (bază de date) care cuprinde simptomele subiecților umani în cazul expunerii la vibrații, în domeniul frecvențelor joase, până la 20 Hz.

Asemenea situații pot apare în cazul în care persoanele aflate în poziție verticală (în picioare) sau așezat sunt supuse la pulsările care se repetă ale impactului vertical de la berbec (parte componentă a unor mașini-unelte), unelte grele, etc.

Programul *simptome.exe* încearcă, funcție de simptomele provocate de către vibrații subiecților umani, să determine domeniul frecvenței acestora pe baza informațiilor conținute în baza de cunoștințe.[237]

Astfel, pentru baza de cunoștințe folosită s-au luat în considerare seriile de frecvențe pentru care simptomele sunt predominante. Acestea sunt redate în tabelul 3.1.

Tabel 3.1.

Nr.crt.	Simptome	Frecvențe (Hz)
1.	Sentiment general de stinghereală	4-9
2.	Simptome la cap	13-20
3.	Simptome la maxilarul superior	6-8
4.	Influențe asupra vorbirii	13-20
5.	Nod în gât	12-16
6.	Contractia mușchilor	4-9
7.	Dureri ale coșului pieptului	5-7
8.	Dureri ale abdomenului	4-10
9.	Dorința de a urina	10-18
10.	Influența asupra mișcării respiratorii	4-8
11.	Tonus muscular nedorit	13-20

Sistemele expert, numite și sisteme bazate pe cunoștințe (Knowledge Based Systems) sau sisteme bazate pe reguli, se înscriu în domeniul deosebit de complex al inteligenței artificiale. Sistemele expert au avantajul că sunt programe practice care satisfac o nevoie bine precizată și sunt accesibile.

Pentru a determina dacă o problemă poate fi rezolvată de către un sistem expert este utilizat așa-numitul *test telefonic*. Dacă un expert uman ar putea rezolva problema prin telefon, atunci ar putea fi dezvoltat un sistem expert pentru rezolvarea acelei probleme. Pe de altă parte, dacă expertului uman nu i se poate furniza o soluție "rezonabilă" pe baza informațiilor telefonice, atunci probabil că sistemul expert nu va putea fi aplicat în rezolvarea unei astfel de probleme. Testul telefonic asigură practic faptul că expertul uman nu poate obține informații suplimentare despre problemă din alte surse decât linia telefonică.

3.2. Structura programului

Un sistem expert poate fi definit ca fiind un program / pachet de programe care utilizează baza de date, numită bază de cunoștințe (în care sunt stocate informațiile, experiența) în scopul furnizării unor soluții de tip diagnostic. Deci un sistem expert este un produs software care simulează comportarea unui expert uman și își atinge performanțele într-un anumit domeniu.

Toate cunoștințele de inteligență artificială își primesc forța din cunoștințele încorporate în baza de cunoștințe și nu din algoritmi de calcul pe care îi execută.

Scopul sistemului expert este de a reproduce un dialog între calculator și utilizator, în urma căruia, în funcție de răspunsurile date, să fie afișată soluția.

Activitatea de realizare și implementare a unui sistem expert, în special activitatea de transfer de cunoștințe de la expertul uman la program intră în domeniul ingineriei cunoașterii. În consecință, ingineria cunoașterii este disciplina care se ocupă cu modul de organizare, construire și verificare a bazelor de cunoștințe. Domeniul ingineriei cunoașterii este recent și oferă încă multe perspective.

Serviciile de bază asigurate de către un sistem expert sunt: rezolvarea problemei, explicarea interactivă a raționamentului, achiziția de cunoștințe. Deasemenea, un sistem expert, ca de altfel orice produs, trebuie să fie rapid, ușor de întreținut și să fie accesibil, adică să aibă o interfață accesibilă cât mai multor categorii de utilizatori.

Pentru a asigura aceste deziderate, un sistem expert este împărțit în patru module:

- baza de cunoștințe,
- memoria de lucru,
- interfața cu utilizatorul,
- mașina de inferență.

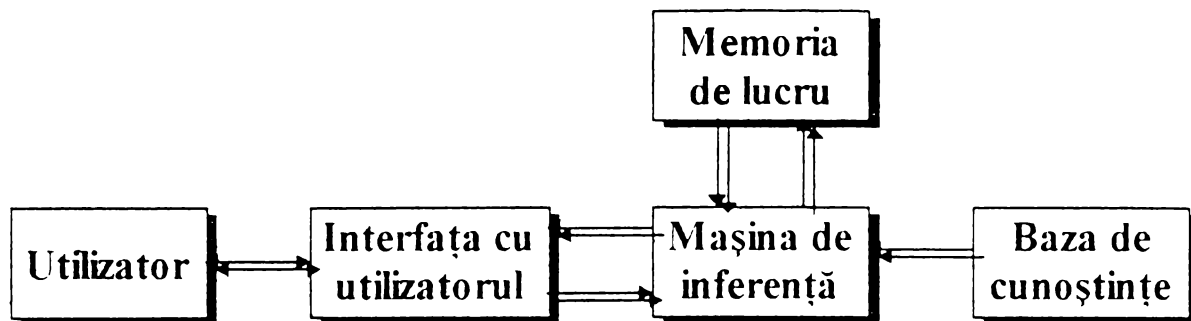


Fig.3.1. Schema bloc care descrie structura unui sistem expert

Baza de cunoștințe este o bază de date care conține informații specifice și reguli legate de un anumit obiect. De obicei informația se reprezintă sub forma unor obiecte și atribute ale lor:

- obiect = concluzia care e definită prin regulile asociate ei;
- atribut = o însușire specifică, însușire care împreună cu regula ei ajută la definirea obiectului.

Această bază de cunoștințe ar putea fi simplificată dacă am folosi o singură regulă, aceea de a avea o anumită proprietate. Deci baza de cunoștințe este structurată astfel:

Tabel 3.2.

OBIECT	POSEDĂ PROPRIETATEA
Domeniul 8-9 Hz	Sentiment general de stinghereală
	Contractia mușchilor
	Dureri ale abdomenului
Domeniul 4-6 Hz	Sentiment general de stinghereală
	Simptome la maxilarul superior
	Contractia mușchilor
	Dureri ale coșului pieptului
	Dureri ale abdomenului
	Influența asupra mișcării respiratorii

Memoria de lucru servește ca o memorie temporară rapidă pentru informațiile specifice problemei care e rezolvată în acel moment.

Interfața cu utilizatorul se folosește la introducerea bazei de cunoștințe și pentru dialogul din timpul unei sesiuni de lucru. Aceasta este realizată folosind mediile de programare Pascal, fișierul *antet.pas* (care prin compilare conduce la *antet.exe*) și C++, fișierul *simptome.cpp* (care prin compilare conduce la *simptome.exe*). Pentru a lansa cele două executabile printr-o singură comandă, am fost creat un fișier de comenzi indirecte, un fișier de tip batch, numit *simptome.bat*. Deci pentru a lansa aplicația SIMPTOvib este suficientă apelarea fișierului *simptome.bat*.

633. 081
369 B

Mașina de inferență, numită și motorul sistemului expert, este cea parte a sistemului expert care încearcă să utilizeze proprietățile specificate de utilizator, în scopul găsirii unui obiect. Este conținută în programul *simptome.exe*, care are ca sursă programul *simptome.cpp*.

Există două categorii mari de mașini de inferență: deterministe, din care face parte sistemul prezentat, și probabilistice.

Mașina de inferență folosește informația furnizată de utilizator pentru a se deplasa într-o bază de cunoștințe, până atinge punctul terminal care este obiectul. Dacă nu-l poate găsi atunci este specificat acest lucru. Atributele care definesc obiectul crează calea care conduce la obiect; satisfacerea tuturor regulilor unui obiect e singura cale care "atinge" obiectul. Deci mașina de inferență pleacă de la o anumită cantitate de informație și apoi încearcă un obiect care corespunde informațiilor.

Pentru a înțelege ce trebuie să poată face o mașina de inferență, se consideră baza de cunoștințe a acestei aplicații, bază care constă din obiecte și atribute ale acestora. La nivelul cel mai primitiv mașina de inferență presupune că obiectul 1 este ținta și încearcă să confirme aceasta întrebând dacă ținta are atributele obiectului 1. În cazul unui răspuns afirmativ, mașina de inferență raportează că obiectul 1 este răspunsul. În cazul răspunsului negativ mașina de inferență trece la obiectul 2 ș.a.m.d., și întreabă despre obiectul respectiv, fie până când mașina de inferență găsește obiectul corespunzător, fie până când nu mai sunt obiecte neverificate încă.

Un asemenea sistem expert este dificil de utilizat, dar și lipsit de valoare în cazul în care baza de cunoștințe ar conține mai multe obiecte. De aceea, mașina de inferență implementată prin programul *simptome.cpp* îndeplinește următoarele condiții:

- sistemul expert nu pune aceeași întrebare de două ori;
- sistemul expert trebuie să elimine imediat și să treacă peste orice obiect care nu are unul sau mai multe dintre atributele necesare sau care are atribute ce au fost deja eliminate;
- sistemul expert, la cerere, este capabil să raporteze din ce motiv urmează un anumit raționament.

Ultima condiție nu este numai o modalitate de a verifica dacă sistemul expert funcționează corect, dar și o metodă de a instrui utilizatorul.

Aplicația **SIMPTOvib** este lansată prin rularea programului *simptome.bat*. În directorul numit *SIMPTOME*, în care se găsește fișierul *simptome.bat*, pentru ca aplicația să fie rulată cu succes mai trebuie să se afle și fișierele: *simptome.dat* (care conține baza de cunoștințe), *simptome.exe* și *antet.exe*. Codul sursă al programelor se găsesc redate în Anexa 3.1, pentru fișierul *antet.pas*, și în Anexa 3.2, pentru fișierul *simptome.cpp*. Se observă faptul că s-au folosit limbajele de programare Borland Pascal și respectiv Borland C++.

Deci după partea de început de prezentare a programului, realizată în Pascal, apare pe ecranul PC-ului meniul principal al aplicației. Pentru început trebuie încărcată baza de cunoștințe în memoria de lucru a calculatorului (în memoria RAM), apelând opțiunea "*L*- Încarcă baza de cunoștințe".

Apoi se poate trece la partea de lucru propriu-zisă, alegându-se opțiunea "* Q * - Diaagnoza". Întrebările puse de program în continuare, referitoare la simptomele provocate de vibrații, sunt extrase din fișierul *simptome.dat*, iar ordinea de extragere este funcție de răspunsurile pe care utilizatorul le-a dat la întrebările anterioare. La întrebările puse de sistemul expert se poate răspunde prin: *Y*(yes, da), *N*(no, nu) sau *W*(why, de ce, pentru unele lămuriri privind justificarea de către sistem a cursului curent al raționamentului urmat).

Există și posibilitatea adăugării de noi informații în baza de cunoștințe sau de creare unei baze noi de cunoștințe. Astfel se poate alege opțiunea "* E * - Introducere date", urmată de alegerea opțiunii "* S * - Salvează datele înscrise prin opțiunea <Introducere date>". Pentru a realiza siguranța bazei de date originală (*simptome.dat*) pentru eventuale adăugiri accidentale a fost pus, în codul sursă ca fișier de date numele *simptom1.dat*. Pentru a face adăugiri la fișierul *simptome.dat* e necesară o mică intervenție în codul sursă *simptome.cpp*, pentru precizarea numelui fișierului de date folosit, în funcția *load()* și / sau *save()*.

În urma rulării programului se va afișa domeniul de frecvențe corespunzător simptomelor precizate de utilizator sau recomandarea politicoasă de a consulta un expert uman pentru lămuriri suplimentare.

În cazul în care căutarea s-a încheiat cu succes, deci a fost găsit domeniul de frecvență corespunzător, există și posibilitatea de a oferi operatorului o prezentare sistematică a simptomelor specifice domeniului găsit

De asemenea în meniul principal mai există încă o opțiune, "* C * - Cuprins și alte detalii", prin alegerea căreia pe ecran este afișat un alt meniu, în care sunt enumerate intervalele de frecvențe luate în considerare și care sunt conținute în baza de cunoștințe. În urma alegerii uneia dintre aceste subopțiuni, sunt afișate simptomele domeniului de frecvențe precizat. Fiecărui interval îi este asociat câte o funcție în program: *simpto0()*, *simpto1()*, ..., *simpto9()*.

Pentru a părăsi aplicația se alege opțiunea "* X * - Ieșire" din meniul principal al aplicației, după care se mulțumește utilizatorului că a folosit acest sistem expert.

În concluzie aplicația "SIMPTOvib" este încorporată într-un director (dosar, folder) *SIMPTOME*, care conține fișierele: *simptome.bat*, *antet.exe*, *simptome.exe* și *simptome.dat*. Fișierele care conțin codul sursă al programelor utilizate sunt: *antet.pas* și *simptome.cpp*, prezentate în anexele 3.1 și 3.2.

Codul sursă al programului de calculator *simptome.bat* este redat în cele ce urmează. Acesta este un fișier executabil și este un fișier de comenzi indirecte care conține apelul celor două programe:

antet.exe

simptome.exe

Ca observație putem preciza faptul că fișierul *simptome.bat*, prin rularea căruia se lansează aplicația, nu e obligatoriu să se găsească în directorul *SIMPTOME*, dar în acest caz trebuie precizate corect căile localizării acestui director (în care se găsesc fișierele executabile *antet.exe* și *simptome.exe*) în conținutul fișierului *simptome.bat*.

3.3. Descrierea programului

În această variantă a bazei de cunoștințe sunt recunoscute 10 domenii de frecvențe: 4-6 Hz, 6-7 Hz, 7-8 Hz, 8-9 Hz, 9-10 Hz, 10-12 Hz, 12-13 Hz, 13-16 Hz, 16-18 Hz și 18-20 Hz, baza de cunoștințe putând fi extinsă de către un expert uman și cu informații referitoare la alte intervale de frecvențe.

Programul este un sistem expert de diagnoză, deci un program care pune întrebări referitoare la domeniul dat, așteptând ca operatorul să răspundă afirmativ sau negativ, în funcție de situația concretă. Întrebările puse se referă la simptomele înregistrate de subiectul uman plasat într-un mediu vibratoriu.

Prezentarea de început a programului arată în felul următor:

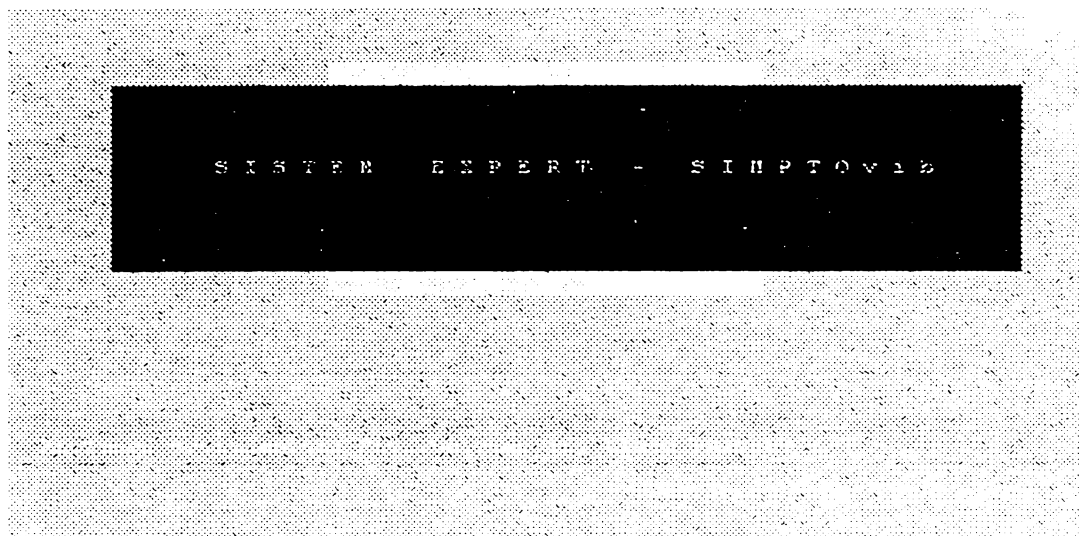


Fig.3.2.

Meniul oferit de program este:

```

M E N I U
-----
* E * .....Introducere date
* Q * .....Diagnoza
* S * .....Salvarea datelor inscrise prin
                optiunea <Introducere date>
* L * .....Incarca baza de cunostinte
* C * .....Cuprins si alte detalii
* X * .....Iesire

```

ALEGE UNUL DIN CAZURILE DE MAI SUS: _

Fig.3.3.

Dacă după afișarea unui posibil răspuns utilizatorul dorește să primească unele informații suplimentare despre un anumit domeniu de frecvențe, atunci dacă alege opțiunea "DA" la întrebarea care i se pune și-n acest caz se afișează un mesaj de tipul celui prezentat în continuare:

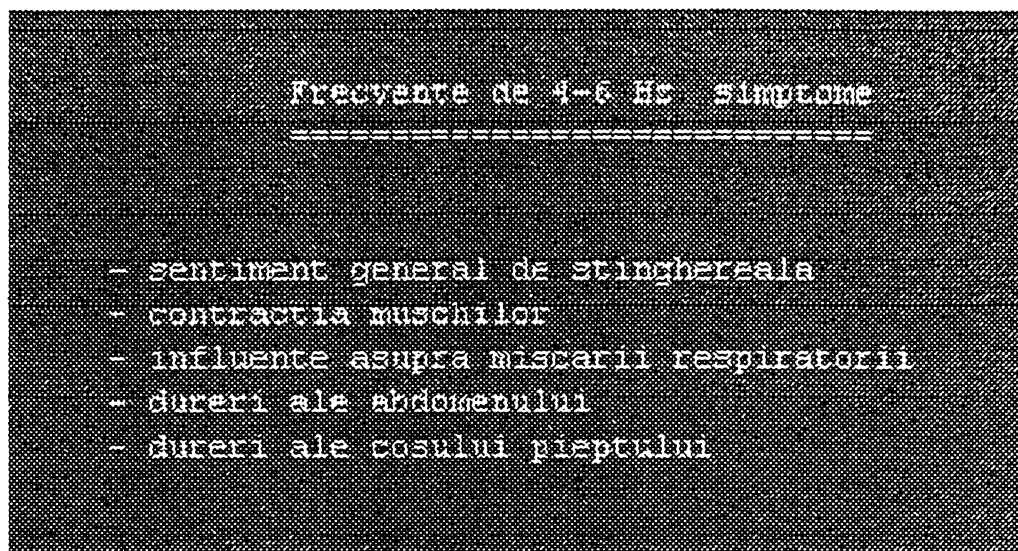


Fig.3.6.

La rularea programului, dacă de exemplu la întrebările 1, 6 și 8 se răspunde cu *da* atunci răspunsul sistemului va fi: *Este vorba de <Domeniul 8-9 Hz>*.

De asemenea dacă se răspunde cu *da* la întrebările 2, 4, și 11, iar la celelalte întrebări care apar se răspunde prin *nu* atunci soluția afișată de către sistemul expert este: *Este vorba de <Domeniul 18-20 Hz>*, ceea ce vrea să spună că în cazul în care un subiect uman care staționează (lucrează) într-un mediu poluat din punct de vedere al vibrațiilor percepe simptomele: *Influențe asupra vorbirii, Simptome la cap, și Tonus muscular nedorit*, atunci frecvența vibrațiilor la care este expus aparține domeniului 18-20 Hz.

Unul dintre avantajele acestui program de tip sistem expert constă în faptul că baza de cunoștințe poate fi foarte mare, funcție bineînțeles de cunoștințele achiziționate de la un expert uman în domeniu. Programul este capabil să găsească soluția (dacă există) dintr-o mulțime mare de date, precizând pe parcursul căutării și interogării operatorului uman și soluția posibilă (presupusă la un moment dat), dacă se cere acest lucru.

De asemenea, o viteză mărită de lucru este asigurată și de faptul că, în urma analizării răspunsurilor la întrebări, mașina de inferență a programului nu mai verifică și soluțiile imposibile, deci pe parcursul căutării soluției finale sunt eliminate soluțiile care au cel puțin o componentă pentru care la întrebarea aferentă ei s-a răspuns deja cu *No*. Acest lucru duce la o micșorare evidentă a volumului de lucru, deci implicit la mărirea vitezei de reacție a programului.

4. MODELAREA ORGANISMULUI UMAN AFLAT ÎN PICIOARE

4.1. CARACTERISTICI ANATOMICE ALE ORGANISMULUI UMAN

Corpul omenesc este format dintr-un schelet osos tare, învelit de către mușchi și de un țesut conjunctiv. Viscerele sunt înglobate în cavitatea abdominală și în interiorul cavității formate de coaste. Elementul structural principal este coloana vertebrală care e ușor curbată și formată din vertebre, elemente cilindrice portante, separate prin discuri fibrocartilaginoase. Craniul este așezat în partea superioară a coloanei vertebrale, fiind menținut de mușchi și de țesuturi conjunctive.

În porțiunea inferioară, mai multe vertebre se contopesc formând osul sacrum care aparține centurii pelviene. De ambele părți ale centurii pelviene, în zona ei inferioară, există câte un locaș emisferic, în care intră capătul superior al femurului, urmând apoi tibia și peroneul care se reazemă pe gleznă și pe oasele labei piciorului.

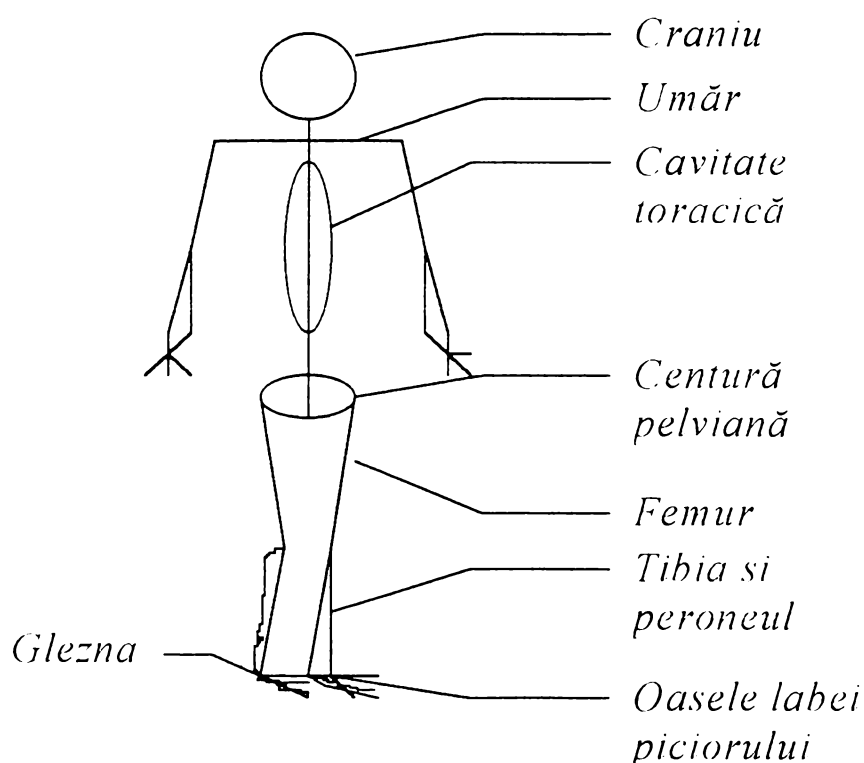


Fig.4.1

Suprafețele articulațiilor șoldului, genunchiului, gleznei și membrilor superioare sunt acoperite cu straturi cartilaginoase. Laba piciorului e formată din mai multe oase care au rolul de a distribui sarcinile aplicate, iar la călcâi e o pernă formată dintr-un țesut conjunctiv rezistent.

Toate articulațiile sunt menținute prin ligamente flexibile, dar relativ inextensibile, formând o rețea încrucișată care permite mișcarea articulațiilor în direcția corespunzătoare fără să fie întinse prea mult. Cavitatea toracică și umărul sunt susținute de mușchi și țesuturi conjunctive.

Forțele verticale pot fi preluate prin comprimarea pernelor (discurilor) de la articulații, prin încovoierea coloanei verticale și uneori apare un moment de rotire al pelvisului, în special la persoanele în vârstă. Micile deviații de poziție pot produce o distribuție asimetrică a forțelor în cazul unei forțe verticale.[75]

Funcțiile principale ale coloanei sunt de:

- 1) susținere,
- 2) mobilitate,
- 3) protecție a elementelor mobile ale canalului rahidian.

Se remarcă faptul că între primele 2 funcții există un antagonism real deoarece obținerea unei rezistențe mari se face, de obicei, în detrimentul mobilității structurii. Elementele care participă sunt aceleași pentru ambele funcții, doar ponderea lor în realizarea rezistenței sau mobilității este diferită. În concluzie, elementele care compun coloana vertebrală sunt strict specializate și aservite unor scopuri la fel de particulare, anume mobilitatea maximă în compromis cu o structură stabilă.

Musculatura corpului este prinsă pe schelet prin tendoane, fiind strânsă într-o rețea de țesuturi conjunctive, formând structura de suport secundară pentru schelet și articulații. Grăsimea și pielea conțin țesuturi conjunctive. La solicitări de compresiune, țesuturile moi se aseamănă din punct de vedere al proprietăților cu apa, iar la forfecare se apropie de comportarea gelurilor mai puțin elastice, cu proprietăți neliniare și cu frecări interne.

Viscerele sunt incluse în cutia toracică și în cavitatea abdominală: plămâni, stomac, ficat, inimă, rinichi, duoden, intestin subțire și gros, vezica urinară. Acestea sunt constituite din țesuturi moi, fiind elemente încapsulate separat. Se pot mișca liber unul în raport cu celălalt și sunt prinse prin membrane și ligamente, fiind susținute în colectiv de către oasele, mușchii și țesuturile conjunctive care le înconjoară.

Rinichii sunt înconjurați de către un țesut adipos și sunt menținuți în partea superioară a cavității abdominale de către un înveliș format din țesut conjunctiv. Stomacul este menținut de către esofag, deplasările sale fiind limitate de diafragmă. Diafragma este un țesut muscular subțire și ușor curbat, care separă cavitatea toracică de cea abdominală. Plămânii sunt formați din mici săculeți de aer fiind menținuți la locul lor de către mai multe elemente de rezemare și de diferența de presiune dintre interior și exterior. Inima este susținută prin ligamente întinse longitudinal în cavitatea toracică de către vasele mari de sânge, diafragma fiind deasemenea un suport important.

Creierul și măduva spinării au o protecție specială. Astfel, măduva spinării este menținută de ligamente puternice și de către o membrană, formând un tub umplut cu lichid, iar creierul e înconjurat de un lichid conținut în spațiul cutiei craniene.

Răspunsul corpului uman la acțiunea vibrațiilor este influențat și de lichidul din corp: 5-6 litri sânge aflat în plămâni, artere, vene și capilare, 0,1...0,15 litri lichid

cefalorahidian care înconjoară creierul și măduva spinării, un lichid interstițial aflat în întregul corp, care scaldă celulele și țesuturile, acesta negăsindu-se concentrat în organism în cantitate mare, și deasemenea lichidul conținut periodic în stomac și intestine. Substanțele gazoase se găsesc în special în sinusurile cutiei craniene, în cavitatea nazală, plămâni, trahee și adesea în stomac și intestine.

Mușchii striati (voluntari) sunt formați din fâșii paralele de celule lungi și subțiri, care pot fi relaxate sau contractate, controlul contracției musculare fiind realizat de către celulele nervoase care acționează asupra unui mic grup de fibre musculare. În consecință, în ansamblu, un mușchi poate avea diferite grade de contracție, comportarea elastică a mușchiului putând varia în limite foarte largi. Mușchii netezi (involuntari) există în special în pereții organelor cavitare: stomac, intestine, vase de sânge și alte organe cu funcții speciale.

Structura oaselor este foarte complexă, fiind adecvată funcției. Oasele, deci sistemul osos, împreună cu articulațiile și mușchii constituie principalele componente ale aparatului locomotor. Acesta e destinat menținerii posturii și deplasării corpului în spațiu, deci are o funcție posturală și chinestezică, într-un cuvânt mecanică. Ea se realizează ca și orice altă funcție a unui sistem viu, prin mecanisme complexe, care îmbracă cele mai felurite aspecte.

Sistemul osos trebuie să confere rezistență corpului și în același timp, să permită efectuarea mișcărilor. El este compus din elemente rigide - oasele, legate între ele prin elemente mobile - articulațiile. Oasele și articulațiile sunt antrenate în mișcare prin contracția mușchilor.

Osul trebuie să reziste unor tensiuni puternice (întindere, compresiune, încovoiere, torsiune) datorate greutății corporale amplificate prin tracțiunea exercitată de mușchi. Osul are la bază un țesut conjunctiv mineralizat, puternic vascularizat, în continuă reînnoire. Osul matur se compune din două tipuri de țesut: osul compact, cu aspect neted, de fildeș, aflat la suprafață, și osul spongios, situat în interior. Formațiunile trabeculare sunt orientate de-a lungul traiectoriilor pe care se exercită tensiunea maximă, unghiurile dintre ele conferă osului rezistența maximă.

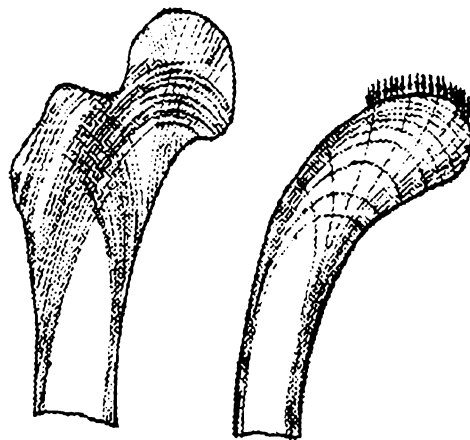


Fig.4.2.a.

Conformația oaselor răspunde și unui alt deziderat și anume obținerea unui raport maxim între rezistență și cantitatea de material.

O reprezentare trabeculară a capătului superior al osului șoldului omului, realizată prin intermediul modelării matematice este prezentată în figura 4.2.b.[15]

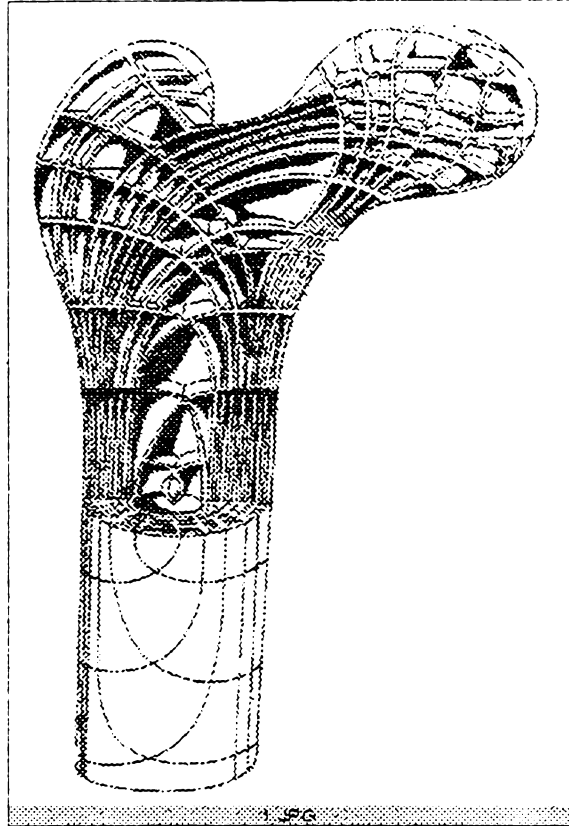


Fig.4.2.b.

Se știe din Rezistența materialelor că, la încovoiere pe fața concavă apar eforturi de compresiune iar pe fața convexă apar eforturi de alungire, de-a lungul axului median efortul fiind nul deoarece lungimea nu se modifică. Situația e prezentată în următoarea figură:

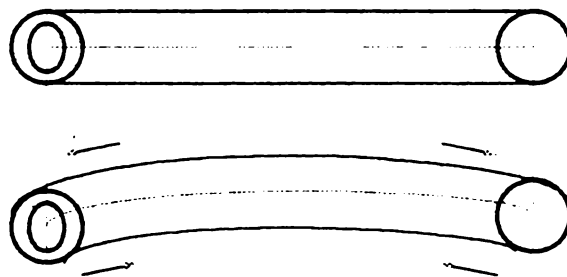


Fig.4.3.

Este exact situația întâlnită la tulpinile unor plante, secară de pildă, dar și în cazul structurii oaselor lungi (de exemplu: femurul) ale scheletului uman. Structura de cilindru gol se dovedește a fi optimală și pentru torsiune și flambaj.

Într-o bară de secțiune constantă, având un punct fix spre una din extremități, supusă încovoierii datorită unei forțe aplicate la cealaltă extremitate, apare un efort ce se

modifică de-a lungul ei, cu un maxim în dreptul punctului fix. Modificând forma și secțiunea barei, se poate obține o egalizare a efortului pe întreaga lungime, obținându-se astfel un corp de egală rezistență. Și acest principiu a fost respectat la construcția oaselor.

Scheletul fiind alcătuit din entități individuale, oasele, acestea trebuie să fie interconectate prin formațiuni specializate, articulațiile. Articulațiile, în majoritatea lor, au și rolul de a permite modificarea poziției relative a segmentelor osoase, cu o cinetică uneori extrem de complicată.

Modelul matematic reprezintă descrierea matematică (prin relații matematice), a funcției sistemului. El stabilește relațiile matematice existente între parametrii din diferite puncte ale sistemului (exemplu: între intrare și ieseire), static (în stări staționare), sau dinamic (în timp). Deasemenea, permite prelucrarea numerică (pe calculator) a funcționării sistemului.

Modelul cibernetic stabilește relațiile funcționale între parametri în diferite puncte ale sistemului, reprezentate prin simboluri logice. El permite analiza logică a funcționării sistemului.

La frecvențe înalte, corpul omenesc supus la vibrații mecanice se comportă ca și cum ar fi format dintr-o mulțime foarte mare de elemente mai mici, interconectate între ele. Sistemul muscular are o mare pondere în stabilirea comportării, a răspunsului corpului la acțiunea vibrațiilor mecanice. Caracterul elastic al mușchiului este conferit de tendoane, de țesutul conjunctiv interfibrilar și, într-o anumită măsură, chiar de miofibrile. În consecință, fibrila se comportă ca un element vâsco-elastic și poate fi reprezentată printr-o combinație paralelă dintre un element vâscos și unul elastic, în serie cu o componentă elastică. Țesutul conjunctiv introduce încă un element elastic în derivație, iar tendonul un element elastic în serie cu întregul sistem. Astfel pentru un mușchi ar putea fi luat în considerare următorul model mecanic (fig.4.4) [85]:

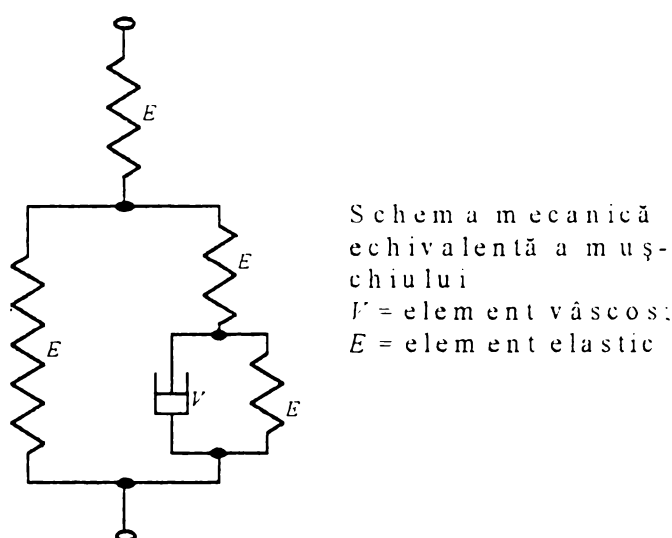


Fig.4.4.

În concluzie, musculatura reprezintă elementul activ care controlează deplasarea structurilor osoase pasive în realizarea posturii, a funcției locomotorii a organismului și a tuturor activităților motrice voluntare sau reflexe.

4.2. DETERMINAREA MODELULUI MATEMATIC ÎN CAZUL FRECVENȚELOR FOARTE MICI

4.2.1 Precizarea modelului matematic

Efectul nociv al vibrațiilor asupra organismului depinde în mod direct de intensitatea acestora, de distanța dintre individ și sursa de vibrații, de poziția corpului, de modul și durata de expunere, de spectrul de frecvență, de direcția de acțiune a vibrațiilor. Acțiunea vibrațiilor asupra organismului uman este condiționată de cei doi parametri de bază ai oscilațiilor mecanice: amplitudinea și frecvența. Efectele cele mai intense le au vibrațiile de frecvență apropiată vibrațiilor proprii ale organismului uman. Frecvențele de rezonanță pentru întregul organism sunt cuprinse între 6 și 15 Hz.

Propagarea prin corp a vibrațiilor este amortizată sau dimpotrivă, favorizată de către anumiți factori morfofuncționali. Astfel, articulațiile membrelor amortizează în mare măsură vibrațiile cu frecvența mai mică de 40 Hz, în timp ce încordarea mușchilor sau poziția rigidă a organismului favorizează propagarea vibrațiilor în țesuturi, în special în țesutul osos și-n cel muscular.

Corpul omenesc poate fi considerat un sistem biomecanic complex, format din segmente diferite ca masă, cu multiple legături între ele, segmente ce răspund cu amplitudini variabile la aceeași frecvență a vibrației. Organismul uman, supus acțiunii vibrațiilor, amplifică sau amortizează vibrațiile conform legilor mecanicii vibrațiilor, ca orice sistem elastic. Deci la frecvențe sub 100 kHz, corpul omenesc se poate considera ca fiind un sistem mecanic cu parametri concentrați. Fenomenele de rezonanță apar datorită interacțiunii maselor de țesuturi cu structurile pur elastice.

Se constată astfel că în cazul frecvențelor joase, modelele mecanice simple sunt de obicei suficiente pentru descrierea și înțelegerea caracteristicilor principale ale răspunsului corpului omenesc la diferite perturbații mecanice exterioare. Dificultatea de bază constă în stabilirea valorilor numerice ale parametrilor modelului, acestea depinzând de modul de excitație, de tipul și poziția corpului omenesc supus încercărilor, tonusul muscular, deci de o multitudine de factori.

La frecvențe înalte, de peste 100 kHz, corpul uman se comportă ca un sistem complex, cu parametri distribuiți, modul de propagare al undelor transversale, longitudinale și de suprafață fiind influențat în mare măsură de configurația geometrică și de forma suprafețelor de separație.[134]

S-a constatat deasemenea că, la frecvențe foarte mici, de câțiva Hz, corpul omenesc se comportă ca o masă unitară, deci corpul luat în ansamblu se comportă ca un sistem simplu masă – arc, eventual se mai ia în considerare și un element de amortizare vâscoasă.

Asupra elementelor componente ale modelului mecanic acționează mai multe tipuri de forțe:

■ forța elastică: $F_e = -k\xi$, unde k reprezintă constanta elastică, iar ξ elongația;

■ forțe de rezistență de amortizare:

- forțe de frecare uscată:

$$F_{fr} = -(\text{sgn}\dot{\xi}) \cdot R, \text{ unde } R = \text{forță constantă},$$

$$\text{sgn } \dot{y} = \begin{cases} 1 & \text{pentru } \dot{y} \geq 0 \\ -1 & \text{pentru } \dot{y} < 0 \end{cases}$$

- forțe de amortizare vâscoasă:

$$F_v = -c\dot{y}, \text{ unde } c = \text{coeficient de amortizare}$$

■ forțe perturbatoare $F(t)$

de exemplu: $F(t) = F_0 \cdot \sin(\omega t + \varphi)$, cu

$$\omega = \text{pulsatia [rad/s]}; \quad \omega = 2 \cdot \pi \cdot f$$

$$f = \text{frecvența vibrațiilor [Hz]};$$

$$\varphi = \text{defazajul [rad]}.$$

În situația existenței forțelor perturbatoare, deci dacă $F(t) \neq 0$, vibrațiile rezultante ale sistemului sunt vibrații forțate.

Dacă vom considera un singur corp de masă m , deci cazul frecvențelor foarte mici, se obține reprezentarea din următoarea figură:

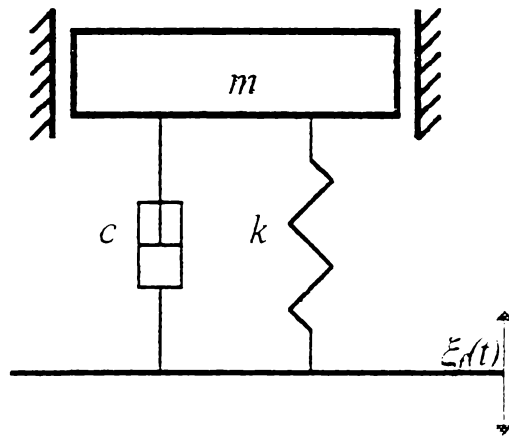


Fig.4.5.

Corpul execută vibrații de translație, iar ecuația diferențială a mișcării este:

$$m \ddot{\xi} = F_{el} + F_v + mg + F(t),$$

unde: mg – greutatea, g este accelerația gravitațională, $g=9,81 \text{ m/s}^2$; ξ este legea de variație a mișcării platformei, iar $F(t)$ – forța perturbatoare.

Se obține astfel:

$$m \ddot{\xi} = -k\xi - c\dot{\xi} - (\text{sgn}\dot{\xi})R + mg + F(t)$$

și deoarece $\text{sgn}\dot{\xi} = Ct$, vibrațiile sistemului studiat sunt liniare.

Deasemenea se știe că în condițiile de echilibru static se poate scrie:

$$k \xi_{st} = mg,$$

rezultând deformația statică:

$$\xi_{st} = \frac{mg}{k}$$

Notând:

$$\xi = \xi_{st} + z$$

se obține:

$$\xi = \frac{mg}{k} + y$$

Prin urmare din ecuația:

$$m \ddot{\xi} + c \dot{\xi} + k \xi = -(\text{sgn } \dot{\xi})R + mg + F(t)$$

rezultă:

$$m \ddot{y} + c \dot{y} + ky = -(\text{sgn } \dot{y})R + F(t)$$

Neglijând frecarea uscată și considerând originea coordonatei în poziția de echilibru static, rezultă următoarea ecuație:

$$m \ddot{y} + c \dot{y} + ky = F(t) .$$

Pentru determinarea modelului matematic mai întâi trebuie să fie specificate mărimile de intrare și cele de ieșire. Astfel, mărimea de intrare este notată:

$$u(t) = F(t) ,$$

iar mărimea de ieșire se consideră $y(t)$.

Ecuația diferențială care descrie mișcarea sistemului devine:

$$m \ddot{y}(t) + c \dot{y}(t) + ky(t) = u(t) ,$$

unde: $\dot{y}(t) = \frac{dy}{dt}$, iar $\ddot{y}(t) = \frac{d^2y}{dt^2}$

Trecând această ecuație în domeniul operațional, se obține:

$$m s^2 y(s) + c s y(s) + k y(s) = u(s) ,$$

rezultând:

$$(m s^2 + c s + k) \cdot y(s) = u(s) .$$

Deci funcția de transfer este:

$$H(s) = \frac{y(s)}{u(s)} = \frac{1}{ms^2 + cs + k} . \quad (4.1)$$

Pentru a obține MM-ISI (modelul matematic intrare-stare-ieșire), trebuie alese în continuare și mărimile de stare. Pentru acest caz:

$$x_1 = \frac{dy}{dt} , \text{ iar } x_2 = y$$

Împărțind ecuația de bază cu m , conform notațiilor se obține:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = -\frac{c}{m}x_1 - \frac{k}{m}x_2 + \frac{1}{m}u \\ \dot{x}_2 = x_1 \\ y = x_2 \end{cases}$$

care este MM-ISI al sistemului aferent considerat.

Deci MM-ISI scris sub formă matriceală va fi:

$$\begin{cases} \dot{\underline{x}} = \begin{bmatrix} -\frac{c}{m} & -\frac{k}{m} \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \cdot \underline{x} + \begin{bmatrix} \frac{1}{m} \\ 0 \end{bmatrix} \cdot \underline{u} \\ y = [0 \quad 1] \cdot \underline{x} \end{cases} \quad (4.2)$$

Dacă se fac notațiile următoare:

$$\underline{A} = \begin{bmatrix} -\frac{c}{m} & -\frac{k}{m} \\ 1 & 0 \end{bmatrix} ; \quad \underline{b}_u = \begin{bmatrix} \frac{1}{m} \\ 0 \end{bmatrix} \quad \text{și} \quad \underline{C} = [0 \quad 1]$$

atunci MM-ISI devine:

$$\text{sau: } \begin{cases} \dot{\underline{x}} = \underline{A} \cdot \underline{x} + \underline{b}_u \cdot u \\ y = \underline{C} \cdot \underline{x} \end{cases} \quad (4.2)'$$

$$\text{cu } \underline{x} = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} \quad \text{și} \quad \dot{\underline{x}} = \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix}$$

4.3. DETERMINAREA MODELULUI MATEMATIC ÎN CAZUL FRECVENȚELOR JOASE

4.3.1. Determinarea ecuațiilor primare

Organismul uman, supus acțiunii vibrațiilor, le amplifică sau le amortizează, conform legilor mecanicii vibrațiilor, ca orice sistem elastic.

Complexitatea structurii, descrierea anatomică și modelul matematic al corpului omenesc reprezintă câțiva factori care au impus necesitatea unor simplificări în reprezentarea corpului omenesc. O variantă este arată în următoarea fig.4.6.[215][28]

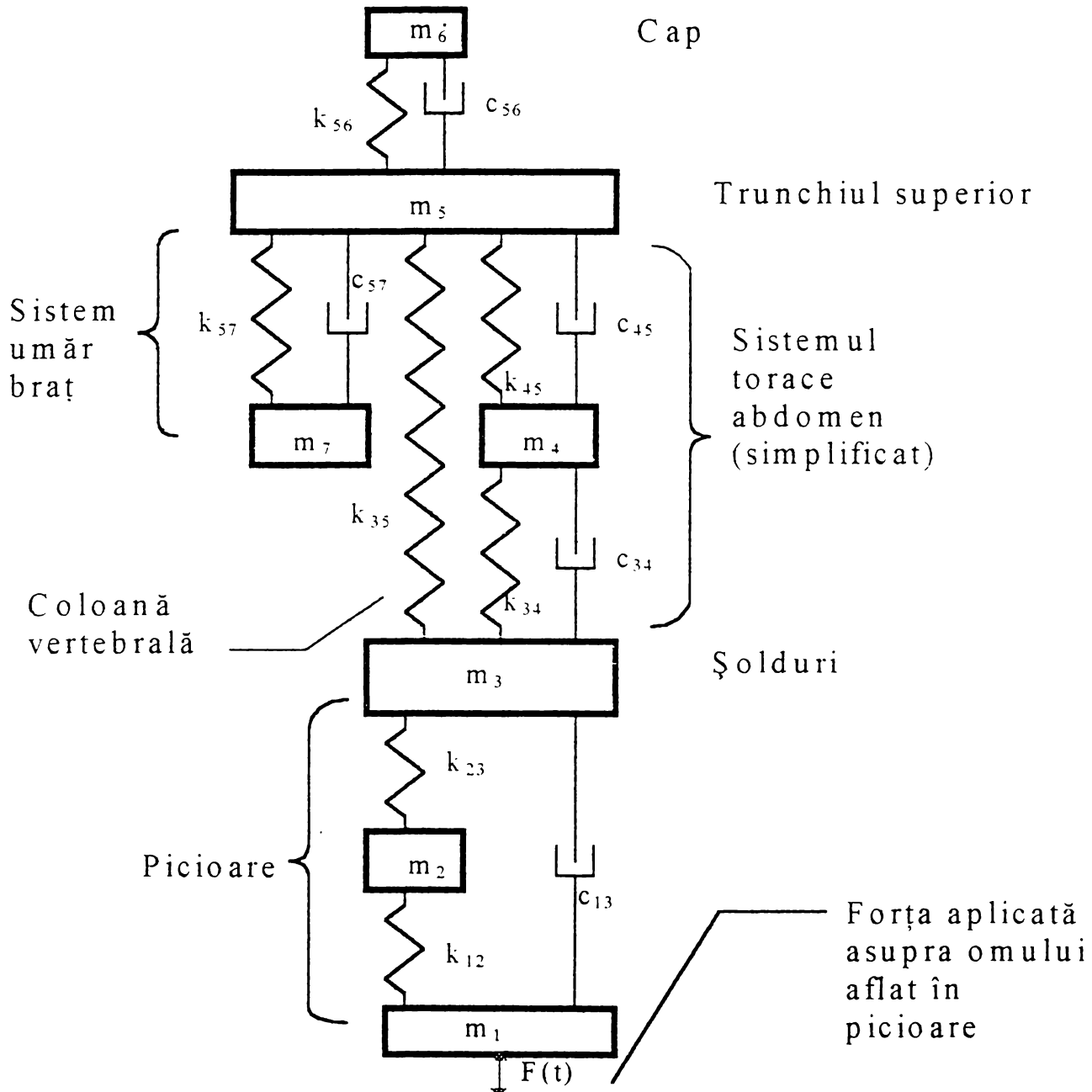


Fig.4.6. Model mecanic simplificat reprezentând corpul omenesc aflat în picioare pe o platformă care vibrează în direcție verticală

Pentru ca să poată fi obținut modelul matematic MM-ISI (modelul matematic intrare-stare-ieșire) corespunzător modelului mecanic reprezentat în Fig.4.5, pentru început scriem ecuațiile de echilibru pentru fiecare din cele 7 mase componente ale modelului mecanic ($m_1, m_2, m_3, m_4, m_5, m_6, m_7$).[242] Forța perturbatoare o considerăm a fi aplicată asupra platformei pe care stă omul în poziția în picioare. Pentru aceasta se analizează fiecare dintre cele 7 mase în mod separat separat, obținându-se astfel pentru masa m_1 :

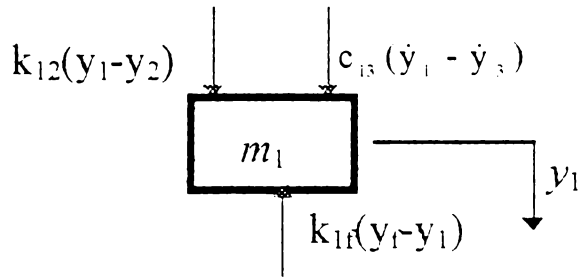


Fig. 4.7.

$$m_1 \ddot{y}_1 + c_{13}(\dot{y}_1 - \dot{y}_3) + k_{12}(y_1 - y_2) = k_{1f}(y_f - y_1)$$

Pentru masa m_2 :

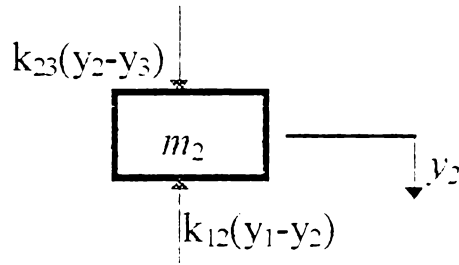


Fig. 4.8.

$$m_2 \ddot{y}_2 + k_{23}(y_2 - y_3) - k_{12}(y_1 - y_2) = 0$$

Considerând forțele de legătură care acționează asupra masei m_3 rezultă:

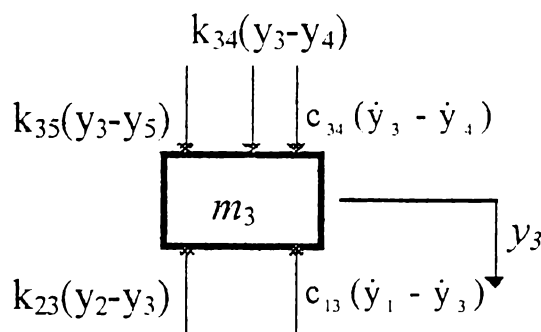


Fig. 4.9.

$$m_3 \ddot{y}_3 + c_{34}(\dot{y}_3 - \dot{y}_4) + k_{35}(y_3 - y_5) + k_{34}(y_3 - y_4) - k_{23}(y_2 - y_3) - c_{13}(\dot{y}_1 - \dot{y}_3) = 0$$

Pentru masa m_4 :

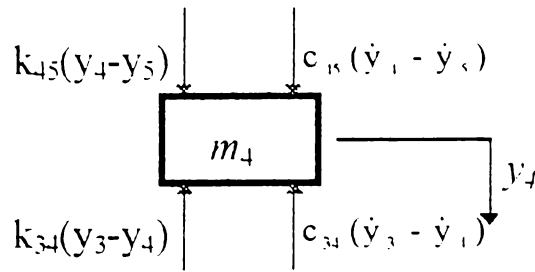


Fig. 4.10.

$$m_4 \ddot{y}_4 + c_{45}(\dot{y}_4 - \dot{y}_5) + k_{45}(y_4 - y_5) - k_{34}(y_3 - y_4) - c_{34}(\dot{y}_3 - \dot{y}_4) = 0$$

În cazul masei m_5 :

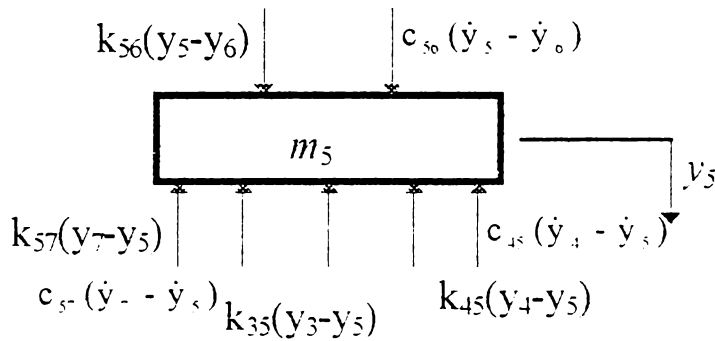


Fig. 4.11.

$$m_5 \ddot{y}_5 + c_{56}(\dot{y}_5 - \dot{y}_6) + k_{56}(y_5 - y_6) - k_{57}(y_7 - y_5) - c_{57}(\dot{y}_7 - \dot{y}_5) - k_{35}(y_3 - y_5) - k_{45}(y_4 - y_5) - c_{45}(\dot{y}_4 - \dot{y}_5) = 0$$

Pentru masa notată prin m_6 :

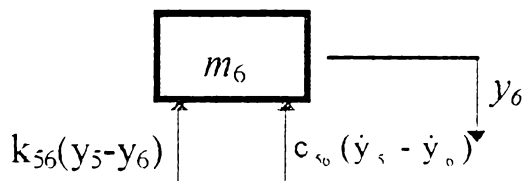


Fig. 4.12

$$m_6 \ddot{y}_6 + c_{56}(\dot{y}_5 - \dot{y}_6) + k_{56}(y_5 - y_6) = 0$$

Masa m_7 presupune:

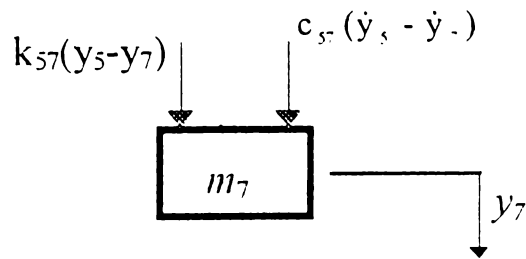


Fig. 4.13.

$$m_7 \ddot{y}_7 + c_{57}(\dot{y}_7 - \dot{y}_5) + k_{57}(y_7 - y_5) = 0$$

Astfel, pentru modelul mecanic din fig.4.6 obținem următorul sistem de ecuații diferențiale primare [242]:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 \ddot{y}_1 + c_{13} \dot{y}_1 - c_{13} \dot{y}_3 + (k_{12} + k_{1f}) y_1 - k_{12} y_2 = k_{1f} y_f \\ m_2 \ddot{y}_2 + k_{23} (y_2 - y_3) - k_{12} (y_1 - y_2) = 0 \\ m_3 \ddot{y}_3 - c_{13} \dot{y}_1 + (c_{13} + c_{34}) \dot{y}_3 - c_{34} \dot{y}_4 - k_{23} y_2 + (k_{23} + k_{34} + k_{35}) y_3 - \\ \quad - k_{34} y_4 - k_{35} y_5 = 0 \\ m_4 \ddot{y}_4 - c_{34} \dot{y}_3 + (c_{34} + c_{45}) \dot{y}_4 - c_{45} \dot{y}_5 - k_{34} y_3 + (k_{34} + k_{45}) y_4 - k_{45} y_5 = 0 \\ m_5 \ddot{y}_5 - c_{45} \dot{y}_4 + (c_{45} + c_{56} + c_{57}) \dot{y}_5 - c_{56} \dot{y}_6 - c_{57} \dot{y}_7 - k_{35} y_3 - k_{45} y_4 + \\ \quad + (k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57}) y_5 - k_{56} y_6 - k_{57} y_7 = 0 \\ m_6 \ddot{y}_6 - c_{56} \dot{y}_5 + c_{56} \dot{y}_6 - k_{56} y_5 + k_{56} y_6 = 0 \\ m_7 \ddot{y}_7 - c_{57} \dot{y}_5 + c_{57} \dot{y}_7 - k_{57} y_5 + k_{57} y_7 = 0 \end{array} \right. \quad (4.3)$$

unde: $\dot{y}_i = \frac{dy_i}{dt}$ și $\ddot{y}_i = \frac{d^2 y_i}{dt^2}$ cu $i = 1 \dots 7$

Scris sub formă matriceală, acest sistem de ecuații diferențiale devine:

$$[A] \cdot \{\ddot{y}\} + [C] \cdot \{\dot{y}\} + [K] \cdot \{y\} = \{F\}, \quad (4.4)$$

unde:

$$\begin{aligned}
 \{F\} &= \begin{Bmatrix} k_{1j} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} ; \\
 \{V\} &= \begin{Bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \\ \dot{y}_3 \\ \dot{y}_4 \\ \dot{y}_5 \\ \dot{y}_6 \\ \dot{y}_7 \end{Bmatrix} ; \\
 [K] &= \begin{bmatrix} k_{12} + k_{1j} & -k_{12} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_{12} & k_{12} + k_{23} & -k_{23} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_{12} & k_{12} + k_{23} & -k_{23} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_{23} & k_{23} + k_{34} + k_{35} & -k_{34} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_{23} & k_{23} + k_{34} + k_{35} & -k_{34} & -k_{35} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_{34} & k_{34} + k_{45} & -k_{45} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_{35} & -k_{45} & -k_{45} & -k_{56} & -k_{57} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{56} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{57} & k_{57} \end{bmatrix} \\
 [C] &= \begin{bmatrix} c_{13} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_{13} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} ; \\
 [A] &= \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_4 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_7 \end{bmatrix} ; \\
 \{V\} &= \begin{Bmatrix} \ddot{y}_1 \\ \ddot{y}_2 \\ \ddot{y}_3 \\ \ddot{y}_4 \\ \ddot{y}_5 \\ \ddot{y}_6 \\ \ddot{y}_7 \end{Bmatrix} ;
 \end{aligned}$$

$[A]$ = matricea de inerție, $[C]$ = matricea de amortizare, $[K]$ = matricea de rigiditate, $\{y\}$ = vectorul deplasărilor, $\{\dot{y}\}$ = vectorul vitezelor, $\{\ddot{y}\}$ = vectorul accelerațiilor, $\{F\}$ = vectorul forțelor perturbatoare.

Pentru a stabili MM-ISI aferent modelului mecanic din fig.4.5, mai întâi transformăm sistemul (4.3) astfel:

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{y}_1 = \frac{1}{m_1} [k_{11}y_1 - c_{13}\dot{y}_1 + c_{13}\dot{y}_3 - (k_{12} + k_{11})y_1 + k_{12}y_2] \\ \ddot{y}_2 = \frac{1}{m_2} [k_{12}y_1 - (k_{12} + k_{23})y_2 + k_{23}y_3] \\ \ddot{y}_3 = \frac{1}{m_3} [c_{13}\dot{y}_1 - (c_{13} + c_{34})\dot{y}_3 + c_{34}\dot{y}_4 + k_{23}y_2 - (k_{23} + k_{34} + k_{35})y_3 + \\ + k_{34}y_4 + k_{35}y_5] \\ \ddot{y}_4 = \frac{1}{m_4} [c_{34}\dot{y}_3 - (c_{34} + c_{45})\dot{y}_4 + c_{45}\dot{y}_5 + k_{34}y_3 - (k_{34} + k_{45})y_4 + k_{45}y_5] \\ \ddot{y}_5 = \frac{1}{m_5} [c_{45}\dot{y}_4 - (c_{45} + c_{56} + c_{57})\dot{y}_5 + c_{56}\dot{y}_6 + c_{57}\dot{y}_7 + k_{35}y_3 + k_{45}y_4 - \\ - (k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57})y_5 + k_{56}y_6 + k_{57}y_7] \\ \ddot{y}_6 = \frac{1}{m_6} [c_{56}\dot{y}_5 - c_{56}\dot{y}_6 + k_{56}y_5 - k_{56}y_6] \\ \ddot{y}_7 = \frac{1}{m_7} [c_{57}\dot{y}_5 - c_{57}\dot{y}_7 + k_{57}y_5 - k_{57}y_7] \end{array} \right. \quad (4.5)$$

4.3.2. Stabilirea modelului de stare

Pentru stabilirea MM-ISI aferent modelului mecanic din Fig.4.5, se alege ca mărime de intrare : $u(t) = z_f(t)$, ca mărimi de ieșire: $y_1(t)$, $y_2(t)$, $y_3(t)$, $y_4(t)$, $y_5(t)$, $y_6(t)$ și $y_7(t)$, iar ca mărimi de stare:

$$\begin{aligned} x_1 &= y_1, \quad x_3 = y_2, \quad x_5 = y_3, \quad x_7 = y_4, \quad x_9 = y_5, \quad x_{11} = y_6, \quad x_{13} = y_7 \\ x_2 &= \frac{dy_1}{dt}, \quad x_4 = \frac{dy_2}{dt}, \quad x_6 = \frac{dy_3}{dt}, \quad x_8 = \frac{dy_4}{dt}, \quad x_{10} = \frac{dy_5}{dt}, \quad x_{12} = \frac{dy_6}{dt}, \\ x_{14} &= \frac{dy_7}{dt}. \end{aligned}$$

Ținând cont de ecuațiile obținute anterior și de notațiile de mai sus, se obțin chiar ecuațiile MM-ISI ale sistemului (format din 14 ecuații de stare și 7 ecuații de ieșire). Ecuațiile de stare aferente sunt:

$$\begin{cases}
 \dot{x}_1(t) = x_2(t) \\
 \dot{x}_2(t) = -\frac{k_{12} + k_{1f}}{m_1} x_1(t) - \frac{c_{13}}{m_1} x_2(t) + \frac{k_{12}}{m_1} x_3(t) + \frac{c_{13}}{m_1} x_4(t) + \frac{1}{m_1} u(t) \\
 \dot{x}_3(t) = x_4(t) \\
 \dot{x}_4(t) = \frac{k_{12}}{m_2} x_1(t) - \frac{(k_{12} + k_{23})}{m_2} x_3(t) + \frac{k_{23}}{m_2} x_5(t) \\
 \dot{x}_5(t) = x_6(t) \\
 \dot{x}_6(t) = \frac{c_{13}}{m_3} x_2(t) + \frac{k_{23}}{m_3} x_3(t) - \frac{(k_{23} + k_{34} + k_{35})}{m_3} x_5(t) - \frac{(c_{13} + c_{34})}{m_3} x_6(t) + \frac{k_{34}}{m_3} x_7(t) + \\
 + \frac{c_{34}}{m_3} x_8(t) + \frac{k_{35}}{m_3} x_9(t) \\
 \dot{x}_7(t) = x_8(t) \\
 \dot{x}_8(t) = \frac{k_{34}}{m_4} x_5(t) + \frac{c_{34}}{m_4} x_6(t) - \frac{(k_{34} + k_{45})}{m_4} x_7(t) - \frac{(c_{34} + c_{45})}{m_4} x_8(t) + \frac{k_{45}}{m_4} x_9(t) + \frac{c_{45}}{m_4} x_{10}(t) \\
 \dot{x}_9(t) = x_{10}(t) \\
 \dot{x}_{10}(t) = \frac{k_{35}}{m_5} x_5(t) + \frac{k_{45}}{m_5} x_7(t) + \frac{c_{45}}{m_5} x_8(t) - \frac{(k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57})}{m_5} x_9(t) + \\
 - \frac{(c_{45} + c_{56} + c_{57})}{m_5} x_{10}(t) + \frac{k_{56}}{m_5} x_{11}(t) + \frac{c_{56}}{m_5} x_{12}(t) + \frac{k_{57}}{m_5} x_{13}(t) + \frac{c_{57}}{m_5} x_{14}(t) \\
 \dot{x}_{11}(t) = x_{12}(t) \\
 \dot{x}_{12}(t) = \frac{k_{56}}{m_6} x_6(t) + \frac{c_{56}}{m_6} x_{10}(t) - \frac{k_{56}}{m_6} x_{11}(t) - \frac{c_{56}}{m_6} x_{12}(t) \\
 \dot{x}_{13}(t) = x_{14}(t) \\
 \dot{x}_{14}(t) = \frac{k_{57}}{m_7} x_9(t) + \frac{c_{57}}{m_7} x_{10}(t) - \frac{k_{57}}{m_7} x_{13}(t) - \frac{c_{57}}{m_7} x_{14}(t)
 \end{cases} \quad (4.6)$$

iar ecuațiile de ieșire sunt:

$$\begin{aligned}
 y_1 &= x_1(t), & y_2 &= x_3(t), & y_3 &= x_5(t), & y_4 &= x_7(t), \\
 y_5 &= x_9(t), & y_6 &= x_{11}(t) & \text{și} & y_7 &= x_{13}(t).
 \end{aligned}$$

Dacă se dorește să se scrie MM-ISI sub formă matriceală, se obține:

$$\begin{cases}
 \dot{\underline{x}} = \underline{A} \cdot \underline{x} + \underline{b}_u \cdot u \\
 \underline{y} = \underline{C} \cdot \underline{x}
 \end{cases} \quad (4.7)$$

unde:

$$\underline{x}^T = \{x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5 \ x_6 \ x_7 \ x_8 \ x_9 \ x_{10} \ x_{11} \ x_{12} \ x_{13} \ x_{14}\} \text{ este vectorul de}$$

stare,

$$u^T = \{k_{1j} x_j \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0\}$$
 este vectorul

mărimilor de intrare,

$$h_u^T = \left\{ \frac{1}{m_1} \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \right\},$$

$$C = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

\underline{A} este matricea de stare a sistemului,

4.3.3. Stabilirea matricei de transfer

Pentru a determina matricea de transfer aferentă modelului mecanic din Fig.4.5 se pornește de la ecuațiile (4.3), se ține cont de ecuațiile (4.6), iar asupra mărimilor care apar în cadrul acestora se aplică transformata lui Laplace. Rezultă astfel următorul sistem de ecuații algebrice:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 s^2 y_1(s) = k_{1f} v_f(s) - c_{13} s y_1(s) + c_{13} s y_3(s) - (k_{12} + k_{1f}) y_1(s) + k_{12} y_2(s) \\ m_2 s^2 y_2(s) = k_{12} y_1(s) - (k_{12} + k_{23}) y_2(s) + k_{23} y_3(s) \\ m_3 s^2 y_3(s) = c_{13} s y_1(s) - (c_{13} + c_{34}) s y_3(s) + c_{34} s y_4(s) + k_{23} y_2(s) - \\ \quad - (k_{23} + k_{34} + k_{35}) y_3(s) + k_{34} y_4(s) + k_{35} y_5(s) \\ m_4 s^2 y_4(s) = c_{34} s y_3(s) - (c_{34} + c_{45}) s y_4(s) + c_{45} s y_1(s) + k_{34} y_3(s) - (k_{34} + k_{45}) y_4(s) \\ \quad + k_{45} y_5(s) \\ m_5 s^2 y_5(s) = c_{45} s y_4(s) - (c_{45} + c_{56} + c_{57}) s y_5(s) + c_{56} s y_6(s) + c_{57} s y_7(s) + \\ \quad + k_{35} y_3(s) + k_{45} y_4(s) - (k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57}) y_5(s) + k_{56} y_6(s) + k_{57} y_7(s) \\ m_6 s^2 y_6(s) = c_{56} s y_5(s) - c_{56} s y_6(s) + k_{56} y_5(s) - k_{56} y_6(s) \\ m_7 s^2 y_7(s) = c_{57} s y_5(s) - c_{57} s y_7(s) + k_{57} y_5(s) - k_{57} y_7(s) \end{array} \right. \quad (4.8)$$

Întrucât s-a considerat că modelul mecanic studiat are o mărime de intrare și 7 mărimi de ieșire, funcția de transfer $H(s)$ va fi o matrice coloană (un vector) cu 7 linii și o coloană:

$$H(s) = \begin{Bmatrix} H_1(s) \\ H_2(s) \\ H_3(s) \\ H_4(s) \\ H_5(s) \\ H_6(s) \\ H_7(s) \end{Bmatrix} \quad (4.9)$$

unde :

$$H_i(s) = \frac{y_i(s)}{u(s)} \quad ; \text{ cu } i=1..7 .$$

Acestea se pot obține prin calcule pornind de la sistemul de ecuații diferențiale (4.8), împărțind fiecare din ecuațiile sistemului cu $u(s)$ și ținând cont de relația (4.9).

4.3.4. Analiza stabilității sistemului

Stabilitatea sistemelor reprezintă o condiție fundamentală pe care acestea trebuie să o îndeplinească pentru a fi controlabile. Se spune despre un sistem că este stabil dacă răspunde la variații finite ale mărimilor de intrare cu variații finite ale mărimilor de stare și de ieșire revenind într-o stare staționară după dispariția cauzelor care au determinat modificarea stării respective.[65]

Pentru fiecare ieșire în parte (deplasările corespunzătoare maselor componente), este necesar să se verifice dacă polii funcțiilor de transfer $H_1(s)$, $H_2(s)$, ..., $H_7(s)$, aparțin semiplanului complex stâng. Prin programul de simulare *kc46.m* se verifică acest lucru afișându-se în final pe ecran dacă sistemul este stabil sau instabil pentru fiecare dintre masele componente ale modelului în parte.

Analiza stabilității globale a modelului mecanic poate fi făcută folosind criteriul lui Hurwitz, deoarece este vorba despre un STC (sistem în timp continuu). Astfel se pornește de la sistemul liniar având polinomul caracteristic:

$$\mu(s) = a_n s^n + a_{n-1} s^{n-1} + \dots + a_1 s + a_0 \quad (4.10)$$

cu

$$a_n > 0 \quad \text{și} \quad a_i \in \mathfrak{R}, \quad i = \overline{1, n},$$

polinom care poate fi determinat din MM-ISI al sistemului cu relația:

$$\mu(s) = \det(s \cdot \underline{I} - \underline{A}) \quad (4.11)$$

Pentru sistemele de ordin superior ($n \geq 3$) aprecierea stabilității acestora pe baza teoremei fundamentale a stabilității devine anevoioasă datorită faptului că este dificilă determinarea rădăcinilor unei ecuații caracteristice de ordin mai mare de 2. Din acest motiv studiul stabilității unor astfel de sisteme se face utilizând diverse criterii de analiză a stabilității. Unul dintre criteriile de apreciere a stabilității sistemelor liniare este criteriul Hurwitz.

Se construiește determinantul de ordinul n :

$$h_n = \begin{vmatrix} a_{n-1} & a_{n-3} & a_{n-5} & 0 \\ a_n & a_{n-2} & a_{n-4} & 0 \\ 0 & a_{n-1} & a_{n-3} & 0 \\ \vdots & & & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & a_0 \end{vmatrix} \quad (4.12)$$

numit determinantul Hurwitz.

Minorii principali ai acestuia sunt:

$$h_1 = |a_{n-1}| = a_{n-1} \quad ;$$

$$h_2 = \begin{vmatrix} a_{n-1} & a_{n-3} \\ a_n & a_{n-2} \end{vmatrix} \quad ;$$

$$h_3 = \begin{vmatrix} a_{n-1} & a_{n-3} & a_{n-5} \\ a_n & a_{n-2} & a_{n-4} \\ 0 & a_{n-1} & a_{n-3} \end{vmatrix} ;$$

Conform criteriului lui Hurwitz sistemul este intern asimptotic stabil dacă și numai dacă:

- a) $a_i > 0, \quad i=1..n$,
- b) $h_j > 0, \quad j=1..n$

Revenind la Teorema fundamentală a stabilității, aceasta fixează condițiile necesare și suficiente pentru ca un sistem să fie stabil: un sistem liniar (caracterizat prin MM-ISI sau f.d.t.) este stabil dacă și numai dacă rădăcinile ecuației caracteristice sunt situate în semiplanul stâng al planului complex “s” (fig.4.14) pentru sistemele continue.

Având dată matricea A, folosind mediul de programare MathLab, poate fi determinat polinomul caracteristic $\mu(s)$ cu comanda:

$$p = \text{poly}(A)$$

iar rădăcinile acestuia cu:

$$r = \text{roots}(P).$$

Drept observație se poate menționa faptul că polinoamele se introduc sub forma unor vectori cu coeficienți ordonați în ordinea descrescătoare a puterii.

Prin determinarea rădăcinilor polinomului caracteristic se poate stabili dacă sistemul studiat este stabil sau nu, aplicând în mod direct Teorema fundamentală a stabilității, care spune că pentru un sistem liniar:

$$x' = \underline{A} \cdot x + \underline{B} \cdot u,$$

sistemul este intern asimptotic stabil dacă spectrul matricei A, notat $\sigma(A)$, este inclus în C^s , adică:

$$\sigma(A) \subset C^s. \tag{4.13}$$

Sistemul este stabil în sens Liapunov dacă:

$$\sigma(A) \subset C^s \cup C^0, \tag{4.14}$$

având pe C^0 valori proprii simple, și este instabil dacă:

$$\sigma(A) \cap C^0 \neq \Phi. \tag{4.15}$$

Domeniile C^s , C^0 și C^i sunt evidențiate în următoarea figură:

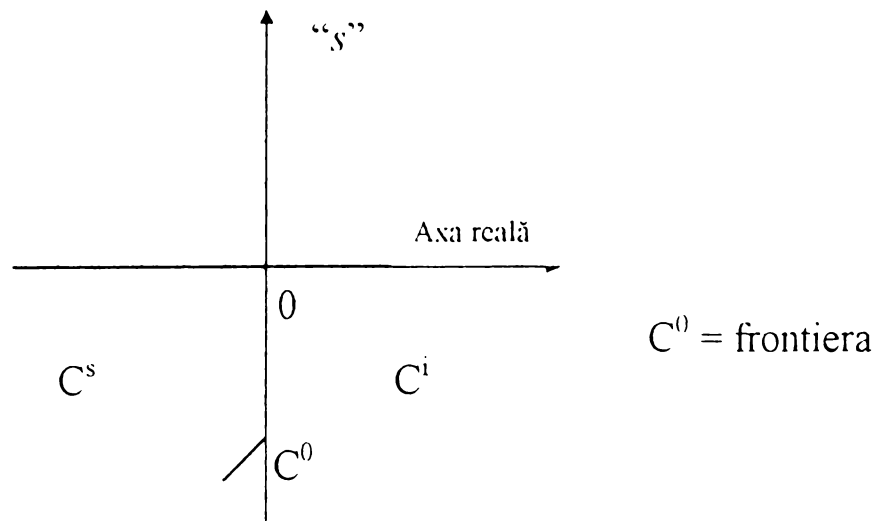


Fig. 4.14. Planul complex "s"

În consecință, în programul *kc46.m*, prezentat în Anexa 5.1, pentru analiza stabilității modelului mecanic în ansamblu trebuie introdusă o secvență de program care să realizeze următoarele:

- a) determinarea polinomului caracteristic;
- b) calculul polilor caracteristici (rădăcinile polinomului caracteristic) și deci componenta spectrului $\sigma(A)$;
- c) verificarea condiției $\sigma(A) \subset C^s \cup C^0$.

De asemenea spunem că un sistem este extern stabil dacă, la variații limitate ale mărimilor de intrare răspunde cu variații limitate ale mărimii de ieșire. Dacă un sistem este stabil intern atunci este și stabil extern, reciproca nefiind valabilă.

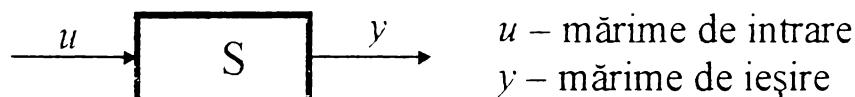


Fig. 4.15.

O altă modalitate de verificare a stabilității sistemelor este simularea funcționării acestuia și analiza modului de variație a mărimii / mărimilor de ieșire, reprezentate grafic.

4.4. DETERMINAREA PARAMETRILOR MODELULUI MATEMATIC

4.4.1. Cazul frecvențelor joase, pentru model fără amortizare

4.4.1.1. Stabilirea relațiilor de calcul

Pentru a determina constantele elastice aferente arcurilor din componența modelului mecanic reprezentat în fig.4.6, se consideră sistemul mecanic ca fiind pentru început fără amortizare vâscoasă.

Considerând masele m_i , $i=1..7$, fixate pe rând, rezultând pentru fiecare masă în parte câte un sistem mecanic cu un singur grad de libertate, sistem format din masa corespunzătoare și arcurile aferente, conectate în paralel.[21]

Trebuie amintit faptul că în cazul arcurilor legate în paralel, constanta elastică echivalentă se obține cu relația:

$$k = \sum_j k_j . \quad (4.16)$$

Din experimente s-a constatat că sistemul torace-abdomen are o frecvență proprie cuprinsă între 3 și 4 Hz, pentru umăr 4...6 Hz, pentru șold 6...9 Hz, pentru cap 7..14 Hz. De asemenea pentru sistemul mână-braț s-a constatat un maxim cuprins între 5 și 8 Hz.[134][215]

Ecuția diferențială a mișcării elementului de masă m_1 va fi:

$$m_1 \ddot{y}_1 + (k_{12} + k_{1f}) y_1 = 0 . \quad (4.17)$$

Aplicând Transformata lui Laplace asupra acesteia, se obține:

$$(m_1 s^2 + k_{12} + k_{1f}) y_1 = 0 . \quad (4.18)$$

Se trece apoi în domeniul pulsație (frecvență) făcând înlocuirea formală $s \rightarrow j\omega$,

unde $j = \sqrt{-1}$, iar $i = \overline{1,7}$.

Rezultă:

$$-m_1 \omega_1^2 + k_{12} + k_{1f} = 0 \quad (4.19)$$

Deci se obține primul dintre parametri sistemului mecanic și anume valoarea parametrului k_{12} pe baza valorii masei luate în considerare și a frecvenței de rezonanță a corpului de masă m_1 :

$$k_{12} + k_{1f} = m_1 \omega_1^2 . \quad (4.20)$$

În continuare, se procedează în mod cu totul asemănător și pentru celelalte elemente componente ale modelului mecanic. Deci pentru elementul de masă m_2 ecuația diferențială a mișcării este:

$$m_2 \ddot{y}_2 + (k_{12} + k_{23}) \cdot y_2 = 0 \quad (4.21)$$

și trecând în domeniul operațional, iar apoi în domeniul pulsație obținem:

$$-m_2\omega_2^2 + (k_{12} + k_{23}) = 0 \quad (4.22)$$

Rezultă relația:

$$k_{34} + k_{45} = m_4\omega_4^2 \quad (4.23)$$

Pentru corpul de masă m_3 avem ecuația:

$$m_3\ddot{y}_3 + (k_{23} + k_{34} + k_{35}) \cdot y_3 = 0 \quad (4.24)$$

iar în domeniul pulsație se obține:

$$-m_3\omega_3^2 + (k_{23} + k_{34} + k_{35}) = 0 \quad (4.25)$$

rezultând:

$$k_{23} + k_{34} + k_{35} = m_3\omega_3^2 \quad (4.26)$$

În cazul celui de-al 4-lea element component al modelului mecanic:

$$m_4\ddot{y}_4 + (k_{34} + k_{45}) \cdot y_4 = 0 \quad (4.27)$$

$$\rightarrow -m_4\omega_4^2 + (k_{34} + k_{45}) = 0 \quad (4.28)$$

și se obține relația:

$$k_{34} + k_{45} = m_4\omega_4^2 \quad (4.29)$$

Pentru corpul de masă m_5 :

$$m_5\ddot{y}_5 + (k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57}) \cdot y_5 = 0 , \quad (4.30)$$

$$-m_5\omega_5^2 + (k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57}) = 0 , \quad (4.31)$$

deci va rezulta expresia:

$$\rightarrow k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57} = m_5\omega_5^2 . \quad (4.32)$$

Elementul de masă m_6 este caracterizat de ecuația mișcării:

$$m_6\ddot{y}_6 + k_{56}y_6 = 0 , \quad (4.33)$$

iar în domeniul pulsație rezultă relația:

$$-m_6\omega_6^2 + k_{56} = 0 , \quad (4.34)$$

rezultând direct valoarea parametrului k_{56}

$$k_{56} = m_6\omega_6^2 . \quad (4.35)$$

În sfârșit, ultimul element are ca ecuație a mișcării:

$$m_7\ddot{y}_7 + k_{57}y_7 = 0 , \quad (4.36)$$

în domeniul pulsație fiind valabilă relația:

$$-m_7\omega_7^2 + k_{57} = 0 , \quad (4.37)$$

parametrul k_{57} putându-se determina din:

$$k_{57} = m_7\omega_7^2 . \quad (4.38)$$

Deoarece sistemul are 7 ecuații și 8 necunoscute pentru a obține un sistem compatibil determinat se consideră ca fiind valabilă egalitatea:

$$k_{12} = k_{23}$$

În consecință 4 dintre parametri pot fi determinați direct:

$$k_{23} = \frac{m_2\omega_2^2}{2}$$

$$k_{1f} = m_1 \omega_1^2 - k_{12}$$

$$k_{56} = m_6 \omega_6^2$$

iar ceilalți trei parametri se obțin rezolvând sistemul algebric:

$$\begin{cases} k_{23} + k_{34} + k_{35} = m_3 \omega_3^2 \\ k_{34} + k_{45} = m_4 \omega_4^2 \\ k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57} = m_5 \omega_5^2 \end{cases}$$

Rezultă:

$$\begin{cases} k_{34} + k_{35} = m_3 \omega_3^2 - m_2 \omega_2^2 + m_1 \omega_1^2 \\ k_{34} + k_{45} = m_4 \omega_4^2 \\ k_{35} + k_{45} = m_5 \omega_5^2 - m_6 \omega_6^2 - m_7 \omega_7^2 \end{cases}$$

Se observă că sistemul nostru s-a redus la un sistem de 3 ecuații algebrice cu 3 necunoscute, sistem care se poate scrie matriceal sub forma următoare:

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} k_{34} \\ k_{35} \\ k_{45} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} m_3 \omega_3^2 - m_2 \omega_2^2 + m_1 \omega_1^2 \\ m_4 \omega_4^2 \\ m_5 \omega_5^2 - m_6 \omega_6^2 - m_7 \omega_7^2 \end{Bmatrix}$$

Dat fiind faptul că este un sistem relativ simplu, îl putem rezolva cu Regula lui Cramer sau în modul clasic, folosind metoda reducerii și metoda substituției. Algoritmul de rezolvare a acestei probleme apărute poate fi implementat folosind orice mediu de programare avut la dispoziție.

Astfel, pentru calculul constantelor elastice am folosit mediul de programare Turbo Pascal, utilizând următoarele relații de calcul, rezultate din rezolvarea sistemului de mai sus:

$$\begin{aligned} k_{34} &= (a + b - c) / 2 \\ k_{35} &= (a - b + c) / 2 \\ k_{45} &= (-a + b + c) / 2 \end{aligned} \tag{4.39}$$

unde:

$$\begin{aligned} a &= m_3 \cdot (2 \cdot \pi \cdot f_{n3})^2 - k_{23} - k_{12} \\ b &= m_4 \cdot (2 \cdot \pi \cdot f_{n4})^2 \\ c &= m_5 \cdot (2 \cdot \pi \cdot f_{n5})^2 - k_{56} - k_{57} \end{aligned}$$

Se obține astfel:

$$\begin{bmatrix} 1 & -1/2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1/2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & -1 & 1 & 1 & -1 & 1 & 1 \\ 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & -1 \\ -1 & 1 & -1 & 1 & 1 & -1 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} m_1 \omega_1^2 \\ m_2 \omega_2^2 \\ m_3 \omega_3^2 \\ m_4 \omega_4^2 \\ m_5 \omega_5^2 \\ m_6 \omega_6^2 \\ m_7 \omega_7^2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} k_{11} \\ k_{23} \\ k_{34} \\ k_{35} \\ k_{45} \\ k_{56} \\ k_{57} \end{Bmatrix}.$$

sau:

$$\underline{A} \cdot \underline{B} = \underline{X}$$

Deci:

$$\underline{X} = \underline{A} \cdot \underline{B}$$

Pentru a generaliza rezolvarea problemei de estimare a valorilor constantelor elastice și pentru a obține un algoritm de calcul valabil și pentru modele mecanice cu altă structură, scriem sistemul de ecuații algebrice sub formă matriceală astfel:

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} k_{11} \\ k_{23} \\ k_{34} \\ k_{35} \\ k_{45} \\ k_{56} \\ k_{57} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} m_1 \omega_1^2 \\ m_2 \omega_2^2 \\ m_3 \omega_3^2 \\ m_4 \omega_4^2 \\ m_5 \omega_5^2 \\ m_6 \omega_6^2 \\ m_7 \omega_7^2 \end{Bmatrix}$$

sau:

$$\underline{A} \cdot \underline{X} = \underline{B}$$

Dacă înmulțim această ecuație matriceală la stânga cu inversa matricii \underline{A} , deci cu \underline{A}^{-1} , se obține:

$$\underline{X} = \underline{A}^{-1} \cdot \underline{B} \quad (4.39')$$

Această ecuație matriceală poate fi rezolvată foarte ușor folosind mediul de programare MatLab. Acesta este un mediu de programare specializat în calcul matriceal. Astfel, după ce în prealabil se definesc elementele celor două matrici de intrare, \underline{A} și \underline{B} , (elemente considerate a fi cunoscute), se calculează inversa matricii \underline{A} , iar apoi se calculează matricea \underline{X} ca produs a două matrici.

Astfel poate fi dată masa întregului corp, sau masele fiecăruia dintre elementele componente ale modelului în parte; de asemenea se poate alege între introducerea valorii pulsației sau a frecvenței. În acest fel sistemul poate fi analizat folosind practic o combinație nelimitată a valorilor parametrilor de intrare.

Ca rezultat al rulării acestui program, sunt afișate valorile parametrilor modelului mecanic studiat: constantele elastice, masa totală și masele elementelor componente și, dacă utilizatorul dorește, există posibilitatea afișării rezultatelor pe o foaie de hârtie, prin listarea acestora la imprimantă. Rezultatele rulării programului sunt prezentate în Anexa 4.3.

S-a luat în considerare un subiect cu greutatea de 80 kg pentru un model cu următoarea distribuție a masei: masa capului 5,5 kg, 27,5 kg pentru pelvis și 47 kg pentru restul corpului împărțite astfel: spate 6,5 kg, tors 32 kg, torace 2 kg, diafragma 0,5 kg și abdomenul 6 kg. Trebuie precizat faptul că "torsul" include masa centurii scapulare și a brațelor, iar "pelvisul" include și masa picioarelor.

Pornind de la aceste valori, se poate constata o distribuție procentuală a masei după cum urmează: cap 7%, spate 8,5%, tors 40%, torace 2%, diafragma 0,5%, abdomen 7%, iar pentru pelvis 35%.

Pe baza acestor date, pentru modelul mecanic din figura 4.5 am considerat următoarea distribuție a masei elementelor componente: pentru m_1 , 7,3%, pentru m_2 , 15%, pentru m_3 , 19%, pentru m_4 , 9,7%, pentru m_5 , 36,5%, pentru m_6 , 7%, pentru m_7 , 5,5%. Astfel, în funcție de cele prezentate mai sus, software-ul propus poate determina valorile maselor elementelor componente ale modelului studiat, în kg, pentru orice valoare a masei totale.

Deasemenea la determinarea parametrilor caracteristici elementelor elastice care intră în componența modelului a fost necesară și utilizarea valorilor frecvențelor de rezonanță cunoscute pentru diferitele părți componente ale corpului uman, frecvențe care pot fi obținute pe cale experimentală.

În urma rulării programului *elast.pas* pentru cazul unei mase totale m de 80 kg, am obținut rezultatele prezentate mai jos. Astfel, pentru masele componente am obținut următoarele valori: $m_1=5.84$ kg, $m_2=12$ kg, $m_3=15.2$ kg, $m_4=7.76$ kg, $m_5=29.2$ kg, $m_6=5.6$ kg, $m_7=4.4$ kg, iar pentru parametri elementele elastice din componența modelului au rezultat valorile: $k_{12}=23687,05$ N/m, $k_{23}=23687,05$ N/m, $k_{34}=764,7$ N/m, $k_{35}=18903,45$ N/m, $k_{45}=1992,48$ N/m, $k_{56}=10832,88$ N/m și $k_{57}=9770,91$ N/m, $k_{11}=28187$ N/m

În concluzie, se observă că valoarea parametrului k_{34} , constanta arcului care leagă masa care reprezintă șoldul și masa care reprezintă toracele, are o valoare mică; acest lucru este datorat faptului că organele aflate în interiorul abdomenului au o mai mare mobilitate datorită elasticității mari a diafragmei și a volumului de aer aflat în spatele acesteia, în plămâni și în cavitatea toracică.

Rezultatele obținute în cazul rulării programului pentru diferite valori ale masei totale, de exemplu pentru 50kg, 60kg, 70kg, 80kg și 90kg, sunt prezentate în următorul tabel:

Tabel 4.1.

m [kg]	62	68	74	80	86
Nr.caz	1	2	3	4	5
m_1 [kg]	4,53	4,96	5,4	5,84	6,28
m_2 [kg]	9,30	10,20	11,10	12,00	12,90
m_3 [kg]	11,78	12,92	14,06	15,20	16,34
m_4 [kg]	6,01	6,60	7,18	7,76	8,34
m_5 [kg]	22,63	24,82	27,01	29,20	31,39
m_6 [kg]	4,34	4,76	5,18	5,60	6,02
m_7 [kg]	3,41	3,74	4,07	4,40	4,73
k_{12} [N/m]	18357,46	20133,99	21910,52	23687,05	25463,58
k_{23} [N/m]	18357,46	20133,99	21910,52	23687,05	25463,58
k_{34} [N/m]	592,64	649,99	707,34	764,34	822,05
k_{35} [N/m]	14650,17	16067,93	17485,69	18903,45	20321,21
k_{45} [N/m]	1544,17	1693,60	1843,04	1992,48	2141,91
k_{56} [N/m]	8393,48	9207,05	10020,41	10832,88	11645,34
k_{57} [N/m]	7572,45	8305,27	9038,09	9770,91	10503,73
k_{1f} [N/m]	21845,38	23959,45	26073,52	28187,59	30301,66

În figura următoare se observă variația liniară a maselor componente ale modelului în funcție de valoarea masei totale:

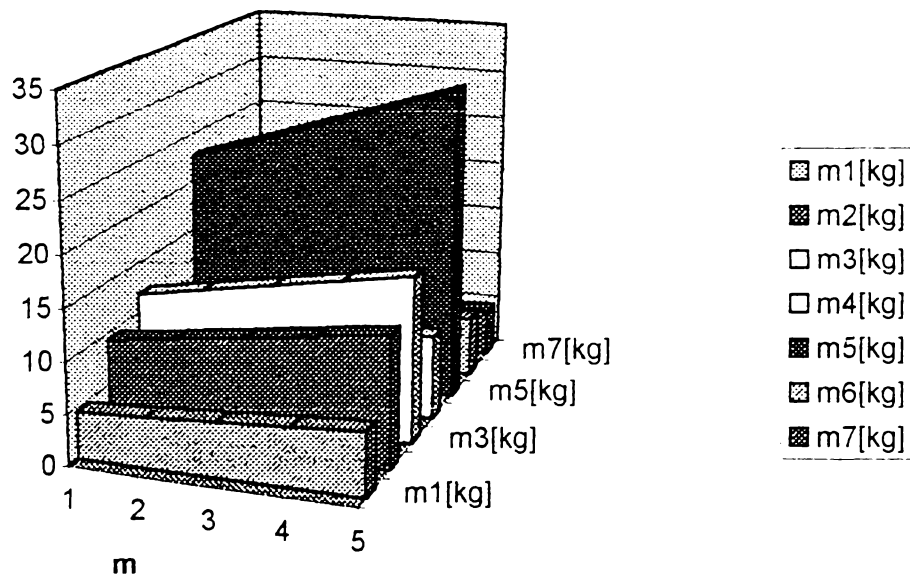


Fig.4.17.

