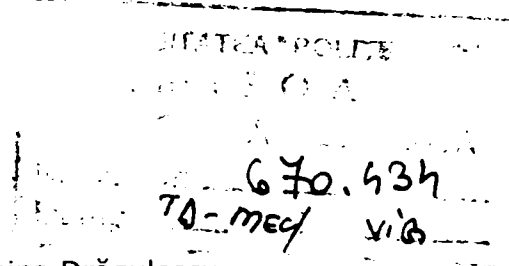


Serbau Vime
S. 2007

STUDII TEORETICE ȘI EXPERIMENTALE ASUPRA SURSELOR ȘI NIVELULUI DE VIBRAȚII LA UNELE TIPURI DE MAȘINI DE ȚESUT

Teză destinată obținerii
titlului științific de doctor la
Universitatea "Politehnica" din Timișoara
în domeniul INGINERIE MECANICĂ
de către

ing. COSMINA VIGARU



Conducător științific:
Referenți științifici:

prof.dr.ing. Doina Drăgulescu
prof.dr.ing. Vasile Năstăsescu
prof.dr.ing. Valeriu Jinescu
prof.dr.ing. Ioan Smicală

Data susținerii tezei: 02.03.2007

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

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

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

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2007

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

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

Cuvânt înainte

Teza de doctorat a fost elaborată pe parcursul activității mele în cadrul Catedrei de Mecanică și Vibrații a Universității „Politehnica” din Timișoara.

Lucrarea intitulată „Studii teoretice și experimentale asupra surselor și nivelului de vibrații la unele tipuri de mașini de țesut” conține o parte descriptivă a mecanismelor importante în realizarea procesului de țesere dar și modele ale unor mecanisme.

Problema surselor și a nivelului de vibrații, este de mare importanță teoretică și practică nu numai pentru mașinile de țesut, este și o problemă tehnică cu mari implicații tehnico-economice, dincolo de confortul la locul de muncă și efectele asupra personalului.

Sunt prezentate modele ale unor elemente ale mecanismelor mașinilor de țesut. Pe baza modelelor realizate s-au efectuat analize cu elemente finite urmărind validarea rezultatelor obținute teoretic.

Lucrarea „*Studii teoretice și experimentale asupra surselor și nivelului de vibrații la unele tipuri de mașini de țesut*” a abordat domeniul complex al vibrațiilor cu aplicații asupra mecanismelor mașinilor de țesut.

Mulțumiri deosebite se cuvin conducătorului științific Doamnei Prof.dr.ing. Doina DRĂGULESCU, membru corespondent al Academiei de Științe Tehnice din România, pentru atenta îndrumare manifestată pe parcursul stagiului, precum și pentru sugestiile valoroase de un înalt profesionalism ce au contribuit la conturarea tezei în forma sa actuală.

Pentru studierea atentă și pentru observațiile constructive asupra tezei, sunt recunoscătoare și aduc mulțumiri referenților științifici oficiali.

Timișoara, martie 2007

Cosmina Vigaru

Vigaru, Cosmina

Studii teoretice și experimentale asupra surselor și nivelului de vibrații la unele tipuri de mașini de țesut

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 8, Editura Politehnica, 2007, 214 pagini, 164 figuri, 13 tabele și 5 anexe.

ISSN: 1842-4937

ISBN: 978-973-625-432-1

Cuvinte cheie:

vibrații, mașini de țesut, pulsații proprii.

Rezumat,

Lucrarea prezintă studii teoretice și experimentale ale vibrațiilor unor mașini de țesut. Lucrarea conține în prima elemente constructive ale mașinilor de țesut. Ținând seama de varietatea constructivă a mașinilor și de complexitatea acestora, sunt mecanismele care au fost ulterior analizate

Sunt studiate separat diferite mecanisme ale mașinilor de țesut. Astfel, s-au studiat teoretic vibrațiile transversale ale brațului de lansare al mașinii de țesut. În cazul mașinii STB (mașină de țesut cu microproiectil) s-au determinat pulsațiile proprii ale batiului mașinii, barei de torsiune și brațului de lansare.

Determinările experimentale au fost efectuate prin poziționarea traductorului pe elementele și mecanismele importante ale mașinii. Datele obținute experimental s-au prelucrat în Matlab obținându-se amplitudinile maxime ale spectrelor accelerațiilor în raport cu timpul.

CUPRINS

CUPRINS	5
INTRODUCERE	7
1. PREZENTAREA MAȘINILOR DE ȚESUT	9
1.1. Generalități	9
1.2. Principii constructive și funcționale ale mașinilor de țesut	10
1.3. Concluzii	28
2. CERCETĂRI ASUPRA VIBRAȚIILOR MAȘINILOR DE ȚESUT	29
2. 1. Stadiul actual. Considerații generale.....	29
2.2. Studiul vibrațiilor brațului de lansare al mașinilor de țesut clasice	34
2.2.1 Determinarea forțelor perturbatoare	34
2.2.2 Studiul vibrațiilor transversale ale brațului de lansare al mașinilor de țesut	49
2.3. Studiul vibrațiilor barei de torsiune al mecanismului de lansare al mașinii STB.....	57
2.3.1.Determinarea momentului perturbator în cazul mașinii STB...	57
2.3.2.Calculul pulsațiilor proprii pentru bara de torsiune	63
2.4. Concluzii	67
3. ANALIZA NUMERICĂ A UNOR ELEMENTE ALE MAȘINILOR DE ȚESUT	68
3.1. Analiza batiului mașinii de țesut STB	68
3.2 Studiul vibrațiilor barei de torsiune a mașinii de țesut STB.....	86
3.3. Determinarea pulsațiilor proprii ale brațului de lansare la mașina STB	89
3.4. Aplicarea metodei elementelor finite pentru studiul deformațiilor arborelui secundar al mașinii de țesut AT-100.....	96
3.5. Concluzii	102
4. PRELUCRAREA DATELOR EXPERIMENTALE	103
4.1. Metode generale de analiză a vibrațiilor	103
4.2. Surse de vibrații în funcționarea mașinilor de țesut.....	105
4.3. Aparatura utilizată pentru determinarea vibrațiilor.....	106
4.4. Prelucrarea datelor experimentale obținute în urma măsurărilor de vibrații efectuate pe mașina de țesut STB	108
4.5. Concluzii	154
5. CONSIDERAȚII FINALE. CONTRIBUȚII ORIGINALE	156
ANEXE	161
BIBLIOGRAFIE	181

INTRODUCERE

Teza de doctorat cu tema „Studii teoretice și experimentale asupra surselor și nivelului de vibrații la unele tipuri de mașini de țesut” se încadrează în domeniul vast al cercetărilor și studiilor privind vibrațiile mașinilor. Creșterea performanțelor mașinilor de țesut se realizează prin creșterea vitezelor de lucru, ceea ce conduce la apariția unor forțe mari concomitent cu reducerea masei și deci a rigidității construcției. Acestea constituie motivul principal al actualității studiilor vibrațiilor mașinilor. Elementele constructive ușoare oferă o amortizare internă mai mică a oscilațiilor. Astfel componentele armonice ale forțelor perturbatoare pot să coincidă cu frecvențele proprii ale diferitelor elemente constructive ceea ce conduce la apariția fenomenului de rezonanță.

Obiectivul principal al tezei îl constituie elaborarea unor modele pentru studiul vibrațiilor mașinilor de țesut dar și studiul experimental al vibrațiilor acestora. Prin studiile efectuate teza de doctorat intenționează să contribuie la dezvoltarea unor metode de studiu a vibrațiilor mașinilor de țesut și la identificarea cauzelor vibrațiilor.

Teza de doctorat structurată în 5 capitole fost astfel concepută încât să permită familiarizarea cu claritate a mecanismelor studiate, a dezvoltărilor necesare pentru studiul teoretic al vibrațiilor, precum și a metodelor de calcul numeric folosite.

În **Capitolul 1 - Prezentarea mașinilor de țesut** - a fost prezentată o parte din mecanismele mașinilor de țesut. Ținând seama de varietatea constructivă a mașinilor și de complexitatea acestora, în acest capitol au fost prezentate cu precădere mecanismele care au fost ulterior analizate pe parcursul tezei și anume principiile de lucru ale mașinilor de țesut cu suveică și a mașinii de țesut cu microproiectil. Astfel, conținutul materialului prezentat încercă să îmbine armonios, într-un volum suficient de informații, date privitoare la funcționarea mașinilor de țesut în general, dar și rolul pe care îl are fiecare mecanism în funcționarea corespunzătoare a mașinii.

Capitolul 2 - Cercetări asupra vibrațiilor mașinilor de țesut - prezintă în prima parte un studiu bibliografic al cercetărilor actuale privind vibrațiile mașinilor de țesut. Partea a doua a acestui capitol are un caracter teoretic prezentând metode de studiu a vibrațiilor unor mecanisme din componența mașinilor. Au fost determinate forțele perturbatoare care acționează asupra mecanismului de lansare clasic și au fost dezvoltate în serie Fourier. Pentru simplificarea volumului de calcul au fost realizate programe în Mathcad pentru cazurile concrete. În studiul efectuat asupra vibrațiilor mașinilor de țesut clasice au fost determinate pulsațiile proprii ale mecanismului de lansare. Pentru compararea rezultatelor teoretice pulsațiile proprii au fost determinate și utilizând programul ANSYS de analiză prin metoda elementelor finite.

Au fost studiate de asemenea vibrațiile barei de torsiune a mecanismului de lansare al mașinii de țesut fără suveică, STB (inițialele consacrate STB provin din limba rusă „Stanok Tkații Bescelnocinii” - având semnificația „mașină de țesut fără suveică”). În acest caz au fost studiate atât vibrațiile libere cât și vibrațiile forțate. Pentru validarea rezultatelor și a modelului au fost determinate pulsațiile proprii aplicând metoda elementelor finite pornind de la studiul vibrațiilor torsionale ale unei bare și particularizând pentru cazul concret al barei de torsiune.

Capitolul 3 - Analiza numerică a unor elemente ale mașinilor de țesut aplicând metoda elementelor finite - abordează problema analizei numerice a unor mecanisme ale mașinilor de țesut. Modelarea geometrică a acestor elemente s-a realizat folosind pachete software de proiectare asistată sau module încorporate în programe de analiză cu elemente finite destinate proiectării asistate. Programul de analiză utilizat este ANSYS care, prin facilitățile și acuratețea rezultatelor pe care le prezintă, este des utilizat în cercetarea comportării statice și dinamice a elementelor componente ale mașinilor. Astfel, programul a fost utilizat pentru determinarea pulsațiilor proprii dar și pentru determinarea deformațiilor corespunzătoare acestora.

Primul element analizat în acest capitol este batiul mașinii al cărui model geometric a fost realizat în SolidWorks. Frecvențele proprii au fost determinate în mai multe situații, în funcție de modul în care s-a realizat fixarea batiului în pardoseală. În primul caz batiul a fost considerat încastrat. Pentru a se amortiza vibrațiile, în al doilea caz batiul a fost considerat izolat de pardoseală prin izolatori de cauciuc. În această situație au fost efectuate două analize, considerând două moduri în care se realizează contactul dintre picioarele batiului și amortizoarele din cauciuc.

Pentru bara de torsiune și pentru brațul de lansare au fost realizate modele analizate cu metoda elementelor finite. Pentru aceste mecanisme rezultatele obținute în urma analizei au fost comparate cu rezultatele stabilite teoretic.

Tot în acest capitol a fost studiat și arborele secundar al mașinii de țesut automate AT-100. Au fost determinate pulsațiile proprii precum și deformațiile ale arborelui. Deformațiile arborelui au fost determinate considerând forțele care acționează asupra acestuia, egale cu greutatea mecanismelor care sunt fixate pe arborele secundar (camele mecanismelor de lansare, camele mecanismului de formare a rostului și mecanismul furculiței).

Capitolul 4 - Prelucrarea datelor experimentale - prezintă studiile experimentale ale vibrațiilor mașinii de țesut fără suveică (mașina de țesut cu microproiectil). Determinările experimentale au fost efectuate prin poziționarea traductorului pe elementele și mecanismele importante ale mașinii. Ținând seama că mașina de țesut reprezintă un ansamblu de elemente rigidizate între ele, vibrațiile rezultante se transmit batiului și celorlalte elemente după toate direcțiile. Astfel direcțiile după care s-au efectuat determinările sunt: cea longitudinală ce corespunde firelor de urzeală, direcția transversală ce coincide cu direcția arborilor mașinii și direcția verticală perpendiculară pe pardoseală.

Vibrațiile determinate experimental au fost analizate aplicând Transformata Fourier Rapidă pentru obținerea spectrelor în frecvență. Pentru analiza vibrațiilor au fost stabilite ciclogramele de funcționare pentru mecanismele importante ale mașinii, timpii corespunzători fiecărei faze de funcționare fiind calculați în funcție de funcție de unghiul de rotire al arborelui principal. Analiza datelor s-a efectuat utilizând programul Matlab în care au fost determinate amplitudinile maxime ale spectrelor accelerațiilor în raport cu timpul.

Capitolul 5 - Considerații finale. Contribuții originale - prezintă într-o manieră sintetică contribuțiile originale în domeniul studiat.

Anexele care însoțesc teza, cuprind selectiv o parte din rezultate experimentale obținute și programele realizate în Mathcad și Matlab pentru studiul vibrațiilor. Datorită numărului mare al valorilor înregistrate (câte 50000 de valori pentru fiecare punct de măsurare) în timpul determinărilor experimentale, în anexe se prezintă doar o parte din valorile înregistrate.

1. PREZENTAREA MAȘINILOR DE ȚESUT

1.1. Generalități

Semnele declinului din industria ușoară din România a cărei producție este realizată în procent de aproape 90% în sistem lohn au început în anul 2004. Cifrele statistice reflectă această tendință de diminuare a producției industriale și a exporturilor. Astfel, în 2005 valoarea producției industriale în ramura textile-pielărie a fost de 11.434 milioane RON, în scădere cu 14.5% comparativ cu realizările din 2004. Producția s-a diminuat în 2005, comparativ cu 2004, la toate categoriile de produse. Astfel, la țesături producția a scăzut cu circa 29%, la tricotaje cu circa 18%, la ciorapi cu aproximativ 11%, la confecții textile și din înlocuitori cu 16%, iar la încălțăminte cu circa 15%, [130], [131], [132].

Cauzele ce au determinat regresul industriei ușoare sunt multiple, pornind de la factori interni și continuând cu evoluțiile de pe piața mondială.

Cu alte cuvinte, cea mai mare parte a unităților din sector își vând producția la export prin sistemul de lohn, iar pe piața internă, care este acaparată de produsele chinezești, desfac doar o mică parte. De mai bine de șase ani, România este primul exportator de confecții în sistem lohn de pe piața Uniunii Europene, piață care absoarbe 85% din totalul exporturilor românești de textile.

Cu toate că o parte din producătorii români, în general firmele mari cu forță financiară, consideră că lohn-ul va mai susține încă ani buni industria de profil din România, este tot mai clar că viitorul acestei ramuri va presupune reorientarea către piața internă și lansarea producțiilor sub marca proprie. Recâștigarea pieței autohtone, care în prezent este acoperită în proporție de 85% de importuri, poate crea o contrapondere la regresul pieței externe.

Un alt aspect este cel legat de producția sub marca proprie. Exporturile sub marca proprie trebuie să crească în detrimentul lohn-ului. Pentru a putea produce sub marca proprie este necesar să se asigure materia primă necesară producătorilor de îmbrăcăminte. Fiind vorba de un sector în care necesarul de investiții este ridicat (10-20 milioane pentru o țesătorie) este nevoie de implicarea statului în susținerea acestuia [128], [129]. Sectorul industriei ușoare trebuie să beneficieze de sprijin din partea autorităților. Datorită inexistenței unor politici investiționale sprijinite de guvern prin lege, multe întreprinderi de prelucrare a firelor, țesătorii și filaturi, au fost închise pentru re tehnologizare.

În septembrie 2005 prin Hotărârea nr. 1172 din 29.09.2005 a fost aprobată Politica industrială a României pentru perioada 2005-2008 și Planul de acțiune pentru implementarea politicii industriale a României în perioada 2005-2006. Analiza diferitelor activități ale industriei a fost efectuată și din punct de vedere al infrastructurii industriale (capacități, personal calificat, tradiție, piață de desfacere)[133]. În aceste condiții se apreciază că o serie de sectoare industriale vor continua dezvoltarea și consolidarea, în condițiile în care vor apărea și activități noi în complementaritate cu operatorii economici din spațiul european.

Astfel a fost preconizată o evoluție pozitivă pentru confecțiile de textile și pielărie pe baza creației și brand-urilor românești estimându-se că industriile care beneficiază de avantaje comparative generate de existența surselor de materii prime

sau a infrastructurii necesare în condițiile unor dotări tehnice și performanțe manageriale de nivel ridicat pot ocupa poziții dominante pe piața internă, precum și segmente importante de export [128], [129], [130].

În ultimii ani datorită progresului tehnic care a avut loc în toate domeniile industriale și în industria textilă a fost necesară realizarea unor mașini de țesut perfecționate cu viteze de lucru mai mari, de complexitate sporită [1], [2], [3], [110].

Numărul mare al mecanismelor care intră în componența mașinilor de țesut care trebuie să funcționeze într-o interconexiune perfectă a condus la preocupări deosebite privind studiul vibrațiilor și reducerea pe cât posibil a acestora. În cazul mașinilor de țesut este foarte importantă măsurarea vibrațiilor și reducerea acestora sub anumite valori limită în caz contrar, dacă vibrațiile depășesc anumite valori apar opriri repetate ale acestora, defecte în țesături scade productivitatea mașinii și crește prețul de cost al produsului [15] [41], [55].

1.2. Principii constructive și funcționale ale mașinilor de țesut

Tehnologia de țesere nu a suferit modificări fundamentale principiul de bază fiind cel de împletire prin faze succesive a două sisteme de fire. Dacă în privința procesului tehnologic nu au apărut modificări considerabile în sectorul mașinilor există dezvoltări semnificative atât în cazul mașinilor cu suveică cât și în cazul mașinilor neconvenționale [2], [3], [41], [49]. Astfel, pentru fiecare fază a procesului de formare a țesăturii sunt prezentate principiile și condițiile de funcționare pentru mecanismele care au fost studiate ulterior în teză.

Mașina de țesut realizează țesătura prin împletirea a două sisteme de fire, de urzeală și de bătătură, așezate în unghi drept unul față de celălalt. În timp ce urzeala este formată dintr-un număr mare de fire așezate paralel, bătătura este formată dintr-un număr de fire care se introduc individual și succesiv în timpul procesului de formare a țesăturii [41], [77], [110].

Schema de principiu a unei mașini de țesut este aceeași, indiferent dacă se referă la mașini de țesut clasice sau la mașini de țesut moderne, (figura 1.1).

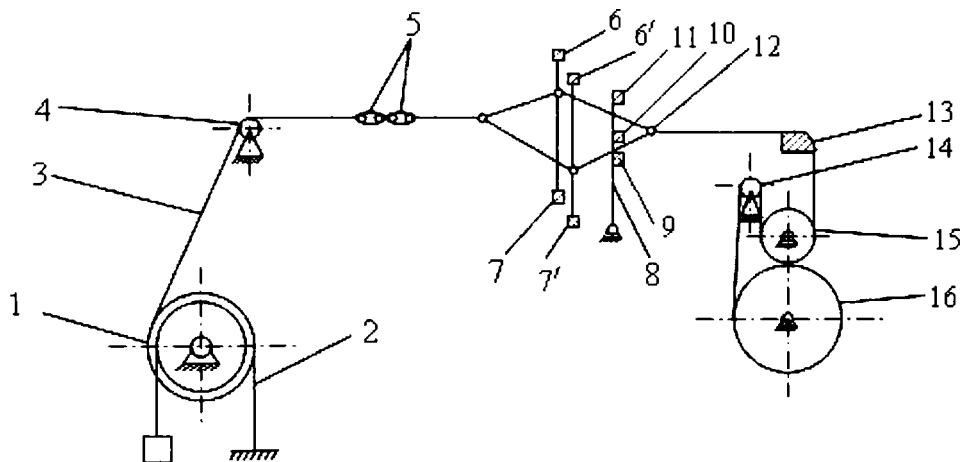


Fig 1.1. Schema funcțională a mașinii de țesut

Firele de urzeală (3) se desfășoară de pe sulul de urzeală (1) sunt apoi trecute peste traversa de spate (4) printre fusceii (5) și cu ajutorul itelor (6) și (6') și a cocleților (7) și (7') se formează rostul în care este introdus firul de bătătură cu ajutorul suveicii (10) care se deplasează în rost pe patul vătalei (9). Firul de bătătură este frânat în gura țesăturii (12) cu ajutorul spatei (11), montată pe vătala (8).

Elementul de țesătură astfel format se deplasează în continuare, trece peste traversa de piept (13), este tras de cilindrul trăgător (14), trecut peste bara de întoarcere (15) și înfășurat pe sulul de țesătură (16).

După formarea unui element de țesătură, itele se deplasează în sens contrar astfel încât formează un nou rost în care se introduce din nou fir de bătătură.

Viteza de înfășurare a țesăturii depinde de natura pe care trebuie să o aibă țesătura obținută.

Prin intermediul sulului trăgător antrenat cu ajutorul unor mecanisme caracteristice și a sulului de urzeală se creează în tot timpul țeserii o tensiune în țesătură și în firele de urzeală, care este necesară realizării țesăturii propuse.

Abordarea procesului de țesere trebuie făcută în strânsă legătură cu mașina de țesut, grupând fazele țeserii pe mișcările celor două sisteme de fire ale căror deplasări sunt realizate de diferite mecanisme [41], [58], [110]. Rezultă astfel patru faze principale pe care le parcurge materialul textil:

a) *Deplasarea pe orizontală a urzelii și țesăturii*

După încheierea unui ciclu de țesere este necesară pe de o parte retragerea elementului de țesătură realizat din zona de formare și pe de altă parte debitarea unei noi lungimi de urzeală necesară formării unui nou element de țesătură. Aceste mișcări se realizează simultan și asigură continuitatea procesului de țesere. Mecanismele ce realizează aceste mișcări sunt regulatoarele de urzeală și țesătură (aceste mecanisme au particularitate cinematică permițând modificarea automată a curselor organelor conduse în funcție de cerințele momentane de pe mașină).

b) *Deplasarea pe verticală în ambele sensuri a urzelii*

Această mișcare este realizată de mecanismele de formare a rostului care separă firele de urzeală în două plane la fiecare rotație a arborelui principal.

c) *Deplasarea și depunerea bătăturii în rost*

Cele două componente ale acestei faze (deplasarea și depunerea) sunt cunoscute sub denumirea de *inserarea firului de bătătură*. Acesta parcurge un traseu liniar, transversal pe planul urzelii, prin rostul format pe întreaga lățime de lucru.

d) *Formarea elementului de țesătură*

După realizarea depunerii firului de bătătură între firele de urzeală, este necesară închiderea ciclului de țesere prin îndesarea bătăturii în zona de formare a elementului de țesătură. Mecanismul care realizează această etapă este vătala.

Mecanismele care realizează aceste patru faze ale formării țesăturii sunt considerate cele mai importante în structura mașinii de țesut. În componența mașinilor există și alte mecanisme care contribuie la buna funcționare a mașinii, numite *auxiliare*. În continuare se vor prezenta mecanismele pentru fiecare fază a procesului de formare a țesăturii.

Pentru asigurarea desfășurării corecte a fazelor menționate mașina de țesut este formată dintr-un grup de mecanisme montate pe batiul său și care funcționează concomitent pentru obținerea țesăturii. Părțile componente principale ale mașinii de țesut care au un rol principal în realizarea țesăturii și, de asemenea, care determină apariția vibrațiilor sau asupra cărora se transmit vibrații sunt:

- **Batiul mașinii de țesut**

Batiul mașinii trebuie să aibă rezistență mecanică ridicată, rigiditate importantă și capacitate de a rezista la vibrații. Batiul mașinii se compune din doi pereți din fontă sau oțel legați între ei prin două până la patru grinzi de legătură. Acestea au atât rol mecanic cât și un rol tehnologic. Pereții batiului au între 12-15 mm grosime și sunt prevăzuți (din faza de turnare) cu goluri destinate montării unor piese sau reducerii greutateii și cu nervuri de întărire.

Pe batiu sunt montate toate mecanismele mașinii astfel încât pentru buna funcționare a acestora montarea elementelor trebuie făcută precis. Batiul este solicitat în timpul țeserii de forțe dinamice care produc uzura unor piese și introduc vibrații în anumite elemente ale mașinii. În funcție de tipul de mașină de țesut există diferite variante constructive, dar toate respectă cerințele de mai sus, respectiv rigiditate și rezistență mecanică [31], [41].

Pentru a se realiza izolarea vibrațiilor, batiul se sprijină pe planșeu prin intermediul unor izolatori de vibrații din pâslă sau cauciuc lipiți atât de planșeu cât și de talpa batiului [24], [41]. În cazul mașinilor de țesut convenționale (mașini de țesut cu suveică) acestea sunt fixate prin așezarea tălpilor batiului pe bucăți de pâslă înmuiate într-un amestec de smoală și colofoniu. Mașinile de țesut grele, care au în construcție și un mecanism Jacquard, folosesc pentru fixarea la pardoseală, în afara plăcii de pâslă, un prezon îngropat. Soluția prezintă dezavantajul unei pregătiri speciale a pardoselei și dificultăți în eventuale reamplasări ale utilajelor.

Mașinile de țesut neconvenționale folosesc fixarea pe cauciuc a batiului mașinii. Această metodă este recomandată pentru capacitatea de amortizare a vibrațiilor.

- **Arborii mașinii de țesut**

În general mașinile de țesut obișnuite sunt dotate cu un arbore principal și un arbore secundar. La mașinile de dimensiuni mai mari pot exista și arbori suplimentari. Mișcarea se transmite de la arborele principal la arborele secundar în principal printr-un mecanism cu roți dințate, precum și la alte mecanisme, în funcție de tipul constructiv al mașinii (exemplu la mecanismul vătălă) [41], [120], [110]. De la arborele secundar mișcarea se transmite la celelalte mecanisme ale mașinii (mecanismul de inserare al firului de bătătură, mecanismul de formare a rostului, etc.)

- **Mecanismul de acționare**

Mecanismul de acționare al mașinii de țesut este compus din motorul electric, cuplajul, frâna arborelui principal și transmisia mișcării la mecanismele mașinii. Funcționarea mașinii poate fi privită ca o succesiune de secvențe și anume: mașina aflată în repaus, pornirea mașinii, funcționarea mașinii și oprirea acesteia.

Mașina de țesut este acționată de un motor electric trifazat, asincron. Turația este cuprinsă între 1000-3000 rot/min funcție de numărul de poli. Acționarea mașinii de țesut de către motorul electric se face fie direct fie prin intermediul unui cuplaj elastic. Acționarea directă nu este recomandată pentru mașinile de țesut cu suveică automate și neconvenționale deoarece necesită un timp îndelungat de pornire, iar mașinile de țesut nu pot să atingă viteza de regim decât după câteva rotații [41], [110].

Oprirea și pornirea repetată a mașinii de țesut datorită unor necesități mecanice sau tehnologice (ex. mecanismele de control sesizează ruperea firelor de

urzeală și comandă oprirea mașinii) se face cu motorul electric în stare de funcțiune ceea ce evită suprasolicitarea acestuia în momentul pornirii.

Faza de pornire durează din momentul comenzii de cuplare până la atingerea turației de regim. În perioada de pornire trebuie învins momentul rezistent opus de mașina de țesut. Datorită principiului de lucru al mașinii de țesut, turația de regim trebuie atinsă într-un timp scurt corespunzător unei fracțiuni dintr-o rotație a arborelui principal, deoarece există pericolul ca în caz contrar suveica sau microproiectilul să nu aibă viteza necesară parcurgerii rostului în timp util, iar în cazul greiferului, acesta să nu aibă precizia necesară.

- **Mecanisme pentru deplasarea pe orizontală a urzelii și țesăturii**

În timpul funcționării mașinii, între mecanismul pentru debitarea urzelii și cel pentru înfășurarea țesăturii pe mașina de țesut există o strânsă interdependență.

Pentru realizarea corectă a împletirii între firele de urzeală și de bătătură este necesar să se asigure un avans al urzelii și al țesăturii. Acest avans este necesar astfel ca în zona de formare a țesăturii să existe o nouă lungime de urzeală care să formeze un nou element de țesătură. Acest fapt se realizează prin menținerea unei tensiuni constante în urzeală, și o înfășurare uniformă a țesăturii din zona de formare a acesteia. Debitarea urzelii de pe sulul de urzeală se face folosind unul din următoarele mecanisme: frâne de urzeală, regulatoare negative de urzeală sau regulatoare pozitive de urzeală [41], [110], [120]. Din categoria regulatoarelor negative de urzeală cu acționare prin camă face parte mecanismul mașinii STB. Sursa de mișcare a regulatorului negativ este arborele principal al mașinii. Regulatorul lucrează în două faze: faza de armare și de execuție. Regulatorul de urzeală al mașinii STB debitează urzeala în funcție de tensiunea medie a firelor de urzeală în așa fel ca, imediat ce apare o diferență între tensiunile firelor de pe un sul comparativ cu celălalt sul, această diferență este compensată imediat.

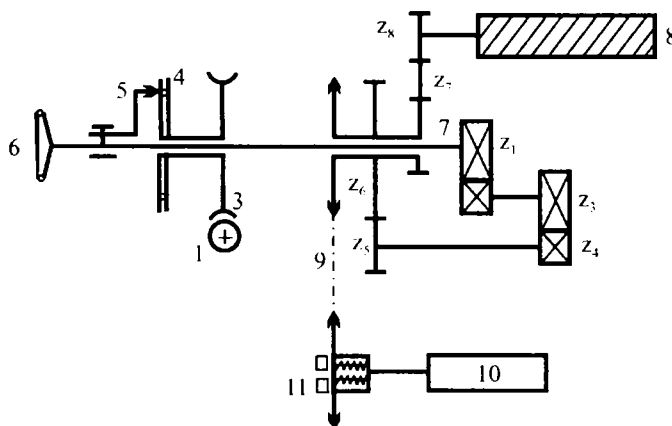


Fig 1.2. Regulator pozitiv de țesătură STB

Regulatoarele de țesătură au rolul de a asigura desimea în bătătură a țesăturii și de a scoate din zona de formare elementul de țesătură nou format. Mașina de țesut cu microproiectil STB are în componența sa un mecanism regulator pozitiv de țesătură cu acționare continuă, figura 1.2. Cilindrul trăgător (8) este acționat de la axul (1) prin transmisia melcată (3) liberă pe axul (7), clichetul (5), roata de clichet (4) și transmisia z_1 - z_8 . Cilindrul de țesătură (10) este acționat prin

transmisia de lanț (9) și cuplajul cu fricțiune (11). Acesta din urmă asigură menținerea constantă a vitezei liniare de înfășurare a țesăturii la orice diametru al acestuia. Pentru asigurarea tensiunii de înfășurare corecte se încarcă corespunzător arcul de reglare al cuplajului (11). Acționarea sulului de țesătură (10) se realizează de la roata de mână (6). Regulatorul poate realiza o desime în bătătură în limitele 35-906 fire/cm folosind grupul roților de schimb [112].

- **Mecanisme de formare a rostului**

Mecanismele pentru formarea rostului asigură deplasarea pe verticală a firelor de urzeală, împărțindu-le în două plane care formează între ele un unghi numit *rost*, prin care se introduce firul de bătătură în vederea realizării țesăturii.

În general mecanismele de formare a rostului trebuie să corespundă cerințelor privind simplitatea constructivă dar trebuie să respecte următoarele cerințe din punct de vedere funcțional [110], [120]:

- firele de urzeală trebuie să formeze două plane în timpul mișcării, rostul superior și rostul inferior, iar în trecerea lor, unele pe lângă altele, acestea să nu se agațe;

- mișcarea itelor să aibă loc fără trepidații pentru evitarea ruperii firelor de urzeală;

- intervalele de deschidere și închidere a rostului trebuie sincronizate cu mișcările organelor celorlalte mecanisme ale mașinilor de țesut, în primul rând a mecanismului vătalei și a mecanismului de lansare;

- tensiunea firelor de urzeală în timpul formării rostului, ca și în timpul îndesării firului de bătătură la gura țesăturii, trebuie să se încadreze între anumite valori optime pentru evitarea apariției unor defecțiuni în țesătură.

Mecanismele de formare a rostului întâlnite la mașinile de țesut sunt următoarele: mecanisme pentru formarea rostului cu came (asigură acționarea a două sau până la opt ite); mecanisme pentru formarea rostului cu ite sau ratiere (asigură acționarea unui număr de 12, 16, 20, 25, 28 ite); mecanisme Jacquard (asigură acționarea individuală a firelor sau a unor grupe de fire) [41], [120].

Mașina de țesut STB are în componență un mecanism de formare a rostului cu 10 ite care sunt acționate conform schemei cinematice prezentate în figura 1.3.

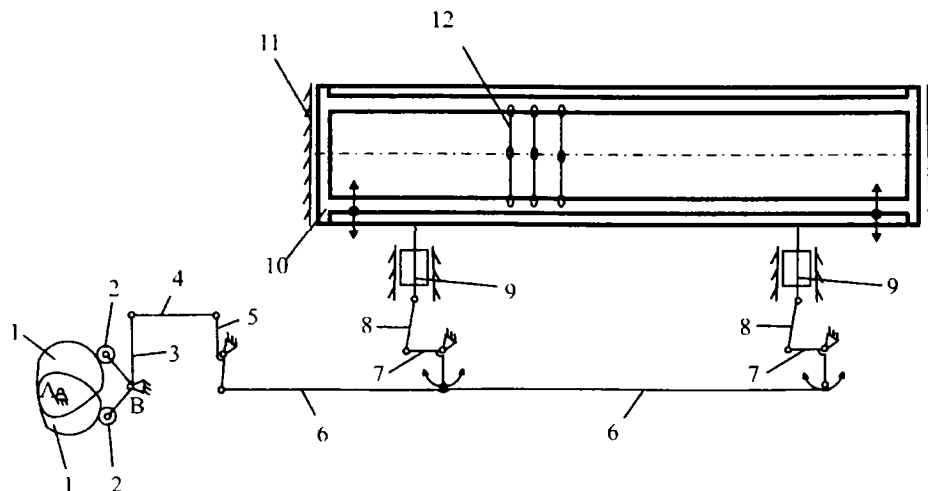


Fig 1.3. Schema cinematică a mecanismului de formare a rostului de la mașina STB

Cama (1) și cama conjugată (1') sunt fixate de arborele principal (A) iar rolele (2) și (2'), articulate prin levierul oscilant dublu, cu axa de rotație (B), sunt în contact permanent cu cele două came. Levierul este rigidizat de balansierul (3), ce transmite mișcarea către rama itelor (10) prin tija (4), pârgia (5), tijele (6) și (6'), pârghiile (7) și (7'), bieletele (8) și (8') respectiv prin patinele (9) și (9'). Ramele itelor sunt construite în formă tubulară, din aliaj ușor. Lățimile itelor sunt de 175, 216, 250 sau 330 cm în funcție de lățimea țesăturii. Pentru o funcționare mai precisă a mecanismului, cama și cama conjugată sunt așezate într-o baie de ulei.

La acest mecanism de formare a rostului se folosește diagrama ciclică de formare a rostului bazată pe unghiurile de rotire a arborelui principal: $\alpha_1 = 270^0$ (în timpul ridicării itei); $\alpha_2 = 90^0$ (staționare în poziția superioară); $\alpha_3 = 270^0$ (coborârea itei) și $\alpha_4 = 90^0$ (staționarea itei în poziția inferioară) [110], [120]. Turația mașinii de țesut STB fiind de cel puțin 250 rot/min legea de mișcare pentru deplasarea itei este sinusoidală.

- **Mecanisme de inserare a firului de bătătură**

Inserarea în rost a firului de bătătură este o etapă importantă pentru tehnologia de țesere și performanțele mașinilor de țesut. Aceasta constă în deplasarea și depunerea firului de bătătură prin intermediul suveicii, microproiectilului sau greiferelor în rostul format de firele de urzeală. Creșterea vitezei de inserare a provocat evoluții majore în gama de fabricație a constructorilor [2], [3], [58].

Mecanismele de inserare a firului de bătătură în rost sunt: mecanisme de lansare cu suveică, mecanisme de lansare cu mai multe faze, mecanisme de inserare cu microproiectil, mecanism de inserare cu jet de apă, mecanism de inserare cu jet de aer, mecanism de inserare cu tije.

În funcție de tipul mecanismului de inserare mașinile de țesut se împart în două mari categorii: mașini de țesut convenționale (cu suveică) și mașini de țesut neconvenționale (la care inserarea se realizează fără suveică).

În figura 1.4 se prezintă performanțele diferitelor sisteme de inserare, evaluate prin viteza de inserare a firului de bătătură în funcție de unghiul de rotire al arborelui principal al mașinii pentru un ciclu de țesere.

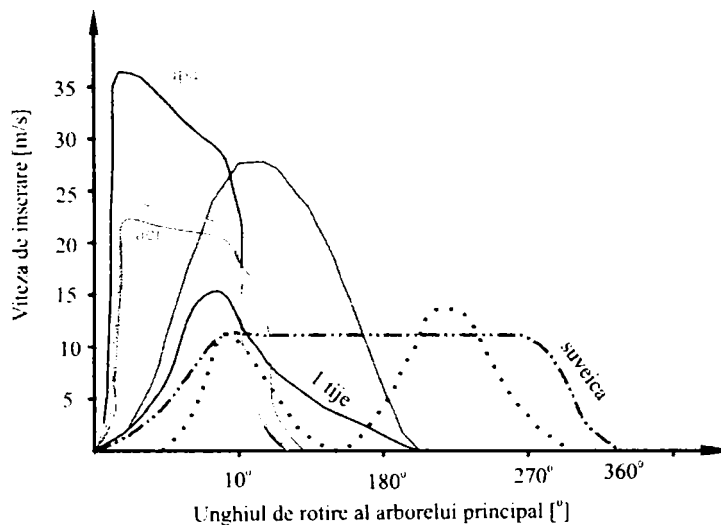


Fig. 1. 4. Viteza de inserare a firului de bătătură pentru o rotație a arborelui principal

Se observă că cea mai mare viteză de inserare o are sistemul de inserare cu jet de apă, în timp ce sistemul clasic, cel cu suveică, are cea mai mică viteză [110]. Din această cauză la nivel mondial mașinile de țesut convenționale au fost înlocuite în majoritatea întreprinderilor de profil cu mașini neconvenționale care au o productivitate mult mai mare. Mașinile de țesut cu suveică au încă o pondere mare în țesăturile grele și de lățime mare (exemplu: țesătoriile de postav și de covoare).

Productivitatea (exprimată în metri de țesătură realizați pe minut) a diferitelor tipuri mașini care funcționează cu sistemele de inserare prescrise pe figură [41] sunt prezentate în figura 1.5.

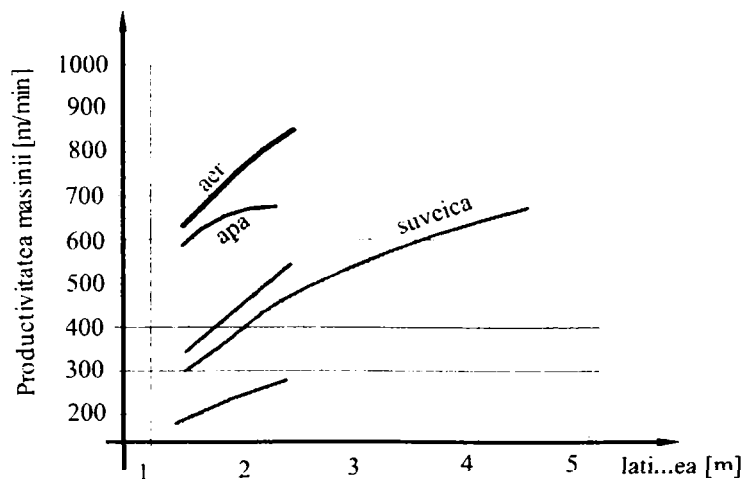


Fig. 1.5. Productivitatea mașinilor

Din analiza acesteia rezultă:

- sistemele de inserare cu o tijă (cu greifere, atunci când tija străbate întreg rostul) se folosesc pentru lungimi de țesătură mai mici de 2.4 m, ele având o productivitate mai mică;
- sistemul de inserare cu două tije (cu greifere pe ambele părți), se folosește tot pentru lățimi de maxim 2.4 m, dar are o productivitate sporită față de primul;
- tot pentru lățimi de țesătură mai mici de 2.4 m se folosesc și sistemele de inserare cu jet de apă și aer, acestea având însă o productivitate mult sporită față de celelalte sisteme la aceeași lățime a țesăturii.

Pentru lățimi mari de țesătură se folosesc sistemele de inserare cu suveică (lățimea mai mică de 4.5 m și cu microproiectil (lățimea mai mică de 5.5 m), sistemul cu microproiectil fiind mai performant din punct de vedere al productivității.

În dorința de a crește productivitatea secțiilor de țesătorie marile firme producătoare de mașini de țesut cu sisteme de inserare neconvenționale, au căutat soluții în vederea reducerii dimensiunilor mașinii la aceeași lățime efectivă a țesăturii.

➤ **Descrierea mecanismului de lansare la mașina de țesut cu microproiectil (STB)**

Utilizarea microproiectilului duce la obținerea unor țesături superioare și prezintă următoarele avantaje:

- masa proiectilului scade de aproximativ zece ori față de masa suveicii;
- energia cinetică necesară lansării scade foarte mult;
- se elimină operația de canetare deoarece firul de bătătură este preluat direct de pe bobină;
- lungimea firului de bătătură folosit la o bobină este mult mai mare decât a firului de pe canetă astfel încât crește uniformitatea firului de bătătură ;
- crește viteza introducerii firului de bătătură în rost ceea ce duce la o creștere a productivității muncii;
- zgomot redus în raport cu alte variante de mașini.

La mașinile de țesut cu microproiectil (tip STB) firul de bătătură este desfășurat axial de pe bobine tronconice, așezate pe partea stângă a mașinii. Corpul microproiectilului, (figura 1.6) construit dintr-o țevă turtită cu vârf sudat, are forma unei plăci de oțel cu dimensiunile 90 x 14 x 6,35 mm având masa de 40 g., secțiunea transversală a microproiectilului este în formă de octogon iar extremitatea din față, în sensul deplasării, este rotunjită și subțiată. În interiorul corpului este montată, cu ajutorul șuruburilor (3), pensa (2) formată din două cleme din oțel de arc. Forța de strângere a pensei poate varia între $17 \pm 1N$ și $20 \pm 1N$, în funcție de finețea firelor prelucrate. La o mașină de țesut se folosesc 10 - 12 microproiectile, dar în același timp în rost este unul singur, lansarea făcându-se de pe aceeași parte a mașinii de țesut.

670. 434
TR-MEC/vic
CORCEN S.A.

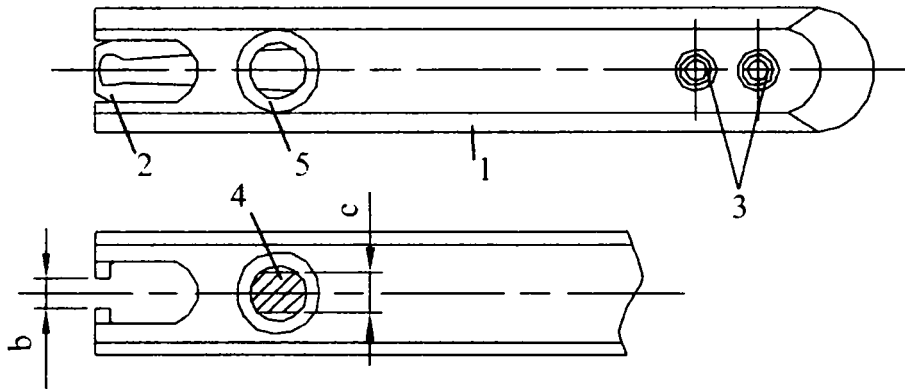


Fig. 1.6. Microproiectilul mașinii STB

Mecanismul de lansare cu microproiectil este format din următoarele părți:

- mecanismul de lansare;
- mecanismul de desfășurare a firului de bătătură ;
- mecanismul de coborâre a microproiectilului;
- banda transportoare a microproiectilului;
- mecanismul de ridicare a microproiectilului în poziție de lansare.

Pentru a evita șocul dur ce ar urma prin scăderea bruscă a vitezei picărului până la zero (figura 1.7. curba I) brațul de lansare (picherul) este supus acțiunii unui amortizor cu ulei după desprinderea proiectilului de acesta. Acțiunea amortizorului face ca diagrama vitezei să aibe forma curbei II. La viteza maximă de 22.5 m/s are loc desprinderea proiectilului, iar viteza picărului este descrescătoare evitându-se astfel șocul periculos.

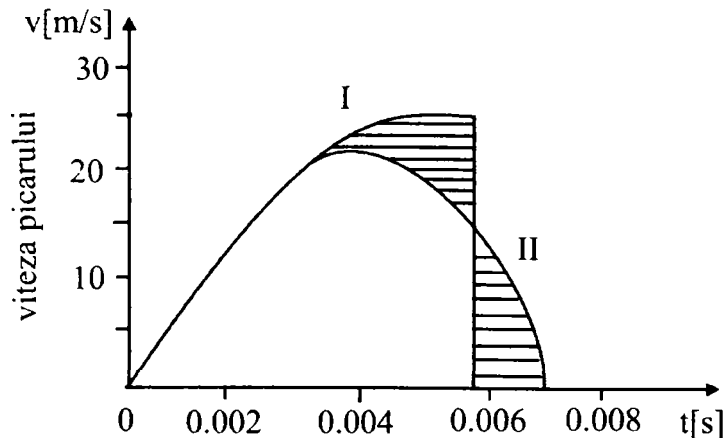


Fig. 1.7. Variația vitezei brațului de lansare

Schema de principiu a mecanismului de lansare

La mecanismul de lansare cu proiectil al mașinii de țesut (figura 1.8) mișcarea este transmisă de la arborele de principal (1), prin intermediul unui angrenaj cu roți dințate conice (2), la arborele transversal (3), pe care este montată cama profilată (4), aceasta intră între două plăci paralele ce formează pârghia

curbată (5) și acționează asupra rolei (6) ce se rotește liber pe axul unui știft cuprins între două plăci [136].

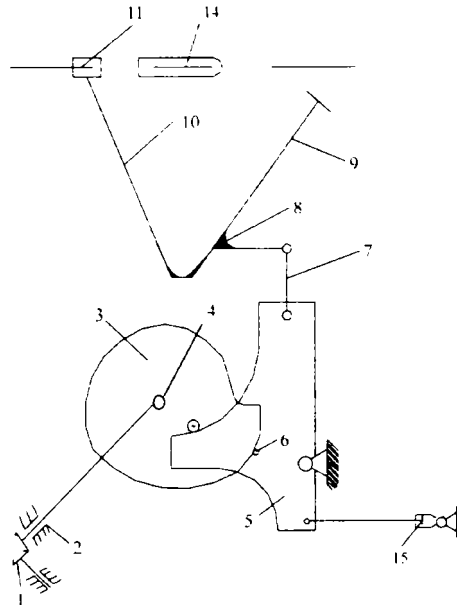


Fig. 1.8. Mecanismul de lansare la mașina STB

În prima fază a funcționării mecanismului, cama acționează asupra rolei (6) cu o rază polară crescătoare astfel încât pârghia se rotește în sens orar. Bara (8), articulată de pârghie, acționează asupra tubului (9) pe care îl rotește în sens trigonometric. Bara de torsionare (8), încastrată la un capăt și fixată cu celalalt de tub, se torsionează astfel încât la sfârșitul etapei, unghiul de torsionare este de 36° - 38° . În această primă fază arborele principal se rotește cu aproximativ 306° . La sfârșitul etapei, poligonul devine un triunghi, mecanismul fiind blocat. În continuare pentru o rotație mică a arborelui transversal, deci și a camei, mecanismul rămâne blocat, în acest timp microproiectilul (14) fiind adus în zona de lansare și încărcat cu fir de bătătură. În continuare, prin rotirea camei, rola (7) montată liber pe camă intră în contact cu partea exterioară a pârgiei curbate, rotește pârghia curbată în sens trigonometric cu un unghi foarte mic, dar suficient ca să realizeze deblocarea mecanismului.

Bara de torsionare, respectiv tubul (9), se rotesc în sens orar iar prin brațul de lansare (10), bieleta (12), picherul (13), transmite energia înmagazinată microproiectilului (14). După ce acesta a fost lansat în rost, intră în acțiune amortizorul hidraulic (15) care duce la diminuarea șocurilor ce apar în acest interval de timp.

Dispozitivul de alimentare cu fir de bătătură trebuie să asigure alimentarea periodică a microproiectilului, să permită o tensionare corespunzătoare a firului de bătătură și să realizeze introducerea în rost în bune condiții.

Dispozitivele de alimentare se împart în două categorii:

- cu dispozitiv de măsurare a lungimii firului de bătătură introdus în rost;
- fără dispozitiv de măsurare a lungimii firului de bătătură introdus în rost.

Cele două dispozitive sunt asemănătoare din punct de vedere al părților componente cu deosebirea că dispozitivul cu element de măsurare a lungimii firului are în componență pentru măsurarea lungimii firului introdus, un sistem de cilindrii

care înfășoară o anumită lungime a firului de bătătură egală cu cea necesară introdusă în rost la o singură lansare.

Avantajul acestuia constă în faptul că în tot timpul introducerii în rost, tensiunea din firul de bătătură rămâne constantă. În cazul în care nu există dispozitiv de măsurare, cum firul se desfășoară de pe bobina tronconică, în funcție de diametrul de pe care se desfășoară firul, tensiunea acestuia este diferită.

Ambele dispozitive de alimentare cu fir de bătătură conțin:

- sistem conducător de fire pentru direcționare a poziției acestora;
- sistem de frâne pentru realizarea unor tensionări corespunzătoare firelor;
- câte un mecanism debitor de fir ce realizează desfășurarea unei lungimi de

fir de pe bobina astfel încât în momentul lansării microproiectilului, inerția datorată firului de bătătură să fie cât mai mică.

Etapile introducerii firului de bătătură în rost la mașinile cu microproiectil

Etapile de introducere a firelor de bătătură în rost, realizată cu ajutorul microproiectilului sunt prezentate în figura 1.9.

Firul de bătătură (2), coborând de pe bobina fixă (1), trece prin ochiul, frâna bătăturii (4), compensatorul (5) și ochiul (6), se prinde în prinzătorul dispozitivului de revenire a bătăturii (7) și înainte de lansare se transmite depunătorului de bătătură (8). El transmite bătătura prin rost, care este format din firele de urzeală. În caseta de colectare depunătorul de bătătură se frânează și se transmite în direcția opusă, către margine.

Compensatorul (5) retrage din rost surplusul de fir de bătătură, iar după aceea, firul se centrează cu lamele și se ține în prinzătoarele (9). Apoi depunătorul se eliberează din fir, se împinge pe transportor și, în același timp, se face tăierea părții stângi a firului cu foarfeca (10).

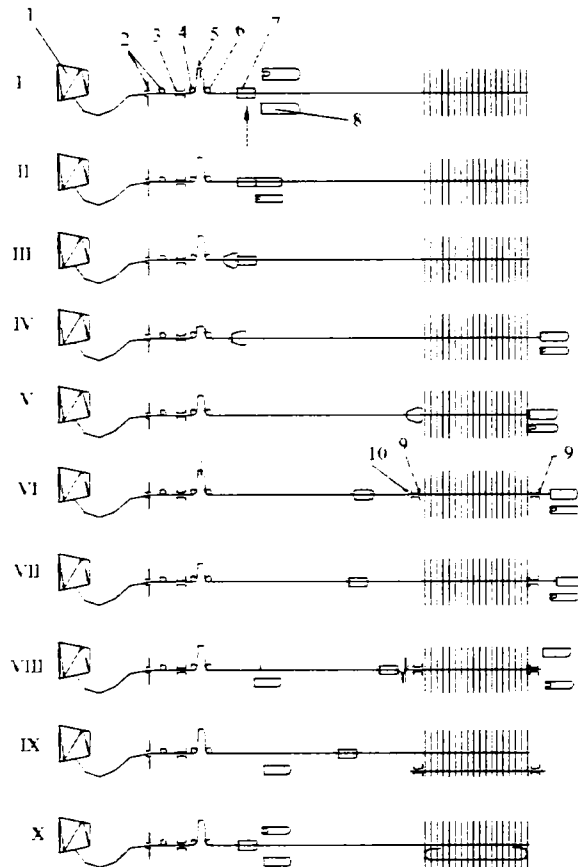


Fig. 1.9. Schema de introducere a bătăturii în rost

Depunerea firului prin rost se produce într-o succesiune de etape, dintre care I - III sunt de pregătire în vederea depunerii iar IV - X de pregătire înaintea îndesării firului de bătătură.

Etapa I - corespunde momentului anterior așezării depunătorului de bătătură (8) pe linia de zbor; în această etapă, dispozitivul de revenire a bătăturii (7) se găsește în poziția limită din stânga, compensatorul bătăturii (5) se găsește în poziția superioară iar frâna (4) este blocată.

Etapa II - în care depunătorul de bătătură cu prinătorul deschis se trimite către dispozitivul de revenire a bătăturii (7), care fixează firul de bătătură (4).

Etapa III - în care fălcile arcului de bătătură sunt strânse iar ale dispozitivului de revenire a bătăturii deschise, adică capătul firului de bătătură (2) este transmis depunătorului de bătătură (8), care este încărcat cu fir și este pregătit pentru a face zborul prin rost; frâna de bătătură (4) începe să se ridice eliberând firul iar compensatorul (5) începe să coboare.

Etapa IV - corespunde producerii loviturii; depunătorul de bătătură împreună cu firul de bătătură (2) a zburat prin rost în caseta de colectare, trăgând după el firul (2) de pe bobina; frâna de bătătură (4) în momentul lovirii este ridicată în poziția maximă; compensatorul (5) în timpul depunerii de bătătură (8) coboară în poziția inferioară; dispozitivul de revenire a bătăturii continuă să rămână în poziția limită din stânga cu fălcile de prindere deschise.

Etapa V – în care depunătorul de bățatură, zburând în caseta de colectare este împins înapoi; în acest caz, compensatorul de fir trage firul de bățatură ce s-a slăbit în sus, eliminând slăbirea firului; frâna fixează firul pentru ca compensatorul (5) să nu-l tragă de pe bobină; în acest timp dispozitivul de revenire a bățaturii se deplasează în dreapta în direcția de zbor a proiectilului; dispozitivul de centrare se apropie de firul de bățatură și-l centrează.

Etapa VI – conține acțiunea de strângere a fălcilor arcului dispozitivului de revenire a bățaturii și prinderii firului; la fiecare margine se apropie în același timp și prin firul de bățatură, prinzătoarele de fir ale dispozitivului de formare a marginii; frâna 4 și compensatorul de bățatură 5 se găsesc în poziția anterioară.

Etapa VII – în care din partea stângă firul de bățatură se taie cu foarfecă, iar din dreapta se eliberează deschizând prinzătorul firului de bățatură; în cazul fixării dispozitivului mediu de formare a marginii, firul de bățatură se taie cu foarfecele acestuia și rămâne prins și întins din două părți; frâna bățaturii și compensatorul rămân în poziția anterioară.

Etapa VIII – corespunde eliberării firului de bățatură, când proiectilul este împins pe transportorul de avansare inversă.

Etapa IX – în care dispozitivul de revenire a bățaturii (7) a început să se deplaseze în poziția limita din stânga; firul de bățatură (2), strâns în prinzătorul de fir al dispozitivului de formare a marginii, se deplasează în gura țesăturii și se îndeasă cu spata; frâna bățaturii este strânsă, compensatorul se deplasează în sus.

Etapa X – când capetele firului de bățatură cu acele dispozitivului de formare a marginii sunt introduse în rost de dispozitivul de revenire a bățaturii cu capătul firului prins a revenit în poziția limită din stânga; compensatorul se găsește în poziție superioară iar frâna bățaturii este strânsă.

După încheierea unui ciclu format din cele 10 etape, acestea se repetă succesiv.

În cazul mașinilor de țesut cu microproiectil, cu desfășurarea firului de bățatură de pe bobine, este necesar să se intercaleze între bobină și elementul de conducere a firului anumite dispozitive pentru compensarea lungimii firului [119]. Aceste dispozitive au rol dublu: ele extrag o cantitate de fir suplimentară ce intrase în rost și, în alt interval de timp, debitează o cantitate de fir pentru a completa lungimea necesară în rost. Dispozitivul compensator de bățatură la mașina de țesut STB este prezentat în figura 1.10. Pe arborele (3) este fixată cama (4), iar axul (5) oscilează împreună cu brațul brațului compensator (1) care conduce firul de bățatură (2). Arcul (6) asigură contactul permanent dintre camă și rola (7). Firul de bățatură trece prin orificiul brațului (8) și prin conducătorii de fir imobili (9) și (9').

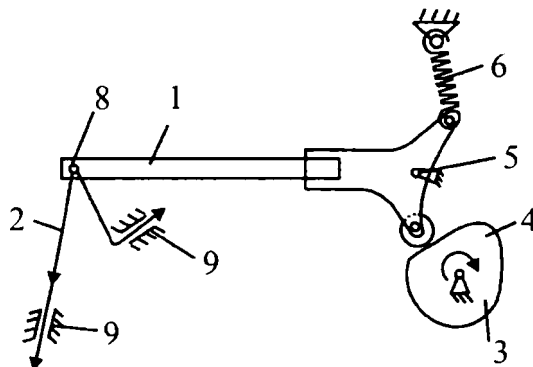


Fig. 1.10. Schema de introducere a bățaturii în rost

Toate mecanismele prezentate produc vibrații în funcționarea lor. Este dificil de determinat care dintre aceste mecanisme au rolul cel mai important în producerea vibrațiilor. Acestea interacționează între ele iar dacă se măsoară vibrația nu se poate identifica frecvența corespunzătoare fiecărui mecanism deoarece aceasta este dificil de determinat.

➤ Brațul de lansare

Momentul în care brațul de lansare (4) prezentat în figura 1.11 eliberează microproiectilul trebuie să aibă loc în pozițiile arborelui principal la 140° , 115° sau 105° . În funcție de lățimea din contextura folosită a războiului, de turația lui și de funcționarea corectă a mecanismului de control al timpului de sosire a microproiectilului, unghiul de răsucire a arborelui de torsiune se stabilește de la 27° la 32° . Nu se admite răsucirea lui cu un unghi mai mare de 32° pentru războaiele cu unghi de bătaie de 105° și 140° . La războaiele cu unghiul de bătaie de 115° se admite, pentru mărirea vitezei războiului, mărirea unghiului de torsiune cel mult până la 34° .

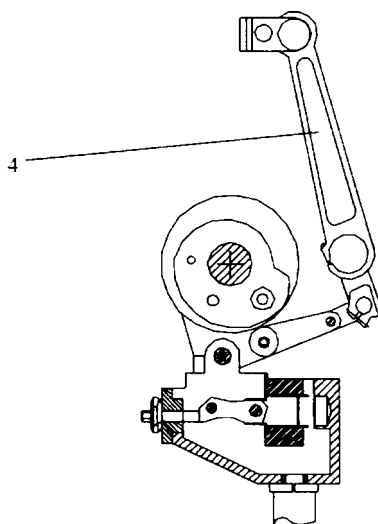


Fig. 1.11. Brațul de lansare al mașinii de țesut STB

Mecanisme auxiliare în procesul lansării

Un rol important în funcționarea mecanismului de lansare o au mecanismele auxiliare: mecanismele de ridicare și coborâre a microproiectilelor de pe transportor, transportorul de microproiectile, cele de deschidere a penselor microproiectilului, sistemul foarfecii, sistemul de frânare a microproiectilului precum și mecanismele de control și siguranță [110], [120], [136].

Ridicătorul microproiectilului

Prin coborâre ridicătorul microproiectilului (3) apasă pe placa (4) (figura 1.12). Ridicarea lui este limitată de placa (2). Forța de apăsare a plăcilor trebuie să elimine toate jocurile din îmbinări. În pozițiile extreme, ridicătorul microproiectilului nu trebuie să se deplaseze de loc. Pentru stabilirea poziției superioare se scoate placa (2) în poziția arborelui principal la 82° , 88° și 112° , se eliberează șurubul de

strângere (6) și prin rotirea axului excentric (5), se obține ca ridicătorul (3), presat puțin mai jos, să iasă peste planul superior al peretelui 1. Pentru stabilirea poziției inferioare a ridicătorului, cu arborele principal rotit la 245° și 215° , ridicătorul depunătorului trebuie să fie apăsat pe placa (4), iar depunătorul să intre liber în ridicător atât în poziția lui superioară, cât și în cea inferioară.

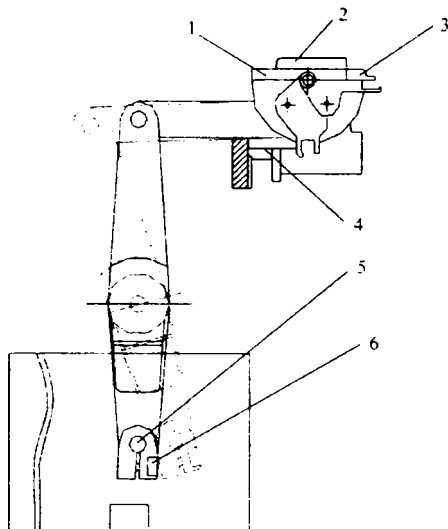


Fig. 1.12. Ridicătorul microproiectilului

Deschizătorul arcurilor microproiectilului și restituitorului în caseta de bătaie.

Prin intermediul acestui mecanism se urmărește transferul sigur al bătăturii de la restituitor la microproiectil deoarece, dacă mecanismele de control nu sesizează prezența firului de bătaie, acestea comandă oprirea mașinii (figura 1.13).

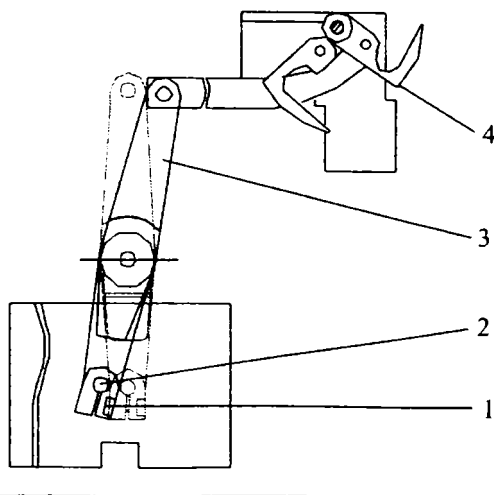


Fig. 1.13. Deschizătorul arcurilor microproiectilului

Reglajul acestui mecanism se face slăbind șurubul (1), prin rotirea axului excentric (2) și a pârgheii (3), stabilind astfel pozițiile superioare și inferioare ale deschizătorului arcului depunătorului (4) (figura 1.13). La rotirea arborelui principal cu 100° , 79° și 72° , capătul deschizătorului trebuie să se supraînalțe peste planul superior al pereților.

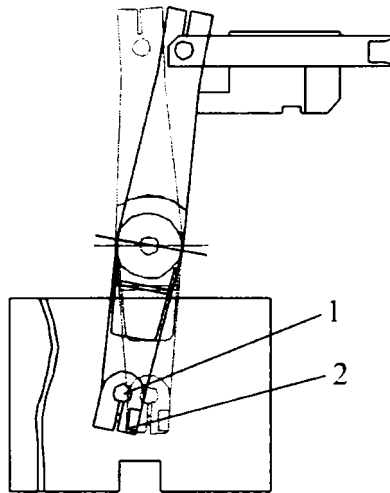


Fig. 1.14. Restituitorul de bătătură

Pentru reglarea deschizătorului arcului restituitorului de bătătură (figura 1.14), arborele principal se pune în poziția dinaintea bătăii. Deșurubând șurubul (2), prin rotirea axului excentric (1), se reglează valoarea deschiderii care asigură ieșirea liberă a microsuveicii. După aceea șurubul (2) se strânge. Se va urmări ca în poziția anterioară extremă să nu se producă blocarea capetelor deschizătorului în caz de necesitate se admite o scurtare neînsemnată a capetelor deschizătorului.

Dispozitivul de așezare a microproiectilului pe transportor

Timpul de împingere a microsuveicii pe transportor depinde de lățimea țesăturii. Pentru aceasta, cama (1) a împingătorului se poate fixa într-una din următoarele trei poziții de: depunere timpurie, medie sau târzie.

La reglarea mecanismului, împingătorul (4) al microsuveicii se scoate în poziția extremă inferioară și, slăbind șurubul (3), se stabilește distanța de la capătul împingătorului (4) până la suprafața microproiectilului (figura 1.15).

În poziția superioară a împingătorului (4), prin șurubul de reglare (7), se reglează astfel plăcuța (5), încât împingătorul (4), în mișcarea lui, să apese microproiectilul la serviciu.

Arcul (6) se aduce la un unghi de 30° . Momentul depunerii se reglează scoțând bolțul (2) și rotind cama (1) cu ajutorul canelurii (10). Fiecare poziție de reglare se alege astfel încât antrenorul transportorului să nu împiedice așezarea microproiectilului.

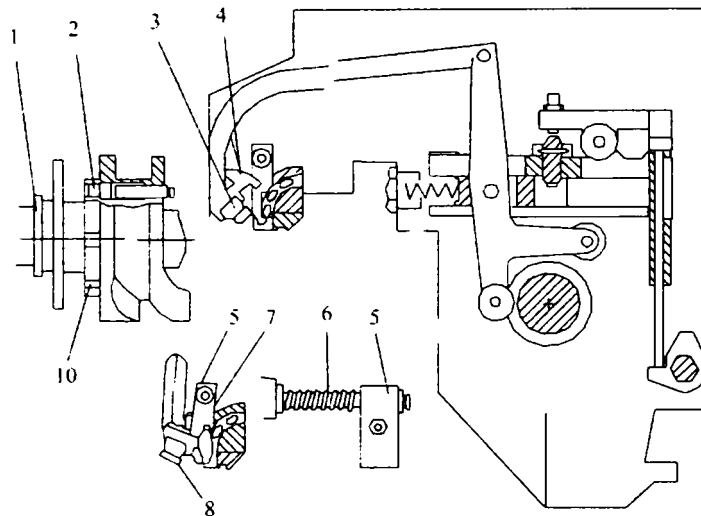


Fig.1.15. Dispozitivul de așezare a microproiectilului pe transportor

Transportorul microproiectilului

Pentru ajustarea și reglarea transportorului este necesar să se asigure funcționarea sincronă a transportorului și ridicătorului de microproiectil, reglând antrenorurile transportorului (figura 1.16) astfel încât în poziția arborelui principal 318° și 350° capatul B al antrenorului (2) să coincidă cu capătul casetei de bătaie (1) [136].