Dacă se reprezintă grafic variația parametrilor care caracterizează elementele elastice în funcție de masa totală a modelului, m , se obține:

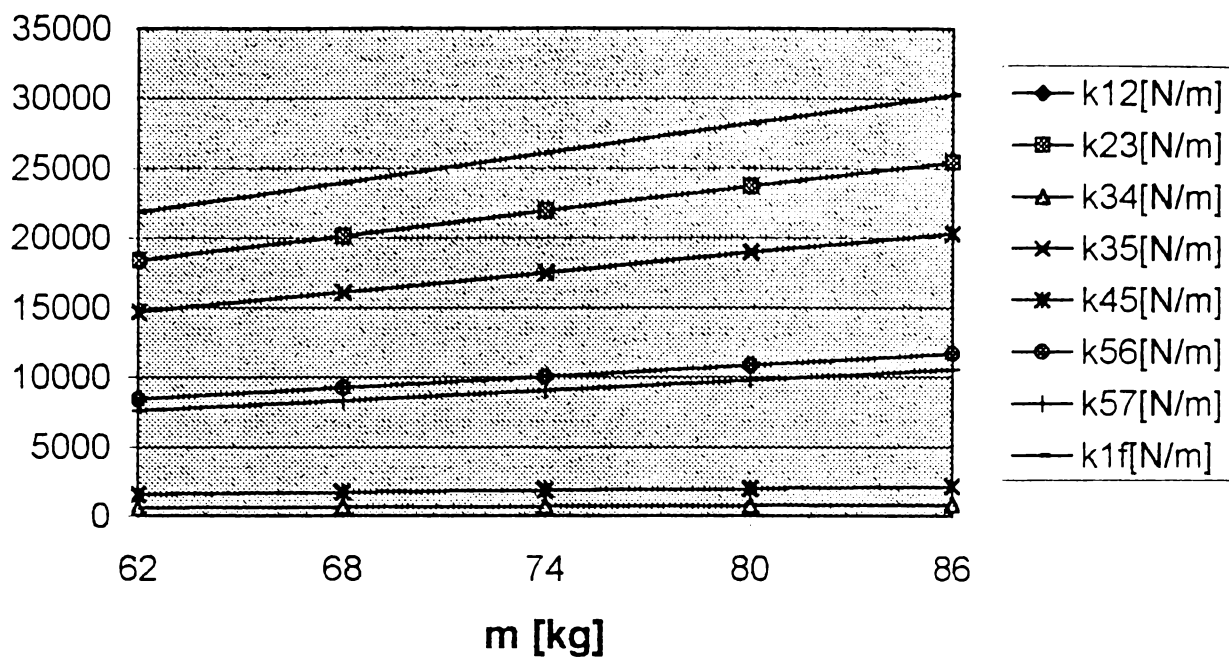


Fig. 4.18.

Se observă faptul că există o ușoară tendință de creștere a parametrilor k_{12} , k_{23} , k_{34} , k_{35} , k_{45} , k_{56} și k_{57} , odată cu creșterea valorii masei totale.

Acești parametri au fost determinați cu scopul utilizării lor ca date de intrare pentru programul software de obținere a răspunsului sistemului la solicitări vibratorii. Codul sursă al acestui program este prezentat într-o anexă aferentă capitolului următor.

4.4.2. Cazul frecvențelor joase, pentru model cu amortizare

4.4.2.1. Stabilirea relațiilor de calcul necesare determinării parametrilor modelului mecanic în cazul mișcării amortizate

Pentru a determina coeficienții de amortizare vâscoasă ai elementelor de amortizare și constantele arcurilor care compun modelul mecanic din fig.4.5, pentru început se consideră masa m_1 liberă, iar toate celelalte mase se consideră a fi fixate, rezultând un sistem cu un singur grad de libertate, sistem format din masa m_1 , arcul de constantă elastică k_{12} , și elementul de amortizare vâscoasă caracterizat de parametrul c_{13} , conectate în paralel.[21]

Astfel, pentru masa m_1 , ecuația diferențială a mișcării este:

$$m_1 \ddot{y}_1 + c_{13} \dot{y}_1 + (k_{12} + k_{1f}) y_1 = 0, \quad (4.40)$$

în care se fac notațiile:

$$\omega_{n1}^2 = \frac{k_{12} + k_{1f}}{m_1} \quad \text{și} \quad 2\alpha_1 = \frac{c_{13}}{m_1} \quad (4.41)$$

Amortizarea critică are loc pentru:

$$\alpha_1^2 = \omega_{n1}^2, \quad \rightarrow \quad \frac{c_{13cr}}{2 \cdot m_1} = \sqrt{\frac{k_{12} + k_{1f}}{m_1}}$$

egalitate din care se poate deduce relația de calcul a coeficientului de amortizare critică c_{13cr} :

$$c_{13cr} = 2 \sqrt{(k_{12} + k_{1f}) m_1} \quad (4.42)$$

Considerând amortizarea reală c_{13} ca fiind n_{13} % din cea critică (c_{13cr}), se obține:

$$c_{13} = \frac{n_{13}}{100} \cdot c_{13cr}, \quad \text{deci:} \quad c_{13} = \frac{n_{13}}{100} \cdot 2 \cdot \sqrt{(k_{12} + k_{1f}) m_1} \quad (4.43)$$

Pulsația proprie a acestui sistem este:

$$\frac{1}{p_1} = \sqrt{\frac{(k_{12} + k_{1f})}{m_1} - \left(\frac{c_{13}}{2m_1}\right)^2} \quad (4.44)$$

Din ultimele două relații rezultă:

$$\frac{1}{p_1^2} = \frac{k_{12} + k_{1f}}{m_1} - \left(\frac{\frac{n_{13}}{100} \cdot 2 \cdot \sqrt{m_1 (k_{12} + k_{1f})}}{2m_1}\right)^2,$$

de unde se extrage parametrul căutat k_{12} , care poate fi astfel calculat deoarece se consideră cunoscute valorile mărimilor din componența expresiei sale de calcul:

$$\rightarrow k_{12} + k_{1f} = \frac{m_1 p_1^2}{1 - \frac{n_{13}}{10^4}} \quad (4.45)$$

Analog, în cazul fixării tuturor maselor componente ale modelului mecanic cu excepția masei m_2 , sistemului obținut îi corespunde pulsația proprie:

$$p_2 = \sqrt{\frac{k_{12} + k_{23}}{m_2}}$$

Se consideră că $k_{12}=k_{23}$, rezultând relația de calcul pentru valoarea parametrului k_{23} :

$$\rightarrow k_{23} = \frac{m_2 p_2^2}{2} \quad (4.46)$$

Cunoscând deci pe k_{12} , se pot determina c_{13cr} și c_{13} , cu relațiile corespunzătoare specificate mai sus, relațiile (4.42) și (4.43). Deci, din relația (4.45) se poate calcula și parametrul k_{1f} :

$$k_{1f} = \frac{m_1 p_1^2}{1 - \frac{n_{13}}{10^4}} - k_{12} \quad (4.42')$$

Cunoscând deci pe k_{12} și k_{1f} , se pot determina c_{13cr} și c_{13} , cu relațiile corespunzătoare specificate mai sus, relațiile (4.42) și (4.43).

În cazul masei m_3 , deoarece aceasta este interconectată în ansamblul modelului mecanic prin intermediul elementelor care au ca parametri: k_{23} , c_{13} , k_{34} , k_{35} și c_{35} , conectate în paralel, pulsația proprie a acestui minisistem este dată de relația:

$$p_3 = \sqrt{\frac{k_{23} + k_{34} + k_{35}}{m_3} - \left(\frac{c_{13} + c_{34}}{2m_3}\right)^2} \quad (4.47)$$

Amortizarea critică are loc pentru $\omega_{n3}^2 = \alpha_3^2$,

$$\text{unde: } \omega_{n3}^2 = \frac{k_{23} + k_{34} + k_{35}}{m_3} \quad \text{și} \quad 2\alpha_3 = \frac{c_{13} + c_{34}}{m_3} \quad (4.48)$$

$$\rightarrow c_{34cr} = 2\sqrt{m_3(k_{23} + k_{34} + k_{35})} - c_{13cr} \quad (4.49)$$

Dacă se ține cont de relația de calcul a parametrului c_{13cr} și de faptul că amortiza-rea reală c_{34} este considerată a fi $n_{34}\%$ din cea critică c_{34cr} , rezultă:

$$c_{34} = \frac{n_{34}}{100} \cdot 2\left(\sqrt{m_3(k_{23} + k_{34} + k_{35})} - \sqrt{m_1 k_{12}}\right) \quad (4.50)$$

Înlocuind relațiile de calcul a parametrilor c_{13} și c_{34} în relația de calcul a pulsației proprii subsistemului luat în considerare, se obține:

$$p_3^2 = \frac{k_{23} + k_{34} + k_{35}}{m_3} - \left[\frac{\frac{n_{13}}{100} 2\sqrt{m_1 k_{12}} + \frac{n_{34}}{100} 2\left(\sqrt{m_3(k_{23} + k_{34} + k_{35})} - \sqrt{m_1 k_{12}}\right)}{2m_3} \right]^2$$

În urma calculelor aferente rezultă:

$$\left(1 - \frac{n_{34}^2}{10^4}\right) \left[m_3 (k_{23} + k_{34} + k_{35}) \right] + \frac{2n_{34}(n_{34} - n_{13})\sqrt{m_1 k_{12}}}{10^4} \sqrt{m_3 (k_{23} + k_{34} + k_{35})} - \left[m_3^2 p_3^2 + \frac{(n_{13} - n_{34})^2}{10^4} m_1 k_{12} \right] = 0 \quad (4.51)$$

Se observă că ecuația obținută are forma unei ecuații algebrice de gradul II, în care necunoscuta este notată cu:

$$v_3 = \sqrt{m_3 (k_{23} + k_{34} + k_{35})}$$

Ecuația este:

$$\rightarrow a_3 v_3^2 + b_3 v_3 + c_3 = 0 \quad (4.52)$$

unde:

$$a_3 = 1 - \frac{n_{34}^2}{10^4}$$

$$b_3 = \frac{2n_{34}(n_{34} - n_{12})\sqrt{m_1 k_{12}}}{10^4}$$

$$c_3 = - \left[m_3^2 p_3^2 + \frac{(n_{13} - n_{34})^2}{10^4} m_1 k_{12} \right],$$

rezultând:

$$v_3 = \frac{-b_3 + \sqrt{b_3^2 - 4a_3 c_3}}{2a_3} \quad (4.53)$$

Din:

$$v_3^2 = m_3 (k_{23} + k_{34} + k_{35}) ,$$

rezultă expresia:

$$\rightarrow k_{34} + k_{35} = \frac{v_3^2}{m_3} - k_{23} , \quad (4.54)$$

relație de care vom avea nevoie în calculele care urmează, pentru a putea determina valorile lui c_{34cr} și c_{34} , iar apoi a fiecăruia dintre termenii acestei sume în parte.

Pentru ușurarea calculelor ulterioare se notează:

$$a = \frac{v_3^2}{m_3} - k_{23} ,$$

rezultând pentru amortizarea critică c_{34cr} relația de calcul:

$$c_{34cr} = 2 \cdot \left(\sqrt{m_3 (k_{23} + a)} - \sqrt{m_1 k_{12}} \right) . \quad (4.55)$$

$$\rightarrow c_{34} = \frac{n_{34}}{100} \cdot c_{34cr}$$

Masa m_4 este legată de restul elementelor modelului prin arcurile de constante elastice k_{34} și k_{45} , și prin elementele de amortizare vâscoasă având parametri c_{34} și c_{45} . Notându-se:

$$\omega_{n4}^2 = \frac{k_{34} + k_{45}}{m_4} \quad \text{și} \quad 2\alpha_4 = \frac{c_{34} + c_{45}}{m_4}, \quad (4.56)$$

amortizarea critică are loc pentru $\omega_{n4}^2 = \alpha_4^2$, deci:

$$c_{45cr} = 2\sqrt{m_4(k_{34} + k_{45})} - c_{34cr}, \quad (4.57)$$

iar dacă se consideră amortizarea reală c_{45} ca fiind $n_{45}\%$ din cea critică c_{45cr} , rezultă:

$$c_{45} = \frac{n_{45}}{100} \cdot c_{45cr}. \quad (4.58)$$

În consecință, dacă se pornește de la relația de calcul a pulsației proprii a acestui subsistem:

$$\overline{p_4} = \sqrt{\frac{k_{34} + k_{45}}{m_4} - \left(\frac{c_{34} + c_{45}}{2m_4}\right)^2}, \quad (4.59)$$

luând în considerare relațiile deduse mai înainte și înmulțind ceea ce se obține cu $4m_4^2$, va rezulta:

$$4m_4^2 \overline{p_4}^2 = 4m_4(k_{34} + k_{45}) - \left[\frac{n_{34}}{100} c_{34cr} + \frac{n_{45}}{100} (2\sqrt{m_4(k_{34} + k_{45})} - c_{34cr}) \right]^2,$$

iar în final:

$$\begin{aligned} m_4(k_{34} + k_{45}) \left(1 - \frac{n_{45}^2}{10^4}\right) - \frac{n_{45}}{100} \left(\frac{n_{34}}{100} - \frac{n_{45}}{100}\right) c_{34cr} \sqrt{m_4(k_{34} + k_{45})} - m_4^2 \overline{p_4}^2 - \\ - \frac{1}{4} \left(\frac{n_{34}}{100} - \frac{n_{45}}{100}\right)^2 c_{34cr}^2 = 0 \end{aligned} \quad (4.60)$$

Se observă din nou forma tipică a unei ecuații algebrice de ordinul II,

$$a_4 v_4^2 + b_4 v_4 + c_4 = 0, \quad (4.61)$$

astfel că s-au făcut următoarele notații:

$$v_4 = \sqrt{m_4(k_{34} + k_{45})} \quad ;$$

$$a_4 = 1 - \frac{n_{45}^2}{10^4} \quad ;$$

$$b_4 = \frac{n_{45}}{100} \left(\frac{n_{45}}{100} - \frac{n_{34}}{100}\right) c_{34cr} = \frac{n_{45}(n_{45} - n_{34})}{10^4} c_{34cr} \quad ;$$

$$c_4 = - \left[m_4^2 \overline{p_4}^2 + \frac{1}{4} \cdot \frac{(n_{45} - n_{34})^2}{10^4} \cdot c_{34cr}^2 \right],$$

rezultând:

$$v_4 = \frac{-b_4 + \sqrt{b_4^2 - 4a_4c_4}}{2a_4} \quad (4.62)$$

Ca observație poate fi evidențiat faptul că , notațiile anterioare sunt necesare și la realizarea software-ului de estimare a valorilor parametrilor modelului mecanic.

Din:

$$v_4^2 = m_4(k_{34} + k_{45})$$

rezultă una dintre relațiile finale:

$$\rightarrow k_{34} + k_{45} = \frac{v_4^2}{m_4} \quad (4.63)$$

De asemenea se mai face și notația:

$$b = \frac{v_4^2}{m_4}$$

cu ajutorul căreia se poate calcula c_{45cr} ,

$$c_{45cr} = 2\sqrt{m_4 \cdot b} - c_{34cr}$$

și apoi c_{45} cu relația 4.58.

În cazul masei m_6 se procedează asemănător. Astfel, se notează:

$$2\alpha_6 = \frac{c_{56}}{m_6} \quad \text{și} \quad \omega_{n6}^2 = \frac{k_{56}}{m_6} \quad (4.64)$$

Pentru amortizarea critică:

$$\alpha_6^2 = \omega_{n6}^2,$$

deci:

$$c_{56cr} = 2\sqrt{k_{56}m_6} \quad (4.65)$$

Pulsația proprie a acestui sistem este:

$$\overline{p}_6 = \sqrt{\frac{k_{56}}{m_6} - \left(\frac{c_{56}}{2m_6}\right)^2} \quad (4.66)$$

Dar:

$$c_{56} = \frac{n_{56}}{100} \cdot c_{56cr}$$

$$\rightarrow c_{56} = \frac{n_{56}}{100} \cdot 2 \cdot \sqrt{k_{56}m_6} \quad (4.67)$$

Din ultimele două relații rezultă:

$$\overline{p}_6^2 = \frac{k_{56}}{m_6} - \left(\frac{\frac{n_{56}}{100} \cdot 2 \cdot \sqrt{m_6 k_{56}}}{2m_6}\right)^2$$

Parametrul a cărui valoare este căutată se determină deci cu formula următoare, în care toate mărimile se consideră cunoscute:

$$\rightarrow k_{56} = \frac{m_7 \overline{p_7}^2}{1 - \frac{n_{56}^2}{10^4}} \quad (4.68)$$

După ce se calculează valoarea constantei elastice k_{56} , se poate determina imediat valoarea lui c_{56} și bineînțeles și valoarea lui c_{56cr} , cu formulele deduse mai sus, (4.67) și (4.65).

Pentru determinarea parametrilor care caracterizează elementele elastice și de amortizare legate de masa m_7 se procedează într-un mod cu totul identic. De aceea se dau în continuare numai relațiile de calcul fără alte explicații suplimentare.

Se notează:

$$2\alpha_7 = \frac{c_{57}}{m_7} \quad \text{și} \quad \omega_{n7}^2 = \frac{k_{57}}{m_7} \quad (4.69)$$

Pentru amortizarea critică:

$$\alpha_7^2 = \omega_{n7}^2,$$

deci, amortizarea critică este:

$$c_{57cr} = 2\sqrt{k_{57}m_7} \quad (4.70)$$

Pulsația proprie a acestui sistem este:

$$\overline{p_7} = \sqrt{\frac{k_{57}}{m_7} - \left(\frac{c_{57}}{2m_7}\right)^2} \quad (4.71)$$

Dar:

$$c_{57} = \frac{n_{57}}{100} \cdot c_{57cr}$$

Deci rezultă:

$$c_{57} = \frac{n_{57}}{100} \cdot 2 \cdot \sqrt{k_{57}m_7} \quad (4.72)$$

Folosind ultimele două relații se obține:

$$\overline{p_7}^2 = \frac{k_{57}}{m_7} - \left(\frac{\frac{n_{57}}{100} \cdot 2 \cdot \sqrt{m_7 k_{57}}}{2m_7} \right)^2,$$

$$\text{și deci: } k_{57} = \frac{m_7 \overline{p_7}^2}{1 - \frac{n_{57}^2}{10^4}} \quad (4.73)$$

Cunoscând valoarea constantei elastice k_{57} , se poate determina imediat valoarea lui c_{57} și bineînțeles și valoarea lui c_{57cr} .

Pentru sistemul din care face parte masa m_5 , pulsația proprie este dată de relația:

$$\overline{p_5} = \sqrt{\frac{k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57}}{m_5} - \left(\frac{c_{45} + c_{56} + c_{57}}{2m_5}\right)^2} \quad (4.74)$$

După ce se fac notațiile:

$$\alpha_5 = \frac{c_{45} + c_{56} + c_{57}}{2m_5} \quad \text{și} \quad \omega_{n5}^2 = \frac{k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57}}{m_5} \quad (4.75)$$

deoarece pentru amortizarea critică:

$$\alpha_5^2 = \omega_{n5}^2,$$

rezultă că:

$$\left(\frac{c_{45cr} + c_{56cr} + c_{57cr}}{2m_5}\right)^2 = \frac{k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57}}{m_5},$$

și deci:

$$c_{45cr} = 2\sqrt{m_5(k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57})} - c_{56cr} - c_{57cr}, \quad (4.76)$$

iar:

$$c_{45} = \frac{n_{45}}{100} \cdot c_{45cr} \quad (4.77)$$

Întrucât c_{45cr} și c_{45} au fost calculate deja, relațiile 4.76 și 4.77 pot fi folosite pentru verificarea corectitudinii algoritmului.

După înlocuirile de rigoare făcute în relația de calcul a pulsației proprii $\overline{p_5}$, se obține:

$$\overline{p_5}^2 = \frac{m_5(k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57})}{m_5^2} - \left(\frac{c_{45} + c_{56} + c_{57}}{2m_5}\right)^2,$$

iar în urma calculelor aferente:

$$m_5^2 \overline{p_5}^2 = m_5(k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57}) - \frac{1}{4}(c_{45} + c_{56} + c_{57})^2 = 0 \quad (4.77)$$

În continuare, din relația:

$$k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57} = \frac{1}{m_5} \left(m_5^2 \cdot \overline{p_5}^2 + \frac{1}{4}(c_{45} + c_{56} + c_{57})^2 \right) \quad (4.78)$$

rezultă:

$$k_{35} + k_{45} = m_5 \overline{p_5}^2 + \frac{1}{4m_5}(c_{45} + c_{56} + c_{57})^2 - k_{56} - k_{57}; \quad (4.79)$$

Pentru a ușura calculele ulterioare, se notează:

$$c = m_5 \overline{p_5}^2 + \frac{1}{4m_5}(c_{45} + c_{56} + c_{57})^2 - k_{56} - k_{57} \quad (4.80)$$

Pentru a determina valoarea constantelor elastice k_{34} , k_{35} , și k_{45} , s-a ajuns la un sistem algebric cu 3 ecuații și 3 necunoscute:

$$\begin{cases} k_{34} + k_{35} = a \\ k_{34} + k_{45} = b \\ k_{35} + k_{45} = c \end{cases}, \quad (4.81)$$

sistem care poate fi rezolvat prin mai multe metode. Dintre metodele cu care s-ar putea rezolva acest sistem se alege metoda matriceală. Astfel, sistemul poate fi scris sub forma următoare:

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} k_{34} \\ k_{35} \\ k_{45} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} a \\ b \\ c \end{Bmatrix} \quad (4.81')$$

Matricea sistemului se notează cu:

$$\underline{A} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 1 \end{bmatrix},$$

iar valoarea determinantului acesteia este:

$$\det A = \begin{vmatrix} 1 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 1 \end{vmatrix} = -2.$$

Se observă că matricea \underline{A} este o matrice simetrică, deci este identică cu transpusa sa. Conjugata acestei matrice este:

$$\underline{A}^* = \begin{bmatrix} -1 & -1 & 1 \\ -1 & 1 & -1 \\ 1 & -1 & -1 \end{bmatrix},$$

iar inversa matricei \underline{A} este:

$$\underline{A}^{-1} = \frac{1}{\det A} \cdot \underline{A}^*$$

Notând cu \underline{X} matricea necunoscută, rezultă faptul că sistemul studiat se transformă într-o ecuație matriceală:

$$\underline{A} \cdot \underline{X} = \underline{B},$$

care poate fi rezolvată simplu, înmulțind-o la dreapta cu \underline{A}^{-1} :

$$\underline{X} = \underline{A}^{-1} \cdot \underline{B} \quad (4.82)$$

Această ecuație scrisă în detaliu este:

$$\begin{Bmatrix} k_{34} \\ k_{35} \\ k_{45} \end{Bmatrix} = -\frac{1}{2} \cdot \begin{bmatrix} -1 & -1 & 1 \\ -1 & 1 & -1 \\ 1 & -1 & -1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} a \\ b \\ c \end{Bmatrix}$$

În urma rezolvării ecuației matriceale se obține soluția:

$$\begin{cases} k_{34} = \frac{1}{2}(a+b-c) \\ k_{35} = \frac{1}{2}(a-b+c) \\ k_{45} = \frac{1}{2}(-a+b+c) \end{cases}, \quad (4.83)$$

obținându-se de fapt chiar parametri căutați.

4.4.2.2. Programul de calcul al valorilor parametrilor

Programul pentru determinarea valorilor parametrilor este scris folosin limbajul de programare Turbo Pascal și se numește *amortizp.exe*, codul sursă este înregistrat în fișierul *amortizp.pas*, fiind redat în Anexa 4.4.

În principiu, programul are avantajul unei interfețe operator – calculator foarte ușor de utilizat și implementează algoritmul de calcul prezentat mai înainte. Operatorului i se cere să introducă de la tastatură, pe rând, valorile de intrare, adică pulsațiile proprii ale masei componente ale modelului mecanic studiat, masele componente ale modelului sau doar masa totală (în funcție de opțiunea utilizatorului) și valorile rapoartelor dintre coeficienții de amortizare reali și cei critici. De asemenea există și facilitatea de a rula programul cu date inițiale implicite înscrise în codul programului de către autor, aceasta constituind varianta demo a programului.

În urma rulării acestui program, se obțin valorile determinate ale parametrilor modelului mecanic reprezentând un om aflat în picioare pe o platformă vibrantă, adică valorile constantelor elastice ale arcurilor ce compun modelul, valorile coeficienților de amortizare vâscoasă și eventual, dacă se dă ca dată de intrare doar masa totală, atunci se precizează și valorile masei componente.

În vederea unui studiu facil, sistematic, există și posibilitatea ca, în cazul în care la calculatorul pe care se rulează aplicația este conectată o imprimantă, rezultatele să fie înscrise și pe hârtie. Alături de rezultate, la alegerea utilizatorului (cercetătorului), pot fi înscrise pe hârtie și datele inițiale.

Codul sursă al acestui program este prezentat în Anexa 4.4.

La rularea programului *amortizp.pas*, pentru o masă totală de 80 kg, au rezultat următoarele rezultate: pentru masele componente au fost obținute valorile $m_1=5.84$ kg, $m_2=11,84$ kg, $m_3=15,33$ kg, $m_4=7,71$ kg, $m_5=29,2$ kg, $m_6=5,43$ kg, $m_7=4,38$ kg, pentru parametrii arcurilor din componența modelului au rezultat valorile: $k_{12}=23687,05$ N/m, $k_{23}=23687,05$ N/m, $k_{34}=1266,86$ N/m, $k_{35}=18888,74$ N/m, $k_{45}=1492,55$ N/m, $k_{56}=10942,3$ N/m, $k_{57}=10178,03$ N/m și $k_{1f}=28711,58$ N/m, iar pentru coeficienții de amortizare vâscoasă: $c_{13}=110,64$ Ns/m, $c_{34}=97,77$ Ns/m, $c_{45}=89,42$ Ns/m, $c_{56}=49,51$ Ns/m, $c_{57}=84,65$ Ns/m,

Programul poate fi rulat pentru orice alte valori ale masei totale și ale distribuției masei în cadrul modelului, pentru orice alte rapoarte ale amortizării sau

alte valori ale frecvențelor de rezonanță ale maselor componente ale modelului mecanic. Aceasta este una dintre facilitățile oferite de acest program de calcul.

Pentru a da posibilitatea ca prin rularea unei singure aplicații să poată fi studiat atât cazul cu amortizare cât și cel fără amortizare, a fost creat un fișier de comenzi indirecte, un fișier de tip batch, numit *parametp.bat*. Pentru rularea acestuia e necesară existența fișierelor executabile *elastfin.exe* și *amortizp.exe*, obținute prin compilarea programelor cuprinse în fișierele sursă: *elastfin.pas* și *amortizp.pas*. Conținutul fișierului *parametp.bat* este prezentat în Anexa 4.5. [176]

Ca observație, se poate spune că cele două programe pot fi unite într-un singur program, dar în această situație trebuie ca să mai fie introdus un meniu la început pentru a putea alege una dintre cele două opțiuni: cu sau fără amortizare. În acest caz este nevoie doar de un singur fișier executabil.

4.4.3. Cazul frecvențelor foarte mici

4.4.3.1. Stabilirea relațiilor de calcul

În mod cu totul asemănător cu situația întâlnită în cazul frecvențelor joase, poate fi determinată valoarea constantei elastice și în cazul vibrațiilor de frecvențe foarte mici [22],[37],[268]. S-a considerat că modelul mecanic are în componența sa o singură masă m , un arc de constantă elastică k și un element de amortizare vâscoasă c . Pentru a determina valoarea parametrului k , se consideră că vibrațiile sistemului sunt neamortizate, deci se consideră $c=0$.

Deci ecuația diferențială a mișcării este:

$$m \cdot \ddot{y} + k \cdot y = 0 \quad (4.84)$$

Trecând în domeniul pulsație se obține:

$$-m \cdot \omega_n^2 + k = 0,$$

de unde rezultă relația de calcul a constantei elastice a arcului care intră în componența modelului:

$$k = m \cdot \omega_n^2 \quad (4.85)$$

unde : pulsația corespunzătoare rezonanței este: $\omega_n = 2 \cdot \pi \cdot f_n$,

f_n fiind frecvența de rezonanță.

S-a constatat că structura corpului uman are o frecvență proprie f_n cuprinsă în intervalul 3...3,5 Hz.

În cazul vibrațiilor amortizate ecuația diferențială a mișcării este:

$$m \cdot \ddot{y} + c \cdot \dot{y} + k \cdot y = 0, \quad (4.86)$$

iar dacă împărțim întreaga ecuație cu m se obține:

$$\ddot{y} + \frac{c}{m} \cdot \dot{y} + \frac{k}{m} \cdot y = 0,$$

ecuație în care se fac notațiile:

$$\omega_n^2 = \frac{k}{m} \quad \text{și} \quad 2\alpha = \frac{c}{m}.$$

Amortizarea critică are loc pentru $\omega_n^2 = \alpha^2$, de unde rezultă:

$$c_{cr} = 2 \cdot \sqrt{m \cdot k}. \quad (4.87)$$

Dacă amortizarea reală c se consideră a fi $n\%$ din cea critică rezultă:

$$c = \frac{n}{100} \cdot c_{cr}$$

Dacă în relația precedentă se ține cont și de relația (4.87), se obține:

$$c = \frac{n}{100} \cdot 2 \cdot \sqrt{m \cdot k}. \quad (4.88)$$

De asemenea, se știe că pulsația proprie a acestui sistem, care se notează cu p , se calculează cu relația [21]:

$$p = \sqrt{\frac{k}{m} - \left(\frac{c}{2m}\right)^2} \quad (4.89)$$

În urma înlocuirii expresiei coeficientului de amortizare c în relația (4.89) (formula de calcul a lui p) și ridicarea la pătrat a relației obținute, rezultă:

$$p^2 = \frac{k}{m} - \left(\frac{\frac{n}{100} \cdot 2 \cdot \sqrt{mk}}{2m}\right)^2$$

Deci se poate determina valoarea constantei elastice:

$$k = \frac{m \cdot p^2}{1 - \frac{n^2}{10^4}} \quad (4.90)$$

iar pe baza acesteia poate fi determinat c , apoi c_{cr} cu relațiile corespunzătoare, (4.88) și respectiv (4.87), specificate mai sus.

Atenuarea δ poate fi determinată din condiția:

$$\frac{c}{c_{cr}} = \frac{\delta}{2\pi} \quad (4.91)$$

rezultând:

$$\delta = 2 \cdot \pi \cdot \frac{c}{c_{cr}} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{100}$$

Dar se știe că:

$$\delta = \ln \frac{y_i}{y_f} \quad (4.92)$$

unde z_i reprezintă amplitudinea mișcării perturbatoare (a platformei), iar z_f este amplitudinea mișcării transmise.

Din ultima relație scrisă (4.92) rezultă că:

$$e^\delta = \frac{y_i}{y_f} \quad ,$$

și deci amplitudinea mișcării transmise este:

$$y_f = \frac{y_i}{e^\delta} \quad (4.93)$$

Frecvența proprie a sistemului mecanic studiat este:

$$f_n = \frac{p}{2 \cdot \pi} \quad .$$

Transmisibilitatea se definește ca fiind raportul dintre forța maximă transmisă, F_{t_0} , și forța perturbatoare maximă F_0 , adică:

$$\tau = \frac{F_{t_0}}{F_0} = \sqrt{\frac{1 + (2 \cdot \xi)^2 \left(\frac{\omega}{p}\right)^2}{\left(1 - \frac{\omega^2}{p^2}\right)^2 + 2 \cdot \xi^2 \cdot \left(\frac{\omega}{p}\right)^2}} \quad (4.94)$$

unde: 2ξ este factorul de amortizare,
 ω este pulsația vibrației forțate care întreține mișcarea,

$$\xi = \frac{c}{2\sqrt{k \cdot m}},$$

iar raportul adimensional

$$\eta = \frac{\omega}{p}, \text{ poartă numele de pulsație relativă.}$$

Factorii de transmisibilitate se modifică în mod considerabil datorită particularităților corpului fiecărui individ în parte, a poziției corpului, tipului de scaun pe care e așezat sau stării în care se află genunchii și gleznelor omului aflat în picioare. Frecvența de rezonanță rămâne relativ constantă, în timp ce transmisibilitatea variază.

4.4.3.2. Programul de calcul al valorilor parametrilor

Algoritmul prezentat în paragraful anterior este implementat într-un program numit *param.exe*. Pentru scrierea acestuia am folosit limbajul de programare Pascal, codul sursă al programului fiind înregistrat în fișierul *param.pas*, a cărui cod sursă sunt redate în Anexa 4.6. Deci, programul *param.exe* este obținut prin compilarea pe disc a programului *param.pas*, iar rezultatele rulării programului sunt redate în Anexa 4.7.

Programul tratează atât problema determinării valorilor parametrilor modelului mecanic al corpului uman în cazul unei mișcări fără amortizare, cât și în cazul unei amortizate, pentru frecvențe foarte mici. Utilizarea acestui program este deosebit de simplă, datorită unei interfețe adecvate. Programul este interactiv, oferind la fiecare pas utilizatorului informațiile necesare.

Programul sursă a fost scris, după cum spuneam mai sus, în limbajul de programare Pascal (dar la fel de bine putea fi scris în orice alt limbaj de programare), și urmărește îndeaproape algoritmul de calcul prezentat în paragraful precedent (4.4.3.1.). Astfel, în cazul rulării programului *param.pas*, după prezentarea de început, apare un meniu prin care utilizatorul poate alege între datele implicite incluse de programator în cadrul programului, și posibilitatea de a introduce alte date de la tastatură. Apoi apare un alt meniu pentru stabilirea tipului mișcării: neamortizată sau amortizată. Pentru varianta în care se dau datele de la tastatură, apar pe ecranul

calculatorului mesaje referitoare la datele care urmează să fie introduse de către utilizatorul programului.

După efectuarea calculelor, sunt afișate pe ecran valorile parametrilor elementelor componente ale modelului mecanic, și eventual alte câteva rezultate dacă utilizatorul cere acest lucru prin intermediul interfeței realizate prin acest program.

În concluzie, rularea programului *param.pas* presupune următoarele acțiuni (etape de lucru):

- introducere date de intrare: m, f_a ;
- calcul k, c, c_{cr} ;
- afișare parametri model: k, c, m ;
- afișare la cerere: c_{cr} ;
- se cere ω ;
- se calculează: ξ, τ, η ;
- se afișează: ξ, τ, η ;

Semificațiile notațiilor folosite au fost date pe parcursul algoritmului prezentat.

La rularea programului, chiar de la început, între două variante ale modelului mecanic reprezentat în fig.4.4: fără amortizare sau cu amortizare. În primul caz se consideră cunoscută masa corpului și valoarea frecvenței sale de rezonanță. Astfel pentru o masă $m=65\text{kg}$ am obținut, pentru parametrul care caracterizează elementul elastic, valoarea $k= 23094,9 \text{ N/m}$

Rezultatele obținute în cazul rulării programului pentru diferite valori ale masei m , de exemplu pentru 50kg, 55kg, 60kg, 65kg, 70kg, 75kg, 80kg, 85kg, 90kg, 95kg și 100 kg sunt prezentate în următorul tabel:

Tabel 4.2.

$m[\text{kg}]$	40	45	50	55	60	65	70
$k[\text{N/m}]$	14212,2	15989,8	17765,3	19543,8	21318,3	23094,9	24871,4

$m[\text{kg}]$	75	80	85	90	95	100	105
$k[\text{N/m}]$	26647,9	28424,4	30201,0	31977,5	33754,1	35530,6	37307,1

Dacă se reprezintă grafic variația parametrului k , care caracterizează elementul elastic care intră în structura modelului studiat, în funcție de masa modelului m , se obține fig. 4.18:

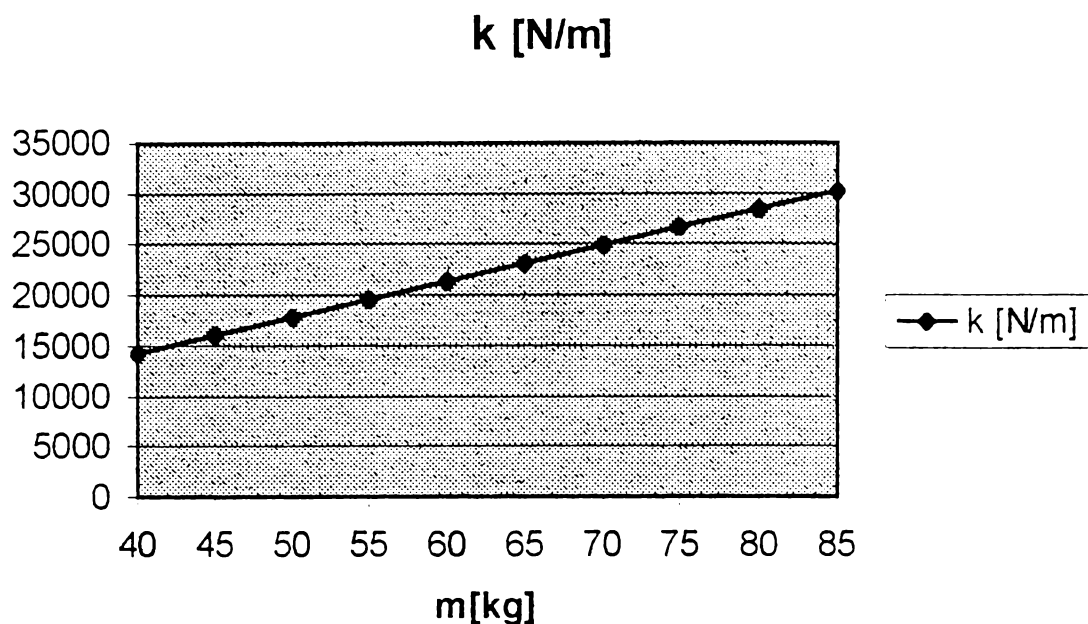


Fig.4.19.

Datorită faptului că frecvența de rezonanță a modelului poate lua diferite valori în funcție de variația unor diferiți factori printre care putem aminti contracția mușchilor și repartitia masei, și valoarea parametrului k poate diferi de la caz la caz, chiar și pentru același subiect. De aceea în continuare se rulează programul *param.exe* pentru diferite valori ale masei m și, pentru aceeași masă, pentru diferite valori ale frecvenței de rezonanță. Se obțin în acest fel rezultatele (valorile lui k) afișate în tabelul care urmează.

Tabelul 4.3

$m[\text{kg}] \setminus f[\text{Hz}]$	2,5	2,75	3	3,25	3,5
40	9869,6	11942,2	14212,2	16679,6	19344,4
45	11103,3	13435,0	15990,0	18764,6	21762,5
50	12337,0	14927,8	17765,3	20849,5	24180,5
55	13570,7	16420,6	19541,8	22934,5	26598,6
60	14804,4	17913,3	21318,3	25019,4	29016,6
65	16039,1	19406,1	23094,9	27104,4	31434,7
70	17271,8	20898,9	24871,4	29189,3	33952,7
75	18505,5	22391,7	26647,9	31274,3	36270,8
80	19739,2	23884,4	28424,5	33359,3	38688,9
85	20972,9	25377,2	30201,0	35444,2	41106,9
90	22206,6	26870,0	31977,5	37529,2	43525,0

95	23440,3	28362,8	33754,0	39614,1	45943,0
100	24674,0	29855,6	35530,6	41699,1	48361,1
105	25097,7	31348,3	37307,1	43784,0	50779,1

Pe baza datelor din tabelul 4.3 se poate realiza reprezentarea grafică din fig.4.20:

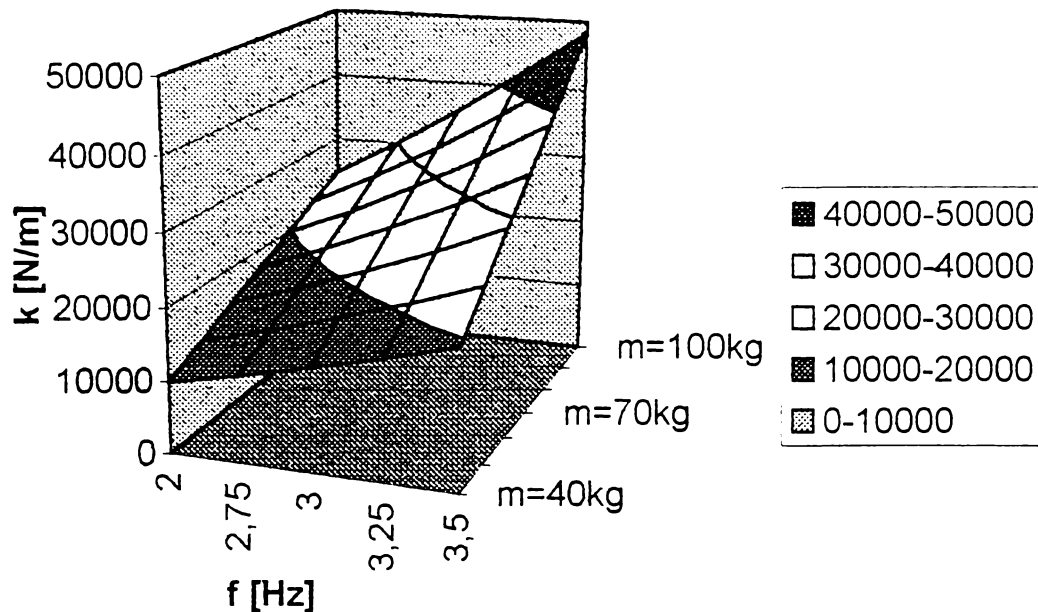


Fig. 4.20

Se observă că există o tendință de creștere a valorii parametrului k odată cu creșterea frecvenței de rezonanță și a masei m . Acești parametri au fost determinați în scopul utilizării lor ca date de intrare pentru software-ul de obținere a răspunsului sistemului vibrații. Codul sursă al programului aferent va fi prezentat într-un capitol următor.

La rularea programului, chiar de la început, există posibilitatea de a alege între două variante ale modelului mecanic reprezentat în fig.4.6: fără amortizare sau cu amortizare. În cel de-al doilea caz, “cu amortizare”, se consideră cunoscută masa corpului, valoarea frecvenței sale de rezonanță și valoarea raportului dintre amortizarea reală și cea critică (n). Din bibliografie [134] s-a constatat că în cazul corpului uman amortizarea este de 60%, deci $n=0,6$. Astfel pentru o masă $m=65$ kg am obținut, pentru parametrul care caracterizează elementul elastic valoarea $k=42,351$ KN/m, iar pentru parametrul ce caracterizează elementul cu amortizare vâscoasă, $c=1,991$ KNs/m. De asemenea, pentru amortizarea critică s-a calculat valoarea $c_{cr}=3,318$ KNs/m.

Rezultatele obținute în cazul rulării celei de-a doua opțiuni oferite de program pentru diferite valori ale masei m , valori cuprinse între 40 kg și 100 kg, sunt prezentate în tabelul 4.4:

Tabel 4.4.

m [kg]	40	50	60	70	80	90	100
c [Ns/m]	1225,2	11531,5	1837,8	2144,1	2450,4	2756,7	3063,0

Dacă se reprezintă grafic în funcție de masa m variația parametrului c ce caracterizează elementul cu amortizare vâscoasă care intră în structura modelului studiat, se obține diagrama din fig.4.21:

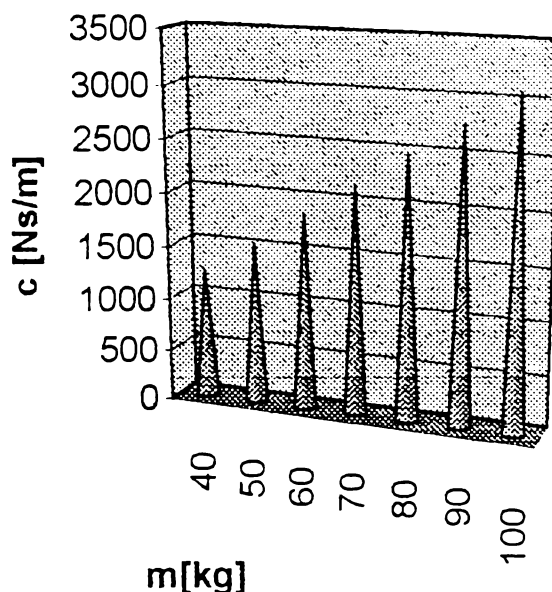


Fig. 4.21

Datorită faptului că frecvența de rezonanță pentru model poate lua diferite valori în funcție de variația unor factori, printre care se poate aminti contracția mușchilor, valorile parametrilor k și c , precum în situația precedentă, diferă de la caz la caz, chiar și pentru același subiect. De aceea în continuare se rulează programul “*param.exe*” pentru diferite valori ale masei m și, pentru aceeași masă și la diferite valori ale frecvenței de rezonanță. Se obțin în acest fel rezultatele (valorile lui k) afișate în tabelul 4.5., iar pe baza acestora, diagrama din fig.4.22.

Tabelul 4.5

m [kg] \ f [Hz]	2,5	2,75	3	3,25	3,5
40	942,4	1036,7	1130,9	1225,2	1319,4
50	1178,1	1295,9	1413,7	1531,5	1649,3
60	1413,7	1555,0	1696,4	1837,8	1979,2
70	1649,3	1814,2	1979,2	2144,1	2309,0
80	1884,9	2073,4	2261,9	2450,4	2638,9
90	2120,5	2332,6	2544,6	2756,7	2968,8
100	2356,1	2591,8	2827,4	3063,0	3298,6

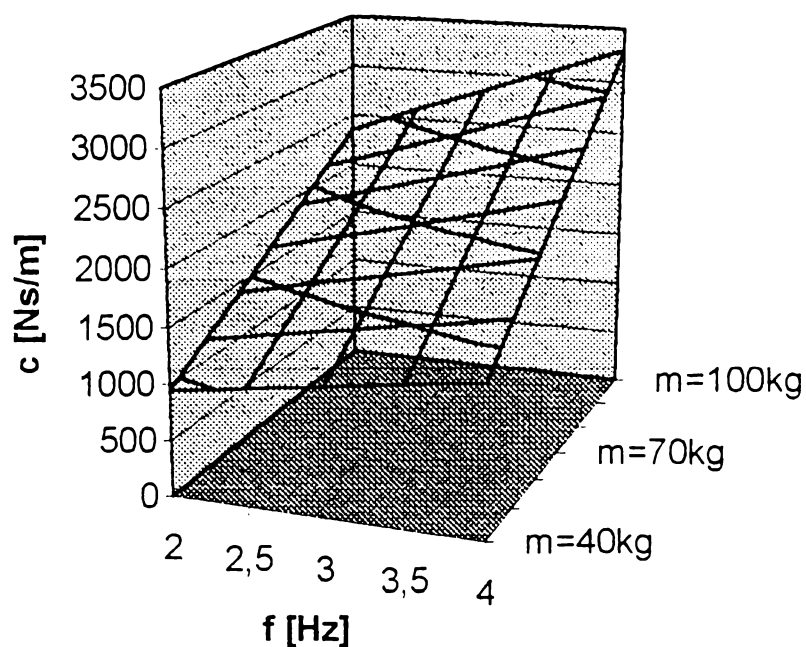


Fig. 4.22.

Se observă că există o tendință de creștere liniară a valorii parametrului c odată cu creșterea frecvenței de rezonanță și a masei m .

Variația parametrilor modelului funcție de raportul $n = c / c_{cr}$ este evidențiată în tabelul 4.6. și prin diagramele reprezentate în fig.4.23 și fig.4.24:

Tabelul 4.6.

n [%]	k [N/m]	c [Ns/m]	c_{cr} [Ns/m]
5	31352,6	153,3	3066,8
10	31590,2	307,8	3078,4
15	31994,1	464,7	3098,1
20	32577,4	625,2	3126,2
25	33359,2	790,8	3163,5
30	34367,3	963,2	3210,9
35	35640,2	1144,4	3269,8
40	37231,3	1336,8	3342,0
45	39215,4	1543,4	3429,9
50	41699,0	1768,4	3536,9
55	44837,6	2017,1	3667,6
60	48866,0	2297,2	3828,8
65	54154,5	2619,9	4030,6
70	61321,9	3002,3	4289,1
75	71483,7	3473,1	4630,8
80	86872,5	4084,0	5105,0

85	112699,1	4942,4	5814,6
90	164598,9	6324,3	7027,0
95	320750,8	9318,9	9809,4

Astfel, în fig.4.23 este reprezentată variația parametrului k al modelului funcție de raportul $n=C \cdot C_{cr}$:

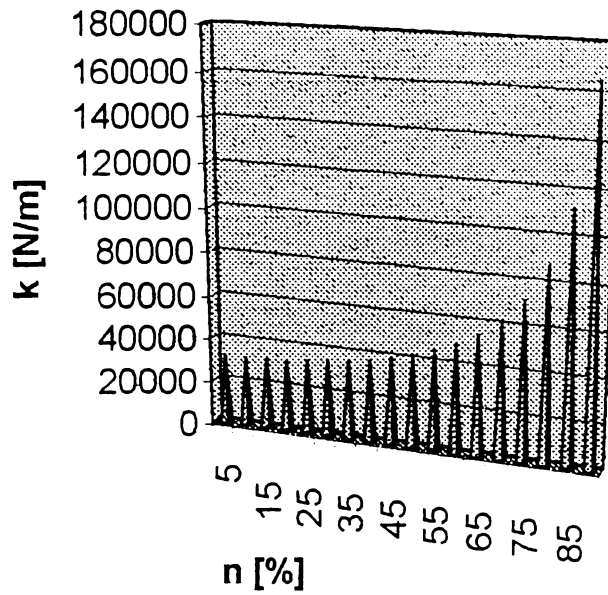


Fig.4.23.

iar în fig.4.24 este reprezentată variația parametrului c al modelului funcție de valoarea raportul $n=C \cdot C_{cr}$:

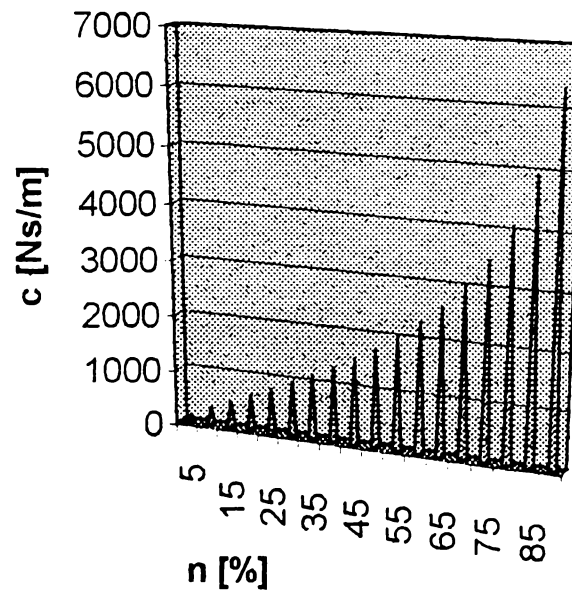


Fig.4.24.

Se constată în cazul parametrului k o creștere deosebit de lentă a valorii acestuia pentru valori ale raportului n de aproximativ 60%, urmată de o creștere tot mai rapidă, tinzând asimptotic spre verticala corespunzătoare raportului $n=100\%$. De asemenea, în cazul parametrului c se constată o creștere relativ liniară a valorii acestuia pentru valori ale raportului n de până în jur de 70%, urmată de o creștere tot mai rapidă, tinzând, ca și-n cazul precedent, tot asimptotic spre verticala corespunzătoare raportului $c/c_c=1$, după cum se observă și din reprezentarea grafică din fig.4.25:

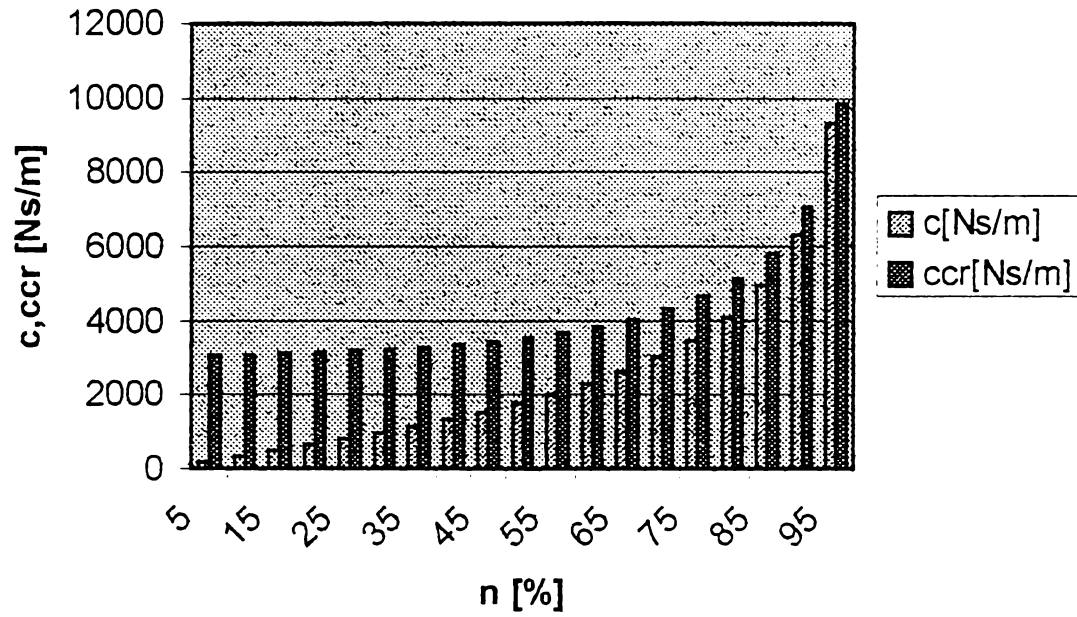


Fig.4.25.

5. SIMULAREA COMPORTĂRII ORGANISMULUI UMAN AFLAT ÎN POZIȚIA ÎN PICIOARE

5.1. SIMULAREA PENTRU FRECVENȚE JOASE

5.1.1. Schema bloc informațională

În cadrul modelului mecanic din fig.4.6, elementele componente sunt mase (m), arcuri (k) și amortizoare (c). Acestea sunt considerate subsisteme ale structurilor vibrante și de asemenea în continuare sunt numite cu termenul “element”. Elementele transformă deplasările în forțe sau forțele în deplasări și nu numai, și în consecință au câte o mărime de intrare și una de ieșire, deci sunt dipoli, putând fi astfel caracterizate de funcții de transfer.

Pe baza modelului matematic (4.5), pentru modelul mecanic din fig.4.6, se poate trasa schema bloc informațională reprezentată în fig.5.1. Pentru studiul comportării modelului mecanic cu ajutorul simulării în MathLab, se construiește o schemă cu scopul evidențierii interconexiunilor dintre blocuri, urmând numerotarea mai întâi a blocurilor componente ale schemei, după ce în prealabil s-a completat schema cu un bloc suplimentar, fictiv, reprezentând mărimea de intrare. [241][242]

A rezultat în final schema bloc informațională reprezentată în fig.5.2. Dacă blocurile schemei sunt numerotate, și fiecare dintre blocuri se notează cu H_i , corespunzătoare funcțiilor de transfer aferente se obține fig.5.3. De asemenea prin notarea blocurilor doar cu indicele funcției de transfer atașate rezultă fig.5.4.

Această ultimă reprezentare (fig.5.4) ne ajută la construirea matricei de interconectare, care se notează cu q .

Din fig.5.4. rezultă că matricea de interconectare q are 46 de linii (egal cu numărul de blocuri componente) și 10 coloane ($9+1$; 9 =numărul maxim de intrări dintr-un bloc).[65]

- schemă bloc informațională:

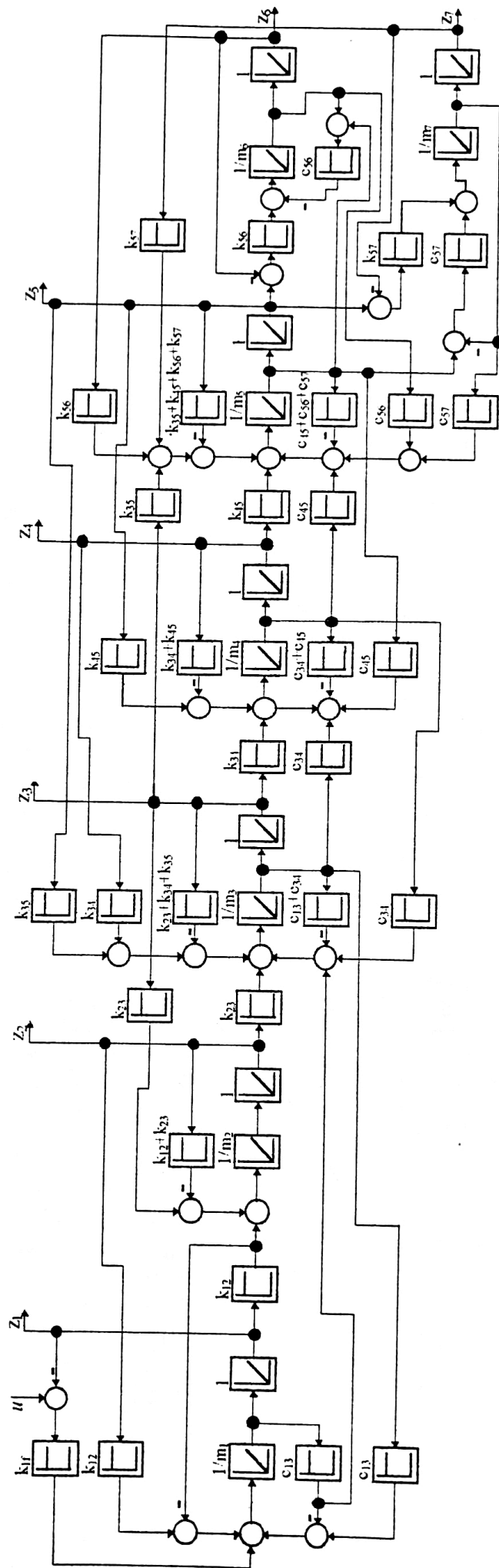


Fig.5.1

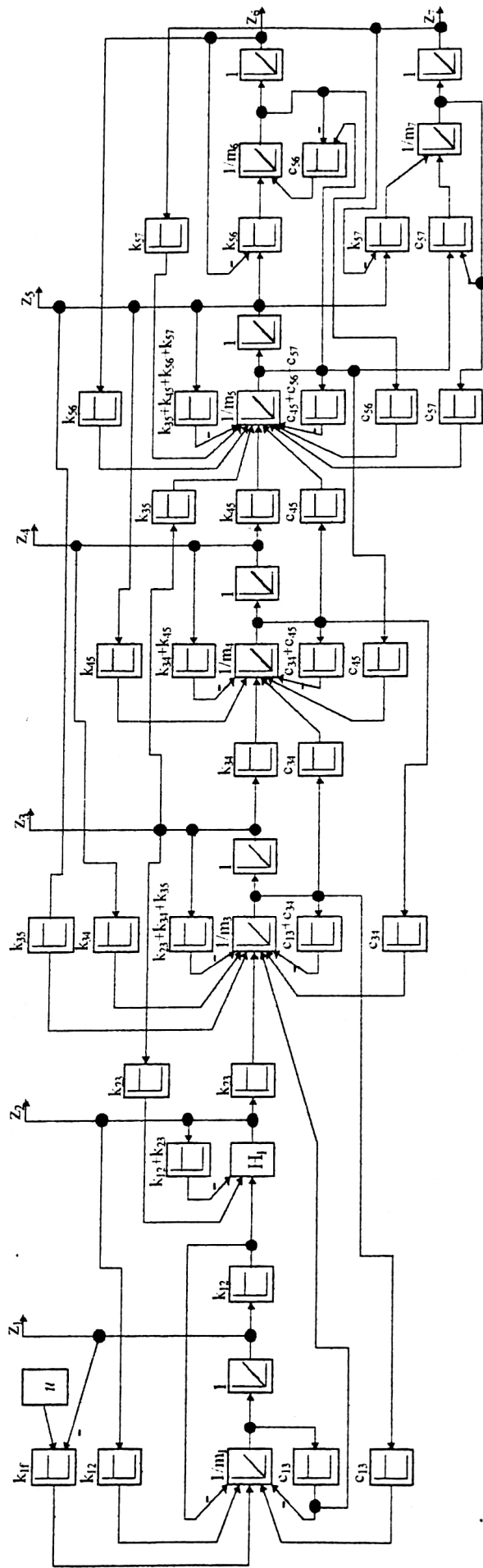


Fig.5.2

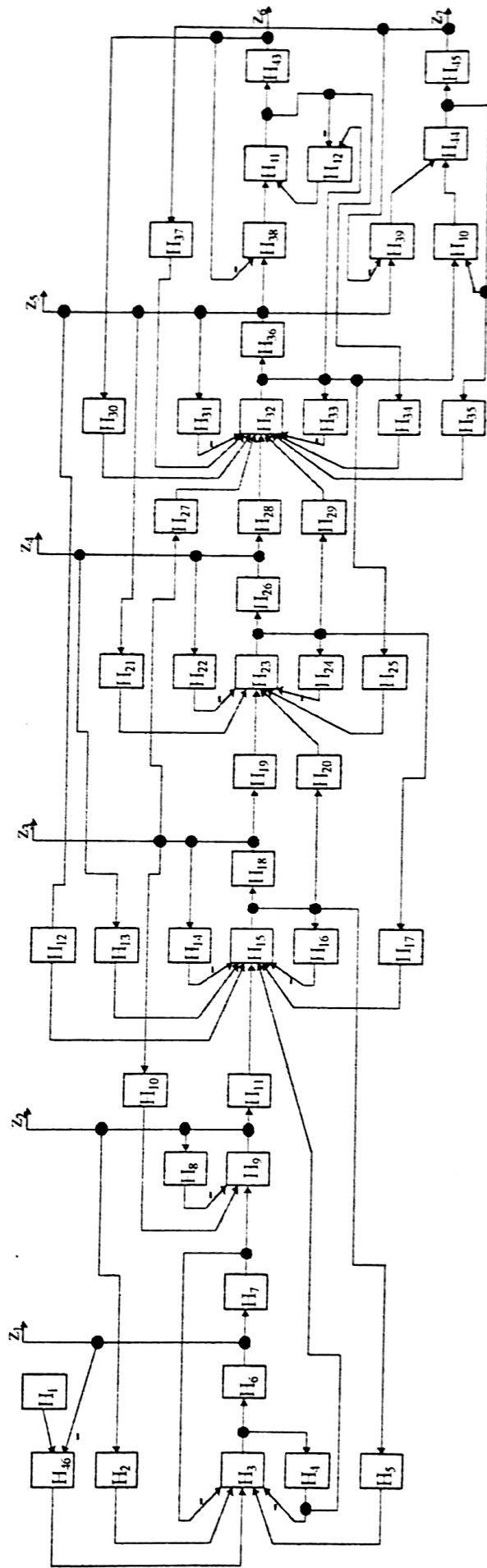


Fig.5.3

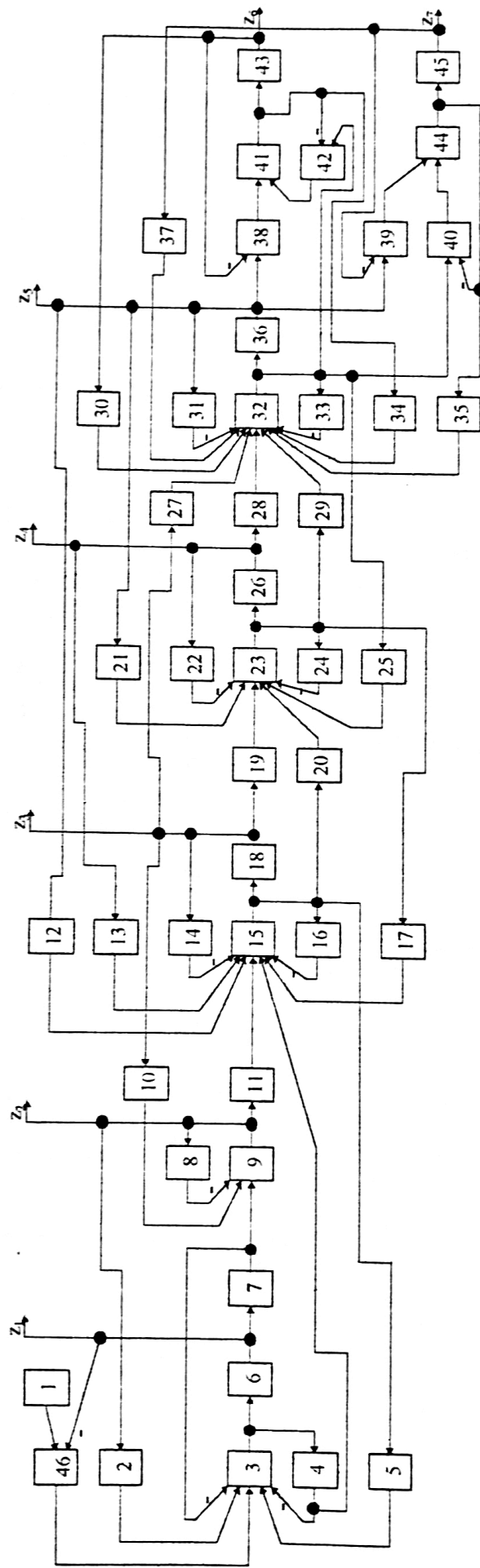


Fig.5.4

Funcțiile de transfer corespunzătoare celor 46 de blocuri ale schemei bloc informaționale din fig.5.3 sunt:

$$\begin{aligned}
 H_1(s) &= 1, & H_2(s) &= k_{12}, & H_3(s) &= \frac{1/m_1}{s} = \frac{1}{m_1 s}, \\
 H_4(s) &= c_{13}, & H_5(s) &= c_{13}, & H_6(s) &= \frac{1}{s}, \\
 H_7(s) &= k_{12}, & H_8(s) &= k_{12} + k_{23}, & H_9(s) &= \frac{1/m_2}{s^2} = \frac{1}{m_2 s^2}, \\
 H_{10}(s) &= k_{23}, & H_{11}(s) &= k_{23}, & H_{12}(s) &= k_{35}, \\
 H_{13}(s) &= k_{34}, & H_{14}(s) &= k_{23} + k_{34} + k_{35}, & H_{15}(s) &= \frac{1}{m_3 s}, \\
 H_{16}(s) &= c_{13} + c_{34}, & H_{17}(s) &= c_{34}, & H_{18}(s) &= \frac{1}{s}, \\
 H_{19}(s) &= k_{34}, & H_{20}(s) &= c_{34}, & H_{21}(s) &= k_{45}, \\
 H_{22}(s) &= k_{34} + k_{45}, & H_{23}(s) &= \frac{1}{m_4 s}, & H_{24}(s) &= c_{34} + c_{45}, \\
 H_{25}(s) &= c_{45}, & H_{26}(s) &= \frac{1}{s}, & H_{27}(s) &= k_{35}, \\
 H_{28}(s) &= k_{45}, & H_{29}(s) &= c_{45}, & H_{30}(s) &= k_{56}, \\
 H_{31}(s) &= k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57}, & H_{32}(s) &= \frac{1}{m_5 s}, & H_{33}(s) &= c_{45} + c_{56} + c_{57}, \\
 H_{34}(s) &= c_{56}, & H_{35}(s) &= c_{57}, & H_{36}(s) &= \frac{1}{s}, \\
 H_{37}(s) &= k_{57}, & H_{38}(s) &= k_{56}, & H_{39}(s) &= k_{57}, \\
 H_{40}(s) &= c_{57}, & H_{41}(s) &= \frac{1}{m_6 s}, & H_{42}(s) &= c_{56}, \\
 H_{43}(s) &= \frac{1}{s}, & H_{44}(s) &= \frac{1}{m_7 s}, & H_{45}(s) &= \frac{1}{s}, \\
 H_{46}(s) &= k_{1f}.
 \end{aligned} \tag{5.1}$$

Matricea de interconectare este:

$$\underline{q} = \begin{matrix}
 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 2 & 9 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 3 & 2 & -4 & 5 & -7 & 46 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 4 & 3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 5 & 15 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 6 & 3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 7 & 6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 8 & 9 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 9 & 7 & -8 & 10 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 10 & 18 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 11 & 9 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 12 & 36 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 13 & 26 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 14 & 18 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 15 & 4 & 11 & 12 & 13 & -14 & -16 & 17 & 0 & 0 \\
 16 & 15 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 17 & 23 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 18 & 15 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 19 & 18 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 20 & 15 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 21 & 36 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 22 & 26 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 23 & 19 & 20 & 21 & -22 & -24 & 25 & 0 & 0 & 0 \\
 24 & 23 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 25 & 32 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 26 & 23 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 27 & 18 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 28 & 26 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 29 & 23 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 30 & 43 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 31 & 36 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 32 & 27 & 28 & 29 & 30 & -31 & -33 & 34 & 35 & 37 \\
 33 & 32 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 34 & 41 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 35 & 44 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 36 & 32 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 37 & 45 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 38 & 36 & -43 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 39 & 36 & -45 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 40 & 32 & -44 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 41 & 38 & 42 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 42 & 32 & -41 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 43 & 41 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 44 & 39 & 40 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 45 & 44 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 46 & 1 & -6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0
 \end{matrix}$$

5.1.2. Program de simulare

Programul pentru analiza modelului mecanic din Fig.4.6, scris în MathLab, este numit *kc46.m* și este redat în Anexa 5.1.[121]

Programul e conceput pornind de la premisa că se cunosc valorile numerice ale mărimilor ce caracterizează elementele modelului mecanic, căutându-se răspunsul sistemului la diferite semnale de intrare. La rularea programului, pentru început apare un meniu care acordă posibilitatea introducerii valorilor parametrilor modelului de la tastatura calculatorului, sau parametrilor să li se dea niște valori implicite specificate de către programator în codul sursă al programului de simulare. În cazul alegerii variantei “*de la TASTATURĂ*”, există câteva variante de stabilire a valorilor parametrilor. Dacă datele se consideră că au fost corect tastate, din meniu se alege opțiunea “CONTINUE”.

După implementarea acestui meniu de introducere a datelor inițiale, în codul programului sunt date funcțiile de transfer ale elementelor schemei bloc informaționale reprezentate în fig.5.1. Fiecare funcție de transfer în parte este dată prin numărătorul și numitorul său, mai precis prin coeficienții numărătorului și coeficienții numitorului.

Ca observație se poate specifica faptul că polinoamele, în MathLab [186], cum ar fi polinomul de forma:

$$P(s) = a_n s^n + a_{n-1} s^{n-1} + \dots + a_0 \quad (5.2)$$

sunt reprezentate ca vectori linie, care conțin coeficienții polinomului scriși în ordinea descrescătoare a variabilei s :

$$P = [a_n \ a_{n-1} \ \dots \ a_1 \ a_0] \quad (5.3)$$

Urmează apoi în program definirea matricei de interconectare q și specificarea intrărilor și ieșirilor sistemului. Ca mărime de intrare se consideră a fi semnalul “1”, iar ca mărimi de ieșire, “6, 9, 18, 26, 36, 43, 45”. În continuare sunt scrise niște instrucții care au ca efect stabilirea matricelor MM-ISI (modelului matematic intrare – stare – ieșire) general pentru întregul sistem în ansamblu, precum și cele corespunzătoare fiecărei ieșiri în parte. [65]

Revenind la rularea programului, după introducerea datelor inițiale, apare pe ecran un nou meniu, dându-se utilizatorului posibilitatea să aleagă vizualizarea sau nu a caracteristicilor de frecvență. Avem posibilitatea să afișăm caracteristicile răspunsului în frecvență: caracteristica amplitudine-pulsație (c.a.p.) și caracteristica fază-pulsație (c.f.p.), pentru fiecare dintre deplasările celor 7 mase componente ale modelului mecanic, folosind coordonate liniare și logaritmice.

O următoare etapă este generarea semnalului de intrare, putându-se alege dimensionarea implicită a acestuia (cu valori specificate în cadrul programului) sau specificarea valorilor corespunzătoare de la tastatură. Dacă utilizatorul programului de simulare s-a hotărât asupra tipului semnalului și asupra definirii acestuia, se alege

din nou opțiunea “*CONTINUE*”, după care pe ecranul calculatorului ni se arată variația în timp a semnalului de intrare, care pentru noi este amplitudinea mișcării perturbatoare.

Următorul grup de instrucțiuni din program are ca scop obținerea răspunsului în timp al sistemului la semnalul de intrare ales, deci este partea de simulare propriu-zisă, urmând partea de afișare grafică a formelor de variație ale ieșirii sistemului. Pentru afișare avem la dispoziție un alt meniu cu mai multe submeniuri, care asigură facilitatea de a alege între mai multe moduri de afișare. În final sunt aduse mulțumiri celui care a folosit acest program, de către cei care au contribuit la realizarea acestuia.

5.1.3. Simularea pe calculator

Caracteristicile amplitudine-pulsatie pentru masele m_1 ... m_7 sunt redat suprapus în fig.5.5:

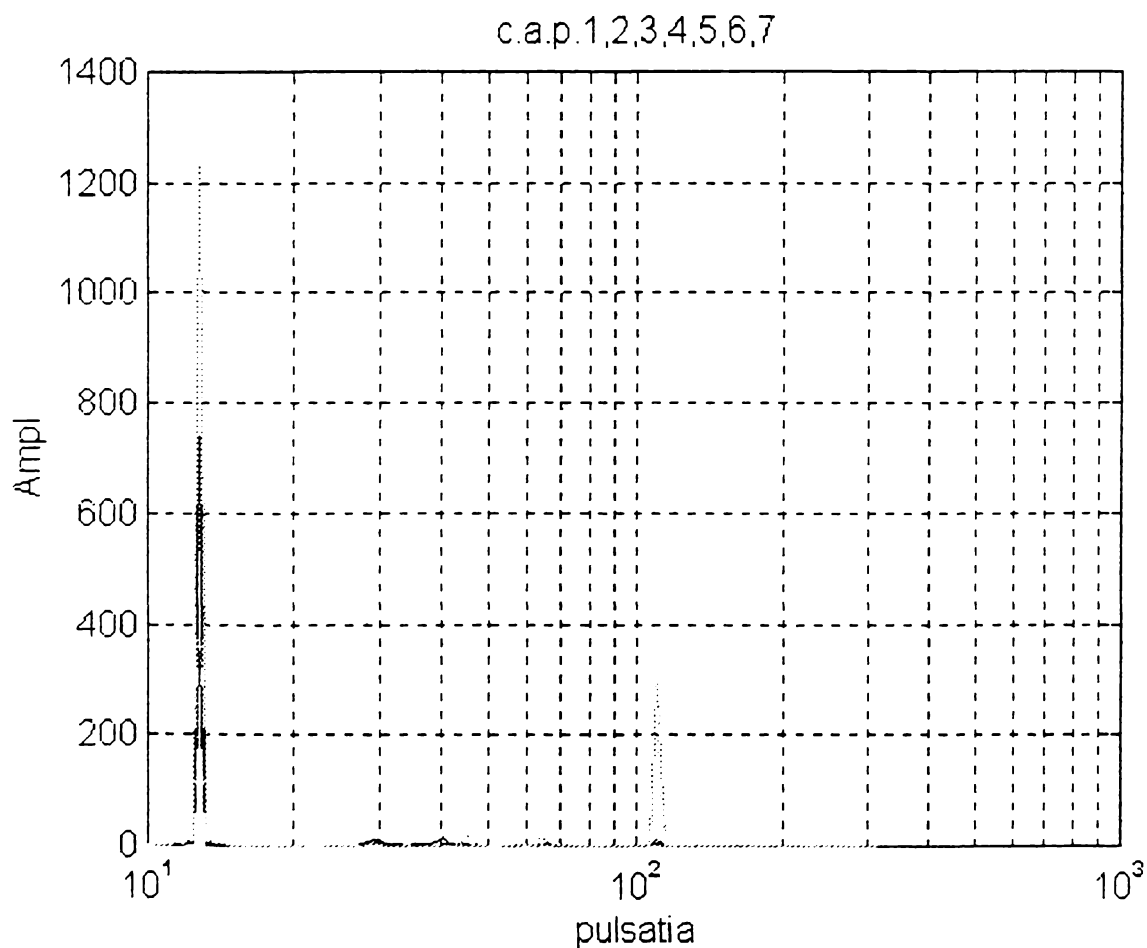


Fig.5.5.

Prin juxtapunerea caracteristicilor de frecvență amplitudine – pulsatie ale celor 7 mase, alegându-se o reprezentare logaritmică, pentru a scoate mai bine în evidență maximele amplitudinii vibrațiilor, se obține reprezentarea grafică din fig.5.6.

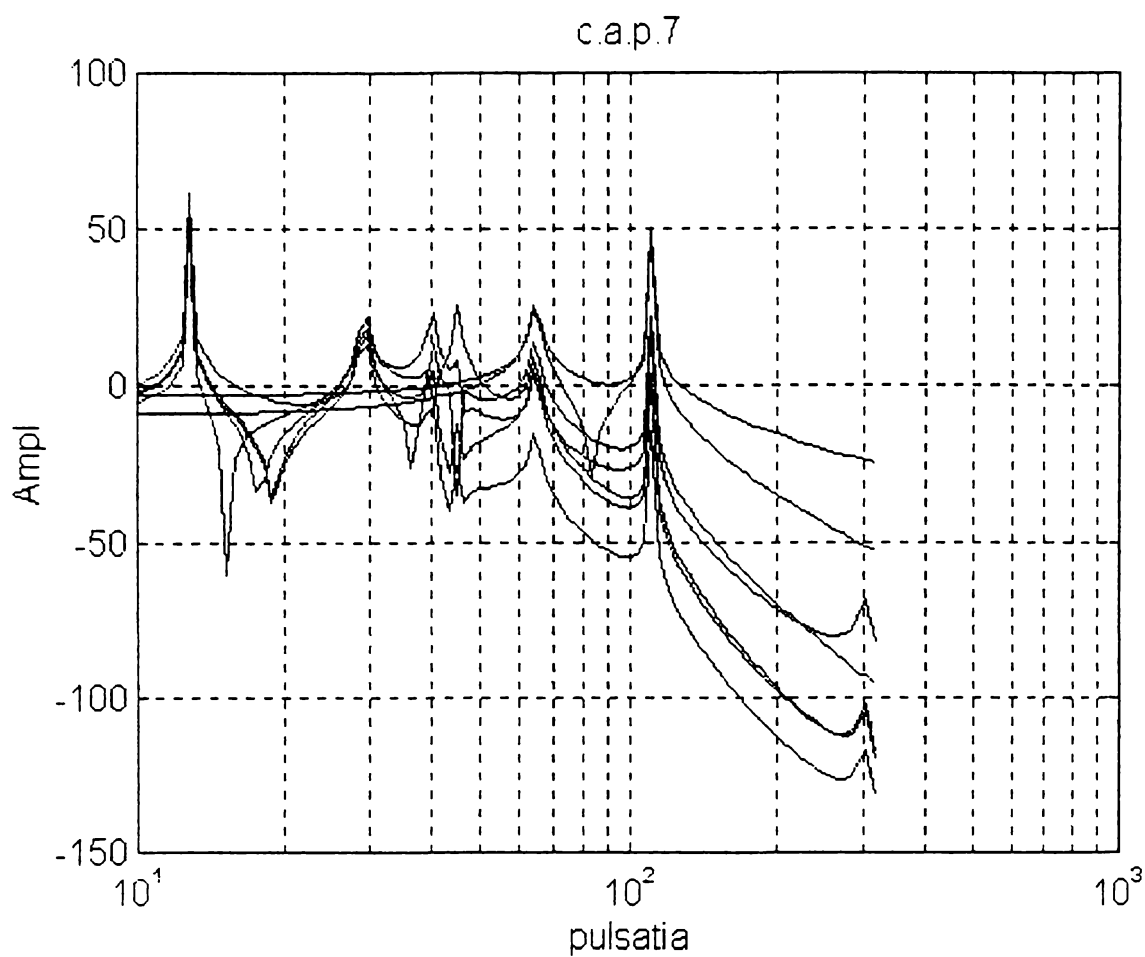


Fig.5.6.

Reprezentând separat caracteristicile amplitudine-pulsatie (c.a.p.1 ... c.a.p.7) rezultă fig.5.7.a,b,d,e,f.

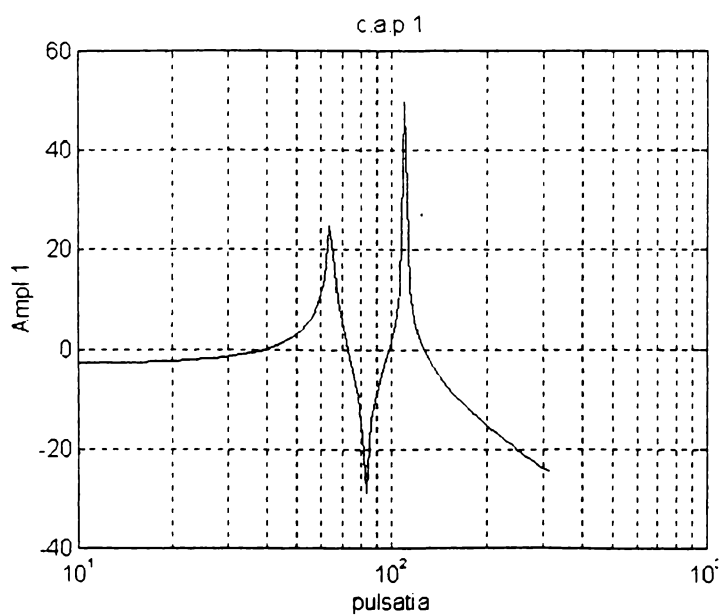


Fig.5.7.a

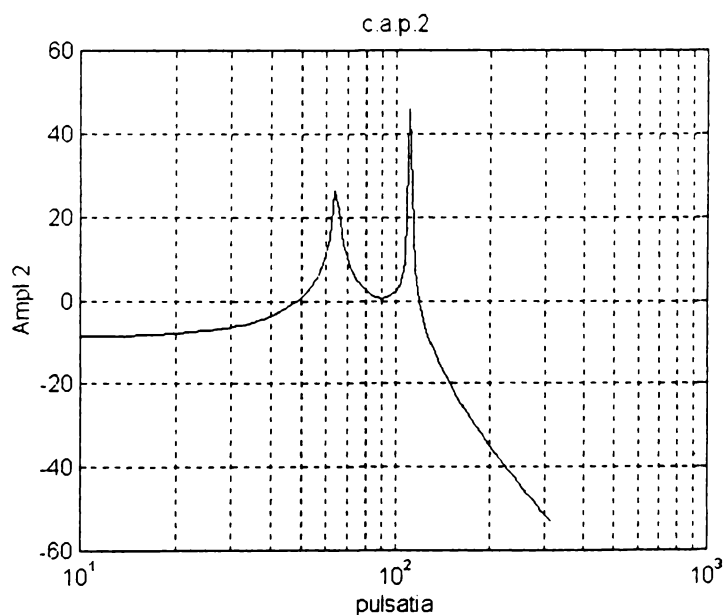


Fig.5.7.b

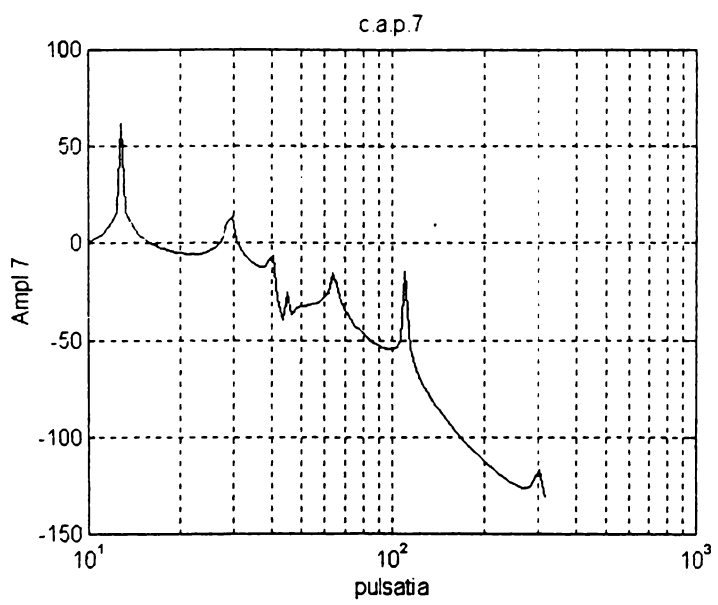
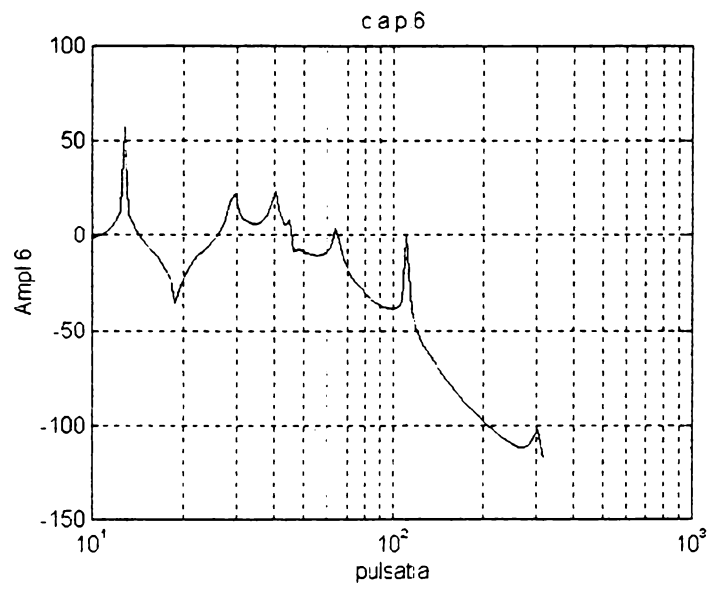
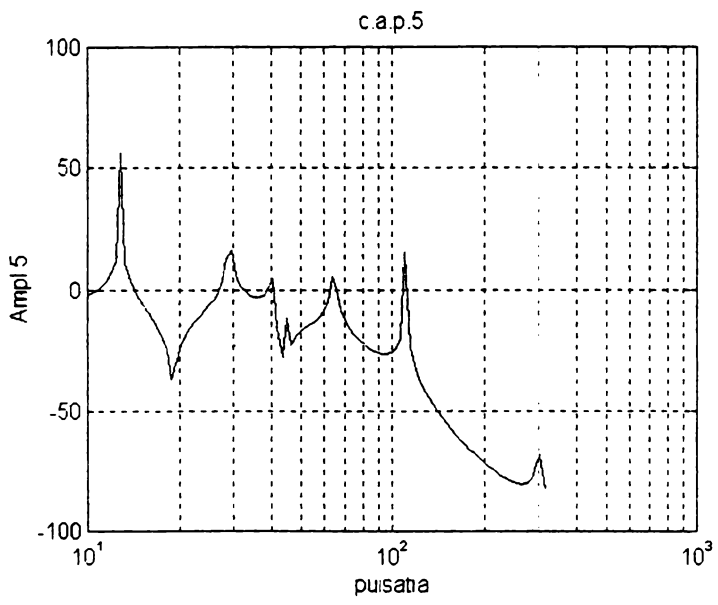
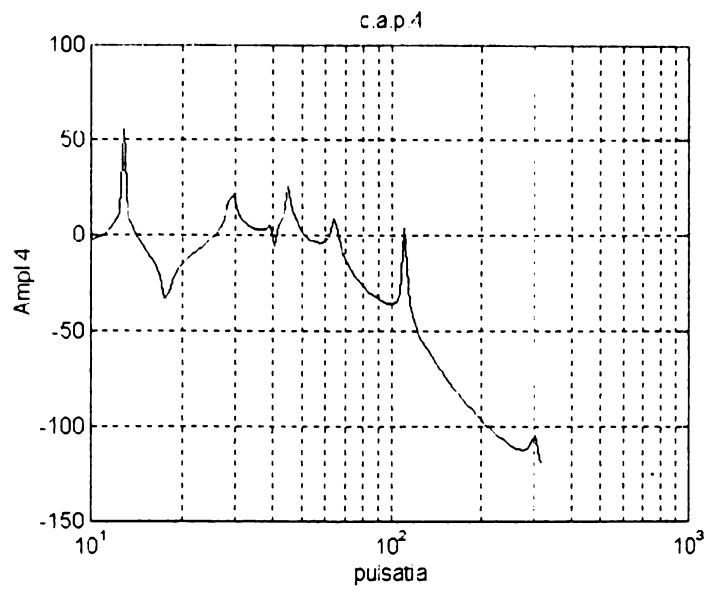
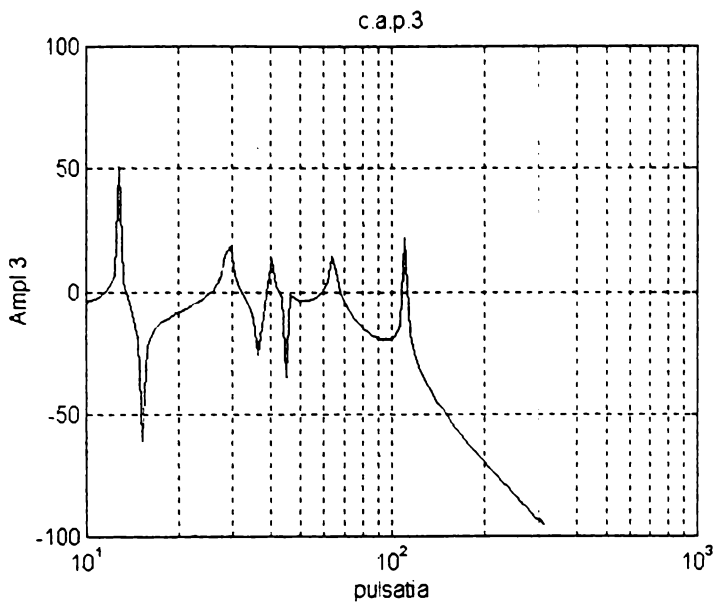


Fig.5.7.a,b,c,d,e,f.

În fig.5.6 și fig.5.7 a fost aleasă o reprezentare logaritmică, pentru a scoate mai bine în evidență maximele amplitudinilor vibrațiilor. Pentru fiecare dintre masele componente se observă mai multe maxime, deci apare și influența maselor vecine.

Dacă se alege ca semnal de intrare un semnal de frecvență 3 Hz și amplitudine $1\text{cm}=0,01\text{m}$ răspunsul sistemului suprapus pentru toate cele 7 mase componente ale acestuia este afișat în fig.5.8:

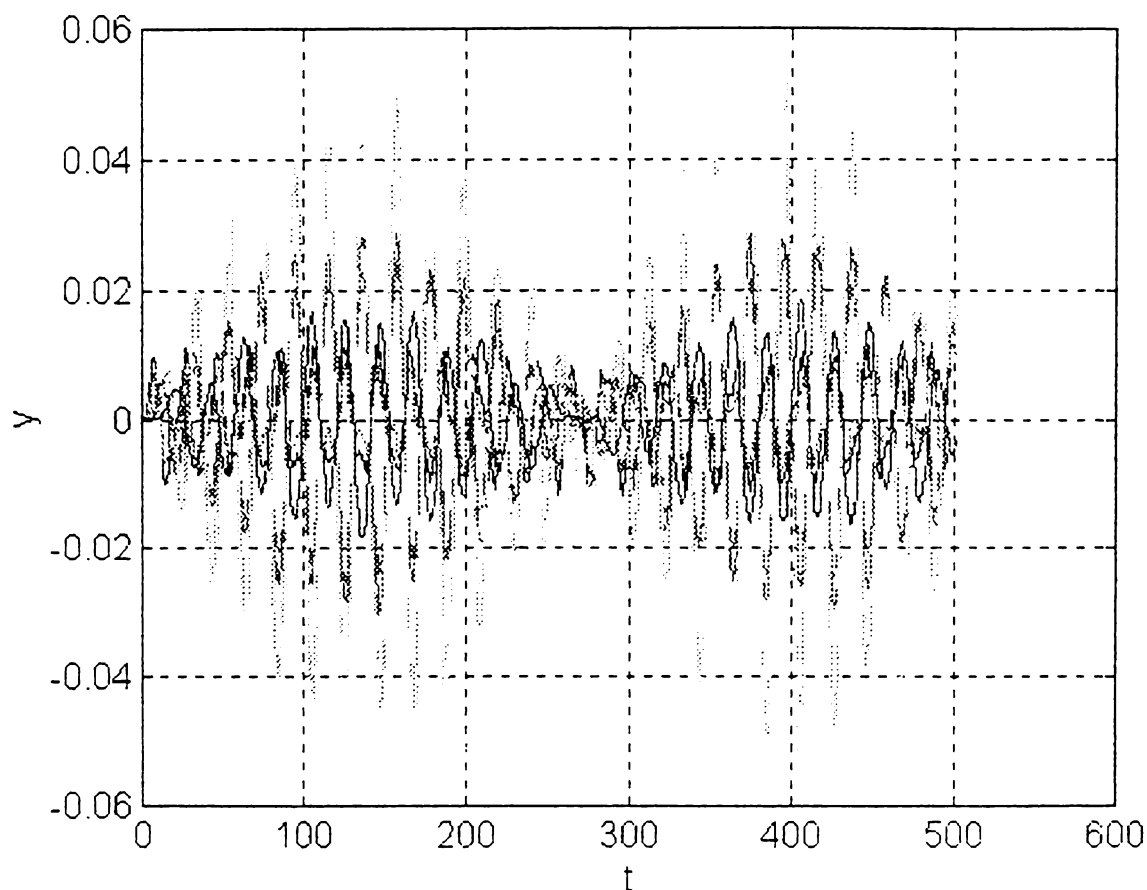
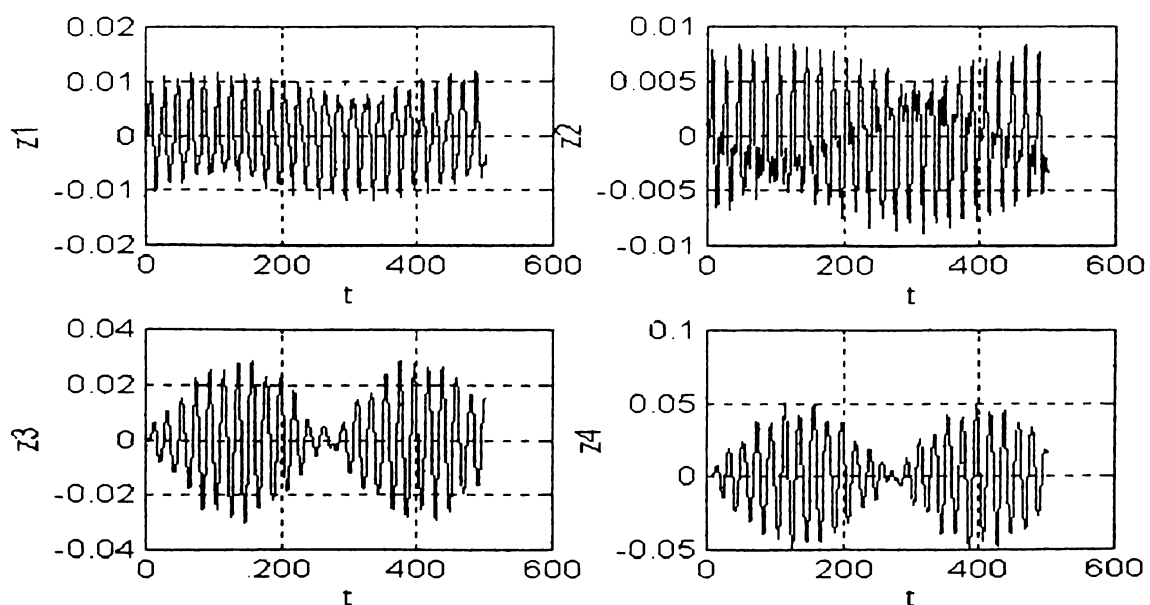


Fig.5.8.