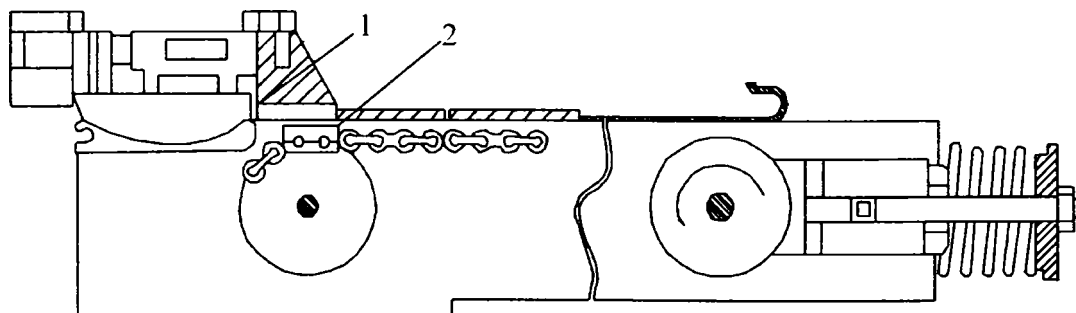


Fig.1.16. Transportorul microproiectilului

❖ **Mecanisme vătălă**

Aceste mecanisme încheie procesul de formare a elementului de țesătură, rolul acestora constând în îndesarea firului de bătătură cu o anumită forță pentru a realiza integrarea [41], [110], [120]. Îndesarea firului de bătătură se realizează la toate mașinile de țesut pe principiul discontinuu, cu ajutorul spetei, ce intră în componența mecanismelor tip vătălă (mașinile clasice cu suveici) sau a mecanismelor cu spată oscilantă (cazul mașinilor moderne).

Pe lângă rolul principal menționat, acest mecanism mai are și următoarele funcții: ghidează suveica în rost; cu ajutorul spetei repartizează uniform firele de urzeală pe întreaga lățime de lucru, menținându-le paralele; asigură mișcarea pentru alte mecanisme; susține casetele pentru suveici.

Datorită evoluției sistemelor de inserare, prin renunțarea la mecanismele cu suveici, s-au introdus și mecanismele de acționare ale spetei prin came. Avantajele acestei soluții sunt:

- reducerea maselor în mișcare prin micșorarea dimensiunilor;
- posibilitatea obținerii unor legi de mișcare ale spetei cu parametri îmbunătățiți, datorită proiectării adecvate a camei.

Mărimea minimă a momentului de inerție al vătalei față de axa sa de oscilare, pentru a putea realiza procesul de îndesare a bătăturii, depinde de mărimea rezistenței opusă de țesătură înaintării spetei. Mărimea acestei forțe depinde de următorii factori principali: natura și finețea firelor de bătătură și de urzeală, desimea în urzeală și în bătătură, tensiunea firelor de urzeală în timpul apropierii spetei de gura țesăturii, tensiunea în firul de bătătură în timpul trecerii suveicii prin rost, torsiunea firelor de urzeală și de bătătură precum și tipul de legătură. În funcție de aceste caracteristici ale țesăturii, se pot deosebi țesături „ușoare” și țesături „grele”, iar mașinile utilizate pentru producerea lor sunt de asemenea „ușoare” sau „grele”.

În proiectarea mecanismelor vătală trebuie să țină seama de o serie de cerințe de ordin constructiv și funcțional. Cele mai importante dintre acestea sunt:

- amplitudinea mișcării oscilatorii a vătalei trebuie să fie cât mai mică, pentru ca firele de urzeală să fie supuse cât mai puțin frecărilor;
- mecanismul vătalei trebuie să fie rezistent, simplu iar masa acestuia să fie minimă;
- masele organelor mecanismului trebuie să fie repartizate astfel încât solicitările să fie egal distribuite pe cele două picioare ale vătalei;
- mișcarea vătalei trebuie să fie sincronizată cu mișcarea mecanismului de formare a rostului și cu cea a mecanismului de lansare.

Mecanismul vătală la mașina de țesut STB

În cazul mașinii de țesut STB mecanismul vătală este un mecanism cu camă și camă conjugată [41], [120]. Cama și cama conjugată sunt fixate pe arborele principal al mașinii de țesut. Axul vătalei are o mișcare oscilatorie de mare precizie, conform cu legea de mișcare aleasă, datorită contactului permanent al rolelor cu cama și cama conjugată. Pe axul vătalei sunt fixate picioarele vătalei, iar pe patul vătalei este fixată spata iar de-a lungul întregii vătale, 200-300 ghidaje identice vând grosimea de 2 mm. Rolul acestor ghidaje este de a menține proiectilul pe traiectoria sa rectilinie. Ansamblul ghidajelor este fixat pe patul vătalei astfel încât la apropierea spetei de gura țesăturii, ghidajele coboară sub nivelul țesăturii. Sistemul camelor, al rolelor și al axului vătalei este așezat într-o baie de ulei.

Pentru mașina de țesut STB 216, pentru care s-au efectuat determinările experimentale în cadrul tezei, ciclograma mecanismului vătală este dată de unghiurile: α_1 - unghiul de rotire al arborelui principal în timpul mișcării vătalei spre poziția extremă din față; α_2 - unghiul de rotire al arborelui principal în timpul mișcării vătalei spre poziția extremă din spate; α_3 - unghiul de rotire al arborelui principal corespunzător staționării vătalei în poziția extremă din spate.

Pentru mașina de țesut STB 216 a cărei turație de regim este 250 rot/min valorile acestor unghiuri sunt: $\alpha_1 = 70^\circ$, $\alpha_2 = 70^\circ$ și $\alpha_3 = 220^\circ$.

Trebuie subliniată necesitatea staționării vătalei în poziția spate, datorită modalității specifice de depunere a microproiectilului.

Astfel, după cum a fost prezentat anterior, microproiectilul prinde cu ajutorul arcului său firul de bătătură ce se desfășoară de pe bobina fixă și duce firul prin rost, de la stânga la dreapta. După traversarea rostului, microproiectilul ajunge în caseta din dreapta, imobilă, de unde este lansat în transportorul de microproiectile și este deplasat de către acesta spre stânga, către mecanismul de lansare. În timpul traversării rostului, vătala trebuie să fie în repaus.

1.3. Concluzii

În prima parte a acestui capitol a fost prezentată succint situația actuală a industriei textile din țara noastră precum tendințele de dezvoltare odată cu aderarea la Uniunea Europeană. Un aspect important este cel privind realizarea unor produse sub marca proprie și recâștigarea pieței de desfacere din țară. Aceste cerințe însă necesită dezvoltarea ramurilor care furnizează materie primă producătorilor de îmbrăcăminte.

În partea a doua a acestui capitol au fost prezentate mecanismele principale care intră în componența unei mașini de țesut. Complexitatea acestor mașini se datorează în principal numărului mare de mecanisme care funcționează concomitent.

Din aceste considerente au fost prezentate cu preponderență mecanismele mașinii care au fost studiate ulterior în teză. Fiecare mecanism are o acțiune independentă chiar dacă mișcarea se transmite de la arborele principal. Astfel, este dificil de stabilit care dintre aceste mecanisme este sursă de vibrații. Pentru realizarea procesului de țesere este obligatoriu ca toate mecanismele să fie în funcțiune concomitent și nu se pot efectua determinări doar pentru cazul în care funcționează numai anumite mecanisme.

O scurtă prezentare a rolului funcțional a fost efectuată pentru batiul, arborele și mecanismul de acționare.

Un grup de mecanisme importante prezentate sunt cele pentru deplasarea pe orizontală a urzelii și țesăturii. În prezentare s-a insistat asupra mecanismului mașinii regulator pozitiv de țesătură al mașinii de țesătură STB.

Au fost prezentate de asemenea mecanismele de formare a rostului, care asigură deplasarea pe verticală a firelor de urzeală. Ținând seama de complexitatea și diversitatea constructivă a acestor mecanisme a fost prezentat doar rolul funcțional al acestora fără însă a se prezenta diferitele tipuri de variante constructive.

Un alt mecanism prezentat din punct de vedere constructiv și funcțional este mecanismul de inserare a firului de bătătură al mașinii de țesut STB. Pentru acesta s-au indicat etapele de pregătire și de introducere a firului de bătătură în rost.

În încheiere au fost prezentate date generale privind mecanismul vătală și caracteristicile principale ale mecanismului vătală al mașinii STB.

2. CERCETĂRI ASUPRA VIBRAȚIILOR MAȘINILOR DE ȚESUT

2. 1. Stadiul actual. Considerații generale.

În industria textilă pot fi considerate utilaje și tehnologii performante cele achiziționate după anul 1990, care au permis creșterea performanțelor semifabricatelor și a produselor finite specifice ramurii.

Cele mai importante tehnologii care s-au implementat în procesele de producție din țesătorii sunt [41]:

- extinderea tehnologiilor de țesere cu sistem de inserare a bătăturii cu jet de aer și greifer;
- introducerea sistemelor electronice de proiectare a noilor structuri de țesături;
- comanda, controlul și reglarea automată cu microprocesoare a unor funcțiuni și parametri tehnologici la bobinat, înclaiat, urzit și țesut.

Procesul de restructurare din industria textilă a constat în principal din: modernizarea „din mers” a unor capacități de producție potențial performante, care realizau produse necompetitive (țesătorii, filaturi, vopsitorii, etc.); realizarea unor noi capacități de producție în domeniile unde investițiile specifice erau relativ accesibile, iar cererea de produse depășea oferta (țesături, confecții, tricotaje); înlocuirea tehnologiilor și echipamentelor vechi și neperformante cu altele moderne și ușor adaptabile la cerințele pieței.

Obiectivul pentru dezvoltarea sectorului textil îl constituie creșterea competitivității produselor textile în condițiile economiei de piață, cu costuri materiale și sociale minime și eficiență maximă. Pentru acesta este necesară: redimensionarea și remodelarea structurii economice industriale, în concordanță cu criteriile de integrare în UE; implementarea sistemelor de asigurare a calității și certificare a conformității și a standardelor europene; dezvoltarea activității de cercetare-dezvoltare și inovare în domeniul industriei textile și a produselor textile.

Se impune astfel asigurarea în condiții mai bune calitative și cantitative a materialelor de bază necesare (țesături) care în prezent se achiziționează preponderent din import în regim de lohn.

Ținând seama de volumul mare al activităților industriale care se practică în prezent în regim de lohn și tendințele de dezvoltare a acestor activități pe plan mondial, nivelurile de producție propuse asigură reducerea ponderii lohn-ului în industria confecțiilor de îmbrăcăminte cu 30% în anul 2010 față de anul 2001 [128].

Pentru modernizarea produselor și tehnologiilor se are în vedere:

- promovarea unor politici investiționale atractive;
- stimularea cercetării – dezvoltării tehnologice și inovării în producție prin cooperare directă între societățile comerciale cu profil de cercetare – dezvoltare și agenții economici din industria textilă și confecții de îmbrăcăminte;
- preluarea de know-how de la firme de renume în domeniu cu care societățile comerciale au relații de cooperare în producerea și comercializarea de produse textile și confecții de îmbrăcăminte;

- accesul liber la transferuri de tehnologii moderne, cunoașterea pieței și adaptarea la satisfacerea cerințelor privind: amestecuri fibroase, finisaje și tratamente speciale, sortimente, contexturi, colorit;
- introducerea sistemelor computerizate în optimizarea operațiilor de croire, design și creație de produs.

Dezvoltarea economică la nivel mondial este marcată în prezent de două caracteristici dominante: pe de o parte, tendința de a înlocui tehnologiile și utilajele vechi cu variante moderne de mare productivitate, dar foarte scumpe și pe de altă parte, necesitatea de a utiliza la maximum disponibilitatea utilajului existent încât să obțină efecte pozitive privind volumul producției, cheltuielile de fabricație și calitatea produselor.

Cercetările privind vibrațiile mașinilor din industria textilă sunt puțin numeroase datorită complexității mecanismelor mașinilor textile. În general, studiile efectuate la nivel național abordează cinematica și dinamica mașinilor de țesut în ansamblu fără să ofere soluții pentru remedierea comportării dinamice și reducerea nivelului de vibrații [6], [7], [8], [9], [11], [17], [47], [62], [69].

Studiul mașinilor de țesut prezintă o importanță deosebită deoarece funcționarea necorespunzătoare datorită vibrațiilor influențează calitatea țesăturii. În marea lor majoritate aceste defecte pot fi puse pe seama funcționării defectuoase a mașinii de țesut datorită reglării necorespunzătoare precum și a uzurii avansate a pieselor ceea ce conduce și la apariția vibrațiilor.

Studiul vibrațiilor care apar în timpul funcționării mașinilor textile prezintă o complexitate deosebită ținând seama de modul lor de funcționare. Toate mecanismele ce intră în componența unei mașini textile trebuie să funcționeze într-o sincronizare perfectă, în caz contrar apar ruperi repetate ale firelor. Jocurile din articulații datorate uzurilor nu trebuie să depășească o anumită valoare, acestea reflectându-se în amplitudinile vibrațiilor mecanismelor componente ale mașinilor.

În plus, forțele și momentele perturbatoare nu sunt pur armonice ci au doar o anumită periodicitate. Din această cauză este necesară aproximarea lor cu forțe și momente armonice, transformarea lor în serie Fourier și păstrarea pentru studiu, a unui număr de termeni ales în mod corespunzător, astfel încât rezultatele teoretice să corespundă cu cele experimentale [6], [19], [59], [61].

Pe parcursul activității de elaborare a tezei s-au studiat vibrațiile barei de torsiune a mecanismului de lansare al mașinii STB și s-a determinat momentul perturbator care acționează asupra barei de torsiune. O particularitate a acestui mecanism de lansare o constituie faptul că energia necesară pentru accelerarea proiectilului se obține prin deformarea unui arbore supus la răsucire care, odată încărcat cu energie potențială de deformare, este capabil să redea această energie acționând prin intermediul brațului de lansare asupra proiectilului.

În teză se prezintă atât rezultate ale cercetărilor experimentale și teoretice pe mașini ale căror piese au fost măsurate pentru a crea modelele pe care s-au efectuat analizele numerice în scopul validării rezultatelor stabilite teoretic.

Studiile privind vibrațiile mașinilor au fost efectuate comparativ aplicându-se atât analiza modală cât și metoda elementelor finite, pe principiul aplicat la studiul vibrațiilor în diferite institute de cercetare din străinătate. Astfel:

- La institutul Wölfel [127] Beratende din Högberg s-au determinat teoretic și experimental modurile naturale de vibrație, pulsațiile proprii și vitezele vibrațiilor pentru mașini de țesut cu microproiectil. Modelele și o parte din rezultate sunt prezentate în figurile 2.1, 2.2, 2.3.

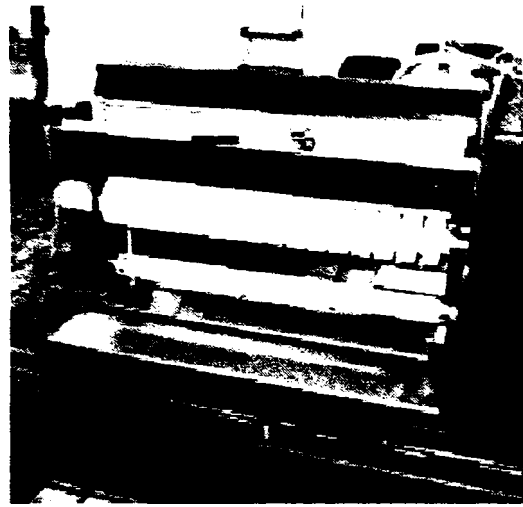


Fig.2.1. Mașina de țesut cu microproiectil supusă la vibrații prin intermediul unui vibrator

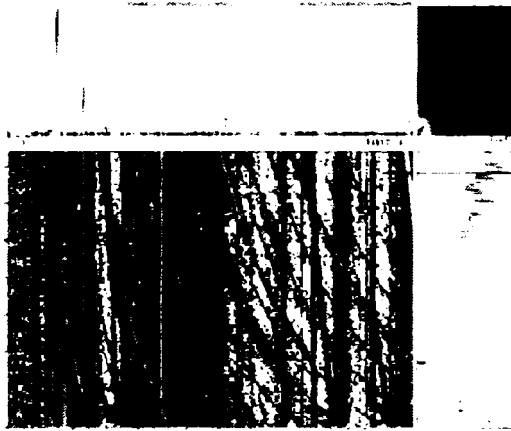


Fig. 2.2. Reprezentarea grafica a variației vitezei vibrației în funcție de frecvență

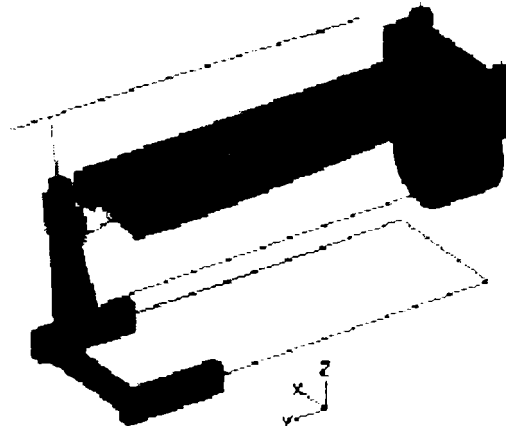


Fig.2.3. Modelarea mașinii de țesut pentru determinări teoretice cu metoda elementelor finite

Pentru o mașină de țesut de țesut cu lățimea de 190 cm (figura 2.4), au fost efectuate studii în cadrul Universității de Științe aplicate din Rapperswill, Elveția [46]. În acest caz studiul a fost efectuat prin analiză modală iar metoda elementelor finite a fost utilizată pentru optimizare.

Studiile au constatat în analiza prin metoda elementelor finite a batiului mașinii. S-a considerat că, în general, batiul unei mașini de țesut este format din două părți laterale legate între ele prin 4 traverse, iar toate părțile care corespund batiului real sunt reprezentate de elementele sub forma de plăci reprezentate lateral (acestea au grosime astfel încât masa totală să corespundă batiului real). Masa roților de antrenare și respectiv a mecanismului de antrenare a itelor sunt considerate punctiforme.

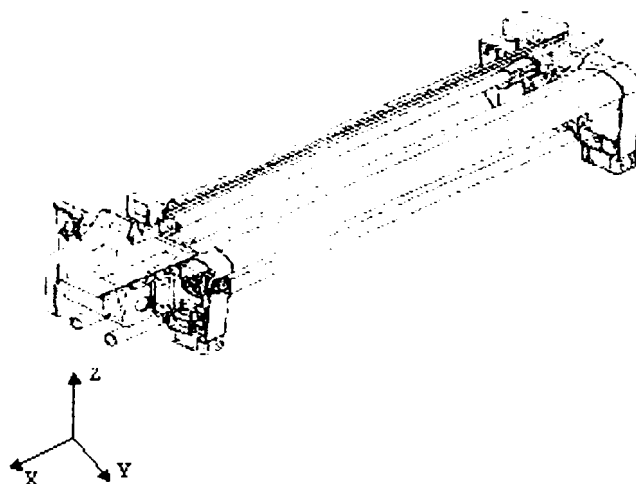


Fig.2.4. Ansamblul mașinii de țesut

Pe baza modelului s-au calculat frecvențele proprii în punctele stabilite prin metoda elementelor finite utilizând programul ABAQUS/STANDARD [47]. Pentru studiu s-a modelat batiul mașinii (figura 2.5) utilizând 200 de elemente. Forțele care acționează dinamic în punctele situate la 1/3 și respectiv 2/3 din lungimea traversei cauzează oscilații au fost determinate experimental. Din cercetările anterioare efectuate în cadrul universității valorile proiecțiilor vitezei cadrelor laterale ale batiului trebuie să respecte condițiile: proiecția vitezei după axa longitudinală (în lungul firelor de urzeală), $v_y < 6$ mm/s, proiecția vitezei pe axa verticală, $v_z < 5$ mm/s.

Mașina a fost considerată montată pe arcuri care au o rigiditate constantă după direcțiile X, Y și respectiv Z, figura 2.5.

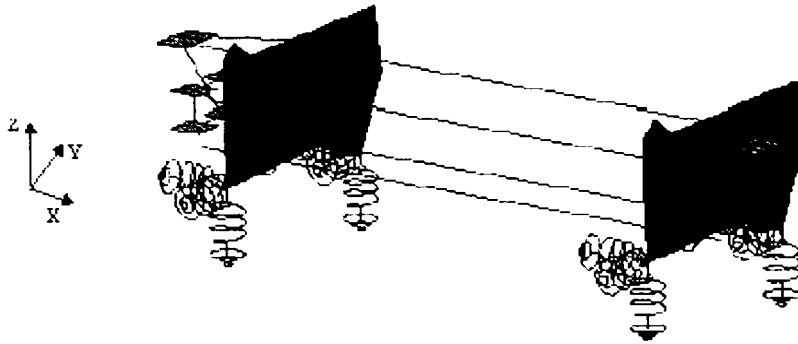


Fig.2.5. Batiul mașinii montat pe elemente elastice

S-au determinat astfel frecvențele proprii ale batiului mașinii. Rezultatele obținute sunt prezentate în figura 2.6.

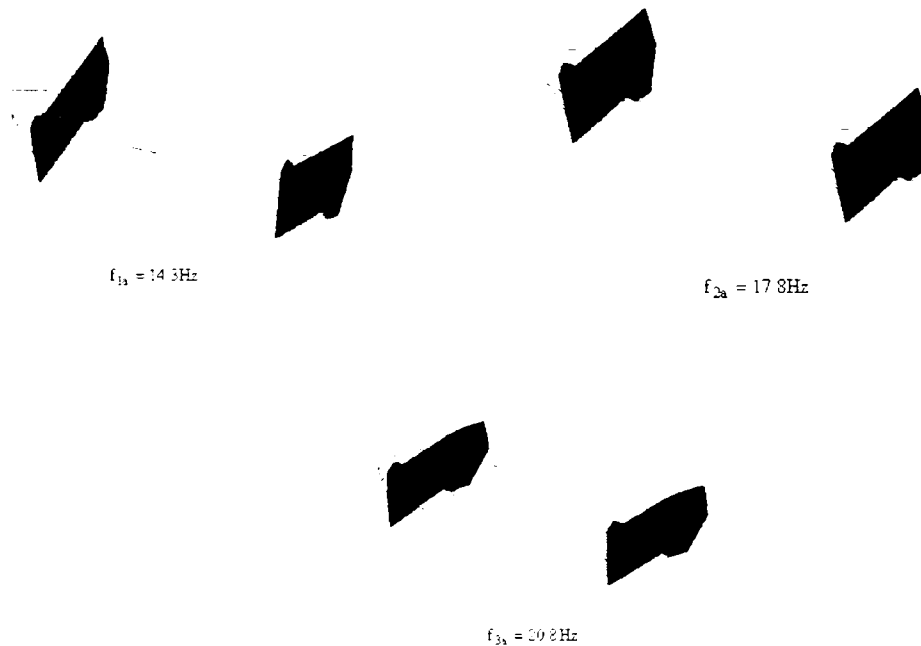


Fig. 2.6. Frecvențele proprii ale batiului mașinii considerat pe reazeme elastice

Teza de doctorat tratează vibrațiile ce apar la câteva mecanisme din structura mașinilor de țesut în timpul funcționării. Se abordează tematica nu doar din punct de vedere teoretic, ci se pune un accent deosebit pe determinările experimentale. S-au identificat sursele de vibrații iar rezultatele experimentale au fost prelucrate în Matlab și analizate statistic. Crearea modelelor funcționale de studiu a fost realizată în SolidWorks iar analiza acestora în Ansys.

2.2. Studiul vibrațiilor brațului de lansare al mașinilor de țesut clasice

2.2.1. Determinarea forțelor perturbatoare ce acționează asupra elementelor componente ale mecanismului de lansare

Una dintre mașinile cele mai sensibile la solicitările produse de vibrații este mașina de țesut clasică, la care principalele surse de vibrații sunt:

a) Forța de inerție creată de mișcarea alternativă a vătălei, cu frecvențe de 3-4 Hz în mod obișnuit.

b) Forța de antrenare a suveicii în rost și implicit forța de inerție ce acționează din partea acestuia asupra mecanismului de lansare.

Se studiază forțele ce acționează asupra mecanismului de lansare a suveicii la mașinile de țesut clasice [81], [82], [84], [122] analizând mecanismul cu lansare de mijloc cel mai des întâlnit la mașinile clasice existente în exploatare, (figura 2.8).

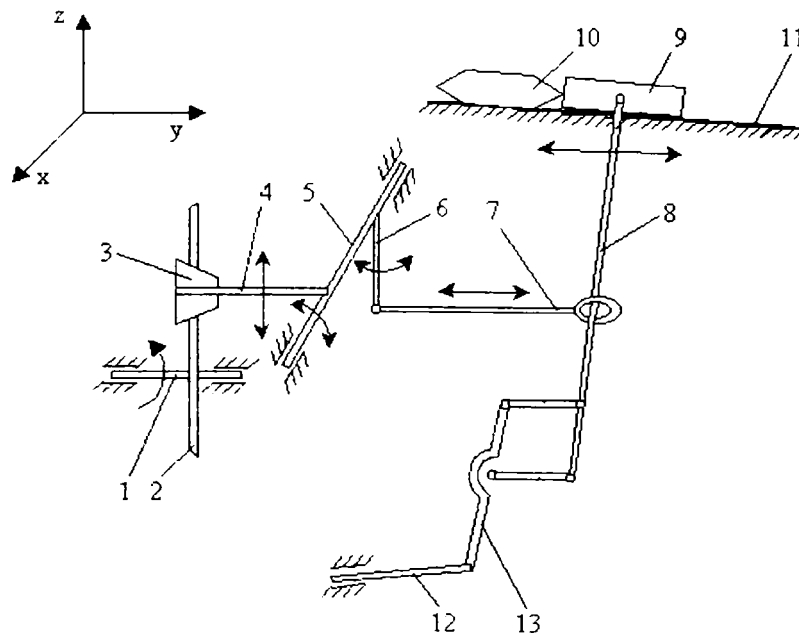


Fig.2.8. Elementele componente ale mecanismului cu lansare de mijloc

În timpul lansării suveicii, asupra acesteia se acționează cu o forță necesară deplasării ei în rost prin intermediul brațului de lansare. Asupra brațului de lansare va acționa, în dreptul picăruțului (9), o forță egală și de sens contrar $U(t)$, figura 2.9a.

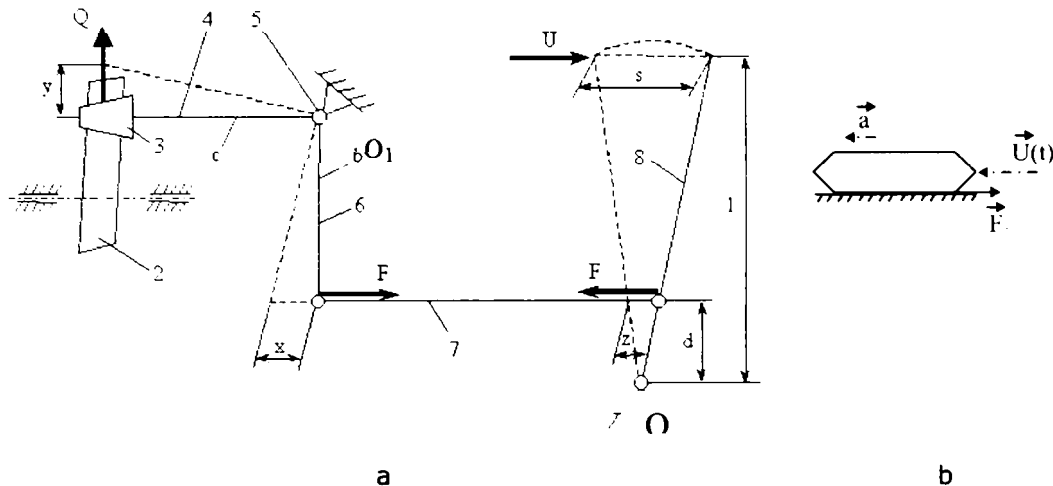


Fig.2.9. Forțele care acționează asupra elementelor mecanismului

Forța de lansare $U(t)$ se determină aplicând legea lui Newton asupra suveicii în timpul lansării. Se izolează suveica (figura 2.9.b), forțele care acționează asupra acesteia în timpul lansării în rost fiind $U(t)$ și forța de frecare dintre suveică și patul vătălei, F_f .

$$U(t) = ma + F_f \quad (2.1)$$

unde: m - masa suveicii, [kg]; a - accelerația suveicii în momentul lansării în rost, [m/s^2]; F_f - forța de frecare între suveică și casetă, [N].

Ținând seama de notațiile din figura 2.9, asupra elementelor mecanismului de lansare acționează [82], [84], [114]:

a). Forțele $U(t)$ și $F(t)$ - asupra mecanismului de lansare

unde: $U(t)$ este dată de relația (2.1); forța $F(t)$ reprezintă acțiunea bridei (7) asupra brațului de lansare.

Pentru determinarea forței $F(t)$ se scrie o ecuație de momente în raport cu punctul O:

$$F(t) \cdot d - U(t) \cdot l = 0 \quad (2.2)$$

unde: d - este distanța la care acționează brida față de punctul O în care este articulat brațul de lansare [m]; l - este lungimea brațului de lansare [m].

Din relațiile (2.1) și (2.2) se obține expresia forței $F(t)$:

$$F(t) = \frac{l}{d} U(t) = \frac{l}{d} (ma + F_f) \quad (2.3)$$

- b). Forța $F(t)$ asupra bridei solicitând-o la întindere.
 c). Forța $F(t)$ asupra balansierului solicitându-l la încovoiere.
 d). Forța $Q(t)$ asupra fusului rolei solicitându-l la încovoiere.

Pentru determinarea forței $Q(t)$ se scrie ecuația de momente în raport cu punctul O_1 :

$$-Q(t) \cdot c + F(t) \cdot b = 0 \quad (2.4)$$

unde: c - lungimea fusului rolei [m]; b - lungimea balansierului [m].

Înlocuind expresia (2.3) a forței $F(t)$ în relația și (2.4) se obține expresia forței $Q(t)$:

$$Q(t) = \frac{b}{c} \frac{l}{d} U(t) = \frac{b}{c} \frac{l}{d} (ma + F_f) \quad (2.5)$$

- e). Momentul ce torsionează arborele transversal

$$M(t) = Q(t) \cdot c = \frac{b \cdot l}{d} (ma + F_f) \quad (2.6)$$

După cum se observă din relațiile (2.1)-(2.6), forțele și momentul perturbator ce acționează asupra elementelor mecanismului de lansare, conțin o parte constantă și o parte variabilă determinată de accelerația suveicii în momentul lansării.

Pentru o introducere corectă a firului de bătătura în rost trebuie ca viteza suveicii în timpul lansării să crească continuu de la zero la valoarea maximă v_{max} , la începutul și sfârșitul lansării accelerația fiind practic nulă.

Ținând seama de aceste considerații pe baza rezultatelor obținute în practică și prezentate în literatura de specialitate [120], se alege forma de variație a vitezei suveicii în timpul lansării, iar prin derivare numerică se obține legea de variație a accelerației suveicii reprezentată în figura 2.10, φ_0 fiind unghiul de rotație al arborelui principal corespunzător acestui timp de lansare.

Se constată că, în intervalul de timp scurt al lansării induse de rotația arborelui principal, se poate considera că accelerația suveicii variază aproximativ sinusoidal, la două rotații ale arborelui principal având loc o singură lansare de pe aceeași parte a mașinii de țesut.

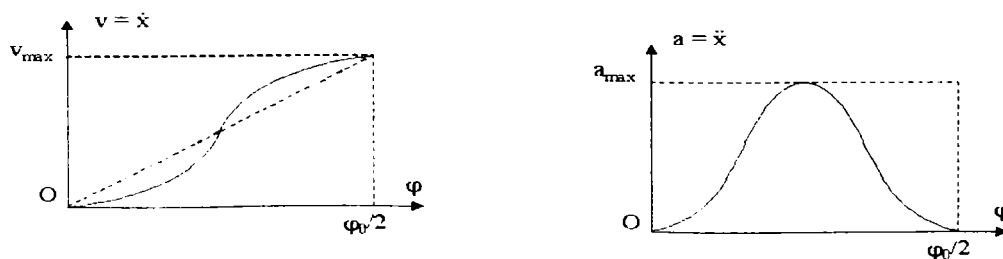


Fig.2.10. Legea de variație a vitezei și accelerației suveicii în timpul lansării

Astfel se poate presupune că forța $U(t)$ care acționează asupra brațului de lansare este alcătuită din două componente (figura 2.11):

$$U(t) = U_1(t) + U_2(t) \quad (2.7)$$

unde:

$$U_1(t) = \begin{cases} F_f, & \text{pentru } 0 \leq \omega t \leq \frac{\varphi_0}{2} \\ 0, & \text{pentru } \frac{\varphi_0}{2} < \omega t < 2\pi \end{cases} \quad (2.8)$$

$$U_2(t) = \begin{cases} U_{2\max} \sin \omega t, & \text{pentru } 0 \leq \omega t \leq \frac{\varphi_0}{2} \\ 0, & \text{pentru } \frac{\varphi_0}{2} \leq \omega t \leq 2\pi \end{cases} \quad (2.9)$$

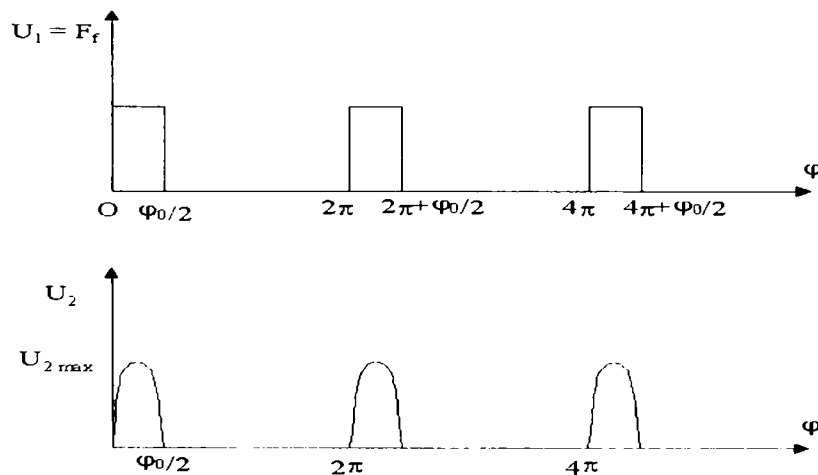


Fig.2.11. Reprezentarea grafică a variației forțelor perturbatoare $U_1(t)$ și $U_2(t)$

Se observă că ambele forțe sunt periodice, cu perioada T egală cu timpul în care arborele principal al mașinii de țesut se rotește cu unghiul 4π radiani.

Rezultă că perioada forțelor perturbatoare este dată de relația:

$$T = \frac{4\pi}{\omega_0} \text{ [s]} \quad (2.10)$$

unde:

$$\omega_0 = \frac{2\pi n_0}{60} \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] \quad (2.11)$$

este viteza unghiulară a arborelui principal, iar $n_0 \left[\frac{\text{rot}}{\text{min}} \right]$ este turajia acestuia. Pulsația forțelor perturbatoare va fi:

$$\omega = \frac{2\pi}{T} = \frac{2\pi}{4n} \omega = \frac{2\pi}{4n} \omega_0 = \frac{\omega_0}{2} = \frac{\pi n_0}{60} \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] \quad (2.12)$$

Forțele perturbatoare fiind periodice se pot dezvolta în serie Fourier rezultând o sumă de componente armonice.

$$F(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos n\omega t + b_n \sin n\omega t) \quad (2.13)$$

ce conține expresiile:

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{2}{T} \int_0^T F(t) dt \\ a_n &= \frac{2}{T} \int_0^T F(t) \cos n\omega t \\ b_n &= \frac{2}{T} \int_0^T F(t) \sin n\omega t, (n = 1, 2, \dots) \end{aligned} \quad (2.14)$$

în care T - perioada [s]; $F(t)$ - forța periodică; a_0 - componenta continuă a seriei; a_n și b_n - reprezintă coeficienții Fourier ($n = 1, 2, \dots, \infty$); ω - pulsația $n_0 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$.

Termenii corespunzători pentru $n = 1$ constituie armonica fundamentală.

În cazul concret al forțelor perturbatoare [4], [29], [81] care acționează asupra brațului de lansare se calculează coeficienții acestora înlocuind în relațiile (2.14) expresiile forțelor periodice $U_1(t)$ și respectiv $U_2(t)$.

Astfel, pentru forța $U_1(t)$ se determină $a_0^{(1)}$, $a_n^{(1)}$, $b_n^{(1)}$ conform (2.14):

$$a_0^{(1)} = \frac{2}{T} \int_0^{\frac{\varphi_0}{\omega}} F_f dt = \frac{2}{T} F_f \frac{\varphi_0}{\omega} = \frac{F_f \varphi_0}{\omega} \quad (2.15)$$

$$a_n^{(1)} = \frac{2}{T} \int_0^{\frac{\varphi_0}{\omega}} F_f \cos n\omega t dt = \frac{2F_f}{Tn\omega} \sin n \frac{\varphi_0}{\omega} = \frac{2F_f}{2\pi n} \sin n\varphi_0 = \frac{F_f}{\pi n} \sin n\varphi_0 \quad (2.16)$$

și:

$$b_n^{(1)} = \frac{2}{T} \int_0^{\varphi_0} F_f \sin(n\omega t) dt = \frac{2}{T} F_f \frac{1}{n\omega} \left(-\cos n\omega \frac{\varphi_0}{\omega} + \cos \varphi_0 \right) = \quad (2.17)$$

$$= F_f \frac{1}{n\omega} (1 - \cos n\varphi_0)$$

Expresia generală a forței perturbatoare $U_1(t)$ scrisă ca sumă de armonici rezultă:

$$U_{1F}(t) = \frac{a_0^{(1)}}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} U_{1n} \sin(n\omega t + \phi_n) \quad (2.18)$$

unde

- U_{1n} este amplitudinea armonicii de ordinul n și de determină cu relația:

$$U_{1n} = \sqrt{(a_n^{(1)})^2 + (b_n^{(1)})^2} = \sqrt{\left(\frac{F_f}{\pi n} \sin n\varphi_0\right)^2 + \left(\frac{F_f}{\pi n} (1 - \cos n\varphi_0)\right)^2} = \quad (2.19)$$

$$= \frac{F_f}{\pi n} \sqrt{(\sin n\varphi_0)^2 + (1 - \cos n\varphi_0)^2} = 2 \frac{F_f}{\pi n} \sin \frac{n\varphi_0}{2}$$

- ϕ_n reprezintă valorile fazelor spectrului Fourier și de determină cu relația:

$$\operatorname{tg} \phi_n = \frac{a_n^{(1)}}{b_n^{(1)}} = \frac{\sin n\varphi_0}{1 - \cos n\varphi_0} = \frac{2 \sin \frac{n\varphi_0}{2} \cos \frac{n\varphi_0}{2}}{2 \left(\sin \frac{n\varphi_0}{2}\right)^2} = \operatorname{ctg} \frac{n\varphi_0}{2} \quad (2.20)$$

Relațiile (2.15), (2.16) și (2.17) se înlocuiesc în relația (2.20) și după efectuarea calculelor se obține expresia forței $U_1(t)$:

$$U_{1F}(t) = \frac{F_f \varphi_0}{2\pi} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2F_f}{\pi n} \sin \frac{n\varphi_0}{2} \sin \left(n\omega t - \frac{n\varphi_0}{2} + \frac{\pi}{2} \right) \quad (2.21)$$

În cazul forței perturbatoare $U_2(t)$ coeficienții seriei Fourier se calculează în mod asemănător, din expresiile generale, (2.14).

$$a_0^{(2)} = \frac{2}{T} \int_0^{\frac{\varphi_0}{\omega}} U_{2\max} \sin \omega t dt = \frac{U_{2\max}}{\pi} (1 - \cos \varphi_0) \quad (2.22)$$

$$\begin{aligned} a_n^{(2)} &= \frac{2}{T} \int_0^{\frac{\varphi_0}{\omega}} U_{2\max} \sin \omega t \cos n\omega t dt = \\ &= \frac{\omega U_{2\max}}{2\pi} \int_0^{\frac{\varphi_0}{\omega}} [\sin(n+1)\omega t - \sin(n-1)\omega t] dt \end{aligned} \quad (2.23)$$

Pentru $n = 1$, se obține coeficientul $a_1^{(2)}$ corespunzător armonicei fundamentale:

$$a_1^{(2)} = \frac{U_{2\max}}{4\pi} (1 - \cos 2\varphi_0) \quad (2.24)$$

iar pentru $n \neq 1$, se obține coeficientul $a_n^{(2)}$:

$$a_n^{(2)} = \frac{U_{2\max}}{4\pi} \left[\frac{\cos(n-1)\varphi_0}{n-1} - \frac{\cos(n+1)\varphi_0}{n+1} - \frac{2}{n^2-1} \right] \quad (2.25)$$

Coeficienții $b_n^{(2)}$ sunt:

$$\begin{aligned} b_n^{(2)} &= \frac{2}{T} \int_0^{\frac{\varphi_0}{\omega}} U_{2\max} \sin(\omega t) \sin(n\omega t) dt = \\ &= \frac{U_{2\max}\omega}{2\pi} \int_0^{\frac{\varphi_0}{\omega}} [\cos((n-1)\omega t) - \cos((n+1)\omega t)] dt \end{aligned} \quad (2.26)$$

Pentru $n = 1$, se obține coeficientul $b_1^{(2)}$ corespunzător armonicei fundamentale:

$$b_1^{(2)} = \frac{U_{2\max}}{4\pi} (2\varphi_0 - \sin 2\varphi_0) \quad (2.27)$$

iar pentru $n \neq 1$ rezultă:

$$b_n^{(2)} = \frac{U_{2max}}{2\pi} \left[\frac{\sin(n-1)\varphi_0}{n-1} - \frac{\sin(n+1)\varphi_0}{n+1} \right] \quad (2.28)$$

Expresia generală, în urma dezvoltării în serie Fourier a forței perturbatoare $U_2(t)$, este:

$$U_{2F}(t) = \frac{a_0^{(2)}}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} U_{2n} \sin(n\omega t + \phi_n) \quad (2.29)$$

Forța perturbatoare a fost definită inițial ca suprapunere a celor două forțe perturbatoare $U(t) = U_1(t) + U_2(t)$. Ținând seama de faptul că ambele forțe perturbatoare $U_1(t)$ și $U_2(t)$ au aceeași perioadă, deci și aceeași pulsație, coeficienții seriei Fourier pentru forța armonică rezultantă $U_F(t)$ sunt dați de relațiile:

$$a_0 = a_0^{(1)} + a_0^{(2)}; \quad a_1 = a_1^{(1)} + a_1^{(2)}; \quad a_n = a_n^{(1)} + a_n^{(2)} \quad (2.30)$$

$$b_1 = b_1^{(1)} + b_1^{(2)}; \quad b_n = b_n^{(1)} + b_n^{(2)}; \quad (n = 2, 3, \dots)$$

iar forța perturbatoare poate fi scrisă sub forma generală:

$$U_F(t) = A_0 + \sum_{n=1}^{\infty} C_n \sin(n\omega t + \varphi_n) \quad (2.31)$$

unde:

$$A_0 = \frac{a_0}{2}$$

$$C_n = \sqrt{\left(a_n^{(2)}\right)^2 + \left(b_n^{(2)}\right)^2} \quad (2.32)$$

$$\varphi_n = \arctg \frac{a_n^{(2)}}{b_n^{(2)}}$$

Pentru calculul forței perturbatoare $U(t)$ și implicit al forțelor $U_1(t)$ și $U_2(t)$ s-a realizat un program de calcul în *Mathcad*. Se calculează coeficienții seriei Fourier pentru fiecare forță în parte iar în final rezultă forța $U(t)$. Pentru a se putea observa modul în care sunt approximate forțele se reprezintă grafic forțele inițiale $U_1(t)$ și $U_2(t)$ precum și forțele rezultatele după dezvoltarea acestora în serie Fourier.

În modulul de „Analize date” al programului Mathcad este prezentat modul în care se determină coeficienții seriei Fourier pentru o funcție periodică. Pornind de la acest exemplu a fost realizat programul de calcul al coeficienților pentru cele două forțe perturbatoare (Anexa 1).

Calculul forței perturbatoare ce acționează asupra brațului de lansare s-a realizat pentru o mașină de țesut clasică pentru care se cunosc datele caracteristice:

- masa suveicii, $m = 0.4$ kg;
- turația arborelui principal al mașinii de țesut, $n_0 = 200 \left[\frac{\text{rot}}{\text{min}} \right]$;
- viteza unghiulară de rotație a arborelui principal al mașinii de țesut, $\omega_0 = n \cdot \frac{n_0}{30} \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$;
- unghiul rotație al arborelui principal al mașinii de țesut în timpul lansării, $\varphi_0 = \frac{\pi}{6} [\text{rad}]$;
- valoarea forței de frecare, $F_f = 30$ N;
- accelerația maximă a suveicii $a_{max} = 800 \frac{\text{m}}{\text{s}}$;
- perioada forțelor perturbatoare, $T = \frac{4 \cdot \pi}{\omega_0}$ s

Pentru exemplificare se prezintă o captură din programul realizat în Mathcad referitoare la modul în care se introduc datele în program:

$$n_0 := 200$$

$$\omega_0 := \pi \cdot \frac{n_0}{30}$$

$$\phi_0 := \frac{\pi}{3}$$

$$T := \frac{4 \cdot \pi}{\omega_0}$$

$$\omega := \frac{\omega_0}{2}$$

$$0 \leq t \leq \frac{\phi_0}{\omega}$$

$$t(t \rightarrow)$$

$$Ff := 30$$

$$U1(t) := \begin{cases} Ff & \text{if } 0 \leq \omega \cdot t \leq \frac{\phi_0}{2} \\ 0 & \text{if } \frac{\phi_0}{2} < \omega \cdot t < 2\pi \end{cases}$$

Se calculează doar primele cinci armonice deoarece s-a constatat că amplitudinile armonicilor de ordin superior au valori mici și nu influențează rezultatele. Secvența de program pentru calculul coeficienților seriei Fourier în cazul forței $U_1(t)$ este:

N := 5

$$\text{FC}(U_1, N) := \begin{array}{l} R^{(0)} \leftarrow \left(\begin{array}{c} \phi_0 \\ \frac{2}{T} \cdot \int_0^{\omega} U_1(t) dt \\ 0 \end{array} \right) \\ \text{for } n \in 1..N \\ R^{(n)} \leftarrow \left(\begin{array}{c} \phi_0 \\ \frac{2}{T} \cdot \int_0^{\omega} U_1(t) \cdot \cos(n \cdot \omega \cdot t) dt \\ \frac{2}{T} \cdot \int_0^{\omega} U_1(t) \cdot \sin(n \cdot \omega \cdot t) dt \end{array} \right) \\ R^T \end{array}$$

Pentru afișarea coeficienților seriei Fourier se tastează:

$$\text{res} := \text{FC}(U_1, N) \quad a := \text{res}^{(0)} \quad b := \text{res}^{(1)} \quad (2.33)$$

Această secvență de program va afișa matricele coloană $[a]$ și $[b]$ ale căror elemente corespund coeficienților seriei Fourier. Programul afișează în matricea coloană $[a]$ pe prima linie coeficientul a_0 . Pentru identificarea coeficienților, ținând seama că programul afișează rezultatele în cele două matrice coloană $[a]$ și $[b]$, aceștia se vor trece în cele două matrice $a_n^{(1)}$ și $b_n^{(1)}$ în care indicele superior indică faptul că acești coeficienți corespund forței $U_1(t)$ iar indicele inferior, n , indică numărul armonice în care intervin acești coeficienți.

$$[a_n^{(1)}] = \begin{pmatrix} 5 \\ 4.775 \\ 4.135 \\ 3.183 \\ 2.067 \\ 0.955 \end{pmatrix} \quad (2.34)$$

$$\begin{bmatrix} b_n^{(1)} \end{bmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 1.279 \\ 2.387 \\ 3.183 \\ 3.581 \\ 3.564 \end{pmatrix}$$

Primul termen din matricea coloană $\begin{bmatrix} a_n^{(1)} \end{bmatrix}$ corespunde coeficientului $a_0^{(1)}$.

Utilizând coeficienții seriei Fourier astfel determinați, forța $U_I(t)$ se scrie:

$$U_{IF}(t) = \frac{a_0^{(1)}}{2} + \sum_{i=1}^N \left(a_n^{(1)} \cos n\omega t + b_n^{(1)} \sin n\omega t \right) \quad (2.35)$$

Pentru reprezentarea grafică, în programul Mathcad, se utilizează funcția „Insert” urmat de opțiunile „Graph” și „X-Y plot”. Acestea vor deschide un grafic în care se tastează în abscisă, și respectiv, ordonată funcțiile care trebuie reprezentate.

În figura 2.12 se reprezintă forța perturbatoare periodică $U_I(t)$, precum și $U_{IF}(t)$ modul în care acesta este aproximată prin seria Fourier. Reprezentarea este realizată pe intervalul corespunzător unei perioade, $T = \frac{4\pi}{\omega_0} = 0.628s$.

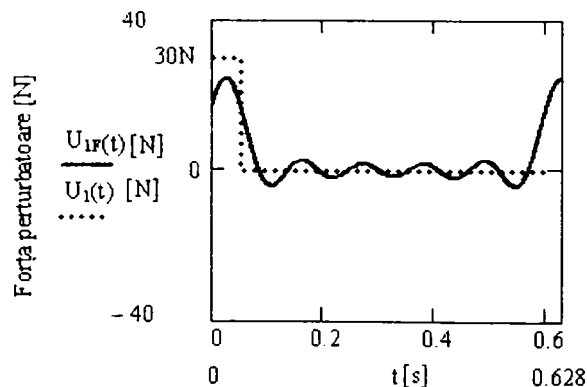


Fig. 2.12. Reprezentarea grafică a forței perturbatoare $U_I(t)$ și forței $U_{IF}(t)$

Analizând figura 2.12 se observă că forța perturbatoare conform modului în care a fost definită este constantă pe intervalul $(0 - 0.0042)s$ având valoarea 30N iar pe intervalul $(0 - 0.628)s$ este nulă. Forța $U_{IF}(t)$, reprezentând forța $U_I(t)$ scrisă ca sumă de armonice, are o valoare maximă a amplitudinii, apropiată

de valoarea forței de frecare, în intervalul $(0 - 0.0042)$ s, iar în intervalul $(0 - 0.628)$ s armonicile variază în jurul valorii 0.

În mod similar se determină coeficienții seriei Fourier pentru forța perturbatoare $U_2(t)$. Valoarea maximă a forței este $U_{2max} = 320$ N și corespunde accelerației maxime a suveicii $a_{max} = 800$ m/s².

Modul de definire în program al forței $U_2(t)$ este:

$$U_2(t) := \begin{cases} U_{2max} \cdot \sin(\omega \cdot t) & \text{if } 0 \leq \omega \cdot t \leq \frac{\phi_0}{2} \\ 0 & \text{if } \frac{\phi_0}{2} < \omega \cdot t < 2 \cdot \pi \end{cases} \quad (2.36)$$

datele de intrare fiind identice cu cele introduse pentru forța $U_1(t)$.

Pentru determinarea coeficienților seriei Fourier secvența de program este:

N := 5

$$FC(U_2, N) := \begin{array}{l} R^{(0)} \leftarrow \left(\begin{array}{c} \frac{2}{T} \cdot \int_0^{\frac{\phi_0}{\omega}} U_2(t) dt \\ 0 \end{array} \right) \\ \text{for } n \in 1..N \\ R^{(n)} \leftarrow \left(\begin{array}{c} \frac{2}{T} \cdot \int_0^{\frac{\phi_0}{\omega}} U_2(t) \cdot \cos(n \cdot \omega \cdot t) dt \\ \frac{2}{T} \cdot \int_0^{\frac{\phi_0}{\omega}} U_2(t) \cdot \sin(n \cdot \omega \cdot t) dt \end{array} \right) \\ R^T \end{array} \quad (2.37)$$

Afișarea coeficienților forței $U_2(t)$ se realizează prin tastarea:

$$\text{res} := \text{FC}(U_2, N) \quad c := \text{res}^{(0)} \quad d := \text{res}^{(1)} \quad (2.38)$$

Rezultatele sunt afișate în două matrice coloană $[c]$ și $[d]$.

Pentru identificarea coeficienților aceștia se vor introduce în două matrice

$[a_n^{(2)}]$ și $[b_n^{(2)}]$:

$$[a_n^{(2)}] = \begin{pmatrix} 13.647 \\ 12.732 \\ 10.153 \\ 6.366 \\ 2.031 \\ -2.122 \end{pmatrix} \quad [b_n^{(2)}] = \begin{pmatrix} 0 \\ 4.614 \\ 8.488 \\ 11.027 \\ 11.884 \\ 11.027 \end{pmatrix} \quad (2.39)$$

Primul termen din matricea $[a_n^{(2)}]$ corespunde lui $a_0^{(2)}$. Termenii $a_1^{(2)}$ și $b_1^{(2)}$ corespund armonice fundamentale a forței $U_2(t)$.

În figura 2.13 este reprezentată forța perturbatoare inițială $U_2(t)$ și modul în care acesta este aproximată prin seria Fourier. Reprezentarea este realizată pe intervalul corespunzător unei perioade.

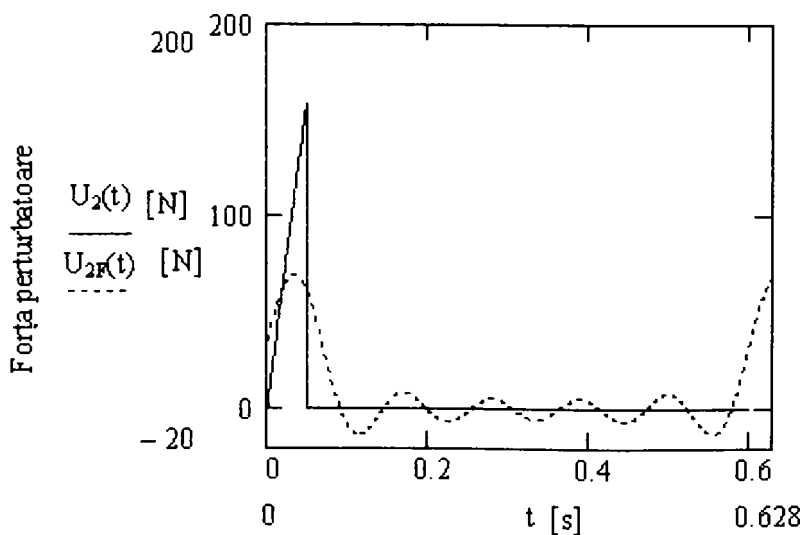


Fig. 2.13. Reprezentarea forței perturbatoare $U_2(t)$ și forței $U_{2F}(t)$

Prin dezvoltarea în serie Fourier a forței perturbatoare $U_2(t)$, aceasta este aproximată prin forța $U_{2F}(t)$ care permite studiul vibrațiilor forțate ale mecanismului sub acțiunea excitațiilor armonice.

Dezvoltarea în serie Fourier a forței $U(t)$ este dată de relația (2.31) particularizată pentru primii 5 termeni, iar relațiile de calcul ale coeficienților sunt date de relațiile (2.30); (2.34):

Astfel,

$$U_F(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^5 (A_n \cos n\omega t + B_n \sin(n\omega t + \phi_n)) \quad (2.40)$$

$$U_F(t) = A_0 + \sum_{n=1}^5 C_n \sin(n\omega t + \phi_n) \quad (2.41)$$

unde:

$$A_n = \sqrt{a_n^{(1)} + a_n^{(2)}} \quad \text{și} \quad B_n = \sqrt{b_n^{(1)} + b_n^{(2)}} \quad (2.42)$$

Astfel, din program rezultă:

$$[A] = \begin{bmatrix} 18.647 \\ 17.507 \\ 14.288 \\ 9.549 \\ 4.098 \\ -1.167 \end{bmatrix} \quad \text{și} \quad [B] = \begin{bmatrix} 0 \\ 5.893 \\ 10.876 \\ 14.21 \\ 15.465 \\ 14.59 \end{bmatrix} \quad (2.43)$$

Pentru determinarea coeficienților A_0 , A_n și respectiv se aplică relațiile (2.31) și respectiv (2.32). După rularea programului:

- Primul termen din matricea coloană A corespunde coeficientului constant a_0 astfel că în conformitate cu relația (2.32) rezultă:

$$A_0 = \frac{a_0}{2} = 9.3235 \quad (2.44)$$

- Linia de program pentru calculul amplitudinii C_n și a defazajului $\phi_n = \operatorname{tg} \frac{a_n}{b_n}$ este:

$$C_n = \sqrt{A_n^2 + B_n^2} \quad \phi_n = \operatorname{tg} \frac{a_n}{b_n} \quad (2.45)$$

- In urma tastării în program $C_n =$ și respectiv $\varphi_n =$ acesta afișează:

$$[C_n] = \begin{bmatrix} 18.647 \\ 18.472 \\ 17.956 \\ 17.12 \\ 15.999 \\ 14.637 \end{bmatrix} \quad [\varphi_n] = \begin{bmatrix} 1.246 \\ 0.92 \\ 0.592 \\ 0.259 \\ -0.08 \end{bmatrix} \quad (2.46)$$

In figura 2.14 sunt reprezentate cele două forțe perturbatoare precum și forța armonică rezultantă $U_F(t)$.

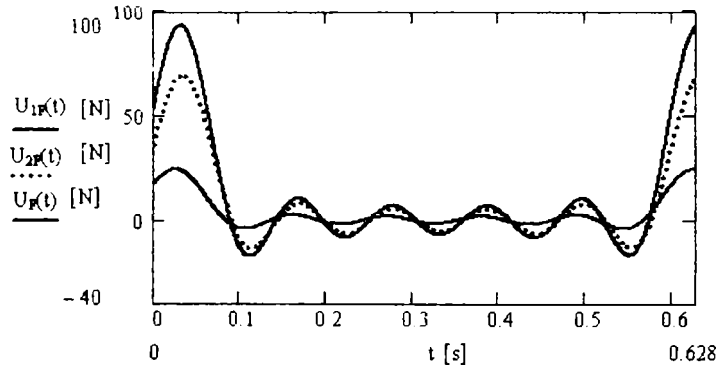
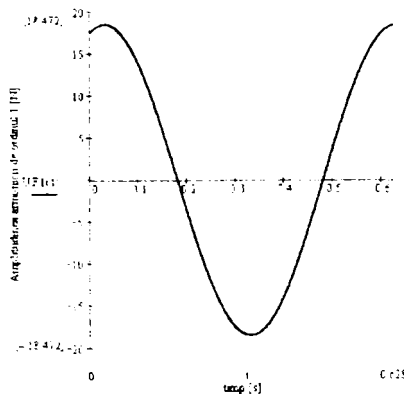
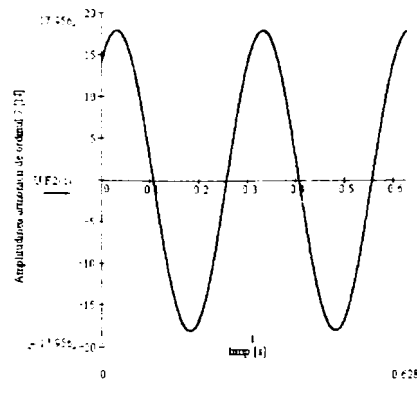


Fig.2.14. Reprezentarea forței $U_F(t)$ ca sumă de armonice în raport cu timpul

Din figura 2.14 se observă că amplitudinea maximă a forței perturbatoare care acționează asupra brațului de lansare în dreptul picherului se datorează în principal forței $U_{2F}(t)$ care corespunde forței de inerție maximă a suveicii. Se observă că aceste maxime ale amplitudinii forței $U_F(t)$ apar în momentul lansării suveicii. In figurile 2.15a...e se prezintă armonicile forței perturbatoare $U_F(t)$ în raport cu timpul.



a



b

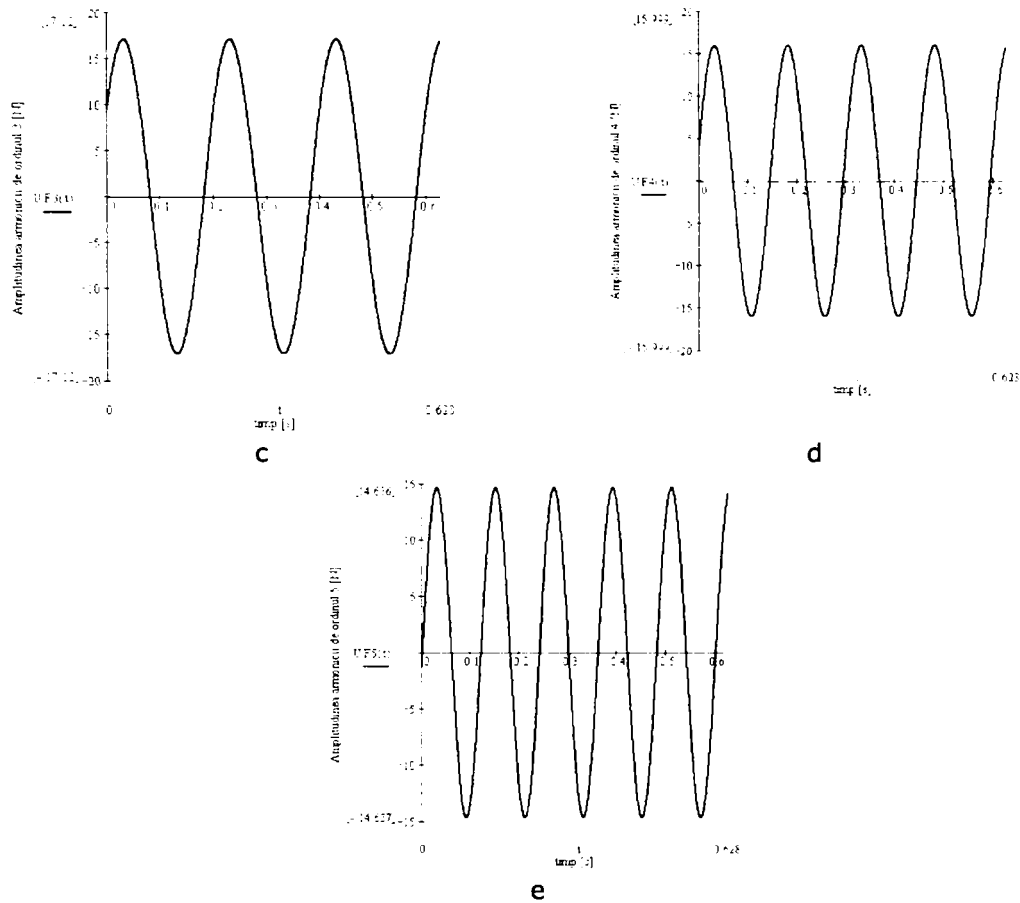


Fig.2.15. Amplitudinile armonicelor forței perturbatoare $U_F(t)$

Valorile amplitudinilor armonicelor de ordinul 1...5 sunt: 18.472 N, 17.956N, 17.12 N, 15.99 N, 14.636 N. Se constată că armonicile care formează forța perturbatoare au amplitudini relativ mici și descrescătoare, pe măsură ce pulsațiile lor cresc ca multiplii ai pulsației fundamentale $\omega = 10.5 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$.

2.2.2. Studiul vibrațiilor transversale ale brațului de lansare

Determinarea teoretică a pulsațiilor proprii

Ecuția de mișcare [16], [23], [25], [66], [108], în cazul vibrațiilor transversale libere este:

$$\frac{\partial^4 v(x,t)}{\partial x^4} + \frac{\rho A}{EI_z} \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2} = 0 \quad (2.47)$$

în care: $v(x, t)$ - deplasările grinzii față de poziția de echilibru static [m] ; E - modulul de elasticitate longitudinal al secțiunii transversale $\left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]$; I_z - moment de inerție geometric axial [m^4]; A - aria secțiunii transversale [m^2]; ρ - densitatea materialului [kg/m^3];

Se consideră că vibrația este exprimată de funcția:

$$v(x, t) = y_0 Y(x) \sin(pt + \theta) \quad (2.48)$$

Relația (2.48) reprezintă mișcarea armonică, în fază, a tuturor punctelor barei, cu amplitudini $y_0 Y(x)$ în care: y_0 - constantă cu dimensiunea unei lungimi, [m]; $Y(x)$ - funcție adimensională care reprezintă forma deformată a axei x ; p - reprezintă pulsația vibrației $\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$;

Pentru a stabili în ce condiții sunt posibile astfel de mișcări, se introduce relația (2.48) în ecuația de mișcare (2.47) și după efectuarea calculelor se obține:

$$\frac{\partial^4 Y}{\partial x^4} - \frac{\rho A}{EI_z} p^2 Y = 0 \quad (2.49)$$

Se introduce notația:

$$\sigma^4 = \frac{\rho \cdot A}{E \cdot I_z} p^2 \quad (2.50)$$

În cazul brațului de lansare, care se consideră încastrat la un capăt și liber la celălalt, condițiile la limită sunt:

- pentru capătul încastrat
- săgeata este nulă $v(x_0, t) = 0$
- rotirea este nulă $\left. \frac{\partial v}{\partial x} \right|_{x=x_0} = 0$ (2.51)

- pentru capătul liber

- forța tăietoare $T(x_0, t)$ este nulă, (2.52)

$$\left. \frac{\partial^3 v}{\partial x^3} \right|_{x=x_0} = 0$$

- momentul $M(x_0, t)$ este nul $\left. \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right|_{x=x_0} = 0$ (2.53)

Pentru brațul de lansare considerat încastat la un capăt și liber la celălalt, [25], ecuația pulsațiilor este:

$$sh\beta_n \cos \beta_n + 1 = 0 \quad (2.54)$$

din rezolvarea căreia pentru coeficienții [25] β_1 , β_2 și β_n se obțin valorile:

$$\beta_1 = 1.8751; \beta_2 = 4.6941; \beta_n = [(2n - 1) / 2] \cdot n \quad (n > 2) \quad (2.55)$$

iar pulsațiile proprii se determină cu relațiile:

$$\rho_n = a_n^2 \sqrt{\frac{EI_z}{\rho A}} = \frac{\beta_n^2}{l^2} \sqrt{\frac{E \cdot I_z}{\rho \cdot A}} \quad (2.56)$$

unde: E - modulul de elasticitate longitudinal al secțiunii transversale $\left[\frac{N}{m^2} \right]$; I_z - moment de inerție geometric axial $[m^4]$; A - aria secțiunii transversale $[m^2]$; ρ - densitatea materialului $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$.