Reprezentând răspunsul sistemului separat pentru fiecare dintre cele 7 mase componente ale acestuia rezultă:



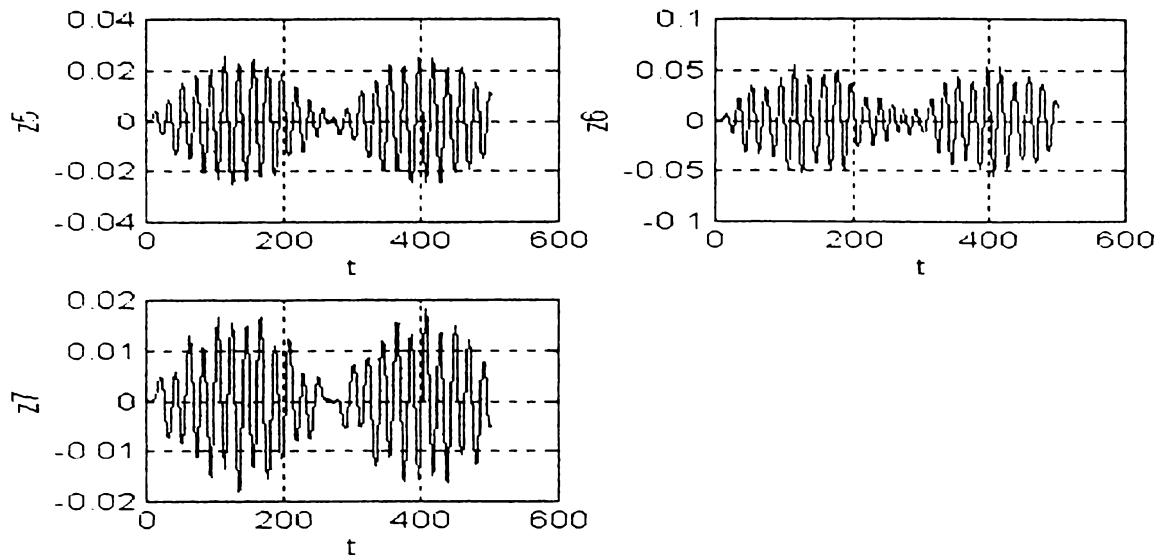


Fig.5.9.

Pentru a compara răspunsul sistemului cu semnalul de intrare se afișează aceste semnale suprapuse, rezultând fig.5.10:

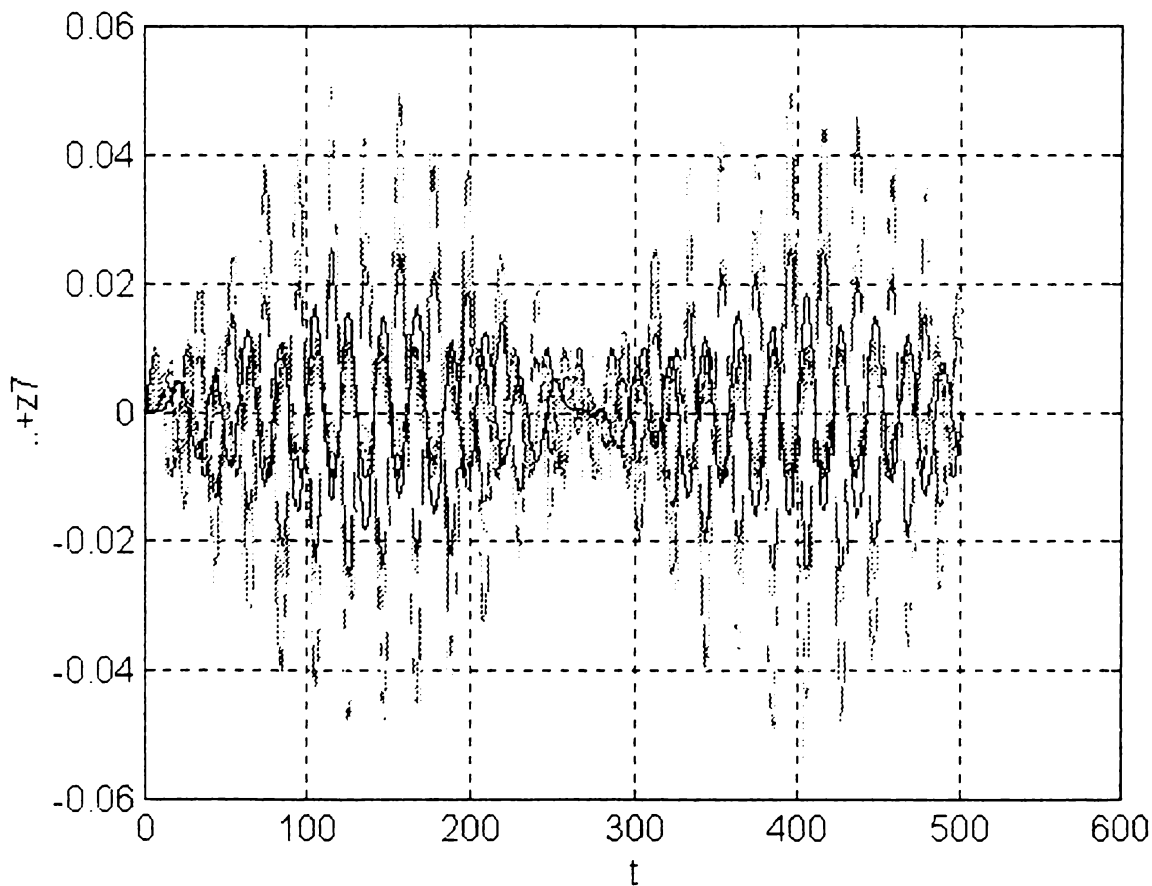


Fig.5.10.

Din analiza fig.5.8, 5.9 și 5.10, se observă că există mase care au amplitudini mai mari decât amplitudinea semnalului de intrare, și de asemenea mișcarea câtorva mase este caracterizată de bătăi, fapt datorat vibrației forțate de 3 Hz, frecvență foarte apropiată de una dintre frecvențele de rezonanță ale sistemului.

În cazul unei mișcări amortizate caracteristicile amplitudine-pulsație pentru masele $m_1 \dots m_7$ sunt redată suprapus în fig.5.11:

c.a.p.1,2,3,4,5,6,7

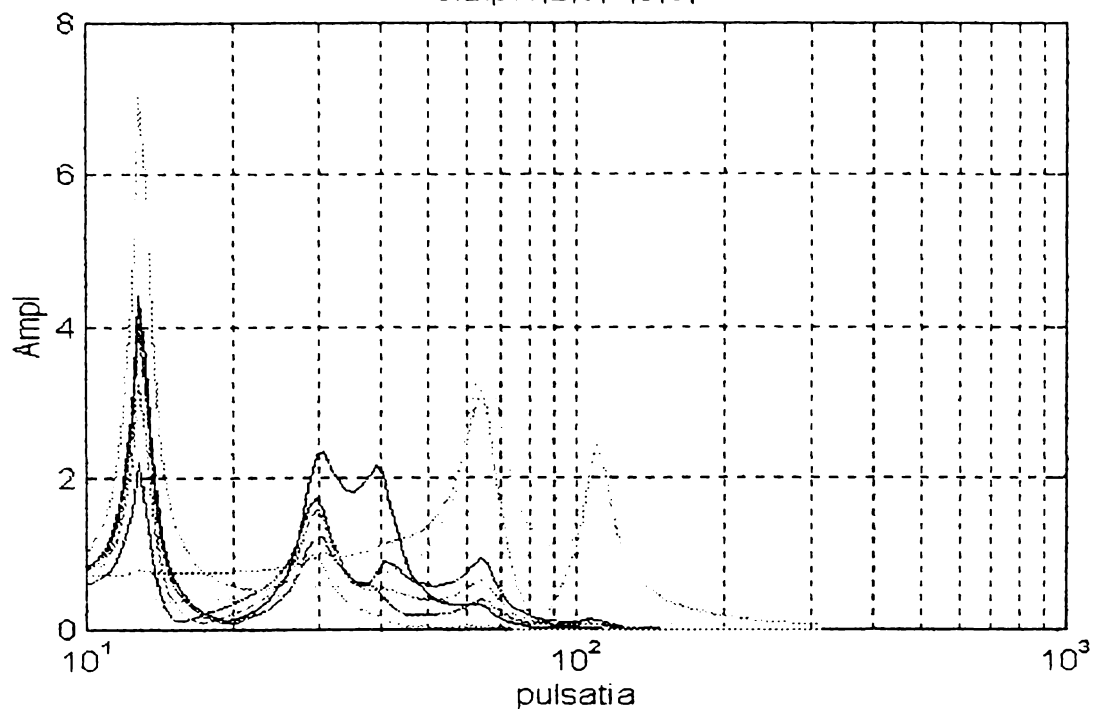


Fig.5.11.

Prin suprapunerea caracteristicilor de frecvență amplitudine – pulsație ale celor 7 mase, alegându-se o reprezentare logaritmică, în vederea evidențierii maximelor amplitudinilor vibrațiilor, se obține reprezentarea grafică din fig.5.12.

c.a.p.7

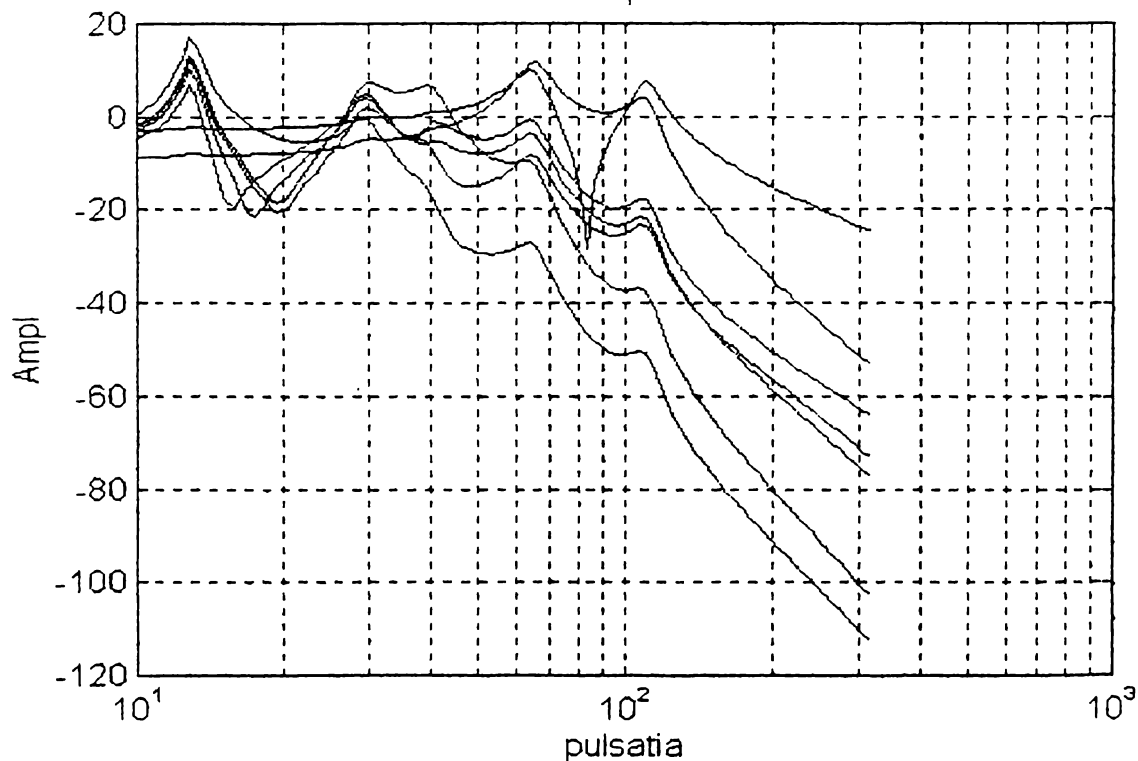


Fig.5.12.

Dacă se alege ca semnal de intrare un semnal de frecvență 7 Hz și amplitudine 0,01m, răspunsul sistemului suprapus pentru toate cele 7 mase componente ale acestuia este afișat în fig.5.13:

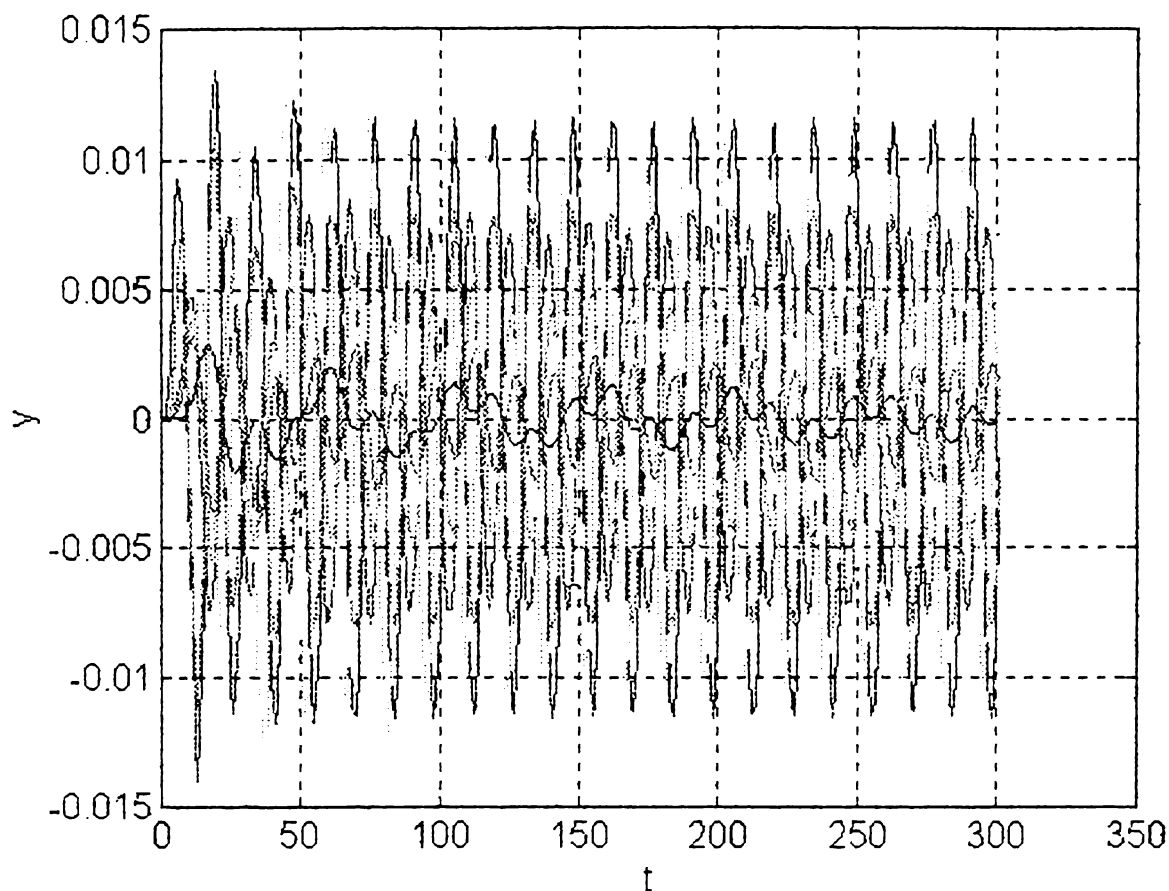
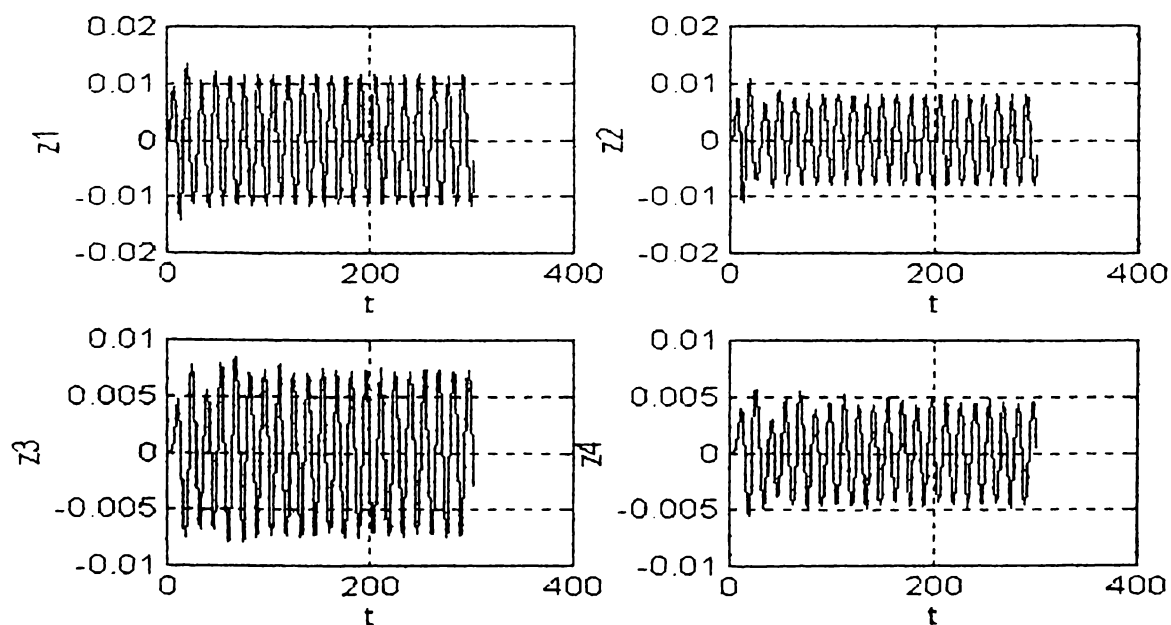


Fig.5.13.

Reprezentând răspunsul sistemului separat pentru fiecare dintre cele 7 mase componente ale acestuia rezultă fig.5.14:



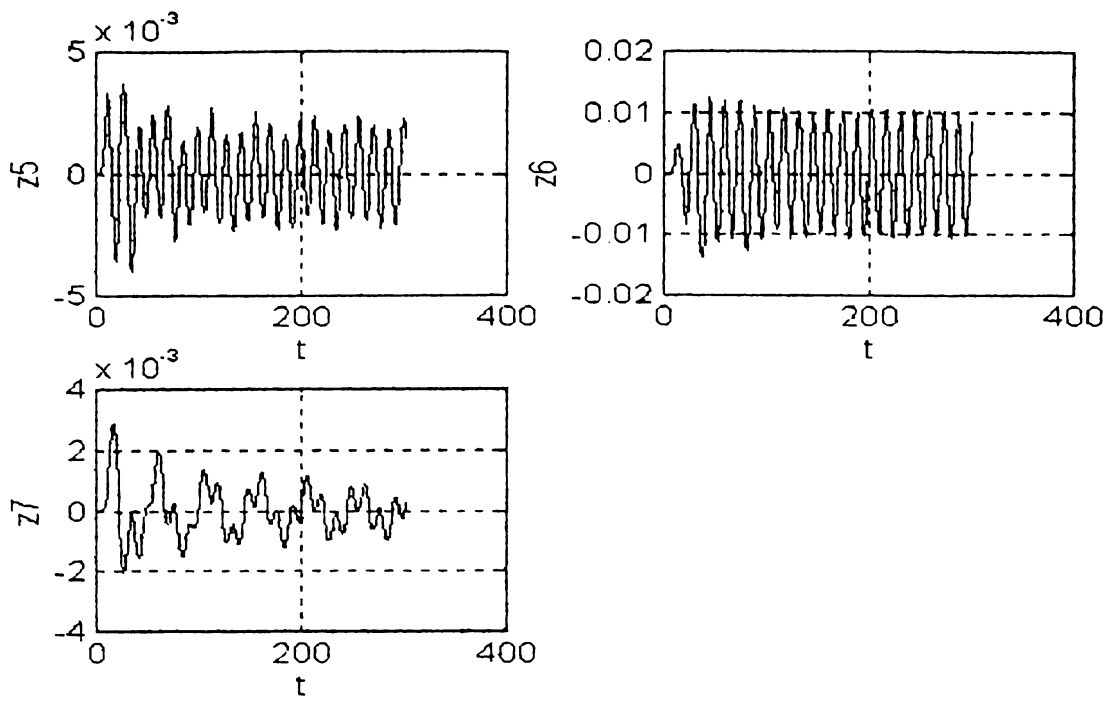


Fig.5.14.

Pentru a compara răspunsul sistemului cu semnalul de intrare se afișează aceste semnale suprapuse, rezultând fig.5.15:

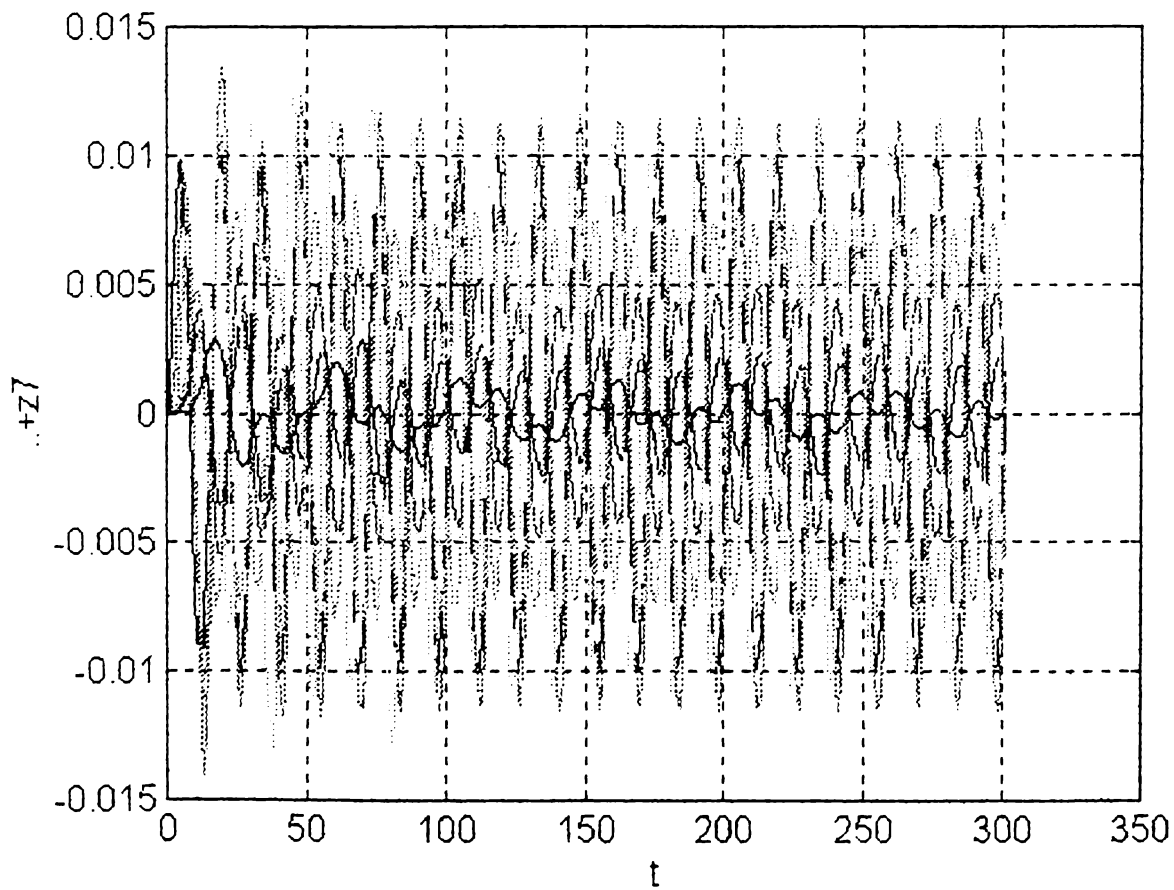


Fig.5.15.

Din analiza reprezentărilor grafic din fig.5.13, 5.14 și 5.15 se observă că în cazul unei mișcări amortizate nu există mase care să aibă amplitudini cu mult mai mari decât amplitudinea semnalului de intrare. De asemenea mișcarea tuturor maselor componente ale modelului mecanic studiat are amplitudini cu valori cel mult comparabile cu valoarea amplitudinii semnalului de intrare, fapt datorat prezenței în componența modelului a elementelor cu amortizare vâscoasă.

5.1.4. Concluzii

Ca și concluzie se poate spune despre acest program că reprezintă un program de simulare a “funcționării” unui model mecanic al corpului omenesc aflat în picioare pe o platformă vibrantă, program ce poate fi folosit de cercetători în domeniu, de medici, etc, pentru a observa modul de propagare a vibrațiilor de-a lungul corpului uman și răspunsul sistemului studiat la diferite semnale de intrare.

5.1.5. Varianta suplimentară de schemă bloc informaționale

O altă variantă a schemei bloc informaționale corespunzătoare modelului matematic aferent modelului mecanic al corpului omenesc aflat în picioare pe o platformă vibrantă se poate construi pornind de la sistemul de ecuații (4.8).

Astfel:

$$\begin{aligned}
 & (m_1 s^2 + c_{13} s + k_{12}) \cdot y_1(s) = u(s) + k_{12} y_2(s) + c_{13} s y_3(s) \\
 \implies & y_1(s) = \frac{1}{(m_1 s^2 + c_{13} s + k_{12})} [u(s) + k_{12} y_2(s) + c_{13} s y_3(s)] \\
 & (m_2 s^2 + (k_{12} + k_{23})) \cdot y_2(s) = k_{12} y_1(s) + k_{23} y_3(s) \\
 \implies & y_2(s) = \frac{1}{(m_2 s^2 + (k_{12} + k_{23}))} [k_{12} y_1(s) + k_{23} y_3(s)] \\
 & [m_3 s^2 + (c_{13} + c_{34}) s + (k_{23} + k_{34} + k_{35})] \cdot y_3(s) = c_{13} s y_1(s) + k_{23} y_2(s) + (c_{34} s + k_{34}) y_4(s) + \\
 & \quad + k_{35} y_5(s) \\
 \implies & y_3(s) = \frac{1}{[m_3 s^2 + (c_{13} + c_{34}) s + (k_{23} + k_{34} + k_{35})]} [c_{13} s y_1(s) + k_{23} y_2(s) + (c_{34} s + k_{34}) y_4(s) + \\
 & \quad + k_{35} y_5(s)] \\
 & [m_4 s^2 + (c_{34} + c_{45}) s + (k_{34} + k_{35})] \cdot y_4(s) = (c_{34} s + k_{34}) y_3(s) + (c_{45} s + k_{45}) y_5(s) \\
 \implies & y_4(s) = \frac{1}{[m_4 s^2 + (c_{34} + c_{45}) s + (k_{34} + k_{35})]} [(c_{34} s + k_{34}) y_3(s) + (c_{45} s + k_{45}) y_5(s)] \\
 & [m_5 s^2 + (c_{45} + c_{56} + c_{57}) s + (k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57})] \cdot y_5(s) = k_{35} y_3(s) + (c_{45} s + k_{45}) y_4(s) + \\
 & \quad + (c_{56} s + k_{56}) y_6(s) + (c_{57} s + k_{57}) y_7(s) \\
 \implies & y_5(s) = \frac{1}{[m_5 s^2 + (c_{45} + c_{56} + c_{57}) s + (k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57})]} [k_{35} y_3(s) + (c_{45} s + k_{45}) y_4(s) + \\
 & \quad + (c_{56} s + k_{56}) y_6(s) + (c_{57} s + k_{57}) y_7(s)] \\
 & [m_6 s^2 + c_{56} s + k_{56}] \cdot y_6(s) = (c_{56} s + k_{56}) y_5(s) \\
 \implies & y_6(s) = \frac{1}{[m_6 s^2 + c_{56} s + k_{56}]} (c_{56} s + k_{56}) y_5(s) \\
 & [m_7 s^2 + c_{57} s + k_{57}] \cdot y_7(s) = (c_{57} s + k_{57}) y_5(s) \\
 \implies & y_7(s) = \frac{1}{[m_7 s^2 + c_{57} s + k_{57}]} (c_{57} s + k_{57}) y_5(s) \tag{5.5}
 \end{aligned}$$

Pe baza acestor relații se poate construi schema bloc informațională din fig.5.16. Dacă în această schemă, se adaugă câteva blocuri unitare suplimentare și se înlocuiește mărimea de intrare cu un bloc fictiv $H_1(s)=1$, va rezulta schema bloc informațională din fig.5.17. Din această schemă se obține fig.5.18 apoi, prin înlocuirea funcțiilor de transfer prin indicii acestora rezultă fig.5.19.

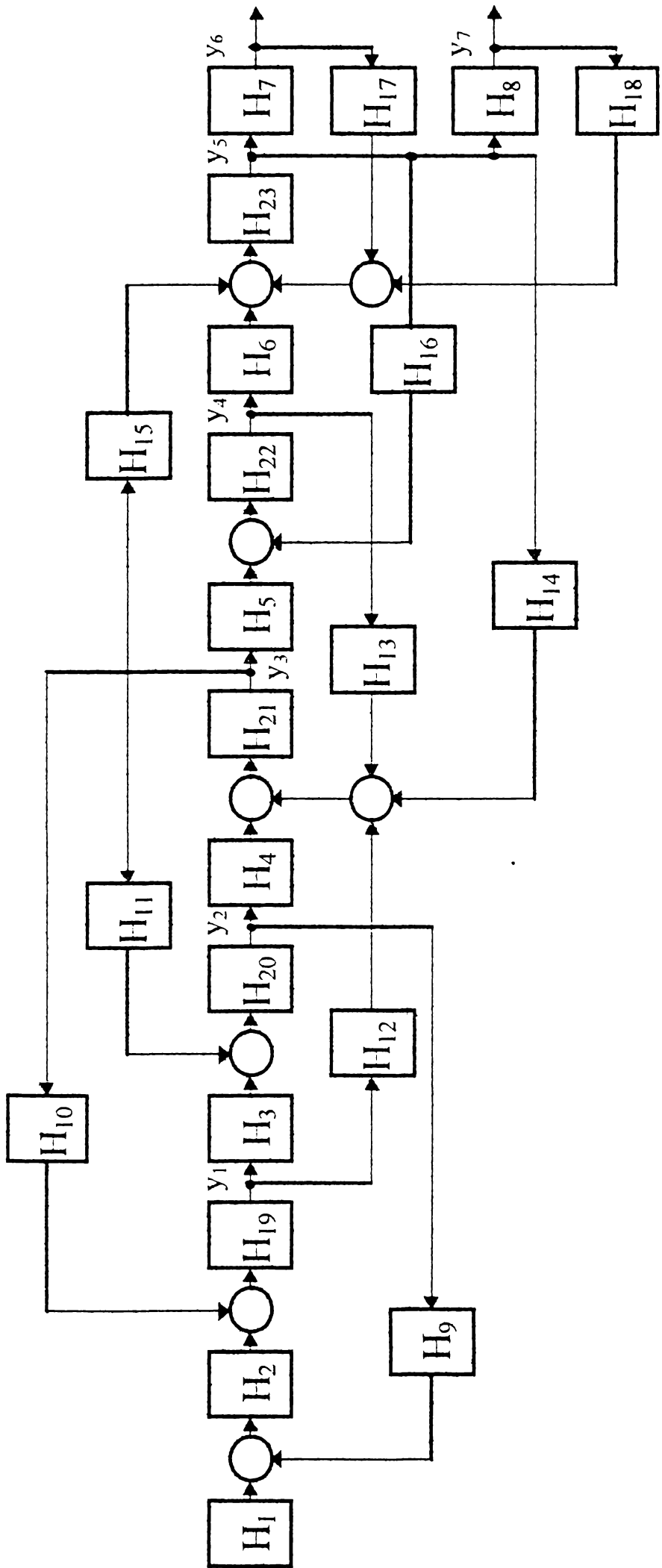


Fig. 5.19

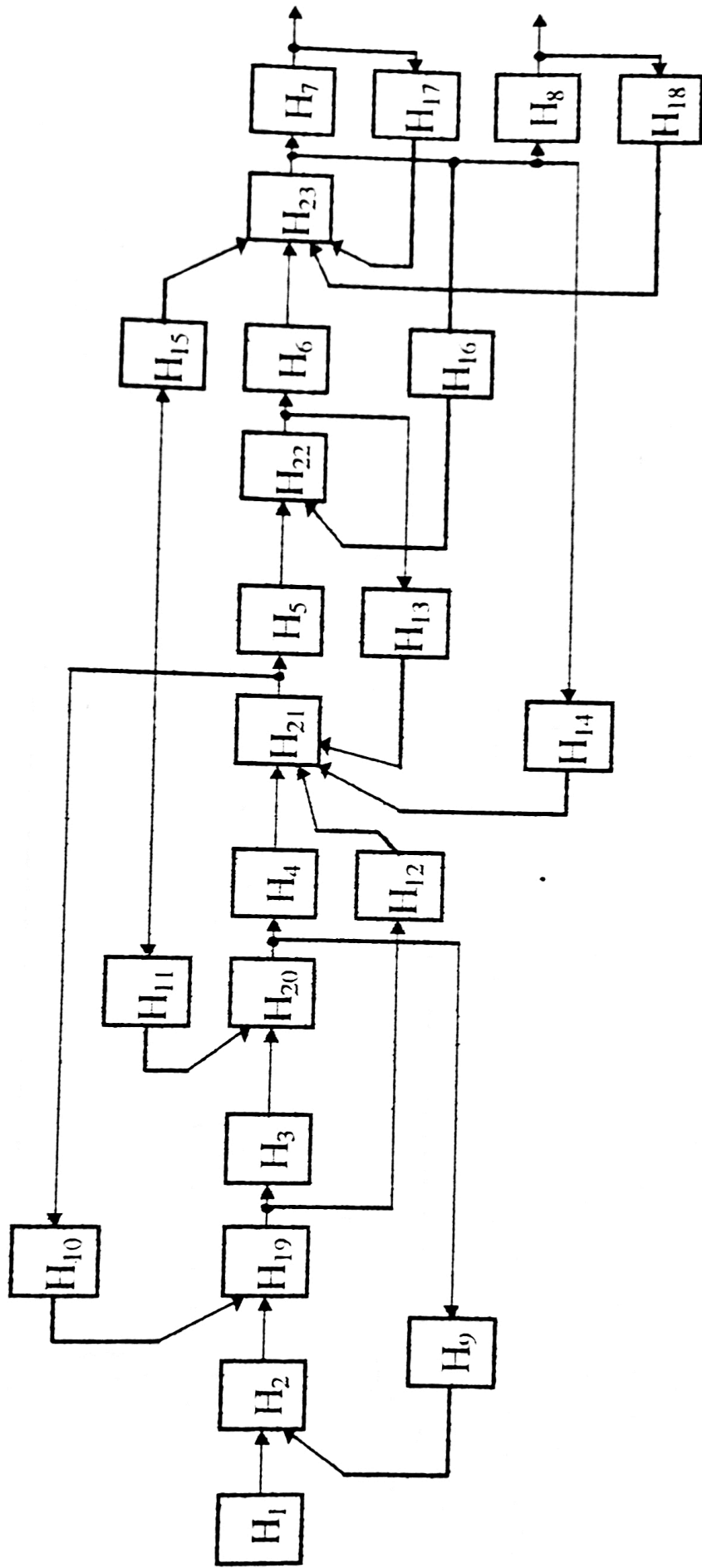


Fig. 5.18

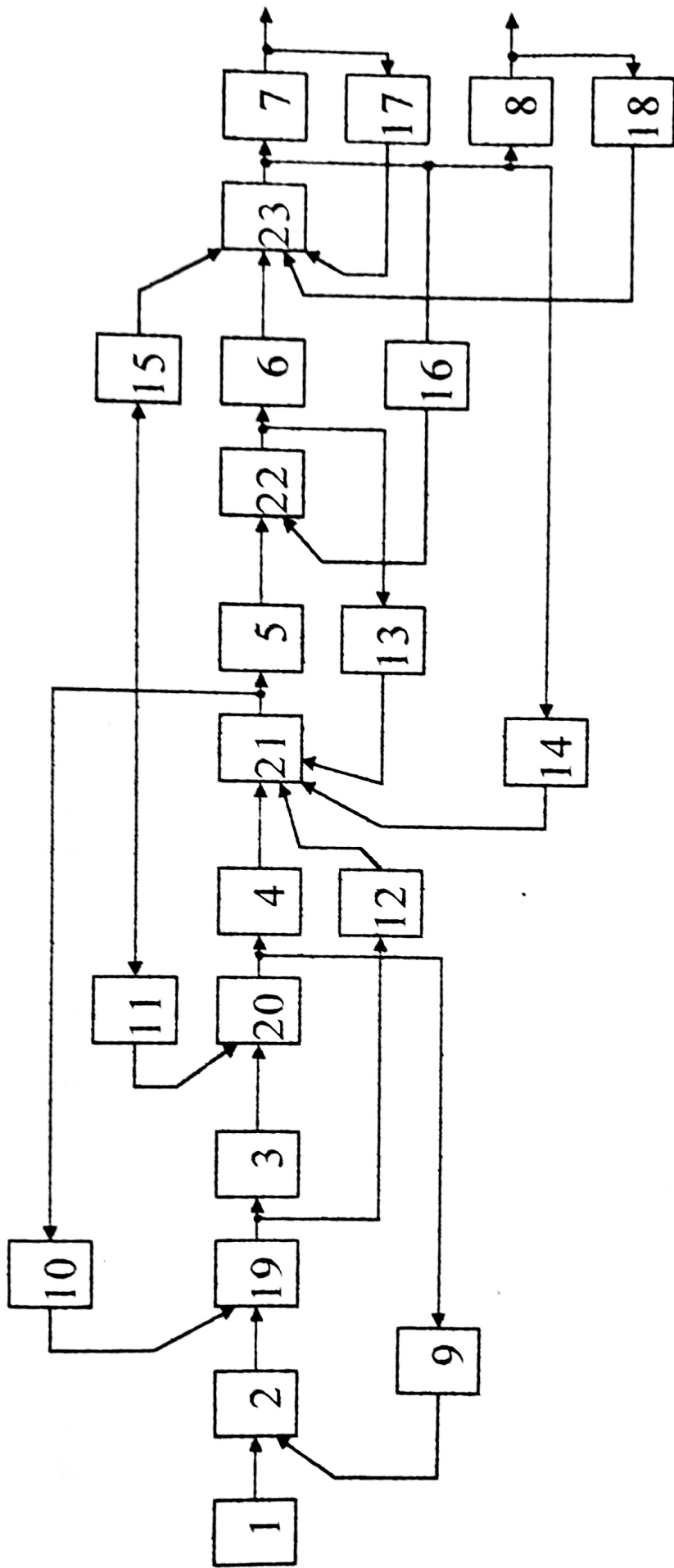


Fig. 5.19

În această schemă bloc informațională (fig.5.18) au fost făcute următoarele notații:

$$\begin{aligned}
 H_1(s) &= 1, & H_2(s) &= \frac{1}{m_1 s^2 + c_{13} s + k_{12}}, \\
 H_3(s) &= \frac{k_{12}}{m_2 s^2 + (k_{12} + k_{23})}, \\
 H_4(s) &= \frac{k_{23}}{m_3 s^2 + (c_{13} + c_{34}) s + (k_{23} + k_{34} + k_{35})}, \\
 H_5(s) &= \frac{c_{34} s + k_{34}}{m_4 s^2 + (c_{34} + c_{45}) s + (k_{34} + k_{45})}, \\
 H_6(s) &= \frac{c_{45} s + k_{45}}{m_5 s^2 + (c_{45} + c_{56} + c_{57}) s + (k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57})}, \\
 H_7(s) &= \frac{c_{56} s + k_{56}}{m_6 s^2 + c_{56} s + k_{56}}, \\
 H_8(s) &= \frac{c_{57} s + k_{57}}{m_7 s^2 + c_{57} s + k_{57}}, \\
 H_9(s) &= k_{12}, \\
 H_{10}(s) &= \frac{c_{13} s}{m_1 s^2 + c_{13} s + k_{12}}, \\
 H_{11}(s) &= \frac{k_{23}}{m_2 s^2 + (k_{12} + k_{23})}, \\
 H_{12}(s) &= \frac{c_{23} s}{m_3 s^2 + (c_{13} + c_{34}) s + (k_{23} + k_{34} + k_{35})}, \\
 H_{13}(s) &= \frac{c_{34} s + k_{34}}{m_3 s^2 + (c_{13} + c_{34}) s + (k_{23} + k_{34} + k_{35})}, \\
 H_{14}(s) &= \frac{k_{35}}{m_3 s^2 + (c_{13} + c_{34}) s + (k_{23} + k_{34} + k_{35})}, \\
 H_{15}(s) &= \frac{k_{35}}{m_5 s^2 + (c_{45} + c_{56} + c_{57}) s + (k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57})}, \\
 H_{16}(s) &= \frac{c_{34} s + k_{34}}{m_4 s^2 + (c_{34} + c_{45}) s + (k_{34} + k_{45})}, \\
 H_{17}(s) &= \frac{c_{56} s + k_{56}}{m_5 s^2 + (c_{45} + c_{56} + c_{57}) s + (k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57})}, \\
 H_{18}(s) &= \frac{c_{57} s + k_{57}}{m_5 s^2 + (c_{45} + c_{56} + c_{57}) s + (k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57})}, \\
 H_{19}(s) &= 1, & H_{20}(s) &= 1, & H_{21}(s) &= 1, \\
 H_{22}(s) &= 1, & H_{23}(s) &= 1.
 \end{aligned} \tag{5.6}$$

Pentru a scoate în evidență interconectările dintre blocuri în vederea scrierii corecte a programului de simulare, s-a construit schema bloc informațională din fig.5.19.

Astfel, matricea de interconectare va fi:

$$q = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 2 & 1 & 9 & 0 & 0 \\ 3 & 19 & 0 & 0 & 0 \\ 4 & 20 & 0 & 0 & 0 \\ 5 & 21 & 0 & 0 & 0 \\ 6 & 22 & 0 & 0 & 0 \\ 7 & 23 & 0 & 0 & 0 \\ 8 & 23 & 0 & 0 & 0 \\ 9 & 20 & 0 & 0 & 0 \\ 10 & 21 & 0 & 0 & 0 \\ 11 & 21 & 0 & 0 & 0 \\ 12 & 19 & 0 & 0 & 0 \\ 13 & 22 & 0 & 0 & 0 \\ 14 & 23 & 0 & 0 & 0 \\ 15 & 21 & 0 & 0 & 0 \\ 16 & 23 & 0 & 0 & 0 \\ 17 & 7 & 0 & 0 & 0 \\ 18 & 8 & 0 & 0 & 0 \\ 19 & 2 & 10 & 0 & 0 \\ 20 & 3 & 11 & 0 & 0 \\ 21 & 4 & 12 & 13 & 14 \\ 22 & 5 & 16 & 0 & 0 \\ 23 & 6 & 15 & 17 & 18 \end{pmatrix}$$

Programul de simulare, numit *mm23.m*, se obține în urma unor modificări aduse programului *kc46.m*, care a fost scris pe baza schemei informaționale reprezentate în fig.5.19.

Partea modificată din program este redată în Anexa 5.2, iar modul de utilizare al celor două programe *kc46.m* și *mm23.m* este același.

5.2. SIMULAREA PENTRU FRECVENȚE FOARTE MICI

5.2.1. Schema bloc informațională

Pentru frecvențe foarte mici, de câțiva Hz, s-a constatat că organismul uman se comportă la vibrații ca un tot unitar.[134] De aceea a fost folosit pentru studiul acestuia modelul mecanic reprezentat în Fig.4.5.

Pe baza MM-ISI, prezentat prin relația (4.2), se poate construi următoarea schemă bloc informațională [241]:

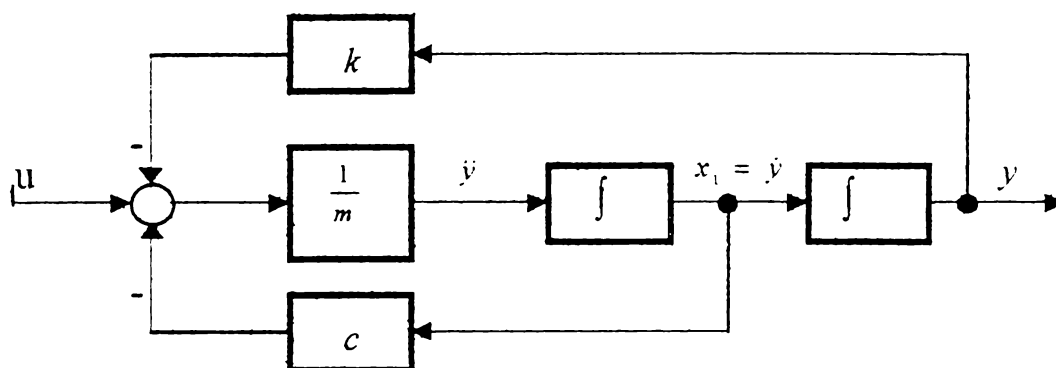


Fig.5.20.

sau, pe baza funcției de transfer $H(s)$, precizate prin relația (4.1), se poate obține schema bloc informațională prezentată de mai jos [65]:

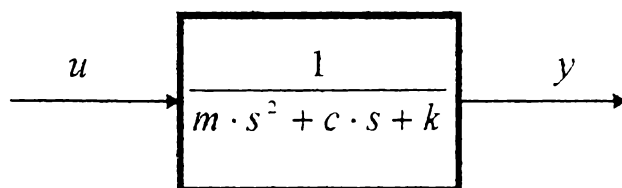


Fig.5.21.

5.2.2. Program de simulare

Cunoscând funcția de transfer $H(s)$ și considerându-se cunoscute valorile parametrilor ce caracterizează elementele modelului mecanic, se poate scrie un program MathLab pentru a obține răspunsul sistemului pentru diferite semnale de intrare, deci se poate scrie un program de simulare. Acest program este înregistrat în fișierul *sim.m*, iar conținutul acestuia este redat în Anexa 5.2.[121]

Programul de simulare pentru studiul modelului mecanic din Fig.4.4, în cazul unor vibrații de frecvențe foarte mici, a fost precizat mai sus. În această situație componentele corpului uman se comportă ca un tot unitar, deci pentru analiză s-a

considerat schema bloc informațională reprezentată în fig.5.20. În continuare sunt specificate câteva detalii referitoare la conținutul și utilizarea acestui program.

Programul este proiectat pornind de la premisa că se cunosc valorile numerice ale parametrilor ce caracterizează elementele modelului mecanic, căutându-se răspunsul sistemului la diferite semnale de intrare.

La rularea programului, pentru început apare un meniu care asigură două opțiuni: introducerea valorilor parametrilor modelului de la tastatura calculatorului, sau parametrilor să li se dea niște valori implicite. În cazul alegerii variantei “*de la TASTATURĂ*”, există câteva variante de stabilire a valorilor parametrilor. Dacă datele se consideră că au fost corect tastate, din meniu se alege opțiunea “*CONTINUE*”:



Fig.5.22.a.

Urmează specificarea tipului mișcării:

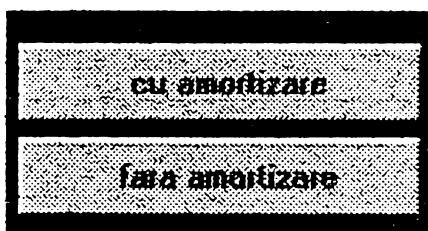


Fig.5.22.b.

În codul sursă al programului, după implementarea acestui meniu de introducere a datelor inițiale, în codul programului sunt date funcțiile de transfer ale elementelor schemei bloc informaționale reprezentate în fig.5.20. Funcția de transfer este dată prin numărătorul și numitorul său, mai precis prin coeficienții numărătorului și coeficienții numitorului.

Apoi sunt scrise niște instrucțiuni care au ca efect stabilirea și afișarea MM-ISI (modelul matematic intrare – stare – ieșire), a funcției de transfer, sau a configurației poli – zerouri.

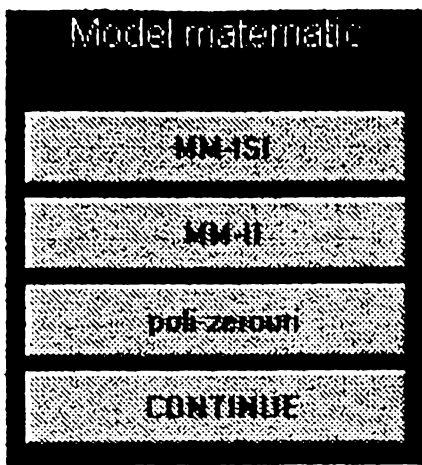


Fig.5.23.a

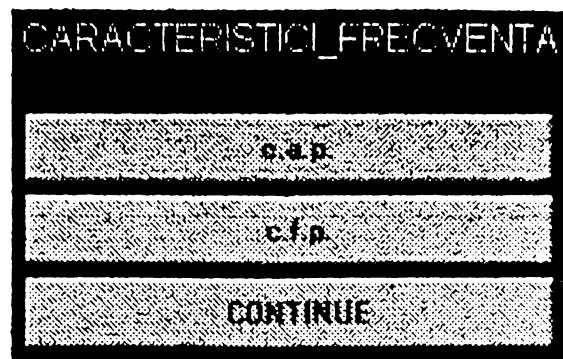


Fig.5.23.b.

Există posibilitatea de a vizualiza și caracteristicile răspunsului în frecvență: caracteristica amplitudine – pulsație (c.a.p.) și caracteristica fază – pulsație (c.f.p.), specificându-se și dacă sistemul luat în discuție este stabil sau nu.

Astfel, pentru sistemul analizat, pentru $m=65$ kg, ținând cont de rezultatele rulării programului *param.pas*, în cazul fără amortizare, se obține următoarea caracteristică fază-pulsație:

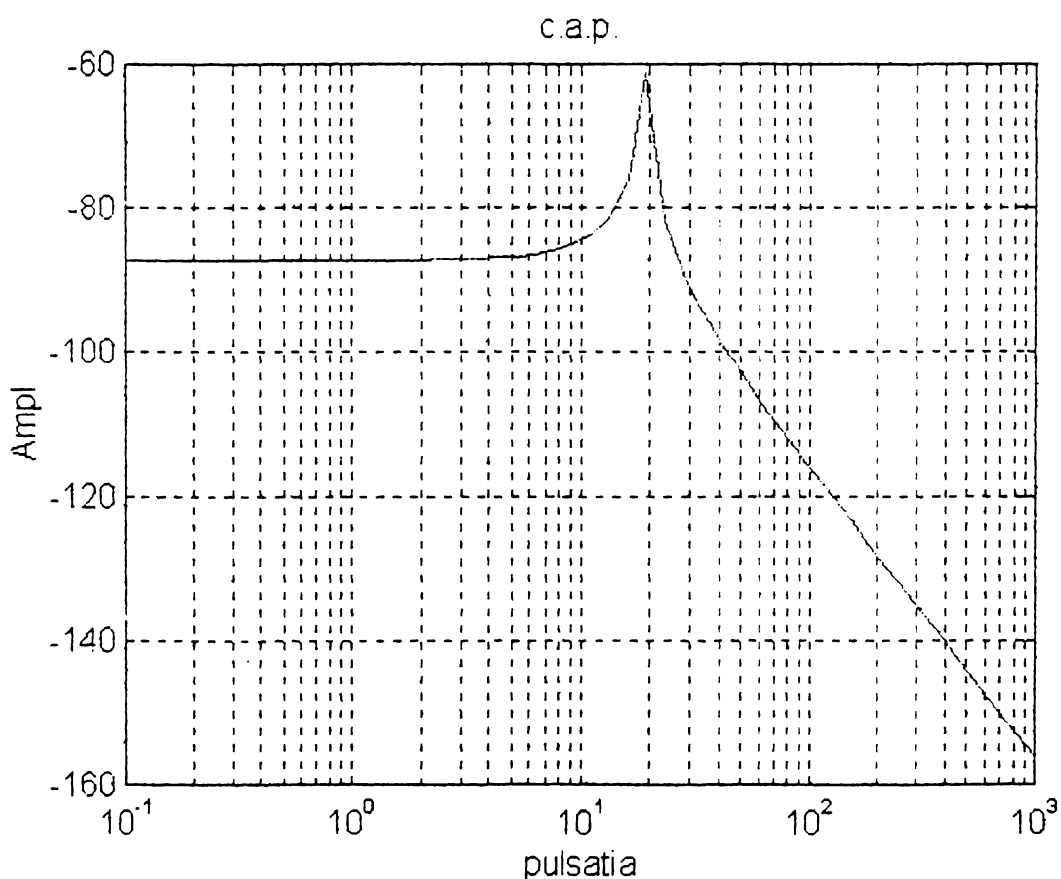


Fig.5.24

O următoare etapă este generarea semnalului de intrare, putându-se alege mai întâi tipul, apoi dimensionarea implicită a acestuia sau specificarea valorilor corespunzătoare de la tastatură:

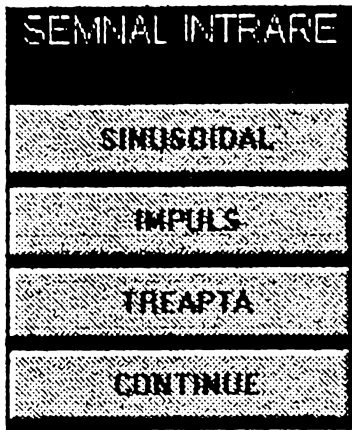


Fig.5.25.a



Fig.5.25.b.

Dacă utilizatorul programului de simulare s-a hotărât asupra tipului semnalului și asupra definiției acestuia, se alege din nou opțiunea "CONTINUE", după care pe ecranul calculatorului ni se arată variația în timp a semnalului de intrare, dacă utilizatorul dorește acest lucru:



Fig.5.26.

Următorul grup de instrucțiuni din program are ca scop obținerea răspunsului în timp al sistemului la semnalul de intrare ales, deci este partea de simulare propriu-zisă, urmând partea de afișare grafică a formelor de variație ale ieșirii sistemului, în vederea analizei. Pentru afișare utilizatorul programului are la dispoziție un alt meniu cu mai multe opțiuni, acordându-se facilitatea de a reveni la rularea din nou a programului pentru alte valori de intrare:



Fig.5.27.

Pentru cazul unei frecvențe de vibrație de 2,5 Hz și amplitudine a mișcării forțate de 1 cm, răspunsul sistemului este reprezentat în fig.5.28:

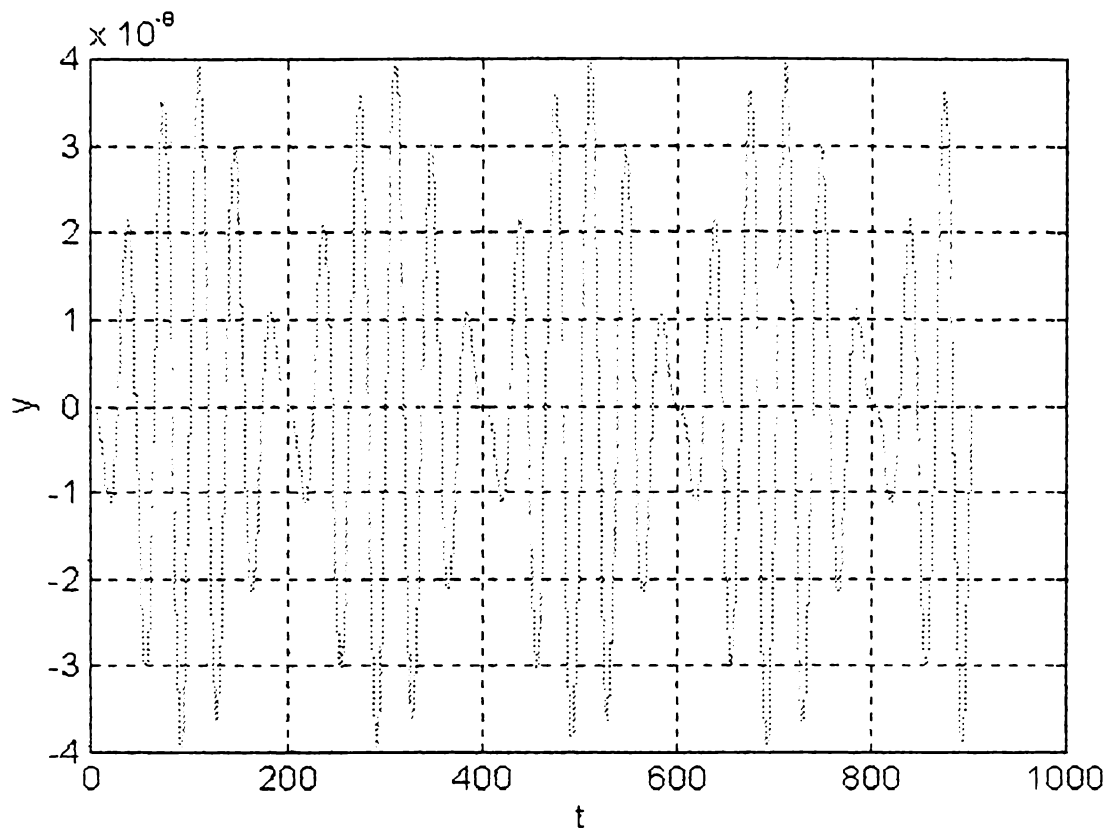


Fig.5.28.

Întrucât frecvența mișcării forțate este apropiată de frecvența de rezonanță, se constată apariția fenomenului de bătăi.

În cazul unei vibrații forțate se obține următorul răspuns al sistemului:

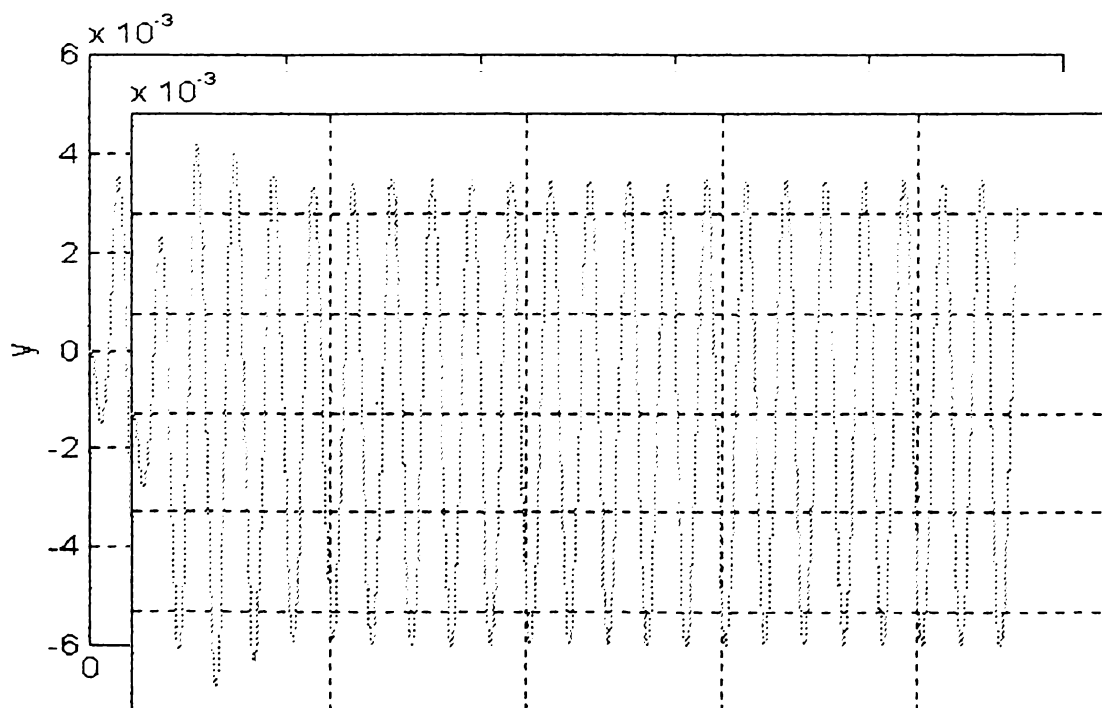


Fig.5.29.

În urma analizei reprezentării din fig.5.29, se constată că în cazul mișcării amortizate nu mai apare fenomenul de bătăi și mișcarea are o formă foarte apropiată de cea sinusoidală cu amplitudine constantă, mai mică decât a mișcării platformei.

Precizările referitoare la stabilitatea sistemului și la modelul matematic numeric corespunzător sistemului studiat, pentru cele două feluri de mișcări, amortizate și neamortizate, sunt redată pentru un exemplu concret în Anexa 5.4. Sunt precizate patru tipuri de modele matematice: MM-ISI (model matematic intrare stare ieșire), funcția de transfer și configurația poli-zero-uri (precizarea polilor și zerourilor funcției de transfer).

Un exemplu de rezultat obținut în urma rulării programului MathLab *sim.m*, pentru un model mecanic de masă $m=65$ kg. În cazul fără amortizare s-a luat în considerare pentru model pentru elementul de elasticitate parametrul $k=23095$ N/m, iar în cazul cu amortizare parametrul $k=23328$ N/m pentru arc și respectiv $c=246$ Ns/m pentru elementul cu amortizare vâscoasă.

Astfel pentru început sunt prezentate matricele MM-ISI, apoi coeficienții polinoamele de la numărătorul și respectiv numitorul funcției de transfer caracteristice sistemul, iar în final sunt enumerați polii și zerourile funcției de transfer. Toate acestea sunt prezentate mai întâi pentru cazul unei mișcări neamortizate și apoi pentru cazul mișcării amortizate.

5.2.3. Concluzii

Se poate spune despre acest software că reprezintă un program de simulare a comportării unui model mecanic al corpului omenesc aflat în picioare pe o platformă vibratoare, în cazul unor frecvențe foarte mici de vibrație. Deci acest program poate fi folosit de cei interesați pentru analiza efectelor vibrațiilor asupra comportării dinamice a organismului uman și a răspunsului sistemului studiat la semnale de intrare de frecvențe mici.

6. CONSTRUIREA UNOR MODELE GENERALIZATE ALE COMPORTĂRII ORGANISMULUI UMAN AFLAT ÎN PICIOARE

6.1. Modelarea analitică a sistemelor. Modele matematice utilizate în simularea cu mediul MathLab

Un model matematic (MM) constituie o reprezentare matematică a unui sistem fizic. Ies în evidență câteva tipuri de modele matematice: modele matematice intrare – ieșire, în domeniul timp și în domeniul complex, și modelul matematic intrare – stare – ieșire.[65]

MM intrare – ieșire în domeniu timp, notat MM-II, reprezintă o ecuație integro-diferențială în care intervin mărimile de intrare și mărimile de ieșire, integralele și derivatele acestora. Forma generală a unui astfel de MM intrare – ieșire în domeniu timp este:

$$F(u, u^{(1)}, \dots, u^{(n)}, y, y^{(1)}, \dots, y^{(n)})=0 \quad (6.1)$$

unde:

$u(t)$ – mărimea de intrare (mărimea variabilă în timp, care acționează asupra procesului studiat);

$y(t)$ – mărimea de ieșire (mărimea din proces a cărei variație este de interes pentru studiul sistemului fizic);

În practică se utilizează un model matematic uzual, reprezentat printr-o ecuație diferențială (obținută prin derivări repetate ale formei generale integro-diferențiale):

$$a_m y^{(m)} + a_{m-1} y^{(m-1)} + \dots + a_1 y^{(1)} + a_0 y = a_n u^{(n)} + a_{n-1} u^{(n-1)} + \dots + a_1 u^{(1)} + a_0 u \quad (6.2)$$

unde u și y au aceleași semnificații ca mai sus.

În domeniul complex, pentru sisteme liniare, se poate aplica transformata Laplace și se definește funcția de transfer, ca legătură între intrarea și ieșirea sistemului, în condiții inițiale nule:

$$H(s) = \frac{y(s)}{u(s)} \Big|_{\substack{u(0)=0 \\ y(0)=0}} \quad (6.3)$$

Funcția de transfer pentru forma uzuală diferențială este:

$$H(s) = \frac{b_n s^n + b_{n-1} s^{n-1} + \dots + b_1 s + b_0}{a_m s^m + a_{m-1} s^{m-1} + \dots + a_1 s + a_0} \quad (6.4)$$

Funcția de transfer în configurație “poli – zerouri” este de forma:

$$H(s) = \frac{y(s)}{u(s)} = K \frac{(s - z_1)(s - z_2)\dots(s - z_m)}{(s - p_1)(s - p_2)\dots(s - p_n)}, \quad (6.5)$$

unde: z_1, z_2, \dots, z_m – zerourile sistemului,

p_1, p_2, \dots, p_n – polii sistemului,

K – coeficient de amplificare.

Modelul matematic intrare – stare – ieșire se notează prin MM–ISI. În cadrul acestui tip de model apare în plus față de modelele anterioare un set de mărimi, numite mărimi de stare, care împreună cu mărimile de ieșire permit evaluarea valorilor mărimilor de ieșire și aprecierea tendinței de evoluție a sistemului.

Se aleg ca mărimi de stare acele mărimi care au o variație continuă în timp, de exemplu:

- în mecanică: poziția, viteza, etc.;
- în electrotehnică: tensiunea pe condensatoare, etc.

MM-ISI se dau în general sub formă matriceală:

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \\ y(t) = Cx(t) + Du(t) \end{cases} \quad (6.6)$$

unde:

$$x(t) = \begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ \vdots \\ x_n(t) \end{Bmatrix} \quad - \text{vectorul mărimilor de stare;}$$

n – ordinul sistemului,

$u(t), y(t)$ – mărimile de intrare, respectiv ieșire,

A, B, C, D – matricele caracteristice ale sistemului, matricele modelului.

6.2. Determinarea ecuațiilor primare

Simplificarea modelului mecanic este al corpului omenesc este o cerință dată de complexitatea structurii, descrierea anatomică și forma modelului matematic corespunzător. În figura anterioară s-a considerat un model mecanic simetric.

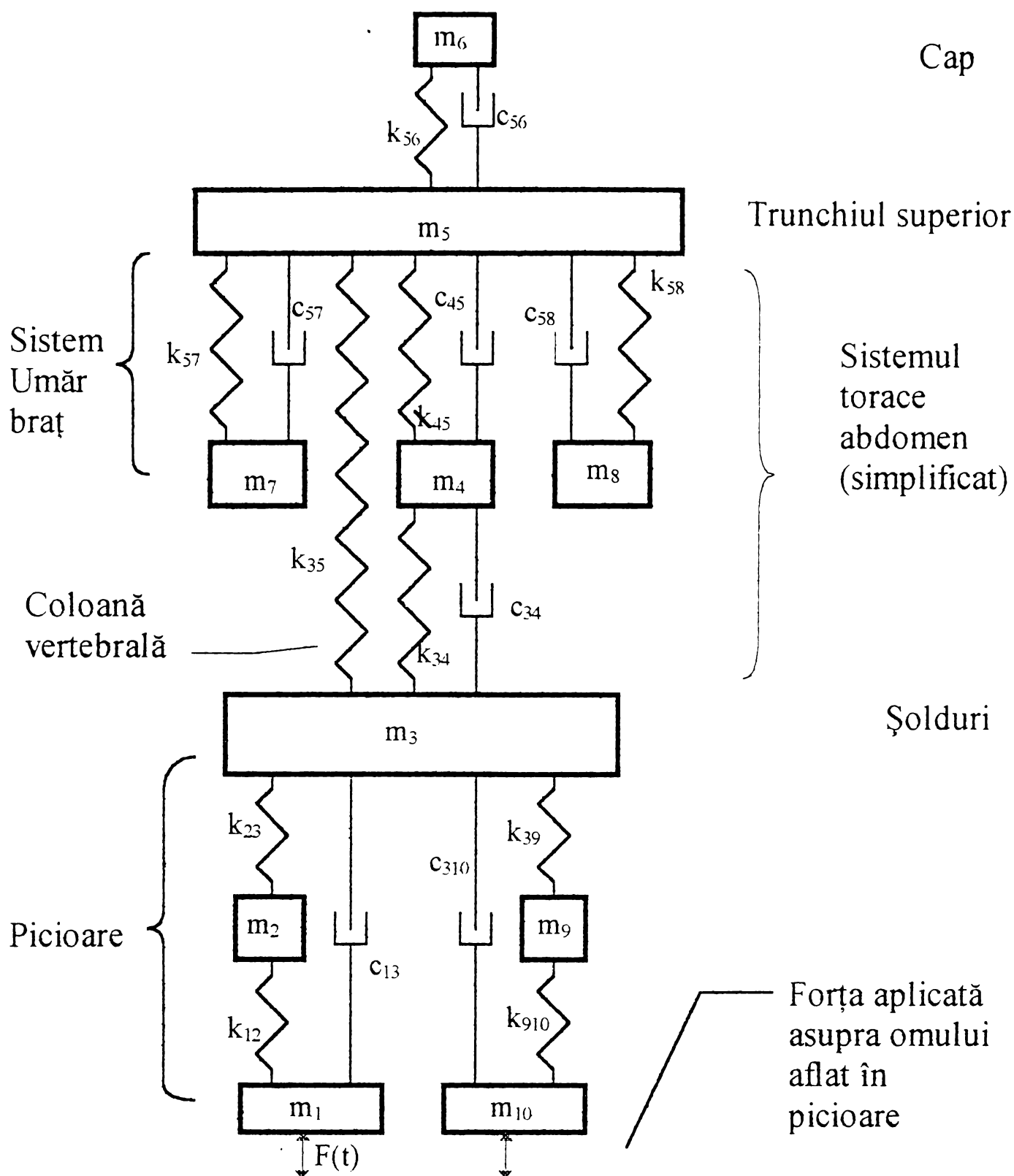


Fig.6.1 Model mecanic simplificat reprezentând corpul omenesc aflat în picioare pe o platformă care vibrează vertical

În vederea obținerii modelului matematic MM-ISI (modelul matematic intrare – stare – ieșire) corespunzător modelului mecanic din fig.6.1, cu forța perturbatoare aplicată asupra omului aflat în picioare, pentru început scriem ecuațiile de echilibru pentru fiecare dintre cele 10 mase componente ale modelului mecanic ($m_1, m_2, m_3, m_4,$

$m_5, m_6, m_7, m_8, m_9, m_{10}$). Pentru aceasta se analizează fiecare dintre cele 10 mase separat obținându-se astfel figurile care urmează.[242]

Astfel pentru elementul de masă m_1 rezultă:

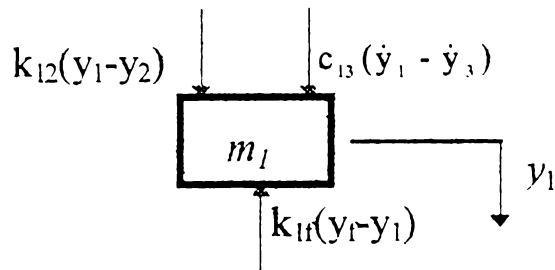


Fig. 6.2.

$$m_1 \ddot{y}_1 + c_{13}(\dot{y}_1 - \dot{y}_3) + k_{12}(y_1 - y_2) = k(y_f - y_1)$$

Pentru masa m_2 :

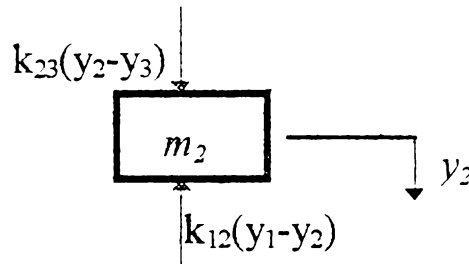


Fig. 6.3.

$$m_2 \ddot{y}_2 + k_{23}(y_2 - y_3) - k_{12}(y_1 - y_2) = 0$$

Considerând forțele de legătură care acționează asupra masei m_3 rezultă:

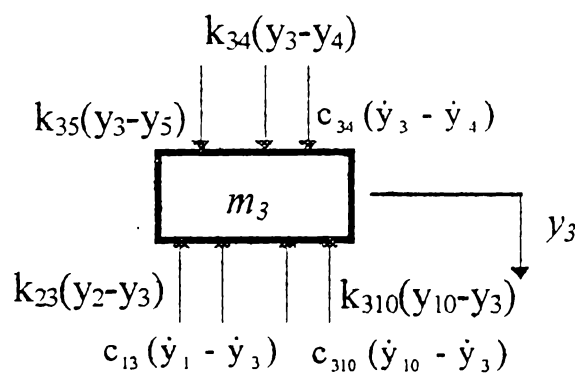


Fig. 6.4.

$$m_3 \ddot{y}_3 + c_{34}(\dot{y}_3 - \dot{y}_4) + k_{35}(y_3 - y_5) + k_{34}(y_3 - y_4) - k_{23}(y_2 - y_3) - c_{13}(\dot{y}_1 - \dot{y}_3) - k_{39}(y_9 - y_3) - c_{310}(\dot{y}_{10} - \dot{y}_3) = 0$$

Pentru masa m_4 :

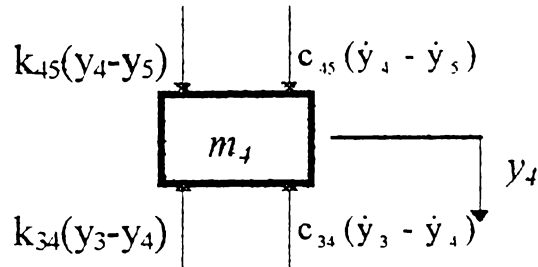


Fig. 6.5.

$$m_4 \ddot{y}_4 + c_{45}(\dot{y}_4 - \dot{y}_5) + k_{45}(y_4 - y_5) - k_{34}(y_3 - y_4) - c_{34}(\dot{y}_3 - \dot{y}_4) = 0$$

În cazul masei m_5 :

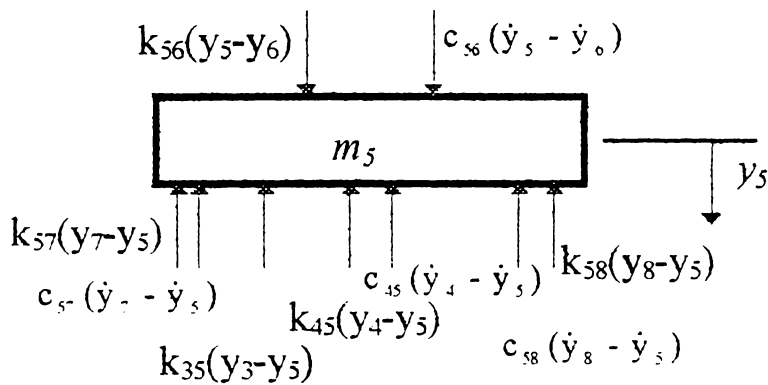


Fig. 6.6.

$$m_5 \ddot{y}_5 + c_{56}(\dot{y}_5 - \dot{y}_6) + k_{56}(y_5 - y_6) - k_{57}(y_7 - y_5) - c_{57}(\dot{y}_7 - \dot{y}_5) - k_{35}(y_3 - y_5) - k_{45}(y_4 - y_5) - c_{45}(\dot{y}_4 - \dot{y}_5) - k_{58}(y_8 - y_5) - c_{58}(\dot{y}_8 - \dot{y}_5) = 0$$

Pentru masa notată prin m_6 :

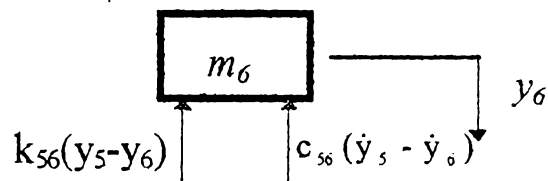


Fig. 6.7.

$$m_6 \ddot{y}_6 + c_{56}(\dot{y}_5 - \dot{y}_6) + k_{56}(y_5 - y_6) = 0$$

Asemănător se procedează și pentru celelalte mase (m_7, m_8, m_9, m_{10}), rezultând în final ecuațiile:

- pentru masa m_7 :

$$m_7 \ddot{y}_7 + c_{57}(\dot{y}_7 - \dot{y}_5) + k_{57}(y_7 - y_5) = 0$$

- pentru masa m_8 , simetrica masei m_7 :

$$m_8 \ddot{y}_8 + c_{58}(\dot{y}_8 - \dot{y}_5) + k_{58}(y_8 - y_5) = 0$$

- pentru masa m_9 , simetrica masei m_2 :

$$m_9 \ddot{y}_9 + k_{39}(y_9 - y_3) - k_{910}(y_{10} - y_9) = 0$$

- pentru masa m_{10} , simetrica masei m_1 :

$$m_{10} \ddot{y}_{10} + c_{310}(\dot{y}_{10} - \dot{y}_3) + k_{910}(y_{10} - y_9) = k(y_f - y_{10})$$

Astfel, pentru modelul mecanic din fig.6.1 se obține următorul sistem de ecuații diferențiale:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 \ddot{y}_1 + c_{13}(\dot{y}_1 - \dot{y}_3) + k_{12}(y_1 - y_2) = k(y_f - y_1) \\ m_2 \ddot{y}_2 + k_{23}(y_2 - y_3) - k_{12}(y_1 - y_2) = 0 \\ m_3 \ddot{y}_3 + c_{34}(\dot{y}_3 - \dot{y}_4) + k_{35}(y_3 - y_5) + k_{34}(y_3 - y_4) - k_{23}(y_2 - y_3) - c_{13}(\dot{y}_1 - \dot{y}_3) - \\ \quad - k_{39}(y_9 - y_3) - c_{310}(\dot{y}_{10} - \dot{y}_3) = 0 \\ m_4 \ddot{y}_4 + c_{45}(\dot{y}_4 - \dot{y}_5) + k_{45}(y_4 - y_5) - k_{34}(y_3 - y_4) - c_{34}(\dot{y}_3 - \dot{y}_4) = 0 \\ m_5 \ddot{y}_5 + c_{56}(\dot{y}_5 - \dot{y}_6) + k_{56}(y_5 - y_6) - k_{57}(y_7 - y_5) - c_{57}(\dot{y}_7 - \dot{y}_5) - k_{35}(y_3 - y_5) - \\ \quad - k_{45}(y_4 - y_5) - c_{45}(\dot{y}_4 - \dot{y}_5) - k_{58}(y_8 - y_5) - c_{58}(\dot{y}_8 - \dot{y}_5) = 0 \\ m_6 \ddot{y}_6 + c_{56}(\dot{y}_6 - \dot{y}_5) + k_{56}(y_6 - y_5) = 0 \\ m_7 \ddot{y}_7 + c_{57}(\dot{y}_7 - \dot{y}_5) + k_{57}(y_7 - y_5) = 0 \\ m_8 \ddot{y}_8 + c_{58}(\dot{y}_8 - \dot{y}_5) + k_{58}(y_8 - y_5) = 0 \\ m_9 \ddot{y}_9 + k_{39}(y_9 - y_3) - k_{910}(y_{10} - y_9) = 0 \\ m_{10} \ddot{y}_{10} + c_{310}(\dot{y}_{10} - \dot{y}_3) + k_{910}(y_{10} - y_9) = k_f(y_f - y_1) \end{array} \right. \quad (6.7)$$

unde: $\dot{y}_i = \frac{dy_i}{dt}$ și $\ddot{y}_i = \frac{d^2 y_i}{dt^2}$ cu $i = 1..7$

În cadrul sistemului de ecuații (6.7), dacă se regrupează termeni se obține:

$$\begin{array}{l} m_1 \ddot{y}_1 + c_{13}\dot{y}_1 - c_{13}\dot{y}_3 + (k_{12} + k)y_1 - k_{12}y_2 = ky_f \\ m_2 \ddot{z}_2 - k_{12}z_1 + (k_{12} + k_{23})z_2 - k_{23}z_3 = 0 \\ m_3 \ddot{y}_3 - c_{13}\dot{y}_1 + (c_{13} + c_{34} + c_{310})\dot{y}_3 - c_{34}\dot{y}_4 - c_{310}\dot{y}_{10} - k_{23}y_3 - k_{39}y_3 + \\ \quad + (k_{23} + k_{34} + k_{35} + k_{39})y_3 - k_{34}y_4 - k_{35}y_5 - k_{39}y_9 = 0 \\ m_4 \ddot{y}_4 - c_{34}\dot{y}_3 + (c_{34} + c_{45})\dot{y}_4 - c_{45}\dot{y}_5 - k_{34}y_3 + (k_{34} + k_{45})y_4 - k_{45}y_5 = 0 \\ m_5 \ddot{y}_5 - c_{45}\dot{y}_4 + (c_{45} + c_{56} + c_{57} + c_{58})\dot{y}_5 - c_{56}\dot{y}_6 - c_{57}\dot{y}_7 - c_{58}\dot{y}_8 - k_{35}y_3 - k_{45}y_4 + \\ \quad + (k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57} + k_{58})y_5 - k_{56}y_6 - k_{57}y_7 - k_{58}y_8 = 0 \\ m_6 \ddot{y}_6 - c_{56}\dot{y}_5 + c_{56}\dot{y}_6 - k_{56}y_5 + k_{56}y_6 = 0 \\ m_7 \ddot{y}_7 - c_{57}\dot{y}_5 + c_{57}\dot{y}_7 - k_{57}y_5 + k_{57}y_7 = 0 \end{array}$$

$$\begin{aligned}
m_8 \ddot{y}_8 - c_{58} \dot{y}_5 + c_{58} \dot{y}_8 - k_{58} y_5 + k_{58} y_8 &= 0 \\
m_9 \ddot{y}_9 - k_{39} y_3 + (k_{39} + k_{910}) y_9 - k_{910} y_{10} &= 0 \\
m_{10} \ddot{z}_{10} - c_{310} \dot{z}_3 + c_{310} \dot{z}_{10} - k_{910} z_9 + (k_{910} + k) z_{10} &= k z_f
\end{aligned} \tag{6.7'}$$

Scris sub formă matriceală, acest sistem de ecuații diferențiale devine:

$$[A] \cdot \{\ddot{y}\} + [C] \cdot \{\dot{y}\} + [K] \cdot \{y\} = \{F\}, \tag{6.2}$$

unde:

$$A = \begin{pmatrix}
m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & m_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & m_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & m_5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_6 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_7 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_8 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_9 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{10}
\end{pmatrix}$$

$$C = \begin{pmatrix}
c_{13} & 0 & -c_{13} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
-c_{13} & 0 & c_{13} + c_{34} + c_{310} & -c_{34} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_{310} \\
0 & 0 & -c_{34} & c_{34} + c_{35} & -c_{35} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & -c_{35} & c_{35} + c_{56} + c_{37} + c_{38} & -c_{56} & -c_{57} & -c_{58} & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & -c_{56} & c_{56} & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & -c_{57} & 0 & c_{57} & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & -c_{57} & 0 & 0 & c_{58} & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & -c_{310} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{310}
\end{pmatrix}$$

$$K = \begin{pmatrix} k_{12} + k & -k_{12} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_{12} & k_{12} + k_{23} & -k_{23} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{23} & k_{23} + k_{34} + k_{35} + k_{39} & -k_{34} & -k_{35} & 0 & 0 & 0 & -k_{39} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_{34} & k_{34} + k_{45} & -k_{45} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_{35} & -k_{45} & k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57} + k_{58} & -k_{56} & -k_{57} & -k_{58} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{56} & k_{56} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{57} & 0 & k_{57} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{58} & 0 & 0 & k_{58} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_{39} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{39} + k_{910} & -k_{910} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{910} & k_{910} + k & 0 \end{pmatrix}$$

$$F = \begin{Bmatrix} ky_0 \sin \omega t \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ ky_0 \sin \omega t \end{Bmatrix}; \quad y = \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ y_4 \\ y_5 \\ y_6 \\ y_7 \\ y_8 \\ y_9 \\ y_{10} \end{Bmatrix}; \quad \dot{y} = \begin{Bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \\ \dot{y}_3 \\ \dot{y}_4 \\ \dot{y}_5 \\ \dot{y}_6 \\ \dot{y}_7 \\ \dot{y}_8 \\ \dot{y}_9 \\ \dot{y}_{10} \end{Bmatrix}; \quad \ddot{y} = \begin{Bmatrix} \ddot{y}_1 \\ \ddot{y}_2 \\ \ddot{y}_3 \\ \ddot{y}_4 \\ \ddot{y}_5 \\ \ddot{y}_6 \\ \ddot{y}_7 \\ \ddot{y}_8 \\ \ddot{y}_9 \\ \ddot{y}_{10} \end{Bmatrix}.$$

$[A]$ – matricea de inerție, $[C]$ – matricea de amortizare, $[K]$ – matricea de rigiditate, $\{y\}$ – vectorul deplasărilor, $\{\dot{y}\}$ – vectorul vitezelor, $\{\ddot{y}\}$ – vectorul accelerațiilor, $\{F\}$ – vectorul forțelor perturbatoare, z_0 reprezintă amplitudinea mișcării perturbatoare, iar k este constanta elastică a unor arcuri atașate modelului mecanic din fig.6.1, arcuri interpușe între platformă și masele m_1 și respectiv m_{10} , care corespund tălpilor picioarelor.

Pentru a stabili MM-ISI aferent modelului mecanic din fig.6.1, mai întâi transformăm sistemul (6.7) astfel:

$$\begin{aligned} \ddot{y}_1 &= \frac{1}{m_1} [ky_f - c_{13}\dot{y}_1 + c_{13}\dot{y}_3 - (k_{12} + k)y_1 + k_{12}y_2] \\ \ddot{y}_2 &= \frac{1}{m_2} [k_{12}y_1 - (k_{12} + k_{23})y_2 + k_{23}y_3] \\ \ddot{y}_3 &= \frac{1}{m_3} [c_{13}\dot{y}_1 - (c_{13} + c_{34} + c_{310})\dot{y}_3 + c_{34}\dot{y}_4 + c_{310}\dot{y}_{10} + k_{23}y_2 - \\ &\quad - (k_{23} + k_{34} + k_{35} + k_{39})y_3 + k_{34}y_4 + k_{35}y_5 + k_{39}y_9] \\ \ddot{y}_4 &= \frac{1}{m_4} [c_{34}\dot{y}_3 - (c_{34} + c_{45})\dot{y}_4 + c_{45}\dot{y}_5 + k_{34}y_3 - (k_{34} + k_{45})y_4 + k_{45}y_5] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{y}_5 &= \frac{1}{m_5} [c_{45} \dot{y}_4 - (c_{45} + c_{56} + c_{57} + c_{58}) \dot{y}_5 + c_{56} \dot{y}_6 + c_{57} \dot{y}_7 + c_{58} \dot{y}_8 + k_{35} y_3 + \\
&\quad + k_{45} y_4 - (k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57} + k_{58}) y_5 + k_{56} y_6 + k_{57} y_7 + k_{58} y_8] \\
\ddot{y}_6 &= \frac{1}{m_6} [c_{56} \dot{y}_5 - c_{56} \dot{y}_6 + k_{56} y_5 - k_{56} y_6] \\
\ddot{y}_7 &= \frac{1}{m_7} [c_{57} \dot{y}_5 - c_{57} \dot{y}_7 + k_{57} y_5 - k_{57} y_7] \\
\ddot{y}_8 &= \frac{1}{m_8} [c_{58} \dot{y}_5 - c_{58} \dot{y}_8 + k_{58} y_5 - k_{58} y_8] \\
\ddot{y}_9 &= \frac{1}{m_2} [k_{39} y_3 - (k_{39} + k_{910}) y_9 + k_{910} y_{10}] \\
\ddot{y}_{10} &= \frac{1}{m_{10}} [k y_f + c_{310} \dot{y}_3 - c_{310} \dot{y}_{10} + k_{910} y_9 - (k_{910} + k) y_{10}]
\end{aligned} \tag{6.8}$$

6.3. Stabilirea modelului de stare

Pentru stabilirea MM-ISI aferent modelului mecanic din Fig.6.1, se alege ca mărime de intrare: $u(t) = F(t) = ky_0 \sin \omega t$, ca mărimi de ieșire: $y_1(t)$, $y_2(t)$, $y_3(t)$, $y_4(t)$, $y_5(t)$, $y_6(t)$, $y_7(t)$, $y_8(t)$, $y_9(t)$, $y_{10}(t)$, iar ca mărimi de stare:

$$\begin{aligned}
x_1 &= y_1, \quad x_3 = y_2, \quad x_5 = y_3, \quad x_7 = y_4, \quad x_9 = y_5, \quad x_{11} = y_6, \\
x_{13} &= y_7, \quad x_{15} = y_8, \quad x_{17} = y_9, \quad x_{19} = y_{10}, \\
x_2 &= \frac{dy_1}{dt}, \quad x_4 = \frac{dy_2}{dt}, \quad x_6 = \frac{dy_3}{dt}, \quad x_8 = \frac{dy_4}{dt}, \quad x_{10} = \frac{dy_5}{dt}, \quad x_{12} = \frac{dy_6}{dt}, \\
x_{14} &= \frac{dy_7}{dt}, \quad x_{16} = \frac{dy_8}{dt}, \quad x_{18} = \frac{dy_9}{dt}, \quad x_{20} = \frac{dy_{10}}{dt}.
\end{aligned} \tag{6.9}$$

Ținând cont de relațiile (6.9) și de notațiile de mai sus, se obține chiar MM-ISI (modelul matematic intrare – stare – ieșire) al sistemului, model matematic constituit din 20 de ecuații de stare și 10 ecuații de ieșire:

$$\begin{aligned}
\dot{x}_1(t) &= x_2(t) \\
\dot{x}_2(t) &= -\frac{(k_{12} + k)}{m_1} x_1(t) - \frac{c_{13}}{m_1} x_2(t) + \frac{k_{12}}{m_1} x_3(t) + \frac{c_{13}}{m_1} x_6(t) + \frac{k}{m_1} u(t) \\
\dot{x}_3(t) &= x_4(t) \\
\dot{x}_4(t) &= \frac{k_{12}}{m_2} x_1(t) - \frac{(k_{12} + k_{23})}{m_2} x_3(t) + \frac{k_{23}}{m_2} x_5(t)
\end{aligned}$$

$$\dot{x}_5(t) = x_6(t)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_6(t) = & \frac{c_{13}}{m_3} x_2(t) + \frac{k_{23}}{m_3} x_3(t) - \frac{(k_{23} + k_{34} + k_{35} + k_{39})}{m_3} x_5(t) - \frac{(c_{13} + c_{34} + c_{310})}{m_3} x_6(t) + \\ & + \frac{k_{34}}{m_3} x_7(t) + \frac{c_{34}}{m_3} x_8(t) + \frac{k_{35}}{m_3} x_9(t) + \frac{k_{39}}{m_3} x_{17}(t) + \frac{c_{310}}{m_3} x_{20}(t) \end{aligned}$$

$$\dot{x}_7(t) = x_8(t)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_8(t) = & \frac{k_{34}}{m_4} x_5(t) + \frac{c_{34}}{m_4} x_6(t) - \frac{(k_{34} + k_{45})}{m_4} x_7(t) - \frac{(c_{34} + c_{45})}{m_4} x_8(t) + \\ & + \frac{k_{45}}{m_4} x_9(t) + \frac{c_{45}}{m_4} x_{10}(t) \end{aligned}$$

$$\dot{x}_9(t) = x_{10}(t)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_{10}(t) = & \frac{k_{35}}{m_5} x_5(t) + \frac{k_{45}}{m_5} x_7(t) + \frac{c_{45}}{m_5} x_8(t) - \frac{(k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57} + k_{58})}{m_5} x_9(t) - \\ & - \frac{(c_{45} + c_{56} + c_{57} + c_{58})}{m_5} x_{10}(t) + \frac{k_{56}}{m_5} x_{11}(t) + \frac{c_{56}}{m_5} x_{12}(t) + \frac{k_{57}}{m_5} x_{13}(t) + \\ & + \frac{c_{57}}{m_5} x_{14}(t) + \frac{k_{58}}{m_5} x_{15}(t) + \frac{c_{58}}{m_5} x_{16}(t) \end{aligned}$$

$$\dot{x}_{11}(t) = x_{12}(t)$$

$$\dot{x}_{12}(t) = \frac{k_{56}}{m_6} x_9(t) + \frac{c_{56}}{m_6} x_{10}(t) - \frac{k_{56}}{m_6} x_{11}(t) - \frac{c_{56}}{m_6} x_{12}(t)$$

$$\dot{x}_{13}(t) = x_{14}(t)$$

$$\dot{x}_{14}(t) = \frac{k_{57}}{m_7} x_9(t) + \frac{c_{57}}{m_7} x_{10}(t) - \frac{k_{57}}{m_7} x_{13}(t) - \frac{c_{57}}{m_7} x_{14}(t) \quad (6.10)$$

$$\dot{x}_{15}(t) = x_{16}(t)$$

$$\dot{x}_{16}(t) = \frac{k_{58}}{m_8} x_9(t) + \frac{c_{58}}{m_8} x_{10}(t) - \frac{k_{58}}{m_8} x_{15}(t) - \frac{c_{58}}{m_8} x_{16}(t)$$

$$\dot{x}_{17}(t) = x_{18}(t)$$

$$\dot{x}_{18}(t) = \frac{k_{39}}{m_9} x_5(t) - \frac{(k_{39} + k_{910})}{m_9} x_{17}(t) + \frac{k_{910}}{m_9} x_{19}(t)$$

$$\dot{x}_{19}(t) = x_{20}(t)$$

$$\dot{x}_{20}(t) = \frac{c_{310}}{m_{10}} x_6(t) + \frac{k_{910}}{m_{10}} x_{17}(t) - \frac{(k_{910} + k)}{m_{10}} x_{19}(t) - \frac{c_{310}}{m_{10}} x_{20}(t) + \frac{k}{m_{10}} u(t)$$

și ecuațiile de ieșire:

6.4. Stabilirea matricei de transfer

Pentru a determina matricea de transfer aferentă modelului mecanic din Fig.6.1 se pornește de la ecuațiile (6.3), se ține cont de ecuațiile (6.4), iar asupra mărimilor care apar în acestea se aplică transformata lui Laplace. Rezultă:

$$\left. \begin{aligned}
 m_1 s^2 y_1(s) &= u(s) - c_{13} s y_1(s) + c_{13} s y_3(s) - (k_{12} + k) y_1(s) + k_{12} y_2(s) \\
 m_2 s^2 y_2(s) &= k_{12} y_1(s) - (k_{12} + k_{23}) y_2(s) + k_{23} y_3(s) \\
 m_3 s^2 y_3(s) &= c_{13} s y_1(s) - (c_{13} + c_{34} + c_{310}) s y_3(s) + c_{34} s y_4(s) + c_{310} s y_{10}(s) + \\
 &+ k_{23} y_2(s) - (k_{23} + k_{34} + k_{35} + k_{39}) y_3(s) + k_{34} y_4(s) + k_{35} y_5(s) + k_{39} y_9(s) \\
 m_4 s^2 y_4(s) &= c_{34} s y_3(s) - (c_{34} + c_{45}) s y_4(s) + c_{45} s y_4(s) + k_{34} y_3(s) - \\
 &- (k_{34} + k_{45}) y_4(s) + k_{45} y_5(s) \\
 m_5 s^2 y_5(s) &= c_{45} s y_4(s) - (c_{45} + c_{56} + c_{57} + c_{58}) s y_5(s) + c_{56} s y_6(s) + c_{57} s y_7(s) \\
 &+ c_{58} s y_8(s) + k_{35} y_3(s) + k_{45} y_4(s) - (k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57} + k_{58}) y_5(s) + \\
 &+ k_{56} y_6(s) + k_{57} y_7(s) + k_{58} y_8(s) \\
 m_6 s^2 y_6(s) &= c_{56} s y_5(s) - c_{56} s y_6(s) + k_{56} y_5(s) - k_{56} y_6(s) \\
 m_7 s^2 y_7(s) &= c_{57} s y_5(s) - c_{57} s y_7(s) + k_{57} y_5(s) - k_{57} y_7(s) \\
 m_8 s^2 y_8(s) &= c_{58} s y_5(s) - c_{58} s y_8(s) + k_{58} y_5(s) - k_{58} y_8(s) \quad (6.12) \\
 m_9 s^2 y_9(s) &= k_{39} y_3(s) - (k_{39} + k_{910}) y_9(s) + k_{910} y_{10}(s) \\
 m_{10} s^2 y_{10}(s) &= u_2(s) + c_{310} s y_3(s) - c_{310} s y_{10}(s) + k_{910} y_9(s) - (k_{910} + k) y_{10}(s)
 \end{aligned} \right\}$$

Întrucât s-a considerat că modelul mecanic studiat are 2 mărimi de intrare și 10 mărimi de ieșire, funcția de transfer $H(s)$ va fi o matrice cu 10 linii și 2 coloane:

$$H(s) = \left\{ \begin{array}{cc} H_{11}(s) & H_{12}(s) \\ \vdots & \vdots \\ H_{10,1}(s) & H_{10,2}(s) \end{array} \right\} \quad (6.13)$$

unde :

$$H_{i,j}(s) = \frac{y_i(s)}{u_j(s)} \quad ; \text{ cu } i=1..10 \text{ și } j=1..2.$$

Acestea se pot obține prin calcule pornind de la sistemul de ecuații diferențiale (6.9), împărțind fiecare din ecuațiile sistemului cu $u(s)$ și ținând cont de relația (6.10).