Tinând seama de dimensiunile brațului de lansare (lungime $l = 0.7$ m) și de materialul (oțel $E = 2.1 \cdot 10^{11}$ Pa) din care este confecționat, s-au obținut teoretic următoarele valori pentru primele 5 pulsații proprii:

$$\begin{aligned} \rho_1 &= 400.6603 \left[\frac{rad}{s} \right]; \rho_2 = 2510.9157 \left[\frac{rad}{s} \right]; \\ \rho_3 &= 7027.4645 \left[\frac{rad}{s} \right]; \rho_4 = 13776 \left[\frac{rad}{s} \right]; \rho_5 = 22774 \left[\frac{rad}{s} \right] \end{aligned} \quad (2.57)$$

Funcțiile proprii $Y_n(x)$ [25], care reprezintă forma deformată a barei ce vibrează cu pulsația proprie ρ_n se determină cu relația:

$$Y_n(x) = T(\beta_n)U\left(\beta_n \frac{x}{l}\right) - S(\beta_n) \cdot V\left(\frac{\beta_n}{l}\right) \quad (2.58)$$

în care funcțiile Krîlov [25], [108], sunt exprimate în general prin relațiile:

$$\begin{aligned} S(ax) &= \frac{1}{2}(chax + \cos ax) \\ T(ax) &= \frac{1}{2}(shax + \sin ax) \end{aligned} \quad (2.59)$$

$$U(ax) = \frac{1}{2}(chax - \cos ax)$$

$$V(ax) = \frac{1}{2}(shax - \sin ax)$$

Astfel, pentru β_n se obține:

$$S(\beta_n) = \frac{1}{2}(ch\beta_n + \cos \beta_n)$$

$$T(\beta_n) = \frac{1}{2}(sh\beta_n + \sin \beta_n) \quad (2.60)$$

$$U(\beta_n) = \frac{1}{2}(ch\beta_n - \cos \beta_n)$$

$$V(\beta_n) = \frac{1}{2}(sh\beta_n - \sin \beta_n)$$

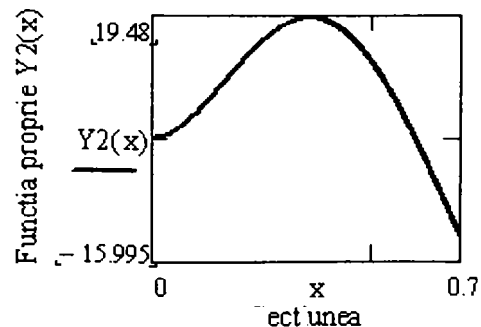
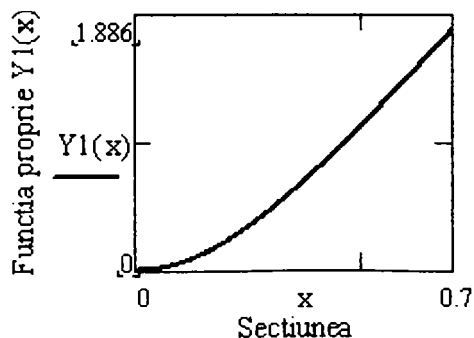
Tinând seama de relația (2.57) se obțin valorile:

$$\begin{aligned} S(\beta_n) &= 1; 1.519; 27.318; 643.361; 1489 \cdot 10^4; 3.448 \cdot 10^5 \dots\dots\dots \\ T(\beta_n) &= 0; 2.069; 26.823; 643.861; 1.489 \cdot 10^4; 3.448 \cdot 10^5 \dots\dots\dots \\ U(\beta_n) &= 0; 1.819; 27.337; 643.36; 1.489 \cdot 10^4; 3.448 \cdot 10^5 \dots\dots\dots \\ V(\beta_n) &= 0; 1.115; 27.823; 642.861; 1.489 \cdot 10^4; 3.448 \cdot 10^5 \dots\dots\dots \end{aligned} \quad (2.61)$$

Determinarea funcțiilor proprii a fost efectuată introducând datele în Mathcad pentru a simplifica volumul de calcule, captura din program fiind:

$$Y_n(x) = \begin{bmatrix} \cosh(2.435 \cdot x) - \cos(2.435 \cdot x) - 7.6 \cdot 10^{-0.1} \cdot (\sinh(2.435 \cdot x) - \sin(2.435 \cdot x)) \\ 1.3 \cdot 10 \cdot (\cosh(6.096 \cdot x) - \cos(6.096 \cdot x)) - 1.4 \cdot 10^{-0.1} \cdot (\sinh(6.096 \cdot x) - \sin(6.096 \cdot x)) \\ 3.2 \cdot 10^2 \cdot (\cosh(10.2 \cdot x) - \cos(10.2 \cdot x)) - 3.2 \cdot 10^2 \cdot (\sinh(10.2 \cdot x) - \sin(10.2 \cdot x)) \\ 7.5 \cdot 10^3 \cdot (\cosh(14.28 \cdot x) - \cos(14.28 \cdot x)) - 3.2 \cdot 10^2 \cdot (\sinh(14.28 \cdot x) - \sin(14.28 \cdot x)) \end{bmatrix}$$

Funcțiile proprii astfel determinate se reprezintă grafic în raport cu timpul, (figura 2.16):



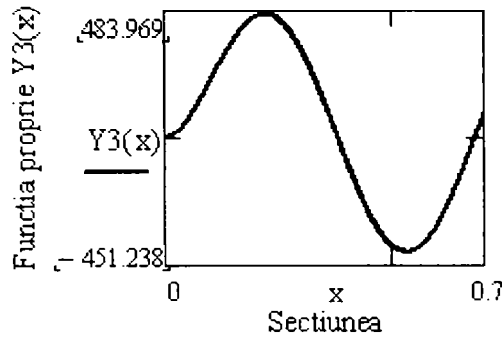


Fig.2.16. Reprezentarea grafică a funcțiilor proprii

În cazul funcției proprii $Y_1(x)$ care reprezintă forma deformată a barei ce vibrează cu pulsația p_1 , deformația maximă se realizează la capătul liber al barei [25].

Mișcările libere cu pulsația p_n și forma $Y_n(x)$ determină modul propriu de vibrație de ordinul n :

$$v_n(x, t) = y_{0n} Y_n(x) \sin(p_n t + \theta_n) \quad (2.62)$$

Determinarea pulsațiilor proprii utilizând programul de analiză ANSYS

Pentru determinarea în acest mod a pulsațiilor proprii în scopul comparării cu cele determinate analitic, și deci validării metodei alese, este necesară parcurgerea mai multor etape:

- modelarea dimensională a brațului de lansare, (figura 2.17);
- stabilirea solicitării în acesta, (figura 2.18);
- discretizarea sa, (figura 2.19);

Modelul brațului de lansare a fost realizat în SolidWorks, ținând cont de dimensiunile și materialul date în bibliografie [67], [120]. Deoarece lansarea are loc într-un timp foarte scurt se consideră că în momentul lansării brațul de lansare este încastrat la capătul inferior. Brațul de lansare confecționat a fost discretizat în 20 de elemente de formă tertaedrică și 248 noduri [90], [46]. Caracteristicile materialului, modul de discretizare, solicitările și deformațiile sunt prezentate într-un raport complex generat automat de program. Proprietățile materialului utilizat pentru brațul de lansare sunt prezentate în tabelul 2.1 așa cum este generat de către program.

Tab.2.1 Proprietățile materialului

Densitatea	$7.85 \times 10^{-6} \text{ kg/m}^3$
Coeficientul Poisson	0.3
Tensiunea de rupere la tracțiune	260.0 MPa
Tensiunea maximă la tracțiune	460.0 MPa
Modulul de elasticitate	$2.1 \times 10^{11} \text{ MPa}$



Fig.2.17. Modelarea brațului de lansare

Rezultatele obținute teoretic și cele obținute prin analiza în ANSYS sunt prezentate în Tabelul 2.2:

Tab.2.2. Valorile pulsațiilor proprii

	p_1 [rad/s]	p_2 [rad/s]	p_3 [rad/s]	p_4 [rad/s]	p_5 [rad/s]
TEORETIC	400.6603	2510.9157	7027.4645	13776	22774
ANSYS	401.4264	2465.7700	6707	12654	20016

În figura 2.20a-2.20e sunt prezentate primele 5 moduri de vibrație:

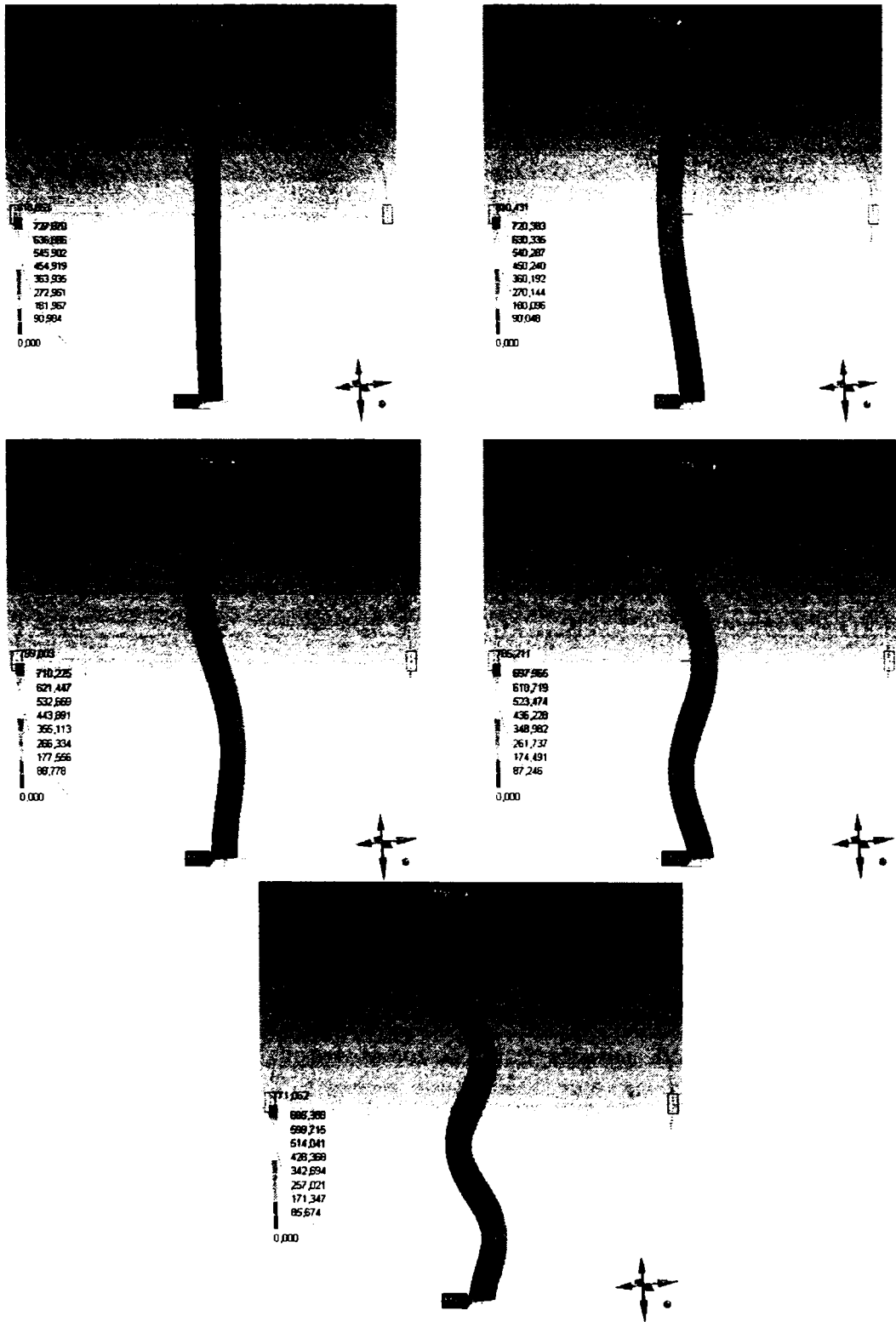


Fig.2.20. Reprezentarea grafică a primelor cinci moduri de vibrație

Din tabelul 2.2 se observă că valorile pulsațiilor obținute teoretic diferă față de cele utilizate prin aplicarea metodei elementelor finite. Calculând eroarea față de valoarea obținută teoretic:

$$\varepsilon = \left| \frac{P_{teoretic} - P_{Ansys}}{P_{teoretic}} \right| \cdot 100 \quad (2.63)$$

pentru cele 5 pulsații proprii rezultă valori de: 0.19% pentru p_1 ; 1.79% pentru p_2 , 4.561% pentru p_3 ; 8.14% pentru p_4 , 12.11% pentru p_5 .

Se observă că eroarea crește odată cu creșterea numărului de ordine al pulsației și că până la pulsația p_3 se încadrează în limita general admisă de 5%.

O îmbunătățire a preciziei se poate obține prin mărirea numărului de elemente în care este discretizat brațul de lansare.

Dacă se discretizează bara în 240 de elemente și 609 noduri se observă că valorile determinate prin aplicarea metodei elementelor finite se apropie și mai mult de cele determinate teoretic.

Rezultatele obținute după a doua discretizare sunt prezentate în Tabelul 2.3.

Tabelul 2.3. Valorile pulsațiilor proprii determinate în cele trei cazuri

	p_1 [rad/s]	p_2 [rad/s]	p_3 [rad/s]	p_4 [rad/s]	p_5 [rad/s]
TEORETIC	400.6603	2510.9157	7027.4645	13776	22774
ANSYS(20 elemente)	401.4264	2465.7700	6707	12654	20016
ANSYS(240elemente)	401.1810	2473.3750	6755.680	12805	20353

Din Tabelul 2.3, dacă se calculează eroarea se observă că aceasta scade pentru pulsația a cincea de la 12.11%. la 10.63%

Este evident că metoda de calcul analitic este validată de modelarea numerică efectuată în regim dinamic în condițiile respectării geometriei, materialului și legăturilor la care este supus brațul de lansare.

Pentru vibrațiile transversale forțate ale brațului de lansare [25], constantele ce determină amplitudinea vibrațiilor forțate, se exprimă sub forma:

$$C_n := F_0 \cdot \frac{Y_n}{E \cdot I_z \cdot B_n \cdot \left(\frac{\beta_n}{l}\right)^4 \left[1 - \frac{\omega^2}{(\rho_n)^2}\right]} \quad (2.64)$$

în care: ω - reprezintă pulsația forței perturbatoare, $\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]$; ρ_n - reprezintă

pulsația proprie a brațului, $\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]$; E - modul de elasticitate transversal, $\left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right]$;

I_z - moment de inerție geometric axial al brațului de lansare $[\text{m}^4]$; B_n -

$\int_0^l Y_n(x)Y_n(x)dx \neq 0$ - rezultă din proprietatea de ortogonalitate a vectorilor proprii;

β_n – constantă ale cărei valori se determină în funcție de tipul de legături, relația (2.55); F_0 – forța perturbatoare concentrată, [N].

Datele cunoscute și relațiile de calcul au fost introduse în Mathcad (Anexa 2) și s-au calculat constantele ce determină amplitudinea vibrațiilor forțate.

$$C_1 = 8.629 \cdot 10^{-4}; \quad (2.65)$$

$$C_2 = 3.75 \cdot 10^{-7}; C_3 = 6.785 \cdot 10^{-8}; C_4 = 1.099 \cdot 10^{-13};$$

Mișcarea este exprimată printr-o sumă de funcții armonice fiecare din acestea reprezentând răspunsul la componenta cu aceeași pulsație din dezvoltarea în serie Fourier a excitației considerate.

Se observă că vibrațiile transversale au amplitudini mici și chiar dacă nu se ajunge la rezonanță aceste vibrații suprapuse peste celelalte mișcări vibratorii din mecanismele mașinii, influențează funcționarea sa.

2.3. Studiul vibrațiilor barei de torsiune a mecanismului de lansare al mașinii STB

2.3.1. Determinarea momentului perturbator în cazul mașinii STB

Mașina de țesut (STB) intră în categoria mașinilor de țesut moderne la care inserarea firului de bătătură în rost se realizează prin intermediul proiectilului care înlocuiește suveica.

Mecanismul de lansare are rolul de a imprima proiectilului energia cinetică necesară pentru a străbate rostul care are o lungime diferită (216 cm sau 330 cm) în funcție de câte țesături se realizează simultan (două sau trei).

O particularitate a acestui mecanism de lansare o constituie faptul că energia necesară pentru accelerarea proiectilului se obține prin deformarea unui arbore supus la răsucire (9), care, odată încărcat cu energie potențială de deformare, este capabil să redea ulterior această energie acționând prin intermediul brațului de lansare (6) asupra proiectilului.

Descrierea și funcționarea mecanismului de lansare

Schema constructivă a mecanismului de lansare se prezintă în figura.2.21. Pe arborele transversal (1), care are viteză unghiulară egală cu cea a arborelui de comandă al mașinii, este fixată cama (2).

Cama are un rol dublu:

- în prima etapă a funcționării sale acționează prin partea sa proeminentă asupra pârghiei (3); pârghia oscilează în jurul axei și are forma a două plăci paralele, între care se află fusul rolei și rola (5).
- în faza a doua a funcționării sale, cama acționează asupra pârghiei (3) prin intermediul a două role identice, (7), așezate de o parte și de cealaltă a camei.

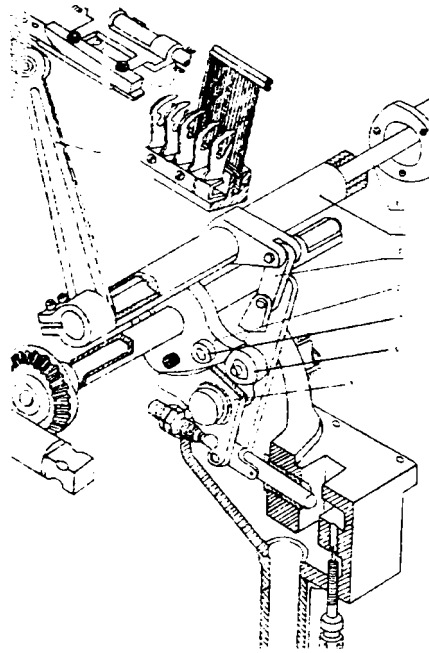


Fig.2.21. Mecanismul pentru lansarea proiectilului la mașina de țesut STB

Capătul de sus al pârghiei (3) este articulată cu bieleta (8), la rândul său articulată cu urechile tubului de lansare (9), care are o mișcare oscilatorie. La capătul tubului de lansare este fixat în mod rigid brațul de lansare (6) [121].

Bara de torsiune se încarcă în prima fază cu energie, unghiul de rotire al arborelui principal corespunzător acestei faze fiind 306° . Astfel, că în intervalul corespunzător unei perioade (unei rotații a arborelui principal) momentul ajunge de la 0 la valoarea maximă [81], [121]. Expresia momentului perturbator va fi:

$$M_t = \begin{cases} M_{t \max} \frac{t}{t_0}, & 0 < t < t_0 \\ 0, & t_0 < t < 2\pi. \end{cases} \quad (2.66)$$

unde: $M_{t \max}$ - momentul de torsiune maxim, [Nm];

$$M_{t \max} = k\varphi_0 \quad (2.67)$$

unde: k - constanta elastică rezultantă [Nm]; φ_0 - reprezintă unghiul de rotire al camei pentru care bara de torsiune se încarcă cu energie potențială; $\varphi_0 = 32^{\circ}$,

$$\varphi_0 = 32^{\circ} \cdot \frac{2\pi}{360^{\circ}} = \frac{2\pi}{12} = 0.52 \text{ rad}; \quad \text{turația mașinii este } n = 300 \left[\frac{\text{rot}}{\text{min}} \right],$$

$$\omega = 31.41 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right].$$

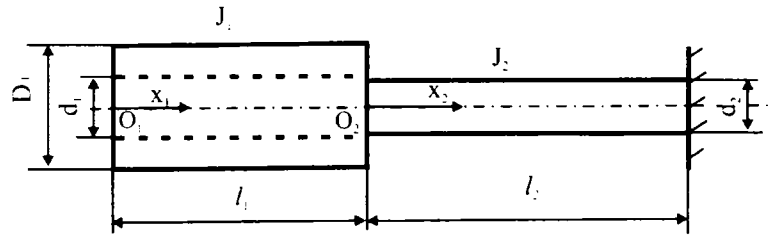


Fig.2.22. Bara de torsiune

Bara de torsiune se consideră formată din două tronsoane, primul tronson fiind chiar bara iar al doilea tronson fiind tubul în care este fixat un capăt al barei de torsiune [25], [30], [78], [92], [93], [94], [95], [121]. Se observă că cele două tronsoane pot fi considerate ca legate în serie. Constanta elastică echivalentă se determină cu relația (2.68), considerând cele două tronsoane legate în serie [25], [75]. În cazul a două tronsoane legate în serie constanta elastică rezultantă se determină cu relația:

$$k = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} \text{ [Nm]} \quad (2.68)$$

Dimensiunile corespunzătoare celor două tronsoane sunt:

Pentru bară: $d_2 = 15 \cdot 10^{-2} \text{ m}; l_2 = 0.7 \text{ m}$

Deoarece bara este solicitată la torsiune, constanta elastică k_2 se determină cu relația [25]:

$$k_2 = \frac{G n d_2^4}{32 l_2} \quad (2.69)$$

unde: - k_2 - constanta elastică a barei, [N·m]; G - modulul de elasticitate transversal, $\left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]$, ($G = 8.1 \cdot 10^{10} \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$); d_2 - diametrul barei, [m]; l_2 - lungimea barei [m].

$$k_2 = 5.7481 \cdot 10^6 \text{ Nm} \quad (2.70)$$

Pentru tub: $d_1 = 16 \cdot 10^{-2}$ m; $D_1 = 25 \cdot 10^{-2}$ m; $l_1 = 0.35$ m

Constanta elastică se determină cu relația:

$$k_1 = \frac{Gn(D_1^4 - d_1^4)}{32 \cdot l_1} \quad (2.71)$$

După efectuarea calculelor rezultă:

$$k_1 = 73.824 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (2.72)$$

Astfel, constanta elastică echivalentă sistemului format din cele două tronsoane este:

$$k = 5.333 \cdot 10^6 \text{ Nm} \quad (2.73)$$

Diagrama momentului perturbator, cu forma din figura 2.23 are expresia:

$$M_t = \frac{M_{max}}{t_0} t = \frac{M_{max}}{306 \cdot T} \cdot 360 \cdot t = \frac{1.176 \cdot M_{max}}{T} t \quad (2.74)$$

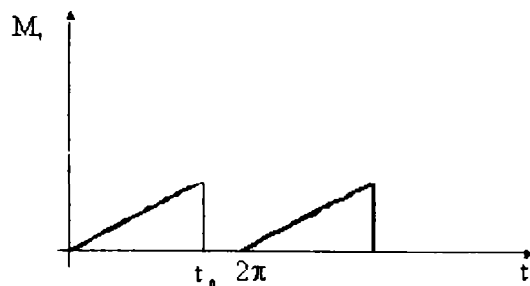


Fig.2.23. Reprezentarea grafică a momentului perturbator $M(t)$ pe intervalul corespunzător unei perioade

Momentul perturbator considerat ca funcție periodică, se poate dezvolta în serie Fourier.

$$M(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^N \left(a_n \cos \frac{2n\pi t}{T} + b_n \sin \frac{2n\pi t}{T} \right) \quad (2.75)$$

Pentru determinarea coeficienților seriei Fourier s-a realizat un program în Mathcad (Anexa 3). Programul pentru introducerea datelor și pentru calculul coeficienților conține:

$$T := 2 \cdot \pi$$

$$M_{\max} := 2.77316 \cdot 10^6$$

$$0 \leq t \leq T$$

$$t(t \rightarrow)$$

$$M(t) := \begin{cases} \frac{1.176 \cdot 2.77316 \cdot 10^6 \cdot t}{T} & \text{if } 0 \leq t \leq 0.85T \\ 0 & \text{if } 0.85 \cdot T < t < T \end{cases}$$

$$FC(M, N) := \begin{matrix} R^{(0)} \leftarrow \left(\frac{2}{T} \cdot \int_0^{0.85T} M(t) dt \right) \\ \text{for } n \in 1.. N \\ R^{(n)} \leftarrow \begin{pmatrix} \frac{2}{T} \cdot \int_0^{0.85T} M(t) \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot n \cdot \pi \cdot t}{T}\right) dt \\ \frac{2}{T} \cdot \int_0^{0.85T} M(t) \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot n \cdot \pi \cdot t}{T}\right) dt \end{pmatrix} \\ R^T \end{matrix}$$

Pentru afișarea coeficienților seriei Fourier se tastează:

$$res := FC(M, N) \quad a := res^{(0)} \quad b := res^{(1)} \quad (2.76)$$

Rezultatele se vor afișa în două matrice coloană:

$$a = \begin{pmatrix} 2.356 \times 10^6 \\ -7.82 \times 10^5 \\ -4.737 \times 10^5 \\ -1.267 \times 10^5 \\ 1.11 \times 10^5 \\ 1.699 \times 10^5 \end{pmatrix} \quad b = \begin{pmatrix} 0 \\ -6.523 \times 10^5 \\ 9.705 \times 10^4 \\ 2.741 \times 10^5 \\ 1.845 \times 10^5 \\ 6.609 \times 10^3 \end{pmatrix} [a] \quad (2.77)$$

în care primul termen din matricea coloană corespunde termenului lui a_0 din relația (2.75).

Reprezentarea grafică a momentului perturbator $M(t)$, realizată prin linie punctată (figura 2.23) și se observă că acesta este aproximat corect prin momentul $M_F(t)$ (reprezentat cu linie plină) scris ca sumă de armonice.

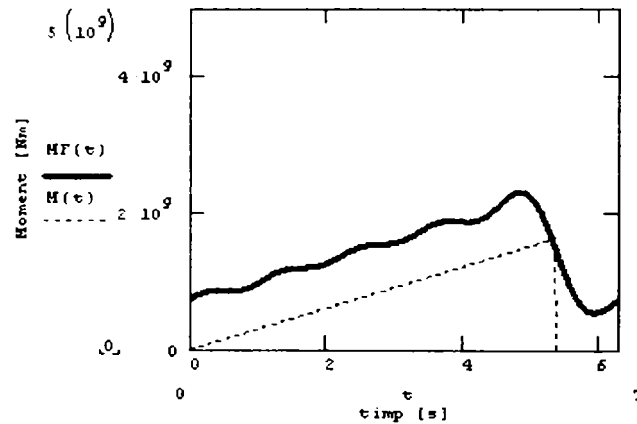


Fig.2.23. Reprezentarea grafică a momentului periodic $M(t)$ și a momentului dezvoltat în serie Fourier $M_F(t)$

sau

$$M(t) := \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^N A_n \sin\left(\frac{2n\pi t}{T} + \phi_n\right) \quad (2.78)$$

în care: A_n – amplitudinea armonicelor de ordinul n care se determină cu relația $A_n = \sqrt{(a_n)^2 + (b_n)^2}$; ϕ_n reprezintă fazele spectrului Fourier care se determină cu relația $\phi_n := \tan\left(\frac{a_n}{b_n}\right)$

Astfel se obțin:

$$[A_n] = \begin{bmatrix} 0 \\ 1.018 \cdot 10^6 \\ 4.835 \cdot 10^5 \\ 3.019 \cdot 10^5 \\ 2.153 \cdot 10^5 \\ 1.7 \cdot 10^5 \end{bmatrix} \quad [\phi_n] = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.876 \\ -1.369 \\ -0.433 \\ 0.541 \\ 1.532 \end{bmatrix} \quad (2.79)$$

Armonica fundamentală a momentului perturbator se obține pentru $n = 1$. Reprezentarea grafică a armonice de ordinul 1 și armonicelor de ordin superior este prezentată în figura 2.24.

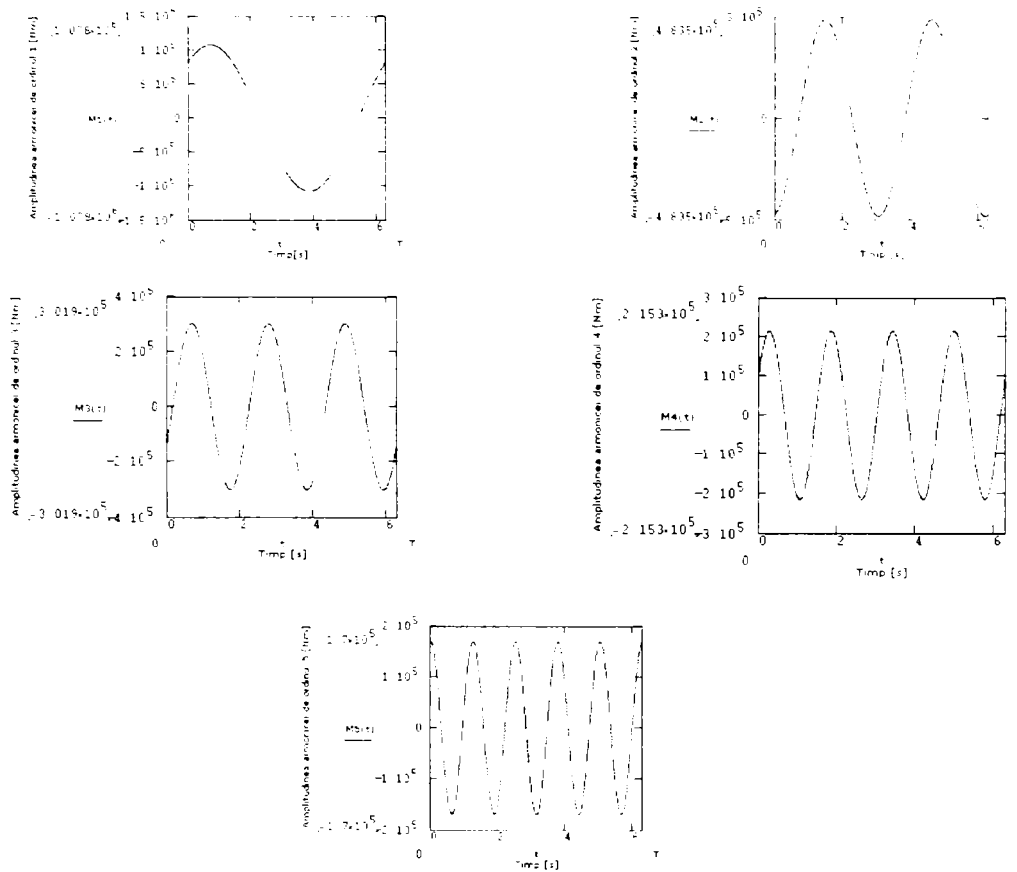


Fig.2.24. Reprezentarea armonicelor momentului perturbator în raport cu timpul

Valoarea maximă a amplitudinii se obține pentru armonica de ordinul 1 și anume $1.078 \cdot 10^6$ Nm. Se observă că armonicile care formează momentul perturbator au amplitudini mici și descrescătoare pe măsură ce pulsațiile lor cresc, fiind multipli ai valorii $\omega = 31.41 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$.

2.3.2. Calculul pulsațiilor proprii pentru bara de torsiune

Ecuția diferențială a vibrațiilor de torsiune este:

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} - \frac{J}{G \cdot I_p} \cdot \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} = - \frac{M_{t0}(x, t)}{G \cdot I_p} \quad (2.80)$$

Când momentul perturbator M_{t0} este nul [25], [118], [130] se obține ecuația vibrațiilor libere:

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} - \frac{J}{G \cdot I_p} \cdot \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} = 0 \quad (2.81)$$

unde: I_p este momentul de inerție polar al secțiunii transversale a barei, [m^4]; J - moment de inerție masic axial al barei de torsiune, [kgm^2]; $J = \rho I_p$ unde ρ este densitatea superficială; G - modul de elasticitate la torsiune, [$\frac{N}{m^2}$]; $\varphi(x, t)$ - unghiul de rotație al secțiunii.

Soluția ecuației se caută de forma

$$\varphi(x, t) = \varphi_0 \phi(x) \sin(pt + \theta) \quad (2.82)$$

unde: $\phi(x)$ este funcția proprie. Dacă soluția (2.82) verifică ecuația diferențială se obține ecuația pulsațiilor proprii.

$$\frac{d^2 \phi(x)}{dx^2} + \alpha^2 \phi(x) = 0 \quad (2.83)$$

unde:

$$\alpha^2 = p^2 \frac{J}{G \cdot I_p} \quad (2.84)$$

Momentele de inerție care intervin în relația (2.82) se determină ținând seama de dimensiunile, masa și materialul barei de torsiune, [87], [91], [112], [115], [117], [123] și rezultă prin calcul:

$$I_{p1} = \frac{n(D_1^4 - d_1^4)}{32}; \quad I_{p2} = \frac{nd_2^4}{32}$$

$$I_{p1} = 3.338 \cdot 10^{-4} m^4; \quad I_{p2} = 0.4970 \cdot 10^{-4} m^4 \quad (2.85)$$

$$J_1 = \rho_s I_{p1}; \quad m_1 = 86.3152 \text{ kg}$$

$$J_2 = 2.62 \text{ kgm}^2; \quad J_2 = \rho_s I_{p2}; \quad m_2 = 97.105 \text{ kg}; \quad J_2 = 0.39 \text{ kgm}^2$$

Funcțiile proprii pentru cele două părți ale barei au forma:

$$\begin{aligned} \phi_1 &= C_1 \sin \alpha_1 x_1 + C_2 \cos \alpha_2 x_1 \\ \phi_2 &= C_3 \sin \alpha_2 x_2 + C_4 \cos \alpha_2 x_2 \end{aligned} \quad (2.86)$$

Condițiile la limită pentru bara considerată liberă la un capăt și încastrată la celălalt sunt:

$$\left. \frac{d\phi_1}{dx_1} \right|_{x_1=0} = 0 \quad (2.87)$$

$$\phi_2|_{x_2=l_2} = 0$$

indicând faptul că la capătul considerat încastrat viteza de rotire este 0 iar în capătul liber rotirea este 0.

Condițiile de continuitate:

$$\phi_1|_{x_1=l_1} = \phi_2|_{x_2=0} \quad (2.88)$$

$$GI_{p1} \left. \frac{d\phi_1}{dx_1} \right|_{x_1=l_1} = GI_{p2} \left. \frac{d\phi_2}{dx_2} \right|_{x_2=0}$$

exprimă faptul că rotirea și viteza de rotire a celor două tronsoane trebuie să fie aceleași pentru secțiunile care vin în contact.

Rezultă valorile coeficienților din relația (2.86)

$$C_1 = 0 \quad (2.89)$$

$$C_3 \sin a_2 l_2 + C_4 \cos a_2 l_2 = 0$$

$$C_1 \sin a_1 l_1 + C_2 \cos a_1 l_1 = C_4$$

$$GI_{p1}(a_1 C_1 \cos a_1 l_1 - a_2 C_2 \sin a_1 l_1) = GI_{p2} a_2 C_3$$

Pentru ca sistemul să admită pentru C_2, C_3, C_4 soluții diferite de cea banală, se impune condiția ca determinantul sistemului de ecuații (2.89) să fie nul.

$$\begin{vmatrix} 0 & \sin a_2 l_2 & \cos a_2 l_2 \\ \cos a_1 l_1 & 0 & -1 \\ -I_{p1} \cdot \sin a_1 l_1 & -I_{p2} & 0 \end{vmatrix} = 0 \quad (2.90)$$

Rezultă:

$$\operatorname{tga}_1 l_1 \cdot \operatorname{tga}_2 l_2 = \frac{I_{p2}}{I_{p1}} = \frac{d_2^4}{D_1^4 - d_1^4} = 0.146 \quad (2.91)$$

$$\operatorname{tga}_1 l_1 \cdot \operatorname{tga}_2 l_2 = 0.146 \quad (2.92)$$

Din relațiile (2.92) și (2.84) se obține:

$$\operatorname{tg} \left(p \sqrt{\frac{J_1}{GI_{p1}}} l_1 \right) \cdot \operatorname{tg} \left(p \sqrt{\frac{J_2}{GI_{p2}}} l_2 \right) = 0.146 \quad (2.92)$$

Rezolvând ecuația (2.92) se obține pulsația fundamentală $p_1 = 2359$ rad/s.

O altă metodă de studiu a vibrațiilor de torsiune ale barei este metoda elementelor finite. Prin această metodă se presupune bara divizată într-un număr de

elemente, care sunt legate între ele prin puncte numite noduri. Deplasările acestora (în cazul vibrațiilor de torsiune) se consideră necunoscute [90], [108], .

În cazul unei bare formată din mai multe tronsoane trebuie alcătuite matricea de rigiditate la torsiune și matricea momentelor de inerție masice ale întregii structuri, din matricele corespunzătoare ale elementelor componente [28], [90], [98], [108], [127]. Ecuația matriceală a vibrațiilor de torsiune are expresia:

$$[J][\ddot{\varphi}] + [R][\varphi] = 0 \quad (2.93)$$

în care $[R]$ este matricea de rigiditate a barei, $[J]$ este matricea momentelor de inerție masice iar $[\varphi]$ este matricea coloană a deplasărilor nodurilor.

În cazul studiului vibrațiilor proprii soluția se alege de forma

$$\varphi(t) = \varphi \cos pt \quad (2.94)$$

astfel că relația (1) devine:

$$([R] - [J]p^2)[\varphi] = 0 \quad (2.95)$$

Introducând pentru fiecare element al barei notațiile:

- rigiditatea la torsiune

$$k^t = \frac{GI\rho}{l} \text{ [Nm]} \quad (2.96)$$

și mărimea inerțială

$$a^t = \frac{\rho I \rho l}{6} \text{ [kgm}^2\text{]} \quad (2.97)$$

pentru bara considerată în figura 2.22 se obține ecuația pulsațiilor proprii sub forma:

$$\begin{vmatrix} k_1^t & -k_1^t \\ -k_1^t & (k_1^t + k_2^t) \end{vmatrix} - p^2 \begin{vmatrix} 2a_1^t & a_1^t \\ a_1^t & 2(a_1^t + a_2^t) \end{vmatrix} = 0 \quad (2.98)$$

$$\begin{vmatrix} k_1^t - 2p^2 a_1^t & -k_1^t - p^2 a_1^t \\ -k_1^t - p^2 a_1^t & (k_1^t + k_2^t) - 2p^2(a_1^t + a_2^t) \end{vmatrix} = 0 \quad (2.99)$$

După efectuarea calculelor se obține ecuația:

$$p^4 a_1^t (3a_1^t + 4a_2^t) - 2p^2 (3k_1^t a_1^t + k_1^t a_2^t + a_1^t k_2^t) + k_1^t k_2^t = 0 \quad (2.100)$$

care prin rezolvare conduce la pulsația proprie fundamentală:

$$p = 2370 \text{ rad/s}$$

(2.101)

Această valoare obținută prin metoda elementelor finite diferă de valoarea exactă obținută teoretic ($p = 2359 \text{ rad/s}$) cu 0.46%.

Din dezvoltarea în serie a momentului perturbator se rețin primii 4 termeni cu care se pot studia vibrațiile de torsiune ale barei de lansare. Se constată că nu există pericolul apariției fenomenului de rezonanță, pulsațiile termenilor armonici ai momentului de torsiune pentru bară fiind diferite de pulsațiile proprii ale barei.

2.3. Concluzii

Capitolul 2 al tezei cuprinde în prima parte o sinteză bibliografică a cercetărilor efectuate privind vibrațiile mașinilor de țesut și modul de abordare al acestora.

Partea a doua a capitolului s-a axat pe studiul vibrațiilor proprii și forțate ale unor elemente din componența mecanismelor mașinilor de țesut. S-au studiat astfel vibrațiile transversale ale brațului de lansare al mașinii de țesut cu suveică determinându-se pulsațiile proprii. Pentru verificarea rezultatelor obținute teoretic brațul de lansare a fost modelat și studiat cu metoda elementelor finite. S-a constatat că între valorile pulsațiilor determinate cu cele două metode s-au obținut următoarele erori: 0.19% pentru p_1 ; 1.79% pentru p_2 , 4.561% pentru p_3 ; 8.14% pentru p_4 , 12.11% pentru p_5 în cazul modelării brațului de lansare prin 20 de elemente. În cazul modelării cu 240 de elemente erorile obținute sunt mai mici, astfel pentru pulsația a cincea eroarea scăzând de la 12.11% la 10.63%.

Pentru același mecanism de lansare s-au studiat vibrațiile forțate: au fost identificate forțele perturbatoare care acționează asupra brațului de lansare și au fost transformate în serie Fourier într-o sumă de armonice. S-a constatat că pulsațiile forțelor perturbatoare nu se suprapun peste pulsațiile proprii ale brațului de lansare, astfel încât nu apare pericolul de rezonanță. De asemenea, amplitudinile determinate pentru vibrațiile forțate au valori mici.

În cazul mașinii de țesut cu microproiectil (STB) au fost studiate atât vibrațiile libere cât și vibrațiile forțate ale barei de torsiune.

S-au determinat teoretic pulsațiile proprii considerând bara de torsiune formată din două tronsoane (un tronson cilindric și un tronson tubular) liberă la un capăt și încastrată la celălalt a rezultat pentru pulsația fundamentală valoarea $p_1 = 2359 \text{ [rad/s]}$.

Pentru compararea rezultatelor obținute pulsația proprie a fost determinată și prin metoda elementelor finite. Valoarea pulsației proprii determinată prin această metodă fiind $p_1 = 2370 \text{ [rad/s]}$ și s-a constatat că este diferită doar cu 0.46% față de valoarea obținută prin metoda exactă.

Pentru studiul vibrațiilor forțate s-a identificat momentul perturbator care acționează în timpul lansării și s-a dezvoltat în serie Fourier. Și în acest caz s-a constatat că pulsațiile armonice componente ale momentului perturbator diferă de pulsațiile proprii astfel că nu apare fenomenul de rezonanță.

3. ANALIZA NUMERICĂ A UNOR ELEMENTE ALE MAȘINILOR DE ȚESUT PRIN METODA ELEMENTELOR FINITE

3.1. Analiza batiului mașinii de țesut STB

Toate mecanismele mașinii de țesut sunt montate pe un batiul mașinii care trebuie să aibă rezistență mecanică și rigiditate ridicate și bună capacitate de a rezista la vibrații. Batiul mașinii este format din doi pereți laterali din fontă sau oțel legați între ei prin două până la patru grinzi de legătură. Acestea au un rol de asamblare și rigidizare a celor doi pereți laterali. Pereții laterali au grosimi între 12-15 mm și sunt prevăzuți din turnare atât cu goluri destinate montării unor piese sau reducerii greutateii cât și cu nervuri de întărire [41].

Indiferent de construcția mașinii de țesut, batiul este supus continuu la șocurile produse de mecanismele în mișcare. Datorită numărului mare al acestor mecanisme care funcționează concomitent, batiul trebuie să fie rezistent și să prezinte o stabilitate mare. Rezistența elementelor componente ale batiului este mărită prin secțiuni de forma I sau U în special pentru travelele care leagă cadrele laterale. O stabilitate ridicată a batiului se asigură prin fixarea lui de pardoseală prin șuruburi, sau prin elemente izolatoare de pâslă sau cauciuc [35].

Montarea motorului se face astfel ca arborele lui să fie perfect paralel cu arborele principal al mașinii. Roata motorului trebuie să fie în același plan cu roata de pe arborele principal deoarece apar vibrații datorită neliniarității arborilor.

Arborele principal primește mișcarea de rotație de la motor și o transmite la arborele secundar prin intermediul a două roți dințate. Arborele principal face două rotații în timp ce arborele secundar execută o singură rotație. Cei doi arbori se rotesc în lagăre fixate pe batiul mașinii. Pentru a se evita apariția vibrațiilor la montarea lagărelor în pereții batiului trebuie ca axele lor geometrice să fie în același plan și pe aceeași linie. La montare, arborii trebuie să fie perfect paraleli.

Desenul a fost realizat în SolidWorks (figura 3.1) și au fost făcute o serie de simplificări:

- batiul a fost considerat ca fiind alcătuit doar din cei doi pereți laterali și cele două grinzi de legătură;
- nervurile nu fost luate în considerare deoarece acestea nu influențează analiza cu metoda elementelor finite;
- nu au fost luate în considerare masele celorlalte mecanisme care se fixează pe batiu.

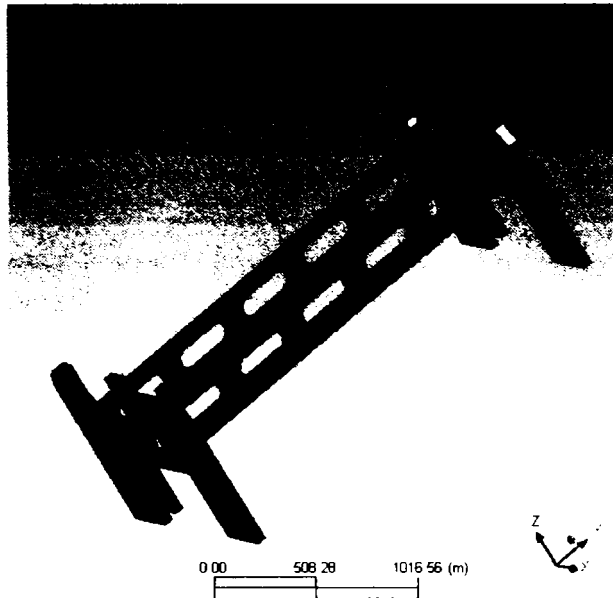


Fig.3.1. Desen batiu realizat în SolidWorks și importat în Ansys

Pentru a vizualiza corect vibrațiile se alege un sistem de axe legat de batiu: axa X orientată în lungul firelor de urzeală (direcție longitudinală), axa Y orientată după direcția introducerii firului de bătătură (direcție transversală) pe planul batiului, iar axa Z orientată perpendicular pe planul pardoselii (direcție verticală).

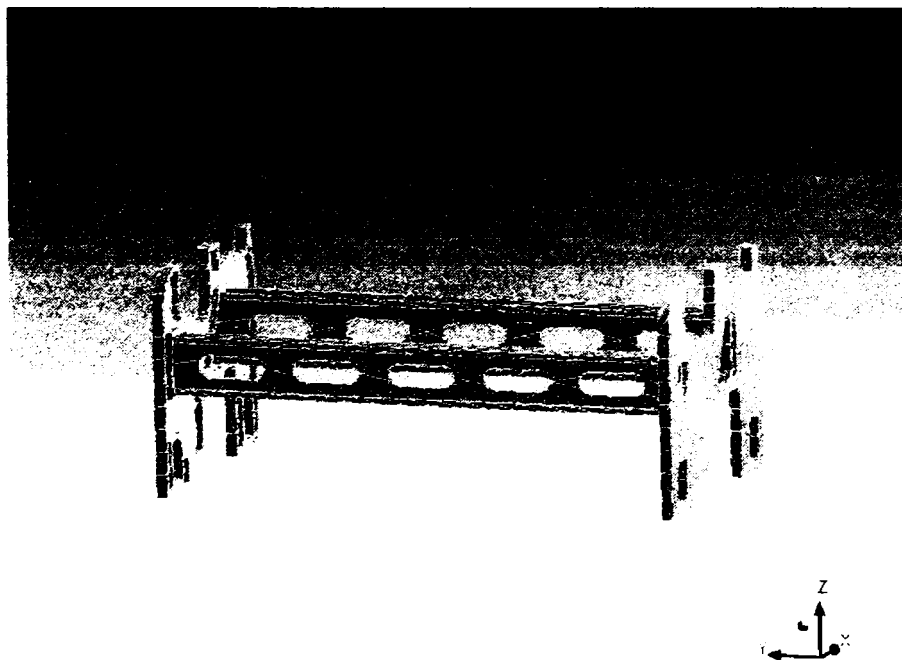


Fig.3.2. Discretizarea batiului

După introducerea modelului în Ansys se realizează discretizarea acestuia prin apelarea comenzii „mesh”. Discretizarea batiului s-a realizat utilizând 10303 noduri și 4590 elemente de forma unor tetraedre. Programul generează un raport în care sunt trecute informații legate de materialul utilizat, dimensiunile modelului analizat, precum și modul în care a fost realizată discretizarea (tabelul 3.1).

Tabelul 3.1 Caracteristici ale batiului

Denumire	Material	Dimensiuni [m]	Masa [kg]	Volum [m ³]	Noduri	Elemente
Perete lateral 1	Oțel	1.23; 0.05; 0.97	153.92	1.96×10^{-2}	2787	1243
Perete lateral 2	Oțel	1.23; 0.05; 0.97	153.92	1.96×10^{-2}	2897	1298
Traversa față	Oțel	0.12; 2.31; 0.25	147.64	1.88×10^{-2}	1984	860
Traversa spate	Oțel	0.26; 2.31; 0.28	257.24	0.03	2635	1189

Caracteristicile mecanice ale materialului utilizat pentru analiza batiului sunt prezentate în tabelul 3.2:

Tabelul 3.2 Caracteristici mecanice ale oțelului

Caracteristici ale materialului	
Rezistența la tracțiune	2.5×10^8 Pa
Densitate	7.850.0 kg/m ³
Ductilitate	0.2
Coeficientul Poisson	0.3
Modulul Young	2.0×10^{11} Pa
Rezistivitate	1.7×10^{-7} Ω·m

Pentru calcul pulsațiilor proprii ale batiului acesta a fost considerat încastrat în pardoseală (figura 3.3).

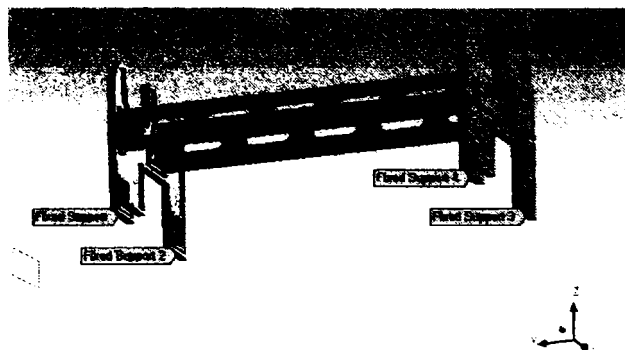


Fig 3.3. Batiul încastrat în pardoseală

Se calculează frecvențele proprii ale batiului mașinii în cazul în care acesta este încastrat în pardoseală, din raportul programului rezultând valorile frecvențelor proprii determinate dar și valorile deformațiilor relative corespunzătoare fiecărei axe.

Deformațiile relative ale batiului conform primului mod natural de vibrație corespunzător frecvenței $f_1=48.9683$ Hz, se vizualizează cu ajutorul fișierelor salvate cu extensia „.avi”. Valorile corespunzătoare deformațiilor relative maxime sunt trecute pe figură fără însă a se oferi informații legate de axele după care au loc aceste deformații, (figura 3.4).

Pentru obținerea deformațiilor relative corespunzătoare fiecărei axe din program se alege modulul de rezolvare corespunzător acestuia. Valorile deformațiilor relative sunt afișate astfel odată cu modurile de vibrație pentru fiecare frecvență proprie. Valoarea maximă a deformației relative, 1.889, (figura 3.5) reprezintă deformația relativă maximă a batiului corespunzătoare primului mod de vibrație și se obține în partea din spate a batiului unde este poziționat regulatorul de urzeală în timp ce deformațiile relative minime, 0.210, apar la baza picioarelor batiului.

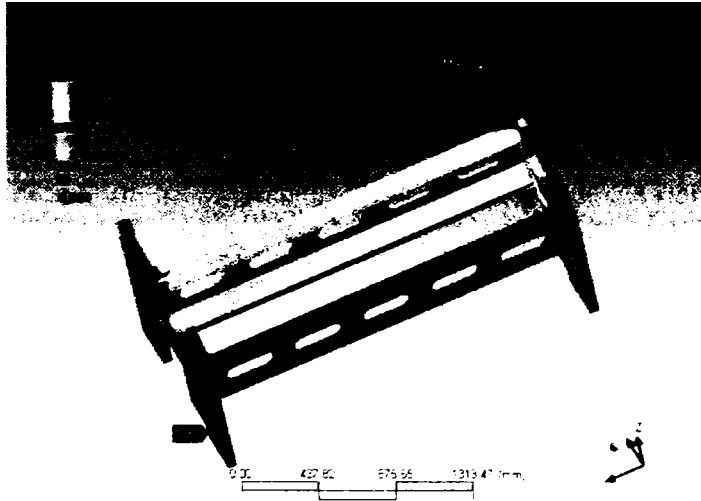


Fig.3.4. Primul mod de vibrație

Dacă se cer și deformațiile relative corespunzătoare fiecărei axe de coordonate acestea rezultă din raport sub forma unui tabel în sunt cuprinse informații legate de frecvență, valori maxime și respectiv minime ale vibrației, dar și axele după care au loc deformațiile (tabelul 3.3).

Tabelul 3.3. Deformațiile relative corespunzătoare modurilor de vibrație

Modul de vibrație	Frecvența [Hz]	Valoare minimă a deformației relative	Valoare maximă a deformației relative	Axa după care are loc deformația relativă
Modul I	48.9683	-0.16	0.15	X
		-8.95×10^{-4}	1.89	Y
		-0.13	0.13	Z
Modul II	51.7477	-0.4	4.29	X
		-0.7	0.69	Y
		-0.54	0.09	Z

Modul III	79.3292	-5.47×10^{-4}	3.78	X
		-1.92	1.88	Y
		-0.88	1.05	Z
Modul IV	85.0091	-0.81	0.81	X
		-1.32	2.74	Y
		-0.19	0.19	Z
Modul V	112.0320	-1.89	1.71	X
		-1.33	1.29	Y
		-0.07	4.69	Z
Modul VI	122.1770	-2.14	3.48	X
		-1.57	1.53	Y
		-0.05	4.71	Z

Un alt aspect care trebuie avut în vedere constă în faptul că programul afișează frecvențele proprii și nu pulsațiile proprii. Dacă este necesară determinarea pulsației proprii aceasta se determină utilizând relația de legătură dintre frecvență și pulsație.

Determinarea pulsațiilor proprii este utilă deoarece atunci când pulsația unei forțe perturbatoare coincide cu una din pulsațiile proprii, amplitudinile vibrațiilor au valori mari datorită fenomenului de rezonanță care apare.

Din tabelul 3.3 se observă că în cazul primului mod de vibrație deformația relativă corespunzătoare axei longitudinale este 0.15, deformația relativă corespunzătoare axei transversale este 1.89 iar deformația relativă corespunzătoare axei verticale este 0.13. Comparând cu valoarea deformației relative totale se poate spune că în acest caz deformațiile relative ale batiului în timpul primului mod de vibrație sunt orientate după direcția transversală.

A doua frecvență proprie după care are batiul execută mișcarea vibratorie este $f_2=51.7477$ Hz, (figura 3.5).

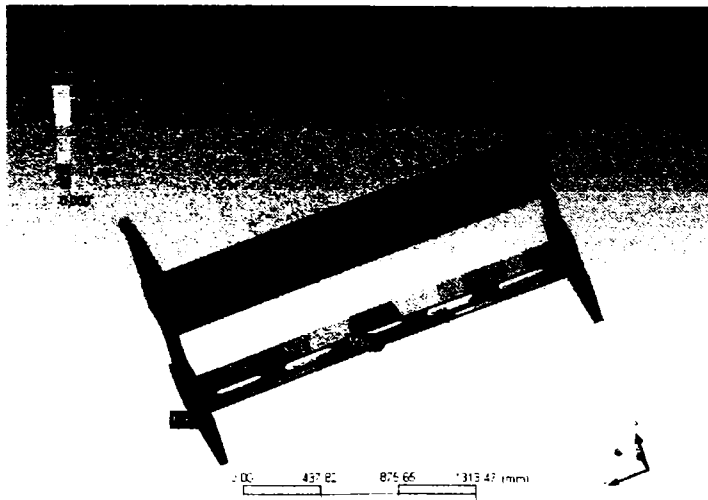


Fig. 3.5. Al doilea mod de vibrație

Aceste vibrații care au loc în plan transversal pe batiu se observă că au o amplitudine maximă în mijlocul traversei adică în apropierea arborelui principal. Valoarea maximă a deformației relative a batiului este 4.320. Din tabelul 3.3 se observă că deformațiile relative corespunzătoare axelor sunt: după axa longitudinală 4.29, după axa transversală 0.69, iar după axa verticală 0.09. Deformațiile relative corespunzătoare axei transversale și verticale au valori mici comparativ cu deformația corespunzătoare axei longitudinale astfel încât se poate spune că aceste vibrații au loc cu preponderență după direcția longitudinală.

Frecvența celui de al treilea mod de vibrație este $f_3=79.3292$ Hz, deformația relativă maximă corespunzătoare este 3.872 (figura 3.6) și apare în traversa din spate a mașinii.

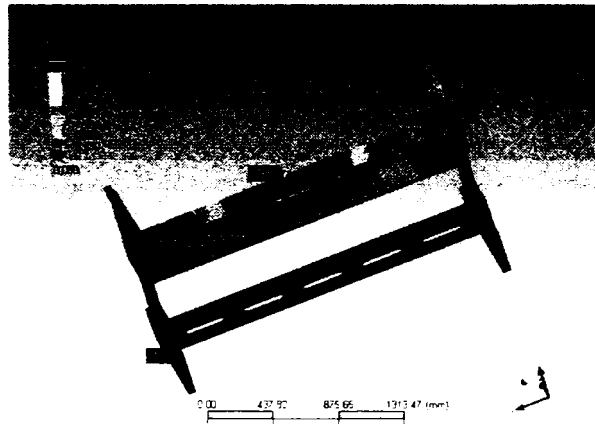


Fig.3.6. Al treilea mod de vibrație

Valoarea minimă a deformației relative a batiului este 0.430 și apare în pereții laterali ai batiului precum și în traversa din față a batiului. Din tabelul 3.3 se observă că deformația relativă corespunzătoare axei longitudinale este 3.78, deformația axei transversale este 1.88 iar deformația relativă corespunzătoare axei verticale 1.05 astfel se poate preciza că vibrația batiului se realizează după axa longitudinală.

Modul patru de vibrație corespunzător frecvenței proprii $f_4=85.0091$ Hz este prezentat în figura 3.7.

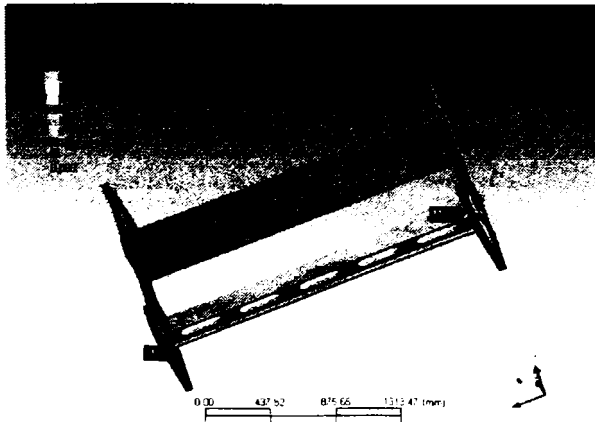


Fig.3.7. Al patrulea mod de vibrație

Valoarea maximă a deformației relative este 2.741 și apare în capetele superioare ale pereților laterali în partea din față a batiului. Din tabelul 3.3 se observă că deformațiile batiului sunt: după axa longitudinală 0.81, după axa transversală 2.74, iar după axa verticală 0.19. Se constată că vibrațiile batiului au loc în special după axa transversală.

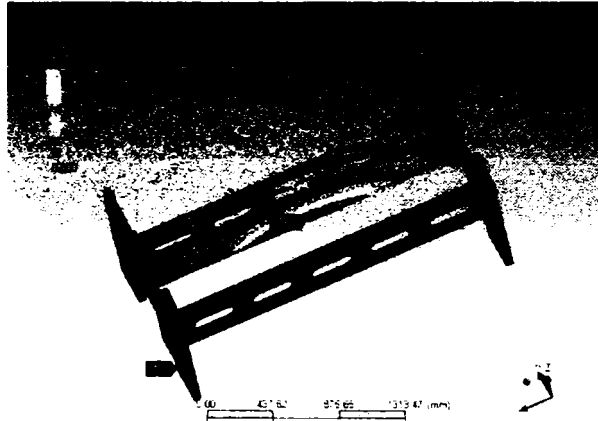


Fig.3.8. Al cincilea mod de vibrație

Frecvența corespunzătoare modului cinci de vibrație este $f_5=112.0320$ Hz, deformația relativă maximă corespunzătoare având valoarea 5.056 și apare în mijlocul traversei din spate a batiului. Analizând tabelul 3.2 se constată că valoarea maximă a deformației relative după direcția verticală este de 4.69, după direcția transversală este 1.71 iar după direcția longitudinală 1.29. Se poate considera că vibrațiile batiului corespunzătoare modului cinci au loc după toate direcțiile dar cu preponderență după direcția verticală.

Cel de-al șaselea mod de vibrație corespunde unei frecvențe proprii de $f_6=122.1770$ Hz (figura 3.9). Deformația relativă maximă în acest caz este 5.170 și apare la mijlocul traversei din față a batiului.

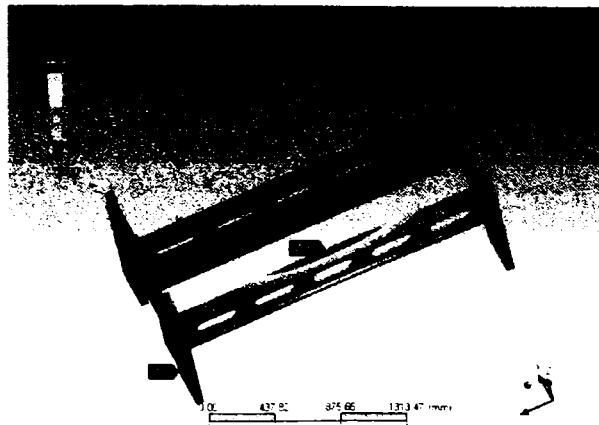
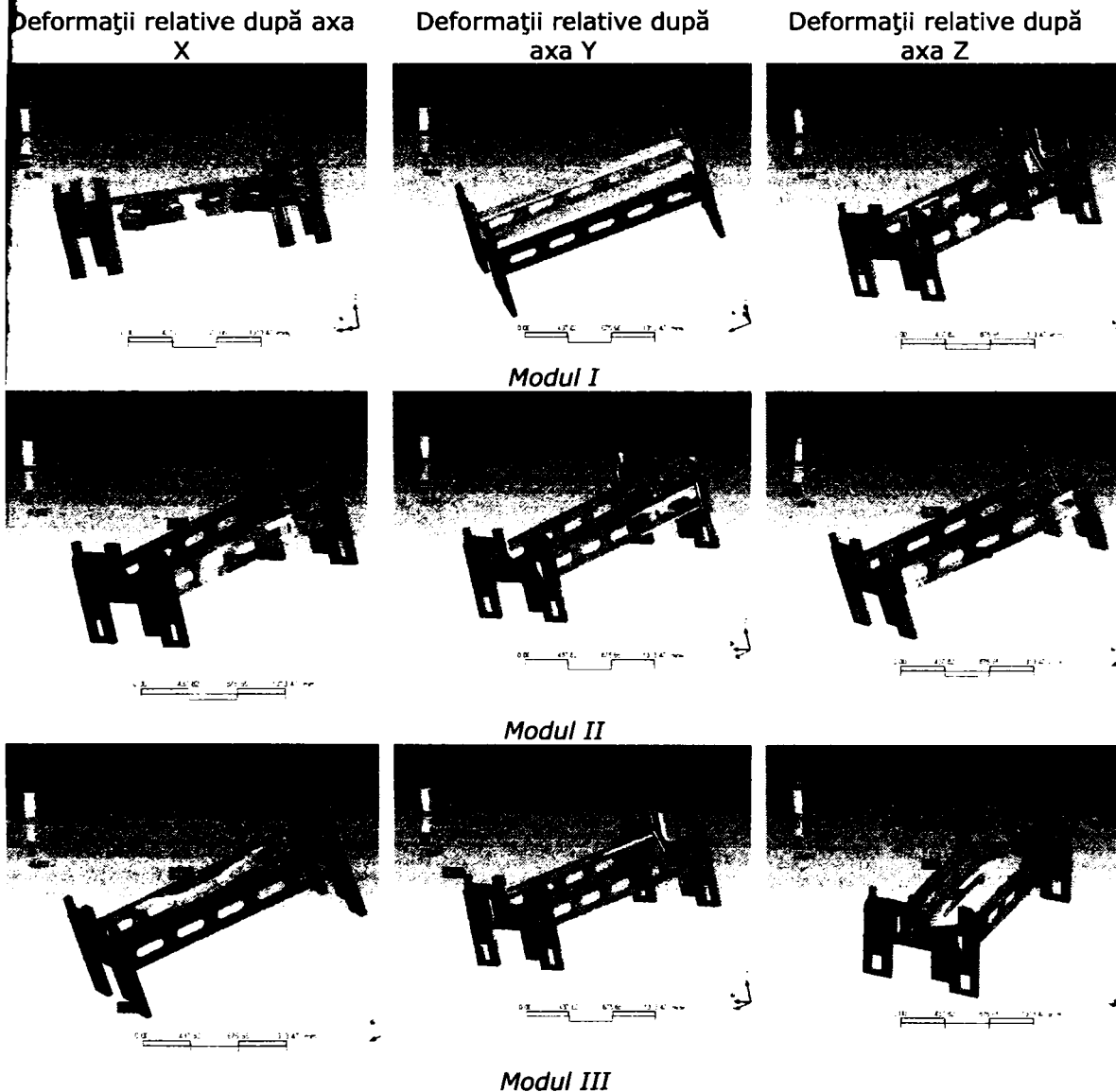


Fig.3.9. Al șaselea mod de vibrație

Deformațiile relative maxime corespunzătoare axelor au valorile: 3.48 după axa longitudinală, 1.53 după axa transversală și 4.71 după axa verticală astfel încât nu se poate preciza o direcție preferențială după care să aibă loc vibrația batiului.

Comparând diferitele moduri de vibrație se observă că deformația relativă maximă a batiului se obține după direcția transversală a celui de al șaselea mod de vibrație observându-se totodată că pe măsură ce frecvențele proprii cresc și deformațiile au valori mai mari. Batiul deformat corespunzător fiecărei frecvențe determinate este prezentat în figura 3.10.