6.5. Determinarea parametrilor modelului matematic

6.5.1. Cazul frecvențelor joase, pentru model fără amortizare

6.5.1.1. Stabilirea relațiilor de calcul

Pentru a determina constantele elastice aferente arcurilor din componența modelului mecanic reprezentat în fig.6.1, se consideră pentru început sistemul mecanic fără amortizare vâscoasă.

Considerând masele m_i , $i=1..10$, ca fiind fixate pe rând, va rezulta pentru fiecare masă în parte câte un sistem mecanic cu un singur grad de libertate, sistem format din masa corespunzătoare și arcurile aferente, legate în paralel.[21]

De asemenea, la determinarea parametrilor modelului mecanic s-au folosit și frecvențele de rezonanță cunoscute pentru diferitele părți componente ale corpului uman, frecvențe obținute pe cale experimentală. Astfel, în cazul vibrațiilor verticale frecvența de rezonanță pentru sistemul torace – abdomen este cuprinsă între 3 și 4 Hz, pentru cap, 18-30 Hz, pentru umăr 4-5 Hz, pentru cavitatea toracică o frecvență de rezonanță cuprinsă între 4 și 6 Hz, iar pentru viscerele din cavitatea abdominală, luate ca sistem compact între 3 și 5 Hz. [134][215]

Ecuția diferențială a mișcării elementului de masă m_1 va fi:

$$m_1 \ddot{y}_1 + (k_{12} + k)y_1 = 0 \quad (6.14)$$

Aplicând Transformata lui Laplace asupra acesteia, se obține:

$$(m_1 s^2 + k_{12} + k)y_1 = 0 \quad (6.15)$$

Se trece apoi în domeniul pulsație (frecvență) făcând înlocuirea formală: $s \rightarrow j\omega$,

unde $j = \sqrt{-1}$, iar $i = \sqrt{-1}$. Se obține:

$$-m_1 \omega_1^2 + k_{12} + k = 0 \quad (6.16)$$

$$\implies k_{12} + k = m_1 \omega_1^2$$

În continuare, se procedează asemănător pentru celelalte elemente componente ale modelului mecanic. Astfel, pentru masa m_2 :

$$m_2 \ddot{y}_2 + (k_{12} + k_{23}) \cdot y_2 = 0 \quad (6.17)$$

$$\implies -m_2 \omega_2^2 + (k_{12} + k_{23}) = 0 \quad (6.18)$$

$$\implies k_{12} + k_{23} = m_2 \omega_2^2$$

Considerând că valorile parametrilor k_{12} și k_{23} sunt egale, rezultă:

$$k_{12} = \frac{m_2 \omega_2^2}{2}, \text{ deci } k = m_1 \omega_1^2 - k_{12}. \quad (6.19)$$

Pentru masa m_3 :

$$m_3 \ddot{y}_3 + (k_{23} + k_{34} + k_{35} + k_{39}) \cdot y_3 = 0 \quad (6.20)$$

$$\implies -m_3 \omega_3^2 + (k_{23} + k_{34} + k_{35} + k_{39}) = 0 \quad (6.21)$$

$$\implies k_{34} + k_{35} + k_{39} = m_3 \omega_3^2 - k_{23}$$

pentru masa m_4 :

$$m_4 \ddot{y}_4 + (k_{34} + k_{45}) \cdot y_4 = 0 \quad (6.22)$$

$$\implies -m_4 \omega_4^2 + (k_{34} + k_{45}) = 0 \quad (6.23)$$

$$\implies k_{34} + k_{45} = m_4 \omega_4^2$$

pentru masa m_5 :

$$m_5 \ddot{y}_5 + (k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57} + k_{58}) \cdot y_5 = 0 \quad (6.24)$$

$$\implies -m_5 \omega_5^2 + (k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57} + k_{58}) = 0 \quad (6.25)$$

$$\implies k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57} + k_{58} = m_5 \omega_5^2$$

pentru masa m_6 :

$$m_6 \ddot{y}_6 + k_{56} y_6 = 0 \quad (6.26)$$

$$\implies -m_6 \omega_6^2 + k_{56} = 0 \quad (6.27)$$

$$\implies k_{56} = m_6 \omega_6^2$$

pentru masa m_7 :

$$m_7 \ddot{y}_7 + k_{57} y_7 = 0 \quad (6.28)$$

$$\implies -m_7 \omega_7^2 + k_{57} = 0 \quad (6.29)$$

$$\implies k_{57} = m_7 \omega_7^2$$

pentru masa m_8 :

$$m_8 \ddot{y}_8 + k_{58} y_8 = 0 \quad (6.30)$$

$$\implies -m_8 \omega_8^2 + k_{58} = 0 \quad (6.31)$$

$$\implies k_{58} = m_8 \omega_8^2$$

pentru masa m_9 :

$$m_9 \ddot{y}_9 + (k_{39} + k_{910}) \cdot y_9 = 0 \quad (6.32)$$

$$\implies -m_9 \omega_9^2 + (k_{39} + k_{910}) = 0 \quad (6.33)$$

$$\implies k_{39} + k_{910} = m_9 \omega_9^2$$

Dacă pentru această masă (m_9) procedăm într-un mod cu totul asemănător celui utilizat în cazul masei m_2 rezultă:

$$k_{39} = k_{910} = \frac{m_9 \omega_9^2}{2} \quad (6.34)$$

și pentru masa m_{10} :

$$m_{10} \ddot{y}_{10} + k_{910} y_{10} = 0 \quad (6.35)$$

$$\implies -m_{10} \omega_{10}^2 + k_{910} = 0 \quad (6.36)$$

$$\implies k_{910} = m_{10} \omega_{10}^2$$

$$\implies k_{39} = m_9 \omega_9^2 - k_{910}$$

Deci:

$$\begin{aligned}
 k_{23} &= \frac{m_2 \omega_2^2}{3} \\
 k &= m_1 \omega_1^2 - k_{12} \\
 k_{56} &= m_6 \omega_6^2 \\
 k_{57} &= m_7 \omega_7^2 \\
 k_{58} &= m_8 \omega_8^2 \\
 k_{910} &= m_{10} \omega_{10}^2 \\
 k_{39} &= m_9 \omega_9^2 - m_{10} \omega_{10}
 \end{aligned} \tag{6.37}$$

iar celelalte trei constante elastice rămase se obțin rezolvând sistemul:

$$\begin{aligned}
 k_{34} + k_{35} &= m_3 \omega_3^2 - m_2 \omega_2^2 + m_1 \omega_1^2 - m_9 \omega_9^2 + m_{10} \omega_{10}^2 \\
 k_{34} + k_{45} &= m_4 \omega_4^2 \\
 k_{35} + k_{45} &= m_5 \omega_5^2 - m_6 \omega_6^2 - m_7 \omega_7^2 - m_8 \omega_8^2
 \end{aligned}$$

Se observă că sistemul nostru de 10 ecuații cu 10 necunoscute s-a redus la un sistem de ecuații algebrice de 3 ecuații cu 3 necunoscute, care se poate scrie matriceal sub forma:

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} k_{34} \\ k_{35} \\ k_{45} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} m_3 \omega_3^2 - m_2 \omega_2^2 + m_1 \omega_1^2 - m_9 \omega_9^2 + m_{10} \omega_{10}^2 \\ m_4 \omega_4^2 \\ m_5 \omega_5^2 - m_6 \omega_6^2 - m_7 \omega_7^2 - m_8 \omega_8^2 \end{Bmatrix} \tag{6.38}$$

Pentru rezolvarea acestui sistem s-a folosit, pe un calculator personal, mediul de programare Turbo Pascal, utilizând următoarele relații de calcul, rezultate din rezolvarea sistemului de mai sus:

$$\begin{aligned}
 k_{34} &= (a + b - c) / 2 \\
 k_{35} &= (a - b + c) / 2 \\
 k_{45} &= (-a + b + c) / 2
 \end{aligned} \tag{6.39}$$

unde am făcut următoarele notații:

$$\begin{aligned}
 a &= m_3 \cdot (2 \cdot \pi \cdot f_{n3})^2 - k_{23} - k_{39} \\
 b &= m_4 \cdot (2 \cdot \pi \cdot f_{n4})^2 \\
 c &= m_5 \cdot (2 \cdot \pi \cdot f_{n5})^2 - k_{56} - k_{57} - k_{58}
 \end{aligned}$$

Pentru a generaliza rezolvarea problemei de estimare a valorilor constantelor elastice și a obține un algoritm de calcul valabil și pentru modele mecanice cu altă structură, scriem sistemul de ecuații algebrice sub formă matriceală:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & -1 & 1 & 1 & -1 & 1 & 1 & 1 & -1 & 1 \\ 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & -1 & -1 & -1 & 1 \\ -1 & 1 & -1 & 1 & 1 & -1 & -1 & -1 & 1 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} m_1 \omega_1^2 \\ m_2 \omega_2^2 \\ m_3 \omega_3^2 \\ m_4 \omega_4^2 \\ m_5 \omega_5^2 \\ m_6 \omega_6^2 \\ m_7 \omega_7^2 \\ m_8 \omega_8^2 \\ m_9 \omega_9^2 \\ m_{10} \omega_{10}^2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} k_{12} \\ k_{23} \\ k_{34} \\ k_{35} \\ k_{45} \\ k_{56} \\ k_{57} \\ k_{58} \\ k_{39} \\ k_{910} \end{Bmatrix}$$

sau:

$$\underline{A} \cdot \underline{B} = \underline{X}$$

si deci:
$$\underline{X} = \underline{A} \cdot \underline{B} \quad (6.40)$$

Această ecuație matriceală poate fi rezolvată foarte ușor folosind mediul de programare MathLab, care este specializat în calcul matriceal.

6.5.1.2. Programul de calcul al valorilor parametrilor

Programul “*elastsim.pas*” dă posibilitatea utilizatorului să obțină estimarea parametrilor modelului mecanic reprezentând un om stând în picioare pe o platformă vibrantă. Codul sursă al acestui program este în Anexa 6.1.

Utilizarea acestui program software este asemănătoare cu utilizarea programului *elast.pas* prezentat în capitolul 4, cu deosebirea că acest program (*elastsim.pas*) deservește modelul mecanic prezentat la începutul acestui capitol.

În cadrul programului, după prezentarea de început, apare pe ecranul calculatorului un meniu, putându-se alege valorile implicite pentru mărimile de intrare, sau introducerea valorilor de la tastatură, existând mai multe variante. Astfel poate fi dată masa întregului corp, sau masele fiecărui element component al modelului în parte, se poate da pulsația sau frecvența. În acest fel sistemul poate fi analizat folosind practic o combinație nelimitată a valorilor parametrilor de intrare.

Ca rezultat al rulării acestui program, sunt afișate valorile parametrilor modelului mecanic studiat, constantele elastice și masele elementelor componente și, la alegere, există posibilitatea afișării rezultatelor pe foaie de hârtie, prin listarea acestora la imprimantă.

PARAMETRII MODELULUI MECANIC:

Valorile parametrilor elementelor elastice sunt:

k12=	11843.53	N/m
k23=	11843.53	N/m
k34=	764.70	N/m
k35=	18903.45	N/m
k45=	1992.48	N/m
k56=	10832.88	N/m
k57=	4885.45	N/m
k58=	4885.45	N/m
k39=	11843.53	N/m
k910=	11843.53	N/m
k=	14093.60	N/m

Programul mai oferă și facilitatea consultării unor date statistice, în vederea observării variației parametrilor modelului mecanic pentru diferite valori ale masei totale ale modelului.

În concluzie se observă că parametrii k_{34} și k_{45} , constantele arcurilor corespunzătoare viscerelor abdominale și toracice, au o valoare mică; aceasta deoarece organele aflate în abdomen și torace au o mare mobilitate datorită elasticității mari a diafragmei și a volumului de aer aflat în spatele acesteia, în plămâni și în cavitatea toracică.

6.5.2 Cazul mișcării amortizate

6.5.2.1. Stabilirea relațiilor de calcul necesare determinării parametrilor modelului mecanic

Pentru a determina coeficienții de amortizare vâscoasă ai elementelor de amortizare care compun modelul mecanic din fig.6.1, se consideră masa m_1 liberă, iar toate celelalte fixate, rezultând un sistem cu un singur grad de libertate, sistem format din masa m_1 , arcul de constantă elastică k_{12} , și elementul de amortizare vâscoasă caracterizat de parametrul c_{13} , legate în paralel. [21]

Astfel, pentru masa m_1 , ecuația diferențială a mișcării este:

$$m_1 \ddot{y}_1 + c_{13} \dot{y}_1 + (k_{12} + k)y_1 = 0, \quad (6.41)$$

în care se notează:

$$2\alpha_1 = \frac{c_{13}}{m_1} \quad \text{și} \quad \omega_{n1}^2 = \frac{k_{12} + k}{m_1}.$$

Amortizarea critică are loc pentru:

$$\alpha_1^2 = \omega_{n1}^2,$$

de unde rezultă:

$$c_{13cr} = 2\sqrt{(k_{12} + k)m_1} \quad (6.42)$$

Considerând amortizarea reală c_{13} ca fiind n_{13} % din cea critică (c_{13cr}), se obține:

$$c_{13} = \frac{n_{13}}{100} \cdot c_{13cr} \quad \rightarrow \quad c_{13} = \frac{n_{13}}{100} \cdot 2 \cdot \sqrt{(k_{12} + k)m_1} \quad (6.43)$$

Pulsatia proprie a acestui sistem este:

$$\overline{p}_1 = \sqrt{\frac{k_{12} + k}{m_1} - \left(\frac{c_{13}}{m_1}\right)^2} \quad (6.44)$$

Din ultimele două relații rezultă:

$$\overline{p}_1^2 = \frac{(k_{12} + k)}{m_1} - \left(\frac{\frac{n_{13}}{100} \cdot 2 \cdot \sqrt{m_1(k_{12} + k)}}{2m_1} \right)^2 \quad (6.45)$$

$$\rightarrow \quad k_{12} + k = \frac{m_1 \overline{p}_1^2}{1 - \frac{n_{13}^2}{10^4}} \quad (6.46)$$

Cunoscând deci pe k_{12} , se pot determina c_{13cr} și c_{13} cu relațiile corespunzătoare specificate mai sus.

Analog, în cazul fixării tuturor maselor componente ale modelului mecanic cu excepția masei m_2 , sistemului obținut îi corespunde pulsația proprie:

$$\overline{p}_2 = \sqrt{\frac{k_{12} + k_{23}}{m_1}} \rightarrow k_{23} = m_2 \overline{p}_2^2 - k_{12}.$$

Dacă se consideră $k_{23}=k_{12}$, atunci $k_{23} = \frac{m_2 \overline{p}_2^2}{2}$.

Pentru masa m_{10} :

$$2\alpha_{10} = \frac{c_{310}}{m_{10}} \quad \text{și} \quad \omega_{n10}^2 = \frac{k_{910} + k}{m_{10}}.$$

Pentru amortizarea critică:

$$\alpha_{10}^2 = \omega_{n10}^2,$$

iar:

$$c_{310cr} = 2\sqrt{(k_{910} + k)m_{10}} \quad (6.47)$$

Deci:

$$c_{310} = \frac{n_{310}}{100} \cdot c_{310cr} \rightarrow c_{310} = \frac{n_{310}}{100} \cdot 2 \cdot \sqrt{(k_{910} + k)m_{10}} \quad (6.48)$$

Pulsația proprie a acestui sistem este:

$$\overline{p}_{10} = \sqrt{\frac{(k_{910} + k)}{m_{10}} - \left(\frac{c_{310}}{m_{10}}\right)^2} \quad (6.49)$$

Din ultimele două relații rezultă:

$$\overline{p}_{10}^2 = \frac{k_{910} + k}{m_{10}} - \left(\frac{\frac{n_{310}}{100} \cdot 2 \cdot \sqrt{m_{10}(k_{910} + k)}}{2m_{10}} \right)^2 \quad (6.50)$$

$$\rightarrow k_{910} + k = \frac{m_{10} \overline{p}_{10}^2}{1 - \frac{n_{310}^2}{10^4}} \quad (6.51)$$

$\rightarrow c_{310cr}$ și c_{310} .

Astfel:

$$\overline{p}_9 = \sqrt{\frac{k_{39} + k_{910}}{m_9}} \rightarrow k_{39} = m_9 \overline{p}_9^2 - k_{910}. \quad (6.52)$$

În cazul masei m_3 , deoarece aceasta este interconectată în ansamblul modelului mecanic prin intermediul elementelor care au ca parametri: k_{23} , c_{13} , k_{34} , k_{35} , k_{39} , c_{34} , și

c_{310} conectate în paralel, pulsația proprie a acestui sistem este dat de relația:

$$\frac{1}{p_3} = \sqrt{\frac{k_{23} + k_{34} + k_{35} + k_{39}}{m_3} - \left(\frac{c_{13} + c_{34} + c_{310}}{2m_3}\right)^2} \quad (6.53)$$

Amortizarea critică are loc pentru $\omega_{n3}^2 = \alpha_3^2$, unde:

$$\omega_{n3}^2 = \frac{k_{23} + k_{34} + k_{35} + k_{39}}{m_3} \quad \text{și} \quad 2\alpha_3 = \frac{c_{13} + c_{34} + c_{310}}{m_3}$$

$$\rightarrow c_{34cr} = 2\sqrt{m_3(k_{23} + k_{34} + k_{35} + k_{39})} - c_{13cr} - c_{310cr} \quad (6.54)$$

Dacă se ține cont de relația de calcul a parametrului c_{13cr} și de faptul că amortizarea reală c_{34} se consideră $n_{34}\%$ din cea critică c_{34cr} , rezultă:

$$c_{34} = \frac{n_{34}}{100} \cdot 2\left(\sqrt{m_3(k_{23} + k_{34} + k_{35} + k_{39})} - \sqrt{m_1 k_{12}} - \sqrt{m_{10} k_{910}}\right) \quad (6.55)$$

Înlocuind relațiile de calcul a parametrilor c_{13} , c_{34} și c_{310} în relația de calcul pulsației proprii subsistemului luat în considerare, se obține:

$$\frac{1}{p_3} = \frac{k_{23} + k_{34} + k_{35} + k_{39}}{m_3} - \left[\frac{\frac{n_{34}}{100} \cdot 2\left(\sqrt{m_3(k_{23} + k_{34} + k_{35} + k_{39})} - \sqrt{m_1 k_{12}} - \sqrt{m_{10} k_{910}}\right)}{2m_3} + \frac{\frac{n_{13}}{100} \cdot 2\sqrt{m_1 k_{12}} + \frac{n_{310}}{100} \cdot 2\sqrt{m_{10} k_{910}}}{2m_3} \right]^2$$

În urma calculelor aferente rezultă:

$$\left(1 - \frac{n_{34}}{100}\right) \left[m_3 (k_{23} + k_{34} + k_{35} + k_{39}) \right] + 2 \cdot \frac{n_{34}}{100} \left[\left(1 - \frac{n_{13}}{100}\right) \sqrt{m_1 k_{12}} + \left(1 - \frac{n_{310}}{100}\right) \sqrt{m_{10} k_{910}} \right] \cdot \left[\sqrt{m_3 (k_{23} + k_{34} + k_{35} + k_{39})} - \left\{ m_3^2 p_3^2 + \left[\left(\frac{n_{13}}{100} - 1\right) \sqrt{m_1 k_{12}} + \left(\frac{n_{310}}{100} - 1\right) \sqrt{m_{10} k_{910}} \right]^2 \right\} \right] = 0$$

Se observă că este de forma unei ecuații algebrice de gradul II, în care necunoscuta se notează cu:

$$v_3 = \sqrt{m_3 (k_{23} + k_{34} + k_{35} + k_{39})} \quad \rightarrow \quad a_3 v_3^2 + b_3 v_3 + c_3 = 0 \quad (6.56)$$

unde:

$$a_3 = 1 - \frac{n_{34}}{100}$$

$$b_3 = 2 \cdot \frac{n_{34}}{100} \left[\left(1 - \frac{n_{13}}{100}\right) \sqrt{m_1 k_{12}} + \left(1 - \frac{n_{310}}{100}\right) \sqrt{m_{10} k_{910}} \right]$$

$$c_3 = -m_3^2 \overline{p_3}^2 + \left[\left(\frac{n_{13}}{100} - 1 \right) \sqrt{m_1 k_{12}} + \left(\frac{n_{310}}{100} - 1 \right) \sqrt{m_{10} k_{910}} \right]^2,$$

rezultând:

$$v_3 = \frac{-b_3 + \sqrt{b_3^2 - 4a_3 c_3}}{2a_3}$$

Din:

$$v_3^2 = m_3 (k_{23} + k_{34} + k_{35} + k_{39})$$

$$\rightarrow k_{34} + k_{35} = \frac{v_3^2}{m_3} - k_{23} - k_{39}, \quad (6.57)$$

relație de care vom avea nevoie în calculele ce urmează, pentru determinarea valorilor lui c_{34cr} și c_{34} , iar apoi a fiecăruia dintre termenii acestei sume în parte. Pentru ușurarea calculelor următoare se notează:

$$a = \frac{v_3^2}{m_3} - k_{23} - k_{39},$$

rezultând pentru c_{34cr} relația de calcul:

$$c_{34cr} = 2 \cdot v_3 - c_{13cr} - c_{310cr} \rightarrow c_{34} = \frac{n_{34}}{100} \cdot c_{34cr} \quad (6.58)$$

Masa m_4 este legată de restul elementelor modelului prin arcurile de constante elastice k_{34} și k_{45} și prin elementele de amortizare vâscoasă având parametri c_{34} și c_{45} . Notându-se:

$$\omega_{n4}^2 = \frac{k_{34} + k_{45}}{m_4} \quad \text{și} \quad 2\alpha_4 = \frac{c_{34} + c_{45}}{m_4},$$

amortizarea critică are loc pentru $\omega_{n4}^2 = \alpha_4^2$, deci:

$$c_{45cr} = 2\sqrt{m_4 (k_{34} + k_{45})} - c_{34cr}, \quad (6.59)$$

iar dacă se consideră amortizarea reală c_{45} ca fiind $n_{45}\%$ din cea critică c_{45cr} :

$$c_{45} = \frac{n_{45}}{100} \cdot c_{45cr}. \quad (6.60)$$

În consecință, dacă se pornește de la relația de calcul a pulsației proprii a acestui subsistem:

$$\overline{p_4} = \sqrt{\frac{k_{34} + k_{45}}{m_4} - \left(\frac{c_{34} + c_{45}}{2m_4} \right)^2}, \quad (6.61)$$

luând în considerare relațiile deduse mai înainte și înmulțind cu $4m_4^2$ va rezulta:

$$4m_4^2 \overline{p_4}^2 = 4m_4 (k_{34} + k_{45}) - \left[\frac{n_{34}}{100} c_{34cr} + \frac{n_{45}}{100} \left(2\sqrt{m_4 (k_{34} + k_{45})} - c_{34cr} \right) \right]^2,$$

iar în final:

$$m_4(k_{34} + k_{45}) \left(1 - \frac{n_{45}^2}{10^4}\right) - \frac{n_{45}}{100} \left(\frac{n_{34}}{100} - 1\right) c_{34cr} \sqrt{m_4(k_{34} + k_{45})} - m_4^2 \overline{p_4}^2 - \frac{1}{4} \left(\frac{n_{34}}{100} - 1\right)^2 c_{34cr}^2$$

Se observă din nou forma unei ecuații algebrice de ordinul II,

$$a_4 v_4^2 + b_4 v_4 + c_4 = 0 \quad , \quad (6.62)$$

astfel că devin utile următoarele notații, notații necesare și la realizarea soft-ului de estimare a valorilor parametrilor modelului mecanic:

$$v_4 = \sqrt{m_4(k_{34} + k_{45})} \quad ;$$

$$a_4 = 1 - \frac{n_{45}^2}{10^4} \quad ;$$

$$b_4 = \frac{n_{45}}{100} \left(1 - \frac{n_{34}}{100}\right) c_{34cr} \quad ;$$

$$c_4 = - \left[m_4^2 \overline{p_4}^2 + \left(1 - \frac{n_{34}}{100}\right)^2 c_{34cr}^2 \right] \quad ,$$

rezultând:

$$v_4 = \frac{-b_4 + \sqrt{b_4^2 - 4a_4c_4}}{2a_4}$$

Din:

$$v_4^2 = m_4(k_{34} + k_{45}) \quad \rightarrow \quad k_{34} + k_{45} = \frac{v_4^2}{m_4} \quad ; \quad (6.63)$$

de asemenea se mai notează:

$$b = \frac{v_4^2}{m_4}$$

În cazul masei m_6 se procedează asemănător. Se notează:

$$2\alpha_6 = \frac{c_{56}}{m_6} \quad \text{și} \quad \omega_{n6}^2 = \frac{k_{56}}{m_6} \quad .$$

Pentru amortizarea critică:

$$\alpha_6^2 = \omega_{n6}^2 \quad ,$$

deci:

$$c_{56cr} = 2\sqrt{k_{56}m_6} \quad (6.64)$$

Pulsația proprie a acestui sistem este:

$$\overline{p_6} = \sqrt{\frac{k_{56}}{m_6} - \left(\frac{c_{56}}{m_6}\right)^2}$$

Dar:

$$c_{56} = \frac{n_{56}}{100} \cdot c_{56cr} \quad \rightarrow \quad c_{56} = \frac{n_{56}}{100} \cdot 2 \cdot \sqrt{k_{56} m_6} \quad (6.65)$$

Din ultimele două relații rezultă:

$$\overline{p_6}^2 = \frac{k_{56}}{m_6} - \left(\frac{\frac{n_{56}}{100} \cdot 2 \cdot \sqrt{m_6 k_{56}}}{2m_6} \right)^2 \quad \rightarrow \quad k_{56} = \frac{m_6 \overline{p_6}^2}{1 - \frac{n_{56}}{10^4}} \quad (6.66)$$

După ce se calculează valoarea constantei elastice k_{56} , se poate determina imediat valoarea lui c_{56} și bineînțeles și valoarea lui c_{56cr} .

Pentru estimarea parametrilor ce caracterizează elementele legate de masa m_7 se procedează identic. De aceea se dau în continuare numai relațiile e calcul fără explicații suplimentare. Se notează:

$$2\alpha_7 = \frac{c_{57}}{m_7} \quad \text{și} \quad \omega_{n7}^2 = \frac{k_{57}}{m_7} .$$

Pentru amortizarea critică:

$$\alpha_7^2 = \omega_{n7}^2 ,$$

deci:

$$c_{57cr} = 2\sqrt{k_{57} m_7}$$

Pulsatia proprie a acestui sistem este:

$$\overline{p_7} = \sqrt{\frac{k_{57}}{m_7} - \left(\frac{c_{57}}{m_7} \right)^2} \quad (6.67)$$

Dar:

$$c_{57} = \frac{n_{57}}{100} \cdot c_{57cr} \quad \rightarrow \quad c_{57} = \frac{n_{57}}{100} \cdot 2 \cdot \sqrt{k_{57} m_7} \quad (6.68)$$

Din ultimele două relații rezultă:

$$\overline{p_7}^2 = \frac{k_{57}}{m_7} - \left(\frac{\frac{n_{57}}{100} \cdot 2 \cdot \sqrt{m_7 k_{57}}}{2m_7} \right)^2 \quad \rightarrow \quad k_{57} = \frac{m_7 \overline{p_7}^2}{1 - \frac{n_{57}}{10^4}} \quad (6.69)$$

Cunoscând valoarea constantei elastice k_{57} , se poate determina imediat valoarea lui c_{57} și bineînțeles și valoarea lui c_{57cr} .

Pentru elementul de masă m_8 , întrucât reprezintă cea de-a doua mână, relațiile de calcul obținute vor fi asemănătoare cu cele corespunzătoare masei m_8 . Deci:

$$k_{58} = \frac{m_8 \overline{p_8}^2}{1 - \frac{n_{58}}{10^4}} , \quad c_{58cr} = 2\sqrt{k_{58} m_8} \quad (6.70)$$

$$\text{și } c_{58} = \frac{n_{58}}{100} \cdot c_{58cr} \quad (6.71)$$

Pentru sistemul din care face parte masa m_5 pulsația proprie este dată de relația:

$$\overline{p}_5 = \sqrt{\frac{k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57} + k_{58}}{m_5} - \left(\frac{c_{45} + c_{56} + c_{57} + c_{58}}{2m_5}\right)^2} \quad (6.72)$$

După ce se fac notațiile:

$$\alpha_5 = \frac{c_{45} + c_{56} + c_{57} + c_{58}}{2m_5} \quad \text{și} \quad \omega_{n5}^2 = \frac{k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57} + k_{58}}{m_5}$$

deoarece pentru amortizarea critică:

$$\alpha_5^2 = \omega_{n5}^2,$$

rezultă că:

$$\left(\frac{c_{45cr} + c_{56cr} + c_{57cr} + c_{58cr}}{2m_5}\right)^2 = \frac{k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57} + k_{58}}{m_5},$$

și deci:

$$c_{45cr} = 2\sqrt{m_5(k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57} + k_{58})} - c_{56cr} - c_{57cr} - c_{58cr} \quad (6.73)$$

După înlocuirile de rigoare făcute în relația de calcul a pulsației proprii \overline{p}_5 , se obține:

$$\overline{p}_5^2 = \frac{m_5(k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57} + k_{58})}{m_5^2} - \left(\frac{c_{56} + c_{57} + c_{58}}{2m_5} + \frac{\frac{n_{45}}{100} \left(2\sqrt{m_5(k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57} + k_{58})} - c_{56cr} - c_{57cr} - c_{58cr}\right)}{2m_5}\right)^2$$

iar în urma unor calcule:

$$m_5(k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57} + k_{58}) \left(1 - \frac{n_{45}^2}{10^4}\right) + \frac{n_{45}}{100} \left[\frac{n_{45}}{100}(c_{56cr} + c_{57cr} + c_{58cr}) - c_{56} - c_{57} - c_{58}\right] \cdot \sqrt{m_5(k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57} + k_{58})} - m_5^2 \overline{p}_5^2 - \frac{1}{4} \left[\frac{n_{45}}{100}(c_{56cr} + c_{57cr} + c_{58cr}) - (c_{56} + c_{57} + c_{58})\right]^2 = 0$$

Dacă se face substituția:

$$v_5 = \sqrt{m_5(k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57} + k_{58})},$$

se observă iarăși forma tipică a unei ecuații algebrice de ordinul II:

$$a_5 v_5^2 + b_5 v_5 + c_5 = 0, \quad (6.74)$$

în care:

$$a_s = 1 - \frac{n_{45}^2}{10^4} ;$$

$$b_s = \frac{n_{45}}{100} \left[\frac{n_{45}}{100} (c_{56cr} + c_{57cr} + c_{58cr}) - c_{56} - c_{57} - c_{58} \right] ;$$

$$c_s = - \left[m_s^2 p_s^2 + \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{100 \cdot b_s}{n_{45}} \right)^2 \right] ,$$

rezultând:

$$v_s = \frac{-b_s + \sqrt{b_s^2 - 4a_s c_s}}{2a_s}$$

Din:

$$v_s^2 = m_s (k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57} + k_{58})$$

$$\rightarrow k_{35} + k_{45} = \frac{v_s^2}{m_s} - k_{56} - k_{57} - k_{58} ; \quad (6.75)$$

de asemenea pentru a ușura calculele următoare, se notează:

$$c = \frac{v_s^2}{m_s} - k_{56} - k_{57} - k_{58}$$

Pentru a determina valoarea constantelor elastice k_{34} , k_{35} , și k_{45} , s-a ajuns la următorul sistem algebric cu 3 ecuații și 3 necunoscute:

$$\begin{cases} k_{34} + k_{35} = a \\ k_{34} + k_{45} = b \\ k_{35} + k_{45} = c \end{cases} , \quad (6.76)$$

sistem care poate fi rezolvat prin mai multe metode. Dintre metodele cu care s-ar putea rezolva acest sistem se alege metoda matricială. Astfel, sistemul poate fi scris sub formă matricială:

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} k_{34} \\ k_{35} \\ k_{45} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} a \\ b \\ c \end{Bmatrix}$$

Matricea sistemului se notează cu:

$$\underline{A} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 1 \end{bmatrix} ,$$

iar valoarea determinantului acesteia este:

$$\det A = \begin{vmatrix} 1 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 1 \end{vmatrix} = -2 .$$

Se observă că matricea \underline{A} este o matrice simetrică, deci este identică cu transpusa sa. Conjugata acestei matrice este:

$$\underline{A}^* = \begin{bmatrix} -1 & -1 & 1 \\ -1 & 1 & -1 \\ 1 & -1 & -1 \end{bmatrix} ,$$

iar inversa matricei \underline{A} este:

$$\underline{A}^{-1} = \frac{1}{\det A} \cdot \underline{A}^*$$

Notând cu \underline{X} matricea necunoscută, rezultă că sistemul studiat se transformă într-o ecuație matriceală:

$$\underline{A} \cdot \underline{X} = \underline{B} ,$$

care se rezolvă simplu, înmulțind-o la dreapta cu \underline{A}^{-1} :

$$\underline{X} = \underline{A}^{-1} \cdot \underline{B} \tag{6.77}$$

$$\rightarrow \begin{cases} k_{34} \\ k_{35} \\ k_{45} \end{cases} = -\frac{1}{2} \cdot \begin{bmatrix} -1 & -1 & 1 \\ -1 & 1 & -1 \\ 1 & -1 & -1 \end{bmatrix} \cdot \begin{cases} a \\ b \\ c \end{cases}$$

$$\rightarrow \begin{cases} k_{34} = \frac{1}{2}(a + b - c) \\ k_{35} = \frac{1}{2}(a - b + c) \\ k_{45} = \frac{1}{2}(-a + b + c) \end{cases}$$

6.5.2.2. Programul de calcul al valorilor parametrilor

Programul pentru determinarea valorilor parametrilor e scris în Turbo Pascal și se numește *amortsim.pas* și utilizarea sa este asemănătoare cu a programului *amortiz.pas*, doar atât că se aplică unui alt model mecanic. Codul sursă al acestui program este redat în Anexa 6.2. Astfel, programul are avantajul unei interfețe operator-calculator ușor de utilizat și urmărește îndeaproape algoritmul de calcul prezentat mai înainte. I se cer operatorului pe rând valorile de intrare, adică pulsațiile proprii ale subsistemelor componente ale modelului mecanic studiat, masele componente ale modelului sau doar masa totală (în funcție de opțiunea utilizatorului) și rapoartele coeficienților de amortizare

în cazul amortizării reale și critice. De asemenea există și facilitatea de a rula programul cu date inițiale implicite înscrise în codul acestuia de către autorul programului.

În urma rulării acestui program, se obțin valorile determinate ale parametrilor modelului mecanic reprezentând un om aflat în picioare pe o platformă vibratoare, adică valorile constantelor elastice ale arcurilor ce compun modelul, valorile coeficienților de amortizare vâscoasă și eventual, dacă se dă ca dată de intrare doar masa totală, atunci se estimează și valorile maselor componente.

Astfel, în urma rulării programului *amortsim.pas* se obțin următoarele valori pentru parametrii care caracterizează arcurile și elementele amortizoare: $k_{12}=11843,53$ N/m, $k_{23}=11843,53$ N/m, $k_{34}=1276,75$ N/m, $k_{35}=18900,4$ N/m, $k_{45}=1480,7$ N/m, $k_{56}=10942,3$ N/m, $k_{57}=5089,01$ N/m, $k_{58}=5089,01$ N/m, $k_{39}=11843,53$ N/m, $k_{910}=11843,53$ N/m, $k=14355,79$ N/m, $c_{13}=55,32$ Ns/m, $c_{34}=112,57$ Ns/m, $c_{45}=109,62$ Ns/m, $c_{56}=49,51$ Ns/m, $c_{57}=42,32$ Ns/m, $c_{58}=42,32$ Ns/m și $c_{310}=55,32$ Ns/m.

În vederea unui studiu facil, sistematic, există și posibilitatea ca, dacă la calculatorul pe care se rulează aplicația este conectată o imprimantă, rezultatele să fie înscrise și pe hârtie. Alături de rezultate, la alegerea celui care studiază, pot fi înscrise pe hârtie și datele inițiale.

Pentru a da posibilitatea ca prin rularea unei singure aplicații să poată fi studiat atât cazul cu amortizare cât și cel fără amortizare, ca și în situația precedentă, poate fi creat un fișier de comenzi indirecte, un batch, numit *paramsim.bat*, a cărui conținut este prezentat în Anexa 6.3 și pentru a cărui rulare e necesară existența fișierelor executabile *elastsim.exe* și *amortsim.exe*, obținute prin compilarea programelor cuprinse în fișierele sursă: *elastsim.pas* și respectiv, *amortsim.pas*. [2][190]

6.6. Simularea comportării corpului omenesc aflat în poziția în picioare pentru frecvențe joase

6.6.1. Schema bloc informațională

În cadrul modelului mecanic din fig.6.1, elementele componente sunt mase (m), arcuri (k) și amortizoare (c). Acestea sunt considerate subsisteme ale structurilor vibrante și de asemenea în continuare se utilizează denumirea “element”. Elementele transformă deplasările în forțe sau forțele în deplasări și nu numai, și în consecință au câte o mărime de intrare și una de ieșire, deci sunt dipoli, putând fi astfel caracterizate de funcții de transfer.[242]

Pe baza modelului matematic, pentru modelul mecanic din fig.6.1 se poate trasa o schemă bloc informațională, reprezentată în fig.6.8.a, din care se obține apoi fig.6.8.b. Blocurile componente sunt caracterizate de următoarele funcții de transfer:

$$\begin{aligned}
 H_1(s) &= 1, & H_2(s) &= k_{12}, & H_3(s) &= \frac{1}{m_1 s}, & H_4(s) &= c_{13}, & H_5(s) &= c_{13}, \\
 H_6(s) &= \frac{1}{s}, & H_7(s) &= k_{12}, & H_8(s) &= k_{12} + k_{23}, & H_9(s) &= \frac{1}{m_2 s^2}, & H_{10}(s) &= k_{23}, \\
 H_{11}(s) &= k_{23}, & H_{12}(s) &= k_{35}, & H_{13}(s) &= k_{34}, & H_{14}(s) &= k_{23} + k_{34} + k_{35} + k_{39}, \\
 H_{15}(s) &= \frac{1}{m_3 s}, & H_{16}(s) &= c_{13} + c_{34} + c_{310}, & H_{17}(s) &= c_{34}, & H_{18}(s) &= \frac{1}{s}, \\
 H_{19}(s) &= k_{34}, & H_{20}(s) &= c_{34}, & H_{21}(s) &= k_{45}, & H_{22}(s) &= k_{34} + k_{45}, & H_{23}(s) &= \frac{1}{m_4 s}, \\
 H_{24}(s) &= c_{34} + c_{45}, & H_{25}(s) &= c_{45}, & H_{26}(s) &= \frac{1}{s}, & H_{27}(s) &= k_{35}, & H_{28}(s) &= k_{45}, \\
 H_{29}(s) &= c_{45}, & H_{30}(s) &= k_{56}, & H_{31}(s) &= k_{35} + k_{45} + k_{56} + k_{57} + k_{58}, & H_{32}(s) &= \frac{1}{m_5 s}, \\
 H_{33}(s) &= c_{45} + c_{56} + c_{57} + c_{58}, & H_{34}(s) &= c_{56}, & H_{35}(s) &= c_{57}, & H_{36}(s) &= \frac{1}{s}, \\
 H_{37}(s) &= k_{57}, & H_{38}(s) &= k_{56}, & H_{39}(s) &= k_{57}, & H_{40}(s) &= c_{57}, & H_{41}(s) &= \frac{1}{m_6 s}, \\
 H_{42}(s) &= c_{56}, & H_{43}(s) &= \frac{1}{s}, & H_{44}(s) &= \frac{1}{m_7 s}, & H_{45}(s) &= \frac{1}{s}, & H_{46}(s) &= 1, \\
 H_{47}(s) &= k_{910}, & H_{48}(s) &= \frac{1}{m_{10} s}, & H_{49}(s) &= c_{310}, & H_{50}(s) &= c_{310}, & H_{51}(s) &= \frac{1}{s}, \\
 H_{52}(s) &= k_{910}, & H_{53}(s) &= k_{910} + k_{39}, & H_{54}(s) &= \frac{1}{m_9 s}, & H_{55}(s) &= \frac{1}{s}, & H_{56}(s) &= k_{39},
 \end{aligned}$$

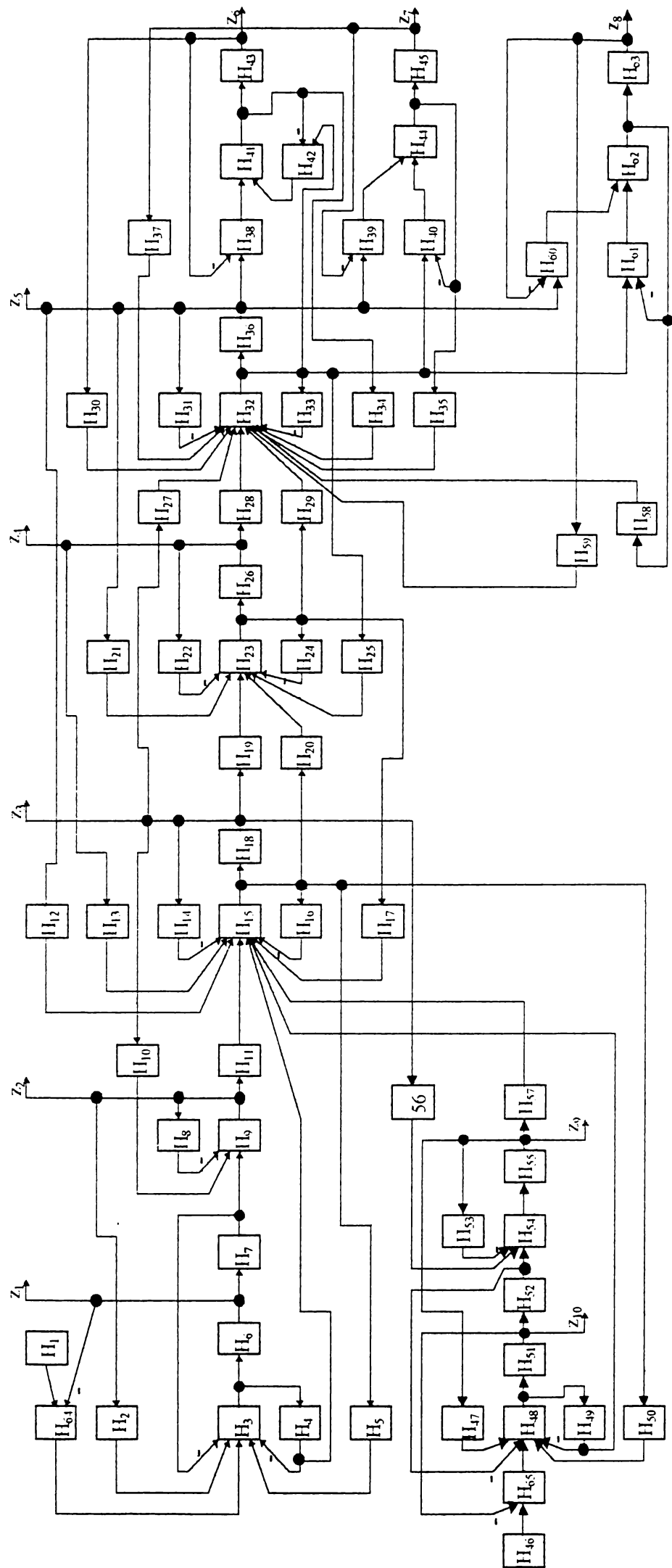


Fig.6.8.a.

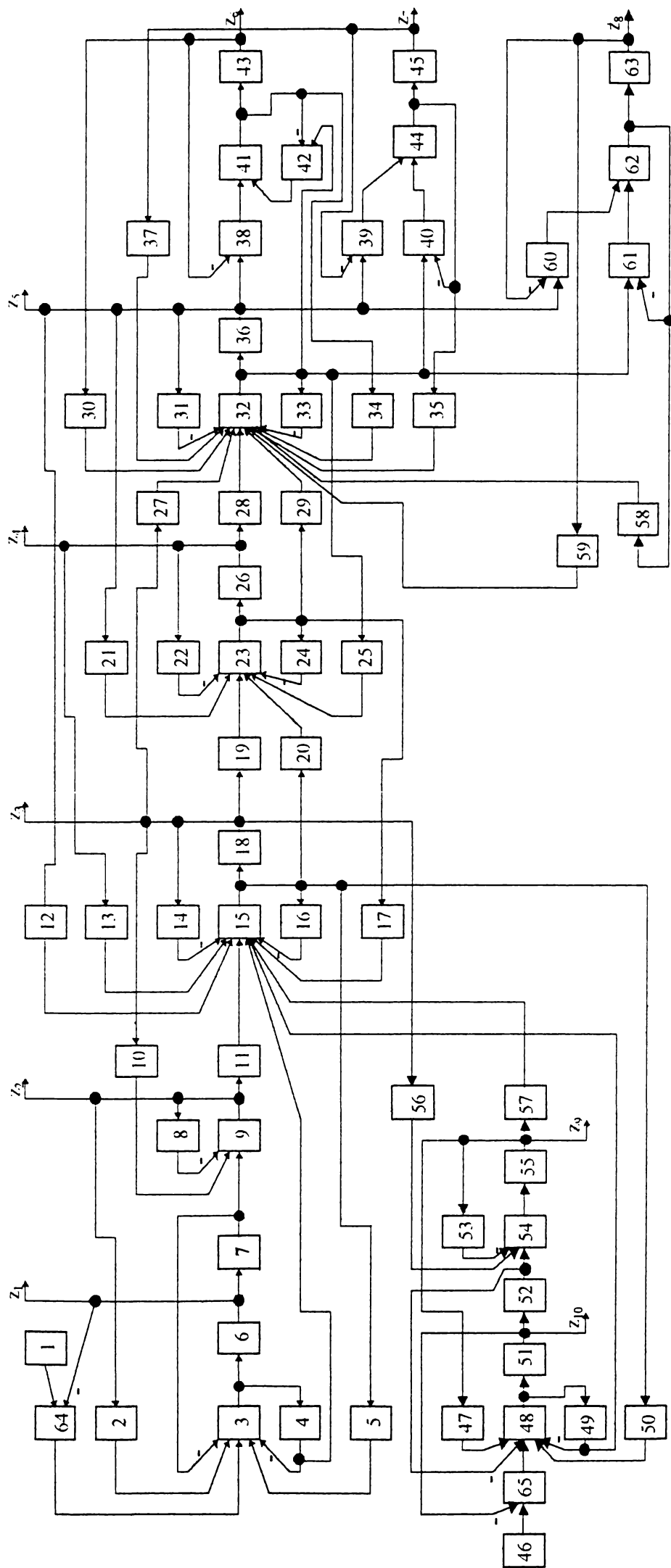


Fig.6.8.b.

$$\begin{aligned}
 H_{57}(s) &= k_{39}, & H_{58}(s) &= c_{58}, & H_{59}(s) &= k_{58}, & H_{60}(s) &= k_{58}, & H_{61}(s) &= c_{58}, \\
 H_{62}(s) &= \frac{1}{m_8 s}, & H_{63}(s) &= \frac{1}{s}, & H_{64}(s) &= k, & H_{65}(s) &= k. & & (6.78)
 \end{aligned}$$

Matricea de interconectare este:

$$q = \begin{matrix}
 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 2 & 9 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 3 & 2 & -4 & 5 & -7 & 64 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 4 & 3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 5 & 15 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 6 & 3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 7 & 6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 8 & 9 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 9 & 7 & -8 & 10 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 10 & 18 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 11 & 9 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 12 & 36 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 13 & 26 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 14 & 18 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 15 & 4 & 11 & 12 & 13 & -14 & -16 & 17 & 49 & 57 & 0 & 0 \\
 16 & 15 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 17 & 23 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 18 & 15 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 19 & 18 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 20 & 15 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 21 & 36 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 22 & 26 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 23 & 19 & 20 & 21 & -22 & -24 & 25 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 24 & 23 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 25 & 32 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 26 & 23 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 27 & 18 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 28 & 26 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 29 & 23 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 30 & 43 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 31 & 36 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 32 & 27 & 28 & 29 & 30 & -31 & -33 & 34 & 35 & 37 & 58 & 59 \\
 33 & 32 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 34 & 41 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 35 & 44 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 36 & 32 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 37 & 45 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 38 & 36 & -43 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 39 & 36 & -45 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 40 & 32 & -44 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0
 \end{matrix}$$

41	38	42	0	0	0	0	0	0	0	0	0
42	32	-41	0	0	0	0	0	0	0	0	0
43	41	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
44	39	40	0	0	0	0	0	0	0	0	0
45	44	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
46	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
47	55	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
48	47	-49	50	-52	65	0	0	0	0	0	0
49	48	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
50	15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
51	48	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
52	51	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
53	55	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
54	52	-53	56	0	0	0	0	0	0	0	0
55	54	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
56	18	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
57	55	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
58	62	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
59	63	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
60	36	-63	0	0	0	0	0	0	0	0	0
61	32	-62	0	0	0	0	0	0	0	0	0
62	60	61	0	0	0	0	0	0	0	0	0
63	62	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
64	1	-6	0	0	0	0	0	0	0	0	0
65	46	-51	0	0	0	0	0	0	0	0	0

6.6.2. Program de simulare

Programul pentru analiza modelului mecanic din Fig.6.1, scris în MathLab, este prezentat în Anexa 6.4, și se numește *kcm.m*. În continuare sunt specificate câteva informații despre acest program, deosebit de utile în folosirea acestuia.

Programul e conceput pornind de la premiza că se cunosc valorile numerice ale mărimilor ce caracterizează elementele modelului mecanic, căutându-se răspunsul sistemului la diferite semnale de intrare. La rularea programului, pentru început apare un meniu care acordă utilizatorului posibilitatea de a introduce valorile parametrilor modelului de la tastatura calculatorului, sau parametrilor să li se atribuie niște valori implicite, precizate de programator în conținutul codului sursă al programului. În cazul alegerii variantei “*de la TASTATURĂ*”, există câteva variante de stabilire a valorilor parametrilor. Dacă datele se consideră că au fost corect tastate, din meniu se slege opțiunea “*CONTINUE*”.

După implementarea acestui meniu de introducere a datelor inițiale, în codul programului sunt date funcțiile de transfer ale elementelor schemei bloc informaționale.

Fiecare funcție de transfer în parte este dată prin numărătorul și numitorul său, mai precis prin coeficienții numărătorului și coeficienții numitorului.

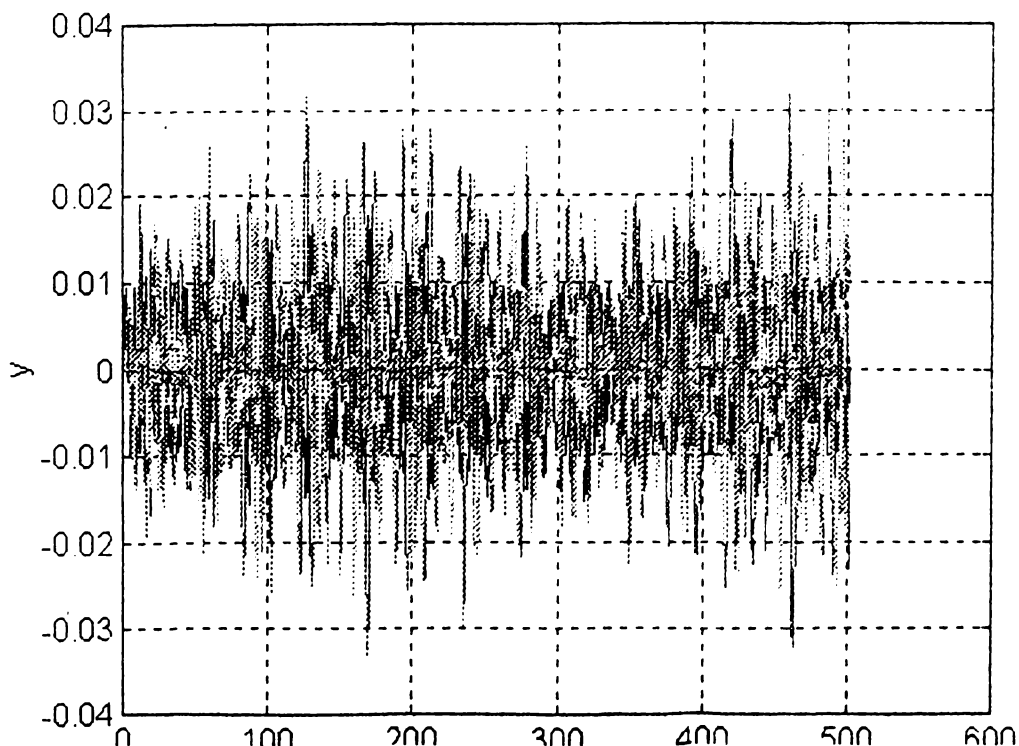
Urmează apoi în program definirea matricei de interconectare q și specificarea intrărilor și ieșirilor sistemului. Ca mărimi de intrare se consideră a fi semnalele "1 și 46", iar ca mărimi de ieșire, "6, 9, 18, 26, 36, 43, 45, 63, 55, 51". În continuare sunt scrise câteva instrucțiuni care au ca efect stabilirea matricelor MM – ISI (modelului matematic intrare – stare – ieșire) general pentru întregul sistem în ansamblu, precum și cele corespunzătoare fiecărei ieșiri în parte. Avem posibilitatea să vedem hodograful mișcării și caracteristicile răspunsului în frecvență: caracteristica amplitudine – pulsație (c.a.p.) și caracteristica fază – pulsație (c.f.p.), pentru fiecare dintre deplasările celor 10 mase componente ale modelului mecanic.

Revenind la rularea programului, după introducerea datelor inițiale, apare pe ecran un nou meniu, dându-ni-se posibilitatea să alegem vizualizarea sau nu a caracteristicilor de frecvență.

O următoare etapă constă în generarea semnalului de intrare, putându-se alege dimensionarea implicită a acestuia sau specificarea valorilor corespunzătoare de la tastatură. Dacă utilizatorul programului de simulare s-a hotărât asupra tipului semnalului și asupra definirii acestuia, se alege din nou opțiunea "CONTINUE", după care pe ecranul calculatorului ni se arată variația în timp a semnalului de intrare, care pentru noi este amplitudinea mișcării perturbatoare.

Următorul grup de instrucțiuni din program are ca scop obținerea răspunsului în timp al sistemului la semnalul de intrare ales, deci este partea de simulare propriu-zisă, urmând partea de afișare grafică a formelor de variație ale ieșirii sistemului. Pentru afișare avem la dispoziție un alt meniu cu mai multe submeniuuri, acordându-ni-se facilitatea de a alege între mai multe moduri de afișare. În final sunt aduse mulțumiri celui care a folosit acest program, de către cei care au contribuit la realizarea acestuia.

În cazul unei frecvențe a vibrațiilor forțate de 15 Hz și amplitudine de 1 cm se obține următorul răspuns al sistemului (fig.6.9.a);, cu ajutorul programului de simulare *kcm.m*:



În cazul unei mișcări amortizate, la frecvența de 15 Hz și amplitudinea mișcării forțate de 1 cm se obține:

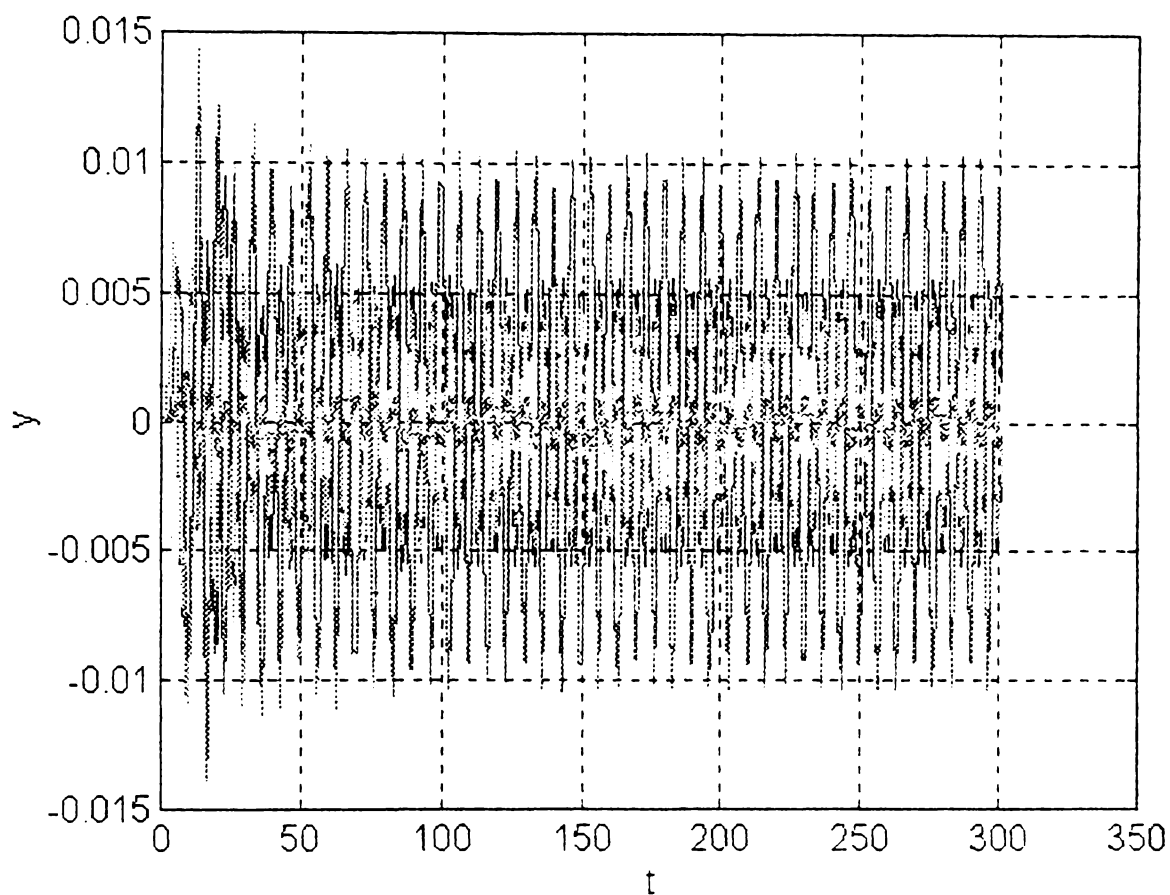
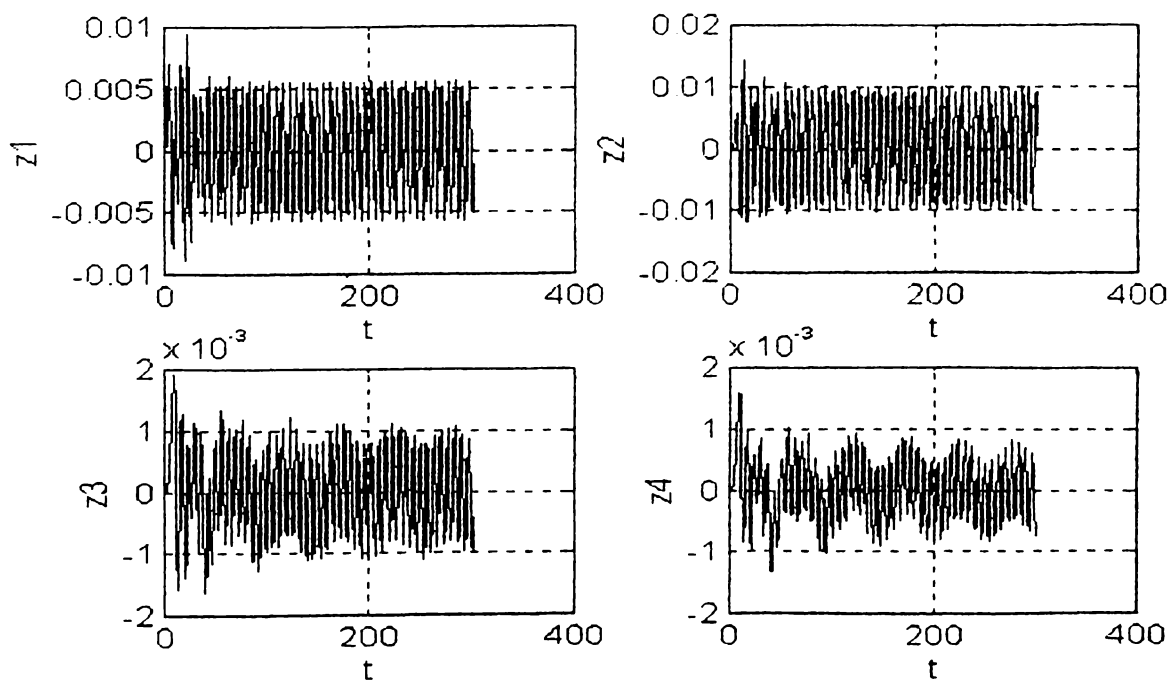


Fig.6.9.b.

În cazul precedent, dacă se reprezintă variația fiecăreia dintre ieșirile sistemului în mod separat, se obțin următoarele reprezentări grafice:



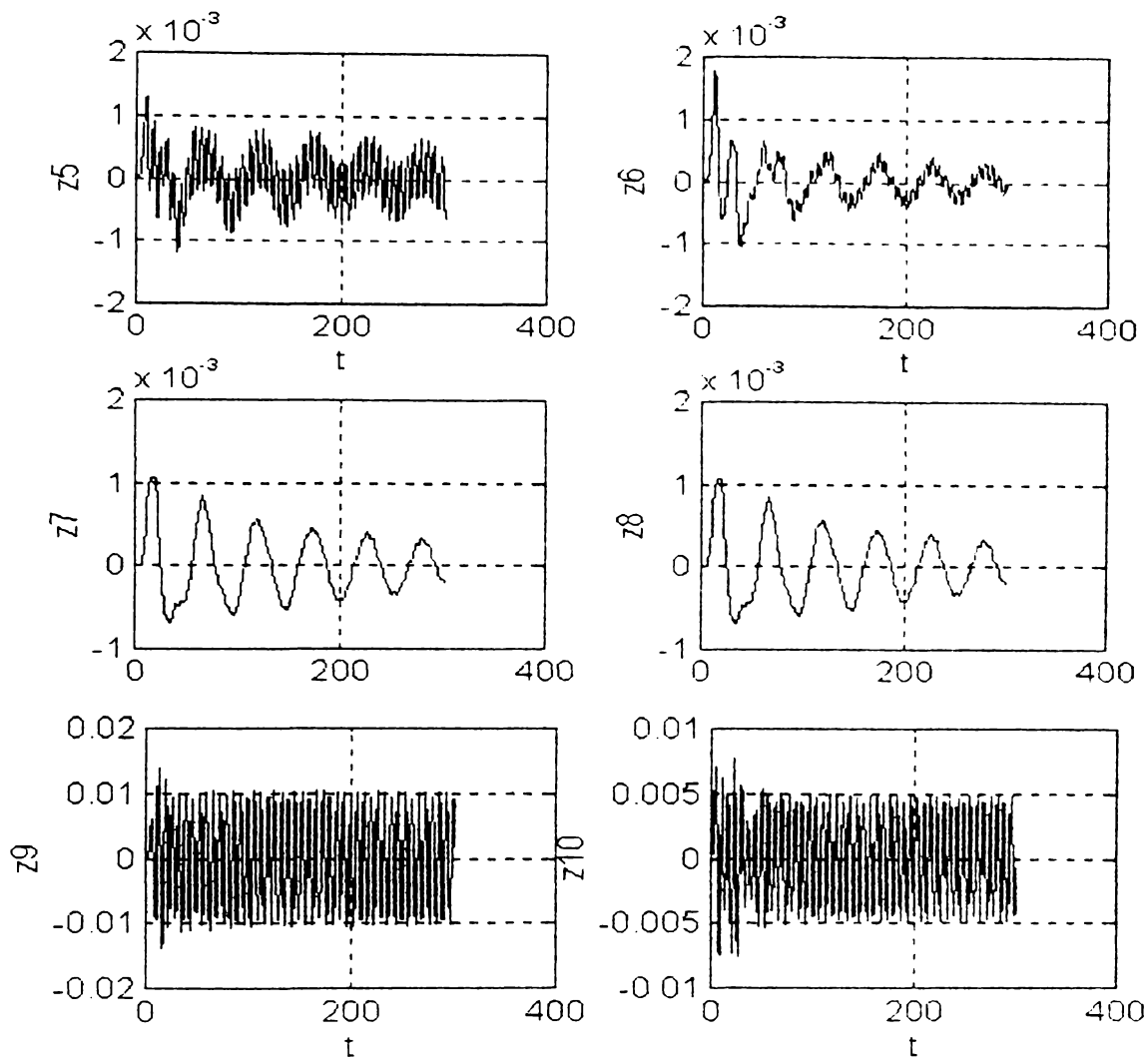


Fig.6.9.c.

6.6.3. Concluzii

Din analiza acestor reprezentări grafice a variației răspunsului sistemului în timp, se observă un fapt că variațiile ieșirilor y_7 și y_8 sunt identice, ca de altfel și variațiile y_1 și y_{10} și respectiv y_2 și y_9 . Acest fapt este evident și dacă se urmărește construcția modelului mecanic, bineînțeles dacă cele două intrări ale sistemului sunt identice. Deasemenea se constată că mișcarea se stabilizează în timp și are amplitudine constantă.

În urma rulării programului de simulare se observă că se obțin variații ale semnalelor de ieșire asemănătoare cu cele obținute în urma rulării programului de simulare scris pentru analiza comportării modelului mecanic reprezentat în fig.4.6.

În plus, acest program de simulare, numit *kcm.m* poate fi ușor modificat în vederea analizei comportării modelului mecanic reprezentând un corp omenesc stând în picioare, în cazul în care perturbația se aplică doar asupra unui picior, sau când se aplică semnale de intrare diferite atât ca formă cât și ca amplitudine.

6.7. Model simplificat cu 4 mase

În continuare este analizat un model simplificat cu 4 mase [215]:

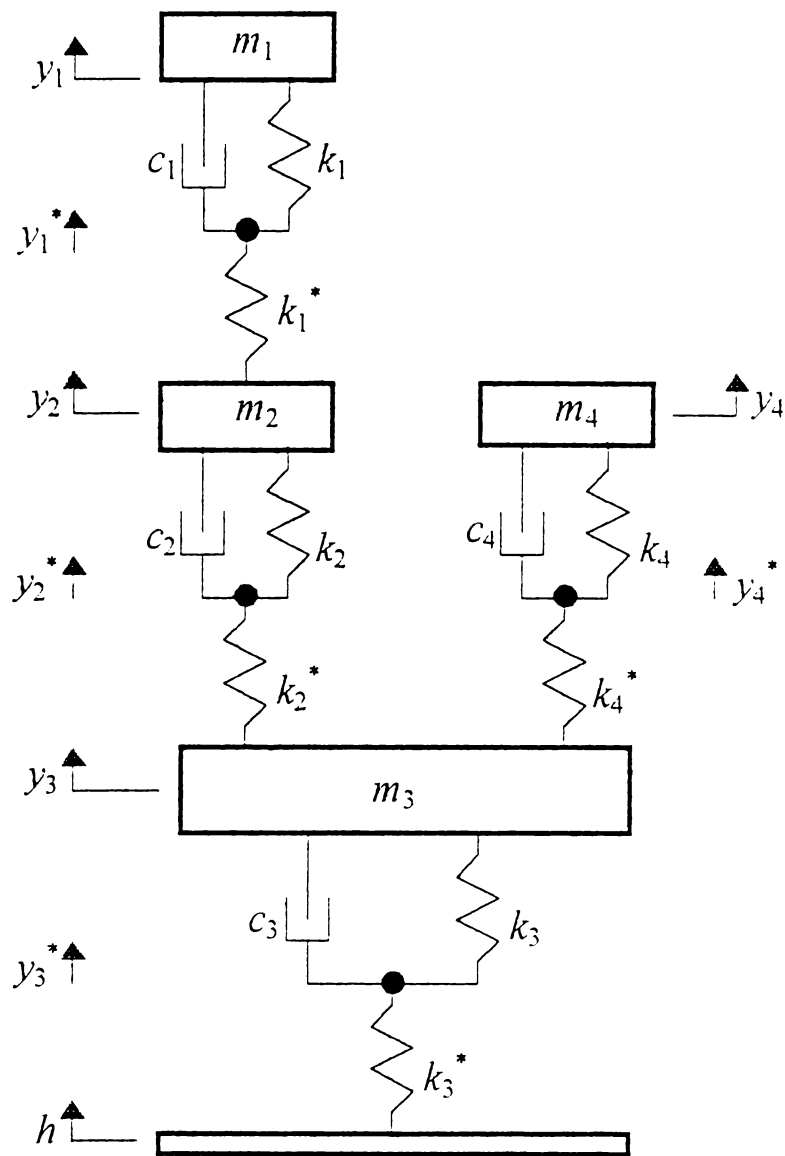


Fig.6.10.

Pe figură s-a notat: m_1 – masa capului; m_2 – masa toracelui; m_3 – masa bazinului și membrelor inferioare; m_4 – masa centurii scapulare și a membrelor superioare; c_1 – coeficientul de amortizare al gâtului; c_2 – coeficientul de amortizare al toracelui; c_3 – coeficientul de amortizare al regiunii lombare a coloanei vertebrale; c_4 – coeficientul de amortizare al centurii scapulare; k_1 – coeficientul de elasticitate al gâtului; k_1^* – coeficientul de elasticitate al regiunii cervicale; k_2 – coeficientul de elasticitate al toracelui; k_2^* – coeficientul de elasticitate al regiunii dorsale al coloanei vertebrale; k_3 – coeficientul de elasticitate al regiunii lombare a coloanei vertebrale; k_3^* – coeficientul de elasticitate al membrelor inferioare; k_4 – coeficientul de

elasticitate al centurii scapulare; k_4^* – coeficientul de elasticitate global al centurii scapulare și membrelor superioare.

Pentru studiul mișcării se folosesc ecuațiile lui Lagrange scrise sub forma:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_j} \right) + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_j} + \frac{\partial V}{\partial q_j} = Q_j; \quad (6.79)$$

unde: E – energia cinetică a sistemului; Φ - funcția disipativă a lui Rayleigh; V – energia potențială a sistemului; Q_j – forțele generalizate exterioare; \dot{q}_j - vitezele generalizate; q_j – coordonatele generalizate.

Pentru modelul utilizat avem:

$$E = \frac{1}{2} (m_1 \dot{y}_1^2 + m_2 \dot{y}_2^2 + m_3 \dot{y}_3^2 + m_4 \dot{y}_4^2) \quad (6.80)$$

$$\Phi = \frac{1}{2} [c_1 (\dot{y}_1 - \dot{y}_1^*)^2 + c_2 (\dot{y}_2 - \dot{y}_2^*)^2 + c_3 (\dot{y}_3 - \dot{y}_3^*)^2 + c_4 (\dot{y}_4 - \dot{y}_4^*)^2] \quad (6.81)$$

$$V = \frac{1}{2} [k_1 (y_1 - y_1^*)^2 + k_1^* (y_1^* - y_2)^2 + k_2 (y_2 - y_2^*)^2 + k_2^* (y_2^* - y_3)^2 + k_3 (y_3 - y_3^*)^2 + k_3^* (y_3^* - h)^2 + k_4 (y_4 - y_3)^2 + k_4 (y_4 - y_4^*)^2] \quad (6.82)$$

Din (6.79), ..., (6.82) se obțin ecuațiile lui Lagrange sub forma:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 \ddot{y}_1 + c_1 \dot{y}_1 - c_1 \dot{y}_1^* + k_1 y_1 - k_1 y_1^* = 0 \\ \quad - c_1 \dot{y}_1 + c_1 \dot{y}_1^* - k_1 y_1 + (k_1 + k_1^*) y_1^* - k_1^* y_2 = 0 \\ m_2 \ddot{y}_2 + c_2 \dot{y}_2 - c_2 \dot{y}_2^* - k_1^* y_1^* + (k_1^* + k_2) y_2 - k_2 y_2^* = 0 \\ \quad - c_2 \dot{y}_2 + c_2 \dot{y}_2^* - k_2 y_2 + (k_2 + k_2^*) y_2^* - k_2^* y_3 = 0 \\ m_3 \ddot{y}_3 + c_3 \dot{y}_3 - c_3 \dot{y}_3^* - k_2^* y_2^* + (k_2^* + k_3 + k_4^*) y_3 - k_3 y_3^* - k_4^* y_4^* = 0 \\ \quad - c_3 \dot{y}_3 + c_3 \dot{y}_3^* - k_3 y_3 + (k_3 + k_3^*) y_3^* = k_3^* h \\ m_4 \ddot{y}_4 + c_4 \dot{y}_4 - c_4 \dot{y}_4^* + k_4 y_4 - k_4 y_4^* = 0 \\ \quad - c_4 \dot{y}_4 + c_4 \dot{y}_4^* - k_4^* y_3 + (k_4 + k_4^*) y_4^* - k_4 y_4 = 0 \end{array} \right. \quad (6.83)$$

Scris sub formă matriceală, acest sistem de ecuații diferențiale devine:

$$[A] \cdot \{\ddot{y}\} + [C] \cdot \{\dot{y}\} + [K] \cdot \{y\} = \{F\}, \quad (6.84)$$

unde: A – matricea de inerție, C – matricea de amortizare,
 K – matricea de rigiditate, $\{y\}$ – vectorul deplasărilor,
 $\{\dot{y}\}$ – vectorul vitezelor, $\{\ddot{y}\}$ – vectorul accelerațiilor, $\{F\}$ – vectorul forțelor perturbatoare,

$$A = \begin{pmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}; \quad \{\ddot{y}\} = \begin{pmatrix} \ddot{y}_1 \\ \ddot{y}_1^* \\ \ddot{y}_2 \\ \ddot{y}_2^* \\ \ddot{y}_3 \\ \ddot{y}_3^* \\ \ddot{y}_4 \\ \ddot{y}_4^* \end{pmatrix};$$

$$C = \begin{pmatrix} c_1 & -c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_1 & c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_2 & -c_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_2 & c_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_3 & -c_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_3 & c_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_4 & -c_4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_4 & c_4 \end{pmatrix};$$

$$\begin{pmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_1^* & -k_1^* & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_1^* & k_1^* + k_2 & -k_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_2 & k_2 + k_2^* & -k_2^* & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_2^* & k_2^* + k_3 + k_4^* & -k_3 & 0 & -k_4^* \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_3 & k_3 + k_3^* & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_4^* & 0 & -k_4 & k_4 + k_4^* \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_4 & -k_4 \end{pmatrix}$$

$$\{F\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ k_3^* \cdot h \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}; \quad \{y\} = \begin{Bmatrix} \dot{y}_1 \\ y_1^* \\ \dot{y}_2 \\ y_2^* \\ \dot{y}_3 \\ y_3^* \\ \dot{y}_4 \\ y_4^* \end{Bmatrix}; \quad \{v\} = \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_1^* \\ y_2 \\ y_2^* \\ y_3 \\ y_3^* \\ y_4 \\ y_4^* \end{Bmatrix};$$

Folosind schimbarea de variabile:

$$\begin{aligned} x_1 &= y_1, & x_2 &= y_1^*, & x_3 &= y_2, & x_4 &= y_2^*, & x_5 &= y_3, & x_6 &= y_3^*, \\ x_7 &= y_4, & x_8 &= y_4^*, & x_9 &= \dot{y}_1, & x_{10} &= \dot{y}_1^*, & x_{11} &= \dot{y}_2, & x_{12} &= \dot{y}_2^*, \\ x_{13} &= \dot{y}_3, & x_{14} &= \dot{y}_3^*, & x_{15} &= \dot{y}_4, & x_{16} &= \dot{y}_4^*. \end{aligned} \quad (6.85)$$

ecuațiile lui Lagrange (6.5) devin:

$$\left\{ \begin{aligned} m_1 \dot{x}_9 + c_1 x_9 - c_1 x_{10} + k_1 x_1 - k_1 x_2 &= 0 \\ -c_1 x_9 + c_1 x_{10} - k_1 x_1 + (k_1 + k_1^*) x_2 - k_1^* x_3 &= 0 \\ m_2 \dot{x}_{11} + c_2 x_{11} - c_2 x_{12} - k_1^* x_2 + (k_1^* + k_2) x_3 - k_2 x_4 &= 0 \\ -c_2 x_{11} + c_2 x_{12} - k_2 x_3 + (k_2 + k_2^*) x_4 - k_2^* x_5 &= 0 \\ m_3 \dot{x}_{13} + c_3 x_{13} - c_3 x_{14} - k_2^* x_4 + (k_2^* + k_3 + k_4^*) x_5 - k_3 x_6 - k_4^* x_8 &= 0 \\ -c_3 x_{13} + c_3 x_{14} - k_3 x_5 + (k_3 + k_3^*) x_6 &= k_3^* h \\ m_4 \dot{x}_{15} + c_4 x_{15} - c_4 x_{16} + k_4 x_7 - k_4 x_8 &= 0 \\ -c_4 x_{15} + c_4 x_{16} - k_4^* x_5 + (k_4 + k_4^*) x_{16} - k_4 x_7 &= 0 \end{aligned} \right. \quad (6.86)$$

Din relațiile (6.7) și (6.8) rezultă modelul matematic intrare-stare-ieșire MM-ISI, format din 16 ecuații de stare și 8 ecuații de ieșire.

Ecuațiile de stare sunt:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1(t) &= x_9(t) \\ \dot{x}_2(t) &= x_{10}(t) \\ \dot{x}_3(t) &= x_{11}(t) \\ \dot{x}_4(t) &= x_{12}(t) \\ \dot{x}_5(t) &= x_{13}(t) \\ \dot{x}_6(t) &= x_{14}(t) \end{aligned} \quad (6.87)$$

$$\dot{x}_7(t) = x_{15}(t)$$

$$\dot{x}_8(t) = x_{16}(t),$$

$$\dot{x}_9(t) = -\frac{c_1}{m_1} x_9(t) + \frac{c_1}{m_1} x_{10}(t) - \frac{k_1}{m_1} x_1(t) + \frac{k_1}{m_1} x_2(t)$$

$$c_1 x_9(t) - c_1 x_{10}(t) + k_1 x_1(t) - (k_1 + k_1^*) x_2(t) + k_1^* x_3(t) = 0$$

$$\dot{x}_{11}(t) = -\frac{c_2}{m_2} x_{11}(t) + \frac{c_2}{m_2} x_{12}(t) + \frac{k_1^*}{m_2} x_2(t) - \frac{(k_1^* + k_2)}{m_2} x_3(t) + \frac{k_2}{m_2} x_4(t)$$

$$c_2 x_{11}(t) - c_2 x_{12}(t) + k_2 x_3(t) - (k_2 + k_2^*) x_4(t) + k_2^* x_5(t) = 0$$

$$\dot{x}_{13}(t) = -\frac{c_3}{m_3} x_{13}(t) + \frac{c_3}{m_3} x_{14}(t) + \frac{k_2^*}{m_3} x_4(t) - \frac{(k_2^* + k_3 + k_4^*)}{m_3} x_5(t) +$$

$$+ \frac{k_3}{m_3} x_6(t) + \frac{k_4^*}{m_3} x_8(t)$$

$$+ c_3 x_{13}(t) - c_3 x_{14}(t) + k_3 x_5(t) - (k_3 + k_3^*) x_6(t) + k_3^* h(t) = 0$$

$$\dot{x}_{15}(t) = -\frac{c_4}{m_4} x_{15}(t) + \frac{c_4}{m_4} x_{16}(t) - \frac{k_4}{m_4} x_7(t) + \frac{k_4}{m_4} x_8(t)$$

$$c_4 x_{15}(t) - c_4 x_{16}(t) + k_4^* x_5(t) - (k_4 + k_4^*) x_{16}(t) + k_4 x_7(t) = 0$$

iar ecuațiile de ieșire sunt:

$$y_1 = x_1, \quad y_1^* = x_2, \quad y_2 = x_3, \quad y_2^* = x_4, \quad y_3 = x_5, \quad y_3^* = x_6, \quad y_4 = x_7, \quad y_4^* = x_8.$$

Dacă dorim să scriem modelul matematic MM-ISI sub formă matriceală, rezultă:

$$\begin{cases} \dot{\underline{x}} = \underline{A} \cdot \underline{x} + \underline{b}_u \cdot \underline{u} \\ \underline{y} = \underline{C} \cdot \underline{x} \end{cases} \quad (6.88)$$

unde:

\underline{A} este matricea de stare a sistemului,

$$\underline{x}^T = \{x_1 \quad x_2 \quad x_3 \quad x_4 \quad x_5 \quad x_6 \quad x_7 \quad x_8 \quad x_9 \quad 0 \quad x_{11} \quad 0 \quad x_{13} \quad 0 \quad x_{15} \quad 0\}$$

este vectorul de stare,

$$\underline{u} = \{0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad k_3^* h \quad 0 \quad 0\}$$
 este vectorul mărimilor de

intrare,

$$\underline{b}_u = \{1/m_1 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0\},$$

$$C = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

Pentru mase, coeficienți de elasticitate și coeficienți de amortizare, normele recomandă valorile numerice: $m_1=5,63$ kg; $m_2=12,94$ kg; $m_3=32,18$ kg; $m_4=24,25$ kg; $k_1=3,75$ N/m; $k_2=4154$ N/m; $k_3=1,221 \cdot 10^5$ N/m; $k_4=3,312 \cdot 10^4$ N/m; $k_1^*=9,542 \cdot 10^4$ N/m; $k_2^*=2,587 \cdot 10^5$ N/m; $k_3^*=2 \cdot 10^{10}$ N/m; $k_4^*=1,2 \cdot 10^9$ N/m; $c_1=889,9$ Ns/m; $c_2=10410$ Ns/m; $c_3=2874$ Ns/m; $c_4=812$ Ns/m.[215]

Pe baza modelului matematic obținut, și utilizând pentru parametri modelului valorile specificate mai sus, se poate scrie un program de simulare în MathLab în vederea obținerii răspunsului sistemului la un semnal de intrare sinusoidal specific mișcărilor vibratorii, de diferite frecvențe și amplitudini.

7. ANALIZA COMPORTĂRII ORGANISMULUI UMAN AȘEZAT PE SCAUN

7.1. Modelul dinamic

Influența vibrațiilor produse de un automobil asupra organismului uman în timpul deplasării prezintă importanță deosebită deoarece contribuie efectiv la instalarea stării de oboseală, mai ales la conducătorul auto care este solicitat suplimentar față de ceilalți ocupanți.

Forțele sunt transmise corpului omenesc prin intermediul aerului înconjurător, prin scaun și prin planșeul automobilului, putând fi aplicate pe una sau mai multe direcții.

Proiectanții de automobile și în special tractoare din întreaga lume se preocupă tot mai mult de realizarea unor scaune funcționale, care să ofere condiții fiziologice corespunzătoare de lucru. Crearea unor condiții fiziologice de muncă presupune stabilirea solicitărilor tractoriștilor, măsurarea lor și a răspunsului organismului la fiecare dintre ele, compararea lor cu limitele fiziologice normale și intervențiile asupra scaunului tractorului în vederea punerii de acord a exigențelor acestuia cu posibilitățile fiziologice ale tractoristului.[59]

Principalele solicitări ale tractoriștilor, și nu numai, la locul de muncă sunt: solicitările datorate vibrațiilor verticale ale scaunului, stresul postural, efortul depus la acționarea diferitelor dispozitive de comandă și a volanului, efortul depus la menținerea echilibrului în scaun în condițiile lucrului pe terenuri în pantă, efortul depus pentru urmărirea organelor de lucru și a terenului pe care se deplasează autovehiculul.

Modul de obținere al unui posibil model mecanic de studiu în cazul unui conducător de autovehicul este redat în fig.7.1 [55]:

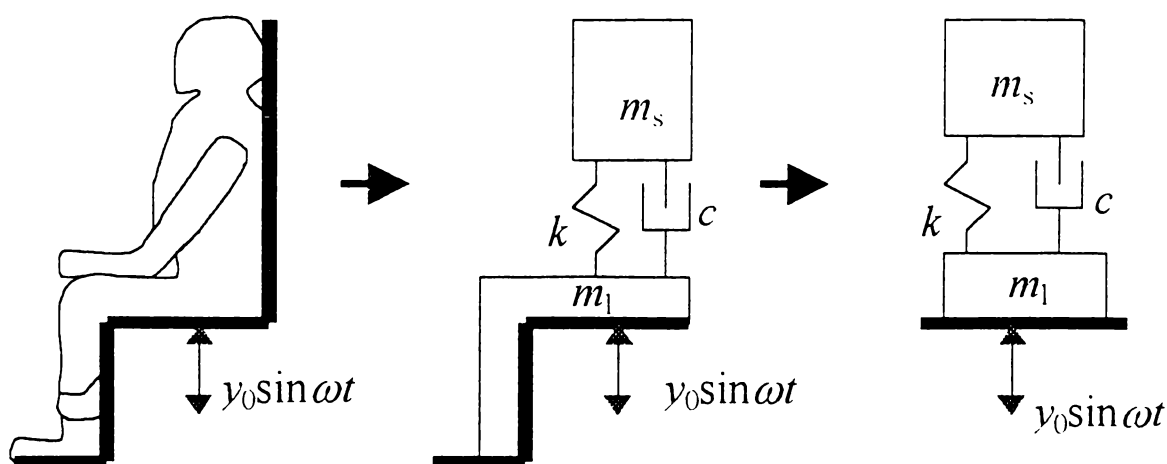


Fig.7.1.

Deși vibrațiile la care este supus tractoristul în timpul lucrului, se transmit acestuia în plan vertical, orizontal și transversal, se apreciază că la tractoare vibrațiile verticale, care se transmit prin intermediul scaunului, determină în cea mai mare măsură înrăutățirea condițiilor de lucru.

Față de conducătorii de autovehicule cu suspensie, ce se deplasează pe drumuri asfaltate de categorie medie, tractoriștii sunt expuși la vibrații de 2...4 ori mai mari în timpul lucrărilor în câmp și de 5...7 ori mai mari în timpul deplasărilor pe șosele sau pe drumuri neamenajate.

Pentru explicarea efectelor mecanice ale vibrațiilor scaunului asupra organelor interne și ale coloanei vertebrale, tractoristului i se poate atașa un model mecanic cu trei grade de libertate, model reprezentat în figura 7.2. Modelul mecanic este format din trei mase: capul toracele și bazinul, legate prin elemente flexibile care le asigură o suspendare elastică.

Coloana vertebrală și organele interne sunt supuse la compresiuni și destinderi succesive. Aceste mișcări nedorite produc la nivelul fiecărui disc intervertebral o tasare laterală, o răsucire a coloanei vertebrale, având ca efecte unele nevralgii, sciatică, hernii de disc, etc.[57]

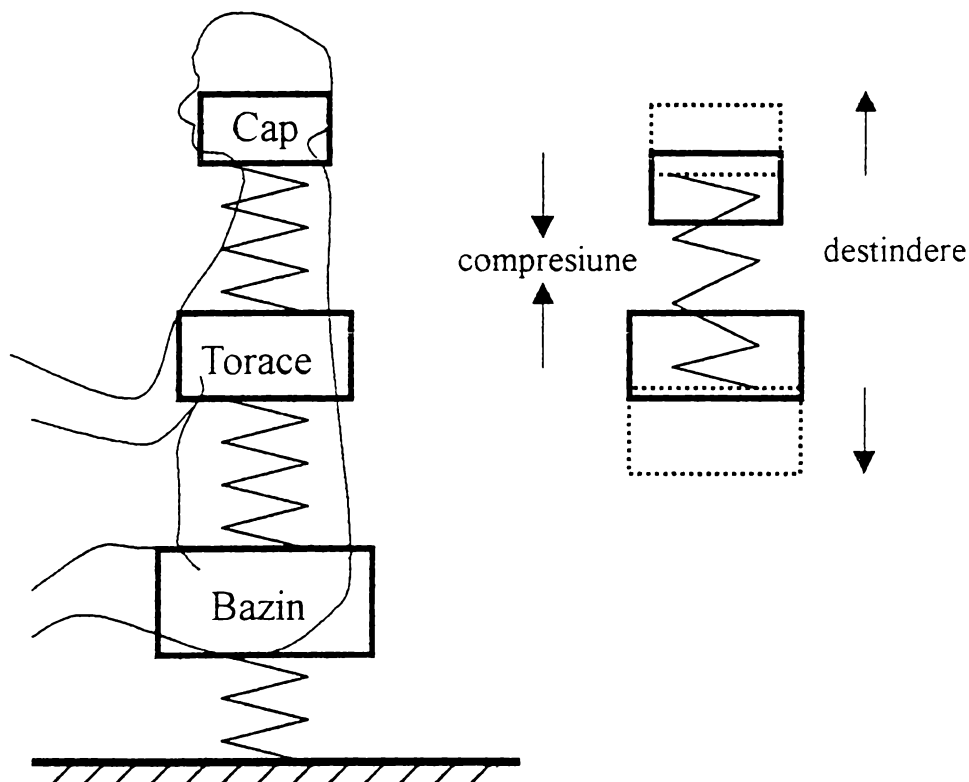


Fig. 7.2.

În corpul omenesc vibrațiile sunt generate de surse interne sau externe. Din cauza prezenței țesuturilor moi, a oaselor, organelor interne și, de asemenea, din cauza particularității configurației lui, în general, corpul uman reprezintă un sistem vibrator complex. Vibrațiile de la surse externe se pot transmite corpului omenesc când acesta

se află în poziție verticală, șezând, în poziție culcată, sau în procesul muncii prin intermediul mâinilor. Un mare interes îl reprezintă problema privind modul în care aceste vibrații se transmit prin corp și ce influență au ele asupra aparatelor luate separat, a organelor și țesuturilor.

Din punct de vedere biodinamic omul reprezintă un corp deformabil asupra căruia acționează forțe mecanice sau alte acțiuni. Este de menționat faptul că în organismul uman există multe formațiuni care servesc drept amortizoare pentru șocuri și vibrații.

Modelele mecanice care reflectă interacțiunea dintre operator și mașină sunt prezentate în fig.7.3, fig.7.4 și fig.7.5. Astfel, în fig.7.3 este prezentat modelul când operatorul șade [215]:

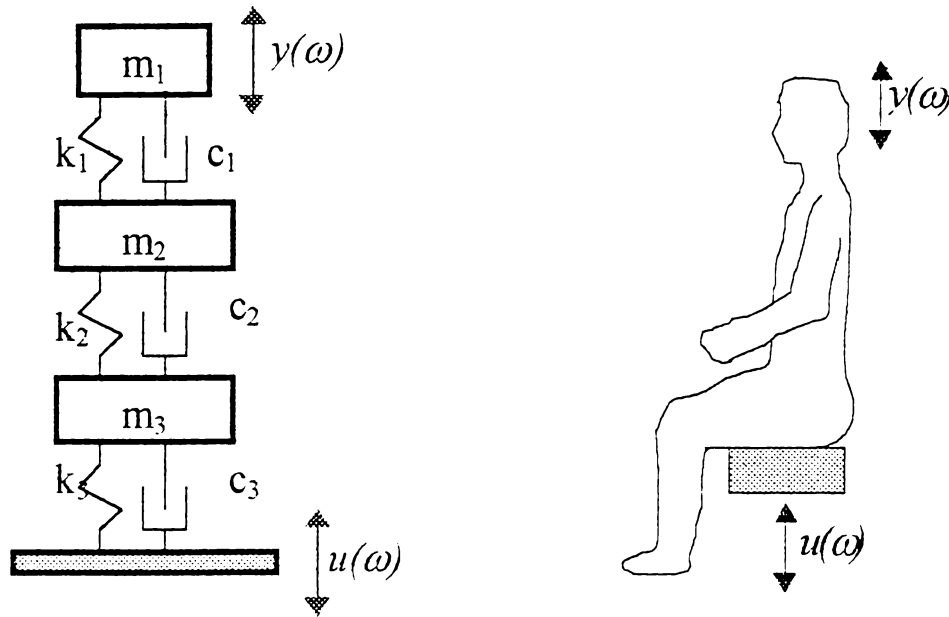


Fig.7.3.

în fig.7.4 când operatorul șade cu picioarele strânse și cu capul sprijinit:

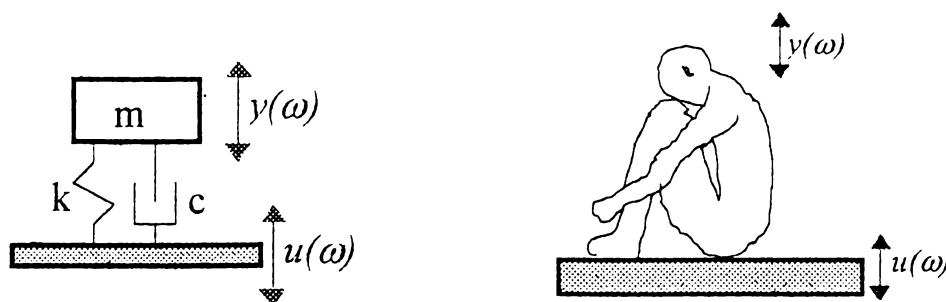


Fig.7.4.

iar în fig.7.5 când șade cu mâinile ridicate:

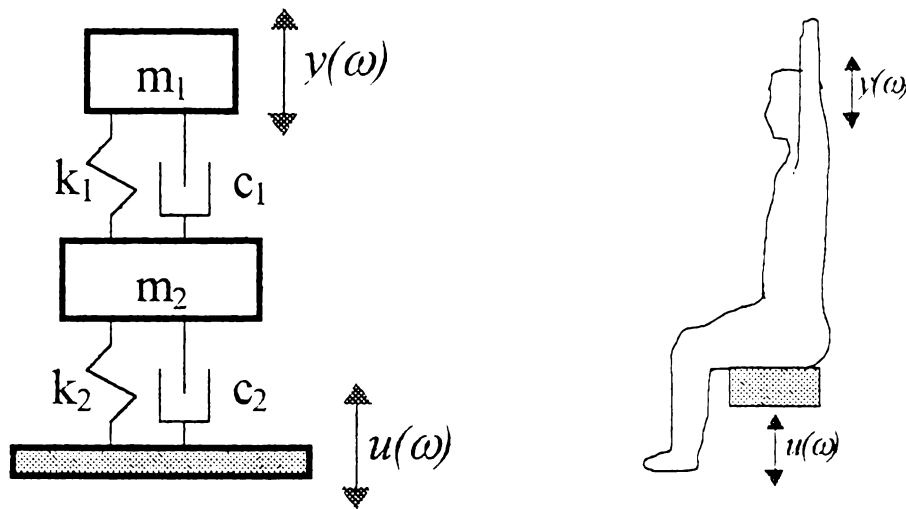


Fig.7.5.

Un alt model simplificat, posibil pentru reprezentarea corpului omenesc aflat în poziția șezând este reprezentat în fig.7.6 [201]:

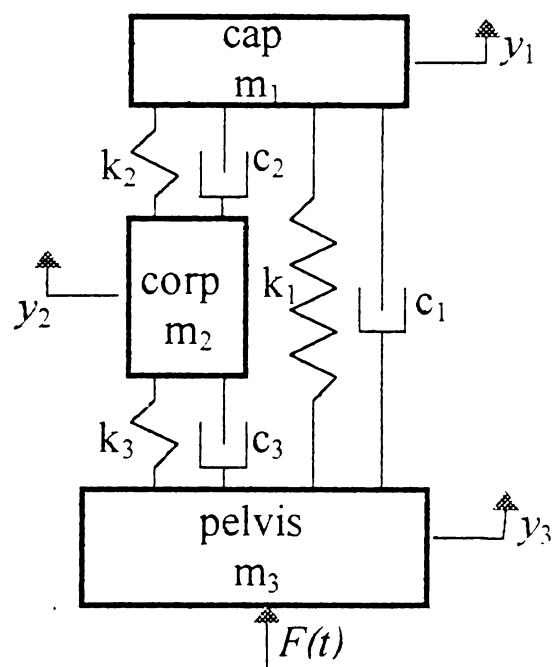


Fig.7.6.

În funcție de alegerea organelor din cavitatea abdominală, descrierea corpului uman poate cuprinde 65-70 corpuri rigide, legate cu arcuri neliniare și amortizoare (amortizoare cu aer), prin care este exprimată rigiditatea și capacitatea de amortizare a viscerelor (intestinelor), mușchilor, discurilor dintre vertebre, ligamente, țesut conjunctiv, etc.

Problema influenței vibrațiilor asupra organelor interne și creierului și, de asemenea, a interacțiunii organelor în mișcare vibratorie nu s-a aprofundat până în prezent. Plămânii,

inima și alte organe interne produc vibrații ritmice constante, ca urmare a activității fiziologice normale.

Pentru abordarea corectă a studiului vibrațiilor organelor interne este necesară, în primul rând, precizarea topografiei organelor interne și a limitărilor mișcărilor acestora și, în al doilea rând, precizarea legăturilor lor reciproce și a suprafețelor de frecare. Pe baza tabloului anatomic general din fig.7.7a s-a propus, pentru studiul vibrațiilor interne și a creierului, modelul mecanic din fig.7.7b [215]:

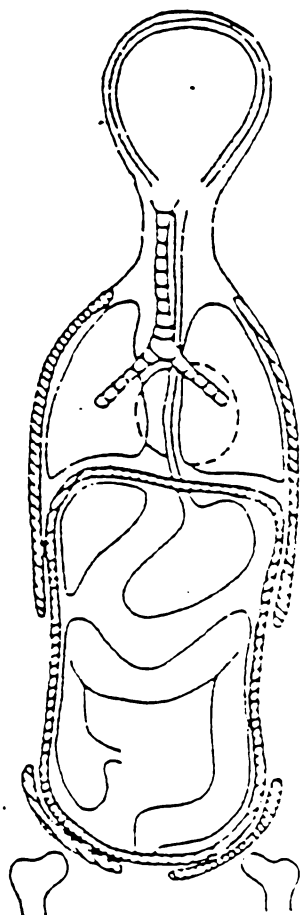


Fig.7.7a.

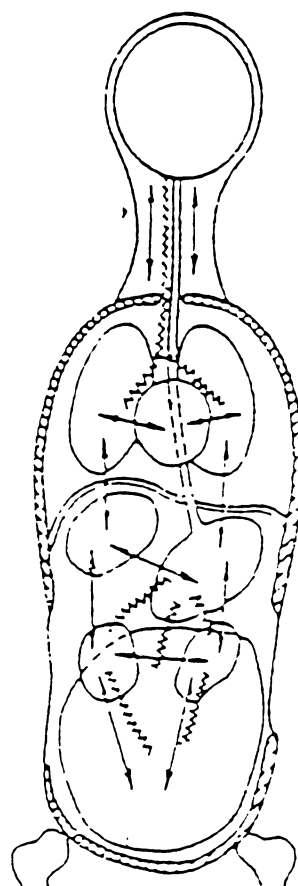


Fig.7.7b.

În acest model se admite că sistemul dinamic constă din trei grupe de organe: creier, organele cutiei toracice și organele cavității abdominale. Grupa creierului constă din creier, măduva coloanei vertebrale și sistemul nervos; grupa cutiei toracice constă din plămâni și inimă; grupa organelor cavității abdominale se separă de cutia toracică prin diafragmă și constă din stomac, ficat, rinichi și intestine.

Legăturile dintre grupele separate de organe, legăturile organelor cu scheletul (craniu, coloană vertebrală, cutia toracică, oasele bazinului) și proprietățile mecanice ale acestora sunt complicate și până acum nu s-au studiat suficient. Acest fapt caracterizează greutatea studiului analitic și experimental pe un model cu mai multe componente.

Primul pas în studiul unui sistem sau proces este realizarea unui model ușor de utilizat, o serie de elemente caracteristice sistemului trebuie neglijate pe baza unei selecții

subiective, chiar dacă nu se poate demonstra riguros că tot ceea ce a fost neglijat este nesemnificativ. Astfel, complexitatea structurii studiate, descrierea anatomică și modelul matematic al corpului omenesc, au impus mai multe simplificări.

Modelul mecanic simplificat al omului stând așezat pe scaun și supus vibrațiilor verticale este reprezentat în fig.7.8:

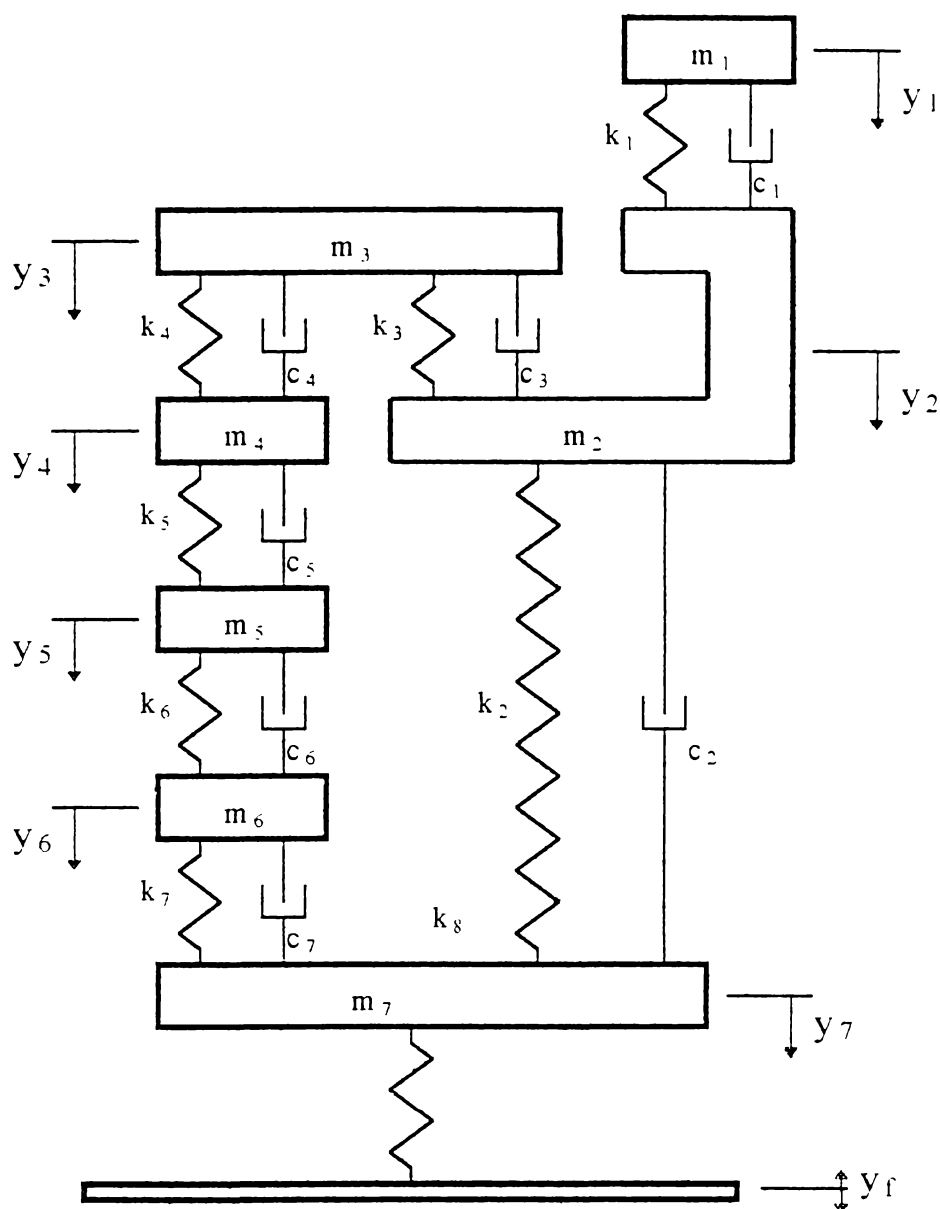


Fig.7.8. Model mecanic simplificat reprezentând corpul omenesc aflat așezat pe scaun pe o platformă care vibrează vertical

Următoarele ipoteze (cu justificări) sunt făcute în scopul prezentării modelului acestui capitol:

a) Capul și atlasul (prima vertebră cervicală), datorită legăturilor care le leagă sunt combinate într-un singur corp rigid, numit "cap" și notat cu m_1 .

b) Deoarece măsurarea mișcării relative dintre vertebre nu este perfectată pentru excitația longitudinală a subiecților, restul coloanei vertebrale (axa prin osul sacru) este combinat într-un singur corp rigid, numit "spate" și notat m_2 .

c) Pentru deformări mai mici decât cele care cauzează rupturi ale discurilor dintre vertebre, experiența arată că rigiditatea și amortizarea în coloana vertebrală pot fi reprezentate prin arcuri liniare și amortizări liniare, notate k_1 și c_1 pentru secțiunea cervicală, și, k_2 și respectiv c_2 pentru secțiunile toracică și lombară, în cazul transmiterii componentelor longitudinale ale forțelor prin discurile longitudinale și prin mușchii respectivi. În continuare sunt incluse rigiditatea pelviană și amortizarea corespunzătoare.

d) Deoarece mișcarea relativă dintre coaste, între coaste și vertebrele toracice și între cartilagiile costale și stern, pare a fi relativ mică, nesemnificativă pentru excitarea longitudinală a subiecților, cavitatea toracică este combinată într-un singur corp numit "tors" și notat m_3 . Incluse în tors sunt și brațele și șoldurile.

e) Rigiditatea și amortizarea torsului sunt reprezentate de un arc neliniar și un element de amortizare, notate k_3 și respectiv c_3 , pentru transmiterea componentelor longitudinale ale forțelor în ligamentele care leagă coastele cu vertebrele.

f) Viscerele toracelui și abdomenului sunt considerate a fi trei corpuri rigide, numite: "torace" (inima și plămâni), "diafragma" (diafragma respiratorie) și "abdomen" (ficat, stomac, rinichi, splină, fiere, aparat urinar, pancreas, intestine), notate m_4 , m_5 și respectiv m_6 , cu rigiditatea și coeficienții de amortizare ai toracelui și abdomenului reprezentate prin arcuri și elemente de amortizare. Acestea sunt notate k_4 și c_4 pentru torace și k_6 și c_6 pentru abdomen.

g) Restul corpului (pelvisul și picioarele) este considerat împreună și numit "pelvis" și notat m_7 .

h) Deoarece rigiditatea încheieturii crește odată cu deformarea, arcurile sunt considerate a fi tari.

Pentru a stabili modelul matematic MM-ISI (modelul matematic intrare-stare-iesire) corespunzător modelului mecanic reprezentat în Fig.7.1, cu forța perturbatoare aplicată asupra omului așezat, pentru început scriem ecuațiile de echilibru pentru fiecare dintre cele 7 mase componente ale modelului mecanic (m_1 , m_2 , m_3 , m_4 , m_5 , m_6 , m_7). Asupra acestora acționează mai multe forțe, funcție de legăturile existente între ele.[242]

Pentru stabilirea ecuațiilor diferențiale care caracterizează mișcarea modelului mecanic din fig.7.8, se consideră fiecare dintre cele 7 mase separat. Astfel, pentru masa m_1 se obține:

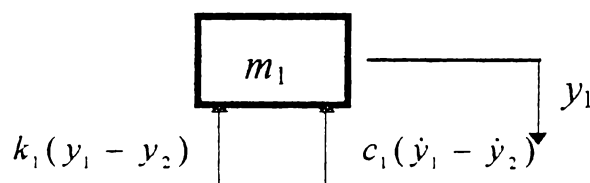


Fig.7.9.

$$m_1 \ddot{y}_1 + c_1(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + k_1(y_1 - y_2) = 0 \quad ;$$

pentru masa m_2 :

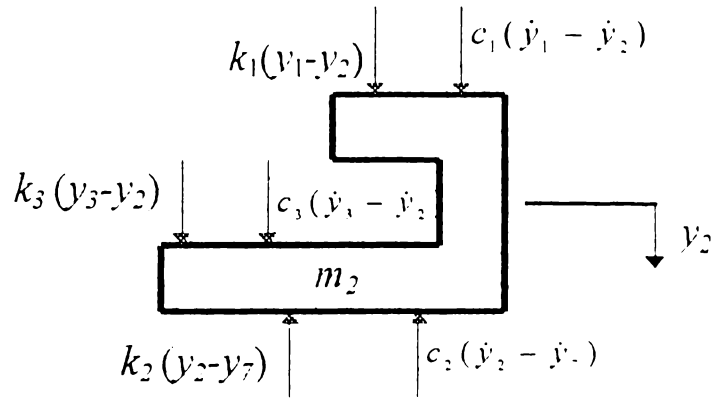


Fig.7.10.

$$m_2 \ddot{y}_2 + c_2(\dot{y}_2 - \dot{y}_7) + k_2(y_2 - y_7) - k_1(y_1 - y_2) - c_1(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) - k_3(y_3 - y_2) - c_3(\dot{y}_3 - \dot{y}_2) = 0$$

pentru masa m_3 :

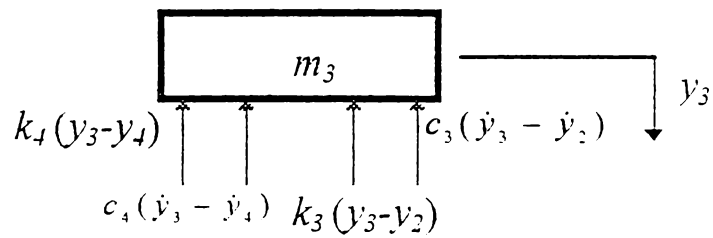


Fig.7.11.

$$m_3 \ddot{y}_3 + c_3(\dot{y}_3 - \dot{y}_2) + k_3(y_3 - y_2) + c_4(\dot{y}_3 - \dot{y}_4) + k_4(y_3 - y_4) = 0 ;$$

pentru masa m_4 :

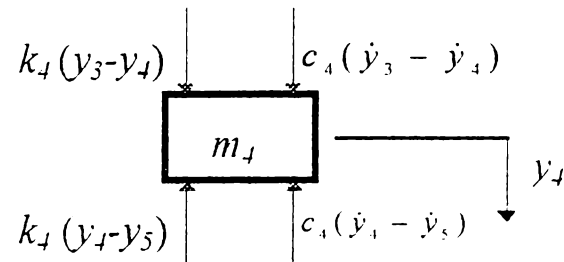


Fig.7.12.

$$m_4 \ddot{y}_4 + c_4(\dot{y}_4 - \dot{y}_5) + k_4(y_4 - y_5) - c_4(\dot{y}_3 - \dot{y}_4) - k_4(y_3 - y_4) = 0 ;$$

pentru masa m_5 :

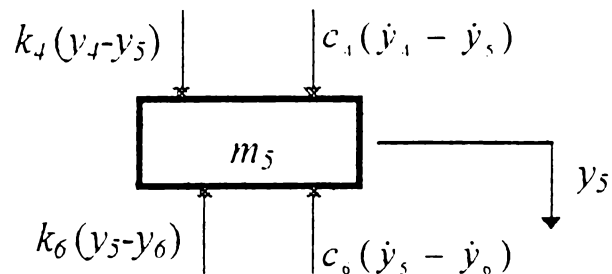


Fig.7.13.

$$m_5 \ddot{y}_5 + c_6(\dot{y}_5 - \dot{y}_6) + k_6(y_5 - y_6) - c_4(\dot{y}_4 - \dot{y}_5) - k_4(y_4 - y_5) = 0 ;$$

pentru masa m_6 :

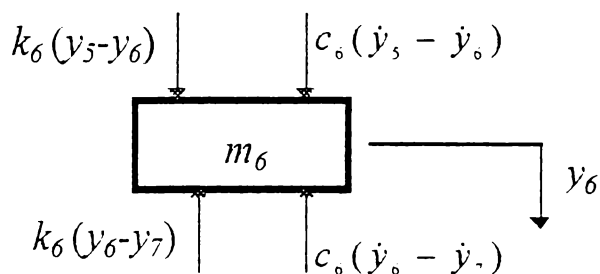


Fig.7.14.

$$m_6 \ddot{y}_6 + c_6(\dot{y}_6 - \dot{y}_7) + k_6(y_6 - y_7) - c_6(\dot{y}_5 - \dot{y}_6) - k_6(y_5 - y_6) = 0 ;$$

pentru masa m_7 :

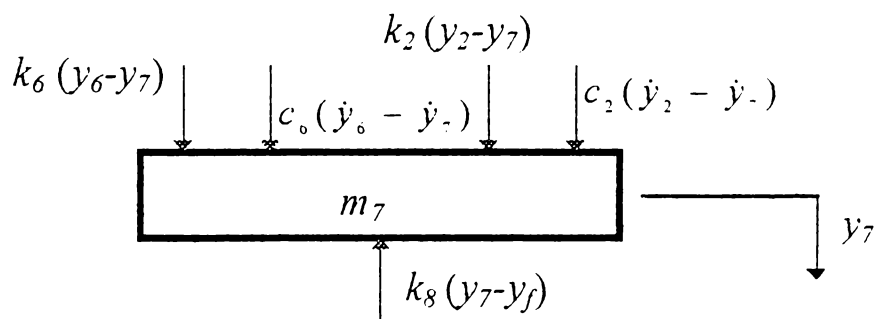


Fig.7.15.

$$m_7 \ddot{y}_7 - c_6(\dot{y}_6 - \dot{y}_7) - k_6(y_6 - y_7) - c_2(\dot{y}_2 - \dot{y}_7) - k_2(y_2 - y_7) = k_8(y_f - y_7).$$

În concluzie, pentru modelul mecanic reprezentând un om așezat pe o platformă, se obține următorul sistem de ecuații diferențiale primare:

$$\begin{aligned}
& + c_1 \dot{y}_1 - c_1 \dot{y}_2 + k_1 y_1 - k_1 y_2 = 0 \\
& - c_1 \dot{y}_1 + (c_1 + c_2 + c_3) \dot{y}_2 - c_3 \dot{y}_3 - c_2 \dot{y}_7 - k_1 y_1 + (k_1 + k_2 + k_3) y_2 - \\
& \quad - k_3 y_3 - k_2 y_7 = 0 \\
& - c_3 \dot{y}_2 + (c_3 + c_4) \dot{y}_3 - c_4 \dot{y}_4 - k_3 y_2 + (k_3 + k_4) y_3 - k_4 y_4 = 0 \quad (7.1) \\
& - c_4 \dot{y}_3 + 2c_4 \dot{y}_4 - c_4 \dot{y}_5 - k_4 y_3 + 2k_4 y_4 - k_4 y_5 = 0 \\
& - c_4 \dot{y}_4 + (c_4 + c_6) \dot{y}_5 - c_6 \dot{y}_6 - k_4 y_4 + (k_4 + k_6) y_5 - k_6 y_6 = 0 \\
& - c_6 \dot{y}_5 + 2c_6 \dot{y}_6 - c_6 \dot{y}_7 - k_6 y_5 + 2k_6 y_6 - k_6 y_7 = 0 \\
& - c_2 \dot{y}_2 - c_6 \dot{y}_6 + (c_2 + c_6) \dot{y}_6 - c_6 \dot{y}_7 - k_2 y_2 - k_6 y_6 + (k_2 + k_6 + k_8) y_7 = k_8 y_f
\end{aligned}$$

unde: $\dot{y}_i = \frac{dy_i}{dt}$ si $\ddot{y}_i = \frac{d^2 y_i}{dt^2}$, $i=1 \dots 7$

Scris sub formă matriceală, acest sistem de ecuații diferențiale devine:

$$[A] \cdot \{\ddot{y}\} + [C] \cdot \{\dot{y}\} + [K] \cdot \{y\} = \{F\}, \quad (7.2)$$

unde:

$$[A] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_4 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_7 \end{bmatrix};$$

$$[C] = \begin{bmatrix} c_1 & -c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_1 & (c_1 + c_2 + c_3) & -c_3 & 0 & 0 & 0 & -c_2 \\ 0 & -c_3 & (c_3 + c_4) & -c_4 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_4 & 2c_4 & -c_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_4 & (c_4 + c_6) & -c_6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_6 & 2c_6 & -c_6 \\ 0 & -c_2 & 0 & 0 & 0 & -c_6 & (c_2 + c_6) \end{bmatrix};$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1 & (k_1 + k_2 + k_3) & -k_3 & 0 & 0 & 0 & -k_2 \\ 0 & -k_3 & (k_3 + k_4) & -k_4 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_4 & 2k_4 & -k_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_4 & (k_4 + k_6) & -k_6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_6 & 2k_6 & -k_6 \\ 0 & -k_2 & 0 & 0 & 0 & -k_6 & (k_2 + k_6 + k_8) \end{bmatrix} ;$$

$$\{F\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ k_8 y_{0f} \sin \omega t \end{Bmatrix} ; \quad \{y\} = \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ y_4 \\ y_5 \\ y_6 \\ y_7 \end{Bmatrix} ;$$

$[A]$ – matricea de inerție, $[C]$ – matricea de amortizare, $[K]$ – matricea de rigiditate, $\{z\}$ – matricea coloană a deplasărilor, $\{\dot{z}\}$ – matricea coloană a vitezelor, $\{\ddot{z}\}$ – matricea coloană a accelerațiilor, $\{F\}$ – matricea coloană a forțelor perturbatoare.

7.2. Determinarea modelului matematic

Pentru a stabili MM-ISI aferent modelului mecanic din fig.7.3, mai întâi transformăm sistemul (7.1) astfel:

$$\ddot{y}_1 = \frac{1}{m_1} [-c_1 \dot{y}_1 + c_1 \dot{y}_2 - k_1 y_1 + k_1 y_2]$$

$$\ddot{y}_2 = \frac{1}{m_2} [c_1 \dot{y}_1 - (c_1 + c_2 + c_3) \dot{y}_2 + c_3 \dot{y}_3 + c_2 \dot{y}_7 + k_1 y_1 - (k_1 + k_2 + k_3) y_2 + k_3 y_3 + k_2 y_7]$$

$$\ddot{y}_3 = \frac{1}{m_3} [c_3 \dot{y}_2 - (c_3 + c_4) \dot{y}_3 + c_4 \dot{y}_4 + k_3 y_2 - (k_3 + k_4) y_3 + k_4 y_4]$$

$$\ddot{y}_4 = \frac{1}{m_4} [c_4 \dot{y}_3 - 2c_4 \dot{y}_4 + c_4 \dot{y}_5 + k_4 y_3 - 2k_4 y_4 + k_4 y_5] \quad (7.3)$$

$$\ddot{y}_5 = \frac{1}{m_5} [c_4 \dot{y}_4 - (c_4 + c_6) \dot{y}_5 + c_6 \dot{y}_6 + k_4 y_4 - (k_4 + k_6) y_5 + k_6 y_6]$$

$$\ddot{y}_6 = \frac{1}{m_6} [c_6 \dot{y}_5 - 2c_6 \dot{y}_6 + c_6 \dot{y}_7 + k_6 y_5 - 2k_6 y_6 + k_6 y_7]$$

$$\ddot{y}_7 = \frac{1}{m_7} [c_2 \dot{y}_2 + c_6 \dot{y}_6 - (c_2 + c_6) \dot{y}_7 + k_2 y_2 + k_6 y_6 - (k_2 + k_6 + k_8) y_7 + k_8 y_7]$$

Pentru stabilirea MM-ISI aferent modelului mecanic din fig.7.8, se alege ca mărime de intrare : $u(t) = F(t)$, ca mărimi de ieșire: $y_1(t)$, $y_2(t)$, $y_3(t)$, $y_4(t)$, $y_5(t)$, $y_6(t)$ și $y_7(t)$, iar ca mărimi de stare:

$$x_1 = y_1, \quad x_2 = y_2, \quad x_3 = y_3, \quad x_4 = y_4, \quad x_5 = y_5, \quad x_6 = y_6, \quad x_7 = y_7,$$

$$x_8 = \frac{dy_1}{dt}, \quad x_9 = \frac{dy_2}{dt}, \quad x_{10} = \frac{dy_3}{dt}, \quad x_{11} = \frac{dy_4}{dt}, \quad x_{12} = \frac{dy_5}{dt}, \quad x_{13} = \frac{dy_6}{dt}, \quad x_{14} = \frac{dy_7}{dt}.$$

MM-ISI al sistemului, este reprezentat prin ecuații de stare și ecuații de ieșire și se obține din ecuațiile primare, adică sistemul de ecuații diferențiale (7.3). Ținând cont de notațiile făcute pentru mărimile de intrare, stare și ieșire rezultă:

$$\dot{x}_1(t) = x_8(t)$$

$$\dot{x}_2(t) = x_9(t)$$

$$\dot{x}_3(t) = x_{10}(t)$$

$$\dot{x}_4(t) = x_{11}(t)$$

$$\dot{x}_5(t) = x_{12}(t)$$

$$\dot{x}_6(t) = x_{13}(t)$$

$$\dot{x}_7(t) = x_{14}(t)$$

$$\dot{x}_8(t) = -\frac{k_1}{m_1} x_1(t) + \frac{k_1}{m_1} x_2(t) - \frac{c_1}{m_1} x_8(t) + \frac{c_1}{m_1} x_9(t) \quad (7.3')$$

$$\dot{x}_9(t) = \frac{k_1}{m_2} x_1(t) - \frac{(k_1 + k_2 + k_3)}{m_2} x_2(t) + \frac{k_3}{m_2} x_3(t) + \frac{k_2}{m_2} x_7(t) + \frac{c_1}{m_2} x_8(t) -$$

$$- \frac{(c_1 + c_2 + c_3)}{m_2} x_9(t) + \frac{c_3}{m_2} x_{10}(t) + \frac{c_2}{m_2} x_{14}(t)$$

$$\dot{x}_{10}(t) = \frac{k_1}{m_3} x_2(t) - \frac{(k_3 + k_4)}{m_3} x_3(t) + \frac{k_4}{m_3} x_4(t) + \frac{c_3}{m_3} x_9(t) - \frac{c_3 + c_4}{m_3} x_{10}(t) + \frac{c_4}{m_3} x_{11}(t)$$

$$\dot{x}_{11}(t) = \frac{k_4}{m_4} x_3(t) - 2 \frac{k_4}{m_4} x_4(t) + \frac{k_4}{m_4} x_5(t) + \frac{c_4}{m_4} x_{10}(t) - 2 \frac{c_4}{m_4} x_{11}(t) + \frac{c_4}{m_4} x_{12}(t)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_{12}(t) &= \frac{k_4}{m_5} x_4(t) - \frac{(k_4 + k_6)}{m_5} x_5(t) + \frac{k_6}{m_5} x_6(t) + \frac{c_4}{m_5} x_{11}(t) - \frac{(c_4 + c_6)}{m_5} x_{12}(t) + \frac{c_6}{m_5} x_{13}(t) \\ \dot{x}_{13}(t) &= \frac{k_4}{m_6} x_4(t) - 2 \frac{k_6}{m_6} x_6(t) + \frac{k_6}{m_6} x_7(t) + \frac{c_6}{m_6} x_{12}(t) - 2 \frac{c_6}{m_6} x_{13}(t) + \frac{c_6}{m_6} x_{14}(t) \\ \dot{x}_{14}(t) &= \frac{k_2}{m_7} x_2(t) + \frac{k_6}{m_7} x_6(t) - \frac{(k_2 + k_6 + k_8)}{m_7} x_7(t) + \frac{c_2}{m_7} x_9(t) + \frac{c_6}{m_7} x_{13}(t) - \\ &\quad - \frac{(c_2 + c_6)}{m_7} x_{14}(t) + u(t) \end{aligned}$$

Mărimile de ieșire sunt:

$$y_1=x_1(t), y_2=x_2(t), y_3=x_3(t), y_4=x_4(t), y_5=x_5(t), y_6=x_6(t) \text{ și } y_7=x_7(t).$$

Este necesar să se scrie MIM-ISI (7.3) sub formă matriceală, se obține:

$$\begin{cases} \dot{\underline{x}} = \underline{A} \cdot \underline{x} + \underline{b}_u \cdot u \\ \underline{y} = \underline{C} \cdot \underline{x} \end{cases} \quad (7.4)$$

unde: \underline{A} este matricea de stare a sistemului,

$\underline{x}^T = \{x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5 \ x_6 \ x_7 \ x_8 \ x_9 \ x_{10} \ x_{11} \ x_{12} \ x_{13} \ x_{14}\}$ este vectorul de stare,

$$\underline{C} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

7.3. Stabilirea matricei de transfer

Pentru a determina componentele matricei de transfer aferente modelului mecanic se aplică transformata lui Laplace mărimilor care apar în ecuațiile sistemului (7.1), unde s-a ținut cont și de ecuațiile (7.4). Astfel se obține:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 s^2 y_1(s) = -c_1 s y_1(s) + c_1 s y_2(s) - k_1 y_1(s) + k_1 y_2(s) \\ m_2 s^2 y_2(s) = c_1 s y_1(s) - (c_1 + c_2 + c_3) s y_2(s) + c_3 s y_3(s) + c_2 s y_7(s) + \\ \quad + k_1 y_1(s) - (k_1 + k_2 + k_3) y_2(s) + k_3 y_3(s) + k_2 y_7(s) \\ m_3 s^2 y_3(s) = c_3 s y_2(s) - (c_3 + c_4) s y_3(s) + c_4 s y_4(s) + k_3 y_2(s) - \\ \quad - (k_3 + k_4) y_3(s) + k_4 y_4(s) \\ m_4 s^2 y_4(s) = c_4 s y_3(s) - 2c_4 s y_4(s) + c_4 s y_5(s) + k_4 y_3(s) - 2k_4 y_4(s) + k_4 y_5(s) \\ m_5 s^2 y_5(s) = c_4 s y_4(s) - (c_4 + c_6) s y_5(s) + c_6 s y_6(s) + k_4 y_4(s) - (k_4 + k_6) y_5(s) + \\ \quad + k_6 y_6(s) \\ m_6 s^2 y_6(s) = c_6 s y_5(s) - 2c_6 s y_6(s) + c_6 s y_7(s) + k_6 y_5(s) - 2k_6 y_6(s) + k_6 y_7(s) \\ m_7 s^2 y_7(s) = c_2 s y_2(s) + c_6 s y_6(s) - (c_2 + c_6) s y_7(s) + k_2 y_2(s) + k_6 y_6(s) - \\ \quad - (k_2 + k_6 + k_8) y_7(s) + u(s) \end{array} \right. \quad (7.6)$$

S-a considerat că modelul studiat are o mărime de intrare și 7 mărimi de ieșire, funcția de transfer $H(s)$ este un vector:

$$H(s) = \left\{ \begin{array}{l} H_1(s) \\ H_2(s) \\ H_3(s) \\ H_4(s) \\ H_5(s) \\ H_6(s) \\ H_7(s) \end{array} \right\} \quad (7.7)$$

unde :

$$H_i(s) = \frac{y_i(s)}{u(s)} \quad (i=1..7).$$

$H_i(s)$ se pot obține prin calcule pornind de la sistemul de ecuații diferențiale (7.5), împărțind fiecare din ecuațiile sistemului cu $u(s)$ și ținând cont de relația (7.7).

7.4. Construirea schemei bloc informaționale

Se observă că elementele modelului mecanic analizat sunt mase (m), arcuri (k) și elemente amortizoare (c). Fiecare dintre acestea poate fi caracterizat de către o funcție de transfer, și în consecință fiecare are câte o mărime de intrare și una de ieșire.

Pe baza modelului matematic (7.3) poate fi trasată schema bloc informațională reprezentată în fig.7.16.

În vederea evidențierii interconexiunilor dintre blocuri este modificată schema din fig.7.16, rezultând astfel schema reprezentată în fig.7.17. Apoi, fiecărui bloc i s-a atașat câte o funcție de transfer și schema a fost completată cu un bloc suplimentar fictiv, a cărui funcție de transfer este $H_1(s)=1$, bloc aferent mărimii de intrare. Astfel a rezultat fig.7.18.

A urmat apoi numerotarea blocurilor componente și fiecărui bloc al schemei i s-a atribuit un număr corespunzător indicilor funcțiilor de transfer notate în fig.7.18, rezultând fig.7.19. Pe baza schemei obținute în fig.7.19 s-a dedus în continuare matricea de interconectare \underline{g} , deosebit de utilă în scrierea programului MathLab de simulare a funcționării sistemului. Elementele matricei de interconectare sunt deci numerele de ordine acordate blocurilor componente ale schemei bloc informaționale studiate.

Matricea de interconectare are în acest caz 43 de linii (egal cu numărul de blocuri componente ale schemei bloc) și 7 coloane (6+1; 6 fiind numărul maxim de intrări într-un bloc).

Funcțiile de transfer aferente blocurilor componente ale schemei bloc informaționale reprezentate în fig.7.18 sunt:

$$\begin{aligned}
 H_1(s) &= 1, & H_2(s) &= k_2, & H_3(s) &= c_2, & H_4(s) &= k_6, & H_5(s) &= c_6, & H_6(s) &= \frac{1/m_7}{s} = \frac{1}{m_7 s}, \\
 H_7(s) &= \frac{1}{s}, & H_8(s) &= k_6, & H_9(s) &= c_6, & H_{10}(s) &= \frac{1}{m_6 s}, & H_{11}(s) &= 2, & H_{12}(s) &= 2, \\
 H_{13}(s) &= \frac{1}{s}, & H_{14}(s) &= k_6, & H_{15}(s) &= c_6, & H_{16}(s) &= k_4, & H_{17}(s) &= c_4, & H_{18}(s) &= \frac{1}{m_5 s^2}, \\
 H_{19}(s) &= \frac{1}{s}, & H_{20}(s) &= k_4, & H_{21}(s) &= c_4, & H_{22}(s) &= \frac{1}{m_4 s}, & H_{23}(s) &= 2, & H_{24}(s) &= \frac{1}{s}, \\
 H_{25}(s) &= 2, & H_{26}(s) &= k_4, & H_{27}(s) &= c_4, & H_{28}(s) &= k_3, & H_{29}(s) &= c_3, & H_{30}(s) &= \frac{1}{m_3 s}, \\
 H_{31}(s) &= \frac{1}{s}, & H_{32}(s) &= k_3, & H_{33}(s) &= c_3, & H_{34}(s) &= k_1, & H_{35}(s) &= c_1, & H_{36}(s) &= \frac{1}{m_2 s}, \\
 H_{37}(s) &= c_2, & H_{38}(s) &= \frac{1}{s}, & H_{39}(s) &= k_2, & H_{40}(s) &= k_1, & H_{41}(s) &= \frac{1}{m_1 s}, & H_{42}(s) &= c_1, \\
 H_{43}(s) &= \frac{1}{s}, & H_{44}(s) &= k_8. & & & & & & & &
 \end{aligned} \tag{7.8}$$

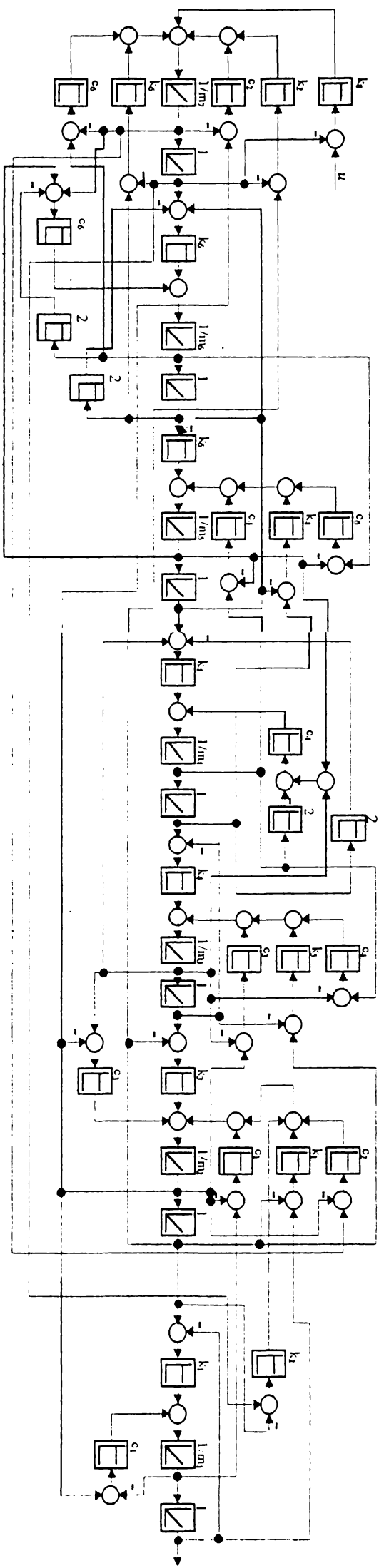


Fig. 7.16

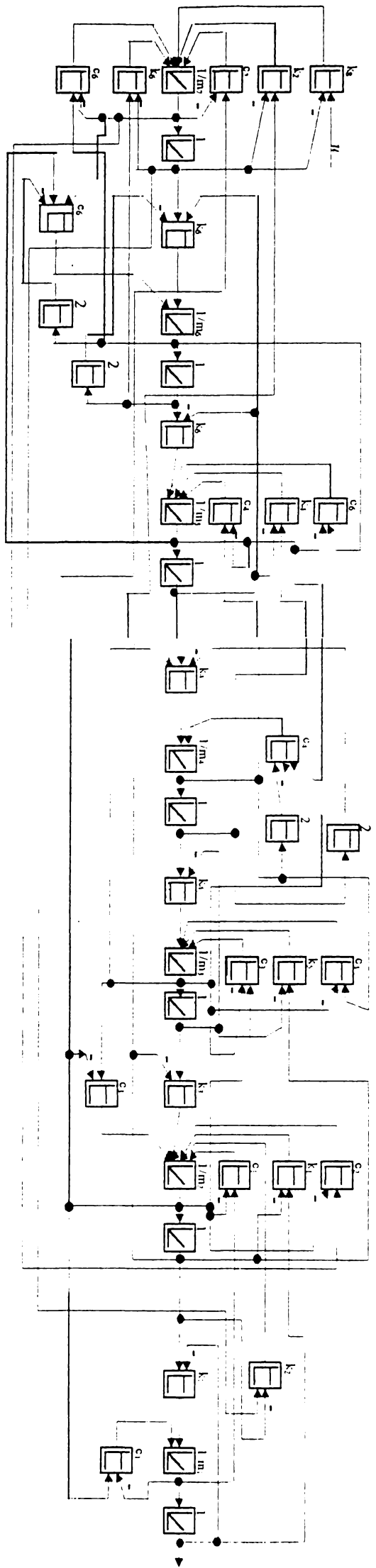


Fig. 7.17

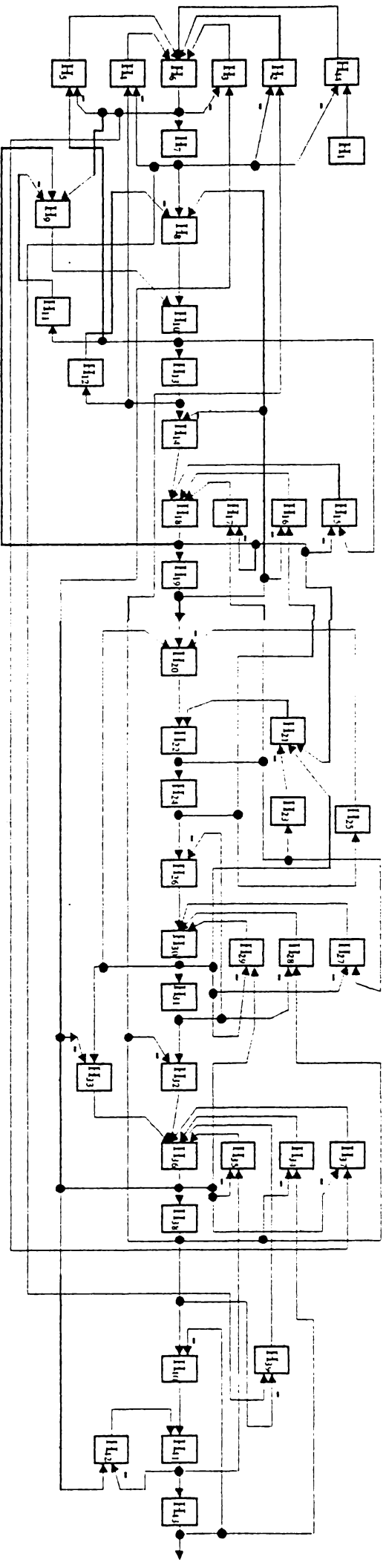


Fig. 7.18

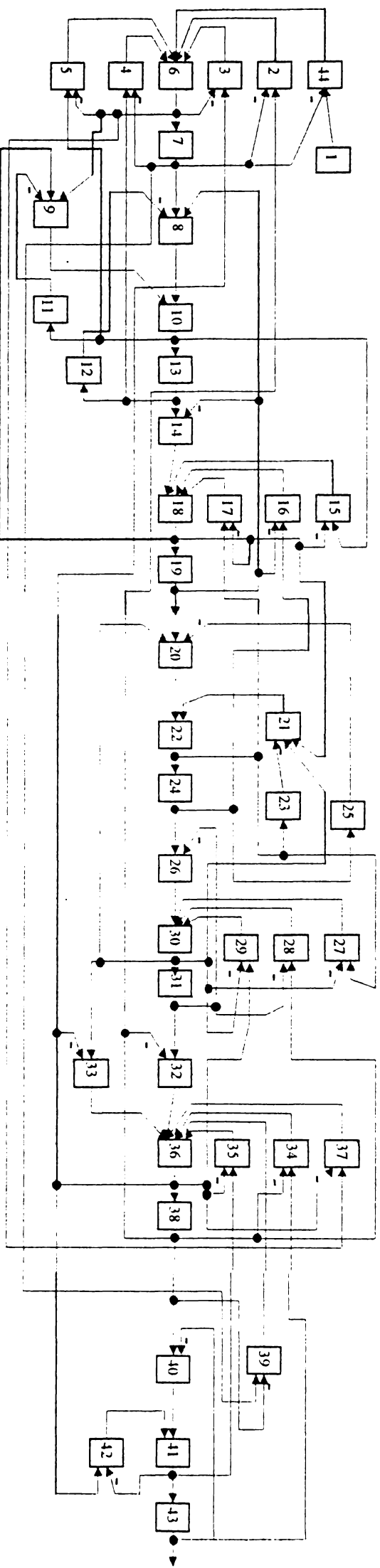


Fig. 7.19

Matricea de interconectare este:

$$q = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 2 & -7 & 38 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 3 & -6 & 36 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 4 & -7 & 13 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 5 & -6 & 10 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 6 & 2 & 3 & 4 & 5 & 44 & 0 \\ 7 & 6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 8 & 7 & -12 & 19 & 0 & 0 & 0 \\ 9 & 6 & -11 & 18 & 0 & 0 & 0 \\ 10 & 8 & 9 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 11 & 10 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 12 & 13 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 13 & 10 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 14 & 13 & -19 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 15 & 10 & -18 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 16 & -19 & 24 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 17 & -18 & 22 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 18 & 14 & 15 & 16 & 17 & 0 & 0 \\ 19 & 18 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 20 & 19 & -25 & 31 & 0 & 0 & 0 \\ 21 & 18 & -23 & 30 & 0 & 0 & 0 \\ 22 & 20 & 21 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 23 & 22 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 24 & 22 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 25 & 24 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 26 & 24 & -31 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 27 & 22 & -30 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 28 & -31 & 38 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 29 & -30 & 36 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 30 & 26 & 27 & 28 & 29 & 0 & 0 \\ 31 & 30 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 32 & 31 & -38 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 33 & 30 & -36 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 34 & -38 & 43 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 35 & -36 & 41 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 36 & 32 & 33 & 34 & 35 & 37 & 39 \\ 37 & 6 & -36 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 38 & 36 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 39 & 7 & -38 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 40 & 38 & -43 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 41 & 40 & 42 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 42 & 36 & -41 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 43 & 41 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 44 & 1 & -7 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Pentru analiza modelului mecanic reprezentând un om așezat, s-a scris un program de simulare folosind mediul de programare Matlab, program a cărui cod sursă este redat în Anexa 7.1.[121] Structura acestui program se bazează pe același algoritm de calcul ca și programul de simulare scris pentru modelul mecanic aferent omului aflat în picioare pe o platformă vibrantă. În consecință și utilizarea acestuia este asemănătoare.

7.5. Construirea modelului mecanic pentru izolarea vibrațiilor

La deplasarea autovehiculului se produc vibrații care se transmit persoanelor aflate pe scaun. Pentru protecția acestora împotriva efectelor produse de vibrații trebuie să se introducă izolatori care să asigure transmisibilitate redusă.

În ultimul timp au fost elaborate diferite metode de laborator care permit observarea și cercetarea răspunsului organismului uman, a diferitelor părți componente ale acestuia, la diferite acțiuni exterioare. Scopul experimentelor de laborator constă în reproducerea acțiunii în condiții naturale, beneficiind de facilitățile oferite de către cercetările de laborator și permițând în același timp determinarea exactă a mărimii acțiunii mecanice (semnalul de intrare), a locului de aplicare a acțiunii și a reacției adică, a răspunsului (semnalul de ieșire).

Construcția modelului mecanic pentru studiul așezării omului pe scaun necesită cunoașterea caracteristicilor elastice și masice ale corpului. Drept urmare în lucrare se urmărește identificarea principalilor parametri elastici ai organismului pornind de la unele date cunoscute de experimentări privind frecvențele de rezonanță.

Elaborarea pe baze științifice a acțiunii și protecției împotriva vibrațiilor necesită atât cercetarea amănunțită a comportării părților corpului omenesc din punct de vedere fiziologic și funcțional, cât și a proceselor biologice și biomecanice din organismul uman dacă asupra sa acționează sarcini vibratorii de scurtă sau lungă durată

În cazul în care se dorește să se facă un studiu al izolării antivibratorii în hale industriale, la comanda unor autovehicule, etc, este recomandabil să se urmeze câteva etape:

- a) cunoașterea sursei de vibrații, mărimea și frecvența surselor perturbatoare;
- b) cunoașterea mediului: clădiri, mașini și instalații învecinate cu precizarea stabilității lor la vibrații;
- c) alegerea modelului de calcul și a parametrilor acestuia. Izolarea antivibratorie se poate obține așezând izolatori elastici între om și pardoseală, fie folosind un scaun (sau un suport) rezemat elastic. În alegerea modelului de calcul trebuie să fie precizate masele, parametrii arcurilor și a elementelor amortizoare și stabilirea numărului gradelor de libertate ale sistemului;
- d) scrierea ecuațiilor de mișcare. După alegerea modelului și cunoașterea numărului de grade de libertate, se scriu ecuațiile de mișcare și se determină pulsațiile

proprie și frecvențele proprii ale sistemului. Cunoașterea acestora și a frecvențelor forțelor perturbatoare permite stabilirea posibilităților de rezonanță, care trebuie evitate;

e) calculul amplitudinilor vibrațiilor. Se determină amplitudinile vibrațiilor omului ca și cele ale forțelor transmise. Se compară acestea cu valorile admisibile, trăgând concluzii asupra calității izolării antivibratorii;

f) proiectarea de rezistență. Pe baza sarcinilor statice date și a celor dinamice rezultate din calculul izolării împotriva vibrațiilor, se poate face calculul de rezistență, deci dimensionarea platformei sau scaunului și a elementelor aferente lui;

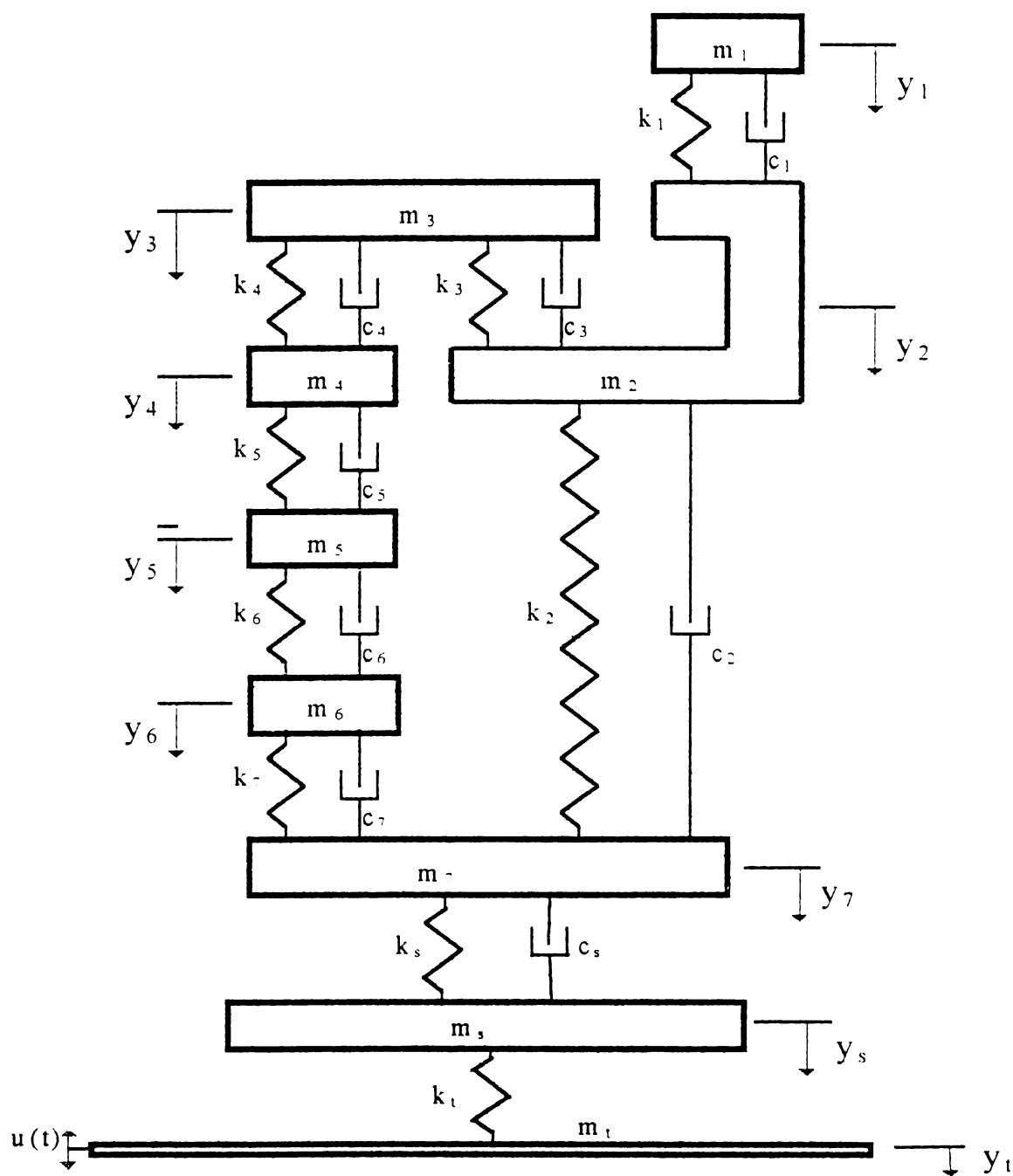


Fig. 7.20 Model mecanic ocupant-scaun_tractor

g) efectuarea unor măsuri. Sunt necesare o serie de măsuri: măsurarea constantelor elastice ale izolatoarelor, măsurarea amortizărilor, măsurarea sistematică a vibrațiilor elementelor sistemului considerat.

Reducerea acțiunii surselor de vibrații, amortizarea vibrațiilor și optimizarea condițiilor de lucru sunt scopuri fundamentale de protecție împotriva vibrațiilor. Pentru a realiza izolarea împotriva vibrațiilor este necesar să se interpună un element elastic între om și scaun și bineînțeles un arc între scaun și șasiu.

Un model mecanic corespunzător așezării unui om pe scaunul unui autovehicul de exemplu un tractor, este reprezentat în fig.7.20.

Deasemenea, legătura dintre scaun și șasiu poate fi modificată, de exemplu poate fi un scaun cu suspensie de relaxare sau alte variante, situații în care legătura precizată mai sus trebuie modelată corespunzător (apare și elementul de amortizare vâscoasă). Astfel, există diferite scheme ale sistemelor de izolare împotriva vibrațiilor, care se deosebesc prin modul de combinare al elementelor elastice și a celor de amortizare, prin modul de ghidare al mecanismelor de acționare și de transformare a mișcării.

Scaunele și platformele izolate împotriva vibrațiilor, sprijinite pe arcuri sunt destinate protejării omului de vibrații cu frecvența de rezonanță de până la 20 Hz; la frecvențe ale vibrațiilor de peste 20 Hz, protejarea omului este mult simplificată și, de obicei, sunt suficiente diferite materiale cu proprietăți de amortizare dispuse în straturi, așezate pe scaun, deci între operator și scaun (sau platformă).

Pentru simularea comportării modelului mecanic din figura 7.20 se completează sistemul de ecuații diferențiale primare (7.1) cu încă două ecuații (pentru scaun și șasiu), și anume:

$$\begin{aligned} m_s \cdot \ddot{y}_s + k_s (y_s - y_t) + c_s (\dot{y}_s - \dot{y}_t) - k_t (y_t - y_s) &= 0 \\ m_t \cdot \ddot{y}_t + k_s (y_t - y_s) &= 0 \end{aligned} \quad (7.9)$$

Apoi se poate construi o schemă bloc informațională și, pe baza interconexiunilor dintre blocurile componente ale acesteia, se poate trece la scrierea unui program Matlab de simulare.

7.6. Determinarea parametrilor modelului mecanic

7.6.1. Parametrii modelului

Construcția modelului mecanic pentru studiul așezării omului pe scaun necesită cunoașterea caracteristicilor elastice și masice ale corpului. Drept urmare în lucrare se urmărește determinarea principalilor parametri elastici ai organismului pornind de la unele date cunoscute din experimentări privind frecvențele de rezonanță.

Datele inițiale au fost preluate din literatura de specialitate. S-a luat în considerare un subiect standard având masa de 80 kg în model, cu o distribuție a maselor conform datelor din tab.7.1:

Tab.7.1 Distribuția masei unui bărbat mediu.

ELEMENT	MASA	MASA [kg]	PROCENTAJ [%]
cap	m_1	5,46	6,83
Spate	m_2	6,82	8,53
tors	m_3	32,73	40,91
Torace	m_4	1,36	1,70
Diafragma	m_5	0,46	0,58
Abdomen	m_6	5,90	7,38
Pelvis	m_7	27,27	34,09
TOTAL:		80	100

Masele capului, corpului și pelvisului au fost determinate experimental, ca fiind de 5,46 kg pentru cap, 47.27 kg pentru corp și 27.27 kg pentru pelvis (care include și picioarele).

În programul de calculator s-a folosit o distribuție procentuală a masei, astfel ca să poată fi utilizat pentru orice valoare a masei totale, deci nu numai pentru subiecți a căror masă este 80 kg.

Apoi ipoteza f) rezultă faptul că sunt valabile egalitățile $k_5=k_4$, iar $k_7=k_6$.

De asemenea, la determinarea parametrilor modelului mecanic s-au folosit și frecvențele de rezonanță cunoscute pentru diferitele părți componente ale corpului uman, frecvențe obținute pe cale experimentală. Astfel, în cazul vibrațiilor verticale frecvența de rezonanță pentru sistemul torace-abdomen este cuprinsă între 3 și 4 Hz, pentru cap, 18-30 Hz, pentru umăr 4-5 Hz, pentru cavitatea toracică o frecvență de rezonanță cuprinsă între 4 și 6 Hz, iar pentru viscerele din cavitatea abdominală, luate ca sistem compact între 3 și 5 Hz. [134][215]

7.6.2. Principiul metodei

Modelul dinamic studiat se consideră, într-un prim caz a fi fără amortizare vâscoasă, în vederea determinării constantelor care caracterizează elementele elastice din componența modelului.

Masele m_i , $i=1..7$, se consideră ca fiind fixate, pe rând, rezultând astfel pentru fiecare masă în parte câte un sistem mecanic cu un singur grad de libertate, sistem format din masa corespunzătoare și arcurile aferente.[21]

În cazul masei m_1 , fără amortizare ecuația diferențială a mișcării este:

$$m_1 \ddot{y}_1 + k_1 y_1 = 0 \quad (7.10)$$

și deci

$$k_1 = m_1 \omega_1^2 \quad (7.11)$$

În cazul celorlalte mase componente ale modelului mecanic se procedează în mod asemănător.

Ecuatiile diferențiale ale acestor mase sunt:

$$\begin{aligned} m_2 \ddot{y}_2 + (k_1 + k_2 + k_3) \cdot y_2 &= 0 \\ m_3 \ddot{y}_3 + (k_3 + k_4) \cdot y_3 &= 0 \\ m_4 \ddot{y}_4 + 2k_4 y_4 &= 0 \\ m_5 \ddot{y}_5 + (k_4 + k_6) \cdot y_5 &= 0 \\ m_6 \ddot{y}_6 + 2k_6 y_6 &= 0 \\ m_7 \ddot{y}_7 + (k_2 + k_6 + k_8) \cdot y_7 &= 0 \end{aligned} \quad (7.12)$$

Astfel se vor obține pentru masele izolate din model, ecuațiile algebrice pentru pulsațiile proprii cunoscute ale subsistemelor considerate:

$$\begin{aligned} k_1 &= m_1 \omega_1^2 \\ k_2 + k_3 &= m_2 \omega_2^2 - k_1 \\ k_3 + k_4 &= m_3 \omega_3^2 \\ k_4 &= \frac{m_4 \omega_4^2}{2} \\ k_4 + k_6 &= m_5 \omega_5^2 \\ k_6 &= \frac{m_6 \omega_6^2}{2} \\ k_2 + k_8 &= m_7 \omega_7^2 - k_6 \end{aligned} \quad (7.13)$$

Pentru calculul valorilor constantelor elastice, utilizând relațiile de calcul prezentate mai sus, s-a folosit mediul de programare Turbo Pascal. Dar la fel de bine se poate folosi oricare alt mediu de programare: (C, GwBasic, QBasic, Prolog, MathLab, MathCad, Visual Basic, etc.), bineînțeles cu unele avantaje și dezavantaje, funcție de facilitățile oferite de fiecare mediu de programare în parte.

7.6.3. Determinarea parametrilor modelului mecanic în prezența amortizării

Pentru a determina coeficienții de amortizare vâscoasă ai elementelor de amortizare care compun modelul mecanic studiat (reprezentat în fig.7.6), pentru început se analizează mișcarea liberă amortizată a sistemului considerându-se masa m_1 liberă, iar toate celelalte mase cu care este legată în mod direct prin arcuri și elemente de amortizare vâscoasă, fixate. Rezultă astfel un sistem mecanic cu un singur grad de libertate, format din masa m_1 , arcul de constantă elastică k_1 și elementul de amortizare vâscoasă caracterizat prin parametrul c_1 . [21]

Ecuția diferențială a mișcării, în cazul sistemului din care face parte masa m_1 , devine:

$$m_1 \cdot \ddot{y}_1 + c_1 \cdot \dot{y}_1 + k_1 \cdot y_1 = 0 \quad (7.14)$$

în care se notează:

$$2\alpha_1 = \frac{c_1}{m_1} \quad \text{și} \quad \omega_{n1}^2 = \frac{k_1}{m_1} .$$

Amortizarea critică are loc pentru:

$$\alpha_1^2 = \omega_{n1}^2 , \quad (7.15)$$

de unde rezultă:

$$c_{1cr} = 2\sqrt{k_1 m_1} \quad (7.16)$$

Considerând amortizarea reală c_1 ca fiind n_1 % din cea critică (c_{1cr}), se obține:

$$c_1 = \frac{n_1}{100} \cdot c_{1cr} \quad \rightarrow \quad c_1 = \frac{n_1}{100} \cdot 2 \cdot \sqrt{k_1 m_1} \quad (7.17)$$

Pulsația proprie a acestui sistem este:

$$\overline{p}_1 = \sqrt{\frac{k_1}{m_1} - \left(\frac{c_1}{2m_1}\right)^2} \quad (7.18)$$

Din ultimele două relații rezultă:

$$\overline{p}_1^2 = \frac{k_1}{m_1} - \left(\frac{\frac{n_1}{100} \cdot 2 \cdot \sqrt{m_1 k_1}}{2m_1}\right)^2 \quad \rightarrow \quad k_1 = \frac{m_1 \overline{p}_1^2}{1 - \frac{n_1^2}{10^4}} \quad (7.19)$$

Cunoscând deci pe k_1 , se pot determina c_{1cr} și c_1 cu relațiile corespunzătoare specificate mai sus.

Pentru a asigura o urmărire mai facilă a algoritmului, în continuare se ia în considerare elementul de masă m_4 împreună cu arcurile și elementele de amortizare vâscoasă legate direct de acesta; celelalte mase se consideră a fi fixe. Masa m_4 este legată de masa m_3 prin elementele de parametri k_4 și c_4 , și de masa m_5 printr-un arc cu constanta elastică tot k_4 și printr-un element de amortizare vâscoasă caracterizat tot

prin coeficientul c_4 . Deci ecuația diferențială primară a mișcării noului sistem mecanic obținut este:

$$m_4 \cdot \ddot{z}_4 + 2c_4 \cdot \dot{z}_4 + 2k_4 \cdot z_4 = 0 \quad (7.20)$$

în care se notează:

$$2\alpha_4 = \frac{2c_4}{m_4} \quad \text{și} \quad \omega_{n4}^2 = \frac{2k_4}{m_4},$$

iar pentru $\alpha_4^2 = \omega_{n4}^2$, are loc amortizarea critică. Din această ultimă relație rezultă:

$$c_{4cr} = \sqrt{2k_4 m_4} \quad (7.21)$$

Amortizarea reală c_4 este $n_4\%$ din cea critică (c_{4cr}), deci:

$$c_4 = \frac{n_4}{100} \cdot c_{4cr} \quad \rightarrow \quad c_4 = \frac{n_4}{100} \cdot \sqrt{2k_4 m_4} \quad (7.22)$$

Pentru acest sistem pulsația proprie este:

$$\overline{p}_4 = \sqrt{\frac{2k_4}{m_4} - \left(\frac{2c_4}{2m_4}\right)^2} \quad (7.23)$$

rezultând:

$$\overline{p}_4^2 = \frac{2k_4}{m_4} - \left(\frac{\frac{n_4}{100} \cdot 2 \cdot \sqrt{2m_4 k_4}}{2m_4}\right)^2 \quad \rightarrow \quad k_4 = \frac{m_4 \overline{p}_4^2}{2 \cdot \left(1 - \frac{n_4^2}{10^4}\right)} \quad (7.24)$$

Cunoscând valoarea lui k_4 se pot determina imediat valorile lui c_{4cr} și c_4 cu relațiile obținute ceva mai sus.

Analog, în cazul fixării tuturor maselor componente ale modelului mecanic cu excepția masei m_6 , mișcarea sistemului este caracterizată de ecuația:

$$m_6 \cdot \ddot{y}_6 + 2c_6 \cdot \dot{y}_6 + 2k_6 \cdot y_6 = 0 \quad (7.25)$$

La fel se notează:

$$2\alpha_6 = \frac{2c_6}{m_6} \quad \text{și} \quad \omega_{n6}^2 = \frac{2k_6}{m_6},$$

amortizarea critică având loc pentru $\alpha_6^2 = \omega_{n6}^2$. Din această din urmă relație rezultă valoarea critică a coeficientului de amortizare:

$$c_{6cr} = \sqrt{2k_6 m_6} \quad (7.26)$$

Ținând seama că amortizarea reală c_6 este $n_6\%$ din cea critică (c_{6cr}), se obține:

$$c_6 = \frac{n_6}{100} \cdot c_{6cr} \quad \rightarrow \quad c_6 = \frac{n_6}{100} \cdot \sqrt{2k_6 m_6} \quad (7.27)$$

Pulsația proprie a sistemului este:

$$\overline{p}_6 = \sqrt{\frac{2k_6}{m_6} - \left(\frac{2c_6}{2m_6}\right)^2} \quad (7.28)$$

rezultând:

$$\overline{p}_6^2 = \frac{2k_6}{m_6} - \left(\frac{\frac{n_6}{100} \cdot 2 \cdot \sqrt{2m_6 k_6}}{2m_6}\right)^2 \rightarrow k_6 = \frac{m_6 \overline{p}_6^2}{2 \cdot \left(1 - \frac{n_6^2}{10^4}\right)} \quad (7.29)$$

Cu k_6 cunoscut se pot determina imediat c_{6cr} și c_6 .

Pentru masa m_3 ecuația diferențială a mișcării:

$$m_3 \cdot \ddot{y}_3 + (c_3 + c_4) \cdot \dot{y}_3 + (k_3 + k_4) \cdot y_3 = 0 \quad (7.30)$$

în care se notează:

$$2\alpha_3 = \frac{c_3 + c_4}{m_3}, \text{ iar } \omega_{n3}^2 = \frac{k_3 + k_4}{m_3}.$$

Amortizarea critică are loc pentru $\alpha_3^2 = \omega_{n3}^2$, relație din care rezultă:

$$c_{3cr} = 2\sqrt{(k_3 + k_4)m_3} - c_{4cr}, \quad (7.31)$$

iar dacă se consideră amortizarea reală c_3 ca fiind $n_3\%$ din cea critică c_{3cr} , se obține:

$$c_3 = \frac{n_3}{100} \cdot c_{3cr} \rightarrow c = \frac{n_3}{100} \left(2\sqrt{(k_3 + k_4)m_3} - c_{4cr}\right) \quad (7.32)$$

Pulsația proprie a sistemului format din masa m_3 și elementele k_3, k_4, c_3 și c_4 , prin care aceasta este interconectată de ansamblul modelului este:

$$\overline{p}_3 = \sqrt{\frac{k_3 + k_4}{m_3} - \left(\frac{c_3 + c_4}{2m_3}\right)^2} \quad (7.33)$$

$$\rightarrow \overline{p}_3^2 = \frac{(k_3 + k_4) \cdot 4m_3 - (c_3 + c_4)^2}{4m_3}.$$

Deci:

$$4m_3 \overline{p}_3^2 = 4m_3(k_3 + k_4) - \left[\frac{n_3}{100} \left(2\sqrt{m_3(k_3 + k_4)} - c_{4cr}\right) + \frac{n_4}{100} c_{4cr}\right]^2$$

din care, se obține următoarea ecuație (7.34):

$$m_3(k_3 + k_4) \left(1 - \frac{n_3^2}{10^4}\right) + \frac{n_3(n_3 - n_4)}{10^4} c_{4cr} \sqrt{m_3(k_3 + k_4)} - 4m_3 \overline{p}_3^2 - \frac{1}{4} \frac{(n_4 - n_3)^2}{10^4} c_{4cr}^2 = 0 \quad (7.34)$$

Este evident faptul că relația obținută are forma unei ecuații algebrice de gradul II, în care variabila, care se notează cu v_3 , este:

$$v_3 = \sqrt{m_3(k_3 + k_4)} \rightarrow a_3 v_3^2 + b_3 v_3 + c_3 = 0 \quad (7.35)$$

unde:

$$\alpha_3 = 1 - \frac{n_3^2}{10^4}$$

$$\beta_3 = \frac{n_3(n_3 - n_4)}{100} c_{4cr}$$

$$\gamma_3 = -m_3^2 p_3^2 - \frac{1}{4} \frac{(n_3 - n_4)^2}{100} c_{4cr}^2,$$

rezultând soluția:

$$v_3 = \frac{-\beta_3 + \sqrt{\beta_3^2 - 4\alpha_3\gamma_3}}{2\alpha_3} \quad (7.36)$$

Din:

$$v_3^2 = m_3(k_3 + k_4) \quad \Rightarrow \quad k_3 = \frac{v_3^2}{m_3} - k_4. \quad (7.37)$$

De asemenea cunoscând valoarea lui v_3 se poate determina valoarea lui c_{3cr} cu una dintre relațiile specificate:

$$c_{34cr} = 2\sqrt{m_3(k_3 + k_4)} - c_{4cr} = 2 \cdot v_3 - c_{4cr}, \quad (7.38)$$

iar c_3 devine $c_3 = \frac{n_3}{100} \cdot c_{3cr}.$ (7.39)

Masa m_2 este legată de restul modelului prin arcurile de constante elastice k_1 , k_2 și k_3 și prin elementele de amortizare vâscoasă având parametri pe c_1 , c_2 și c_3 .

Ecuția diferențială a subsistemului astfel obținut va fi:

$$m_2 \cdot \ddot{y}_2 + (c_1 + c_2 + c_3) \cdot \dot{y}_2 + (k_1 + k_2 + k_3) \cdot y_2 = 0. \quad (7.40)$$

Notându-se:

$$\omega_{n2}^2 = \frac{k_1 + k_2 + k_3}{m_2}, \quad \text{și} \quad 2\alpha_2 = \frac{c_1 + c_2 + c_3}{m_2},$$

amortizarea critică are loc pentru $\omega_{n2}^2 = \alpha_2^2$, deci:

$$c_{2cr} = 2\sqrt{m_2(k_1 + k_2 + k_3)} - (c_{1cr} + c_{3cr}), \quad (7.41)$$

iar dacă se consideră amortizarea reală c_2 ca fiind n_2 % din cea critică c_{2cr} :

$$c_2 = \frac{n_2}{100} \cdot c_{2cr}. \quad (7.42)$$

În consecință, dacă se pornește de la relația de calcul a pulsației proprii a acestui sistem:

$$p_2 = \sqrt{\frac{k_1 + k_2 + k_3}{m_2} - \left(\frac{c_1 + c_2 + c_3}{2m_2}\right)^2}, \quad (7.43)$$

luând în considerare relațiile deduse mai înainte, rezultă:

$$\beta_7 = -\frac{n_7}{10^4} [(n_2 - n_7)c_{2cr} + (n_6 - n_7)c_{6cr}]$$

$$\gamma_7 = -m_7^2 p_7^2 - \frac{1}{4 \cdot 10^4} [(n_2 - n_7)c_{2cr} + (n_6 - n_7)c_{6cr}]^2,$$

rezultând soluția ecuației 7.51:

$$v_7 = \frac{-\beta_7 + \sqrt{\beta_7^2 - 4\alpha_7\gamma_7}}{2\alpha_7} \quad (7.52)$$

Se obține astfel relația de calcul a constantei elastice k_8 :

$$k_8 = \frac{v_7^2}{m_2} - k_2 - k_6 ; \quad (7.53)$$

7.6.4. Programul de calcul

Programul *elasasez.pas* dă posibilitatea utilizatorului să obțină estimarea parametrilor modelului mecanic reprezentând un corp uman stând așezat pe un scaun într-un autovehicul.

Aplicația propriu-zisă este *elasasez.exe*, obținută prin compilarea programului *elasasez.pas*. Codul sursă al acestui program este redat în Anexa 7.2.

În cadrul programului, după prezentarea inițială, apare pe ecranul calculatorului un meniu, putându-se alege valorile implicite pentru mărimile de intrare, sau introducerea valorilor de la tastatură, existând mai multe variante. Astfel se poate da masa întregului corp, sau masele fiecărui element component al modelului, și pulsația sau frecvența. În acest fel, programul poate fi aplicat folosind practic o combinație nelimitată a valorilor parametrilor de intrare.

Drept rezultat al rulării programului, sunt afișate valorile parametrilor modelului mecanic studiat, constantele elastice și masele elementelor componente, cu posibilitatea de a fi listate pe imprimantă. Astfel, listingul obținut este prezentat în Anexa 7.3. În listing apar și două tabele care reflectă variația parametrilor componentelor modelului mecanic în funcție de masa totală m .

De asemenea, există posibilitatea analizării variației valorilor parametrilor caracteristici arcurilor, prin consultarea unor date prezentate sub formă tabelară, adică pentru diferite valori ale masei totale, sunt specificate într-un tabel valorile tuturor constantelor elastice ale arcurilor.

Luându-se în considerare aceeași repartitie procentuală a maselor componente ale modelului dinamic, este afișat în continuare, dacă utilizatorul programului de calcul dorește acest lucru, un tabel cu valorile maselor componente ale modelului, pentru diferite valori ale masei totale. Pe baza acestor date specificate tabelar, se poate trasa graficul variației acestora funcție de masa totală; pentru această reprezentare este recomandată folosirea mediului de lucru Microsoft Excel, sau a

oricărei alte aplicații specializate în calcul tabelar, dar la fel de bine ar putea fi folosite mediile de programare MathLab sau MathCad.

În cel de-al doilea caz, cu amortizare, programul pentru determinarea parametrilor este scris tot în Pascal, și este conceput pe baza algoritmului prezentat în partea a doua a paragrafului anterior (7.6.2) se numește *amortiz.pas*. Codul sursă al acestui program este prezentat în Anexa 7.4. În urma compilării programului se obține *amortiz.exe*, prin rularea căruia se obține listingul redat în Anexa 7.5. Ca și în cazul programului *elassez.exe* utilizarea programului este deosebit de facilă.

De asemenea, pentru a rula o singură aplicație în vederea studiului atât în cazul cu amortizare cât și în cazul fără amortizare, a fost creat un fișier de comenzi indirecte, un fișier de tip batch, numit *amel.bat*, fișier a cărui conținut este redat în Anexa 7.6. Rularea acestei aplicații necesită existența fișierelor executabile *elassez.exe* și *amortiz.exe*, obținute prin compilarea programelor conținute în fișierele *elassez.pas*, respectiv *amortiz.pas*.

Pentru rezolvarea acestei probleme se pot folosi și Borland Pascal pentru Windows, sau Visual Basic, sau chiar și alte medii de programare.

7.6.5. Rezultate

Utilizarea programelor este deosebit de facilă, acestea asigurând o interactivitate deosebită pe durata utilizării lor. Pentru a demonstra acest lucru se prezintă mai jos o secvență de la începutul rulării programului *elassez.exe*:

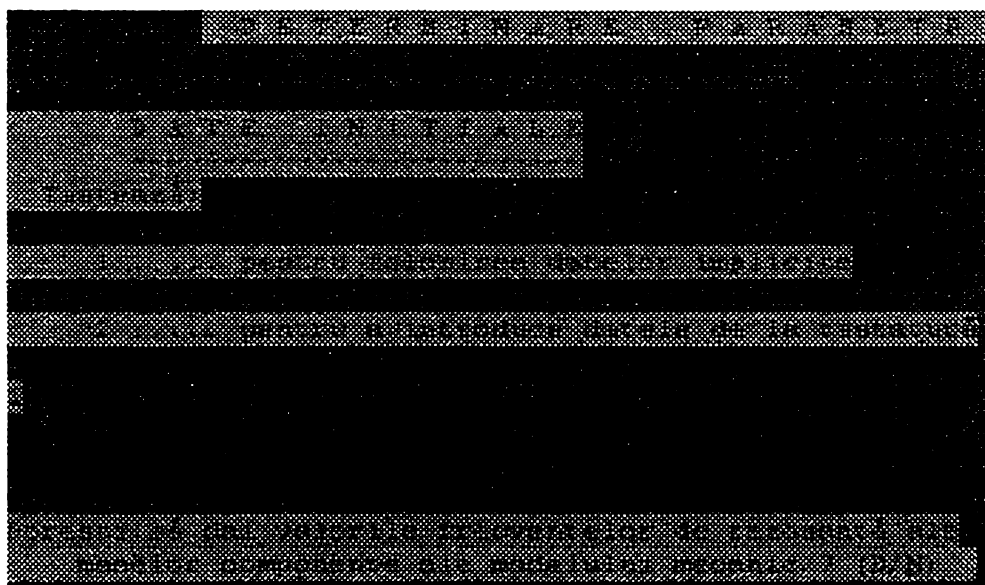


Fig.7.21.

7.7. Simularea comportării modelului dinamic

Pentru analiza modelului mecanic reprezentând un om așezat, s-a scris un program de simulare folosind mediul de programare MathLab, program numit *kcasez.m*, a cărui cod sursă este redat în Anexa 7.1. Structura acestui program se bazează pe același algoritm de calcul ca și programul de simulare scris pentru modelul mecanic aferent omului aflat în picioare pe o platformă vibrantă. În consecință și utilizarea acestuia este asemănătoare.

Astfel, la rularea programului MathLab, pentru început apare meniul utilizator numit “*Inițializări*”, pentru introducerea datelor referitoare la parametri modelului studiat:



Fig.7.22.a.

Se observă că datele referitoare la model pot fi introduse de la tastatură, sau pot fi luate în considerare date implicite, specificate de programator în cadrul programului de fapt sunt datele rezultate în urma rulării programului *elassez.exe*.

Urmează alegerea tipului modelului: cu amortizare, respectiv fără amortizare:

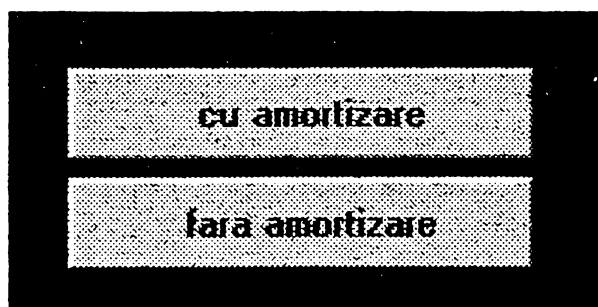


Fig.7.22.b.

După introducerea datelor apare din nou meniul “*Inițializări*”, și se apasă pe butonul “*continue*”, în vederea trecerii la etapa următoare de calcul.

Utilizatorul programului are apoi posibilitatea sa utilizeze meniul numit “*CARACTERISTICI_FRECVENȚĂ*”, care are ca scop afișarea caracteristicilor de

frecvență corespunzătoare tuturor maselor componente ale modelului mecanic studiat, meniu redat în fig.7.22c.

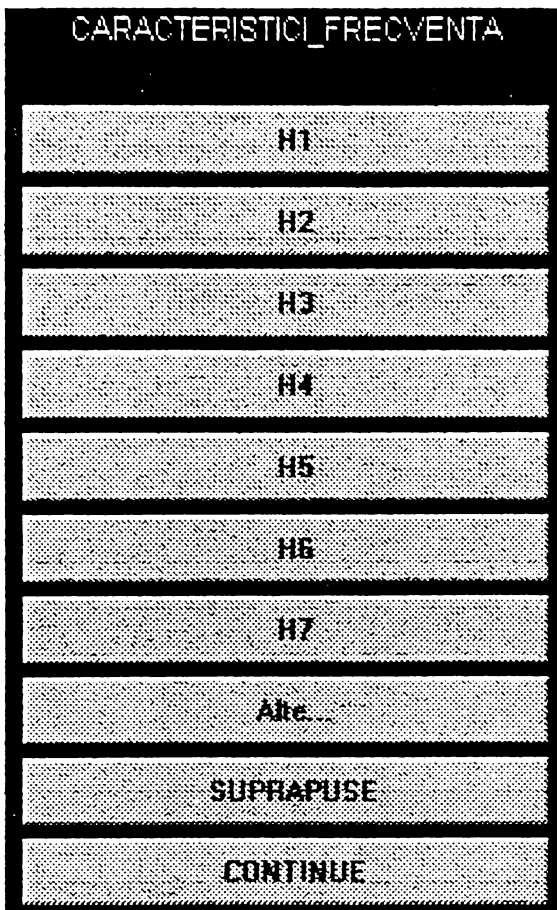


Fig.7.22.c.

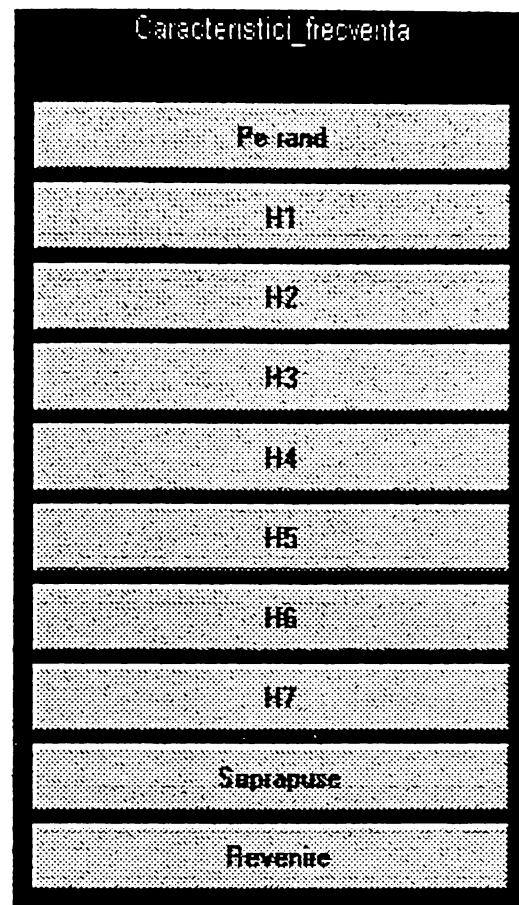
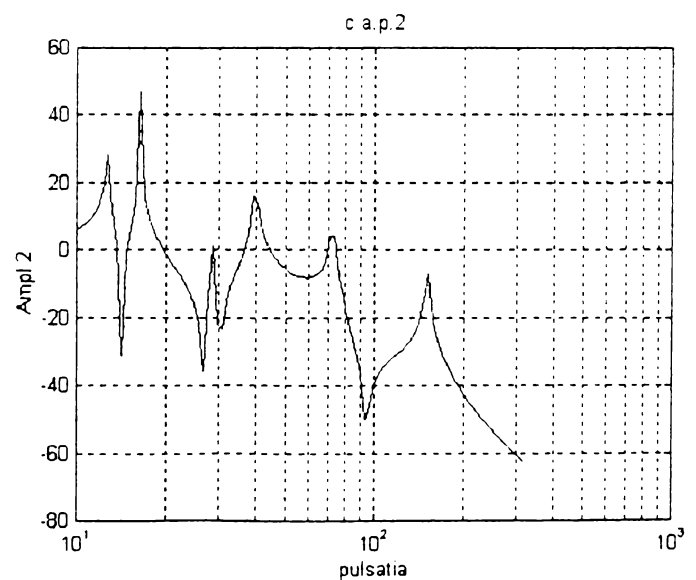
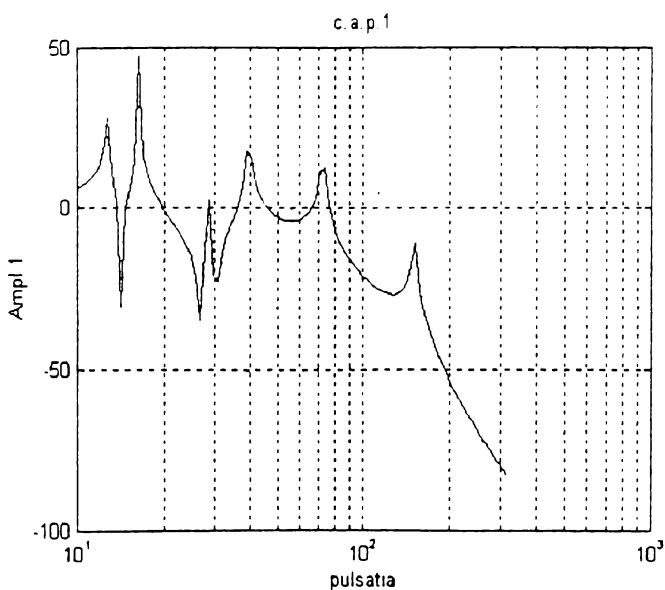


Fig.7.22.d.

Astfel, prin apăsarea la alegere a unuia dintre butoanele notate prin “ $H_1 \dots H_7$ ”, sunt afișate caracteristicile amplitudine-pulsatie (c.a.p.1 ... c.a.p.7) și caracteristicile fază – pulsatie (c.f.p.1 ... c.f.p.7) pentru cele 7 mase ale modelului. caracteristicile amplitudine – pulsatie pentru masele $m_1 \dots m_7$ sunt redade în fig.7.23.a,b,c,d,e, prezentate în continuare, în coordonate logaritmice:



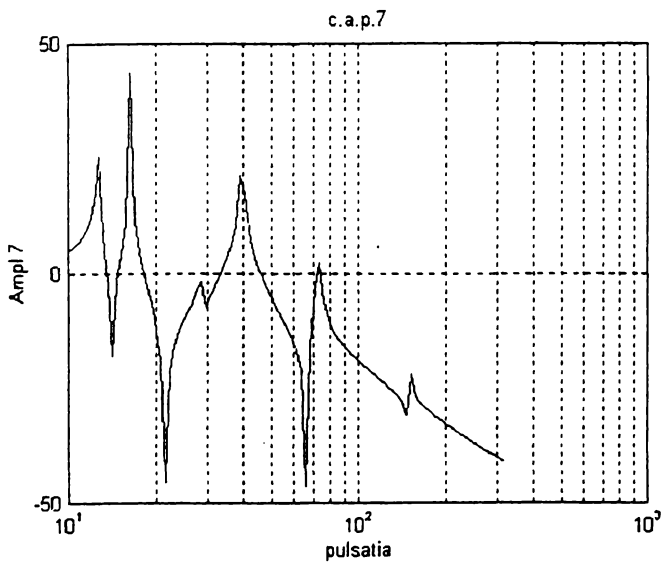
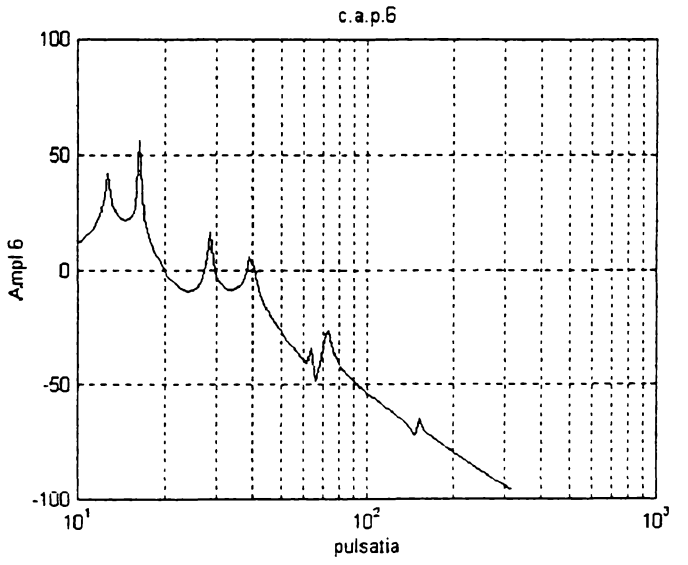
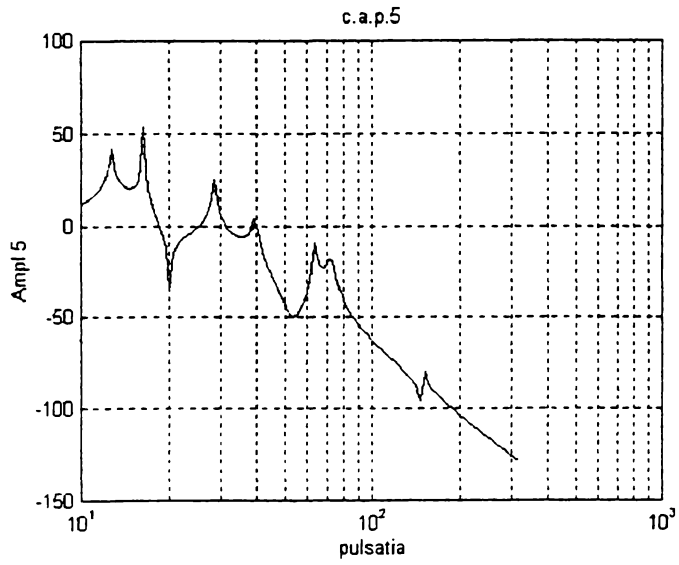
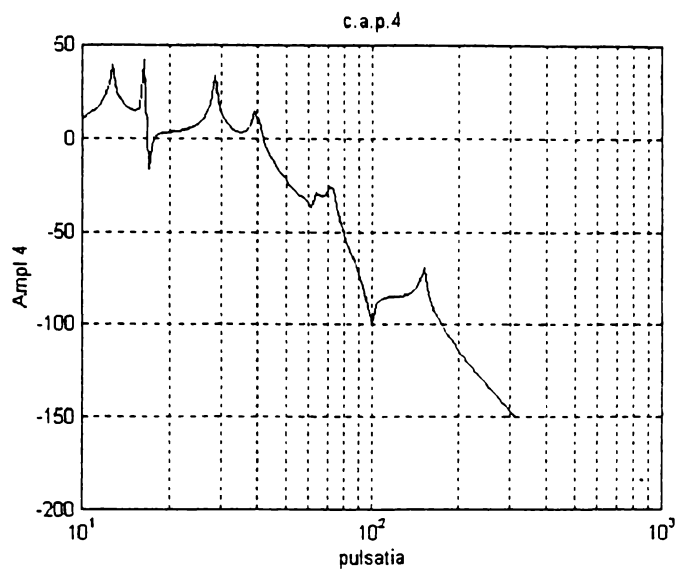
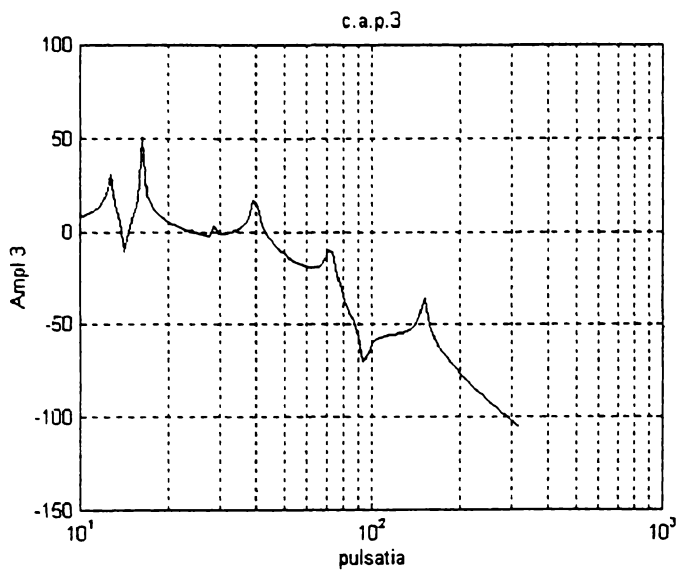


Fig.7.23.a,b,c,d,e.