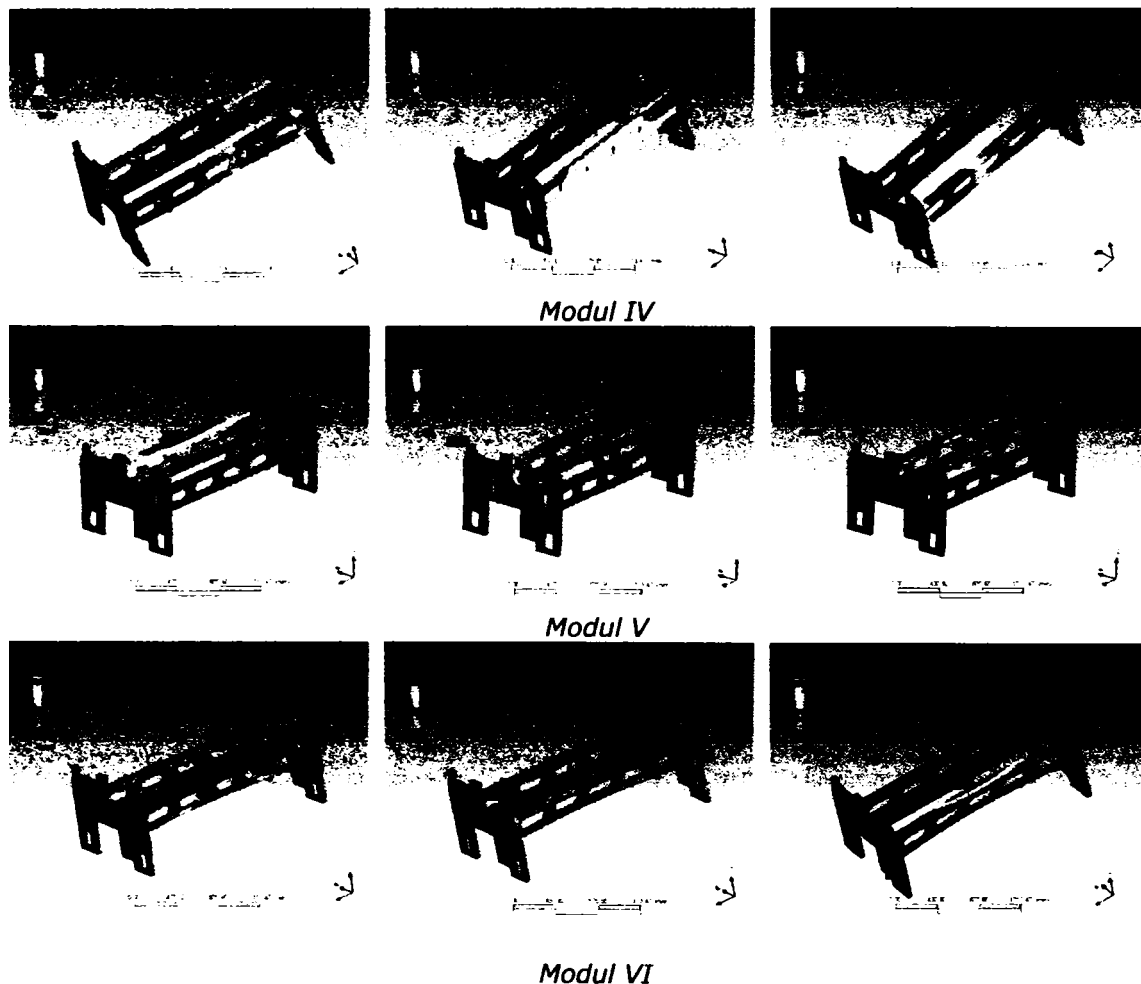


Fig. 3.10. Deformațiile relative ale batiului considerat încadrat în pardoseală

S-a refăcut analiza vibrațiilor cu batiul plasat pe suportți izolatori din cauciuc, [101], [103], [105], cu grosimea de 3 cm și s-a determinat în aceste condiții modurile proprii de vibrație.

Analiza batiului pe izolatori de cauciuc se realizează considerând cauciucul încadrat în pardoseală iar regiunea de contact dintre piciorul batiului și cauciuc se consideră în analiză:

- a) **Bonded** ceea ce înseamnă că nu apar deplasări între fețe și muchii. Acest tip de contact este posibil în cazul în care dimensiunile contactului lungime/arie nu se modifică.
- b) **No Separation**: Acest tip de contact este asemănător cu cel anterior dar el se aplică doar fețelor aflate în contact. Separarea fețelor aflate în contact nu este permisă dar pot să apară mici deplasări în lungul suprafețelor aflate în contact.

Rezultatele obținute în ambele situații evidențiază:

a). **Când regiunea de contact dintre piciorul batiului și cauciuc este „bonded”**

Primul mod de vibrație are loc cu frecvența $f_1=12.7455$ Hz. Comparând cu frecvența obținută atunci când batiul este încastrat în pardoseală, fără utilizarea izolatoarelor, se observă că această frecvență este mult mai mică. Se observă că valoarea maximă a deformației relative 1.362 se obține pe cadrele laterale și pe traversa din spate a batiului, iar valorile minime 0.574 se obțin la baza suporturilor laterali ai batiului. Din tabelul 3.4 se observă că deformațiile relative batiului pe axe sunt: pe axa longitudinală 0.06, pe axa transversală 1.35 iar pe axa verticală 0.09. Ținând seama de valorile mici pe care le au deformațiile după axele longitudinală și respectiv verticală se poate spune că în acest caz vibrațiile au loc în special după axa transversală.

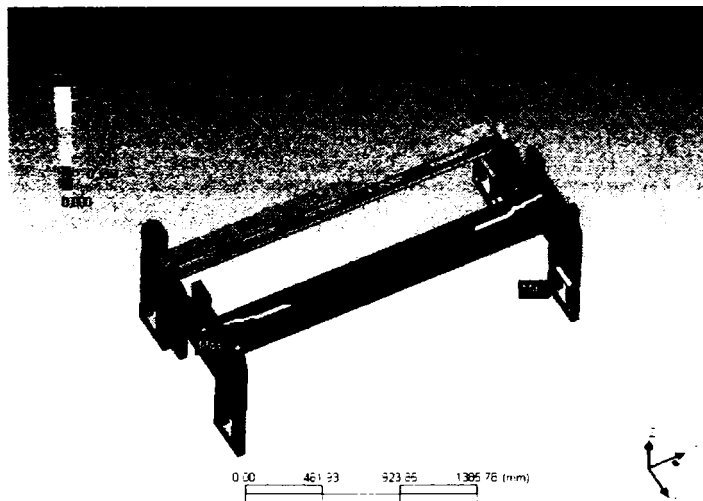


Fig.3.11. Primul mod de vibrație când batiul este montat pe izolatoare de cauciuc iar regiunea de contact este considerată „bonded”

Pentru determinarea deformațiilor corespunzătoare fiecărui mod propriu de vibrație din raportul generat de program se analizează tabelul 3.4.

Tabelul 3.4. Deformațiile relative corespunzătoare când batiul este montat pe izolatoare de cauciuc iar regiunea de contact este considerată „bonded”

Modul de vibrație	Frecvența [Hz]	Valoarea minimă a deformației relative	Valoarea maximă a deformației relative	Axa după care are loc deformația relativă
Modul I	12.7455	-0.06	0.06	X
		0.0	1.35	Y
		-0.08	0.09	Z
Modul II	14.8224	0.0	1.29	X
		-0.12	0.12	Y
		-0.17	0.17	Z

Modul III	18.8542	-1.51	1.52	X
		-0.76	0.79	Y
		-0.18	0.18	Z
Modul IV	51.2832	-0.82	2.18	X
		-1.02	1.02	Y
		-1.62	0.0	Z
Modul V	52.3966	-1.01	3.24	X
		-0.78	0.77	Y
		0.0	0.98	Z
Modul VI	59.8401	-1.04	1.08	X
		-1.15	1.99	Y
		-0.21	0.22	Z

Al doilea mod de vibrație corespunzător frecvenței $f_2=14.8224$ Hz, figura 3.12, arată că deformația relativă are valoarea maximă 1.297 în traverse dar și în partea superioară a cadrelor laterale. Valoarea minimă a amplitudinii vibrației se obține în punctul de contact dintre piciorul batiului și izolatorul de cauciuc.

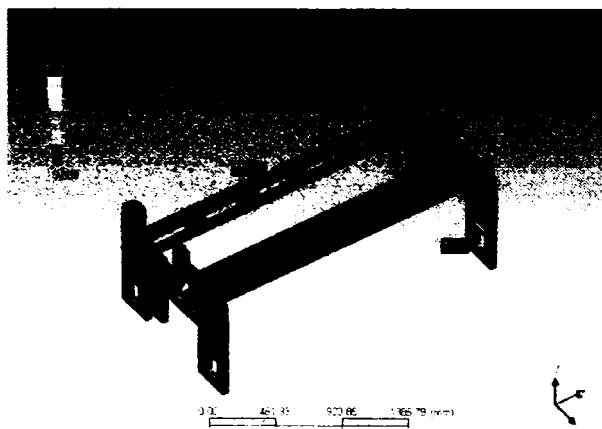


Fig.3.12. Al doilea mod de vibrație când batiul este montat pe izolatori de cauciuc iar regiunea de contact este considerată „bonded”

Modul al treilea de vibrație, figura 3.13 este caracterizat de vibrații orientate în special după axa longitudinală. Aceste vibrații afectează bara transversală din partea din spate a batiului mașinii. Deformația relativă maximă este 1.695 în mijlocul barei transversale iar valoarea minimă, 0.144 se înregistrează în punctul de contact dintre cauciuc și piciorul batiului. În această situație frecvența proprie a vibrației este: 18.8542 Hz.

Din analiza anterioară se observă ca frecvențele corespunzătoare primelor trei moduri naturale de vibrație au valori apropiate, dar vibrațiile au loc în special după direcții diferite.

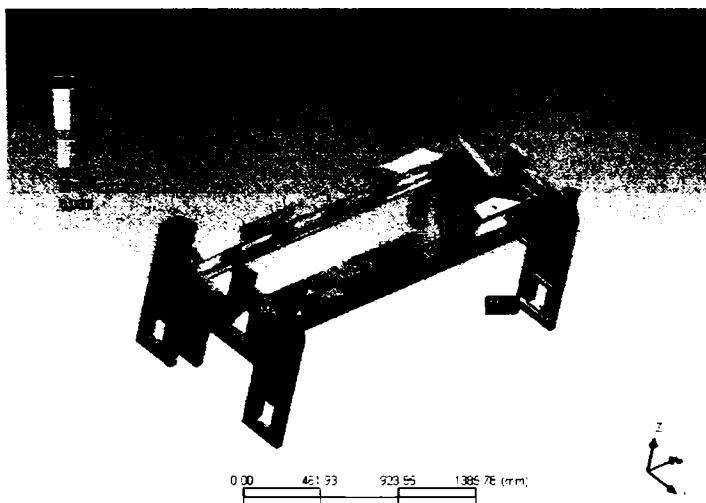


Fig.3.13. Al treilea mod de vibrație când batiul este montat pe izolatori de cauciuc iar regiunea de contact este considerată „bonded”

Modul al patrulea de vibrație are loc pentru frecvența $f_4=51.2832$ Hz (figura 3.14). Deformația relativă maximă este 2.717 și apare în mijlocul traversei din față a batiului iar valoarea minimă a deformației relative a batiului este 0.302 și apare în partea de jos a batiului în cei doi pereți laterali. Deformațiile relative maxime batiului corespunzătoare axelor sunt: 2.18 după direcția longitudinală, 1.02 după direcția transversală și 0 după direcția verticală. În acest caz vibrațiile au loc numai după direcțiile transversală și longitudinală.

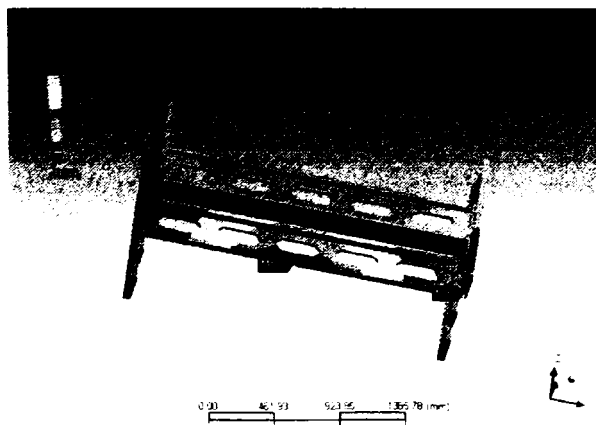


Fig.3.14. Al patrulea mod de vibrație când batiul este montat pe izolatori de cauciuc iar regiunea de contact este considerată „bonded”

Modul al cincilea de vibrație este caracterizat de frecvența $f_5=52.3966$ Hz (figura 3.15). Valoarea maximă a deformației relative 3.274 se obține în traversa din față a batiului iar valoarea minimă 0.364 la baza pereților laterali ai batiului în partea din spate. Deformațiile relative maxime corespunzătoare fiecărei axe sunt: după axa longitudinală 3.24, după axa transversală 0.77 iar după axa verticală 0.98.

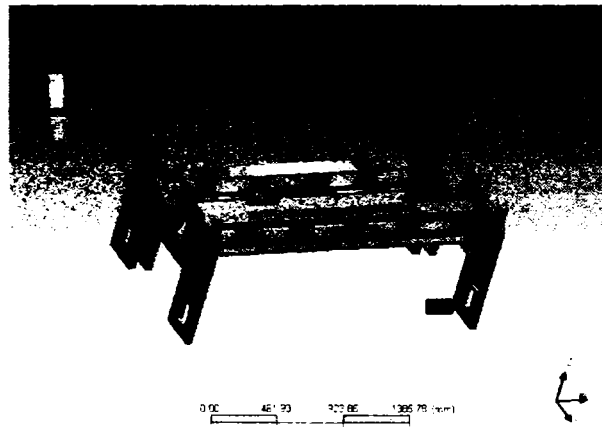


Fig.3.15. Al cincilea mod de vibrație când batiul este montat pe izolatori de cauciuc iar regiunea de contact este considerată „bonded”

În cazul modului șase de vibrație corespunzător frecvenței $f_6=59.8401$ Hz se observă că deformația relativă maximă (2.068) se obține pe cadrele laterale în partea din față a batiului (figura 3.16). Deformațiile relative corespunzătoare fiecărei axe sunt: după axa longitudinală 1.08, după axa transversală 1.99 iar după axa verticală 0.22.

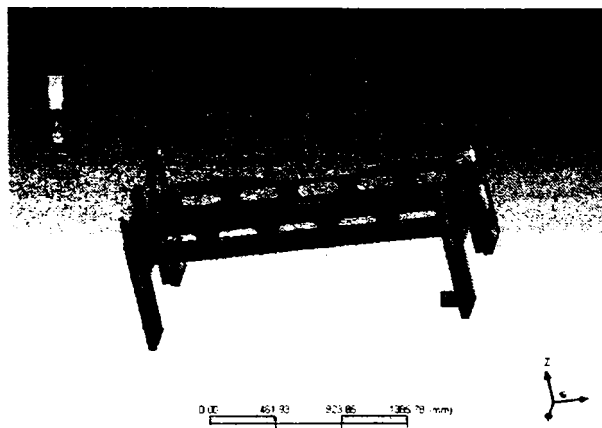
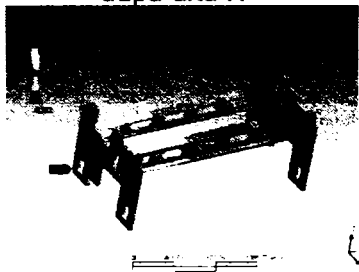
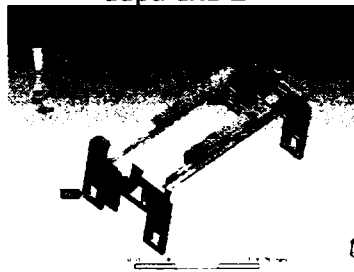
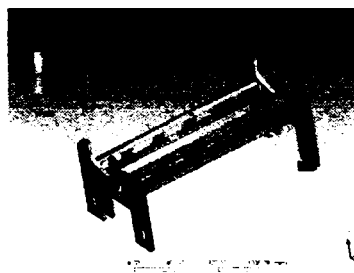
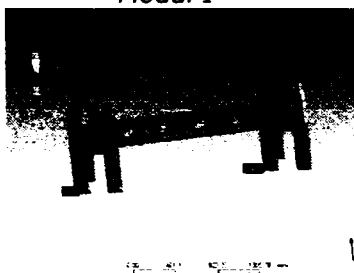
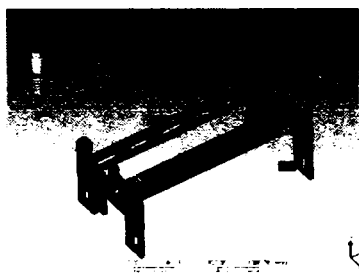
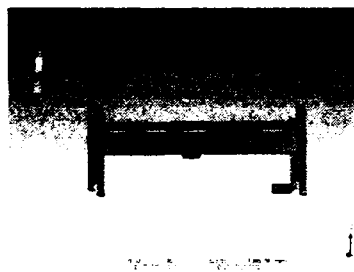
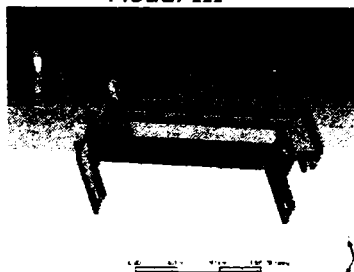
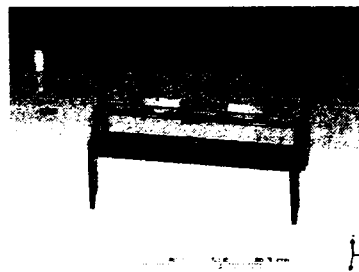


Fig.3.16. Al șaselea mod de vibrație când batiul este montat pe izolatori de cauciuc iar regiunea de contact este considerată „bonded”

Deformațiile relative ale batiului considerat pe izolatori de cauciuc când regiunea de contact este considerată „bonded” sunt prezentate în figura 3.17.

Deformații relative
după axa XDeformații relative
după axa YDeformații relative
după axa Z*Modul I**Modul II**Modul III**Modul IV*

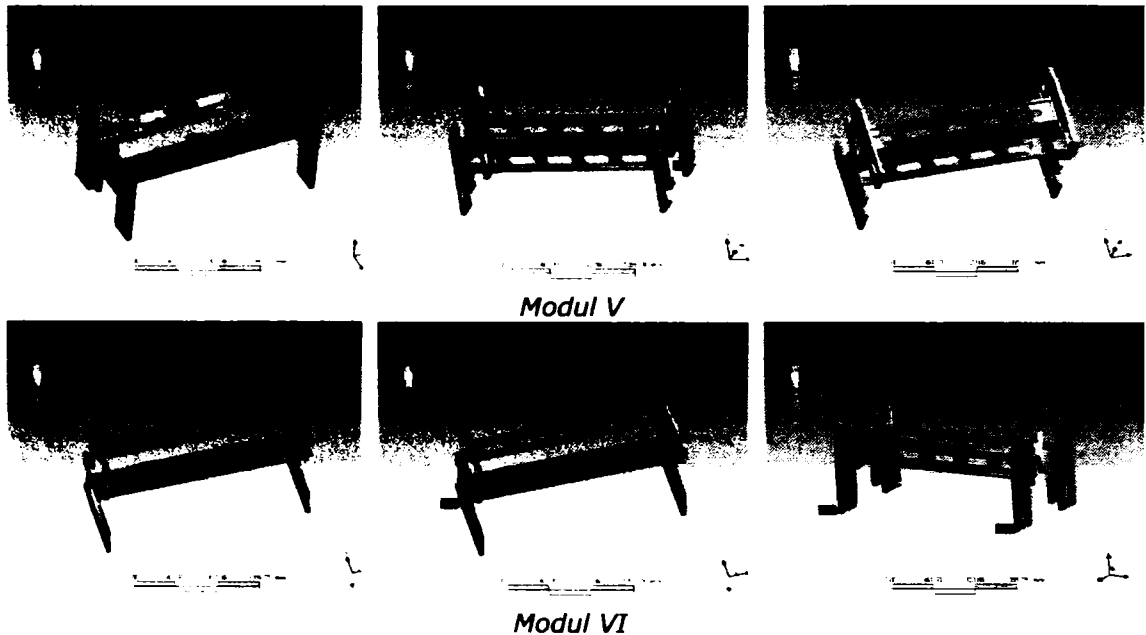


Fig. 3.17. Deformațiile relative ale batiului când acesta este montat pe izolatori de cauciuc iar regiunea de contact este considerată „bonded”

b) Regiunea de contact dintre piciorul batiului și cauciuc considerată „no separation”

În figura 3.18 este prezentat primul mod de vibrație observându-se că frecvența este $f_1=0$. Ceea ce înseamnă că batiul nu vibrează după acest mod. Aceasta se datorează faptului că selectarea regiunii de contact dintre piciorul batiului și cauciuc „no separation” permite mici deplasări între cauciuc și picioarele batiului. Se observă că deformația relativă maximă este 1.344 iar deformația relativă minimă este 0.149.

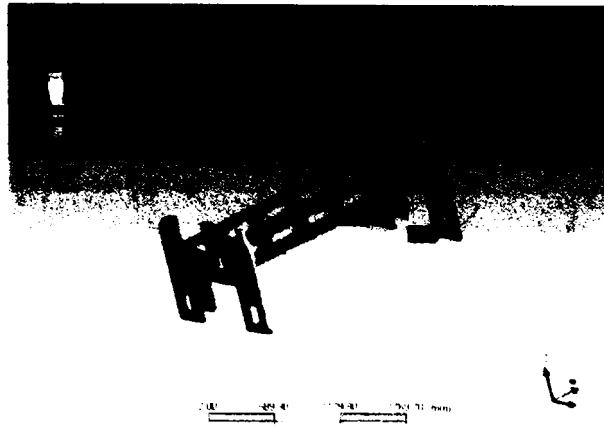


Fig.3.18. Primul mod de vibrație când batiul este montat pe izolatori de cauciuc iar regiunea de contact este selectată „no separation”

Tabelul 3.5. Deformațiile relative ale batiului când regiunea de contact este selectată „no separation”

Modul de vibrație	Frecvența [Hz]	Valoare minimă a deformației relative	Valoare maximă a deformației relative	Axa după care are loc deformația relativă
Modul I	0	-2.99×10^{-8}	0.98	X
		-2.54×10^{-8}	0.92	Y
		-1.39×10^{-9}	1.07×10^{-7}	Z
Modul II	9.07×10^{-4}	-1.33	1.47	X
		-0.6	0.9	Y
		-1.14×10^{-8}	1.23×10^{-9}	Z
Modul III	1.88×10^{-3}	-3.44×10^{-9}	0.88	X
		-0.84	1.13×10^{-8}	Y
		-5.98×10^{-8}	3.98×10^{-9}	Z
Modul IV	8.9511	-1.26	1.52	X
		-0.49	0.48	Y
		-0.29	3.23	Z
Modul V	36.3157	-1.96	2.33	X
		-2.24	2.27	Y
		-0.76	1.97	Z
Modul VI	42.6472	-2.3	2.68	X
		-2.66	2.55	Y
		-2.26	2.03	Z

Din figura 3.19 se observă că frecvența celui de al doilea mod de vibrație o valoare foarte mică, 0.0009907 Hz, în aceste condiții valorile maxime ale deformației relative regăsindu-se în peretele lateral în partea din spate a batiului. Valorile minime ale deformațiilor apar chiar în cauciuc. Acesta rămâne încastrat în pardoseală dar picioarele batiului se deplasează de pe acesta, figura 3.19. Din tabelul 3.5 se observă că deformațiile relative corespunzătoare axelor în cazul modului doi de vibrație sunt: după axa transversală 1.47, după axa longitudinală 0.9 iar după axa verticală 1.23×10^{-9} .

Se observă că deformația relativă corespunzătoare axei verticale este mică comparativ cu deformațiile corespunzătoare axelor transversale și longitudinale, astfel că în acest caz se poate spune deformația relativă totală a batiului se datorează vibrațiilor transversale și longitudinale.

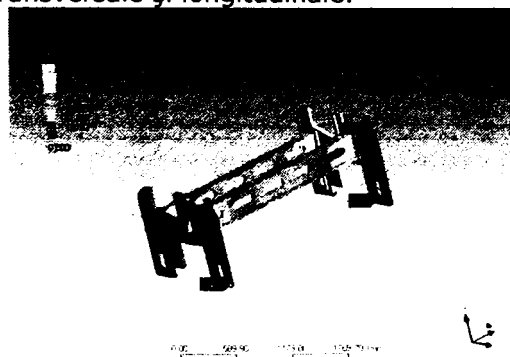


Fig.3.19. Al doilea mod de vibrație când batiul este montat pe izolatori de cauciuc iar regiunea de contact este selectată „no separation”

Al treilea mod de vibrație corespunde frecvenței $f_3=0.00187$ Hz, (figura 3.20). Deformația relativă maximă corespunzătoare acestui mod de vibrație este 1.217 și că se deformează tot batiul. Deformațiile relative minime apar și în această situație în cauciuc.

Deformațiile relative corespunzătoare fiecărei axe sunt: după axa transversală 0.88 , axa longitudinală 1.13×10^{-8} iar după axa verticală 3.98×10^{-9} .

Se observă că deformațiile relative corespunzătoare axelor longitudinale și respectiv verticale au valori foarte mici comparative cu deformația relativă corespunzătoare axei transversală. Astfel, se poate spune că vibrațiile batiului corespunzătoare modului trei de vibrație au loc după axa transversală.

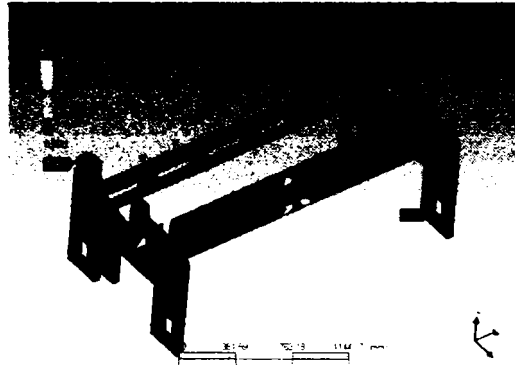


Fig.3.20. Al treilea mod de vibrație când batiul este montat pe izolatori de cauciuc iar când regiunea de contact este selectată „no separation”

Modul patru de vibrație este caracterizat de frecvența $f_4=8.9511$ Hz, figura 3.21. Deformația relativă maximă în acest caz este 3.588 și apare în capătul de sus al peretelui lateral din partea din spate a batiului. Se observă că piciorul batiului se desprinde de cauciuc în partea în care amplitudinea este maximă.

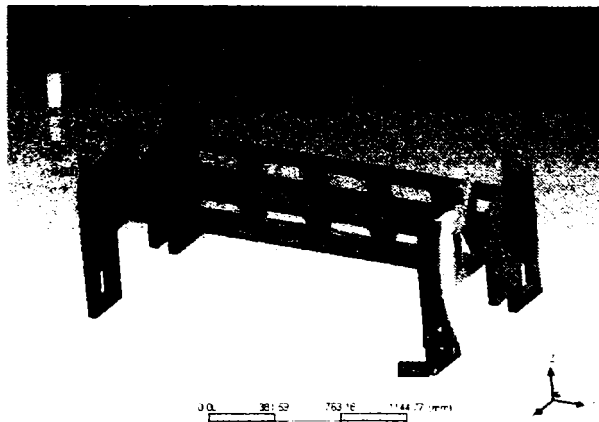


Fig.3.21. Al patrulea mod de vibrație când batiul este montat pe izolatori de cauciuc iar regiunea de contact este selectată „no separation”

Modul cinci de vibrație are loc după frecvența $f_5=36.3157$ Hz, figura 3.22. Amplitudinea maximă a vibrației este 3.152 și de această dată apare în cauciucul

fixat sub picioarele batiului în partea din față. Acesta se datorează faptului că aceste vibrații au loc după axa Z și în urma vibrației picioarele batiului apasă asupra cauciucului deformându-l.

Deformațiile relative corespunzătoare fiecărei axe sunt: după axa transversală 2.33, după axa longitudinală 2.27, iar după axa verticală 1.97, astfel că deformația relativă totală a batiului corespunzătoare modului cinci de vibrație rezultă în urma unei vibrații compuse.

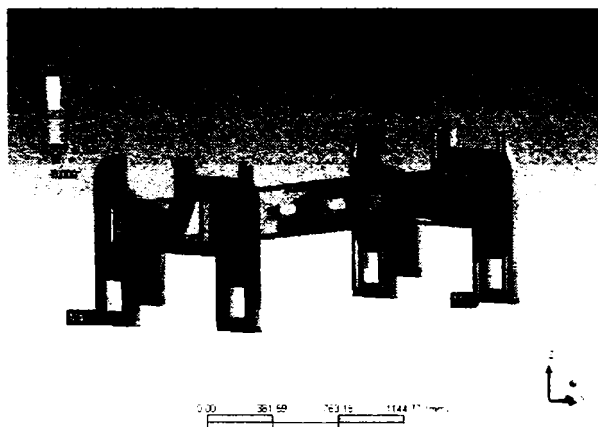


Fig.3.22. Al cincilea mod de vibrație când batiul este montat pe izolatori de cauciuc iar regiunea de contact este selectată „no separation”

În cazul modului șase de vibrație corespunzător unei frecvențe $f_6 = 42.64$ Hz, deformația relativă maximă (3.655) a batiului apare în partea de jos a batiului în suprafața de contact dintre batiu și cauciuc iar deformația relativă minimă 0.406 a are în cauciuc.

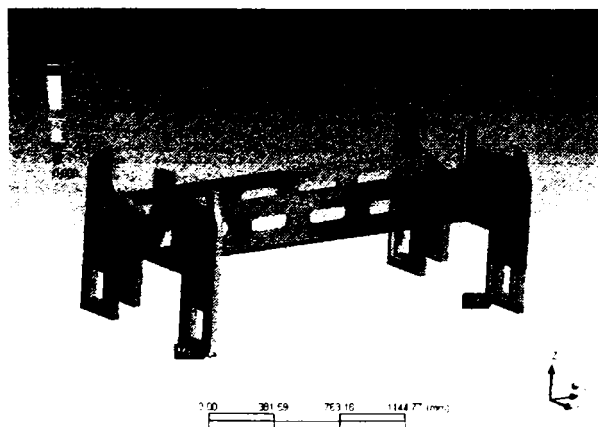


Fig.3.23. Al șaselea mod de vibrație când batiul este montat pe izolatori de cauciuc iar regiunea de contact este selectată „no separation”

Deformațiile relative corespunzătoare fiecărei axe sunt: după axa transversală 2.68, după axa longitudinală 2.55 iar după axa verticală 2.03. Se observă că cele trei valori ale deformațiilor au valori comparativ apropiate astfel că se poate spune că deformația totală a batiului rezultă în urma unei vibrații compuse din vibrațiile corespunzătoare fiecărei axe.

Din analizele efectuate se observă că frecvențele proprii au valori mai ridicate cu cât sistemele analizate au rigiditate mai mare.

3.2 Studiul vibrațiilor barei de torsiune a mașinii de țesut STB

Bara de torsiune la mașina de țesut considerată din două tronsoane a fost cu dimensiunile și rezultatele obținute teoretic sunt prezentate în Capitolul 2.

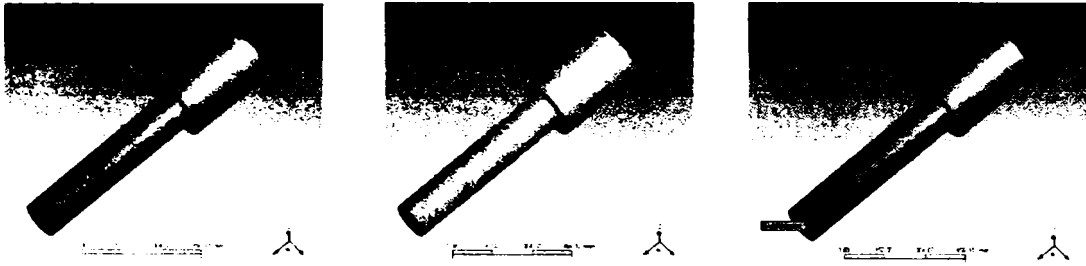
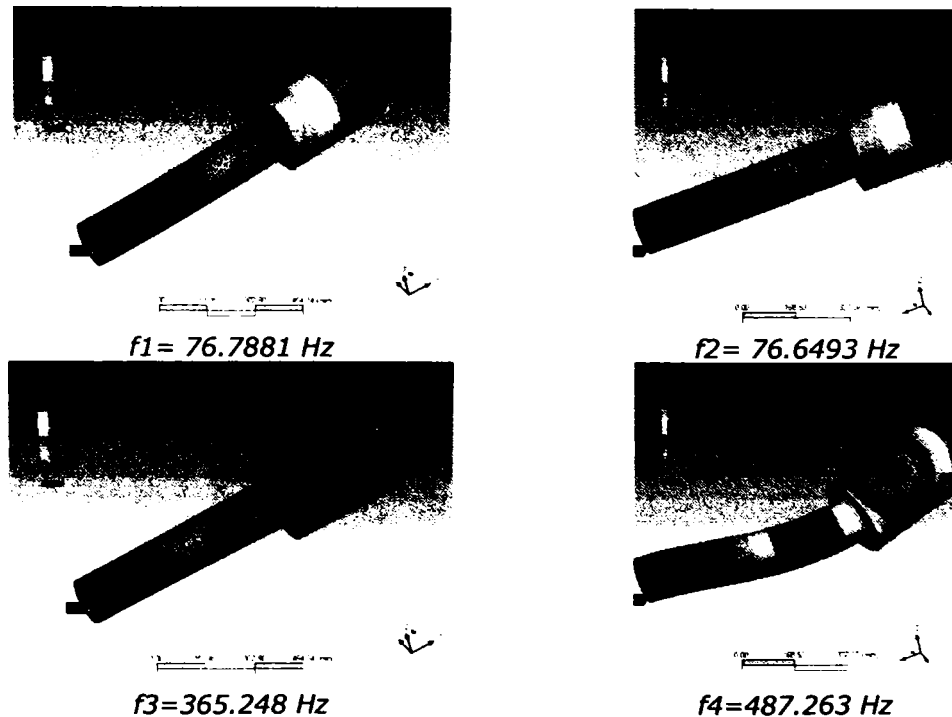


Fig.3.24. Modelul barei de torsiune

Analiza se derulează în același mod ca și în cazul batiului, determinând frecvențele proprii și modurile naturale de vibrație pentru bara de torsiune. Din rezultatele obținute se utilizează doar frecvențele corespunzătoare vibrațiilor de torsiune.