A fost aleasă o reprezentare logaritmică, pentru a scoate mai bine în evidență maximele amplitudinii vibrațiilor. Pentru mase se observă mai multe maxime, deci apare și influența maselor vecine.

Prin suprapunerea caracteristicilor de frecvență amplitudine – pulsație ale celor 7 mase, se obține o reprezentare mult mai sugestivă. Se constată că vârfurile de rezonanță ale amplitudinilor se suprapun, toate masele prezentând rezonanțe la aceleași valori ale pulsațiilor, dar mai mult sau mai puțin proeminente. Acest lucru se obține dacă în meniul reprezentat în fig.7.22.c se apasă butonul numit “*SUPRAPUSE*”, afișându-se graficele din fig.7.24.a.

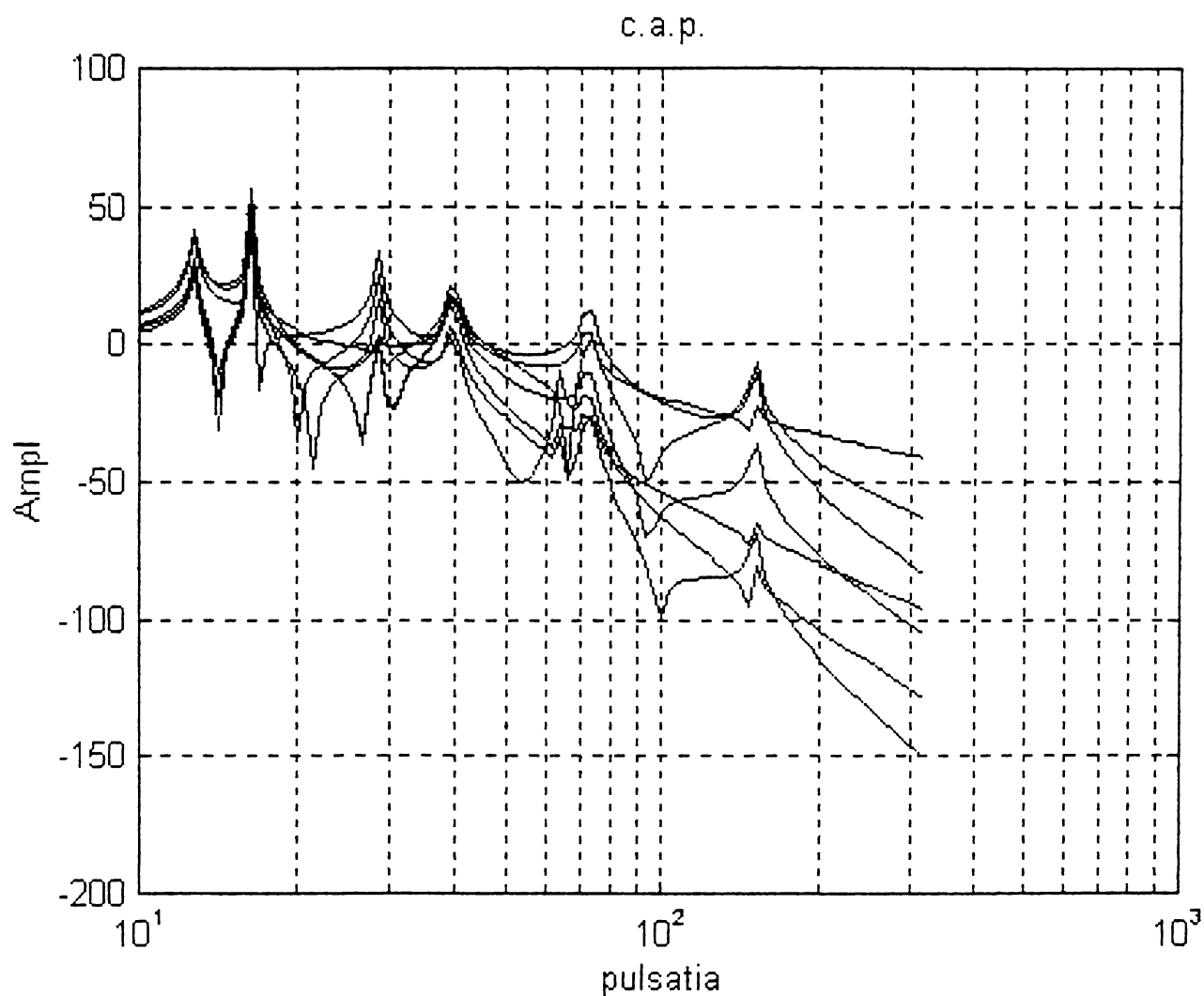


Fig.7.24.a.

De asemenea, comparând valorile pulsațiilor proprii ale sistemului cu pulsațiile proprii ale maselor componente luate ca subsisteme separate, se constată că frecvențele corespunzătoare au valori apropiate.

Pentru a putea compara vârfurile amplitudinilor mișcării, apărute la rezonanță, în programul de simulare utilizatorului programului i se acordă facilitatea de a vizualiza caracteristicile amplitudine – pulsație folosind pentru mărimea fizică “amplitudine” coordonate liniare, iar pentru “pulsație”, coordonate logaritmice. Pentru a obține acest lucru, din meniul reprezentat în fig.7.22.c se apasă butonul numit “*Alte...*”, prin acțiunea căruia apare un submeniu numit “*Caracteristici_frecventa*”, submeniu

reprezentat în fig.7.22.d. Dacă din acest submeniu se apasă butonul numit “Suprapuse” se va afișa pe ecranul calculatorului o reprezentare în care sunt puse în același grafic toate cele 7 caracteristici; rezultă astfel fig.7.24.b.

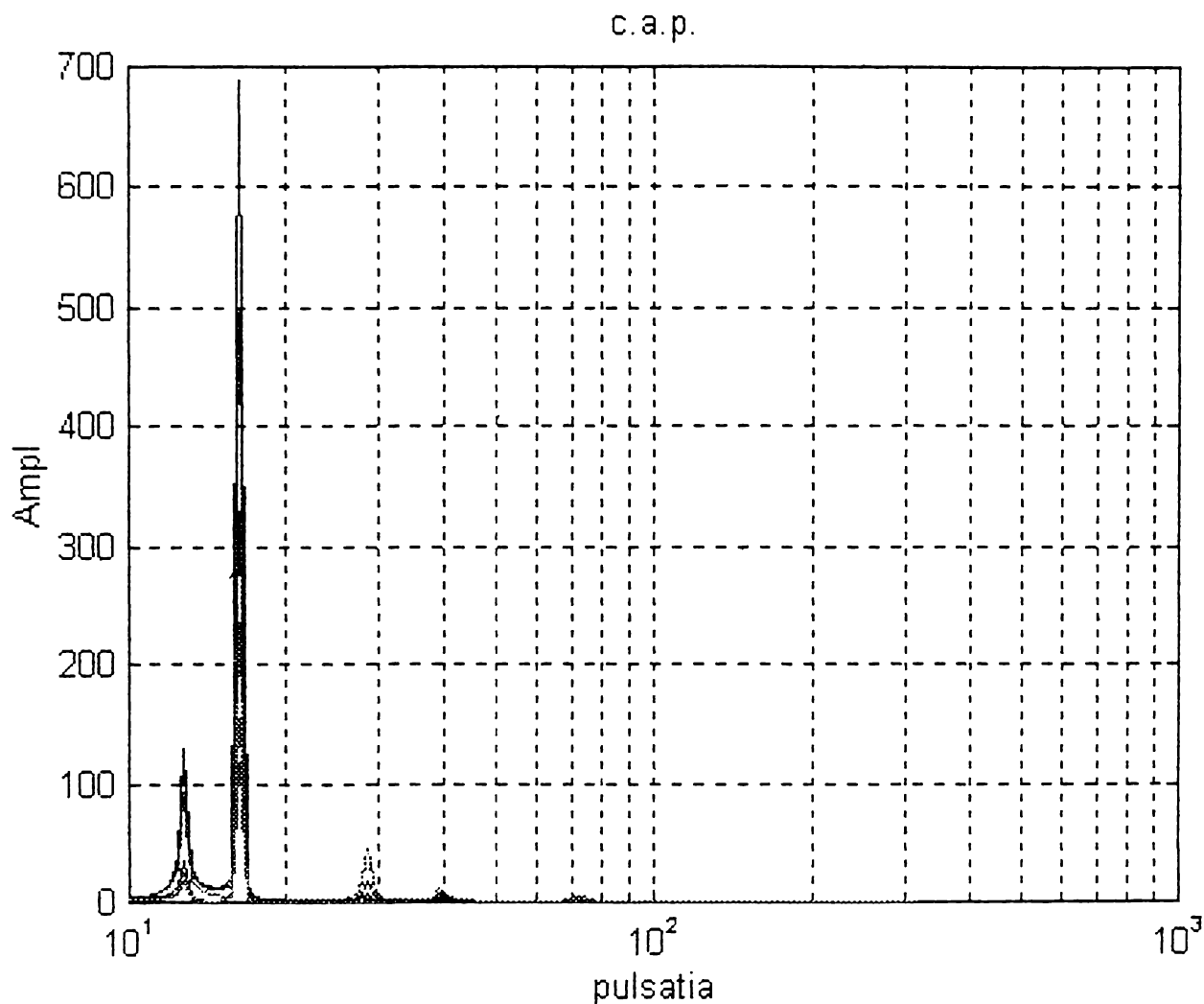


Fig.7.24.b

În urma unei atente analize a reprezentărilor din fig.7.24.a și fig.7.24.b, se observă că amplitudinea mișcării are tendința de scădere, odată cu creșterea pulsației vibrațiilor forțate.

Submeniul “*Caracteristici_frecventa*” acordă și facilitatea vizualizării tuturor celor 7 caracteristici în mod separat, dar și a suprapunerii lor, succesiv, în vederea comparării acestora.

7.8. Determinarea răspunsului sistemului

Pentru a trece mai departe în cadrul programului, se apasă pe butonul "CONTINUE", fapt ce are ca efect apariția unui nou meniu, numit "SEMNAL INTRARE", pentru alegerea tipului semnalului de intrare:

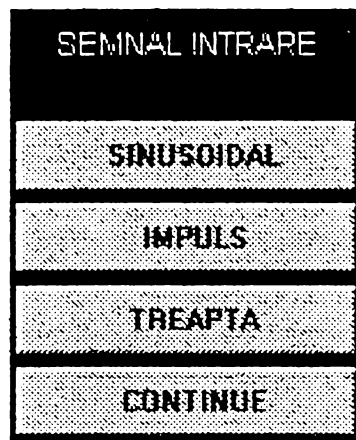


Fig.7.25.

După alegerea tipului semnalului de intrare trebuie introduse valorile parametrilor semnalului de intrare. Acestea pot fi introduse de la tastatură sau pot fi luate în considerare niște date implicite incluse în codul sursă al programului. Deci apare un alt meniu utilizator:

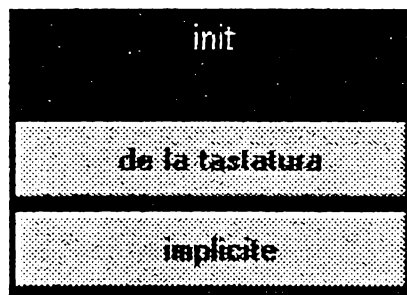


Fig.7.26.

Dacă de exemplu se dorește introducerea de la tastatură a parametrilor unui semnal de tip sinusoidal, trebuie precizate: lungimea secvenței și amplitudinea mișcării, apoi se cere la alegere, pulsația sau frecvența vibrației forțate:

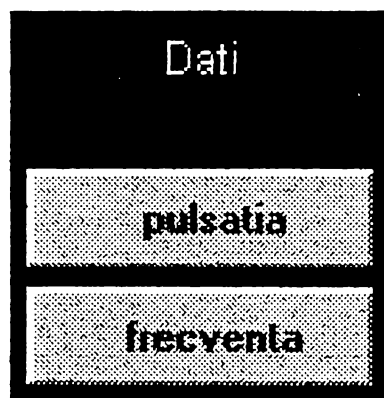


Fig.7.27.

Imediat, este redată reprezentarea grafică a variației în timp a semnalului perturbator, după care pe ecran apare din nou meniul “*SEMNAL INTRARE*”, din care, dacă s-a precizat corect semnalul de intrare, se recomandă să se aleagă opțiunea “*CONTINUE*”. Dacă s-au greșit în vreun fel valorile parametrilor se poate repeta stabilirea semnalului de intrare.

Se trece în final la afișarea variației în timp a semnalelor de ieșire, adică a reprezentării grafice a comportării maselor componente ale modelului în cazul aplicării unei perturbații la intrare. Deci se trece de fapt la simularea mișcării elementelor componente ale modelului mecanic.

Afișarea se poate face în diferite moduri, în funcție de alegerea făcută în meniul “*AFIȘARE*”:

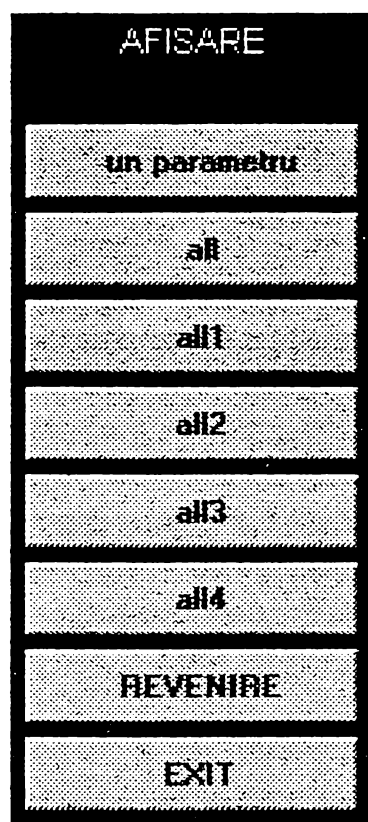


Fig.7.28.

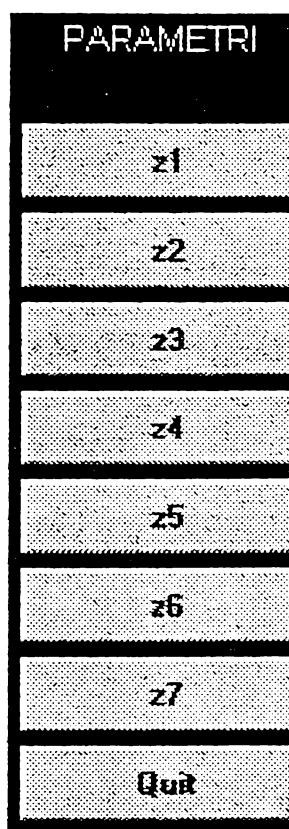


Fig.7.29.

Dacă este aleasă prima opțiune “*un parametru*”, poate fi afișat câte un grafic, funcție de alegerea făcută din meniul “*PARAMETRI*”. Pentru a reveni la meniul anterior trebuie apăsat butonul “*Quit*”.

Dacă se alege opțiunea “*All*” atunci este afișat un grafic ca cel din fig.7.30. În această fig. este afișat răspunsul sistemului pentru toate cele 7 mase componente ale acestuia, pentru cazul unei vibrații forțate de frecvență 10 Hz și amplitudine $1\text{cm}=0,01\text{m}$.

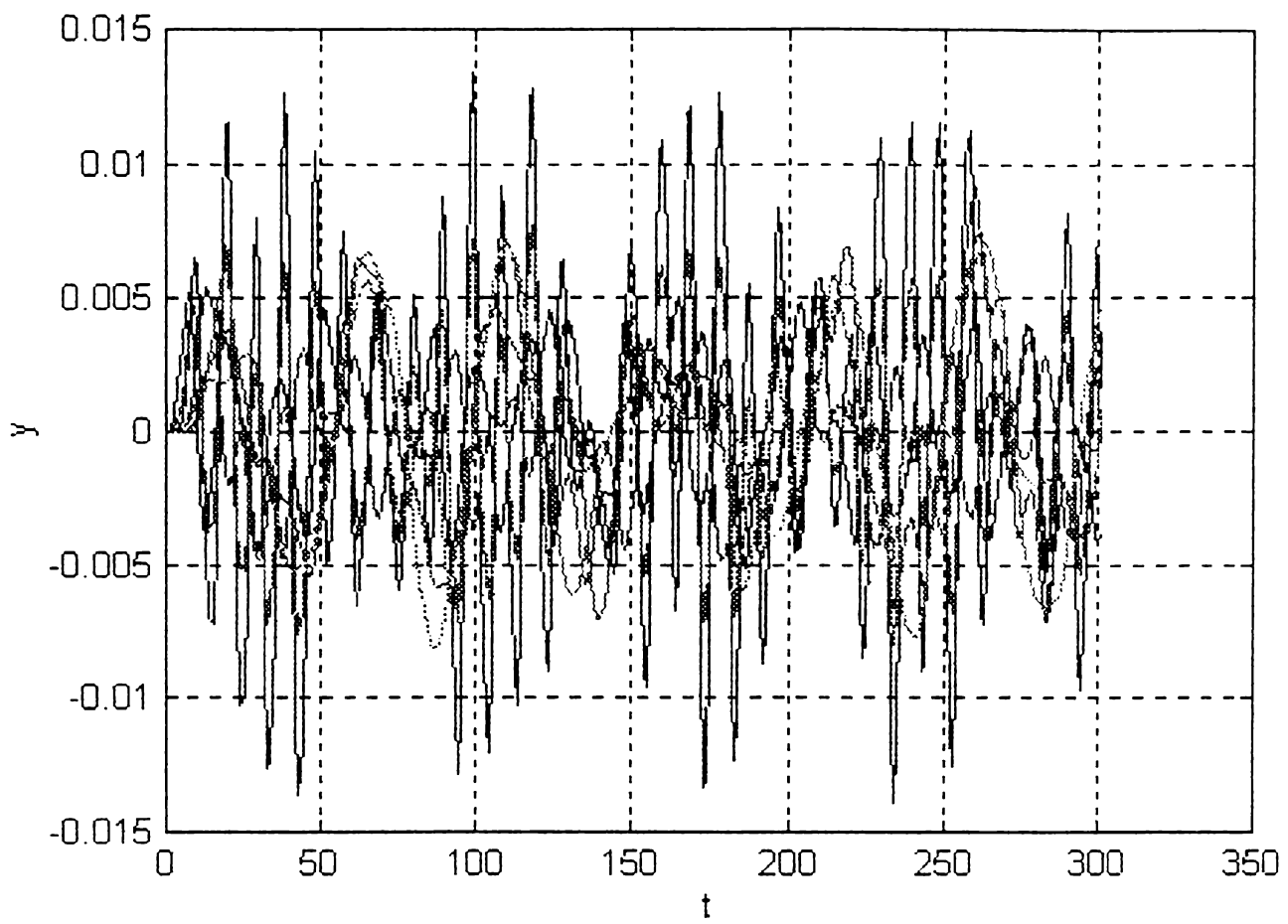
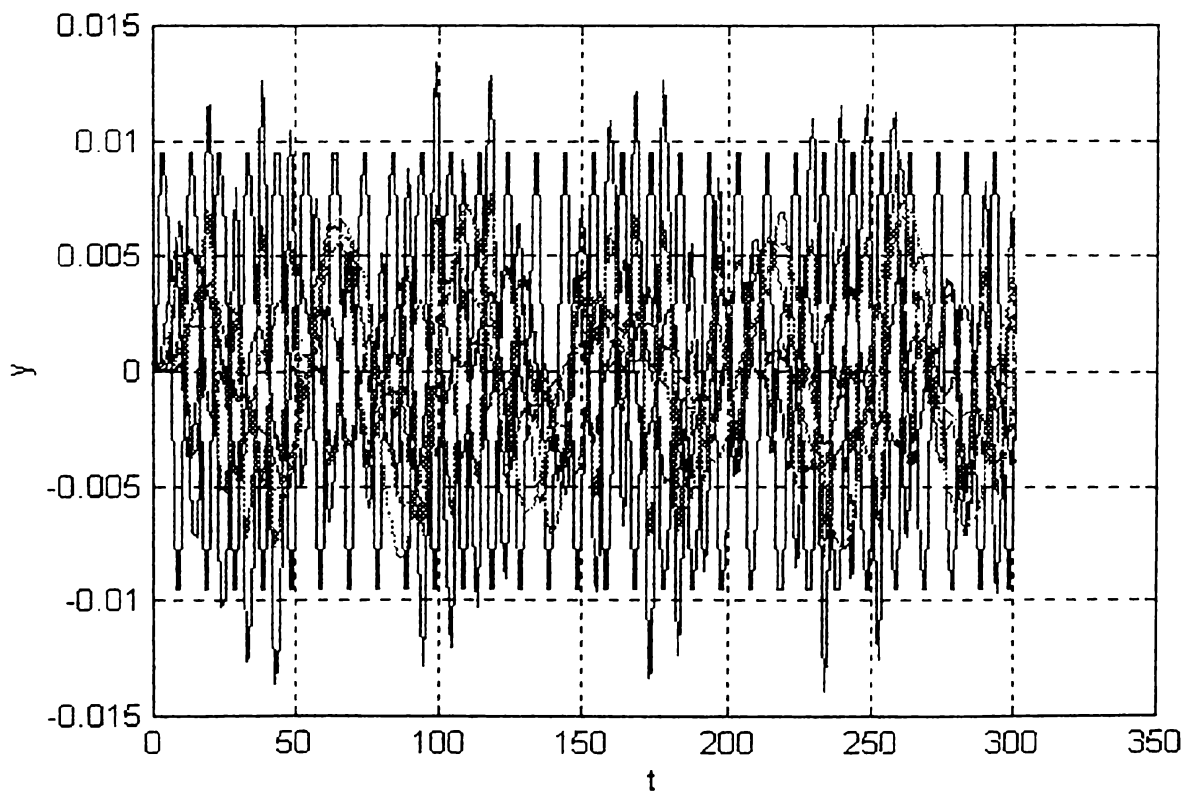


Fig.7.30.

Conform opțiunii “All3” din meniul programului de simulare, pentru cazul precedent, rezultă graficul din următoare fig. (fig.7.31):



În graficul din figura anterioară (fig.7.31), cu negru este reprezentat semnalul de intrare, iar cu celelalte culori sunt reprezentate cele 7 semnale de ieșire. Se observă că amplitudinea semnalului de intrare este comparabilă cu a celor de ieșire, pentru această valoare a frecvenței vibrației perturbatoare.

Dacă se alege opțiunea “All” atunci este afișat un grafic în care sunt suprapuse toate cele 7 mișcări. La opțiunea “All1” sunt afișate pe rând în grafice separate cele 7 mișcări. La opțiunea “All2” apar mai multe grafice pe aceeași pagină (pagina de afișare este împărțită în patru).

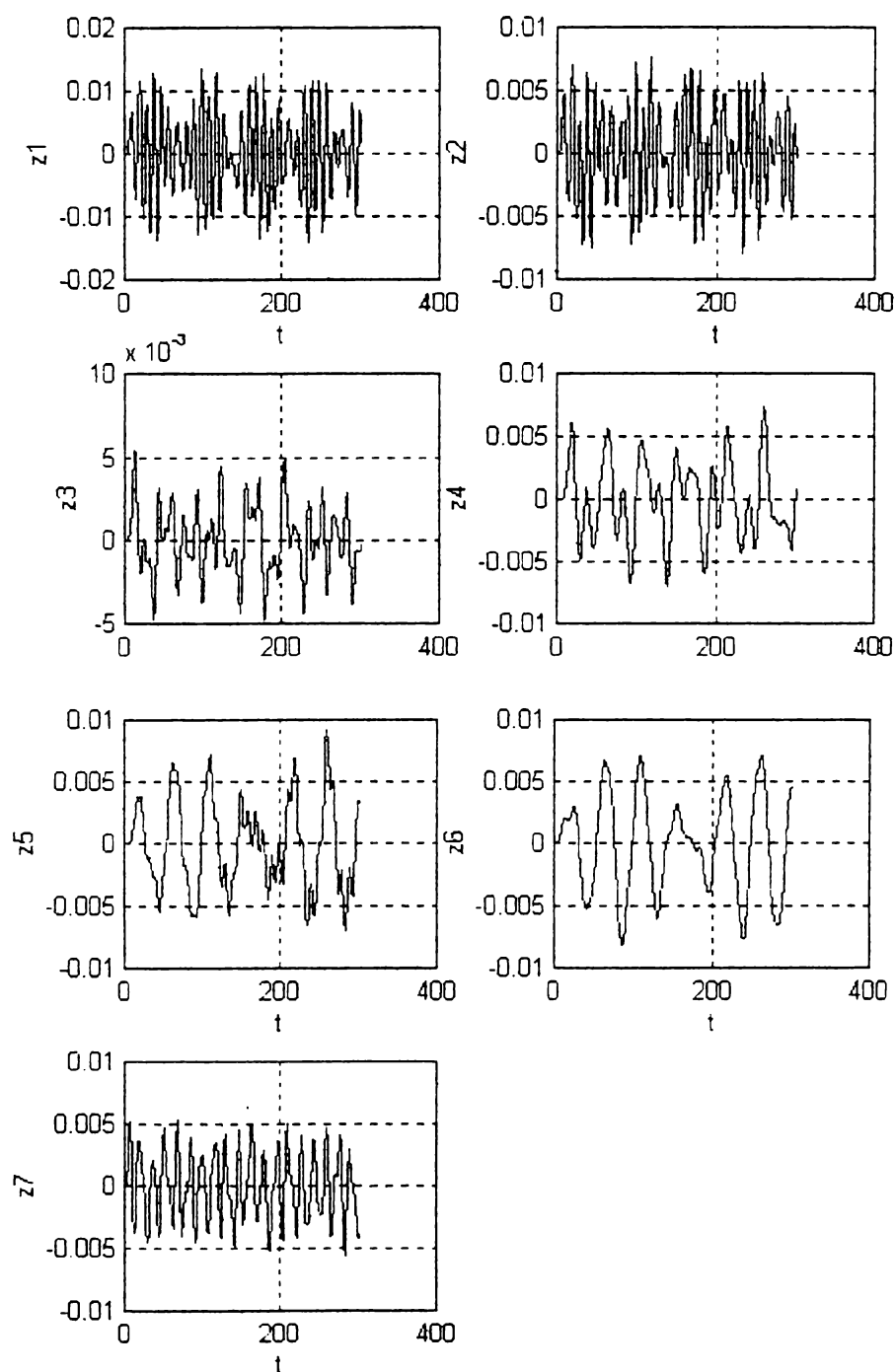


Fig.7.32.

În cazul alegerii variantelor "All3" și "All4" sunt afișate semnalul de intrare și cele de ieșire suprapuse, pentru a putea face comparație între acestea. În primul caz (opțiunea "All3"), apar toate semnalele suprapuse, iar în cel de-al doilea caz (opțiunea "All4"), sunt afișate semnalele pe rând, dar în același grafic.

Dacă se mai ia un exemplu, dar de această dată vibrațiile forțate se consideră a fi de frecvență 3 Hz și aceeași amplitudine, $1\text{cm}=0,01\text{m}$, afișarea conform opțiunii "All3" este reprezentată prin următorul grafic:

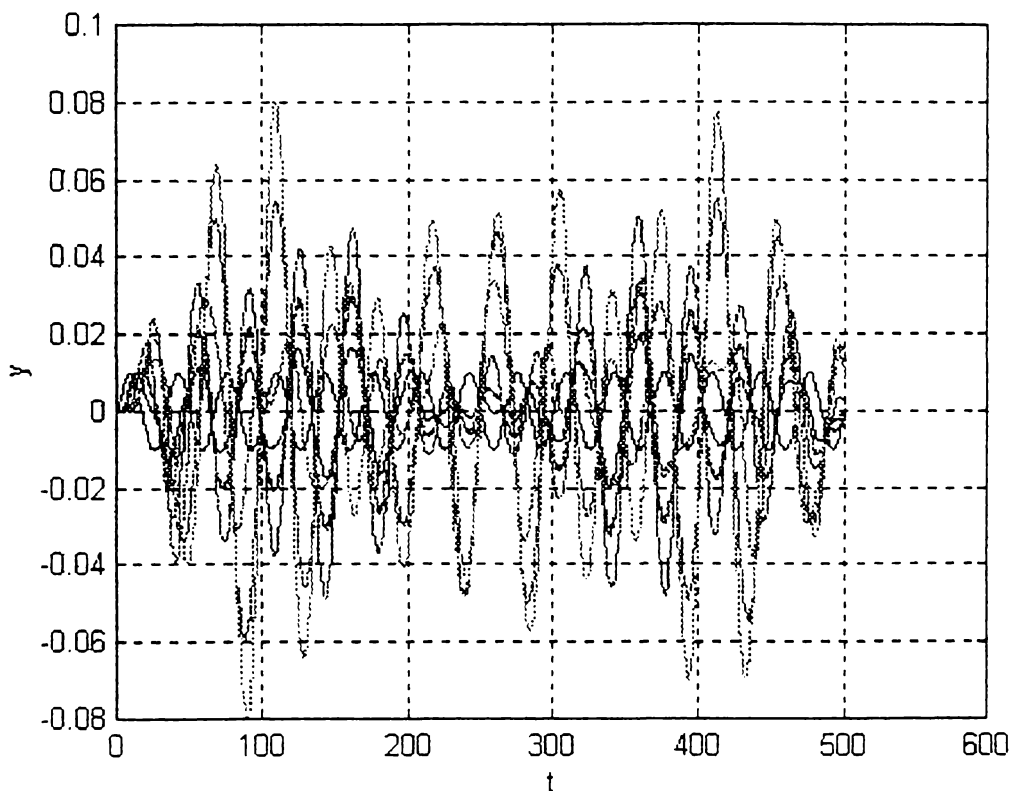
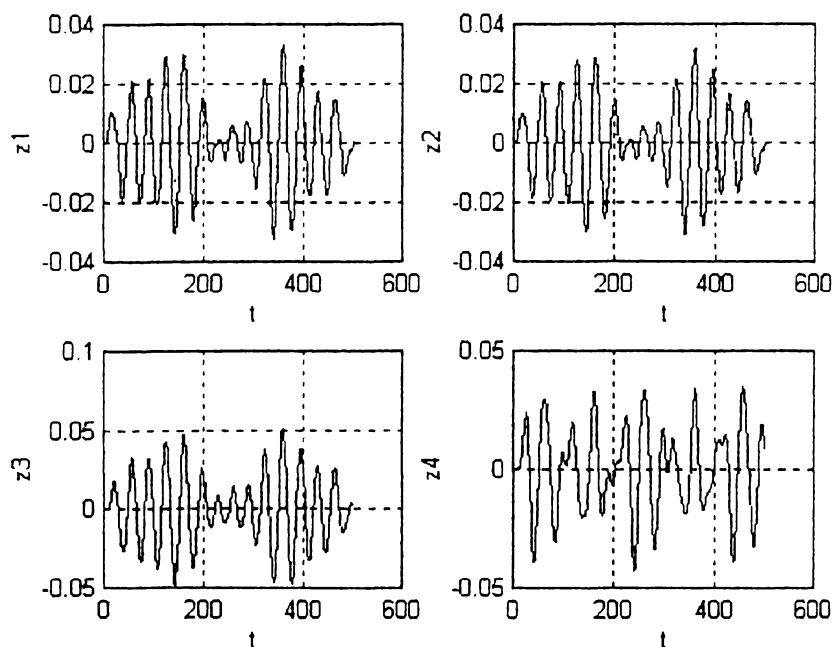


Fig.7.33.

Conform opțiunii "All2", mișcările maselor $m_1 \dots m_4$ sunt reprezentate în fig.7.34:



iar pentru masele $m_5 \dots m_7$:

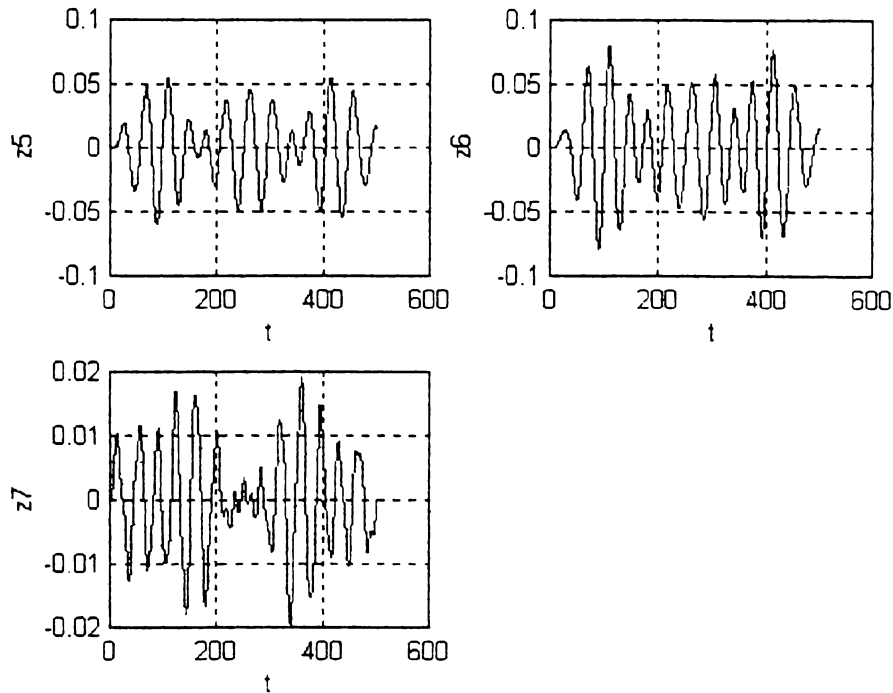


Fig.7.34.

Din fig.7.33 se observă faptul că semnalul de intrare de amplitudine 0,01m este mai mic decât semnalele de ieșire, față de cazul precedent când doar unul dintre semnalele de ieșire avea câteva vârfuri mai mari, toate celelalte fiind mai mici, unele chiar mult mai mici. De aici concluzia că, în cazul modelului mecanic studiat, sunt mai periculoase semnalele de frecvențe mici, aici fiind important rolul elementelor cu amortizare vâscoasă.

De asemenea, fig.7.34 scoate în evidență faptul că amplitudinea masei m_4 , a cărei frecvență proprie este apropiată de frecvența mișcării forțate, adică 5 Hz, este mult mai mare decât amplitudinea semnalului de intrare (de peste 10 ori), fiind influențată și de mișcarea maselor învecinate, funcție de depărtarea față de masa rezonantă.

Pentru o frecvență a vibrației forțate de 18 Hz și o amplitudine a mișcării platformei de 0,01m (ca și-n celelalte două cazuri precedente), în urma rulării programului de simulare, dacă se alege opțiunea de afișare notată "All" se obține graficul redat în fig.7.35.

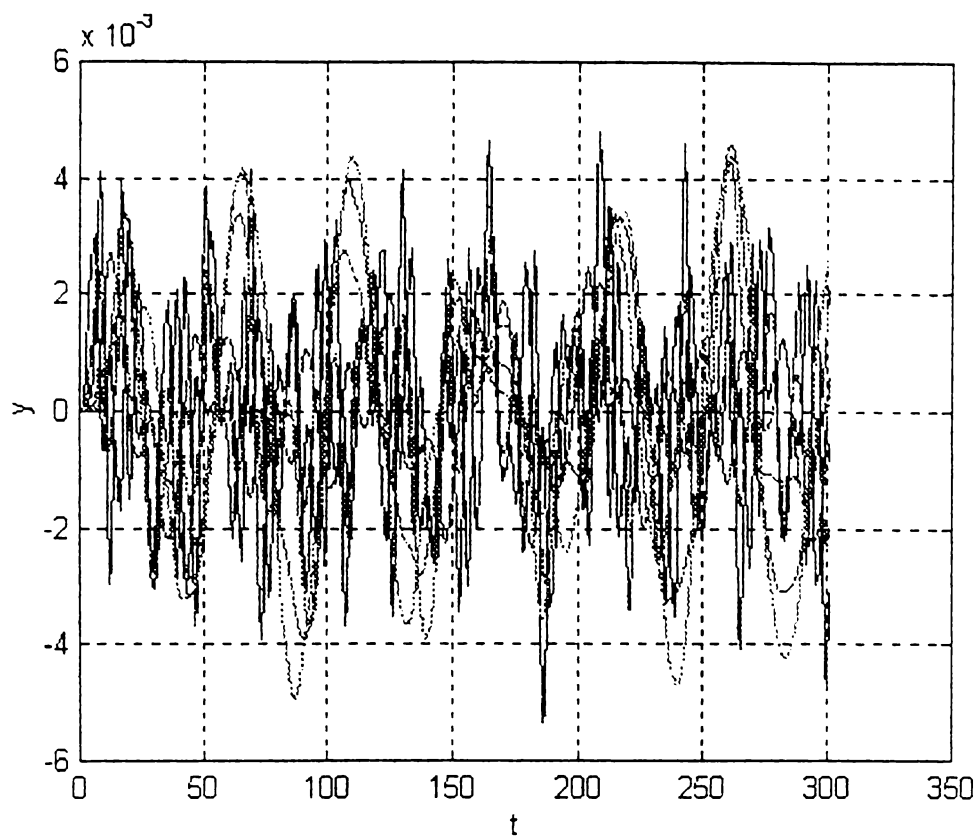


Fig.7.35.

Dacă se dorește compararea semnalului de intrare cu cel de ieșire se alege opțiunea de afișare “All3” sau “All4” și obține variația reprezentată de următorul grafic (fig.7.36):

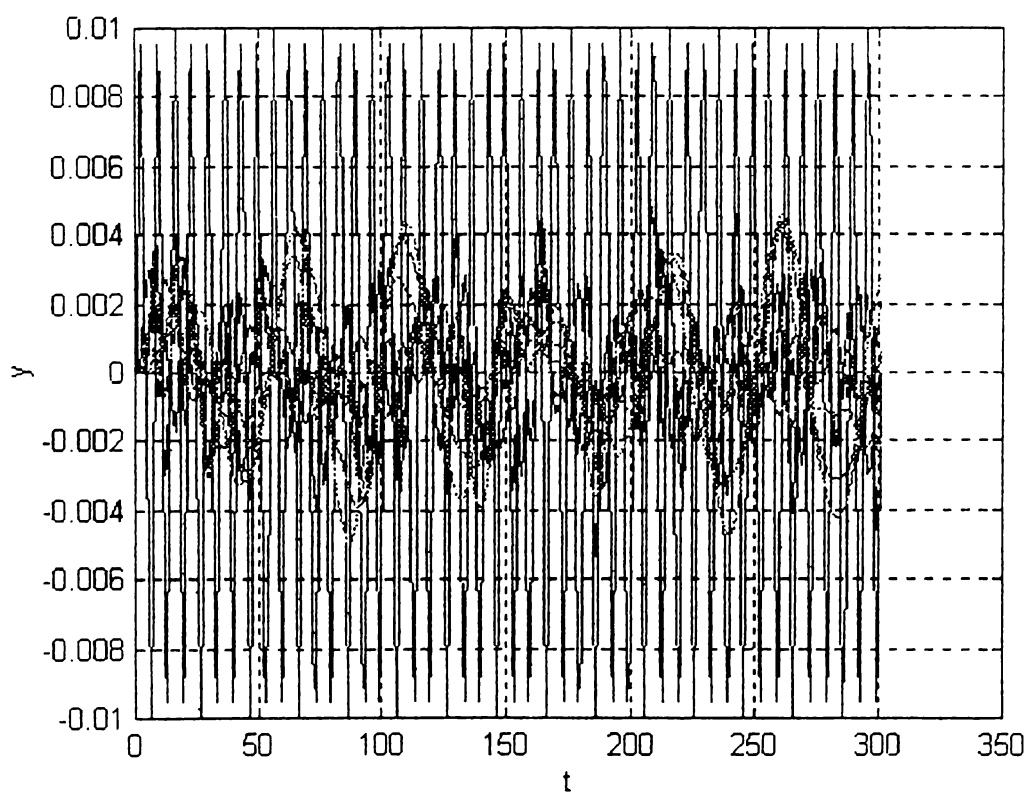


Fig.7.36.

Din această reprezentare grafică (redată în figura anterioară, fig.7.36) se observă că, la o frecvență de 18 Hz a mișcării perturbatoare, amplitudinea semnalului de intrare rămâne de câteva ori mai mare decât amplitudinile semnalelor de ieșire. De asemenea se observă că unul dintre semnalele de ieșire are amplitudinea mișcării mai mare, este vorba despre cel corespunzător masei m_1 , masă a cărei frecvență proprie a fost precizată la determinarea parametrilor modelului ca având o valoare apropiată de frecvența semnalului de intrare luat în considerare. Deci, în această situație, una dintre frecvențele de rezonanță ale sistemului este foarte apropiată de aceasta, dar puțin mai mică.

În urma alegerii opțiunii de afișare "All2" rezultă fig.7.37:

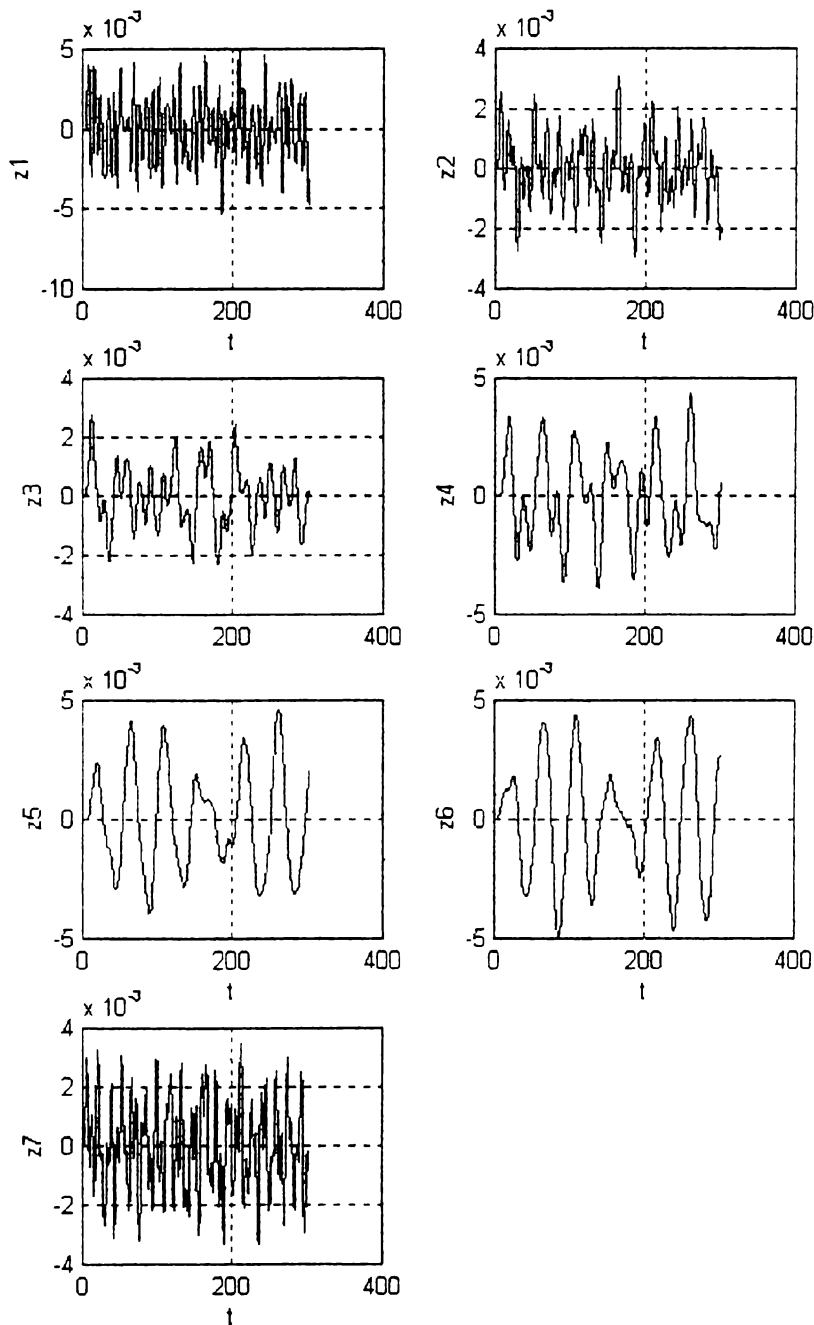


Fig.7.37.

Din analiza atentă a reprezentărilor grafice anterioare (cuprinse în fig.7.37) se observă faptul că masa m_7 , cea mai apropiată de platforma vibrantă încearcă să urmărească mișcarea acesteia (a platformei), dar cu cât ne îndepărtăm de platformă,

este evident faptul că celelalte mase nu prea mai reușesc să urmărească atât de fidel mișcarea perturbatoare. De asemenea, din comparația valorii amplitudinilor, se remarcă o valoare mai mare a amplitudinii masei m_1 , datorită frecvenței proprii a acestei mase care este identică cu frecvența mișcării perturbatoare.

Analizând prin comparație figurile fig.7.30 ... fig.7.37, reiese clar faptul că, odată cu creșterea frecvenței mișcării perturbatoare, amplitudinile semnalelor de ieșire scad, și deci cu cât crește frecvența masele componente ale modelului acestea nu mai reușesc să urmărească variația semnalului de intrare. Acest lucru poate fi dedus și din caracteristicile amplitudine-pulsație, care în principal au alătură scăzătoare.

Revenind în programul MathLab numit *kcsez.m* la meniul de afișare, prin apăsarea butonului "REVENIRE" se poate continua studiul pentru un nou semnal de intrare pentru care se va cere introducerea parametrilor specifici, iar cu opțiunea "EXIT" se părăsește programul.

Dacă la începutul rulării programului, din meniul prezentat în fig.7.21.b se alege opțiunea "CU AMORTIZARE", atunci în calcule sunt luați în considerare și parametrii caracteristici elementelor cu amortizare vâscoasă. Astfel, pentru valorile parametrilor prezentați în Anexa 7.5, obținute prin rularea programului *amortiz.exe*, se obțin următoarele caracteristici amplitudine-pulsație:

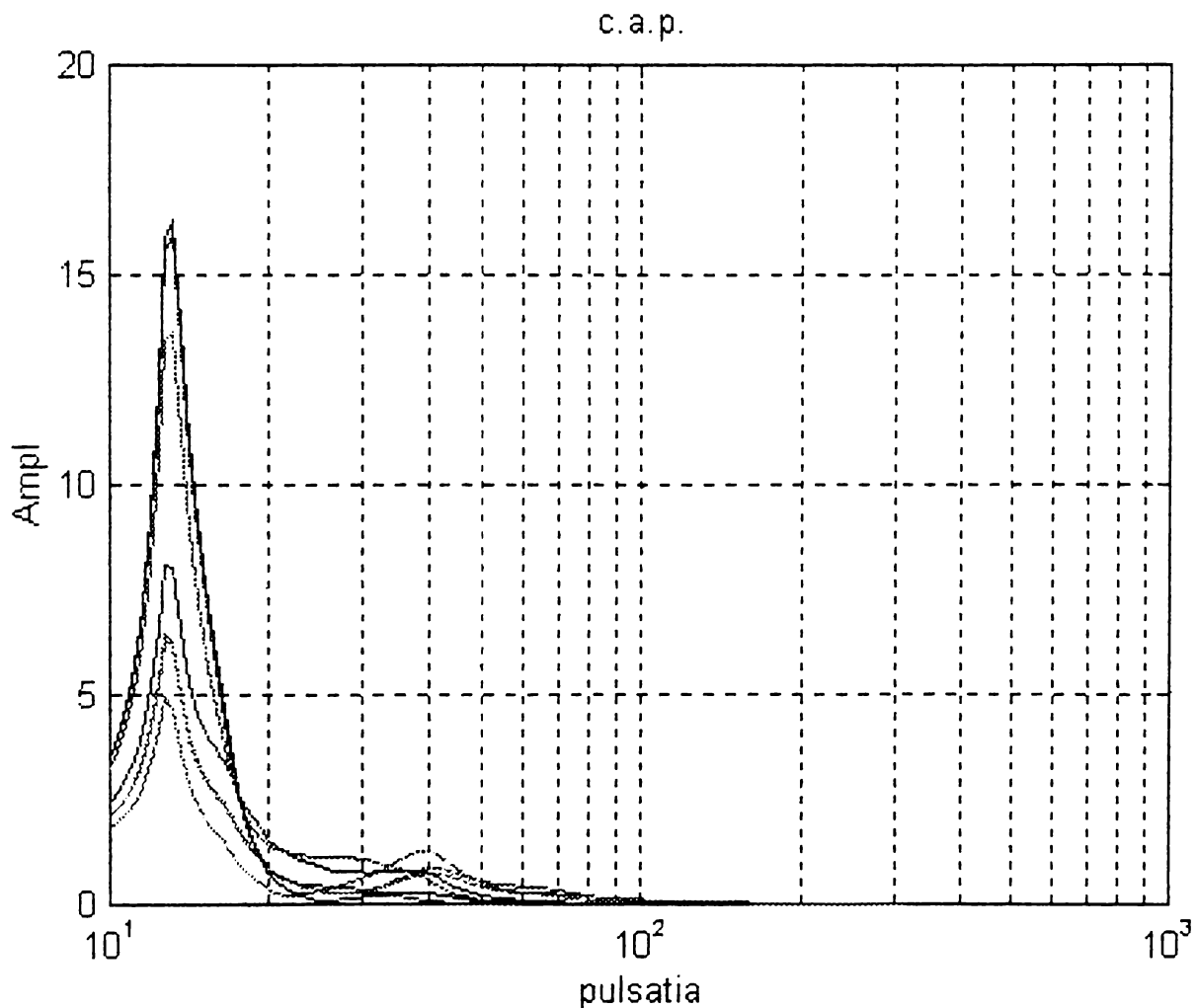


Fig.7.38.a.

Caracteristicile amplitudine – pulsație, reprezentate în coordonate logaritmice sunt redat în fig.7.38.b.

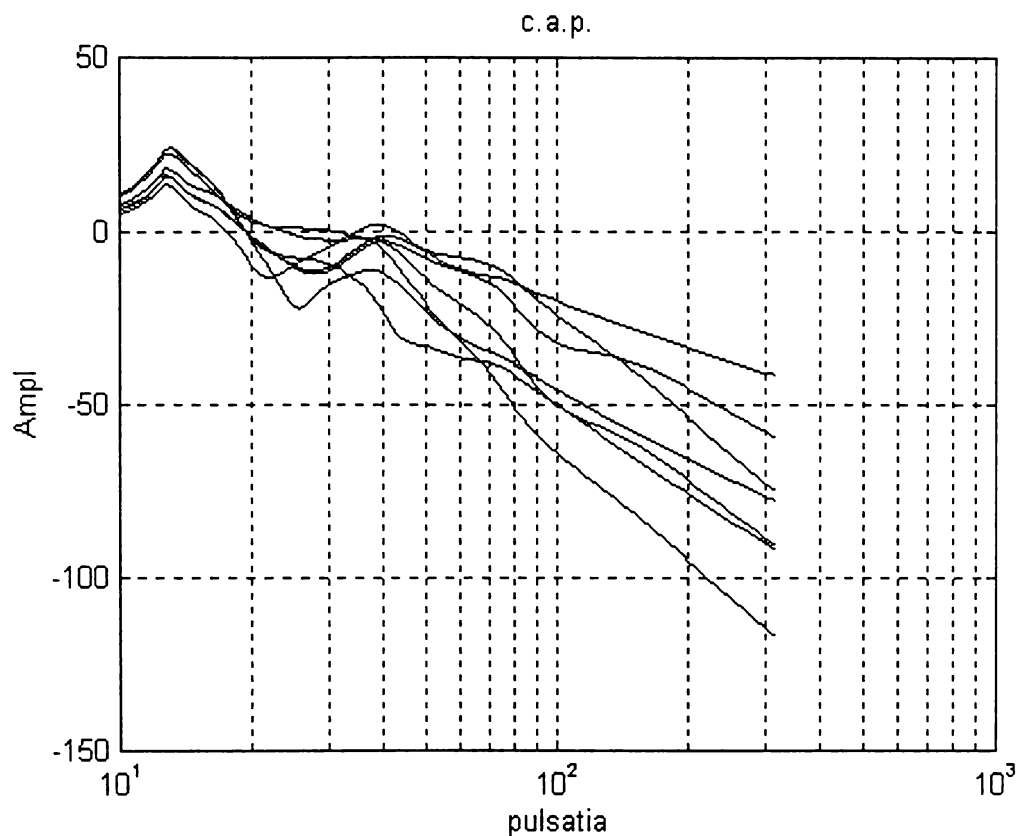


Fig.7.38.b

În cazul unei amplitudini a mișcării scaunului de 0,01m și o frecvență a mișcării perturbatoare de 18 Hz, dacă din meniul de afișare (redat în fig.7.28) se alege opțiunea “All2”, rezultă următoarele variații ale răspunsului sistemului:

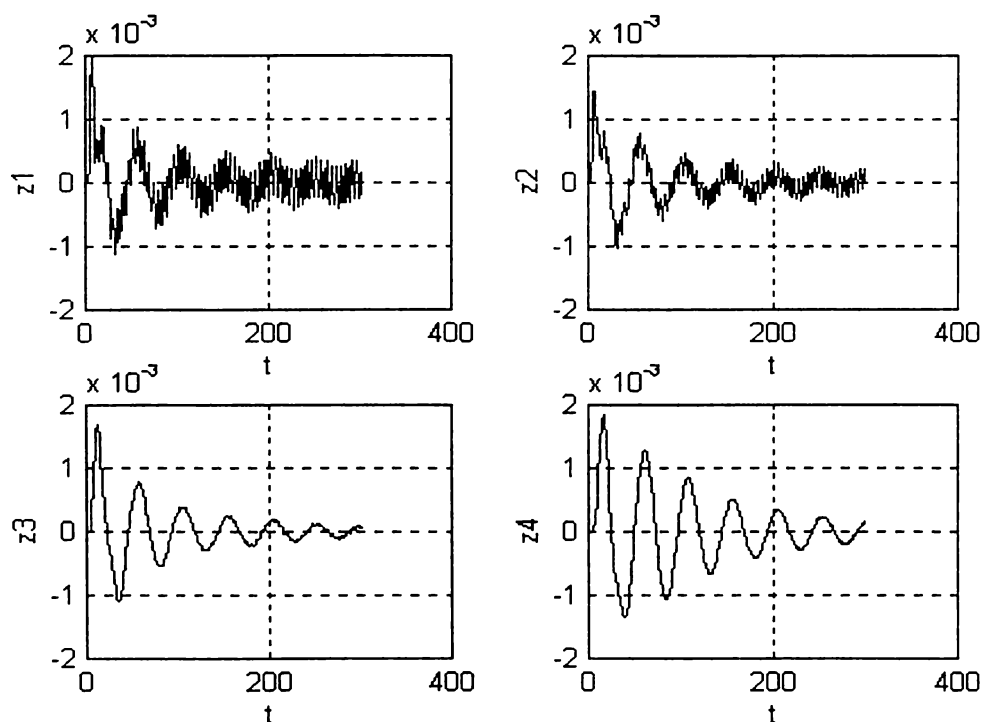


Fig.7.39.a,b,c,d.

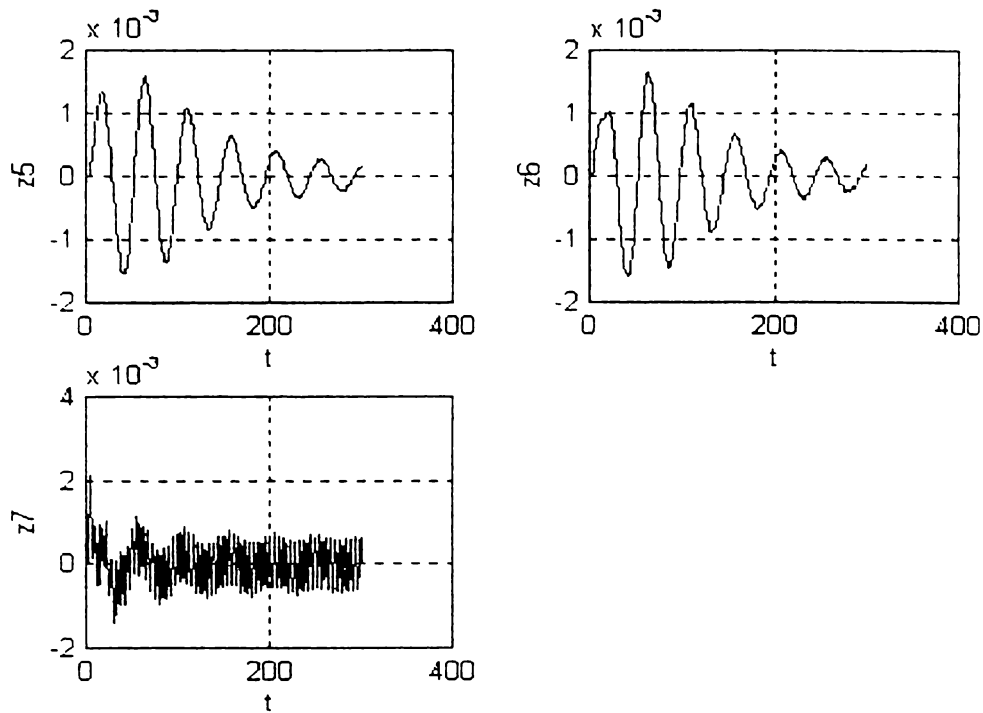


Fig.7.39.e,f,g.

Din analiza acestor reprezentări grafice se observă, în special la masele $m_3..m_6$, efectul de amortizare a mișcării în timp, datorat bineînțelese coeficienților de amortizare vâscoasă.

Dacă peste variația răspunsului sistemului se suprapune și semnalul de intrare, se obține fig.7.40.

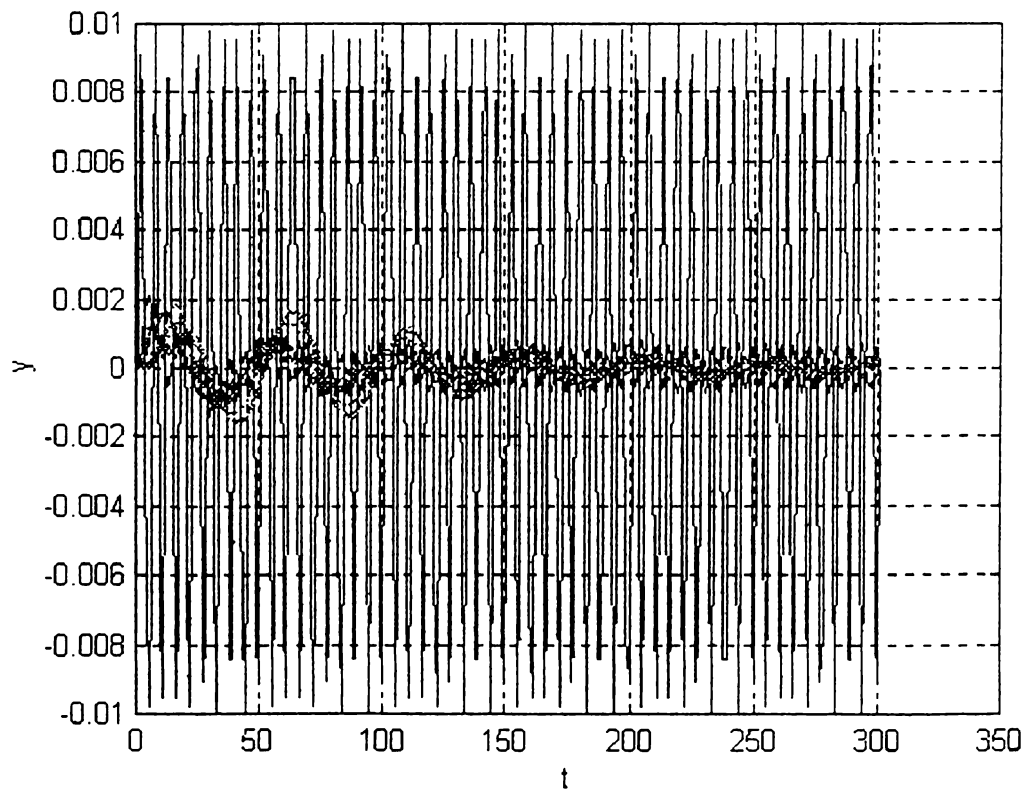


Fig.7.40.

Este evident faptul că, în comparație cu cazul precedent, fără amortizare, reprezentat în fig.7.36, diferența dintre amplitudinea semnalului de intrare și amplitudinile semnalelor de ieșire este mult mai mare.

Modificându-se parametrii semnalului de intrare atunci pentru o amplitudine a mișcării perturbatoare de 0,01m și o frecvență de 10 Hz se obține:

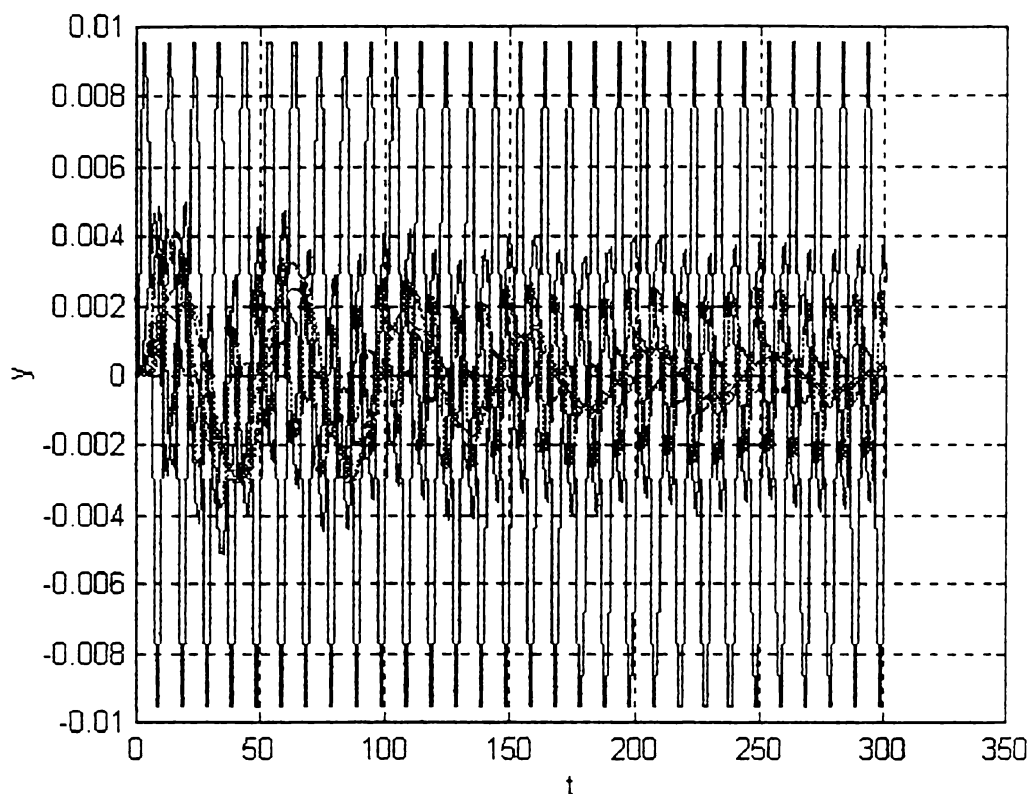


Fig.7.41

Comparând răspunsul obținut în acest caz cu situația prezentată în fig.7.31, se observă că, dacă în cazul fără amortizare valorile amplitudinilor intrării și ieșirilor erau comparabile ca valoare, în acest caz, deci în situația unei mișcări amortizate, amplitudinile semnalelor de ieșire sunt atenuate ca valoare.

Dacă se rulează programul și pentru frecvențe mai mici, 3 Hz, se constată în acest caz că în situația unei mișcări amortizate amplitudinile sunt comparabile ca valoare, pe când în cazul fără amortizare (fig.7.33) amplitudinile semnalelor de ieșire sunt chiar mult mai mari decât a celui de intrare, fapt care impunea folosirea în cadrul modelului mecanic și a unor elemente de amortizare.

În cadrul programului se mai obțin de asemenea și informații referitoare la stabilitatea sistemului, adică pentru fiecare masă în parte este determinată funcția de transfer și se verifică dacă polii se găsesc în jumătatea stângă a spațiului complex, adică se verifică dacă partea reală a polilor este negativă. Concluzia verificării este afișată pe ecran în momentul afișării caracteristicilor de frecvență.

7.9. Concluzii

În urma introducerii datelor precizate anterior și rularea programului “*elasasez.exe*”, pentru determinarea parametrilor modelului mecanic, au rezultat valorile: $k_1=48463,71$ N/m, $k_2=44709,86$ N/m, $k_3=25492,87$ N/m, $k_4=671,13$ N/m, $k_5=671,13$ N/m, $k_6=1048,86$ N/m, $k_7=1048,86$ N/m, $k_8=23147,22$ N/m. În urma comparării acestor valori cu altele publicate în diferite lucrări sau articole de specialitate, se observă că sunt foarte apropiate.

Se observă că rigiditățile $k_4 \dots k_7$, corespunzătoare elementelor elastice care leagă viscerele toracelui și abdomenului între ele, față de șold și față de tors au valori mai mici; acestea se explică și prin faptul că organele interne au o mare mobilitate ca urmare a elasticității mari a diafragmei, a volumului de aer aflat în spatele acesteia, în plămâni și în cavitatea toracică.

La rularea programului de simulare a comportării modelului mecanic la vibrații, pot fi afișate, așa cum s-a precizat și în paragraful precedent, caracteristicile de frecvență corespunzătoare maselor componente ale modelului. Astfel, în urma studierii acestora, se constată faptul că, pentru o anumită masă, apar vârfuri ale amplitudinii mișcării datorită frecvenței proprii de vibrație și datorită influenței frecvențelor proprii de vibrație ale maselor vecine. De exemplu, în cazul masei m_6 se constată maxime ale amplitudinii datorate pulsației sale proprii și datorate rezonanței maselor vecine m_4 și m_3 , o mică influență datorată masei m_5 datorită valorii foarte mici a acestei mase și, o foarte mică creștere datorată masei m_2 . Asemănător se pot deduce aprecieri și-n cazul celorlalte mase.

Prin suprapunerea caracteristicilor de frecvență amplitudine–pulsație ale celor 7 mase, se constată că toate majoritatea maselor prezintă rezonanțe la aceleași valori ale pulsațiilor, dar mai mult sau mai puțin proeminente. Pulsațiile proprii ale sistemului sunt ceva mai mici decât pulsațiile proprii ale maselor componente.

De asemenea se constată că, odată cu creșterea frecvenței, amplitudinea vibrațiilor tuturor maselor modelului scade asimptotic spre 0, ceea ce conduce la concluzia că, în cazul corpului omenesc, vibrațiile de frecvență joasă sunt periculoase, în acest domeniu de frecvențe, elementele cu amortizare vâscoasă au un rol deosebit de important.

În cazul unei mișcări amortizate se observă în cadrul caracteristicilor de frecvență de tip c.a.p. (caracteristici amplitudine-pulsație) o micșorare a amplitudinilor mișcării și în același timp o rotunjire a vârfurilor de amplitudine. De aici rezultă importanța elementelor cu amortizare vâscoasă pentru frecvențele mici de vibrație.

De asemenea, faptul că la frecvențe mici amplitudinea mișcării este mare, comparabilă cu amplitudinea mișcării perturbatoare sau chiar mai mare, evidențiază importanța deosebită pe care o are proiectarea și folosirea unor dispozitive amortizoare în vederea eliminării efectelor negative asupra comportării corpului omenesc.

Dacă vibrația forțată are frecvență apropiată de frecvența proprie de vibrație a uneia dintre masele componente, atunci se constată creșterea amplitudinii și apariția fenomenului de bătăi la masa respectivă dar și la câteva dintre masele învecinate ale căror mișcări sunt influențate de către mișcarea masei în cauză.

Ca observație se poate preciza faptul că simularea mișcării sistemului putea fi făcută și folosind alte medii de programare, cum ar fi: Simnon, Simulink, LabView.

În consecință, programele de calcul conținute în acest capitol, folosesc ca elemente de intrare, date obținute pe cale experimentală și, conform algoritmului pe baza căruia au fost implementate, procesează aceste date, obținându-se în final rezultatele cerute. Aceste programe constituie în acest fel un instrument deosebit de util cercetărilor din domeniu.

8. SIMULAREA FUNCȚIONRII SISTEMULUI DE SUSPENSIE A ROTII UNUI AUTOMOBIL

8.1. Vibrațiile din transportul auto și feroviar

Sursele vibrațiilor care sensibilizează călătorii pot fi externe și interne. Sursele externe apar din cauza parametrilor căilor de rulare (drumurilor) cum sunt de exemplu: pantele, curbele, microprofilul căii, etc. Șocurile și vibrațiile cresc repede odată cu creșterea vitezei de mișcare. O altă sursă exterioară o poate constitui vântul și pulsațiile lui.

Sursele interne ale vibrațiilor sunt datorate îndemânării, sau mai bine zis neîndemânării, conductorului (șoferului), precum și construcției mașinii și caroseriei. La o mașină dezechilibrată, vibrațiile cresc odată cu creșterea vitezei.

Caracterul vibrațiilor celor două feluri de transport este diferit. În transportul auto predomină vibrațiile forțate aleatoare (care au o mulțime de componente combinate arbitrar), iar în transportul feroviar predomină vibrațiile periodice și șocurile puternice.

În fig.8.1 este indicat modelul mecanic al unui autoturism cu șofer și călători. Pe baza unui astfel de model se pot scrie ecuațiile mișcării șoferului și a călătorilor. Masa întregii mașini se consideră concentrată în șasiul deformabil.[215]

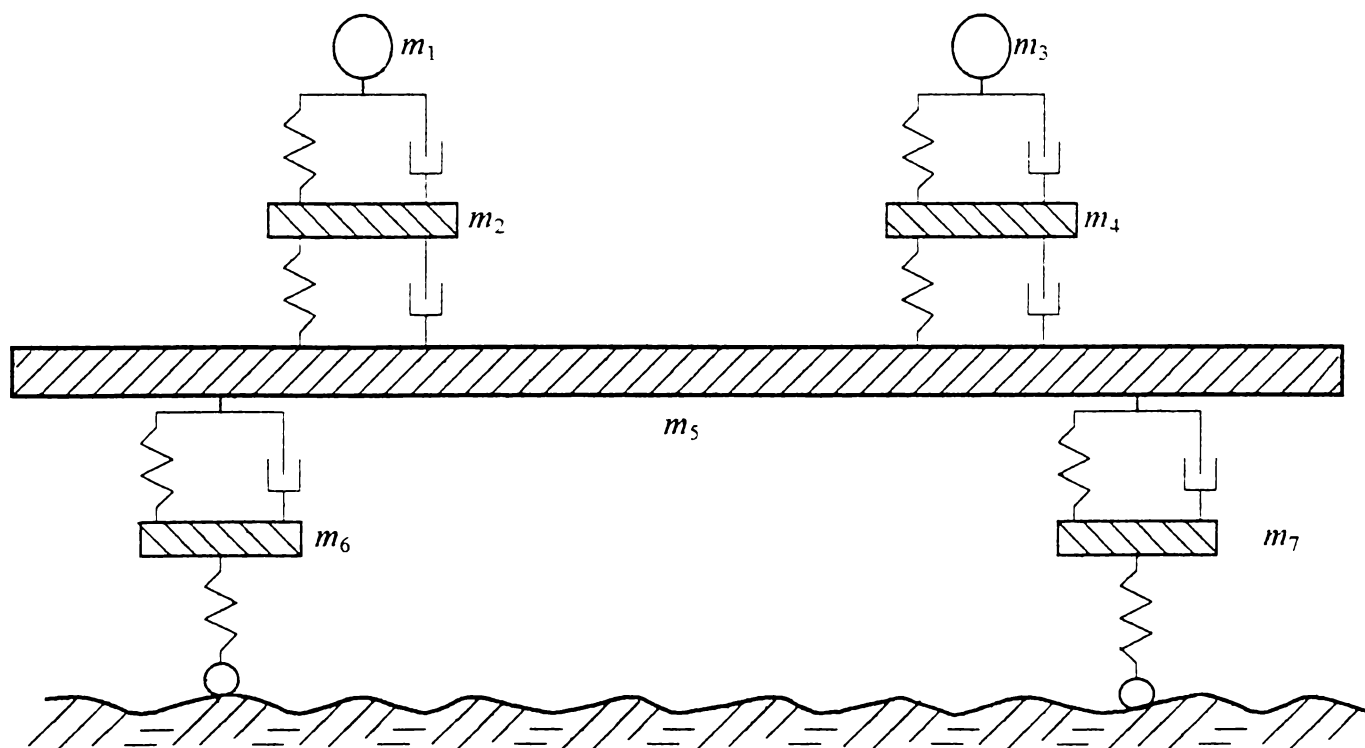


Fig.8.1.

8.2. Modelul structural simplificat al unei suspensii auto

Pentru a obține un semnal de intrare, în cazul modelelor reprezentând un corp omenesc aflat într-un autovehicul, cât mai apropiat de realitate, este necesară modelarea suspensiei auto.

Pentru simularea funcționării sistemului de suspensie a roții unui automobil se poate porni de la următorul model mecanic simplificat [343]:

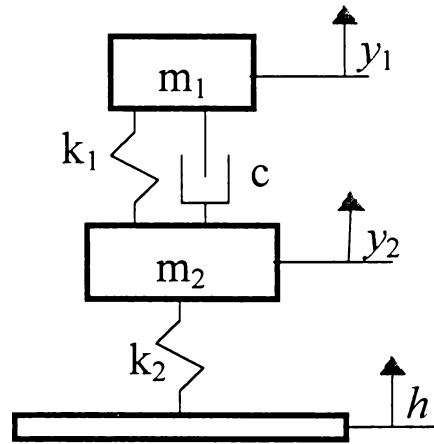


Fig.8.2. Model structural simplificat al unei suspensii auto

În modelul precedent au fost făcute următoarele notații:

m_1 - $\frac{1}{4}$ din masa automobilului

m_2 - masa roții, axului și lagărului

k_1 - constanta de elasticitate a arcului amortizor

k_2 - constanta de elasticitate a cauciucului roții

c - coeficientul de amortizare al amortizorului de șoc

y_1 - deplasarea corpului automobilului

y_2 - deplasarea corpului roții

h - modificarea nivelului șoselei

Acest sistem are ca mărime de intrare denivelarea șoselei (h), iar ca mărimi de ieșire: deplasarea corpului automobilului (y_1) și deplasarea corpului roții (y_2).

Modelul matematic pentru modelul mecanic reprezentat în fig.8.2. este dat de următorul sistem de ecuații diferențiale:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{y}_1 + c(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + k_1(y_1 - y_2) = 0 \\ m_2 \ddot{y}_2 + c(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + k_1(y_2 - y_1) + k_2(y_2 - h) = 0 \end{cases} \quad (8.1)$$

8.3. Modalități de simulare a funcționării sistemului

Pentru simularea funcționării sistemului prezentat, se pot folosi și alte medii de programare sau medii de dezvoltare, nu numai MathLab, de exemplu SIMNON. Simnon este un program care se pretează foarte bine simulării sistemelor continue și discrete și permite rezolvarea de ecuații diferențiale și simularea sistemelor dinamice interconectate.

Principalele etape ale studiului unui sistem folosind limbajul Simnon sunt:

- a) descrierea sistemului în limbajul de descriere Simnon; descrierea conține specificarea variabilelor de stare, de intrare și de ieșire ale sistemului, precum și ecuațiile lor de evoluție și relațiile dintre ele; aceste relații pot include funcții matematice uzuale și parametri; descrierile sistemelor sunt păstrate în fișiere și pot fi create sau modificate cu un editor de text încorporat sau utilizând orice alt editor, de exemplu: editorul DOS, editorul atașat programului Norton Commander, editoarele mediilor de programare Pascal sau C, editorul atașat programului Windows'95, NotePad, editoare care pentru salvarea textelor folosesc codificarea ASCII;
- b) simularea propriu-zisă; constă în rezolvarea numerică a ecuațiilor de stare pe un interval de timp dat;
- c) analiza rezultatelor; în urma simulării sunt calculate valorile variabilelor de interes din sistem în intervalul dat
- d) modificarea parametrilor și valorilor inițiale.

Datorită faptului că Simnon permite simularea structurilor formate din ansambluri de sisteme continue interconectate, este posibilă reprezentarea și simularea proceselor care se descompun natural în subsisteme.

Astfel, pentru a reprezenta un subsistem, în descrierea sa trebuie declarate mărimile de intrare și de ieșire; în acest fel aceste mărimi sunt făcute accesibile celorlalte subsisteme.

Pentru sistemul analizat este valabilă următoarea structură de simulare:

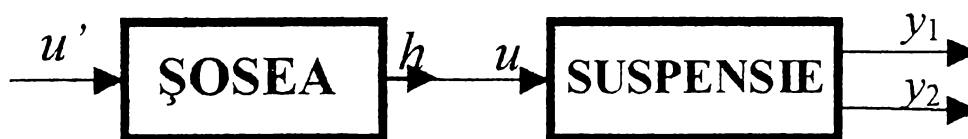


Fig.8.3. Structura de conectare

Blocul "SUSPENSIE" este practic sistemul de suspensie anterior descris, iar blocul "ȘOSEA" este un subsistem suplimentar cu o funcție de modelare a denivelărilor șoselei, permițând printr-o constantă u modificarea nivelului

denivelărilor, altfel spus obținerea semnalului de intrare al sistemului. În acest caz blocul “ȘOSEA” nu este absolut necesar.

Se modelează succesiv cele două subsisteme în vederea realizării simulării. Practic, se urmărește aducerea fiecărei ecuații (făcând diverse notații) la o formă reprezentată de un sistem de ecuații în care, în membrul stâng apare un singur termen (o derivată de ordinul 1 sau o mărime nederivată) iar în membrul drept, expresii algebrice formate din mărimi nederivate.

Considerând sistemul “SUSPENSIE” descris de ecuațiile (8.1), acestea pot fi rescrise (separând cele două variabile d_1 și d_2 în membrul stâng respectiv drept) sub forma:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{y}_1 + c\dot{y}_1 + k_1 y_1 = c\dot{y}_2 + k_1 y_2 \\ m_2 \ddot{y}_2 + c\dot{y}_2 + k_1 y_2 + k_2 y_2 = c\dot{y}_1 + k_1 y_1 + k_2 u \end{cases} \quad (8.2)$$

Se observă că: y_1, y_2 – mărimi de ieșire,
 u – mărime de intrare ($u=h$).

Se fac notațiile:

$$\begin{aligned} x_1 &= y_1, \\ x_2 &= \dot{y}_1, \\ x_3 &= y_2, \\ x_4 &= \dot{y}_2, \end{aligned} \quad (8.3)$$

alegându-se astfel variabilele de stare.

Din relațiile (8.3) se observă că:

$$\begin{aligned} \ddot{y}_1 &= \dot{x}_2, & \text{respectiv} & & \ddot{y}_2 &= \dot{x}_4, \\ \dot{y}_1 &= x_2, & & & \dot{y}_2 &= x_4, \\ y_1 &= x_1, & & & y_2 &= x_3. \end{aligned} \quad (8.4)$$

Înlocuind (8.3) în ecuațiile (8.2) și separând în membrul stâng mărimile derivate, se obține:

$$\begin{aligned} \dot{x}_2 &= \frac{1}{m_1} (cx_4 + k_1 x_3 - cx_2 - k_1 x_1) \\ \dot{x}_4 &= \frac{1}{m_2} [cx_2 - (k_1 + k_2)x_3 - cx_4 + k_1 x_1 + k_2 u] \\ \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_3 &= x_4 \end{aligned} \quad (8.5)$$

Acest sistem de ecuații (8.5) reprezintă chiar setul de ecuații de simulare pentru subsistemul “SUSPENSIE”. Descrierea Simnon reproduce aceste ecuații și pune în evidență mărimile de intrare, ieșire și stare. Codul sursă al programului este înregistrat într-un fișier numit *sus1.t*, a cărui conținut este redat în Anexa 8.1.

Pentru subsistemul “ȘOSEA”, se pot considera diferite forme de variație a suprafeței șoselei (practic diferite tipuri de denivelări). Dacă spre exemplu se consideră o denivelare de forma:

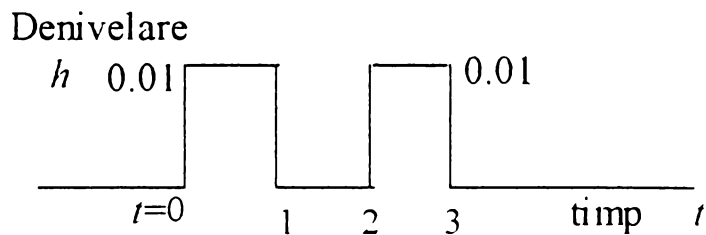


Fig.8.4.

atunci fișierul Simnon de descriere este *sos1.t*, și conținutul său este prezentat tot în Anexa 8.1.

Sistemului de interconectare îi revine sarcina specificării interconexiunilor dintre cele două subsisteme și a variației mărimii care specifică denivelarea șoselei, dacă este necesară. În acest caz se stabilește doar înălțimea denivelărilor. Fișierul care conține codul sursă corespunzător se numește *con1.t* și este redat în Anexa 8.1.

Pentru simulare se creează un fișier *sim1.t*, care conține practic un macro. Conținutul fișierului este redat în Anexa 8.1. Lansarea în execuție a programului se realizează prin lansarea în execuție a macro-ului, tastând la prompter-ul Simnon, numele macro-ului și anume, *sim1*, de această dată.

O soluție ceva mai simplă constă în considerarea unui singur bloc, reprezentat chiar de suspensia propriu-zisă. Setul de ecuații (8.5) este perfect valabil, deci și întreaga modelare realizată pentru obținerea lui este valabilă. În acest caz, dacă se consideră ca mărime de intrare o mișcare de tip sinusoidal de amplitudine 0.01m și frecvență 10 Hz, fișierul de descriere este *sus2.t*, și conținutul său este redat mai jos și în Anexa 8.2.

```

CONTINUOUS SYSTEM SUSPEN           "Antet (fișier sus1.t)
STATE x1 x2 x3 x4                  "variabile de stare
DER x1d x2d x3d x4d                "derivate
x1d=x2                              "Ecuatii de simulare
x2d=(c*x4+k1*x3-c*x2-k1*x1)/m1
x3d=x4
x4d=(c*x2-(k1+k2)*x3-c*x4+k1*x1+k2*u)/m2
u=0.01*sin(2*3.14*f)
m1:300                               "Parametri numerici
m2:30
c:200
k1:14700
k2:60300
f:10
END

```

Macro-ul de simulare este conținut în fișierul *sim2.t* și este prezentat în cele ce urmează și în Anexa 8.2.

MACRO sim2

```

SYST SUSPEN
"Activarea sistemelor care intervin

```

```

STORE x1 x3
"Selectie variabile de memorat
SIMU 0 5 "Simulare pe intervalul 0..4
"Se afiseaza rezultatele grafice in doua ferestre pe ecran,
" una sub cealalta
SPLIT 2 1
ASHOW x1
ASHOW x3
END

```

O altă modalitate de simulare este utilizarea mediului de programare MathLab. Astfel, în studiu se pornește tot de la sistemul de ecuații diferențiale (8.1), care poate fi scris:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{y}_1 + c\dot{y}_1 - c\dot{y}_2 + k_1 y_1 - k_1 y_2 = 0 \\ m_2 \ddot{y}_2 - c\dot{y}_1 + c\dot{y}_2 - k_1 y_1 + (k_1 + k_2) y_2 = k_2 h \end{cases} \quad (8.6)$$

și sub formă matriceală:

$$[M] \cdot \{\ddot{y}\} + [C] \cdot \{\dot{y}\} + [K] \cdot \{y\} = \{F\} \quad (8.7)$$

unde:

$$[M] = \begin{pmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{pmatrix}; \quad [C] = \begin{pmatrix} c & -c \\ -c & c \end{pmatrix}; \quad [K] = \begin{pmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k_2 \end{pmatrix};$$

$$\{y\} = \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{Bmatrix}; \quad \{\dot{y}\} = \begin{Bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \end{Bmatrix}; \quad \{\ddot{y}\} = \begin{Bmatrix} \ddot{y}_1 \\ \ddot{y}_2 \end{Bmatrix}; \quad \{F\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ k_2 h \end{Bmatrix}.$$

Din sistemul de ecuații (8.6) rezultă:

$$\begin{cases} \ddot{y}_1 = \frac{1}{m_1} [-c\dot{y}_1 + c\dot{y}_2 - k_1 y_1 + k_1 y_2] \\ \ddot{y}_2 = \frac{1}{m_2} [c\dot{y}_1 - c\dot{y}_2 + k_1 y_1 - (k_1 + k_2) y_2 + k_2 h] \end{cases} \quad (8.8)$$

Pe baza ecuațiilor (8.8) se poate obține o schemă bloc informațională care să le descrie în mod grafic. Astfel rezultă reprezentările din fig.8.5, fig.8.6, fig.8.7 și fig.8.8, în fig.8.9 fiind reprezentată o variantă modificată a schemei din fig.8.5, dar având doar 11 componente.

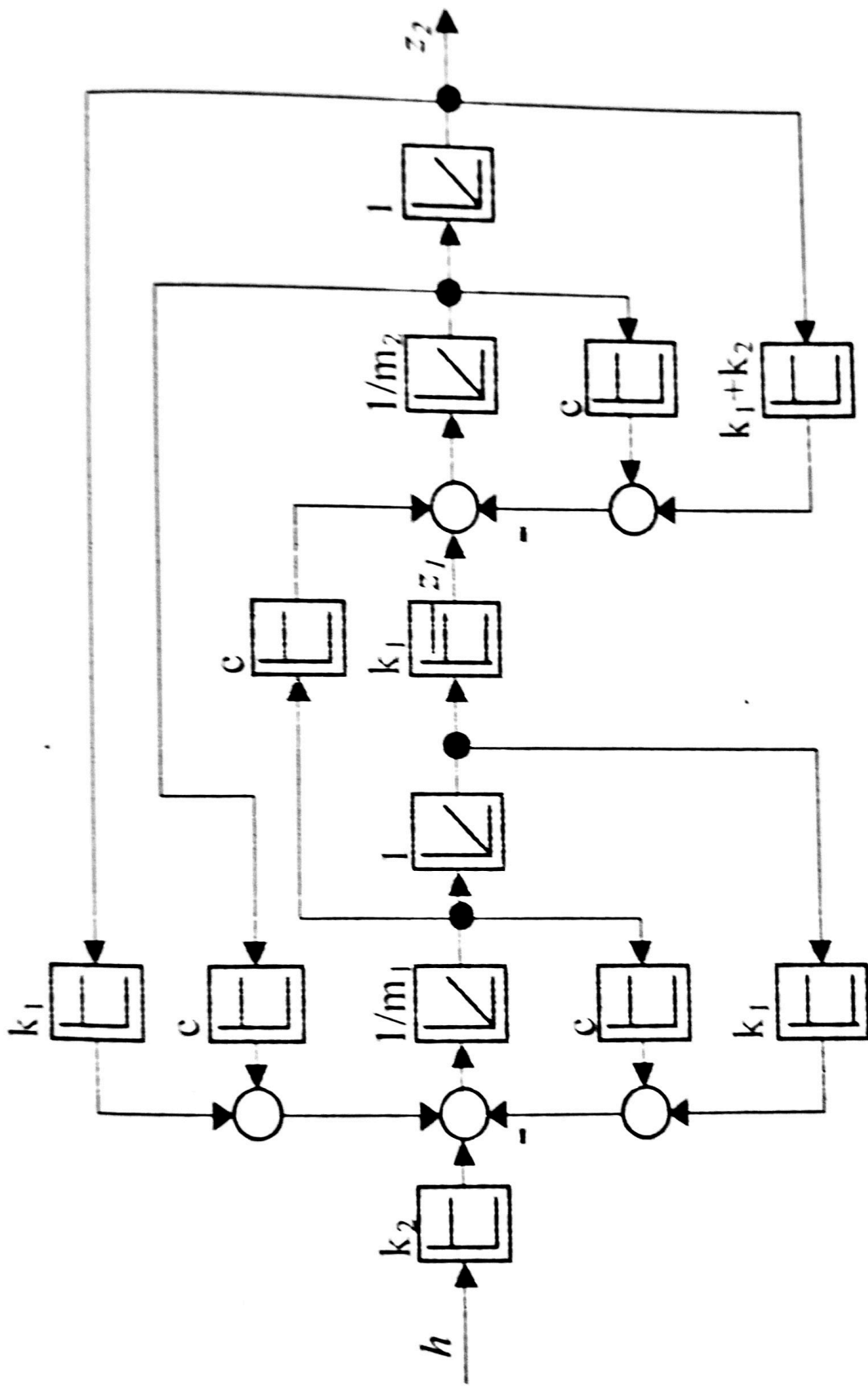


Fig.8.5.

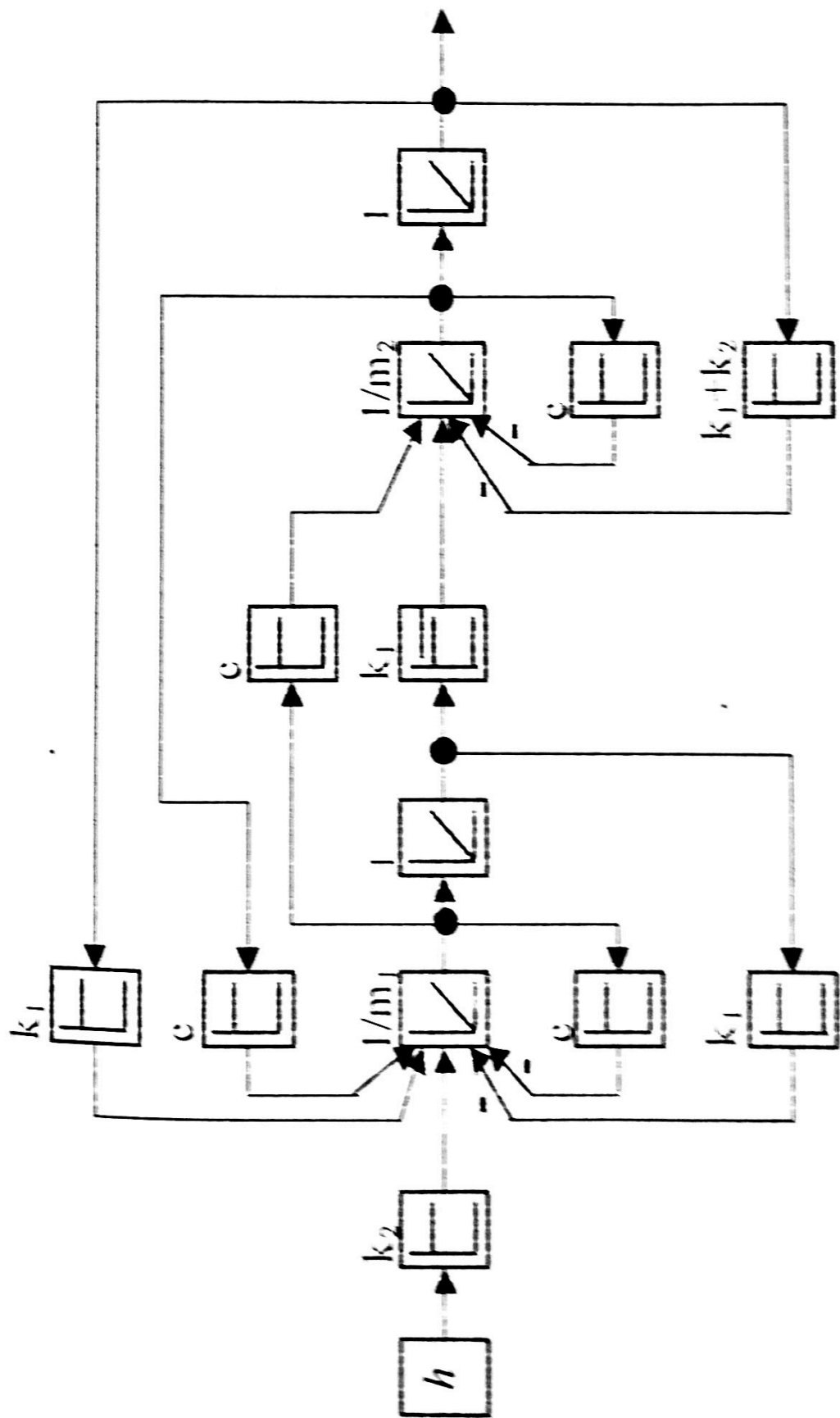


Fig. 8.6.

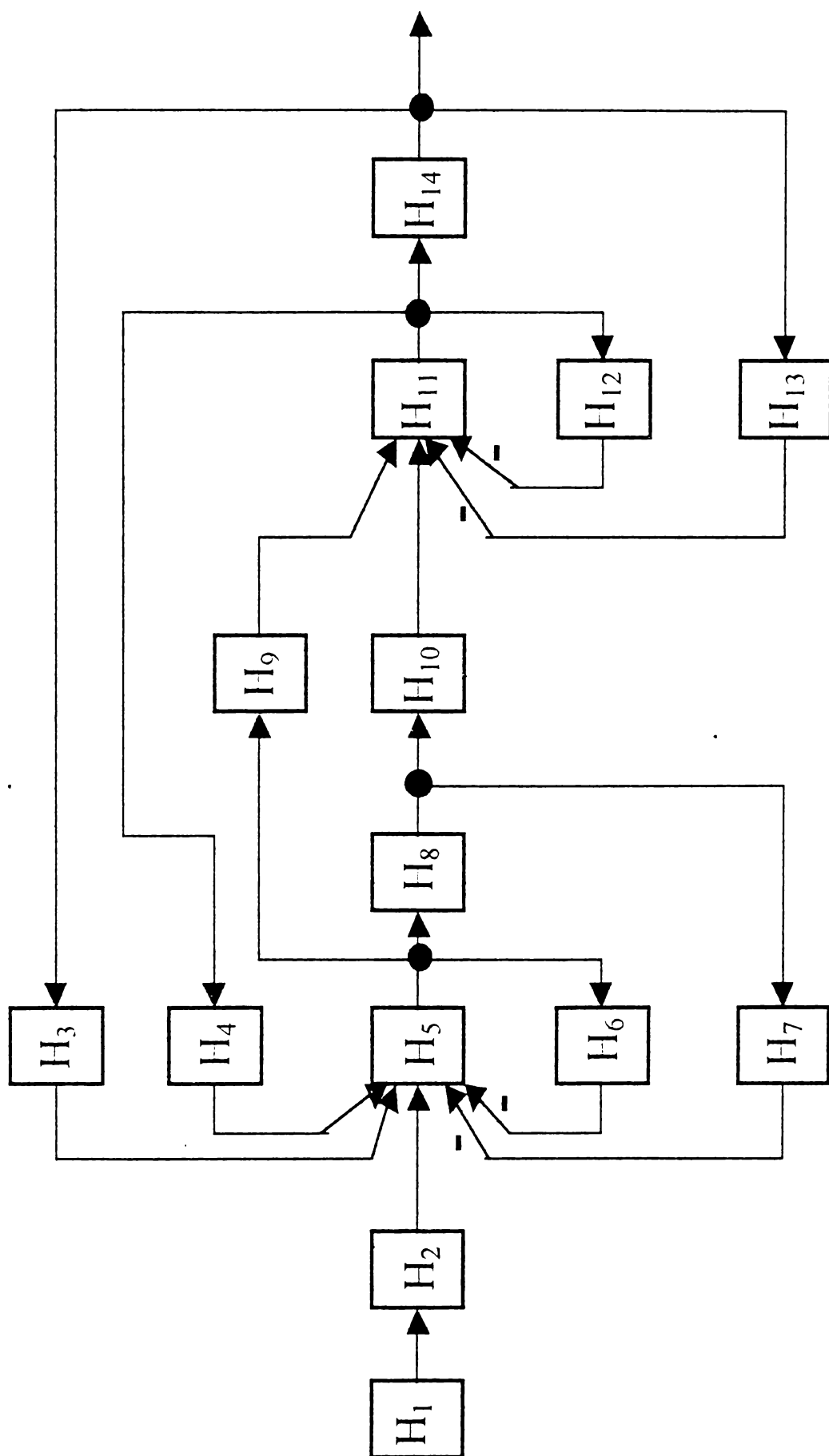


Fig.8.7.

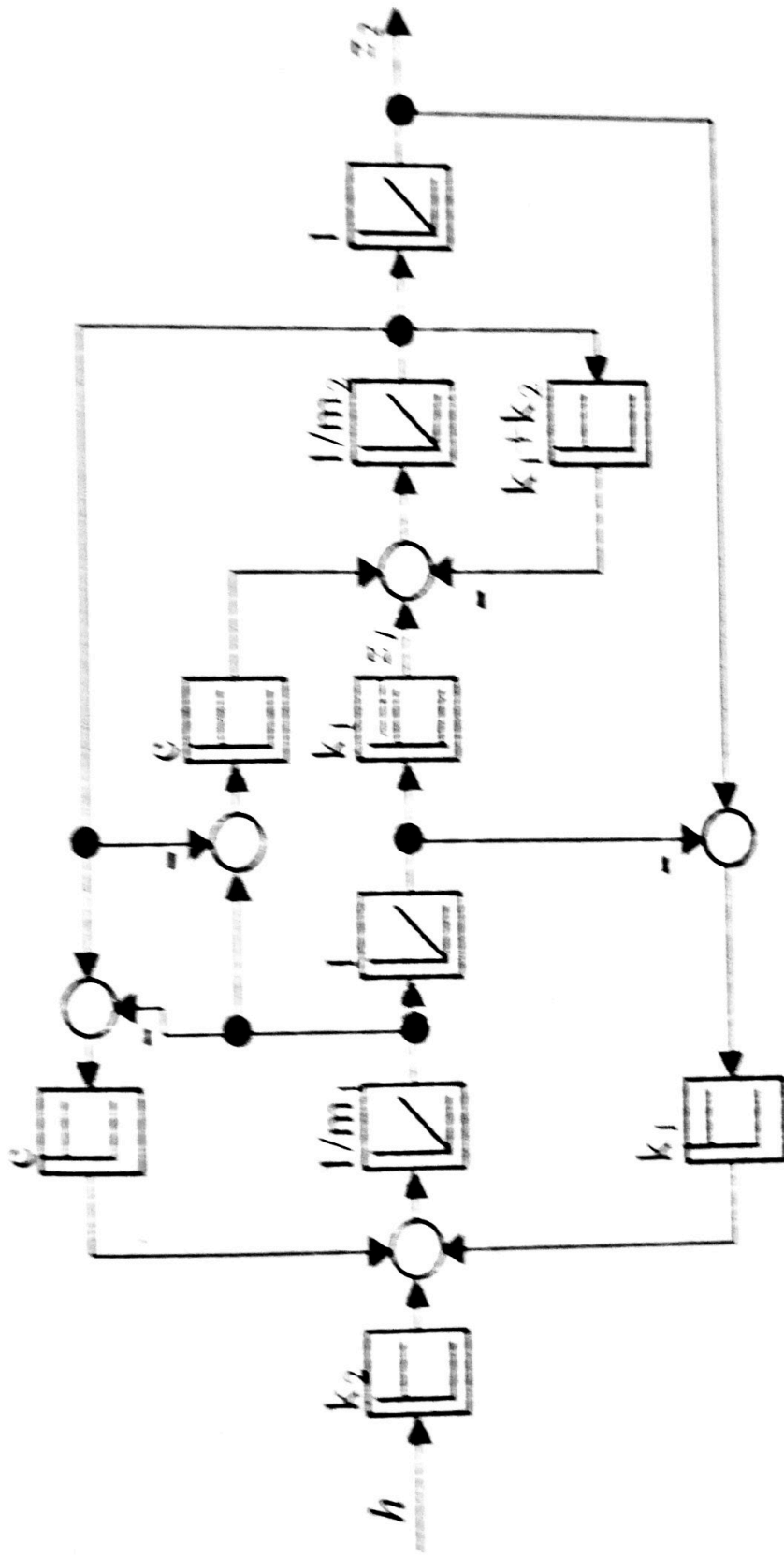


Fig.8.9.

Analizând conexiunile dintre blocurile componente ale schemei bloc informaționale reprezentate în fig.8.8, se construiește matricea de interconectare q [246]:

$$\underline{q} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 2 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 3 & 14 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 4 & 11 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 5 & 2 & 3 & 4 & -6 & -7 \\ 6 & 5 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 7 & 8 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 8 & 5 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 9 & 5 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 10 & 8 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 11 & 9 & 10 & -12 & -13 & 0 \\ 12 & 11 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 13 & 14 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 14 & 11 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

Se observă că matricea de interconectare q are 14 linii (număr egal cu numărul elementelor schemei) și 6 coloane (1+5; 5 fiind numărul maxim al intrărilor unui bloc). În continuare, în mod asemănător cu cazul celorlalte sisteme studiate, se poate scrie un program de simulare folosind mediul de programare MathLab.[242]

Elementele schemei reprezentate în fig.8.7 sunt caracterizate prin următoarele funcții de transfer:

$$\begin{aligned} H_1 &= 1; & H_2 &= k_2; & H_3 &= k_1; \\ H_4 &= c; & H_5 &= \frac{1}{m_1 s}; & H_6 &= c; \\ H_7 &= k_1; & H_8 &= \frac{1}{s}; & H_9 &= c; \\ H_{10} &= k_1; & H_{11} &= \frac{1}{m_2 s}; & H_{12} &= c; \\ H_{13} &= k_1 + k_2; & H_{14} &= \frac{1}{s}. \end{aligned} \quad (8.9)$$

În urma rulării programului MathLab, dacă se dau ca mărimi de intrare valorile pentru m_1 , m_2 , c , k_1 , k_2 și h , se pot obține caracteristicile de frecvență și variația în timp a semnalelor de ieșire, y_1 și y_2 , deci răspunsul sistemului.[121]

O a treia modalitate de obținere a răspunsului sistemului poate fi obținută pornind de la una dintre schemele bloc informaționale reprezentate în fig.8.5 sau fig.8.9. Astfel, din schema bloc informațională se poate construi o schemă de tip FA cu AO, adică filtru activ cu amplificatoare operaționale. Fiecărei componente din schema bloc îi corespunde câte un anumit tip de amplificator operațional.[65][243]

Astfel, pentru un element de tip proporțional, amplificatorul operațional corespunzător este reprezentat alăturat (fig.8.10).

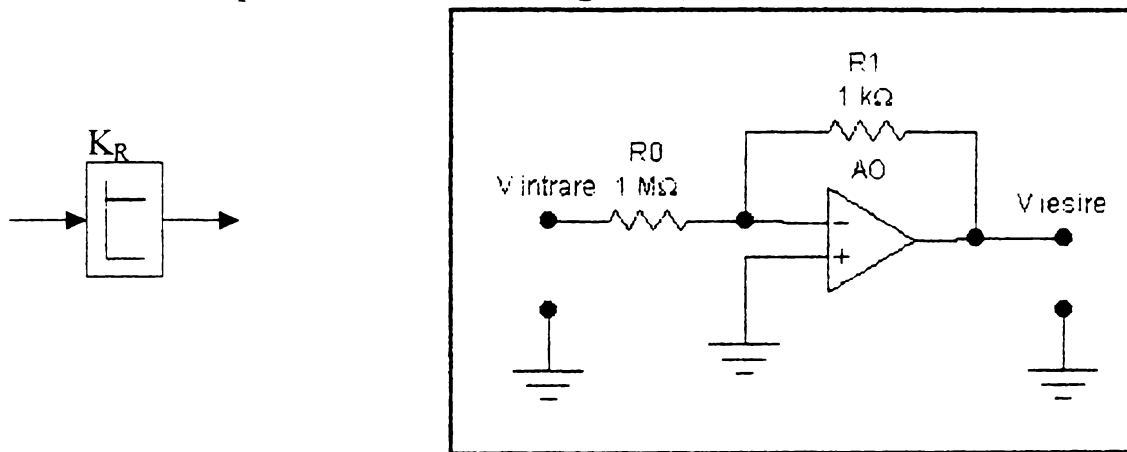


Fig.8.10

fiind valabilă relația:

$$K_R = \frac{R_1}{R_0}. \quad (8.10)$$

De asemenea, pentru un element de transfer de tip integrator există corespondența:

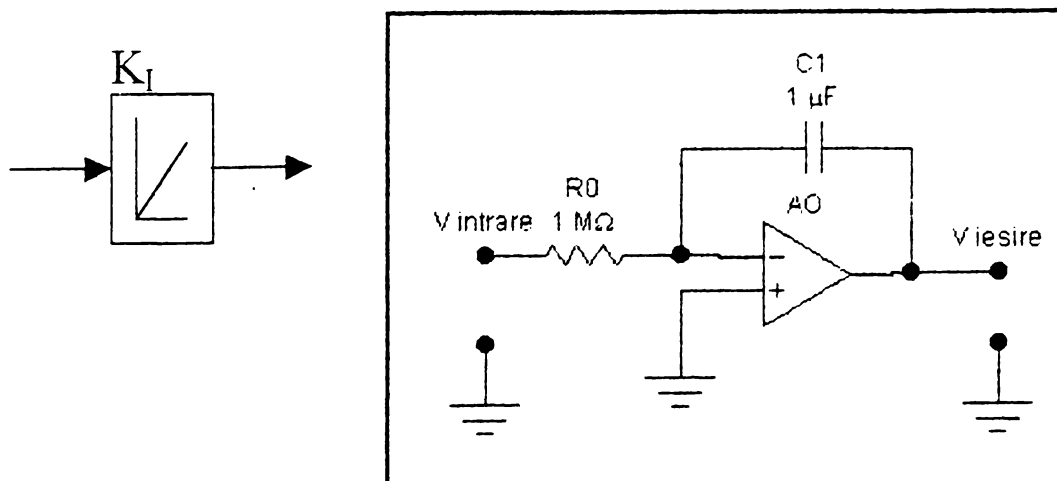


Fig.8.11.

fiind valabilă următoarea relație de corespondență:

$$K_i = \frac{1}{R_0 C_1} \quad (8.11)$$

Astfel pentru cazul în care $K_i=1$, pot rămâne valabile valorile din figura anterioară.

Pentru sumatoare, se pot folosi tot AO (amplificatoare operaționale) caracteristice pentru ET – P (element de transfer de tip proporțional), dar se pun mai multe intrări. Ca exemplu se consideră un sumator cu două intrări:

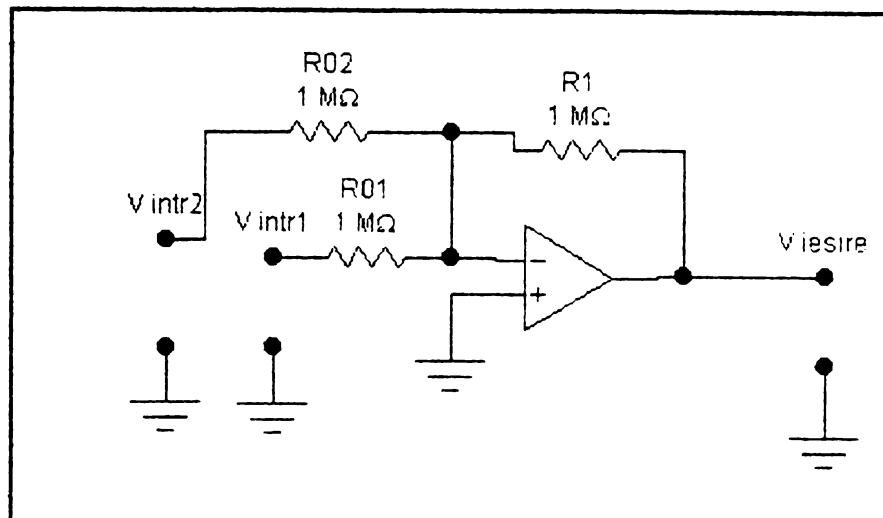


Fig.8.12.

Pentru obținerea semnalului de intrare se pot folosi diferite surse de tensiune de curent continuu sau curent alternativ, sau generatoare de semnal. În vederea vizualizării răspunsului sistemului, se poate utiliza un osciloscop. După construirea schemei de tip FA cu AO folosind mediul de dezvoltare Electronics Workbench, acesta oferă facilitatea simulării comportării circuitului, pe ecranul osciloscopului virtual afișat pe ecranul calculatorului, apărând diagrama de variație a răspunsului căutat. Un exemplu este redat în fig.8.13:

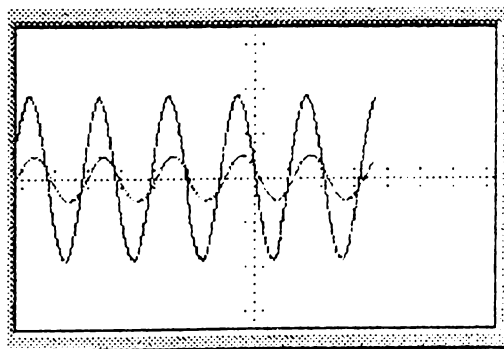


Fig.8.13

În construcția unei scheme cu amplificatoare operaționale trebuie să se țină cont și de faptul că la ieșirea unui amplificator operațional se obține un semnal de semn opus semnalului aplicat la intrare.

O altă modalitate de studiu constă în faptul că, pornind de la modelul mecanic se construiește modelul electric analog, într-una dintre cele două variante posibile, urmând studiul comportării acestora pe baza legilor electrocineticii binecunoscute:

legea lui Ohm, Teoremele lui Kirchhoff (T.K.I și T.K.II), legi aplicate unor circuite RLC (circuite oscilante formate din rezistoare electrice, bobine și condensatoare).[268][307]

O primă variantă a analogiei dintre un sistem mecanic oscilant și un circuit electric oscilant, numită și *analogie F-u* se bazează pe corespondența dintre anumite mărimi care caracterizează un sistem mecanic și alte mărimi care caracterizează circuitul electric oscilant analog. Astfel masei $m[\text{kg}]$ îi corespunde inductanța $L[\text{H}]$ a unei bobine, coeficientului de amortizare vâscoasă c îi corespunde rezistența electrică $R[\Omega]$ a unui rezistor electric, constantei elastice a arcului îi corespunde inversul capacității unui condensator, $\frac{1}{C}$, deplasării $y[\text{m}]$ îi corespunde sarcina electrică $q[\text{C}]$, vitezei $v = \frac{dy}{dt} = \dot{y}$ în corespunde intensitatea curentului electric, $i = \frac{dq}{dt} = \dot{q} [\text{A}]$, forței perturbatoare exterioare $F[\text{N}]$ îi revine ca și corespondent tensiunea electromotoare $e[\text{V}]$, pulsației $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$, pulsația $\omega_n = \sqrt{\frac{1}{LC}}$, forței de inerție $m\ddot{y}$, tensiunea electromotoare indusă $L \frac{di}{dt}$, forței $c\dot{y}$, căderea de tensiune pe rezistor, $R i$.

Mai există un al doilea tip de analogie între modelele mecanice și circuitele electrice oscilante, numită analogie II, sau *analogie F-i*. Această denumire derivă din faptul că forței mecanice îi corespunde intensitatea curentului electric din circuit.[80] Celelalte corespondențe conforme acestei analogii sunt:

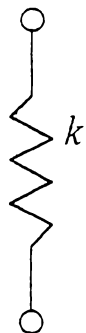
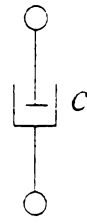
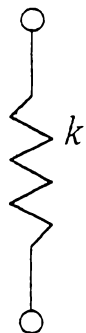
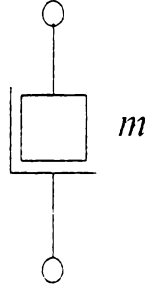
- masa, m – capacitatea electrică $C[\text{F}]$;
- coeficientul de amortizare vâscoasă c – conductanța electrică a rezistorului (inversul rezistenței electrice), $G = \frac{1}{R} [\text{S}]$;
- constanta elastică a arcului, k – inversul inductivității unei bobine, $\frac{1}{L}$;
- viteza, $v = \dot{y} = \frac{dy}{dt}$ – tensiunea electrică, $u[\text{V}]$;
- forța elastică din arc, $F = ky$ – mărimea intensității curentului electric care parcurge bobina, $\frac{1}{L} \int u dt$;
- forța de amortizare vâscoasă, $c\dot{y}$ – intensitatea curentului electric ce străbate rezistorul corespunzător, $Gu = \frac{1}{R} u$;
- forța de inerție corespunzătoare unei mase, $m\ddot{y}$ – intensitatea curentului electric ce trece prin condensator, $C \frac{du}{dt}$.

Astfel, unui model mecanic format dintr-o masă și un arc și-un element de amortizare vâscoasă legate în paralel, îi corespunde, conform acestei analogii un circuit electric oscilat RLC serie, iar în cazul în care arcul și elementul de amortizare vâscoasă sunt înseriate, atunci se obține ca circuit electric analog de tip circuit RLC derivație.

Pentru diferitele elemente sau grupuri de elemente ale circuitului electric analog se pot calcula impedanțele electrice $Z[\Omega]$, sau admitanțele $Y[S]$. Se precizează faptul că admitanța electrică reprezintă inversa impedanței electrice.[25]

Pentru modelul mecanic, se poate calcula impedanța mecanică Z , sau inversul acesteia – mobilitatea M , bineînțeles după construirea unui model mecanic echivalent.

Astfel, pentru elementele componente ale unui model mecanic sunt valabile următoarele simboluri și relații de calcul pentru impedanța mecanică și respectiv mobilitate:

- element cu amortizare vâscoasă:	$Z=c,$ $M=1/c;$		
- arc elastic:	$Z = \frac{k}{i\omega},$ $M=i\omega/c;$		
- masă:	$Z = i\omega m,$ $M = \frac{1}{i\omega m}.$		

De asemenea, pornind de la un model electric, reprezentat ca circuit electric, se poate construi un circuit magnetic analog, pe baza analogiei dintre circuitele electrice și cele magnetice, aplicându-se în acest caz legile caracteristice electromagnetismului.

Rezolvarea circuitelor magnetice cu ajutorul teoremelor lui Kirchhoff se face la fel ca în cazul circuitelor electrice, pe baza următoarelor analogii (corespondențe) [109]:

- flux magnetic fascicular $\Phi[Wb]$ <--> curent electric $I[A]$;
- tensiune magnetică $U_m[A]$ <--> tensiune electrică $U[V]$;
- solenație $Ni [Asp]$ <--> tensiune electromotoare $E[V]$;
- reluctanță magnetică $\mu [N/A^2]$ <--> conductivitate $\sigma [S/m]$.

Ca și concluzie se poate observa că răspunsul unui sistem mecanic la vibrații se poate obține în mai multe modalități, cum ar fi: programare Simnon, programare MathLab, simulare FA cu AO, circuite electrice oscilante analoage, lucrul cu impedanțe mecanice, simulare Simulink (este o aplicație conexasă mediului de dezvoltare MathLab) sau LabView. După cum se vede există o multitudine de variante și posibilități de simulare a comportării sistemelor mecanice la acțiunea

vibrațiilor, alegerea uneia dintre ele făcându-se funcție de complexitatea structurii, de instrumentația software avută la dispoziție și, nu în ultimul rând, funcție de abilitatea personalului de a folosi o anumită variantă de lucru.

În continuare se revine la modelul mecanic din fig.8.2 care reprezintă un model structurat simplificat a unei caroserii auto și la utilizarea pentru simulare a unui circuit electronic cu amplificatoare operaționale (FA cu AO).[70][243]

FA cu AO se obține pe baza schemei bloc informaționale reprezentate în fig.8.5, ținând cont de reprezentările din fig.8.6 – 8.9 și de precizările care le însoțesc.

Astfel, se obține schema electronică din fig.8.14:

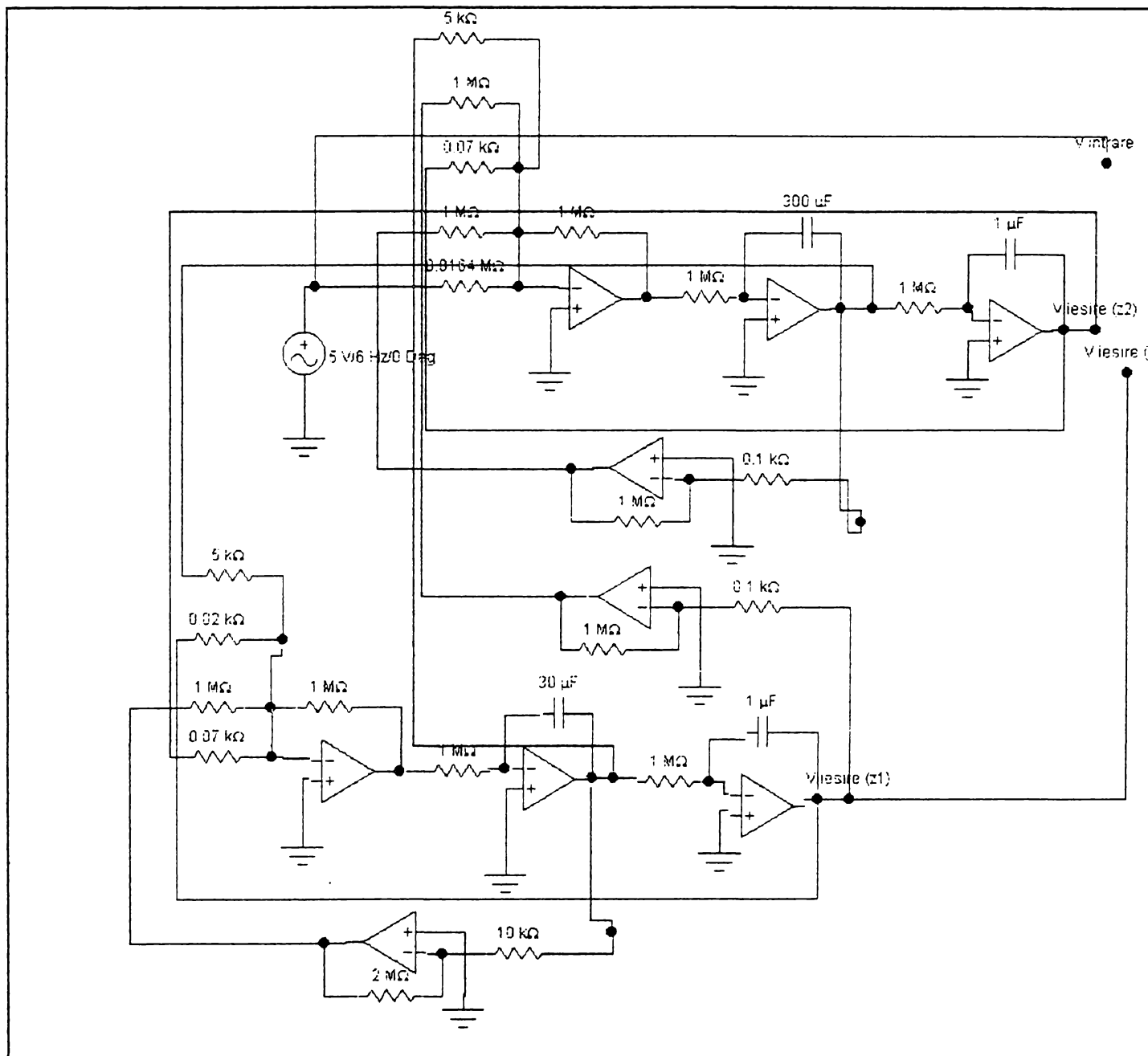


Fig.8.14

În modelul mecanic din fig.8.2 s-au considerat ca și mărimi de ieșire, variația deplasării caroseriei și a deplasării roții autovehiculului.

Mărimile corespunzătoare din circuitul cu amplificatoare operaționale aferent, reprezentat în fig.8.14, sunt potențialele electrice $V_{iesire(z1)}$ și respectiv $V_{iesire(z2)}$.

Semnalul de intrare în circuitul cu amplificatoare operaționale este dat de o sursă de curent alternativ, adică de un generator de tensiune alternativă sinusoidală, la care se poate regla valoarea tensiunii și valoarea frecvenței. Pentru o tensiune de 5V și o frecvență de 6 Hz, dacă acest semnal îl punem la una dintre intrările unui osciloscop, se obține următoarea variație:

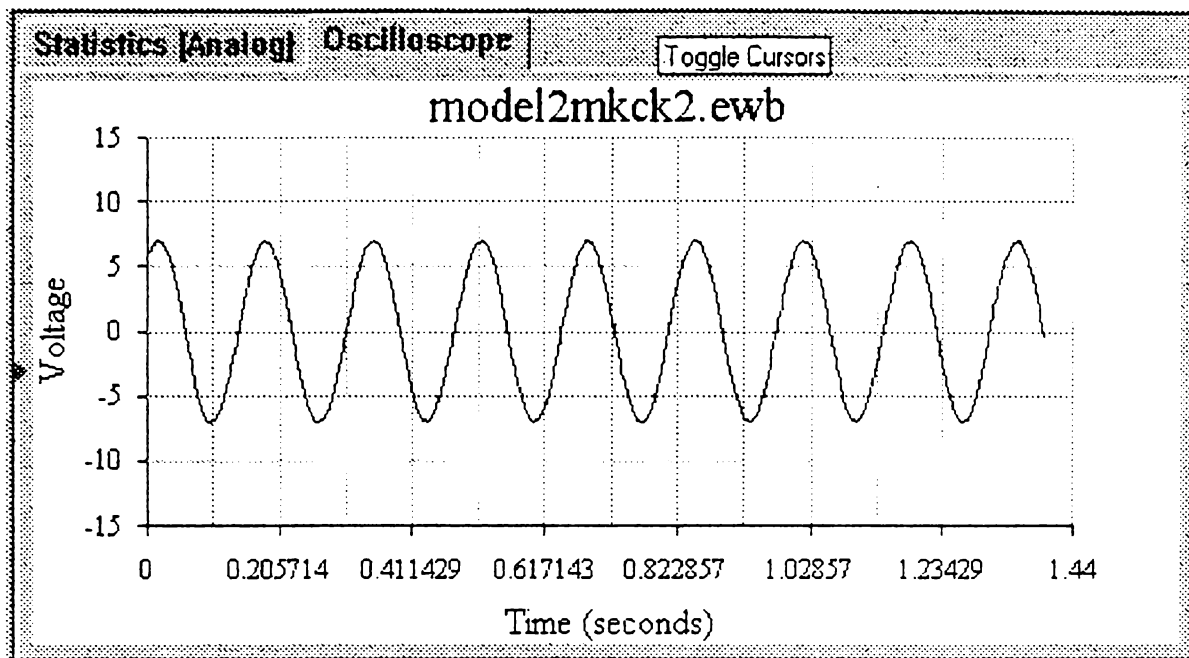


Fig.8.15.

Dacă se reprezintă, pe același grafic, semnalul de intrare și semnalul de ieșire corespunzător deplasării axului rotii, se obține fig.8.16:

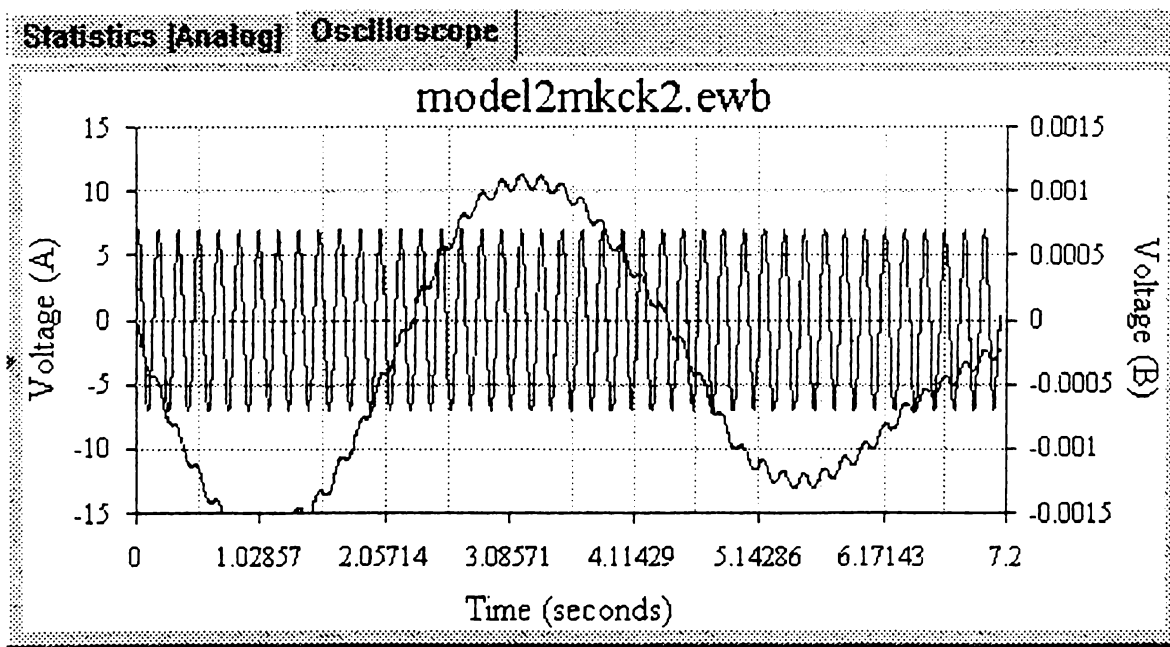


Fig.8.16.

În urma unei analize atente, se observă că cele două mișcări sunt în fază, datorită interpunerii în modelul mecanic între șosea și roată a unui arc, reprezentând cauciucul roții. Luând în considerare scările folosite în reprezentare, și anume 5 V/div pentru semnalul de intrare și 500 μV/div, și amplitudinile celor două mișcări se constată că a avut loc o atenuare de peste 1000 de ori. De asemenea, se mai observă și o mișcare de balans, de frecvență mult mai mică și cu amplitudine variind între anumite limite, mișcare imprimată roții autovehiculului.

Dacă se reprezintă mărimile precizate în fig.8.16 folosind aceeași scară, se obține:

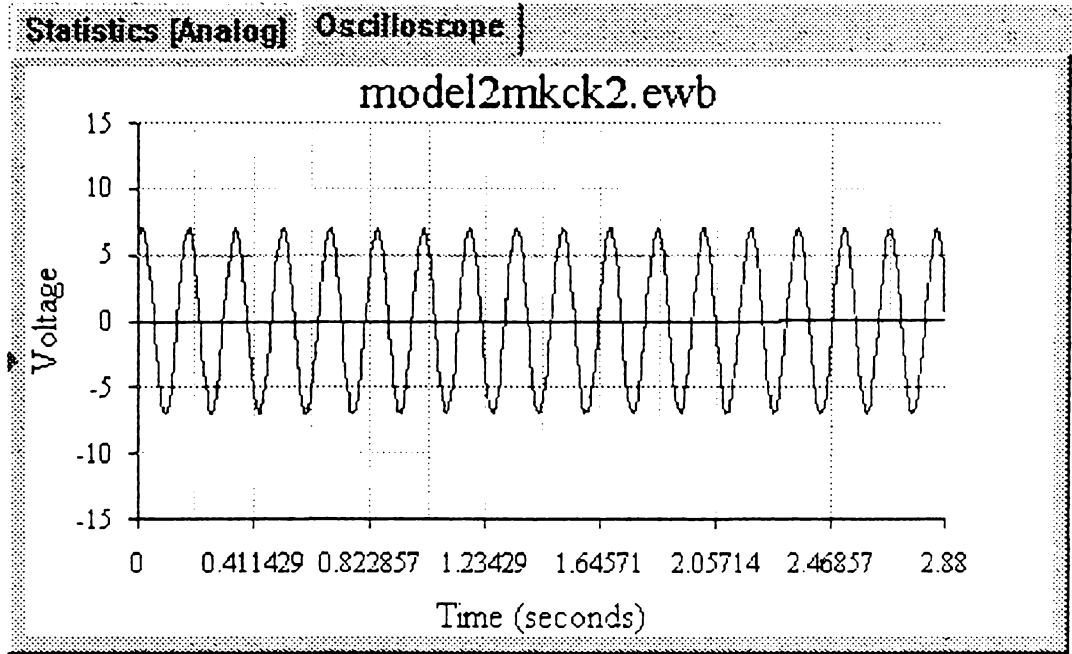
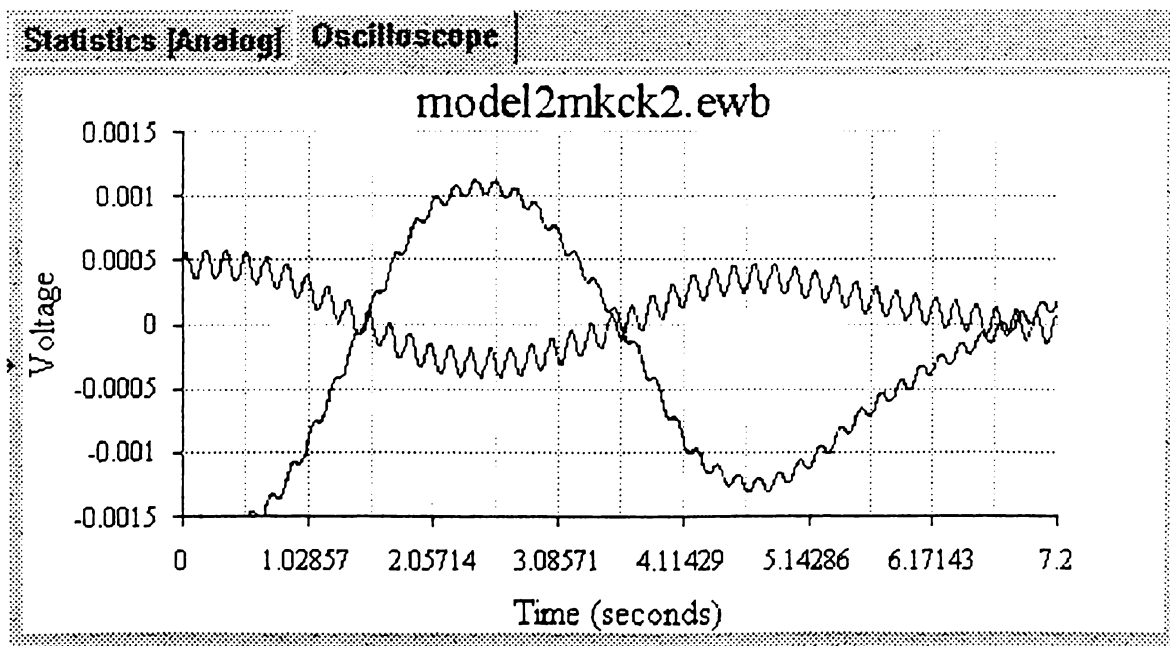


Fig.8.17.

Mărimile de ieșire sunt variația deplasării caroseriei și a roții autovehiculului, iar mărimile corespunzătoare din circuitul cu amplificatoare operaționale aferent, reprezentat în fig.8.14, sunt potențialele electrice $V_{ieșire(z1)}$ și respectiv $V_{ieșire(z2)}$.

Pentru a observa diferența dintre amplitudinile celor două mărimi fizice, este recomandabilă reprezentarea variației lor în timp pe același grafic și, dacă este posibil, folosind aceeași scară. Astfel se obține fig.8.18:



8.4. Concluzii

Între mișcarea oscilatorie a axului roții și cea a caroseriei, cu frecvența de vibrație egală cu cea a mișcării perturbatorii generate de denivelările drumului, se observă un mic defazaj datorat elementului de amortizare. Astfel, dacă prin arc se transmite o forță sinusoidală proporțională cu deplasarea ($F = ky$), prin elementul de amortizare se transmite o forță proporțională cu viteza ($F = cy$); deci dacă $y = y_0 \sin \omega t$, atunci $\dot{y} = y_0 \omega \cos \omega t$, prin compunerea cărora rezultă acel defazaj.

Se observă că apare o mișcare de balans și la corpul roții, cu o frecvență de aprox. 0,2 Hz, dar atenuată de aproximativ 3 ori și defazată cu aproximativ 180° . Defazajul este introdus de către elementul cu amortizare vâscoasă interpus între cele două mase, care împreună cu arcul de elasticitate k_1 , reprezintă sistemul de suspensie propriu-zis al mașinii.

9. MODEL MECANIC STRUCTURAT PE SEGMENTE AL ORGANISMULUI UMAN

9.1. Caracteristici biomecanice

Datorită actualei creșteri a vitezei vehiculelor și continuarea programelor spațiale, un important aspect al cercetării în domeniul biomecanicii îl reprezintă studiul comportamentului corpului uman la șocuri și vibrații. Este vorba despre transmisibilitatea forței și mișcării, precum și de mărimea forțelor care produc leziuni mecanice corpului. Experimentele realizate asupra ființelor umane au însă anumite limitări, motiv pentru care este necesar să se aproximeze corpul uman printr-un model matematic și să se analizeze comportamentul modelului prin prisma aproximărilor introduse în modelare și a observațiilor practice.

Deși organismul uman este un sistem organic complet unitar și nu poate fi tratat doar ca o singură masă, supus la vibrații de anumite frecvențe apare fenomenul de rezonanță, ceea ce arată că organismul poate fi reprezentat printr-un model cu parametri concentrați, format din mase și arcuri. Pe baza anumitor ipoteze este dezvoltată o analiză asupra evaluării valorilor maselor și elasticităților modelului fiind luat în considerare un model mecanic cu 15 grade de libertate pentru corpul uman.

Prezentul capitol reprezintă o încercare de a anticipa o abordare generalizată a modelării cu ajutorul unui sistem elastic, dat de un model antropometric al corpului uman.

Modelarea antropometrică este bazată pe identificarea segmentelor corpului prin anumite corpuri geometrice. Modelul prezentat consideră că segmentele sunt de aceeași formă și au densitate uniformă, deși a fost luată în considerare și variația ca formă și densitate.

Este prezentată o analiză sistematică pentru evaluarea valorilor maselor și elasticităților elementelor modelului. A fost luat în considerare un model al corpului uman cu 15 grade de libertate și sunt folosite datele antropometrice ale unui corp bărbătesc. Se calculează valorile maselor și elasticităților elementelor modelului.[27]

Modelarea corpului uman, a cuprins următoarele etape: a) segmentarea corpului, b) evaluarea valorilor maselor și elasticităților individuale, c) reunirea segmentelor ca puncte discrete și conectarea directă a maselor fără resorturi și d) evaluarea elasticității resoartelor de interconectare, pe baza valorilor elasticităților segmentelor luate individual.

9.2. Ipoteze simplificatoare

Corpul uman este format, fizic, din segmente distincte: cap, gât, trunchi, brațe, etc. Acestea au constituit într-adevăr baza modelării antropomorfe. Segmentele antropomorfe furnizează o alegere naturală pentru identificarea cu masele concentrate

ale modelului vibrator. Acest model este redat în fig.9.1., fiind format din 15 segmente corporale cu 14 legături:

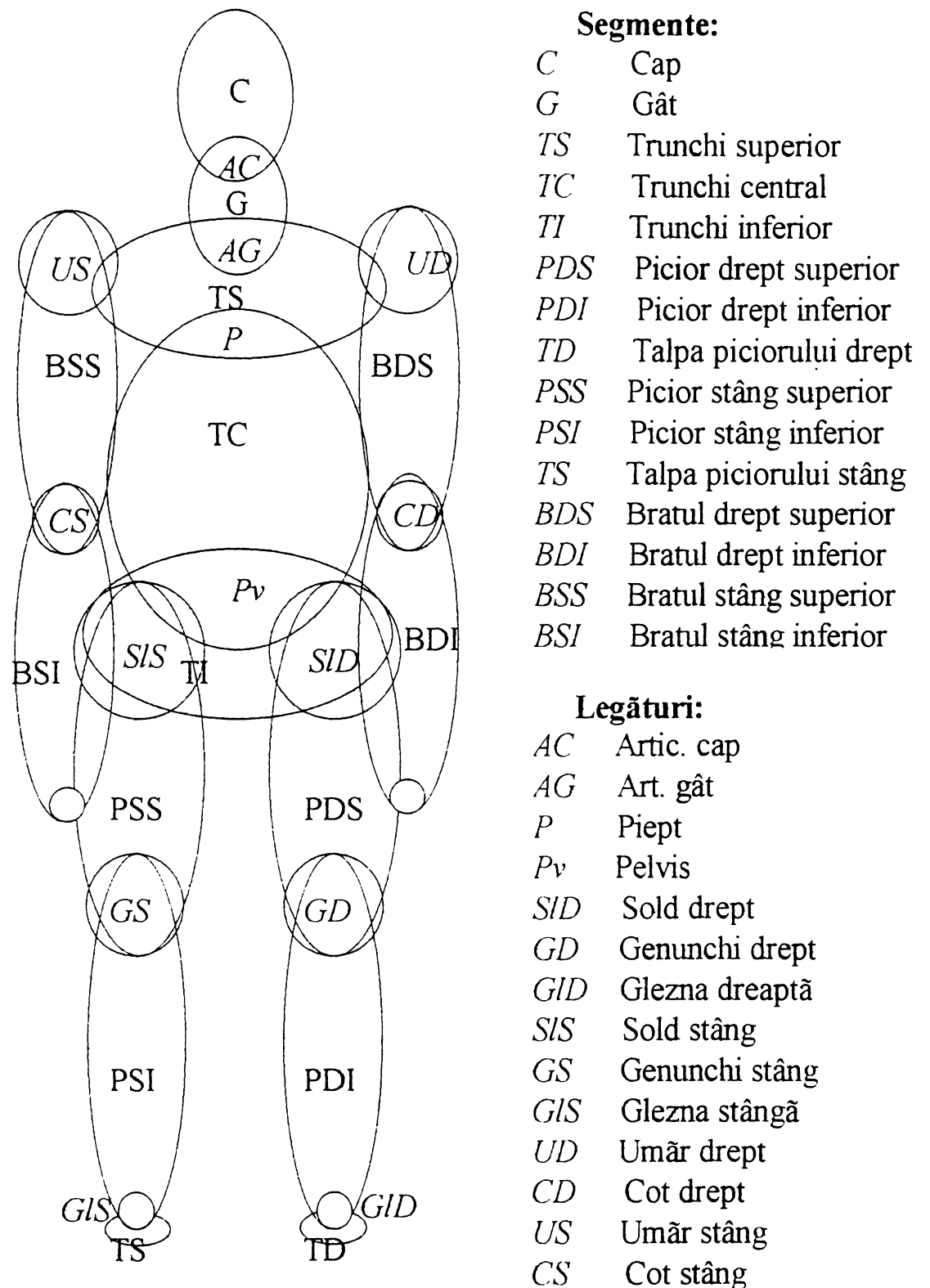


Fig.9.1. Model antropomorfic al corpului uman

În continuare se vor schița ipotezele de bază folosite în elaborarea modelului [214]:

1. - Pentru calcularea caracteristicilor masice și dimensionale, segmentele corpului se consideră a fi elipsoizi (fig 9.2).

2. - Deși corpul omenesc nu este în realitate omogen, densitatea volumică a diferitelor segmente corporale se poate lua aproape aceeași. Densitatea fiecărui segment este considerată deci a fi aceeași și egală cu densitatea medie a întregului corp.

3. - În modelarea corpului unei persoane stând în picioare, elementele elastice sunt considerate a fi axiale, permițând numai vibrații pe direcție verticală. Aceasta este într-adevăr o ipoteză majoră prin faptul că articulațiile corpului uman introduc mai multe grade de libertate. În principiu, la excitația aplicată asupra bazei unei persoane așezate în picioare, vibrațiile axiale sunt cele dominante.

4. - Pentru calculul elasticității diferitelor segmente ale corpului se consideră că elipsoizii sunt trunchiați la capete (fig.8.3). Ipoteza este adoptată pentru a evidenția faptul că în modelul real, din fig.9.1, elipsoizii adiacenți trebuie să aibă un contact de suprafață. Un model cu elipsoizi a căror contact este punctiform ar putea fi de fapt fragil, atâta timp cât suprapunerile determină rigiditatea modelului.

5. - În legătură cu caracteristicile mecanice în direcție axială, se presupune că elipsoizii sunt corpuri omogene, identice și liniare din punct de vedere elastic, ipoteză necesară pentru a justifica liniaritatea elementelor elastice.

6. - Neglijând efectul tuturor celorlalti factori, se presupune că deformația axială a elipsoizilor este transmisă la oase și țesuturi. În continuare, modulul de elasticitate axial al elipsoizilor este aproximat prin media geometrică a modulelor de elasticitate axiale ale oaselor și țesuturilor. Modul de combinare a proprietăților mecanice ale componentelor astfel încât să conducă la obținerea unui model elastic realist pentru segmentele corporale, rămâne însă incomplet rezolvat.

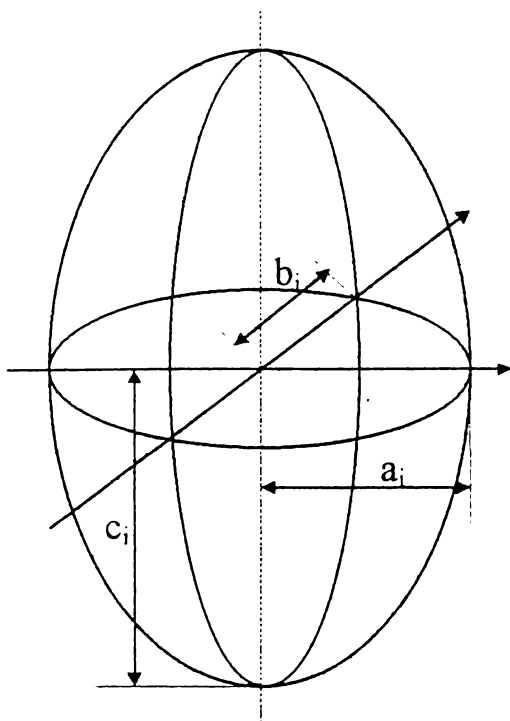


Fig.9.2.
Segment elipsoidal

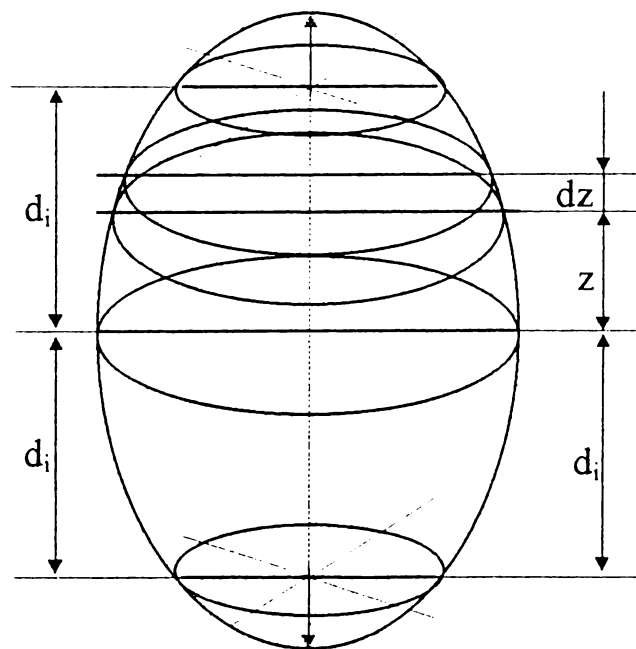


Fig.9.3.
Elipsoid trunchiat

9.3 Masele și elasticitățile segmentelor corpului

Ținând cont de primele două ipoteze discutate în secțiunea anterioară, masa fiecărui segment în parte este proporțională cu volumul și poate fi exprimată ca fiind o fracțiune din masa totală a corpului. Astfel, dacă a_i , b_i sau c_i sunt semiaxele unui elipsoid (Fig.9.2), atunci masa sa M_i poate fi obținută cu relația:

$$M_i = \frac{M \cdot a_i \cdot b_i \cdot c_i}{\left(\sum_{j=1}^n a_j b_j c_j \right)} \quad (9.1)$$

în care:

n este numărul segmentelor,

M este masa totală a corpului,

M_i este masa segmentului elipsoidal și masa elementului corespunzător din modelul vibratoriu.

La evaluarea elasticității unui segment se ia în considerare tensiunea dintr-un elipsoid trunchiat, asemeni celui reprezentat în Fig.9.3. În vederea aproximării privind proprietățile mecanice și neglijând tensiunile datorate propriei greutate comparativ cu cele datorate forțelor exterioare de rezistență, expresia elasticității axiale a elipsoidului poate fi determinată din:

$$S_i = \frac{\pi \cdot E \cdot a_i \cdot b_i}{c_i \cdot I_i} \quad (9.2)$$

În relația de mai sus, E este modulul de elasticitate al elipsoidului trunchiat și, conform ipotezei (6), este dat de:

$$E = (E_b \cdot E_t)^{\frac{1}{2}} \quad (9.3)$$

unde:

E_t este modulul de elasticitate al osului,

E_b este modulul de elasticitate al țesutului.

Deasemenea,

$$I_i = c_i \int_{-d_i}^{d_i} \frac{dz}{(c_i^2 - z^2)} = \log \left(\frac{c_i + d_i}{c_i - d_i} \right) \quad (9.4)$$

în care, conform Fig.9.3, d_i este jumătate din lungimea elipsoidului trunchiat.

Ar fi convenabilă scrierea expresiei (9.4) sub următoarea formă:

$$I_i = \log \left(\frac{2 - t'_r}{t'_r} \right) \quad (9.5)$$

în care

$$t'_r = 1 - \frac{d_i}{c_i} \quad (9.6)$$

poate fi denumită ca factor de trunchiere.

Se poate vedea din ecuațiile (9.2), (9.5) și (9.6), cât de importantă este influența trunchierii asupra rigidității.

Având identificate segmentele distincte ale corpului, modelul vibratoriu poate fi obținut prin înlocuirea segmentelor prin mase rigide și conectarea acestora prin elemente elastice liniare. Astfel, corpul uman poate fi modelat printr-un sistem elastic cu 15 grade de libertate. [214]

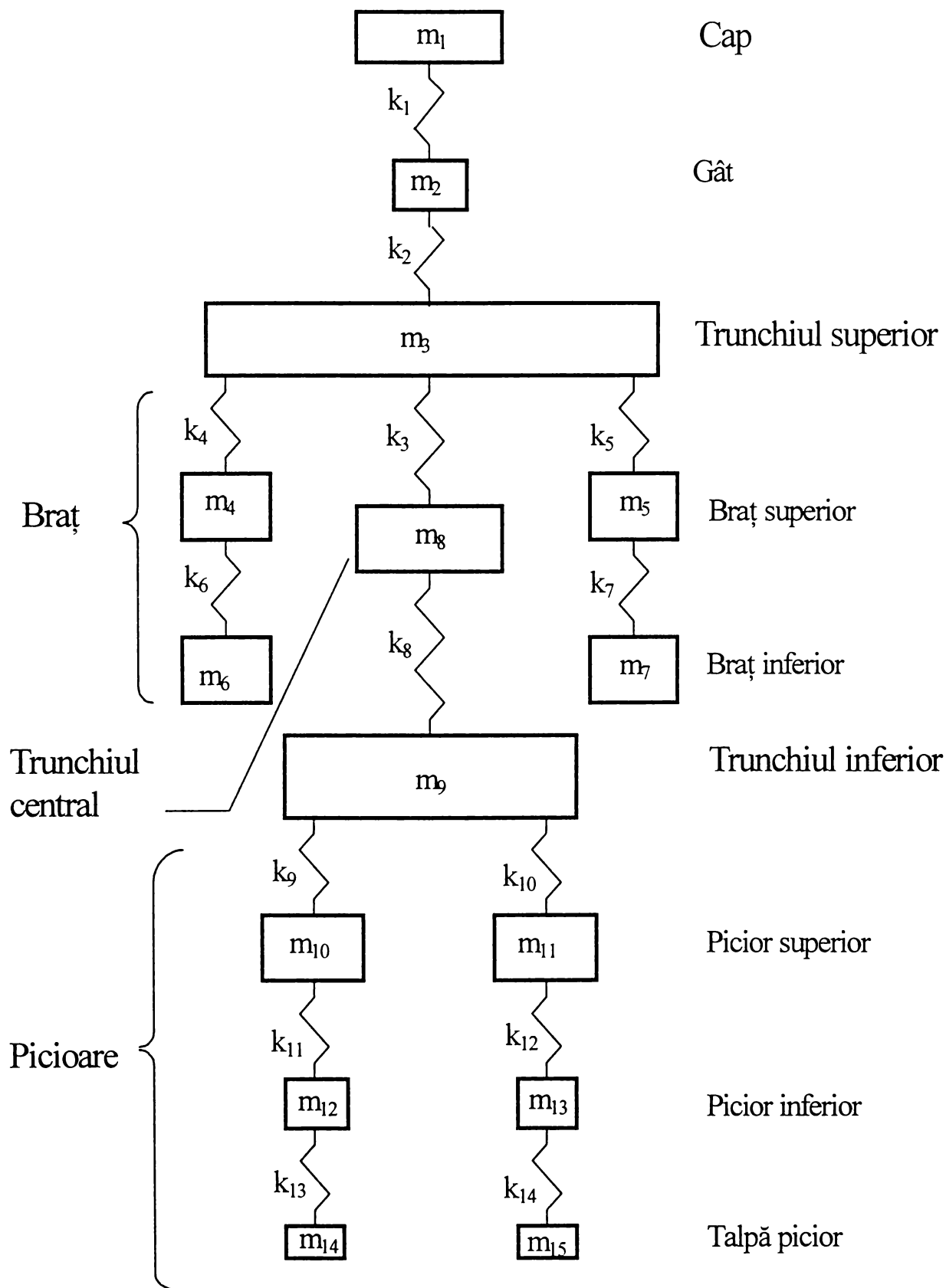


Fig.9.4. Model mecanic al corpului uman

În modelul mecanic reprezentat în fig.9.4, masa fiecărui element rigid este egală cu masa segmentului corespunzător din fig.9.1. Valoarea elasticităților arcurilor se obține prin combinarea potrivită a elasticităților segmentelor adiacente. Diferitele segmente din corp sunt fizic conectate într-o serie de moduri.

Analiza vibrațiilor are o deosebită importanță în evaluarea valorilor maselor și elasticităților elementelor modelului. Considerând cazul vibrațiilor libere, ecuațiile mișcării modelului vibratoriu pot fi scrise:

$$[M] \cdot \{\ddot{y}\} + [K] \cdot \{y\} = 0 \quad (8.7)$$

unde $[M]$ și $[K]$ sunt respectiv, matricea de inerție și matricea de rigiditate, acestea fiind matrici pătratice, cu dimensiunea 15×15 . Matricea $[M]$ este o matrice diagonală cu 15 elemente masice. Matricea elasticităților poate fi ușor determinată cu ajutorul unor metode obișnuite de analiză a vibrațiilor.

9.4. Efectul factorului de trunchiere

Merită să ne îndreptăm atenția asupra efectului factorului de trunchiere care determină cât de mult vor fi trunchiate segmentele elipsoidale. Elasticitățile segmentelor și deci valorile frecvențelor și elasticităților modelului depind de valoarea trunchierii fiecărui elipsoid în parte. Factorul de trunchiere este deci un parametru important în modelare. Acesta poate fi diferit pentru fiecare segment al modelului, deși se poate face ipoteza că are aceeași valoare pentru toate segmentele.

Având valorile elasticităților modelului pentru orice valoare particulară a factorului de trunchiere (de exemplu $t_r=0,5$) valorile corespunzătoare oricărui alt factor de trunchiere pot fi obținute printr-un efort redus de calcul. Mai întâi se observă ușor din ecuațiile (9.2), (9.5) și (9.6) că trunchierea are influență asupra valorilor elasticităților arcurilor în aceeași măsură ca și asupra elasticității segmentelor. [214]

Astfel, pentru o valoare de 5% a trunchierii:

$$S_i = S_{i,0.05} \cdot \frac{I_{0.05}}{I} \quad (9.8)$$

$$K_i = K_{i,0.05} \cdot \frac{I_{0.05}}{I} \quad (9.9)$$

în care indicele i a lui I poate fi omis, întrucât t_r este considerat a fi același pentru toți elipsoizii, deci:

$$I = \log\left(\frac{2 - t_r}{t_r}\right) \quad (9.10)$$

Astfel, indicele "0,05" din ecuațiile (8.8) și (8.9) se referă pentru o valoare a lui t_r de 0,050.

9.5. Modelul mecanic

Un exemplu de folosire a metodologiei de elaborare a modelului corpului uman aflat în picioare, pentru un corp bărbătesc este prezentat în cele ce urmează.

Măsurile antropometrice ale corpului bărbătesc sunt date în tabelul 9.1.

Tabelul 9.1. Dimensiunile antropometrice ale unui om, având masa corpului $m = 75\text{kg}$

Simbol	Mărimea	Dimensiunea [cm]
L ₁	Înălțimea totală	171
L ₂	Înălțimea până la umeri	146
L ₃	Înălțimea până la încheietura mâinii	133
L ₄	Înălțimea până la talie	105
L ₅	Înălțimea până la șezut	93
L ₆	Lungimea capului	21
L ₇	Lățimea capului	17
L ₈	Distanța de la cap la bărbie	24
L ₉	Circumferința gâtului	38
L ₁₀	Lățimea umărului	46
L ₁₁	Grosimea pieptului	24
L ₁₂	Lățimea pieptului	35
L ₁₃	Grosimea taliei	27
L ₁₄	Lățimea taliei	28
L ₁₅	Grosime fese	22
L ₁₆	Lățime șold (în picioare)	35
L ₁₇	Distanța dintre umăr și cot	39
L ₁₈	Lungimea antebrățului	49
L ₁₉	Circumferința bicepsului	35
L ₂₀	Circumferința cotului	29
L ₂₁	Circumferința antebrățului	27
L ₂₂	Circumferința încheieturii mâinii	17
L ₂₃	Înălțimea până la genunchi	51
L ₂₄	Circumferința coapsei (pulpei)	48
L ₂₅	Circumferința piciorului superior	40
L ₂₆	Circumferința genunchiului	38
L ₂₇	Circumferința gambei	36
L ₂₈	Circumferința gleznei	22
L ₂₉	Înălțimea gambei	7
L ₃₀	Lățimea labei piciorului	10
L ₃₁	Lungimea labei piciorului	26

Aceste date pot fi folosite la determinarea semiaxelor diferitelor segmente elipsoidale. Astfel, de exemplu, pentru cap (m_1) semiaxe sunt:

$$a_1 = b_1 = \frac{\text{latime cap}}{2} = \frac{L_7}{2}, \quad c_1 = \frac{\text{lungime cap}}{2} = \frac{L_6}{2},$$

semiaxele gâtului (m_2) sunt:

$$a_2 = b_2 = \frac{(\text{circumferinta gatului})}{2\pi} = \frac{L_9}{2\pi}$$

$$c_2 = \frac{(\text{inaltimea totala} - \text{inaltimea pana al umar} - \text{lungimea capului})}{2} = \frac{L_1 - L_2 - L_6}{2}$$

pentru trunchiul superior (m_3):

$$a_3 = \frac{\text{latime piept}}{2} = \frac{L_{12}}{2}, \quad b_3 = \frac{\text{grosime piept}}{2} = \frac{L_{11}}{2},$$

$$c_3 = \frac{\text{dianta dintre umar si cot}}{4} = \frac{L_{17}}{4},$$

trunchiul central (m_8) are semiaxe:

$$a_8 = \frac{\text{latime talie}}{2} = \frac{L_{14}}{2}, \quad a_8 = \frac{\text{grosime talie}}{2} = \frac{L_{13}}{2},$$

$$c_8 = \frac{\text{dianta dintre umar si cot} - \text{lungimea antebratului}}{4} = \frac{L_{17} - L_{18}}{4},$$

pentru trunchiul inferior (m_9):

$$a_9 = \frac{\text{latime sold}}{2} = \frac{L_{15}}{2}, \quad b_9 = \frac{\text{grosime fese}}{2} = \frac{L_{15}}{2},$$

$$c_9 = \frac{\text{lungime antebrat}}{4} = \frac{L_{18}}{4}$$

pentru partea superioară a brațelor (m_4, m_5):

$$a_4 = b_4 = \frac{\text{circumferinta bicepsului}}{2 \cdot \pi} = \frac{L_{19}}{2 \cdot \pi}, \quad a_5 = a_4 \text{ și } b_5 = b_4,$$

$$c_4 = \frac{\text{dianta dintre umar si cot}}{2} = \frac{L_{17}}{2}, \quad c_5 = c_4,$$

pentru partea inferioară a brațelor (m_6, m_7):

$$a_6 = b_6 = \frac{\text{circumferinta antebratului}}{2 \cdot \pi} = \frac{L_{21}}{2 \cdot \pi}, \quad a_7 = a_6 \text{ și } b_7 = b_6,$$

$$c_6 = \frac{\text{lungime antebrat}}{2} = \frac{L_{18}}{2}, \quad c_7 = c_6,$$

pentru partea superioară a picioarelor (m_{10}, m_{11}):

$$a_{10} = b_{10} = \frac{\text{circumferinta piciorului superior}}{2 \cdot \pi} = \frac{L_{25}}{2 \cdot \pi}, \quad a_{11} = a_{10}, \quad b_{11} = b_{10} \text{ și}$$

$$c_{11} = c_{10}$$

$$c_{10} = \frac{\text{inalt. pana la umar} - \text{dist. dintre umar si cot} - \text{inalt. pana la genunchi}}{2} = \frac{L_2 - L_{17} - L_{23}}{2}$$

pentru partea inferioară a picioarelor (m_{12}, m_{13}):

$$a_{12} = b_{12} = \frac{\text{circumferinta gambei}}{2 \cdot \pi} = \frac{L_{27}}{2 \cdot \pi}, \quad a_{13} = a_{12} \quad \text{și} \quad b_{13} = b_{12},$$

$$c_{10} = \frac{\text{inaltimea pana la genunchi} - \text{inaltimea gambei}}{2} = \frac{L_{23} - L_{29}}{2}, \quad c_{13} = c_{12},$$

iar pentru tălpile picioarelor (m_{14}, m_{15}):

$$a_{14} = \frac{\text{latimea talpii piciorului}}{2} = \frac{L_{30}}{2}, \quad b_{14} = \frac{\text{latimea talpii piciorului}}{2} = \frac{L_{31}}{2},$$

$$c_{14} = \frac{\text{inaltimea gambei}}{2} = \frac{L_{29}}{2}, \quad a_{15} = a_{14}, \quad b_{15} = b_{14} \quad \text{și} \quad c_{15} = c_{14},$$

unde simbolurile L_1, L_2 , etc. sunt date în tabelul 8.1.

Trebuie făcută observația că în relațiile de mai sus s-a apreciat că distanța dintre umăr și articulația palmă-antebraț este egală cu lungimea totală a trunchiului, înălțimea trunchiului superior este egală cu jumătate din distanța dintre umăr și articulația palmă-antebraț, iar înălțimea trunchiului inferior este egală cu jumătate din lungimea antebrățului.

Formulele pentru calculul semiaxelor segmentelor sunt utilizate în programul de calcul *elipsm.pas*, aflat în Anexa 9.1.

Bazat pe analiza anterioară, parametrii caracteristici ai segmentelor corpului și ai modelului mecanic sunt obținuți folosind datele antropometrice din tabelul 9.1. Pentru determinarea valorilor elasticităților s-a considerat o trunchiere de 5 procente ($t_r=0,05$). O trunchiere mai mare ar mări aproximarea segmentelor corpului și ar face irelevantă folosirea elipsoizilor.

Cele 5 procente ale trunchierii valorilor elasticităților pot fi acum folosite ca bază la calculul valorilor corespunzătoare pentru orice alt factor de trunchiere. Un model asemănător poate fi construit și pentru un om așezat pe o placă vibrantă.

9.6. Programul de calcul

Pentru determinarea valorilor parametrilor modelului mecanic programul considerat este scris în limbajul de programare Turbo Pascal [46, 89, 151, 310], putând fi ușor transpus în Delphi sau VisualBasic (limbaje de programare Windows).

Programul se numește *elipsm.exe* și are ca program sursă *elipsm.pas*. Codul sursă al acestuia se găsește în Anexa 9.1. La rularea programului, după prezentarea de început, utilizatorului i se oferă două opțiuni; folosirea datelor implicite pentru valorile de intrare

(valori specificate de programator), sau i se cere să introducă datele de intrare de la tastatură.

În primul caz, se folosesc ca date de intrare cele specificate în tabelul 9.1. În cazul introducerii datelor de la tastatură, se cere operatorului să dea masa totală a corpului (în kg), apoi pe rând, fiecare dintre dimensiunile antropometrice.

Apoi programul efectuează calculele cerute de algoritmul prezentat, iar în final, se obțin valorile elasticităților elementelor componente ale modelului mecanic studiat. Se afișează pe ecranul calculatorului un tabel conținând valorile mărimilor intermediare calculate (valorile celor 3 mărimi specifice tuturor elipsoizilor care compun modelul, apoi masele elementelor componente, elasticitățile acestora), iar apoi un tabel cu valorile parametrilor.

De asemenea există și facilitatea tipăririi la imprimantă a tuturor datelor de intrare și a rezultatelor obținute, în vederea comparării acestora cu alte rezultate obținute ulterior.

Pe lângă cele prezentate, programul elipsm.exe oferă și alte facilități necesare unui studiu amănunțit, facilități descrise în paragraful următor.

9.7. Exemplu de calcul

În rularea programului folosim pentru început ca date de intrare: masa $m = 75$ kg, dimensiunile antropometrice specificate în tabelul 9.1, $L_1=171$ cm, $L_2=146$ cm, $L_3=133$ cm, $L_4=105$ cm, $L_5=93$ cm, $L_6=21$ cm, $L_7=17$ cm, $L_8=24$ cm, $L_9=38$ cm, $L_{10}=46$ cm, $L_{11}=24$ cm, $L_{12}=35$ cm, $L_{13}=27$ cm, $L_{14}=28$ cm, $L_{15}=22$ cm, $L_{16}=35$ cm, $L_{17}=39$ cm, $L_{18}=49$ cm, $L_{19}=35$ cm, $L_{20}=29$ cm, $L_{21}=27$ cm, $L_{22}=17$ cm, $L_{23}=51$ cm, $L_{24}=48$ cm, $L_{25}=40$ cm, $L_{26}=38$ cm, $L_{27}=36$ cm, $L_{28}=22$ cm, $L_{29}=7$ cm, $L_{30}=10$ cm, $L_{31}=26$ cm, iar factorul de trunchiere $t_r=5$ %.

Se obține pentru masele elementelor componente ale modelului mecanic următoarele valori: $m_1=2,94$ kg, $m_2=0,28$ kg, $m_3=7,95$ kg, $m_4=2,35$ kg, $m_5=2,35$ kg, $m_6=1,76$ kg, $m_7=1,76$ kg, $m_8=16,14$ kg, $m_9=18,30$ kg, $m_{10}=4,40$ kg, $m_{11}=4,40$ kg, $m_{12}=2,80$ kg, $m_{13}=2,80$ kg, $m_{14}=0,88$ kg, $m_{15}=0,88$ kg, iar pentru elementele elastice (arcuri): $k_1=7682,1$ N/m, $k_2=11042,0$ N/m, $k_3=6856,4$ N/m, $k_4=1654,3$ N/m, $k_5=1654,3$ N/m, $k_6=841,5$ N/m, $k_7=841,5$ N/m, $k_8=4581,6$ N/m, $k_9=1364,6$ N/m, $k_{10}=1364,6$ N/m, $k_{11}=820,3$ N/m, $k_{12}=820,3$ N/m, $k_{13}=20733,7$ N/m, $k_{14}=20733,7$ N/m.

Variația parametrilor k_i ($k_1 \dots k_{14}$) ai modelului mecanic funcție de valoarea trunchierii t_r este redată în continuare în fig.9.3, pe baza datelor din tabelul 9.2:

Tabelul 9.2

t_r [%]	1	5	9	13	17
k_1 [N/m]	5316,9	7682,1	9212,2	10555,9	11843,7
k_2 [N/m]	7642,3	11042,0	13241,3	15172,7	17023,7

k_3 [N/m]	4745,4	6856,4	8222,1	9421,3	10570,7
k_4 [N/m]	1145,0	1654,3	1983,8	2273,2	2550,5
k_5 [N/m]	1145,0	1654,3	1983,8	2273,2	2550,5
k_6 [N/m]	582,4	841,5	1009,1	1156,2	1297,3
k_7 [N/m]	582,4	841,5	1009,1	1156,2	1297,3
k_8 [N/m]	3171,0	4581,6	5494,2	6295,6	7063,6
k_9 [N/m]	944,4	1364,6	1636,4	1875,1	2103,8
k_{10} [N/m]	944,4	1364,6	1636,4	1875,1	2103,8
k_{11} [N/m]	567,7	820,3	983,7	1127,1	1264,7
k_{12} [N/m]	567,7	820,3	983,7	1127,1	1264,7
K_{13} [N/m]	14350,0	20733,7	24863,5	28490,1	31965,7
K_{14} [N/m]	14350,0	20733,7	24863,5	28490,1	31965,7

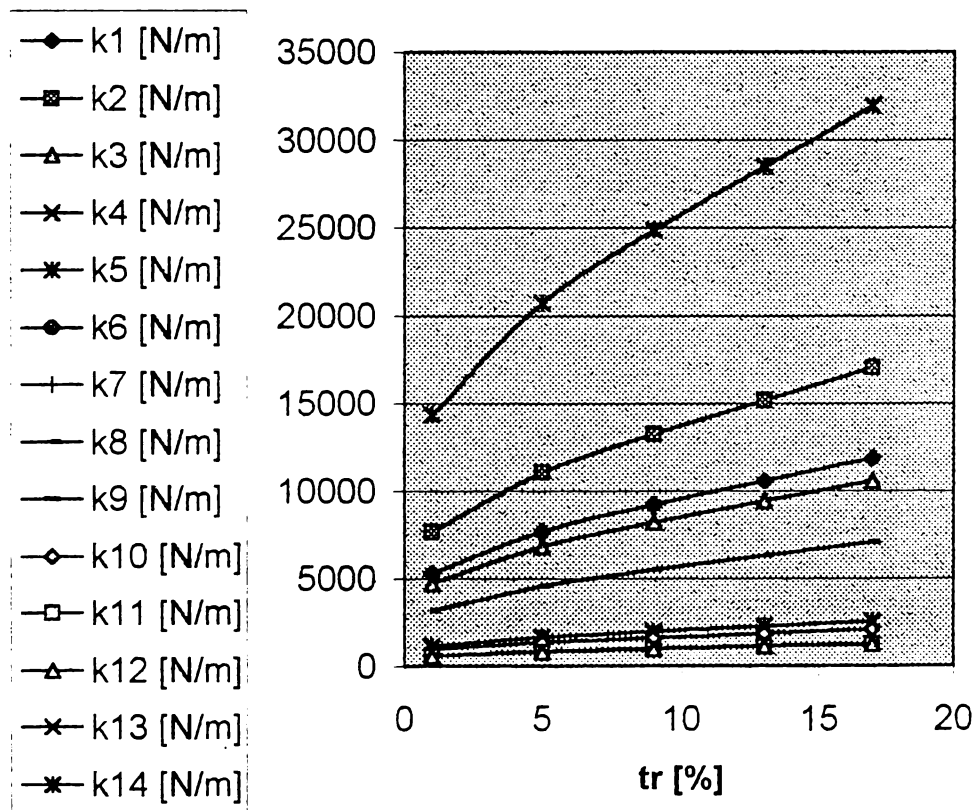


Fig.9.5.

Deoarece raportul $k/k_{0,05}$ este constant pentru un anumit t_r pentru toate cele 14 elemente elastice, pentru a evidenția variația lui k funcție de t_r , este folosit graficul din fig.9.6, obținut cu ajutorul datelor din tabelul 9.3, date rezultate în urma rulării programului elipsm.exe.

Tabelul 9.3.:

t_r	$k / k_{0,05}$	t_r	$k / k_{0,05}$
1	0,69	11	1,29
2	0,80	12	1,33
3	0,88	13	1,37
4	0,94	14	1,42
5	1,00	15	1,46
6	1,05	16	1,50
7	1,10	17	1,54
8	1,15	18	1,58
9	1,20	19	1,63
10	1,24	20	1,67

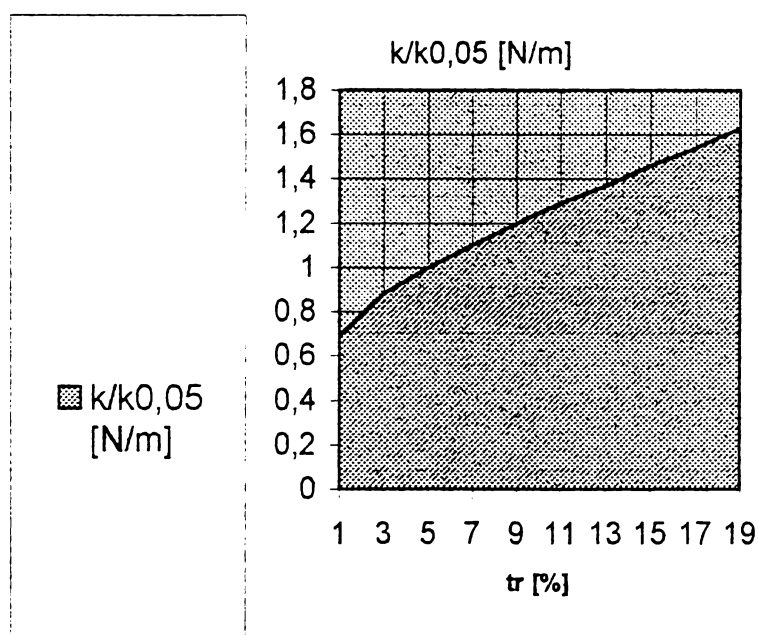


Fig.9.6.

Se observă o creștere a rigidității arcurilor odată cu creșterea valorii trunchierii. Se știe că valorile k pentru o aceeași persoană pot varia funcție de diferiți factori. Deoarece principalul factor al variației lui k este starea de contracție a musculaturii, se poate aprecia faptul că factorul de trunchiere este o măsură a gradului de contracție al mușchilor. Și, după cum se observă și din graficul precedent, o contracție a mușchilor (corespunzătoare unei creșteri a lui t_r) presupune o mărire a valorii parametrilor k .

Deasemenea se poate trasa variația parametrilor modelului mecanic, pentru persoane care au aceeași înălțime, funcție de “lățime”. Sunt necesare câteva precizări referitoare la algoritmul de calcul utilizat. Astfel, se consideră că dimensiunile

antropometrice care nu se referă la înălțime sunt majorate sau diminuate cu un anumit procent, n_i [%], după cum persoana este mai grasă (situație în care în relația următoare se consideră semnul +) sau mai slabă (când se pune semnul -). Deci dimensiunile antropometrice sunt,

$$L_i' = L_i \pm L_i \cdot \frac{n_i [\%]}{100} = L_i \cdot \left(1 \pm \frac{n_i [\%]}{100} \right) \text{ pentru } i = 7, 9..16, 19..22, 24..28, 30$$

Dacă se face notația $n = 1 \pm n_i$ atunci

$$L_i' = L_i \cdot \frac{n [\%]}{100}, \text{ pentru } i = 7, 9..16, 19..22, 24..28, 30$$

În funcție noile valori pentru dimensiunile antropometrice se pot calcula valorile corespunzătoare pentru semiaxele elipsoizilor și masa totală m .

Datele necesare pentru trasarea graficului sunt redate în tabelul 9.4 și sunt tot rezultatul rulării programului *elipsm.exe*. De asemenea rezultatele rulării acestui program sunt redate în Anexa 9.2.

Tabelul 9.4

n [-]	0,84	0,92	1	1,08	1,16
k_1 [N/m]	5420,4	6502,1	7682,1	8960,4	10337,0
k_2 [N/m]	7791,2	9345,9	11042,0	12879,3	14858,0
k_3 [N/m]	4837,8	5803,2	6856,4	7997,2	9225,9
k_4 [N/m]	1167,2	1400,2	1654,3	1929,5	2226,0
k_5 [N/m]	1167,2	1400,2	1654,3	1929,5	2226,0
k_6 [N/m]	593,7	712,2	841,5	981,4	1132,2
k_7 [N/m]	593,7	712,2	841,5	981,4	1132,2
k_8 [N/m]	3232,8	3877,9	4581,6	5344,0	6165,0
k_9 [N/m]	962,8	1154,9	1364,6	1591,6	1836,1
k_{10} [N/m]	962,8	1154,9	1364,6	1591,6	1836,1
k_{11} [N/m]	578,7	694,2	820,3	956,7	1103,7
k_{12} [N/m]	578,7	694,2	820,3	956,7	1103,7
k_{13} [N/m]	17416,3	19074,9	20733,7	22392,3	24051,0
k_{14} [N/m]	17416,3	19074,9	20733,7	22392,3	24051,0

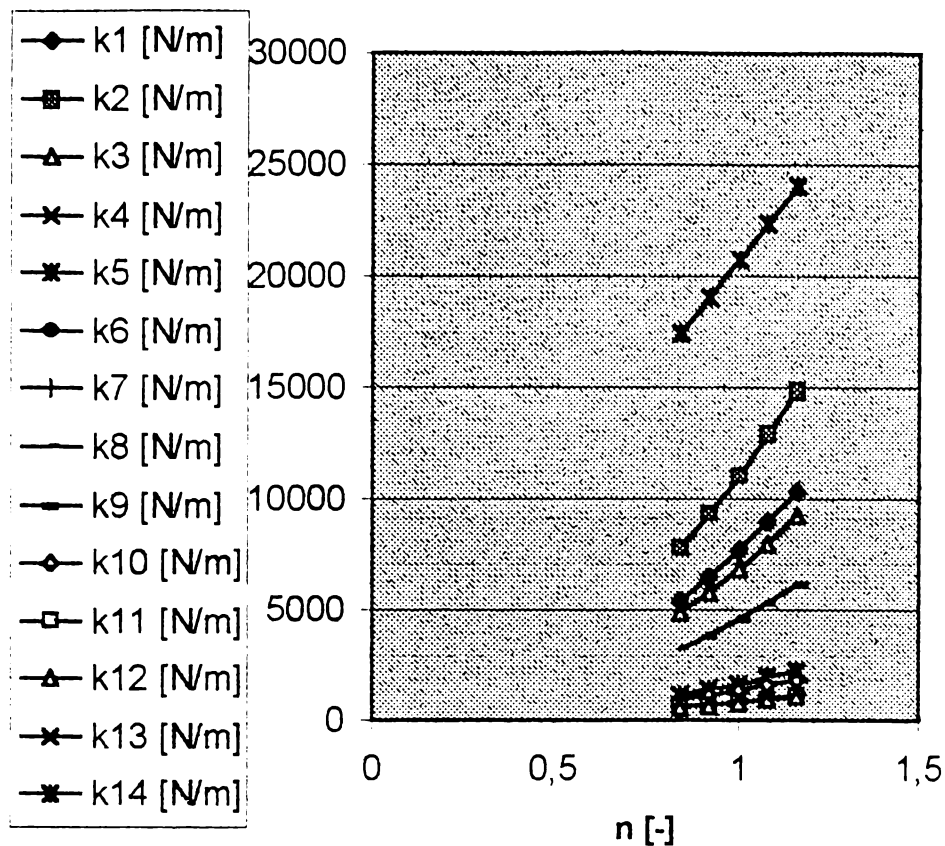


Fig. 9.7.

9.8. Concluzii

Procedura de modelare prezentată în acest capitol introduce severe ipoteze simplificatoare: aproximarea segmentelor corpului prin corpuri elipsoidale, trunchierea elipsoizilor și aprecierea elasticităților segmentelor prin media geometrică a modulelor de elasticitate a oaselor și țesuturilor.[214]

Pentru acest model mecanic studiat pot fi scrise ecuațiile diferențiale primare ale mișcării (un sistem de 15 ecuații diferențiale de ordinul II). Apoi, pornind de la acesta, se trece la construirea unei scheme bloc informaționale, pe baza căreia se obține matricea de interconectare, matrice care reflectă modalitățile de legătură dintre blocurile componente. Există deci în această situație, toate elementele necesare unui program de simulare MathLab. De asemenea, pornind de la acest model mecanic pot fi construite și altele pentru alte posibilități de așezare a corpului.

Modelul mecanic al corpului uman aflat în picioare pe o platformă studiat în acest capitol, prezintă ca principal avantaj față de modelele studiate anterior faptul că permite un studiu asupra comportării mecanice a corpului uman nu numai variind masa totală ci și funcție de dimensiunile antropomorfe corespunzătoare. Acest lucru este foarte important deoarece două corpuri de aceeași masă se comportă diferit datorită faptului că unul poate fi mai înalt și mai slab, iar celălalt mai scund și mai gras. Acest fapt poate fi evidențiat de către acest model deoarece modificarea dimensiunilor antropomorfe conduce la modificarea parametrilor elementelor componente ale modelului mecanic studiat.

10. STATICA POSTURALĂ

10.1. Prezentare generală

Preocupări în domeniul biomecanicii au existat din vechime, dar cercetări sistematice de biomecanică apar în timpul Renașterii. De exemplu Borelli, matematician și astronom italian, elev al lui Galilei, în sec. al XVII-lea, s-a ocupat de studiul zborului păsărilor și a înotului peștilor, stabilirea centrului de greutate al elementelor corpului, mișcările musculare și dinamica corpurilor la om și la animal, bazându-se pe principii mecanice s-a interesat de probleme de echilibru, de relații referitoare la diverse brațe de pârghii, momente ale articulațiilor. Se observă o interferență între matematică, fizică și anatomie.

Dezvoltarea biomecanicii este legată de progresul celorlalte științe pure sau aplicate, care au făcut posibil și, cel mai adesea, au impus progresul cunoștințelor și realizărilor în biomecanică. Sunt și exemple inverse, e drept mai puține, în care fundamentul teoretic a fost influențat de domeniul de aplicație.

Dependența reciprocă dintre biomecanică și alte discipline este evidentă. Domeniul biomecanicii este vast; în orice direcție privești se pot găsi probleme de bază și posibilitatea unor noi aplicații. În ultima perioadă biomecanica s-a diversificat, a dezvoltat și aprofundat domenii foarte diverse cu aplicații numeroase și variate:

- biomecanica în diagnosticul medical;
- biomecanica în tratament;
- biomecanica în sănătate și divertisment: sporturi, dezvoltarea corpului, longevitate;
- biomecanica în importante probleme ale societății: aeronautică și traficul aerian, medicină spațială, securitate rutieră, supraviețuire și răspuns la schimbările mediului înconjurător;
- biomecanica în probleme industriale și agricole;
- inginerie biomecanică;
- dispozitive de protecție, instrumente chirurgicale și medicale;
- agricultură;
- biomecanica în domeniul forestier, medicină veterinară.

Scopul final al biomecanicii este de a crea un model matematic care să descrie cantitativ mișcările tuturor părților esențiale ale corpului, sub toate influențele posibile ale forțelor exterioare.

Cazurile în care cercetările biomecanice au servit progresului științelor ingineresti sunt destul de rare, soluțiile tehnice întâlnite în natură fiind adesea foarte complicate.

Biomecanica contribuie la rezolvarea confortului omului atât la locul de muncă, cât și în repaus; în final putându-se spune că își aduce o contribuție însemnată la menținerea stării de sănătate a omului.

Statica posturală reprezintă una dintre multele ramuri ale biomecanicii.

Se numește postură menținerea în echilibru a corpului într-o poziție ortostatică sau oricare alta. În mecanismele posturii intervin elemente pasive, răspunzând legilor mecanice de echilibru al corpurilor și elemente active, de coordonare, prin intermediul musculaturii, comandate de sistemul nervos.

Informațiile necesare proceselor de reglare a posturii provin de la receptorii de mușchi, tendoane, ca și de la analizorul vizual și receptorii tactili, pentru stabilirea poziției relative față de alte corpuri.

Pentru a avea un reper în descrierea poziției diferitelor părți ale corpului, s-au stabilit trei plane de referință: planul sagital, frontal și transversal (orizontal). Se observă că planul sagital este un plan de simetrie, corpul uman având în cea mai mare parte o simetrie bilaterală. [14]

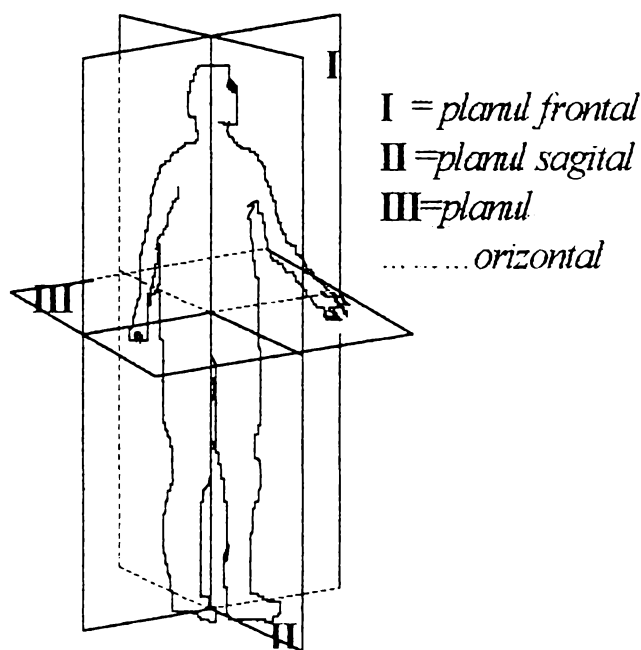


Fig. 10.1. Plane de referință

Se numește centru de greutate punctul de aplicație al rezultantei forțelor de greutate ale tuturor punctelor materiale care alcătuiesc sistemul. În cazul în care corpul are un plan de simetrie, centrul de greutate al corpului uman e în planul sagital. Mai exact, se află la intersecția dintre planul sagital, planul frontal și un plan orizontal la nivelul celei de a doua vertebre lombare.

În poziția ideală de stat în picioare, o linie verticală dusă prin centrul de greutate al corpului trece prin vertebra lombară inferioară și cea sacrală superioară, puțin prin spatele cavității articulației șoldului, prin fața articulației genunchiului și a gleznei, prin fața cutiei toracice a coloanei vertebrale aflate la baza craniului. [14]

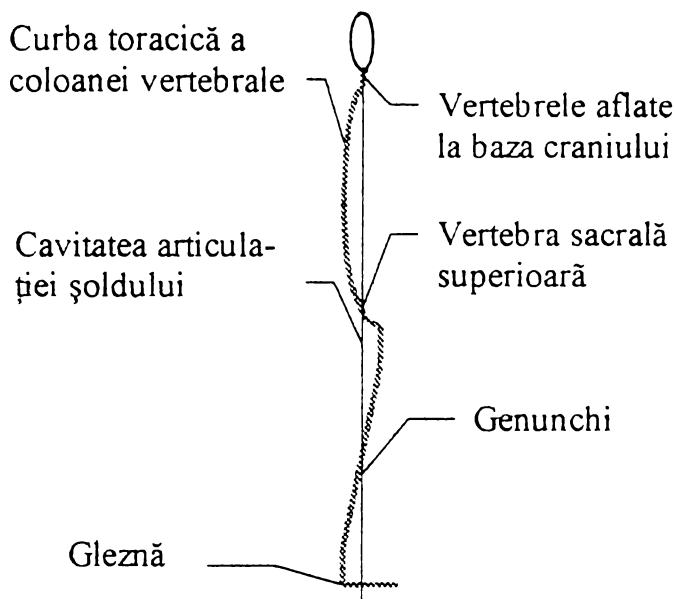


Fig.10.2.

În stabilirea centrului de greutate intervine dispoziția diferitelor segmente osoase, a ligamentelor și părților moi. Prin cercetări s-a demonstrat faptul că un om în poziție verticală are o activitate musculară deosebit de slabă, astfel că un echilibru tranzitoriu și instabil poate fi asigurat și în mod pasiv. De asemenea un rol important în echilibrul ortostatic îl au curburile coloanei vertebrale. De exemplu, dezvoltarea curburii lombare între 11 și 18 luni, aduce centrul de greutate pe verticala poligonului de susținere, permițând copilului să stea în picioare și să umble. Poligonul de susținere e reprezentat de suprafața poligonală obținută prin unirea punctelor extreme de contact ale corpului cu suprafața pe care se sprijină. Pentru ca un corp să se afle în echilibru, e necesar ca proiecția centrului de greutate să cadă în interiorul bazei de susținere. Echilibrul e cu atât mai stabil cu cât poligonul are o suprafață mai mare și centrul de greutate se găsește mai jos.

10.2. Considerații privind exactitatea datelor stabilografice

Echipamentul stabilografic în prezent este introdus în studiile biomecanice ale corpului uman precum și în practica spitalicească și este format din două mari componente:

1. instrumentul de măsură, stabilograful,
2. instrumentul pentru prelucrarea datelor.

Scopul acestui paragraf este de a evalua valoarea limită a parametrilor constructivi și de mediu necesari cunoașterii cu o anumită exactitate a mărimilor ce se măsoară, a deplasării orizontale a centrului de masă al corpului omenesc pe durata șederii în picioare. Pe deasupra sunt analizate și erorile introduse de către accelerații.

În acest capitol ne limităm doar la deplasările înainte și înapoi ale corpului uman. Modelul folosit este un pendul reversibil care este reprezentat în Fig.10.3. [170]

Semnificația notațiilor folosite este arătată în figură:

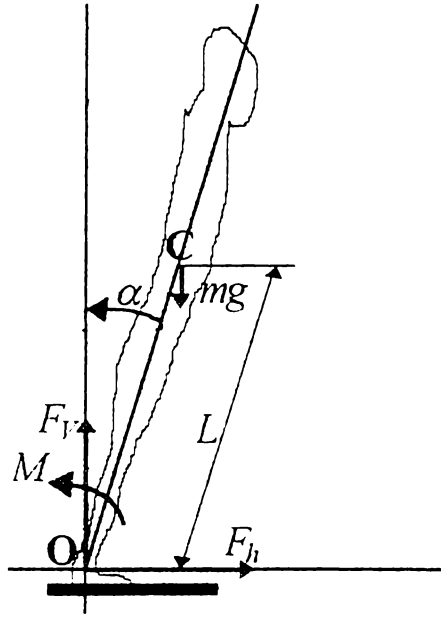


Fig.10.3. Model simplificat al omului stând în picioare

Din ecuațiile mișcării pendulului se obțin:

$$M = mgx - (J_z + mL^2) \frac{x}{L} \quad (10.1)$$

$$F_h = m x \quad (10.2)$$

$$F_v = mg \quad (10.3)$$

unde : m este masa totală a corpului,
 g este accelerația gravitațională,
 J_z este momentul de inerție al pendulului față de centrul de masă C, iar
 $x = L \sin \alpha$.

În aceste ecuații, deoarece deplasările unghiulare sunt mici, sunt utilizate aproximările $\sin \alpha = \alpha$ și $\cos \alpha = 1$.

În Fig.10.4. este desenată o reprezentare schematică a platformei de măsurare. În practică, valoarea deplasării orizontale măsurate x_{mv} a centrului de masă C derivă din:

$$x_{mv} = \frac{F_2 - F_1}{F_2 + F_1} b \quad (10.4)$$

Dacă poate fi măsurată forța F_3 , atunci accelerația orizontală \ddot{x}_h a lui C poate fi determinată și din deplasarea x_h a lui C prin dublă integrare.[150]

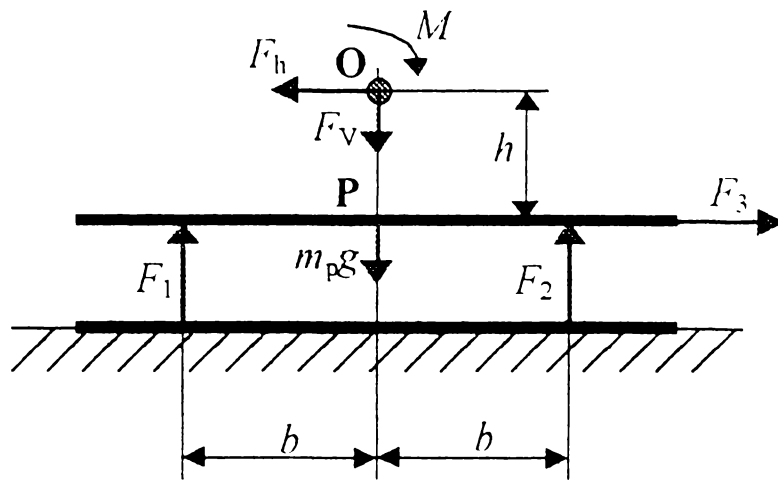


Fig.10.4. Platforma, geometria sa și forțele ce acționează asupra ei

10.3. Influența neorizantalității suportului platformei

În cazul platformei care nu este așezată orizontal ci înclinată cu un anumit unghi γ față de orizontală (vezi Fig.10.5), presupunem că forțele F_1 și F_2 au direcție perpendiculară față de suprafața platformei și că F_3 are direcție paralelă cu aceasta. În continuare se presupune că platforma are o rază de curbură mai largă în așa fel încât curbura platformei poate fi neglijată. [171]

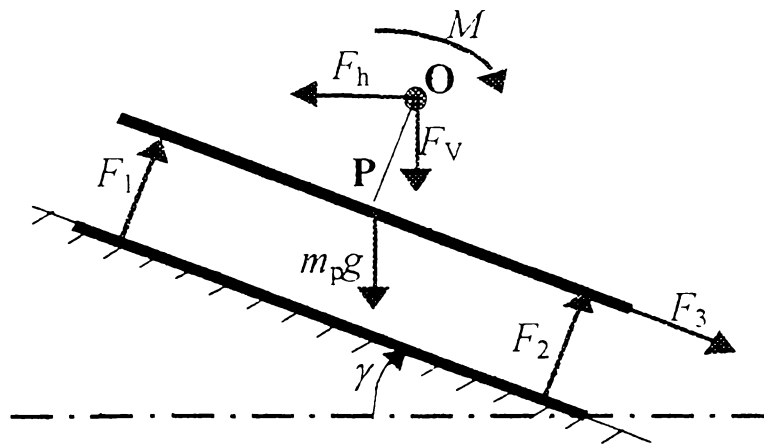


Fig.10.5. Cazul existenței unui unghi între suportul platformei și planul orizontal

Cu ajutorul ecuațiilor (10.1), (10.2) și (10.3), și a aplicării celei de-a treia legi a lui Newton, echilibrul platformei este descris de:

$$M + F_v h \sin \gamma - F_h h \cos \gamma - (F_2 - F_1)b = 0 \quad (10.5)$$

$$F_3 - F_h \cos \gamma + F_v \sin \gamma = 0 \quad (10.6)$$

$$F_1 + F_2 - F_h \sin \gamma - F_v \cos \gamma = 0 \quad (10.7)$$

Din ecuațiile (10.1) ÷ (10.7) se obține pentru x_{mv} :

$$x_{mv} = \frac{(x + h \sin \gamma) - \dot{x} \cdot \left[\frac{J_z}{mgL} + \frac{1}{g} (L + h \cos \gamma) \right]}{\cos \gamma + \frac{\ddot{x} \sin \gamma}{g}} \quad (10.8)$$

- I. Dacă $\gamma = 0$ și $\ddot{x} = 0$, din ecuația (10.8) se observă că valoarea lui x_{mv} este egală cu deplasarea reală x ;
 II. Dacă $\ddot{x} = 0$ și $\gamma \neq 0$ se observă că x_{mv} devine:

$$x_{mv} = \frac{x + h \sin \gamma}{\cos \gamma} \quad (10.9)$$

Pentru a estima care dintre valorile lui γ sunt permise pentru o reprezentare exactă a lui x cu ajutorul lui x_{mv} , se acceptă ca și condiție limită:

$$\left| \frac{x_{mv} - x}{x} \right| < r \quad (10.10)$$

unde r reprezintă eroarea corespunzătoare preciziei maxim admise.

Distingem următoarele trei cazuri [171]:

- i) $h = 10 L$, aici h este aproximativ egal cu înălțimea încheieturii gleznei față de capătul tălpii piciorului;
 ii) $h = 0$,
 iii) $h = -L$.

III. Dacă $\ddot{x} \neq 0$ și $\gamma = 0$, atunci x_{mv} satisface relația:

$$x_{mv} = x - \left[\frac{J_z}{mgL} + \frac{(L + h)}{g} \right] \cdot \ddot{x} \quad (10.11)$$

Aplicarea condiției (10.10) produce:

$$\frac{\left[\frac{J_z}{mgL} + \frac{(L + h)}{g} \right] \cdot \ddot{x}}{x} < r \quad (10.12)$$

10.4. Stabilograme

Măsurările stabilografice și prelucrarea datelor devin din ce în ce mai mult o procedură de rutină în clinicile de neurologie și ortopedie. Pornind de la stabilograme specialiștii clinici pot mări volumul de informații despre controlul stării pacienților lor.

Înregistrarea deplasării orizontale a centrului de masă al unei persoane aflate în picioare constituie obiectul studiilor stabilografice. În acest paragraf este folosită ca punct de plecare o metodă aplicată mai des, bazată pe măsurarea forțelor verticale care acționează dedesubtul unei platforme pe care stă în picioare o persoană. Deplasările orizontale se calculează ținând cont de forțele verticale și de geometria platformei. În orice caz, deplasările orizontale par să fie dependente de timp, în mod neregulat, ceea ce implică accelerații ale centrului masic.

Cu ajutorul unui model matematic al unei persoane stând în picioare, poate fi determinată influența accelerațiilor asupra stabilogramelor. Calculele făcute s-au bazat pe folosirea ca model a unui pendul reversibil [117], cu încheietura gleznei ca axă de rotație (au fost luate în considerare numai deplasările antero-posterioare, adică deplasările din planul sagital).

$$x_m(t) = x(t) - \frac{(1+k)L+h}{g} \ddot{x}(t) \quad (10.13)$$

unde $x(t)$ este deplasările orizontale reale,

$\ddot{x}(t)$ este componenta orizontală a accelerației deplasărilor antero-posterioare a masei m ,

$x_m(t)$ este deplasarea orizontală măsurată obținută cu ajutorul unui stabilograf,

L este lungimea pendulului măsurată între axa de rotație și centrul său masic,

h este o distanță ce depinde de geometria platformei,

k este raportul dintre momentul de inerție față de centrul de masă și mL^2 .

În continuare se trece ecuația (10.13) în operațional, obținându-se:

$$x_m(s) = x(s) - \frac{(1+k)L+h}{g} \cdot s^2 \cdot x(s) \quad (10.13')$$

Trecând în domeniul pulsație, prin înlocuirea formală $s \rightarrow j\omega t$ rezultă:

$$x_m(j\omega t) = \left[1 + \frac{(1+k)L+h}{g} \cdot \omega^2 t^2 \right] \cdot x(j\omega t) \quad (10.13'')$$

Ținând cont de faptul că $\omega = 2\pi \cdot f$, rezultă:

$$X(f) = \frac{X_m(f)}{1 + 4\pi^2 f^2 [(1+k)L+h]/g} \quad (10.14)$$

unde: $X(f)$ este componenta în frecvență a deplasării orizontale reale $x(t)$,

$X_m(f)$ este componenta în frecvență a deplasării orizontale măsurate $x_m(t)$.

Pentru trasarea stabilogramei precedente s-au folosit următoarele valori experimentale: $L=0,97\text{m}$, $k=0,2$, iar $h=0\text{m}$, se constată că $X(f) = 1/2 X_m(f)$ pentru $f=0,46\text{Hz}$. Se poate calcula valoarea $X(f)$ din $X_m(f)$ cu ajutorul ecuației (10.14) și, pentru

a obține $x(t)$ din $X(f)$ s-a folosit transformata inversă Fourier. Ca exemplu s-a folosit un experiment introductiv. Stabilograma $x_m(t)$ este arătată în Fig.10.6 (cu linie mai închisă la culoare). Cu ajutorul valorilor parametrilor rezultate din transformata Fourier, tot în Fig.10.6 (cu linie ceva mai deschisă la culoare decât curba precedentă) este reprezentat și $x(t)$. Deplasarea orizontală reală pare a fi mai puțin neregulată decât deplasarea orizontală măsurată.[149]

Valoarea deplasării centrului de masă nu este reprezentată corect prin stabilograme obținute doar prin măsurarea forțelor verticale. Pentru a obține deplasarea orizontală reală din aceste stabilograme este necesar să folosim un model matematic al unei persoane stând în picioare și să luăm în considerare și geometria platformei. În practică, aplicarea transformatei Fourier poate constitui un procedeu util în stabilografie la obținerea deplasării orizontale reale din deplasarea orizontală măsurată.

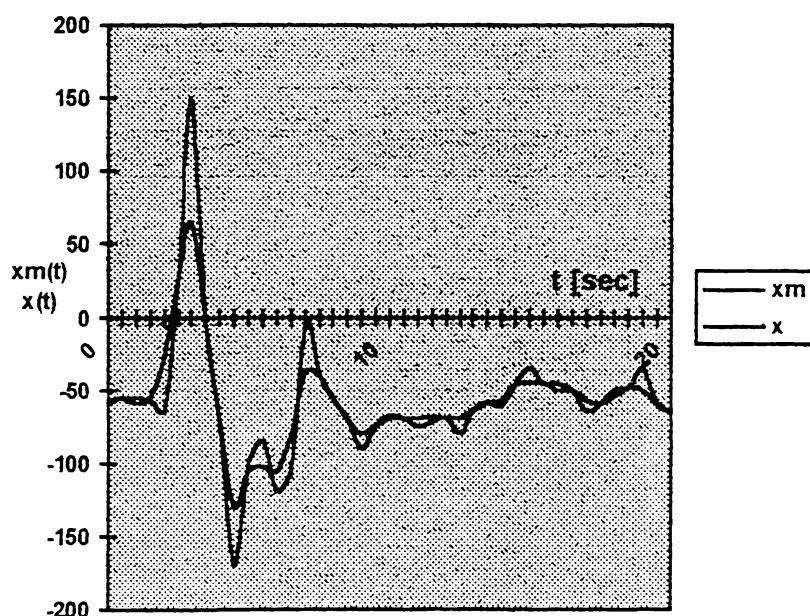


Fig.10.6. Stabilograma $x_m(t)$ (deplasare orizontală măsurată) și $x(t)$ (deplasare orizontală reală calculată).

Diferența dintre $x_m(t)$ și $x(t)$ este luată rar în considerare de către specialiștii clinici. În practică se poate aprecia că, pe lângă stabilogramele obținute normal ($x_m(t)$), diferența $x_m(t)-x(t)$ poate de asemenea să furnizeze informații deosebit de utile; această diferență conține informații despre accelerațiile centrului masic al corpului uman care sunt utile și la controlul poziției corpului uman .

Pentru a studia diferența dintre deplasare orizontală măsurată măsurată $x_m(t)$, și deplasare orizontală măsurată reală $x(t)$, s-au făcut mai multe măsurători stabilografice. Una dintre înregistrări constituie subiectul transformării Fourier (F.F.T.) a cărei rezultat este reprezentat în Fig.10.7, în care $X_m(f)$ este trasat ca funcție de frecvența f . Aceste date sunt folosite pentru calculul lui $X(f)$ folosind ecuația (10.14).

Comparând cele două grafice, a lui $X(f)$ și $X_m(f)$, se observă că la frecvențe mai mari decât aproximativ 0,5 Hz, valoarea lui $X_m(f)$ devine o măsură din ce în ce mai inexactă a lui $X(f)$; în cadrul acestui experiment, la $f=1\text{Hz}$, $X_m(f)$ este de șase ori mai mare decât $X(f)$.

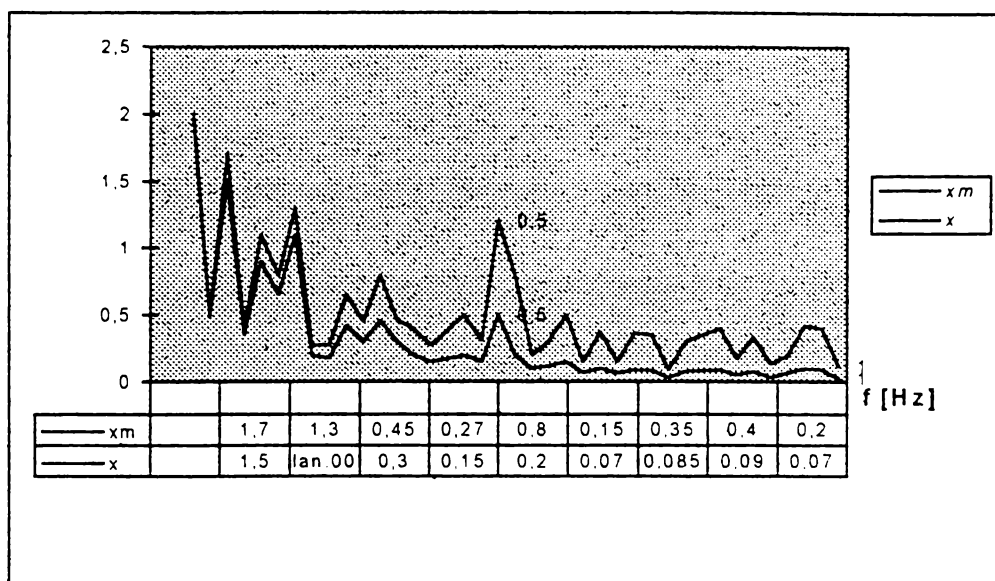


Fig.10.7 Graficul componentelor Fourier funcție de frecvență ($x_m(f)$ reprezintă componentele măsurate, iar $X(f)$ reprezintă componentele reale)

Pentru analiza stabilogramelor corespunzătoare mișcărilor oscilatorii stânga – dreapta (în planul frontal) se poate folosi un model simplificat al unei persoane stând în picioare, model prezentat în Fig.10.8.

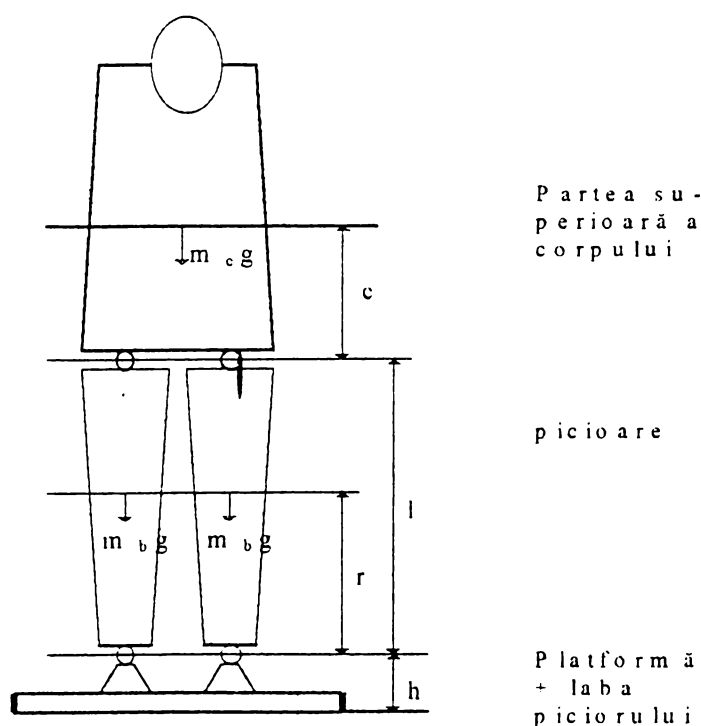


Fig.10.8. Modelul unei persoane stând în picioare, care e folosit în tratarea matematică a stabilogramelor corespunzătoare mișcărilor din planul frontal.

Momentul mecanic rezultat $M(t)$ exercitat asupra platformei stabilografului satisface relația:

$$M(t) = m g y(t) - m \frac{2m_b(h+r) + m_c l(l+c+h) + 2J_b}{2m_b r + m_c l} \ddot{y}(t) \quad (10.15)$$

unde $y(t)$ este deplasarea orizontală a centrului de masă al întregului corp ,

g este accelerația gravitațională,

m este masa totală: $2m_b - m_c$ și

J_b este momentul de inerție al fiecărui picior față de centrul lor de masă.

Valorile diferitelor mărimi din ecuația (10.15) sunt: $m_b = 0,15 m$, $m_c = 0,67 m$, $r = 0,47 m$, $l = 0,73 m$, $c = 0,28 m$, $h = 0,10 m$ și J_b este considerat a fi $0,01 \cdot m \text{ kgm}^2$.

Cu ajutorul acestor mărimi ecuația (10.15) devine:

$$M(t) = m g y(t) - 0,94 m \ddot{y}(t) \quad (10.16)$$

De obicei din mișcările oscilatorii stânga-dreapta (deci din planul frontal) se determină deplasarea orizontală măsurată $y_m(t)$ a centrului de masă, cu ajutorul relației:

$$y_m(t) = \frac{M(t)}{mg} \quad (10.17)$$

Deci:

$$y_m(t) = y(t) - \frac{0,94}{g} \ddot{y}(t)$$

Dacă se consideră componentele Fourier $y_m(f)$ a lui $y_m(t)$, din ecuațiile (10.16) și (10.17) rezultă:

$$Y_m(f) = \left(1 + 0,94 \frac{4\pi^2 f^2}{g} \right) Y(f) \quad (10.17')$$

Aceste rezultate arată că la frecvențe mici deplasarea măsurată $y_m(f)$ este o reprezentare bună a deplasării adevărate $y(f)$.

Pentru analiza stabilogramelor corespunzătoare mișcărilor oscilatorii anterior - posterioare (în planul sagital) se poate folosi un model simplificat al unei persoane stând în picioare, foarte asemănător cu modelul realizat pentru studiul mișcării stânga-dreapta.

Dacă este utilizat un stabilograf, care este folosit frecvent în practică, se pornește de la măsurarea forțelor verticale, relațiile anterioare dintre valorile măsurate și cele reale ale amplitudinilor mișcării rămân valabile. Relațiile dintre componenta Fourier $X_m(f)$ și $X(f)$ a lui $x_m(t)$ și respectiv $x(t)$ și dintre $Y_m(f)$ și $Y(f)$ a lui $y_m(t)$ și respectiv $y(t)$ sunt :

$$X_m = X(f) \cdot \left[1 + \frac{4\pi^2 f^2}{g} \cdot \left(h_p + \frac{0,49 \cdot s_{sold}^2 + 0,24 \cdot s_{sold} \cdot l_{corp} - 0,013 \cdot l_{corp}^2 + 0,02}{0,83 \cdot s_{sold} - 0,048 \cdot l_{corp}} \right) \right] \quad (10.18)$$

$$Y_m = Y(f) \cdot \left[1 + \frac{4\pi^2 f^2}{g} \cdot \left(h_p + \frac{0,90 \cdot l_{corp}^2 - 0,86 \cdot s_{sold} \cdot l_{corp} - 0,77 \cdot s_{sold}^2 + 0,04}{l_{corp}} \right) \right] \quad (10.19)$$

Pentru a arăta efectul lui s_{sold} și l_{corp} asupra relațiilor (10.18) și (10.19), este introdusă o mărime nouă, notată q :

$$q = \frac{s_{sold}}{l_{corp}}. \quad (10.20)$$

Introducerea lui q în ecuațiile (10.18) și (10.19) conduce la:

$$\frac{X(f)}{X_m(f)} = \frac{1}{1 + \frac{4\pi^2 f^2}{g} \cdot (h_p + V \cdot l_{corp})} \quad (10.21)$$

cu

$$V = \frac{0,49 \cdot q^2 + 0,24 \cdot q - 0,013 + \frac{0,02}{l_{corp}^2}}{0,83 \cdot q - 0,048} \quad (10.22)$$

și:

$$\frac{Y(f)}{Y_m(f)} = \frac{1}{1 + \frac{4\pi^2 f^2}{g} \cdot (h_p + W \cdot l_{corp})} \quad (10.23)$$

cu

$$W = 0,77 \cdot q^2 - 0,86 \cdot q + 0,90 + \frac{0,04}{l_{corp}^2} \quad (10.24)$$

Pentru a arăta efectul lui q asupra lui V și asupra lui W , se pot obține reprezentările grafice pentru V și W ca funcții de q , cu l_{corp} ca parametru, reprezentare din care se poate deduce că pentru

$$0.4 \leq q \leq 0.6$$

influența lui q asupra lui V și asupra lui W nu este mare. În particular W este mai puțin dependentă de q . Alte valori ale lui q nu sunt reale având în vedere faptul că ne referim la corpul uman.

Alegând ca aproximație pentru calculul valorilor lui V și W valorile corespunzătoare pentru $q=0.5$, ecuațiile (10.22) și (10.24) devin:

$$V = 0,62 + \frac{0,54}{l_{corp}^2} \quad (10.25)$$

$$W = 0,67 + \frac{0,04}{l_{corp}^2}. \quad (10.26)$$

Pentru a demonstra dependența relației de legătură dintre $X(f)$ și $X_m(f)$ și dintre $Y(f)$ și $Y_m(f)$ funcție de frecvență și de l_{corp} , ambele reprezentări, ale lui $X(f)/X_m(f)$ și $Y(f)/Y_m(f)$, au fost făcute ca o funcție de frecvență; $q=0.5$; l_{corp} este ales ca parametru.

Poate fi reprezentată dependența lui V și W față de raportul $q = s_{\text{sold}}/l_{\text{corp}}$, cu l_{corp} considerat ca parametru. De asemenea se mai poate trasa grafic dependența lui $X(f)/X_m(f)$ și respectiv $Y(f)/Y_m(f)$ față de frecvență, cu l_{corp} ca parametru.

Pentru a demonstra influența corecțiilor calculate mai sus, pot fi înregistrate mai multe stabilograme simultan pentru S.D. - direcția $x_m(t)$ și P.A. - direcția $y_m(t)$, din $x_m(t)$ și $y_m(t)$ se putându-se obține un grafic numit statokinesigramă.

Mai sus, este descrisă o metodă în urma căreia se obține $X(f)$ și $Y(f)$. Folosind valorile calculate ale lui $X(f)$ și $Y(f)$ și transformata Fourier inversă se obțin $x(t)$ și respectiv $y(t)$. Din aceste stabilograme (reală și măsurată) se pot obține și statokinesigramele corespunzătoare (reală și măsurată). Pentru platforma folosită, $h_p = 0,13\text{m}$, iar pentru persoana considerată $l_{\text{corp}} = 1,19\text{ m}$ și $m = 24\text{ kg}$.

Pentru a demonstra efectul corecțiilor se recurge la compararea mărimilor: abaterea medie $|x|$, $|y|$, abaterea standard σ_x , σ_y și linia integrală LI unde vom compara valoarea măsurată (indice m) cu valoare reală (corectată) pentru fiecare mărime. Astfel se definesc:

$$|x| = \frac{\sum_{i=0}^{N-1} |x_i|}{N} \quad |y| = \frac{\sum_{i=0}^{N-1} |y_i|}{N} \quad (10.27)$$

$$|\sigma_y| = \left(\frac{\sum_{i=0}^{N-1} x_i^2}{N-1} \right)^{\frac{1}{2}} \quad |\sigma_x| = \left(\frac{\sum_{i=0}^{N-1} y_i^2}{N-1} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (10.28)$$

$$LI = \sum \left((x_{i-1} - x_i)^2 + (y_{i-1} - y_i)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (10.29)$$

unde i este numărul curent al mostrei, iar N este numărul total al mostrelor, și anume 512 (pentru definirea liniei integrale).

În exemplul nostru, pentru o durată a măsurării de 50 s, rezultatele pentru stabilogramele și statokinesigrama măsurate sunt: $|x_m| = 1,76\text{ cm}$, $|y_m| = 1,80\text{ cm}$, $\sigma_{xm} = 2,16\text{ cm}$, $\sigma_{ym} = 2,40\text{ cm}$, $LI_m = 72\text{ cm}$, iar pentru stabilogramele și statokinesigrama reală: $|x| = 1,52\text{ cm}$, $|y| = 1,60\text{ cm}$, $\sigma_x = 1,84\text{ cm}$, $\sigma_y = 2,12\text{ cm}$, $LI = 28\text{ cm}$.

Pentru comparație se pot calcula rapoartele dintre valorile măsurate și reale rezultând că în toate exemplele noastre valorile măsurate sunt mai mari decât valorile reale, valoarea lui LI_m este de aproximativ 2,6 ori mai mare decât valoarea lui LI . Exemplul accentuează faptul că valorile lui LI_m nu pot fi o bună reprezentare a lui LI .

Pentru efectuarea calculelor este potrivit în acest caz mediul de lucru specializat MathCad deoarece acesta oferă posibilitatea de a lucra simplu cu formule, valori numerice, texte și reprezentări grafice. Acest mediu de programare permite scrierea directă de la tastatură pe ecran a formulelor așa cum sunt acestea scrise uzual, realizând imediat calculul valorilor acestora pentru diferitele valori ale parametrilor. În timp ce expresiile se scriu de la tastatură conform convențiilor MathCad, pe ecran apar transcrise în formatul matematic uzual.

11. CONCLUZII GENERALE. CONTRIBUȚII ORIGINALE.

Prezența omului la comanda sau manipularea mașinilor și utilajelor constituie unul din factorii determinanți asupra productivității în procesul muncii. Atât la utilajele autopropulsate, cât și la cele staționare, vibrațiile transmise postului de lucru al mecanicului sunt percepute de organism și, în mod deosebit, de acele părți ale corpului ce se află în contact nemijlocit cu elementele utilajului care sunt în mișcare vibratorie.

De asemenea, datorită transportului masei cu mare viteză, o problemă importantă în ceea ce privește oboseala și alte efecte negative care pot apărea implică necesitatea prevenirii reacției negative umane la deplasări continue cu șocuri, în timpul șederii pe scaun sau în picioare.

În esență tema cercetată în cadrul tezei de doctorat și-a propus, ca pe baza studiilor teoretice și aplicative elaborate, să stabilească regimul optim de funcționare al sistemelor mecanice de interacțiune dintre organism și mediul de vibrații utilizate în construcția mașinilor și utilajelor.

Este dezvoltată o bază de date experimentale referitor la caracteristicile comportării dinamice ale corpului uman aflat șezând sau în picioare, precum și ale reacțiilor subiective ca: durere și lipsa de confort ale ființelor umane.

Pornind de aici au fost formulate modele teoretice, cu parametri concentrați sau continui, de diferite grade de complexitate, în scopul studiului reacțiilor umane în anumite situații speciale.

În această lucrare se prezintă o parte a instrumentației necesare studiului privind influența vibrațiilor asupra comportării mecanice a corpului uman aflat șezând sau în picioare. Organismul uman este pentru cazul frecvențelor joase un model cu parametri concentrați având mai multe grade de libertate sau cu un singur grad de libertate în cazul frecvențelor foarte mici (de câțiva Hz). Modelele din primul caz amintit sunt importante prin faptul că descriu mai amănunțit căile anatomice dintre pelvis și cap (spinal și visceral).

Mișcările perturbatoare la model s-au limitat la deplasări armonice (dar prin program pot fi analizate și alte câteva tipuri de deplasări), longitudinale ale scaunului sau ale platformei (podelei), iar reacțiile modelului sunt studiate pentru mișcări doar în direcție verticală.

Pentru aprecierea repartiției masei organismului uman s-a luat în considerare un model cu o distribuție standard a masei, conform datelor din tab.7.1. Masele capului, corpului și pelvisului au fost determinate ca fiind de 5.44 kg pentru cap, 47.17 kg pentru corp și 27.22 kg pentru pelvis (care include și picioarele), dacă masa totală este de 80 kg.

"Torsul" include greutatea centurii scapulare și a brațelor, iar "pelvisul" include și greutatea picioarelor. Se observă că tabelul precizat redă distribuția masei unui bărbat mediu standard.

În funcție de cele prezentate, în programele de calculator a fost folosită o repartizare procentuală a masei, încât programele să poată fi utilizate pentru orice mărime a masei totale.

De asemenea la determinarea parametrilor elastici și de amortizare ale modelelor mecanice s-au folosit frecvențe de rezonanță cunoscute pentru diferitele părți componente ale organismului uman, frecvențe cunoscute pe cale experimentală.

În consecință, programele de calcul conținute în lucrare, folosesc ca date de intrare elemente, care sunt de fapt rezultate obținute pe cale experimentală, și, conform algoritmilor după care au fost implementate, prelucrează aceste date, conducând la obținerea rezultatelor dorite, fiind instrumente deosebit utile cercetărilor din domeniu.

Realizarea lucrării a necesitat o vastă activitate de documentare, deoarece tratează un domeniu interdisciplinar, o îmbinare între medicină, mecanică, matematică și informatică aplicată.

În consecință pot fi făcute următoarele aprecieri privitoare la rezultatele cercetărilor:

- Subiectul tezei de doctorat este de actualitate deoarece abordează un obiectiv deosebit de important cu referire la influența vibrațiilor asupra comportării mecanice a organismului uman. Are caracter suficient de general, fiind vorba de organismul uman aflat în diferite ipostaze și supus diferitelor tipuri de acțiuni exterioare.

- Întreaga lucrare are la bază un bogat material documentar teoretic și experimental, abordat pe baza unui aparat matematic și tehnic informațional care s-a utilizat pe tot cuprinsul cercetării.

- Evident, prezența omului la comanda sau manipularea mașinilor și utilajelor constituie unul din factorii determinanți ai productivității în procesul muncii. Atât la utilajele autopropulsate, cât și la cele staționare, vibrațiile transmise postului de lucru al mecanicului sunt percepute de organism și, în mod deosebit, de acele părți ale lui ce se află în contact nemijlocit cu elementele utilajului aflate în mișcare vibratorie.

- Pentru procesul de identificare dinamică a structurilor organismului uman s-a considerat esențială alcătuirea de modele fizice și matematice care, de regulă, sunt descrise de ecuații sau sisteme de ecuații diferențiale ordinare cu coeficienți constanți, modelele matematice fiind de tip invariant în timp și cu amortizare vâscoasă. Trebuie arătat că modelarea a fost necesară pentru a furniza cât mai multe informații despre comportarea dinamică a structurii, lucru relevat cu ajutorul unor programe software.

- În dezvoltările efectuate este realizată și evaluarea metodelor de determinare a parametrilor dinamici ai structurilor mecanice, cu observații asupra oportunității utilizării uneia sau alteia dintre metode.

- Combinând metodele matematice moderne de rezolvare a ecuațiilor mișcării pentru modele mecanice reprezentând organismul uman, folosind metode numerice de calculator, doctorandul propune, într-o manieră originală metodologia de analiză a influenței vibrațiilor asupra comportării mecanice a organismului uman.

- În lucrare se prezintă instrumentația software necesară studiului privind influența vibrațiilor asupra comportării mecanice a corpului uman aflat în poziție șezând sau în picioare, reprezentat fiind de modele cu parametri concentrați.

- Numeroasele programe software realizate în vederea tratării problematicii studiate sunt astfel concepute încât să fie interactive și cât mai ușor de utilizat, obținându-se astfel, pe parcursul rulării programelor, un permanent dialog între operator și aplicație.

CONTRIBUȚIILE ORIGINALE

Dintre contribuțiile originale prezentate în teză se pot aminti:

- implementarea software a unui sistem expert a cărui scop este determinarea frecvenței vibrațiilor în funcție de simptomele provocate de către acestea asupra subiecților umani supuși la vibrații de frecvențe joase, situații des întâlnite în practică;

- determinarea modelului matematic (MM-ISI) al modelului mecanic reprezentând un corp uman stând în picioare pe o platformă vibrantă;

- elaborarea unui algoritm pentru determinarea parametrilor modelului și realizarea unui program software pe baza acestui algoritm;

- construirea unei scheme bloc informaționale pe baza MM-ISI și realizarea unui program de calculator pentru obținerea răspunsului sistemului precizat anterior;

- analiza unui model mai general, conținând mase suplimentare, al corpului uman stând în picioare și realizarea software-ului necesar analizei;

- studiul comportării modelului reprezentând organismului uman așezat și realizarea software-ului corespunzător;

- compararea mai multor metode de studiu al răspunsului sistemului mecanic la solicitări datorate vibrațiilor;

- studiul răspunsului unui sistem mecanic pe baza simulării funcționării modelului electric analog cu ajutorul unui software adecuat;

- realizarea programului de calculator pentru determinarea parametrilor și analiza variației acestora, pentru un model al organismului uman stând în picioare,

model obținut pe baza modelării antropomorfe, ale cărui componente se consideră a fi elipsoizi;

- realizarea unui program software pentru o analiză statistică a unor date stabilografice.

În final trebuie arătat că realizarea lucrării a necesitat un vast bagaj de cunoștințe, deoarece tratează în special aspecte legate de comportarea dinamică a organismului uman, ceea ce a făcut necesară îmbinarea între diferite cunoștințe de mecanică, medicină și informatică aplicată, și nu în ultimul rând cunoștințe de bază referitoare la teoria sistemelor, respectiv modelare și simulare.

12. BIBLIOGRAFIE

1. **Agate J.H., Druett H.A.** : *A study of portable vibrating tools in relations to the clinical effects they produce*, Brit. J. Industr. Med., 4, 1947 (41).
2. **Albeanu G.** : *Sisteme de operare*, Ed. Petrion, București, 1996 (p.168).
3. **Andreeva-Galina E.T., Droghicina E.A., Artamonova V.G.** : *Vibraționaia Bolezny*, Mașghiz, 1961 (p.176).
4. **Antonescu D., Buga M., Constantinescu I., Ilescu N.** : *Metode de calcul și tehnici experimentale de analiză a tensiunilor în biomecanică*, Ed. Tehnică, București, 1986 (p.256).
5. **Aramă O.** : *Aplicații ale matematicii în farmacie și medicină*, Ed. Dacia, Cluj-Napoca, 1987.
6. **Arnold V.I.** : *Metodele matematice ale mecanicii clasice*, Ed. Stiintifica si pedagogică, București, 1980 (p.571).
7. **Ashley C.** : *An equal sensation study of differential vibration between feet and seat*, Ergonomics, vol.17, n.3, 1974 (331-342).
8. **Baciu C.C.** : *Aparatul locomotor*, Ed. Medicală, București, 1981.
9. **Baciu I.** : *Fiziologie*, Ed. Did. si Ped., București, 1977 (p.874).
10. **Bailey N., Sendov B., Tzanev R.** : *Mathematical Models in Biology and Medicine*, North-Holland Publ.Comp., Amsterdam, 1974.
11. **Baltov A.** : *Thermodynamical Analysis and Extreme Properties of Some Biomechanical Systems*, Bulg. Acad. Sci., Sofia, 1977.
12. **Bartenwerfer H.** : *Über Art und Bedeutung der Beziehung zwischen Pulsfrequenz und skaliertes psychischer Anspannung*, Zeitschr. f. exp. u. angew., Psychologie, X, 3, 1963 (455-470).
13. **Berthoz A.** : *Biomechanical and neuromuscular responses to oscillating and transient forces in man and in the cat*, Medicine and sport, vol.8, Biomechanics III, 1973 (249-260).
14. **Borza I.** : *Biomecanică. Principii fundamentale în miscarea sportivă* , Ed. Marineasa, Timișoara, 1997 (p.110).
15. **Brankov G.** : *Osnovy Biomehaniki*, Izd. Mir, Moskva, 1981 (p.254).
16. **Brankov G., Holevich J., Toshev Y.** : *Forced and free vibrations of the lower limbs during walking*, First Nat. Conf. on Biomechanics, Bulg. Acad. Sci., Sofia, 1972 (57-65).
17. **Brankov G., Rachev A.**: *On the Constitutive Equations of Biological Membranes*, First Nat. Conf. on Biomechanics, Bulg. Acad. Sci., Sofia, 1972, (21-26).
18. **Bratu P.** : *Sisteme elastice de rezemare pentru mașini și utilaje*, Ed. Tehnică, București, 1990 (p.287).

19. **Bratu P.** : *Vibrațiile sistemelor elastice*, Ed. Tehnica, Bucuresti, 1999 (p.597).
20. **Brîndeu L.** : *Mecanică. Dinamică*, Lito IPTVT, Timișoara, 1975.
21. **Brîndeu L.** : *Mecanică și vibrații. Culegere de probleme pentru calculator*, Lito UTT, Timisoara, 1993.
22. **Brîndeu L.** : *Vibrații mecanice*, Institutul Politehnic "Traian Vuia", Facultatea de Mecanică, Timișoara, 1985
23. **Brîndeu L.** : *Vibrații și vibropercuții. Bazele mecanicii vibrațiilor și vibropercuțiilor*, Ed. Politehnica, Timisoara, 2001 (p.205).
24. **Brîndeu L., Buzilă T., Herișanu N.** : *Dinamica structurilor mecanice*, Ed. Politehnica, Timișoara, 2000 (p.110).
25. **Brîndeu L., Herișanu N.** : *Impedanța mecanică în studiul vibrațiilorro mașinilor*, Analele Universității Oradea, secțiunea Mecanică, vibrații și rezistența materialelor, Oradea, 1992.
26. **Brîndeu L., Orgovici I., Chioreanu M.** : *Teoremele generale ale dinamicii - probleme*, Timișoara, 1991.
27. **Brîndeu L., Popa C., Herișanu N.** : *Elaborarea unui model reprezentând corpul uman supus la vibrații*, Analele Univ. "Aurel Vlaicu" din Arad, secț. Mec. Mecanisme și Org. de mașini, Arad, 2000 (38-41).
28. **Brîndeu L., Popa C., Szeidert I., Vașar C.** : *A mathematical model of the human body in the case of standing position*, în vol. Simpozionului Științific Internațional "Universitaria ROPET 2000", secț. Ing. Mec., Petroșani, 2000.
29. **Brîndeu L., Popa C., Ștefan C., Hegeduș A.** : *Identification of human body model sitting on a vehicle chair*, Proceeding of the 7th Mini Conference on vehicle System dynamics, identification and anomalies, VSDIA 2000, Budapest, 2000.
30. **Brîndeu L., Silaș Gh., Toader M., Herișanu N.** : *Study of the collision vehicle-pedestrian in the traffic accidents*, Proceeding of the 7th Mini Conference on vehicle System dynamics, identification and anomalies, VSDIA 2000, Budapest, 2000.
31. **Brîndeu L., Silaș Gh., Toader M., Popa C., Ștefan C.** : *Metodă de identificare a caracteristicilor mecanice ale corpului uman așezat în autovehicul*, Analele Univ. Oradea, secț. Mec., Vibr. și Rez.Mat., vol.II, Oradea, 2000 (2493-2503).
32. **Brîndeu L., Tămășdan C., Angheliescu V., Tămășdan M.** : *Metode și tehnici de calcul în Teoria Vibrațiilor. Probleme*, Timișoara, 1992 (p.98).
33. **Brîndeu L., Tămășdan M., Chioreanu M.** : *Reducerea sistemelor de forte și aplicații în statică*, Timisoara, 1991 (p.50).
34. **Brîndeu L., Toader M., Herișanu N.** : *Utilizarea impedanțelor mecanice în dinamica mașinilor*, Conferința Internațională Turbo'96 Comoti, București, 1996 (p.92-101).
35. **Brookes M., Layoutte F.** : *Engleză pentru informatică*, Ed. Teora, București, 2001 (p.224).

53. **Coermann R.R., Ziegunruecker G.H., von Gierke H.E.** : *The passive dynamic mechanical properties of the human thorax-abdomen system and the whole body system*, J. Aero. Med. , 31, 1960 (443-455).
54. **Comănescu A.** : *Mecanică, rezistența materialelor și organe de mașini*, Ed. Did. și Ped., București, 1982 (p.507).
55. **Constantin F.** : *L'analyse spectrale et de corrélation de l'excitation et la réponse du siège du tracteur U 1010*, Lucrările celei de-a V-a Conferințe de motoare, automobile și mașini agricole, vol.II, Brașov, 1985 (T179-T186).
56. **Constantin F.** : *Le confort du siège SM 800 à nouvelle suspension*, Conferința de vibrații în construcția de mașini, Timișoara, 1985 (101-106).
57. **Constantin F.** : *Studiul, proiectarea și încărcarea suspensiei scaunului tractoarelor pe roți după criterii de confortabilitate*, Teza de doctorat, Universitatea din Brașov, 1987.
58. **Constantin F., Câdea I., Cotoros L.D.** : *Stabilirea unei metodici privind cercetarea experimentală a suspensiei tractoarelor pe roți*, A 8-a Conferință cu participare internațională Vehiculul și mediul CONAT'96, vol.V, secția a III-a, Tractoare și mașini agricole, Brașov, 1996 (165-170).
59. **Constantin F., Cristian R.M., Ifrim M.P.** : *Influența vibrațiilor de joasă frecvență asupra stării de sănătate a tractoriștilor*, Buletinul Comisiei inginerilor și tehnicienilor, vol.VI, Agricultură, mașini agricole, industrie alimentară, Brașov, 1989 (123-128).
60. **Contini** : *Body segment parameters*, Part.II, Artificial Limb, 16, 1972, (1-19).
61. **Corici A., Ienașcu M.** : *Programarea interfețelor utilizator folosind Turbo Vision* , Ed. Mirton, Timișoara, 1995.
62. **Crețu V.** : *Structuri de date și algoritmi*, Lito UTT, Timișoara, 1996
63. **Crețu V.** : *Structuri de date și algoritmi*, Ed. Orizonturi universitare, Timișoara, 2000 (p.366).
64. **Cristea V.** : *Tehnici de programare*, Ed. Teora, București, 1997.
65. **Curiaș D., Filip I.** : *Teoria sistemelor. Aplicații de laborator*, Lito UTT, Timișoara, 1993.
66. **Danca M. F.** : *A method for modeling and simulating the dynamic system*, revista Fractalia, nr.19, Cluj-Napoca, 1996 (7-9).
67. **Dantzig G. B.** : *Programarea liniară a sistemelor mari*, vol.III, Ed. Tehnică, București, 1990.
68. **Darabont Al., Iorga I., Ciodaru M.**: *Măsurarea zgomotului și vibrațiilor în tehnică*, Ed. Tehnică, București, 1983 (p.347).
69. **Darabont Al., Iorga I., Văiteanu D., Simaschevici H.** *Socuri și vibrații. Aplicații în tehnică*, Ed. Tehnică, București, 1988 (p.543).
70. **Dănilă Th., Ionescu-Vaida M.** : *Componente și circuite electronice*, Ed. Did. și Ped., București, 1993 (p.127).

71. **Deacu L., Pavel Gh.** : *Vibrații la mașini-unelte*, Ed. Dacia, Cluj-Napoca, 1977 (p.270).
72. **Deacu T.** : *Bazele așchierii și generării suprafețelor*, Univ. Tehnică din Cluj, Fac. de Constr. de Maș., Cluj-Napoca, 1992.
73. **Deciu L., Enescu N., Ion C., Ceausu V., Dinu I., Ceausu F.** : *Probleme de vibrații mecanice*, vol.I-II, Inst. Polit. București, 1981.
74. **Dedlich T.** : *Frequenzgänge mechanischer Schwingerketten (Caracteristicile de frecvență ale unui sistem mecanic vibrant în linie)*, Darmstadt, 1968.
75. **Denischi A., Marin I. Gh. Antonescu D.** : *Biomecanica*, Ed. Acad. Rom., București, 1989 (p.256).
76. **Desplas B., Bernard P.** : *La maladie des vibrations*, Arch. malad. Profess., 7, 1946 (453).
77. **Devendra P.G.** : *Dynamic Modelling and Vibratory Response of Human Subjects in Eave Mode*, Intern. Symp, Udine, 1979.
78. **Diaconescu N., Rothenberg N., Niculescu V.** : *Ghid de anatomie practică*, Ed. Facla, Timisoara, 1988 (p.287).
79. **Diaconescu N., Veleanu C., Klepp H.J.** *Coloana vertebrala*, Ed. Medicala, București, 1977 (p.347).
80. **Dieckmann D.** : *Ein schwingungsmechanisches Modell für des schwingungserregte Hand-Arm-System des Menschen*, -VDI-Zeitschrift, 101, N1, 1959 (23-26).
81. **Dieckmann D.** : *Mechanische Modelle für den vertikal schwingenden menschlichen Körper*, Intern. Zschr. Angew. Physiol., 17, 1958 (67-82).
82. **Dieckman D., Scheffler H.** : *Die Vibrationsbelastung des Menschen beim Arbeiten mit Motorsägen*, VDI-Zschr., 1956 (377-380).
83. **Dima G., Dima M.** : *Programarea calculatoarelor*, Ed. Teora, București, 1998 (p.182).
84. **Dimoftache C-tin., Herman S.** : *Biofizică medicală*, vol.I, Ed. Cerma, București, 1993 (p.88).
85. **Dimoftache C-tin., Herman S.** *Biofizică medicală*, Ed. Cerma, București, 1996 (p.567):
86. **Do M.C., Breniere Y.** : *A Biomechanical study of balance recovery during the fall forward*, J Biomech., 15, 1982 (933-999).
87. **Do M.C., Nouillot P., Bouisset S.** : *Is balance or posture at the end of a voluntary movement programmed?*, Neurosci. Lett., 2, 1991 (9-11).
88. **Dodescu Gh.** : *Simularea sistemelor*, Ed. Militară, București, 1986.
89. **Dogaru O.** : *Turbo Pascal. Teorie si practică*, Ed. de Vest, Timisoara, 1995.

90. **Dogaru O., Bocșan Ghe., Despi I., Ionică A., Iordan V., Luca L., Petcu D., Popovici P.** : *Informatică pentru definitivare și grad*, Ed. de Vest, Timisoara, 1998 (p.359).
91. **Dragomirescu C., Iliescu V.** : *Studies about the behavior of a non linear dynamic sistem*, Analele Univ. "Aurel Vlaicu" din Arad, sect. Mec. Mecanisme și Org. de mașini, Arad, 2000 (97-100).
92. **Drăgănescu Ghe.** : *Vibrații și zgomote*, Ed. Politehnica , Timișoara, 2000 (p.160).
93. **Drăgulescu D.** : *Dinamica robotilor*, Ed. Did. si Ped., București, 1997 (p.208).
94. **Drobotă V., Atanasiu M., Stere N., Manolescu N., Popovici M.** *Organe de mașini și mecanisme*, Ed. Did. și Ped., București, 1993 (p.216).
95. **Dubois A.B., Lewis D.H., Brody A.W., Burgess J.** : *Oscillation mechanics and chest in man*, Journ. Appl.Phys., 8, 1956 (587).
96. **Dukendziev E.P.** : *Biotechnical Robotics*, Riga, 1993.
97. **Duggar B.C.** : *The Center of Gravity of the human body*, Human Factors, vol., 1962 (131-148).
98. **Dupuis H.** : *Übertragung von Horizontal-Schwingungen auf das Hand-Arm-System*, Ergonomics, 16, 3, 1973 (324).
99. **Dupuis H.** : *Zur physiologischen Beanspruchung des Menschen durch mechanische Schwingungen*, Fortschritt Berichte VDI-Z, 11, 7, 1969 (5-162).
100. **During J., Goudfrooij H., Keesen W., Beeker T.W., Crowe A.** : *Toward standards for posture. Postural Characteristics of the lower back system in normal and pathologic conditions*, Spine, 10, 1985 (83-87).
101. **Dvir Z., Trousil T.** : *Instrumented stabilometer for dynamic balance studies*, Med. Biol. Eng. Comput., 20, 1982 (19-22).
102. **Eder B., Kodym W., Lechner F.** : *PowerPoint*, Ed. Bic All, București, 2000, (p.120).
103. **Edwards R.G., Knapp C.F.** : *Changes in whole body force transmission of dogs exposed repeatedly to vibration*, Aerospace Med., 44, 1973 (910-913).
104. **Edwards R.G., Lafferty J.E., Knapp C.F.** : *Experimental and analytical determinations of mechanical impedance response of animals to vertical vibration*, Pergamon Press, Oxford-New York, 1976.
105. **Ekdahl C., Jarnlo G.B., Andersson S.I.** : *Standing balance in healthy subjects. Evaluation of a quantitative test battery on a force platform*, Scand. J Rehabil Med., 21, 1989 (187-195).
106. **Eklund G., Lofstedt L.** : *Biomechanical analysis of balance*, Biomed. Eng., 5, 1970 (333-337).
107. **Fairbanks A.E.** : *Deformation of the human body due to forced vibration*, Kentucky Engineer, 64, 1964 (8-14).

108. **Forbat N.** : *Analytische Mechanik der Schwingungen*, VEB Detscher Verlag der Wissenschaften, Berlin, 1966.
109. **Frățiloiu Gh., Țugulea A., Vasiliu M.** : *Electrotehnică și electronică aplicată*, Ed. Did. și Ped., București, 1993 (p.208).
110. **Frolov K.V.** : *Dependence on Position of the Dynamic Characteristics*. ASME Publication, 1970.
111. **Frolova K.V.** : *Vibrații v tehnike*, Izd. Masinostronie. Moskva, 1981.
112. **Fung Y.C.** : *Biomechanics. Mechanical Properties of Living Tissues*, Springer-Verlag, New York-Heidelberg-Berlin, 1981 (p.433).
113. **Gafițanu M., Crețu Sp., Drăgan B.** : *Diagnosticarea vibroaustică a mașinilor și utilajelor*, Ed. Tehnică, București, 1989 (p.332).
114. **Gard D.R., Ross M.A.** *Vertical mode human body vibration transmissibility*, Trans.IEEE, ser SMC, v.6, N2, 1976 (102-112).
115. **Georgescu A.** : *Aproximații asimptotice*, Ed. Tehnică, București, 1989 (p.172).
116. **Georgioiu A.P., Cunningham J.L.** *The clinical diagnosis of hip prosthesis: loosening using a vibrational technique*, 12th Conference of the European Society of Biomechanics, Dublin, 2000 (152).
117. **Geursen J.B., Altena D., Massen C.H., Verduin M.** : *A model of the standing man for the description of his dynamic behaviour*, Agressologie, 17, Paris, 1976 (63-69).
118. **Gierke H.E.** : *Biodynamic models and their applications*, Journ. of the Accoust. Soc. of Amer., 50, N6, 1971 (1397-1413).
119. **Gierke H.E.** : *Response of the body to mechanical forces: An overview*, Ann. New York Acad. Sci., vol.152, 1968 (172-186).
120. **Gierke H.E.** : *Transmission of vibratory energy through human body tissue*, Proc. 1st Nat. Biophys. Conf., Yale University Press, New Haven, 1959 (647-668).
121. **Ghinea M., Firețeanu V.** : *MathLab - Calcul numeric, Grafică*, Ed. Teora, București, 1998 (p.302).
122. **Gioncu V., Ivan M.** : *Bazele calculului structurilor la stabilitate*, Ed. Facla, Timișoara, 1983 (p.262).
123. **Goldmann D., Henning E., von Gierke H.E.** : *The effects of shock and vibration on man*, Lecture and Review Series, n.60-3, Naval Research Institute, Bethesda/Maryland, 1960 (153-198).
124. **Gorodcov M. Oncescu M.** : *Interferențe în lumea calculatoarelor*, Ed. Științifică și Ped., București, 1989.
125. **Griffin J.M.** : *A survey of human body response to vibration in Great Britain*, Institute of Sound and Vibration Research, Technical Report n.60, 1973.
126. **Grootenboer H.J., Koopman H.F.** : *Biomechanika voor revalidatie en orthopedie*, Universiteit Twente, Nederland, 1991.

127. **Groșanu I., Brîndeu L.** *Vibrații mecanice*, Lito IPTVT, Timisoara, 1986.
128. **Groza P.** : *Fiziologie*, Ed. Medicala, București, 1991 (p.758).
129. **Gurfinkel E.V.** : *Physical foundations of the stabilography*, *Agressologie*, 14, 1973 (9-14).
130. **Hamburger L., Buzdugan Ghe.** : *Teoria vibrațiilor și aplicațiile ei în construcția mașinilor*, Ed. Tehnică, București, 1958 (p.508).
131. **Hammill J., Knutzen K.M.** : *Biomechanical Basis of Human Movement*, Hardcover, 1995.
132. **Harris M. C., Crede Ch. E.** : *Șocuri și vibrații* , vol.I. *Bazele teoretice. Măsurări*, (trad. din lb. engl. coord.trad. Gh.Buzdugan), Ed. Tehnică, București, 1968.
133. **Harris M. C., Crede Ch. E.** : *Socuri si vibrații* , vol.II. *Analiza rezultatelor măsurărilor. Încercări. Metode de combatere a șocurilor și vibrațiilor*, (trad. din lb. engl. coord.trad. Gh.Silaș), Ed. Tehnică, București, 1968.
134. **Harris M. C., Crede Ch. E.** : *Socuri si vibrații* , vol.III, *Șocuri și vibrații la mașini, vehicule și construcții*, (trad. din lb. engl. coord. trad. Gh.Buzdugan), Ed. Tehnică, București, 1969.
135. **Hegedus A., Dragulescu D.** *Probleme de mecanică*, Ed. Facla, Timisoara, 1989.
136. **Herterich J.** : *Wirkungen verticaler mechanischer schwingungen auf den stehenden Menschen*, Dissertation zur Erhangung des Grades Doktor -Ingenieur, Ruhr Universität Bochum, 1990.
137. **Hornea S.** : *Elemente de dinamica structurilor*, Ed. Tehnică, București, 1983.
138. **Huang B.K.** : *Digital simulation analysis of biophysical systems*, IEEE Trans. on Biomed. Eng., 19, 1972 (128-139).
139. **Hunt T.A., Edmonds O.P., Fernandez R.H.P.** : *Bursitis of the shoulder in cool miners using boring machine*, Brit. J. Industr. Med., II, 1954 (265).
140. **Hupfer P.** : *Zur Berechnung gedämpfter Schwingungen vielgliedriger Systeme (Despre calculul oscilațiilor amortizate ale sistemelor cu mai multe articulatii)*, Darmstadt, 1976.
141. **Iacob C.** : *Mecanica teoretica*, Ed. Did. si Ped., București, 1971 (p.707).
142. **Iorga V.** : *Programare numerică*, Ed. Teora, București, 1996.
143. **Isac E.** : *Măsurări electrice și electronice*, Ed. Did. și Ped., București, 1993 (p.216).
144. **Jalobeanu C., Rașa I.** : *MathCad. Probleme de calcul numeric și statistic*, Grupul Microinformatica, Ed. Albastră, Cluj-Napoca, 1995 (p.248).
145. **Keidel W.D.** : *Vibrationreception*, Erlanger Forschungen, B2, 1956 (9-144).

146. **Keidel W.D.** : *Die Vibrationsrezeption der Haut*, Studium generale, dtisch. Jahrg, 17, Heft 8, 1964 (476-493).
147. **Knets I.V., Pfafrod G.O., Saulgozis Iu.J.** : *Deformirofanie i razruşenie tverdih biologhieskih tkanei*, Izd.Znatne, Riga, 1980 (p.320).
148. **Kodde L., Caberg H.B., Mol J.M.F., Massen C.H.** : *An application of mathematical models in posturography*, J. Biomed. Eng., 1982.
149. **Kodde L., Geursen J.B., Venema E.Ph., Massen C.H.** : *A critique on stabilograms*, J. Biomed. Eng., 1, 1979 (123-124).
150. **Kodde L., Nieuwenhuizen J.C.A., Massen C.H.**, *The influence of Platform Geometry on Stabilograms*, Biomedizinische Technik Band. 1978 (23).
151. **Kovács S.** : *Turbo Pascal 7.0*, Grupul Microinformatica, Ed. Albastră. Cluj-Napoca, 1996.
152. **Krause H.E., Lange K.O.** : *The nonlinear behaviour of bio-mechanical system*, ASME Paper 63 WA-278, American Society of Mechanical Engineers, New York, 1963.
153. **Kreighbaum E.** : *A qualitative approach for studying human movement*, Hardcover, 1995.
154. **Lalanne M., Berthier P.** : *Mécanique des vibrations linéaires*, France. Paris, 1980 (p.214).
155. **Landois L.** : *Physiologie des Menschen*, Urban & Schwarzenberg, Berlin-Wien, 1900 (p.1172).
156. **Lange W.** : *Untersuchungen übertragene Schwingkräfte bei derv vertikalen Einwirkung von periodischen Swingungsgemischen auf den Menschen*. Dissertation, 1971.
157. **Lica D., Onea E.** : *Informatică*, Ed. Prognosis, Bucureşti, 2000 (p.194).
158. **Lighthill J.** : *La mécanique dans la biologie moderne*, La vie de Sciences, Série général, tème 9, 1992.
159. **Louda L.** : *Perception and effect of the mixture of two vertical sinusoidal vibrations on sitting man*, Work-Environment-Health, vol.7, n.1, 1970.
160. **Luca L., Peptan C.** : *Aspecte privind structura mecanismului echivalent cu biomecanismul de prehensiune a papagalului*, Analele Univ. "Aurel Vlaicu" din Arad, sect. Mec. Mecanisme şi Org. de maşini, Arad, 2000 (141-144).
161. **Luca L., Peptan C.** : *Asupra sintezei structurale a mecanismului echivalent cu biomecanismul de prehensiune a papagalului*, Analele Univ. "Aurel Vlaicu" din Arad, sect. Mec. Mecanisme şi Org. de maşini, Arad, 2000 (135-140).
162. **Maccduff J.M.** : *Vibrational characteristics of man*, SAE preprint N.710514, 1971 (1-17).
163. **Magnin J., Drivet J.** : *A propos des trois observations de maladie des vibrations chez le mineur*, Arch. malad. profess., 12, 1951 (424).
164. **Maier V., Maier C.D.** : *LabVIEW în calitatea energiei electrice*, Ed.Albastră, gr.MicroInformatica, Cluj-Napoca, 2000 (p.226).

165. **Mangeron D., Irimiciuc N.** : *Mecanica rigidelor cu aplicatii în inginerie*, vol.III, Ed. Tehnică, București, 1981 (p.550).
166. **Mansfield N.J., Griffin M.J.** : *Biodynamic response of the seated person to vibration: effect of posture and magnitude*, 12th Conference of the European Society of Biomechanics, Dublin, 2000 (74).
167. **Maricika G.I., Belih L.N.** : *Modele matematice în imunologie și medicină*, Moscova, 1986.
168. **Massen C.H., Breas G.M., Jonkers G., Verduin M., Geursen J.B.** : *On the design of force-platforms in stabilography*, *Agressologie*, 17, Paris, 1976 (59-62).
169. **Massen C.H., Kodde L.** : *A model for the description of left-right stabilograms*, *Agressologie*, 20, 1979 (107-108).
170. **Massen C.H., Kodde L.** : *An analysis of data-handling in stabilography*, *Agressologie*.
171. **Massen C.H., Kodde L.** : *Consideration concerning the accuracy of stabilographic data*, First Mediterranean Conference on Medical and Biological Engineering SORRENTO (Napoli) Italy, 12-17 Sept. 1977.
172. **Mateescu G.D., Mateescu I.C.** *Analiză numerică*, Ed. Petron, București, 1995 (p.144).
173. **Matei I.** : *Schi alpin modern*, Ed. Sport-turism, București, 1988 (p.332).
174. **Mathews J.** : *Progress in the application of ergonomics to agricultural engineering*, Agr. Eng. Symp. Silsoe, 1967 (125-143).
175. **Mârșanu R.** : *Sisteme de calcul*, Ed. Did. și Ped., București, 1995 (p.103).
176. **Mârșanu R.** : *Sisteme de operare*, Ed. All Educational, București, 1999.
177. **Mârșanu R.** : *Tehnică de calcul*, Ed. All Educational, București, 1999.
178. **Mârșanu R., Vasilescu A.** *Informatică aplicată*, Ed. Petron, București, 1997 (p.160).
179. **Mârșanu R., Velicanu M.** *Informatică aplicată*, Ed. Petron, București, 1997 (p.222).
180. **Mârșanu R., Velicanu M.**: *Tehnică de calcul*, Ed. All Educational, București, 1999.
181. **Meirovitch L.** : *Elements of vibration analysis*, Mc Graw - Hill Book Company, New York, 1975.
182. **Meret N.** : *Protectia omului în procesul muncii*, Ed. Tehnică și Enciclopedică, București, 1985.
183. **Meszaros J.** *Turbo Prolog. Ghid de utilizare*, Ed. Albastră, gr. MicroInformatica, Cluj-Napoca, 1996 (p.154).
184. **Meyer A.** : *Un nouveau chapitre dans la pathologie par trepidation chantier d'Ottmarsheim*, *Médecine d'usine*, 8, 1950 (482).
185. **Mihail R., Stefan Al.** : *Simularea proceselor de prelucrare a polimerilor*, Ed. Tehnică, București, 1989.

186. **Milici C-tin.** : *Caiet de programare, anexă la curs universitar*, Facultatea de Mecanică Timișoara, 1998.
187. **Miloșescu M.** : *Bazele Informaticii*, Ed. Teora, București, 1998 (p.414).
188. **Miloșescu M.** : *Informatică. Tehnologii asistate de calculator. IT1*, Ed. Teora Educational, București, 2001 (p.174).
189. **Miloșescu M.** : *Informatică. Tehnologii asistate de calculator. IT2*, Ed. Teora Educational, București, 2001 (p.182).
190. **Miloșescu M.** : *Sisteme de operare*, Ed. Teora, București, 1999 (p.342).
191. **Miloșescu M.** : *Tehnologia informației*, Ed. Teora Educational, București, 2001 (p.296).
192. **Mirescu S.C.** : *Măsurări electrice și electronice*, Ed. Economică. București, 2000.
193. **Miwa I.** : *Mechanical impedance of human body in various postures*, Industrial Health, v.13, n5, 1975 (1-22).
194. **Miwa I., Yonekawa Y.** : *Evaluation methods for vibration effect*, part.9. Ind. Health., 7, 1969 (116-126).
195. **Moraru A.** : *FoxBase-. Ghid de utilizare*, Ed. Microinformatica. Cluj-Napoca, 1993 (p.201).
196. **Moraru V., Ispas C., Rusu Șt.** : *Vibrațiile și stabilitatea mașinilor unelte*, Ed. Tehnică, București, 1982 (p.351).
197. **Mortel P.J., Maseen C.H., Kodde L.** : *Stabilograms and Horizontal Forces*, V symposium international de posturographie, Amsterdam, 18-22 juin 1979.
198. **Mothiram K.P., Palanichamy M.S.** : *Minimization of human body response to low frequency vibration: application to tractors and trucks*, Mathematical Modelling, vol.6, 1985 (421-442).
199. **Moțica A.M.** : *Vibrații mecanice. Aplicații*, Ed. Univ. "Aurel Vlaicu" Arad, Arad, 2000.
200. **Muksian R., Nash C.D.Jr.** : *A model for the response of seated humans to sinusoidal displacements of the seat*, J. Biomechanics, vol.7, Pergamon Press, 1974 (209-215).
201. **Muksian R., Nash C.D.Jr.** : *On frequency dependent damping coefficients in lumped - parameter models of human body beings*, J. Biomechanics, vol.9, Pergamon Press, 1976 (339-342).
202. **Munteanu F.** : *Informatică*, Petrion, București, 2000 (p.319).
203. **Munteanu F., Ionescu T., Muscă Ghe., Saru D., Dascălu S.M.** : *Progra-marea calculatoarelor*, Ed. Did. și Ped., București, 1985 (p.432).
204. **Munteanu M.** : *Introducere în dinamica mașinilor vibratoare*, Ed. Acad. R.S.R., București, 1986 (p.319).
205. **Neamțu N.** : *Calcul operational și aplicații în electrotehnică*, Ed. de Vest, Timisoara, 1994 (p.213).

206. **Negruț C-tin.** : *Economia și protecția mediului*, Ed. "Presa Universitară Română", Timisoara, 1997.
207. **Nica E., Beceriga L., Budrițan A.** : *Proiectarea optimală a transformatoarelor electrice. Program de calcul*, Ed. Helicon, Timisoara, 1992 (p.53).
208. **Nica E., János L.** : *Program de calcul pentru proiectarea optimală a transformatoarelor electrice*, Ed. Custos, 1993.
209. **Nicolescu V., Groza P.** : *Fiziologie*, Institutul de Med. si Farm., Fac. de Med. Gen., București, 1987 (p.180).
210. **Nicu M.D., Dută M.** : *Bazele teoretice ale bioingineriei si biotehnologiei*, Ed. Garamond, Bucuresti, 2000 (p.233).
211. **Niculescu V., Leahu L., Semenova G., Rădulescu A., Revai E., Nicolescu V., Branca S.** : *Nomenclatura Anatomica. Dictionar poliglot*, Lito IMT, Timisoara, 1986 (p.249).
212. **Niculescu S., Eftene S.** : *Algoritmi și limbaje de programare*, Ed. Did. si Ped., București, 1995.
213. **Niculescu S., Eftene S.** : *Programarea calculatoarelor*, Ed. Did. si Ped., București, 1998 (p.224).
214. **Nigam S.P., Malik M.** : *A Study on a Vibratory Model of a Human Body*, Journal of Biomechanical Engineering, vol.109, 1987 (148-153).
215. **Olariu V., Rosca I., Barbu D.** : *Biomecanica*, vol.I, Bazele biomecanicii, Ed. Macarie, Colectia Universitaria, Targoviste, 1998 (p.208).
216. **Olariu V., Roșca I., Radu Ghe., Baritz M., Barbu D.** : *Biomecanica*, vol.I, Bazele biomecanicii, Ed. Macarie, Târgoviște, 1998 (p.209).
217. **Olariu V., Sima P., Achiriloaie V.** : *Mecanica tehnică*, Ed. Tehnică, București, 1982 (p.448).
218. **Oprescu D.** : *Informatică economică*, Ed. Did și Ped., București, 1996 (p.144).
219. **Oprescu D., Călinoaia M.** : *Informatică*, Ed. Nicolescu, Bucuresti, 2001.
220. **Orgovici I., Cioară T.** : *Lucrări de laborator de Mecanică și Vibrații*, Lito IPTVT, Timișoara, 1983 (p.100).
221. **Paddan G.D., Griffin M.J.** : *The transmission of translational seat vibration to the head :- II. horizontal seat vibration*, J. Biomechanics, vol.21, Southampton, Great Britain, 1988 (199-206).
222. **Paddan G.D., Griffin M.J.** : *The transmission of translational seat vibration to the head - I. vertical seat vibration*, J. Biomechanics, vol.21, Southampton, Great Britain, 1988 (191-198).
223. **Panovko J.B., Gubanova I.I.** : *Ustoicivosti i kolebania upruglih sistem*, Izd. Hauka, Moskwa, 1964.
224. **Panțiru M.** : *Informatică economică*, Ed. Petrion, București, vol.I, 1997 (p.320).

225. **Panțiru M.** : *Informatică economică*, Ed. Petrion, București, vol.II, 1997 (p.96).
226. **Papilian V.** : *Anatomia omului*, vol.I, Ed. Did. și Ped., București, 1982 (p.340).
227. **Patil M.K.** : *Man-tractor system dynamic*, J. Biomechanics, No.11, 1978 (397-406).
228. **Patil M.K., Palanichamy M.S.** : *Minimization of human body responses to low frequency vibration: application to tractors and trucks*, Mathematical Modelling, vol.6, 1985 (421-442).
229. **Pătruț B., Miloșescu M.** : *Informatică. Tehnologii asistate de calculator*, Ed. Teora Educational, București, 2001 (p.296).
230. **Peters F.** : *Disease resulting from the use of pneumatic tools*, Occup. med., 2, 1946 (55).
231. **Petrea I.C., Ionescu L.M.** : *Fizica elastomerilor.Reologie*, Ed. Did. și Ped., București, 1981 (p.240).
232. **Petrescu S.** : *Informatică aplicată*, Ed. Teora, București, 1998 (p.294).
233. **Pilat F.V.** : *Windows 3.1. Utilizare*, Ed. Teora, București, 1996 (p.240).
234. **Placinteanu I.I.** : *Mecanică vectorială și analitică*, Ed. Tehnică, București, 1958 (p.732).
235. **Plavitu C., Hristev A., Georgescu L., Borsan D., Dima V., Stanescu C., Ionescu L., Moldovan R.** : *Probleme de mecanică fizică și acustică*, Ed. Did. și Ped., București, 1981 (p. 320).
236. **Pop E., Stoica V.** : *Principii și metode de măsurare numerică*. Ed. Facla, București, 1977 (p.252).
237. **Popa C., Szeidert I., Vașar C.** : *Aspecte ale implementării software a unui sistem expert de determinare a frecvenței vibrațiilor funcție de simptomele provocate de către acestea subiecților umani*, Buletinul științific al doctoranzilor "Toamna Științifică bănățeană", vol.I, Timișoara, 2000 (7-11).
238. **Popescu I.M., Cone G.F., Stanciu Gh.** : *Culegere de probleme de fizică*, Ed. Did. și Ped., București, 1981 (p.647).
239. **Pradko F., Lee R., Greene J.D.** : *Human vibration response theory*, ASME Biomechanics Monogr., 1967 (205-222).
240. **Preitl Șt., Precup R.E.** : *Introducere în conducerea Fuzzy a proceselor*, Ed. Tehnică, București, 1997 (p.151).
241. **Preitl Șt., Precup R.E.** : *Tehnica Reglării Automate. Lucrări de laborator*, Lito UTT, Timișoara, 1994.
242. **Preitl Șt., Precup R.E.** : *Teoria sistemelor și reglaj automat. Ingineria reglării automate*, Culegere de probleme, vol.I, Lito UTT, Timișoara, 1994.
243. **Preitl Șt., Precup R.E.** : *Teoria sistemelor și reglaj automat. Ingineria reglării automate*, Probleme rezolvate și comentate, vol.II, Lito UTT, Timișoara, 1994.

244. **Prives M., Lysenkov N., Bushkovich V.** : *Human anatomy*, vol.I, Mir Publishers Moscow, 1989 (p.607).
245. **Prives M., Lysenkov N., Bushkovich V.** : *Human anatomy*, vol.II, Mir Publishers Moscow, 1989 (p.439).
246. **Proștean O.** : *Automatizarea instalațiilor în construcții. Îndrumător de laborator*, Lito UTT, Timișoara, 1994.
247. **Proștean O., Mureșan A.** : *Tehnici de identificare și modelare*, vol.I și II, Lito IPTVT, Timișoara, 1985.
248. **Purinia B.A., Kasianov V.A.** : *Biomehanika krupnyh krovenosnyh cocudov celoveka*, Izd. Zinatne, Riga, 1980 (p.260).
249. **Ranga V.** : *Tratat de anatomia omului*, vol.I, Ed. Medicală. București, 1990 (p.416).
250. **Rathius M., Serban M.** : *Bazele Informaticii*, Ed. Petrion, 1997.
251. **Rădulescu D., Gherghiu O.** : *Optimizarea flexibilă și decizia asistată de calculator*, Ed. Științifică, București, 1992.
252. **Ripianu A., Popescu P., Balan B.** : *Mecanică tehnică*, Ed. Did. și Ped., București, 1982 (p.447).
253. **Robu N.** : *Tehnici de modelare și metode de ordonantare în fabricația integrată prin calculator*, Ed. Orizonturi Universitare, Timișoara, 1997.
254. **Roșca I.Gh., Apostol C-tin, Micu B., Stoica M., Mârșanu R.** : *Tehnică de calcul*, Ed. All Educational, București, 1999.
255. **Roșca I.Gh., Cocianu C.L., Uscatu C.** : *Bazele Informaticii*, Ed. All Educational, București, 1999.
256. **Roșca I.Gh., State L., Cocianu C.L.** : *Bazele Informaticii*, Ed. All Educational, București, 1999.
257. **Roșca I.Gh., State L., Micu B., Cocianu C.L., Stoica M., Uscatu C.** : *Informatică*, Ed. All Educational, București, 2000.
258. **Rouvière H.** : *Précis d'anatomie et de dissection. Collection de précis médicaux*, Ed. Masson & C., Paris, 1930 (p.478).
259. **Ruch T., Fulton J.** : *Fiziologie biomedicală și biofizică*, Ed. Medicală, București, 1963 (p.1537).
260. **Rus A.I., Micula Ghe., Pavel P., Ionescu B.B.** : *Probleme de ecuații diferențiale și cu derivate parțiale*, Ed. Did. și Ped., București, 1982 (p.189).
261. **Rusu I.** : *Metode numerice în electrotehnică. Aplicații în limbaj C*, București, 1997.
262. **Sandi H.** : *Elemente de dinamica structurilor*, Ed. Tehnică, București, 1983 (p.391).
263. **Savii G.G., Milenco L.** : *Modelare și simulare*, Ed. Eurostampa, Timisoara, 2000 (p.350).
264. **Săvescu M.** : *Metode numerice de analiză a circuitelor electronice*, Ed. Dacia, Cluj-Napoca, 1991.

265. **Sârbu I.** : *Metode numerice și de optimizare în calculul instalațiilor. Aplicații și programe ordinatoare*, Lito UTT, Timisoara, 1993 (p.174).
266. **Seris H.J.** : *Les vibrations mécaniques: action sur l'homme, prévention*, Revue des Corps de Santé des Armées Terre, Mer, Air-Bd., X, n.1, 1969.
267. **Shipley E.** : *Detection and recognition: experiments and choise moderls*, Journal of Mathematical, Psychology 2, 1965 (277-311).
268. **Silaș Gh.** : *Mecanică - Vibrații mecanice*, Ed. Did. si Ped., București, 1968.
269. **Silaș Gh., Brîndeu L., Toader M., Bacria V., Herisanu N.** : *Determination of the noise and vibration polution produced by the road traffic*, Acta Acustica, vol.82, 1996.
270. **Silaș Gh., Brîndeu L., Toader M., Bacria V., Herisanu N.** : *Considerații privind metodele de reducere a nivelului de zgomot produs de traficul rutier în municipiul Timișoara*, Sesiunea de comunicări știintifice a Comisiei de Acustică a Academiei Române, Caietul 25, București, 1995.
271. **Silaș Gh., Brîndeu L., Toader M., Bacria V., Herisanu N.** : *Identificarea surselor de zgomote și vibrații datorate traficului urban*, Sesiunea de comunicări știintifice de acustică a Comisiei de Acustică a Academiei Române, Caietul 28, București, 1998.
272. **Silaș Gh., Brîndeu L., Toader M., Bacria V., Herisanu N., Ștefan C.** : *Amenajarea acustică a mediului urban*, Sesiunea de comunicări știintifice a Comisiei de Acustică a Academiei Române, Caietul 30, București 12-13 oct., 2000 (302-308).
273. **Silaș Gh., Brîndeu L., Toader M., Bacria V., Herisanu N., Ștefan C.** : *Considerații privind câmpul acustic din interiorul unui autovehicul*, Sesiunea de comunicări știintifice a Comisiei de Acustică a Academiei Române, Caietul 30, București 12-13 oct., 2000 (308-314).
274. **Silaș Gh., Brîndeu L., Toader M., Bacria V., Herisanu N., Ștefan C.** : *Metodă de identificare si reducere a poluării cu zgomote si vibrații produsa de traficul urban*, în vol. Celui de-al doilea simpozion "ECOTIM 2000", Timisoara, 2000 (27-36).
275. **Silaș Gh., Brîndeu L., Toader M., Bacria V., Herișanu N.** : *Reducerea zgomotului produs de traficul urban prin măsuri de protecție pasivă*, Ses.de Com.de Acustică. Acad.Română. București, 1999 (89-92).
276. **Silaș Gh., Brîndeu L., Toader M., Bacria V., Herișanu N., Chiriac A.** : *Noises and vibrations due to vehicles*, 6th Conference on vehicle dynamics, Identification and anomalies, 9-11 november 1998, Budapest.
277. **Silaș Gh., Rădoi M., Brîndeu L., Klepp L., Hegedus A.** : *Culegere de probleme de vibrații mecanice*, vol.I-II, Ed. Tehnica, București, 1967-1972.
278. **Sima P., Olariu V.** : *Culegere de probleme de mecanică*, vol.I-II, Univ. Brasov, 1978.
279. **Since L.** : *Science Physiques. Exercices* , Paris, 1973.

280. **Smith J.B., Suggs C.W.** : *Dynamic properties of the human head*, Journal of Sound and Vibration, North Carolina, 1976 (35-34).
281. **Snijders C.J., Verduin M.** : *Stabilograph, an accurate instrument for sciences interested in postural equilibrium*, Agressologie, 14, 1973 (14-20).
282. **Sorin T.** : *Informatică (varianta C++)*, Ed. L&S INFOMAT, Bucuresti, 2001 (p.196).
283. **Sorin T.** : *Informatică (varianta Pascal)*, Ed. L&S INFOMAT, Bucuresti, 2001 (p.192).
284. **Sorin T.** : *Informatică. Tehnici de programare*, Ed. L&S INFOMAT, Bucuresti, 2001 (p.187).
285. **Spiegel M.R.** : *Transformées de Laplace. Cours et problèmes*, Paris, 1983 (p.272).
286. **Spircu T., Țigan Șt.** : *Informatica în medicină*, Ed. Teora, București, 1995 (p.192).
287. **Sroka K.H.** : *Zur Frage der Vibration erkrankungen*, Ztschr. Orthop., 3, 1951 (457-488).
288. **Stan A.** : *„Omul în prezenta vibrațiilor*, Colecția Orizonturi, Ed. Științifică, București, 1966.
289. **Stan A., Grumazescu M.** : *Probleme de mecanică*, Ed. Did. si Ped., București, 1973 (p.448).
290. **Stein G.J., Múčka P.** : *Analysis and simulation of the simple linear vibration control system used in road and off-road vehicles*, Proceeding of the 6th Mini Conference on vehicle System dynamics, identification and anomalies, VSDIA '98, Budapest, 1998 (315-326).
291. **Suggs C.W., Mishoe J.,W.** : *Vibrational Analysis of the human hand*, Proceeding of the 6th Congress of the Int. Ergonomics Assoc. Univ. of Md. College Park, July 11-16, 1976 (267-271).
292. **Szameitat P.** : *Mecanische Schwingungseinwirkung auf den liegenden Menschen. Gesichtspunkte für einen Vorschlag zu einer Beurteilungsrichtlinie*, Dissertation, Darmstadt, 1976 (p.227).
293. **Șerb G.A.** : *Proiectarea structurilor asistată de calculator*, Ed. Militară, București, 1989 (p.207).
294. **Teodorescu P.P.** : *Sisteme mecanice, modele clasice*, vol.III, Ed. Tehnica, București, 1997 (p.382).
295. **Teodorescu P.P., Ilie V.** : *Teoria elasticității și introducere în mecanica solidelor deformabile*, Ed. Dacia, Cluj-Napoca, 1976 (p.327).
296. **Terekhov Y.V.** : *Instrumentation for automate measurement and real-time evaluation of man's postural equilibrium*, J. Med. Eng. Techn, 2, 1978 (182).
297. **Tertișco M.** : *Identificarea asistată de calculator a sistemelor*, Ed. Tehnică, București, 1987.
298. **Thomas D.P., Whitney R.J.** : *Postural movements during in man*, J. Anat., 93, 1959 (524-539).

318. **Weis E.B., Clarke N.P., von Gierke H.E.** : *Mechanical impedance as a tool in biomechanics*, Am. Soc. Mech. Engrs., Paper No. 63-WA-280, 1963.
319. **Weis E.B., Clarke N.P., Brinkley J.W., Martin P.J.**: *Mechanical impedance as a tool in research on human response to acceleration*, AMRL-TR-65-7, 1964.
320. **Weis E.B., von Gierke H.E.** : *Experimental analysis of the human body as a mechanical system*, AMRL-TR-65-8, Aerospace medical research laboratory, Wright-Patterson, 1965.
321. **Weis E.B., Primiamo F.P.** : *The motion of the human center of mass and its relationship to mechanical impedance*, Aerospace medical research laboratories, Wright-Patterson, Air Force Base, Ohio, 1966.
322. **Winter D.A.** : *The biomechanical and motor control of human movement*, Hardcover, 1990.
323. **Winters J.M., Crago P.E.** : *Biomechanics and neural control of posture and movement*, Hardcover, 2000.
324. **Wittman T.W., Philips N.S.** : *Human body nonlinearity and mechanical impedance analysis*, ASME Publication, 1969 (1-7).
325. **Wood L.A., Suggs C.W., Abrams C.F.Jr.** : *Hand - Arm vibrational Part III: A distributed parameter dynamic model of the human hand - arm system*, Journal of Sound and Vibration, 1978 (157-169).
326. **Yonekawa Y., Miwa I.** : *Sensational responses of sinusoidal whole bod vibrations with ultra-low frequencies*, Ind. Health., 10. 1972 (63-73).
327. **Zăvoianu C-tin.** : *Algoritmi și limbaje de programare în TurboPascal*, Ed. Soft Computer, Petroșani, 2000 (p.280).
328. *** : *Ustojcivosti i kolebania mehaniceskih sistem (Stabilitatea și oscilațiile sistemelor mecanice)*, Leningrad, 1988.
329. *** : *Catalogul standardelor române* , Ed. Tehnică, București. 1995.
330. *** : **ISO 2631** , *Guide for the evaluation of human exposure to whole body vibration*, First edition, 1974.
331. *** : **STAS 10085/1-75**, *Conversiunea valorilor numerice dintr-un sistem de unități în altul. Metode generale de conversiune.*
332. *** : **STAS 10085/2-86**, *Unități de măsură care nu fac parte din Sistemul Internațional de unități (S.I.). Factori de conversiune.*
333. *** : **STAS 10085/3-75**, *Conversiunea valorilor numerice dintr-un sistem de unități în altul. Tabele de conversiune.*
334. *** : **SR ISO 2631-1:1994**, *Evaluarea expunerii umane la vibrațiile globale ale corpului. Partea 1: Condiții generale.*
335. *** : **SR ISO 5349: 1994**, *Vibrații mecanice. Principii directe pentru măsurarea și evaluarea expunerii umane la vibrații transmise prin mână.*
336. *** : **VDI 2057**, *Richtlinie zur Beurteilung der Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen*, Grundlagen, Gleiderung, Begriffe, B1, B1.2, 1974.
- 337.

337. **Anderson F.C., Pandy M.G.** : *Static and dynamic optimization solutions for gait are practically equivalent*, Journal of Biomechanics, 34, 2001 (153-161).
338. **Blajer W., Czaplicki A.** : *Modeling and inverse stimulation of somersaults on the trampoline*, Journal of Biomechanics, 34, 2001 (1619-1629).
339. **Brîndeu L., Biro I., Hegedus A., Ilea R., Orgovici I., Deak L., Popa C.** : *A szemcsemozgás dinamikája vibrációs sík rostán. Dynamics of the displacements by vibrations on plane sieves*, Godollo, ianuarie 2001.
340. **Chang C.-C., Brown D.R., Blowski D.S., Hsiang S.M.** : *Biomechanical simulation of manual lifting using spacetime optimisation*, Journal of Biomechanics, 34, 2001 (527-532).
341. **Coveney V.A., Hunter G.D., Springs J.** : *Is the behaviour of the leg during oscillation linear?*, Journal of Biomechanics, 34, 2001 (827-830).
342. **Ding Z., Wang K., Li j., Cong X.** : *Flow field and oscillatory shear stress in a tuning-fork-shaped model of the average human carotid bifurcation*, Journal of Biomechanics, 34, 2001 (1555-1562).
343. **Filip I.** : *Modelare și simulare cu ajutorul programelor GPPS și Simnon*, Ed. Facla, Timișoara, 2000 (p.117).
344. **Freund J., Tahola E.-P.** : *A dynamic model of the forearm including fatigue*, Journal of Biomechanics, 34, 2001 (597-605).
345. **Gefen A., Megido-Ravid M., Itzhak Y.** : *In vivo biomechanical behaviour of the human heel pad during the stance phase of guests*, Journal of Biomechanics, 34, 2001 (1661-1665).
346. **Hoff A.L.** : *The force resulting from the action of mono- and biarticular muscles in a limb*, Journal of Biomechanics, 34, 2001 (1085-1089).
347. **Kukla Ch., Pichl W., Prokesh R., Jacyniak W., Heinze G., Gaterres R., Prokesch R., Jacyniak W., Heinze G., Gaterres R., Heinz Th.** : *Femoral neck fracture after removal of the standard gamma interlocking nail: a cadaveric study to determine factors influencing the biomechanical properties of the proximal femur*, Journal of Biomechanics, 34, 2001 (1519-1526).
348. **Lloyd D.G., Buchanan Th.S.** : *Strategies of muscular support of various isometric loads at the human knee*, Journal of Biomechanics, 34, 2001 (1257-1267).
349. **Matjačić Z., Voigt M., Popović D., Sinkjaer T.** : *Functional postural responses after perturbations in multiple directions in a standing man: a principle of decoupled control*, Journal of Biomechanics, 34, 2001 (187-196).
350. **Matthew L.K., Heegaard J.H.** : *Predictive algorithms for neuromuscular control of human locomotion*, Journal of Biomechanics, 34, 2001 (1077-1083).
351. **Panjabi M. White A.A.** : *Biomechanics in the Musculoskeletal System*, Churchill Livingstone, New York, Edinburgh, London, Philadelphia, 2001.
352. **Perreault E.J., Crago P.E., Kirsch R.F.** : *Estimation of Intrinsic and Reflex Contributions to Muscle Dynamics: A Modeling Study*, IEEE transactions on Biomedical Engineering, vol.47, nr.11, 2000 (1413-1421).

353. **Prokopenko R.A., Frolov A.A., Bitjukova E.V., Roby-Brami A.** : *Assesment of the accuracy of a human arm model with seven degrees of freedom*, Journal of Biomechanics, 34, 2001 (177-185)
354. **Raikova R.T., Prilutsky B.I.** : *Sensitivity of predicted muscle forces to parameters of the optimization – based human leg model revealed by analytical and numerical analyses*, Journal of Biomechanics, 34, 2001 (1243-1255).
355. **Rehbinder H., Martin C.** : *A control theoretic model of the forearm*, Journal of Biomechanics, 34, 2001 (741-748).
356. **Soentanto D., Kuo C.-Y., Babic D.** : *Stabilization of human standing posture using functional neuromuscular stimulation*, Journal of Biomechanics, 34, 2001 (1589-1597).
357. **Vaşar C., Szeidert I.** : *Automatizări. Modelare și simulare*, Lito Universitatea “Politehnica” Timișoara, 2001 (p.118).
358. **Wilke H.-J., Rohlmann A., Bergmann G., Graichen F., Claes L.E.** : *Comparison of intradiscal pressures and spinal fixator loads for different body positions and exercise*, Journal of Biomechanics, 34, 2001 (S37-S42).
359. **Zeevi Dvir** : *Clinical biomechanics*, Churchill Livingstone, NewYork, Edinburg, London, Philadelphia, 2000.

CUPRINS

	<u>Pag.</u>
CUVÂNT ÎNAINTE.....	2
1. INTRODUCERE	3
2. CARACTERISTICI ALE INFLUENȚEI VIBRAȚIILOR ASUPRA ORGANISMULUI UMAN	
2.1. Noțiuni introductive	9
2.2. Efecte fiziologice și patologice ale vibrațiilor asupra organismului uman	10
3. SISTEM PENTRU DETERMINAREA FRECVENȚEI VIBRAȚIILOR FUNCTIE DE SIMPTOMELE PROVOCATE SUBIECȚILOR UMANI	
3.1. Baza de cunoștințe	15
3.2. Structura programului	16
3.3. Descrierea programului	20
4. MODELAREA ORGANISMULUI UMAN AFLAT ÎN PICIOARE	
4.1. Caracteristici anatomice ale organismului uman.	23
4.2. Determinarea modelului matematic în cazul frecvențelor foarte mici.....	28
4.2.1. Precizarea modelului matematic	28
4.3. Determinarea modelului matematic în cazul frecvențelor joase	33
4.3.1. Determinarea ecuațiilor primare	33
4.3.2. Stabilirea modelului de stare.....	38
4.3.3. Stabilirea matricei de transfer	41
4.3.4. Analiza stabilității sistemului	42
4.4. Determinarea parametrilor modelului matematic	45
4.4.1. Cazul frecvențelor joase, pentru model fără amortizare	45
4.4.1.1. Stabilirea relațiilor de calcul	45
4.4.1.2. Programul de calcul al valorilor parametrilor modelului	49
4.4.2. Cazul frecvențelor joase, pentru model cu amortizare	53
4.4.2.1. Stabilirea relațiilor de calcul necesare determinării modelului mecanic în cazul mișcării amortizate	53
4.4.2.2. Programul de calcul al valorilor parametrilor modelului	61
4.4.3. Cazul frecvențelor foarte mici	63
4.4.3.1. Stabilirea relațiilor de calcul	63
4.4.3.2. Programul de calcul al valorilor parametrilor modelului	65
5. SIMULAREA COMPORTĂRII ORGANISMULUI UMAN AFLAT ÎN POZIȚIA ÎN PICIOARE	
5.1. Simularea pentru frecvențe joase	73
5.1.1. Schema bloc informațională.....	73
5.1.2. Program de simulare	80
5.1.3. Simularea pe calculator	81
5.1.4. Concluzii	89
5.1.5. Variantă suplimentară de schemă bloc informațională.....	91

5.2. Simularea pentru frecvențe foarte mici	98
5.2.1. Schema bloc informațională	98
5.2.2. Program de simulare	98
5.2.3. Concluzii	103
6. CONSTRUIREA UNOR MODELE GENERALIZATE ALE COMPORTĂRII ORGANISMULUI UMAN AFLAT ÎN PICIOARE	
6.1. Modelarea analitică a sistemelor. Modele matematice utilizate în simularea cu mediul MathLab	104
6.2. Determinarea ecuațiilor primare	105
6.3. Stabilirea modelului de stare	112
6.4. Stabilirea matricei de transfer	116
6.5. Determinarea parametrilor modelului matematic	117
6.5.1. Cazul frecvențelor joase, pentru model fără amortizare	117
6.5.1.1. Stabilirea relațiilor de calcul	117
6.5.1.2. Programul de calcul al valorilor parametrilor	120
6.5.2. Cazul mișcării amortizate	122
6.5.2.1. Stabilirea relațiilor de calcul necesare determinării parametrilor modelului mecanic	122
6.5.2.2. Programul de calcul al valorilor parametrilor	129
6.6. Simularea comportării corpului omenesc aflat în poziția în picioare pentru frecvențe joase	131
6.6.1. Schema bloc informațională	131
6.6.2. Program de simulare	134
6.6.3. Concluzii	137
6.7. Model simplificat cu 4 mase	138
7. ANALIZA COMPORTĂRII ORGANISMULUI UMAN AȘEZAT PE SCAUN	
7.1. Modelul dinamic	144
7.2. Determinarea modelului matematic	154
7.3. Stabilirea matricei de transfer	158
7.4. Construirea schemei bloc informaționale	159
7.5. Construirea modelului mecanic pentru izolarea vibrațiilor	163
7.6. Determinarea parametrilor modelului mecanic	165
7.6.1. Parametrii modelului	165
7.6.2. Principiul metodei	166
7.6.3. Determinarea parametrilor modelului mecanic în prezența amortizării	168
7.6.4. Programul de calcul	173
7.6.5. Rezultate	175
7.7. Simularea comportării modelului dinamic	176
7.8. Determinarea răspunsului sistemului	181
7.9. Concluzii	193

8. SIMULAREA FUNCȚIONĂRII SISTEMULUI DE SUSPENSIE A ROȚII UNUI AUTOMOBIL	
8.1. Vibrațiile din transportul auto și feroviar	195
8.2. Modelul structural simplificat al unei suspensii auto	196
8.3. Modalități de simulare a funcționării sistemului	197
8.4. Concluzii	214
9. MODEL MECANIC STRUCTURAT PE SEGMENTE AL ORGANISMULUI UMAN	
9.1. Caracteristici biomecanice	215
9.2. Ipoteze simplificatoare	215
9.3. Masele și elasticitățile segmentelor corpului	217
9.4. Efectul factorului de trunchiere	220
9.5. Modelul mecanic	220
9.6. Programul de calcul	223
9.7. Exemplu de calcul	223
9.8. Concluzii	228
10. STATICA POSTURALĂ	
10.1. Prezentare generală	229
10.2. Considerații privind exactitatea datelor stabilografice	231
10.3. Influența neorizontalității suportului platformei	233
10.4. Stabilograme	235
11. CONCLUZII GENERALE	241
12. BIBLIOGRAFIE	245
13. Cuprins	263
14. Anexe	(paginat separat)