Frecvențele proprii ale barei de torsiune și modurile de vibrație corespunzătoare acestora sunt prezentate în figura 3.25.



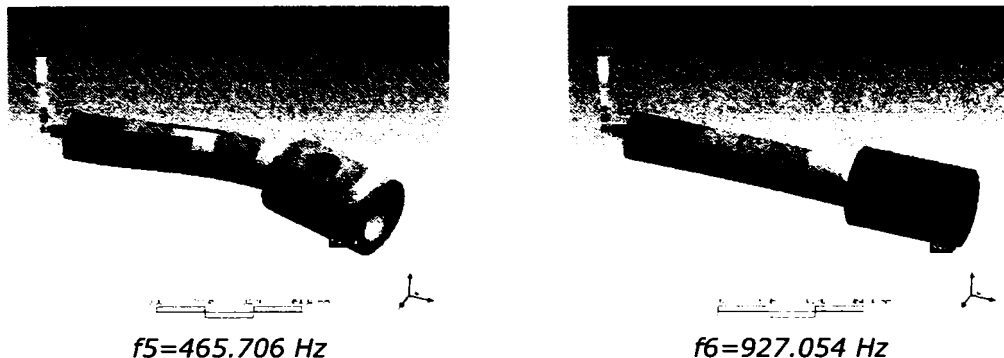


Fig 3.25. Modurile de vibrație ale barei de torsiune și frecvențele aferente acestora

Deformațiile relative maxime corespunzătoare modurilor naturale pentru vibrațiile de torsiune sunt prezentate în tabelul 3.6.

Tabelul 3.6. Valorile deformațiilor corespunzătoare fiecărui mod de vibrație

Modul de vibrație	Frecvența	Valoare minimă a deformației relative	Valoare maximă a deformației relative	Axa după care are loc deformația relativă
Modul I	365.248 Hz	-4.96×10^{-3}	6.6×10^{-3}	X
		-4.07	4.08	Y
		-4.07	4.07	Z
Modul VI	927.054 Hz	-0.88	3.36	X
		-0.36	0.24	Y
		-0.17	0.28	Z

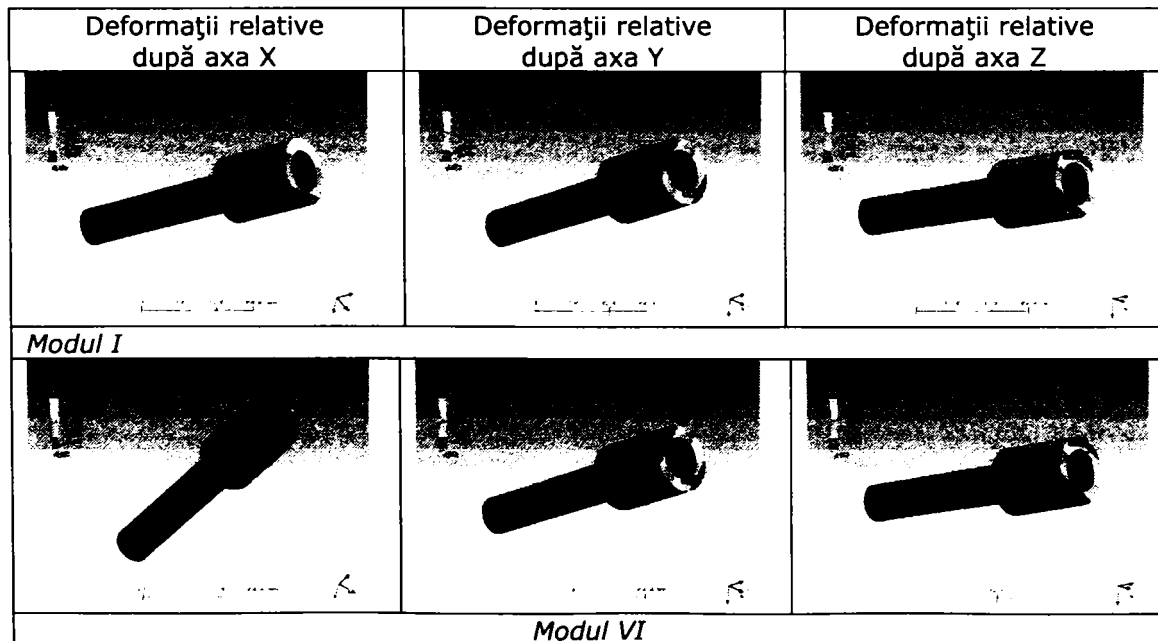


Fig. 3.26. Modurile de vibrație și deformațiile relative ale barei de torsiune

Din analiza modurilor proprii și a deformațiilor corespunzătoare acestora (figura 3.26) se observă că vibrațiile de torsiune apar pentru frecvențele $f_3 = 365.248$ Hz și $f_6 = 927.054$ Hz. În aceste cazuri pulsațiile proprii ale barei sunt 2238 rad/s, respectiv, 5824.82 rad/s. Pulsația fundamentală obținută prin analiza barei de torsiune în Ansys s-a obținut $p_{Ansys} = 2238$ rad/s. În Capitolul 2 pulsația fundamentală a barei de torsiune determinată prin metoda exactă s-a obținut $p_1 = 2359$ rad/s iar prin metoda elementelor finite $p_{Mef} = 2370$ rad/s. Comparând aceste valori se constată că pulsația proprie a barei de torsiune determinată în Ansys diferă cu 5.4% față de valoarea obținută prin metoda exactă și cu 5.8% față de valoarea obținută teoretic prin aplicarea metodei elementelor finite.

3.3. Determinarea pulsațiilor proprii ale brațului de lansare la mașina STB

Studiul brațului de lansare se realizează ținând seama de funcționarea mecanismului de lansare. În timpul fazei de încărcare a mecanismului bara de torsiune se rotește cu un unghi de 306° . Viteza maximă a extremității brațului de lansare în timpul încărcării cu energie a barei de torsiune este de 0.876 m/s [111].

În faza a patra a procesului de lansare, bara de torsiune cedează energia înmagazinată brațului de lansare care lansează microproiectilul în rost. În această fază mișcarea brațului de lansare este încetinită prin acțiunea unui amortizor cu ulei care elimină apariția șocurilor.

La viteza maximă a picărului de 22.5 m/s montat la capătul brațului de lansare, microproiectilul se desprinde de acesta [111]. În acest moment viteza unghiulară de rotație atinsă de brațul de lansare are valoarea de 149.459 rad/s.

Pentru studiu s-a realizat, în SolidWorks, modelul brațului de lansare cu dimensiunile corespunzătoare mașinii de țesut STB [111], [121] (figura 3.27). Pentru identificarea deformațiilor s-a ales un sistem de axe triortogonal drept cu axa X orientată pe orizontală perpendicular pe bara de torsiune (după direcția de lansare a microproiectilului), axa Y orientată după direcția barei de torsiune, iar axa Z orientată în lungul brațului de lansare.

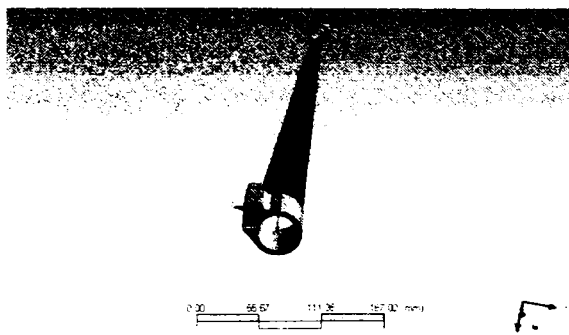


Fig.3.27. Brațul de lansare a mașinii de țesut STB

S-au determinat frecvențele proprii ale brațului de lansare fixat pe bara de torsiune prin strângere care astfel se consideră încastrat pe această suprafață, la momentul lansării microproiectilului (figura 3.28).

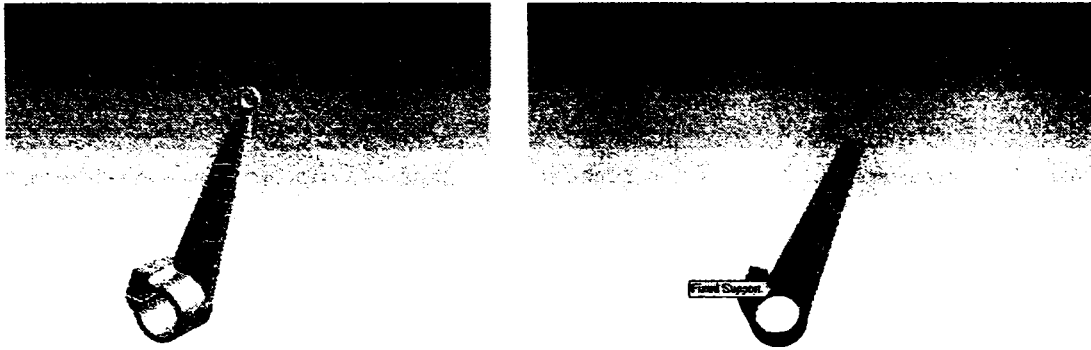


Fig.3. 28. Brațul de lansare a mașinii de țesut STB

Frecvențele proprii ale brațului de lansare și modurile de vibrație corespunzătoare acestora sunt prezentate în figura 3.29. Se observă că brațul de lansare se deformează în toate cele patru cazuri la capătul superior, deformațiile relative minime obținându-se în partea în care acesta este încastrat.

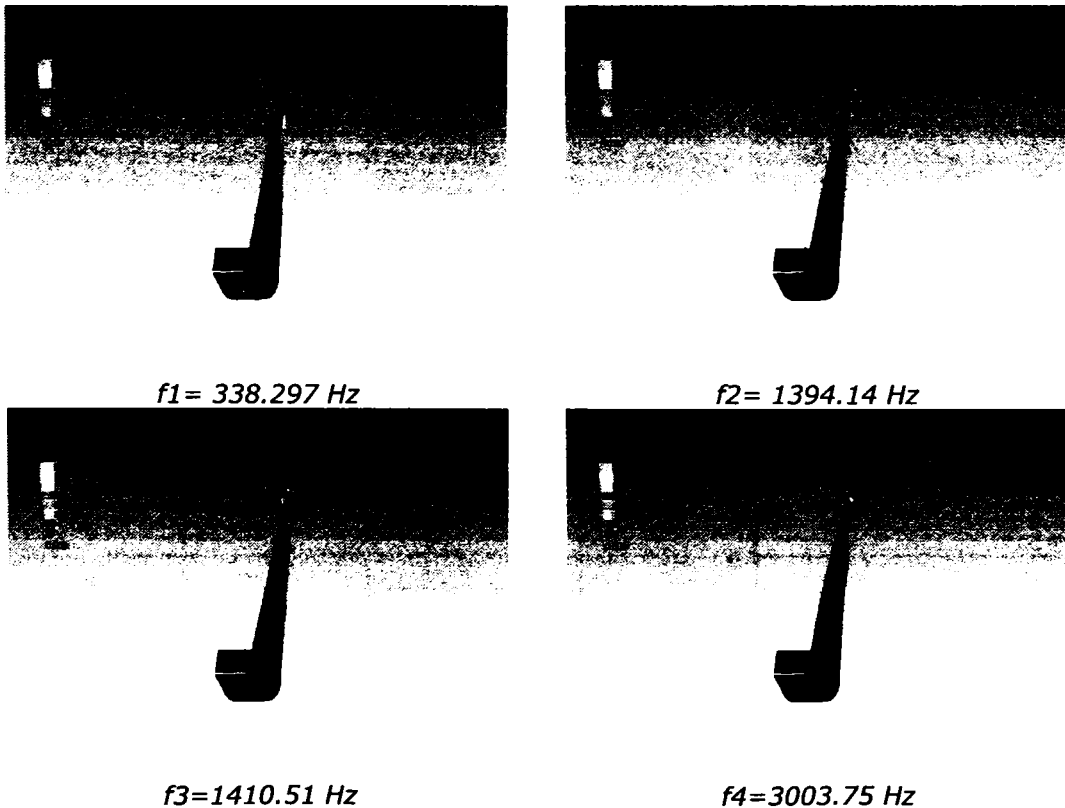




Fig 3.29. Modurile de vibrație ale brațului de lansare și frecvențele aferente acestora

Valorile deformațiilor relative din figura 3.29 sunt valori maxime corespunzătoare modurilor de vibrații, dar acestea nu oferă informații asupra deformațiilor relative ale brațului de lansare după fiecare axă. Din raportul generat de program se prezintă în Tabelul 3.7 valorile deformațiilor relative corespunzătoare fiecărui mod de vibrație și direcțiile după care acestea au loc.

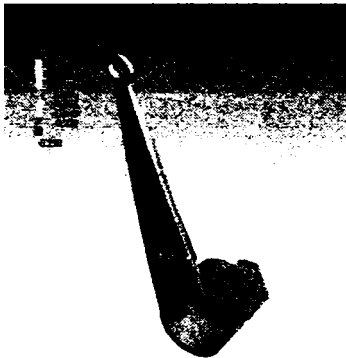
Tabelul 3.7. Rezultatele analizei numerice a brațului de lansare

Modul de vibrație	Frecvența	Valoare minimă a deformației relative	Valoare maximă a deformației relative	Axa după care are loc deformația relativă
Modul I	338.297 Hz	-0.3	0.37	X
		-0.06	214.37	Y
		-6.35	5.62	Z
Modul II	1394.14 Hz	-0.23	241.69	X
		-64.56	17.51	Y
		-28.87	31.77	Z
Modul III	1410.51 Hz	-0.37	47.93	X
		-86.72	330.52	Y
		-29.39	16.28	Z
Modul IV	3003.75 Hz	-3.72	2.95	X
		-119.25	386.63	Y
		-41.65	35.35	Z
Modul V	3932.98 Hz	-98.19	327.45	X
		-127.26	121.6	Y
		-89.33	86.79	Z

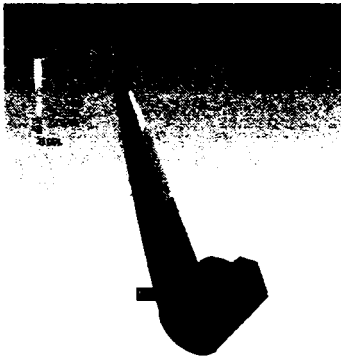
Modul VI	4171.09 Hz	-87.85	268.74	X
		-188.42	200.41	Y
		-76.88	72.79	Z

Brațul de lansare deformat conform fiecărei frecvențe proprii determinate se poate vizualiza în figura 3.30.

Deformații relative după
axa X



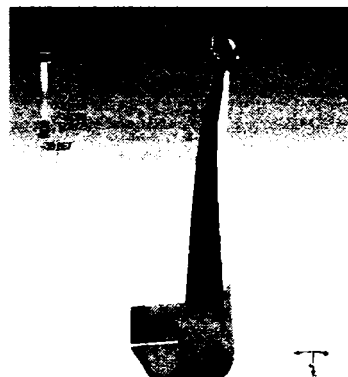
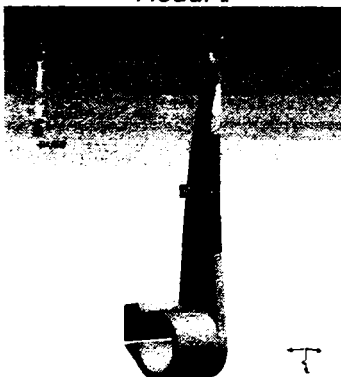
Deformații relative după
axa Y



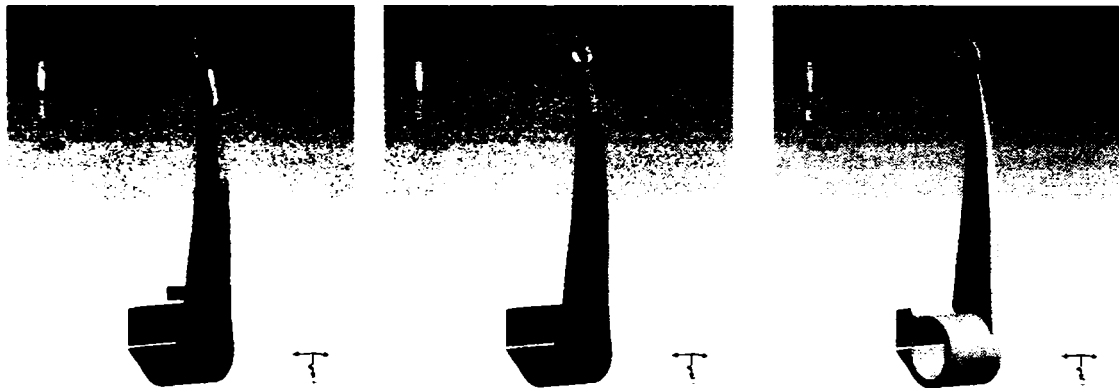
Deformații relative după
axa Z



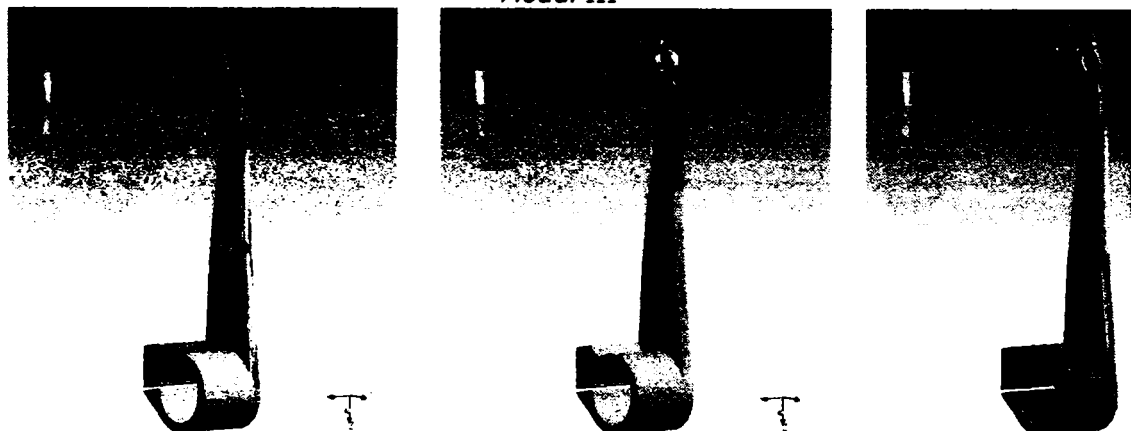
Modul I



Modul II



Modul III



Modul IV



Modul V

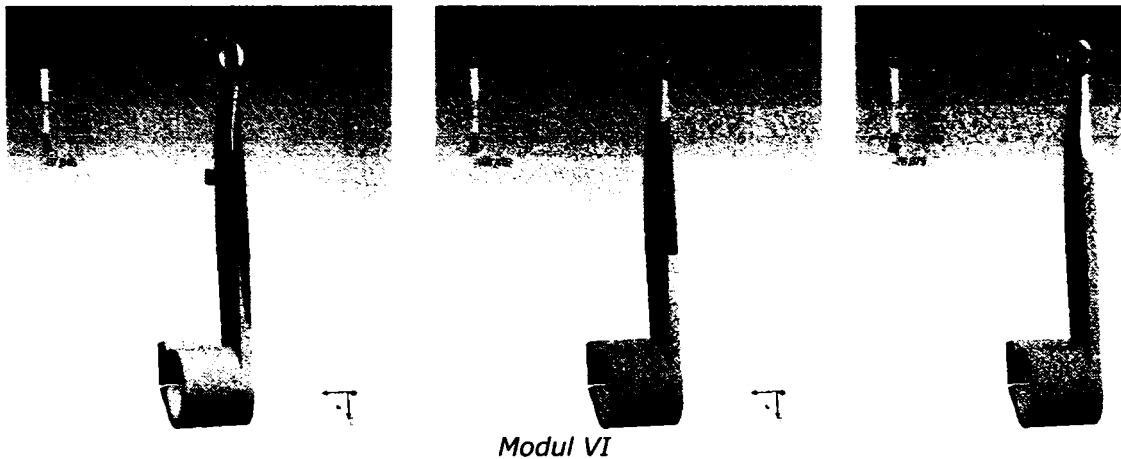


Fig. 3.30. Deformațiile brațului de lansare

Ținând seama de modul de funcționare al brațului de lansare care primește mișcarea de la arborele principal prin intermediul camei, se vor lua în considerare doar deformațiile relative date de vibrațiile de încovoiere după axa X.

Turația arborelui principal al mașinii care pune cama în mișcare este 250 rot/min [111], [121]. Frecvența acestuia este de 4.166 Hz pe baza căreia în Capitolul 2 s-a determinat expresia momentului perturbator care acționează asupra barei de torsiune. Se constată că pulsațiile armonicelor momentului perturbator sunt diferite de pulsațiile proprii ale brațului de lansare, astfel încât nu apare pericolul de rezonanță.

Deformațiile brațului de lansare au fost determinate și ținând seama de vitezele unghiulare ale acestuia în timpul procesului de lansare a microproiectilului. În prima situație se studiază deformațiile brațului de lansare în cazul în care bara de torsiune este în faza de încărcare, fază în care viteza capătului brațului este $v=0.876$ m/s.

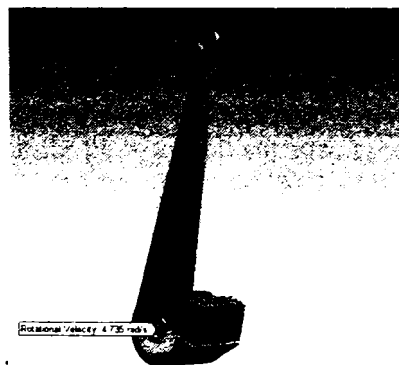


Fig.3. 31. Reprezentarea vitezei unghiulare a brațului de lansare

Viteza unghiură determinată în această situație este: $\omega=4.735$ rad/s și are direcția axei Y care are aceeași direcție cu bara de torsiune (figura 3.31).

Deformațiile relative totale ale brațului sunt prezentate în figura 3.32, iar deformațiile după cele trei axe sunt prezentate în figura 3.33.



Fig.3.32. Reprezentarea deformațiilor relative totale ale brațului de lansare

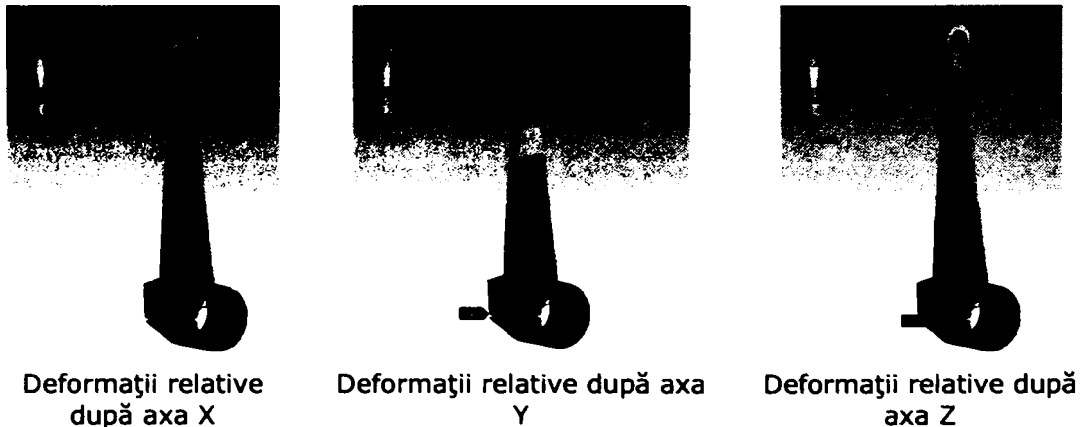


Fig.3.33. Reprezentarea deformațiilor relative direcționale

Atunci când brațul se rotește cu $\omega=4.735$ rad/s (figura 3.31) se observă că deformațiile relative maxime apar la capătul superior al brațului de lansare. Acestea se datorează faptului că în momentul în care are loc lansarea, asupra brațului de lansare acționează un moment încovoietor maxim. Se observă că valoarea deformației relative după axa perpendiculară pe bara de torsiune este $0.101 \cdot 10^{-6}$ mm. Această deformație este mică ținând seama de solicitările mici în această fază.

În momentul în care are loc lansarea capătul superior al brațului de lansare al mașini de țesut viteza are valoare maximă $v = 27.65$ m/s, iar viteza unghiulară de rotație a brațului este $\omega=149.459$ rad/s.



Fig.3.34. Viteza unghiulară a brațului de lansare

Deformațiile relative totale ale brațului în cazul în care viteza unghiulară este 149.459 rad/s sunt prezentate în figura 3.35. Se observă că deformația relativă totală a brațului de lansare are o valoare $0.856 \cdot 10^{-2}$ mm.

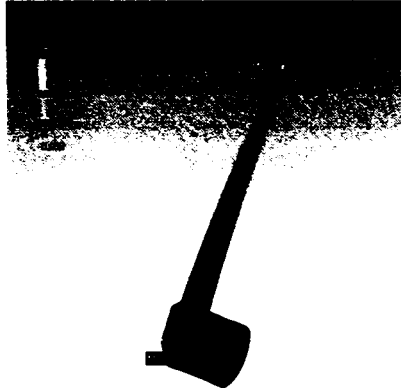
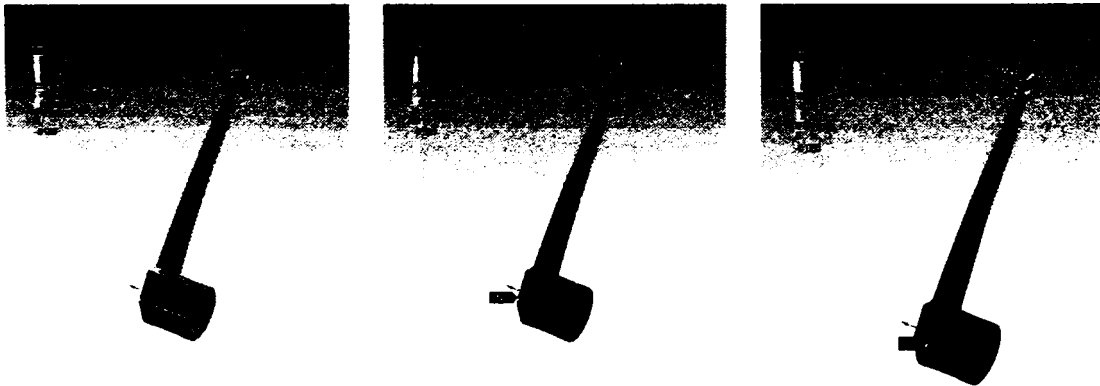


Fig.3.35. Deformațiile relative totale ale brațului de lansare

Figura 3.36 ilustrează deformațiile relative direcționale ale brațului de lansare după axele X, Y, Z.



Deformații relative după
axa X

Deformații relative după
axa Y

Deformații relative după
axa Z

Fig.3. 36. Reprezentarea deformațiilor relative maxime ale brațului de lansare

Valorile deformațiilor relative maxime ale brațului de lansare în pentru cele două valori ale vitezei unghiulare sunt prezentate în tabelul 3.8.

Tabelul 3.8. Deformațiile relative brațului de lansare corespunzătoare vitezei unghiulare

Viteza unghiulară	4.735 rad/s	149.459 rad/s
Deformații după axa X	$0.101 \cdot 10^{-6}$	$0.100 \cdot 10^{-3}$
Deformații după axa Y	$0.002 \cdot 10^{-5}$	$0.002 \cdot 10^{-2}$
Deformații după axa Z	$0.142 \cdot 10^{-5}$	$0.142 \cdot 10^{-2}$

Se observă că deformațiile relative ale brațului de lansare al mecanismului de lansare al mașinii cu microproiectil cresc odată cu creșterea vitezei capătului superior al brațului de lansare.

3.4. Aplicarea metodei elementelor finite pentru studiul deformațiilor arborelui secundar al mașinii de țesut AT-100

În timpul funcționării mașinii de țesut arborele secundar este supus la solicitări care provin de la:

a) Camele celor două mecanisme de lansare montate lângă pereții laterali ai batiului. Camele acționează asupra unor role de la care mișcarea se transmite în final la brațul mecanismului de lansare. Datorită rezistenței întâmpinate la transmiterea acestei mișcări, apar forțe ce solicită arborele la încovoiere și torsiune.

b) Camele mecanismului de formare a rostului care acționează asupra arborelui secundar în timpul formării rostului și îl solicită la încovoiere.

c) Roata dințată secundară care primește mișcare de la arborele principal și îl solicită torsiune și încovoiere.

În intervalul în care are loc lansarea, arborele secundar este solicitat cel mai mult de către camele mecanismului de lansare.

Pentru determinarea deformațiilor arborelui secundar se prezintă în figura 3.37 greutatețile mecanismelor fixate pe acesta [111], [138], [67].

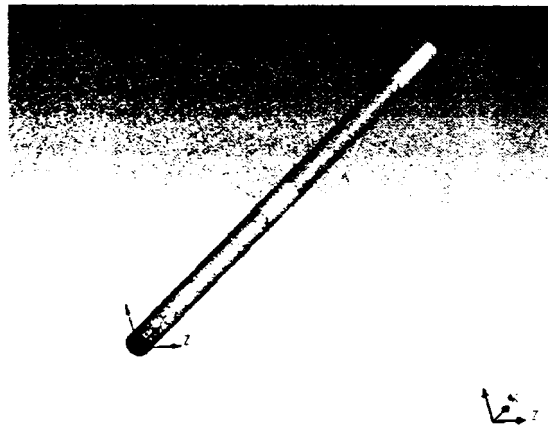


Fig.3.37. Modelarea arborelui secundar din tronsoane

Forțele corespunzătoare greutateților sunt:

Forța 1- $F_1 = 185 \text{ N}$ – corespunde greutateții roții dințate ce primește mișcarea de la arborele principal;

Forța 2 - $F_2 = 85 \text{ N}$ – corespunde greutateții camei mecanismului de lansare din stânga;

Forța 3 - $F_3 = 40 \text{ N}$ –corespunde greutateții camelor mecanismului de formare a rostului;

Forța 4 - $F_4 = 220 \text{ N}$ – corespunde greutateții arborelui secundar;

Forța 5 - $F_5 = 20 \text{ N}$ – corespunde camei mecanismului furculiței;

Forța 6 - $F_6 = 85 \text{ N}$ – corespunde greutateții camei mecanismului de lansare din dreapta.

Pentru analiza cu metoda elementelor finite, arborele a fost realizat în SolidWorks (figura 3.37) din mai multe tronsoane fiecare dintre acestea corespunzând unui mecanism de pe arbore, ceea ce conduce la faptul că fiecărui tronson îi corespunde o forță (figura 3.38).

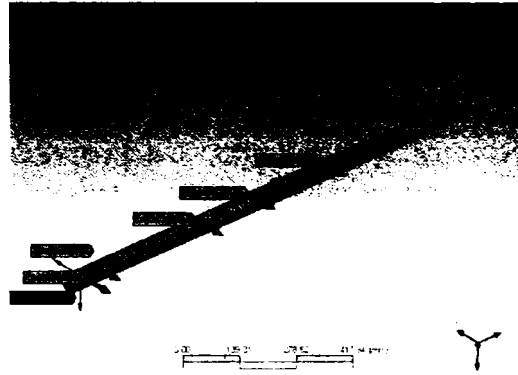


Fig.3.38. Reprezentarea greutăților elementelor fixate pe arborele secundar

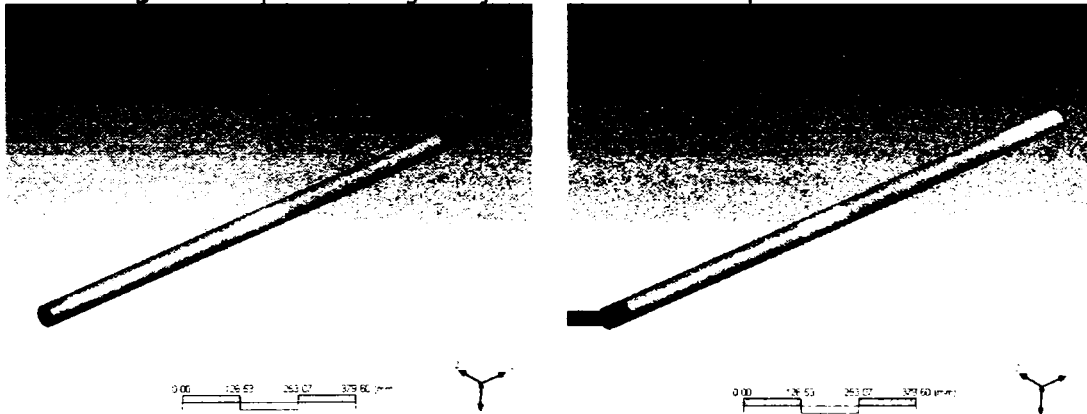


Fig.3.39. Reprezentarea legăturilor arborele secundar

Pentru a observa deformațiile arborelui secundar după axele sistemului se consideră axa X în lungul arborelui (axa longitudinală), axa Y transversală pe arbore, după direcția orizontală iar axa Z verticală (figura 3.39). Arborele este considerat articulat cilindric la ambele capete (figura 3.39).

Analizând deformațiile arborelui secundar după axa longitudinală se constată că valorile maxime se obțin în zona în care acționează forța F_3 corespunzătoare greutății mecanismului de formare a rostului, valoarea maximă a acestora fiind $0.236 \cdot 10^{-5} \text{m}$ (figura 3.40). Deformațiile minime după axa longitudinală se observă în zona unde acționează forța F_5 corespunzătoare camei mecanismului furculiței, valoarea minimă a acestora fiind $-0.233 \cdot 10^{-5} \text{m}$.

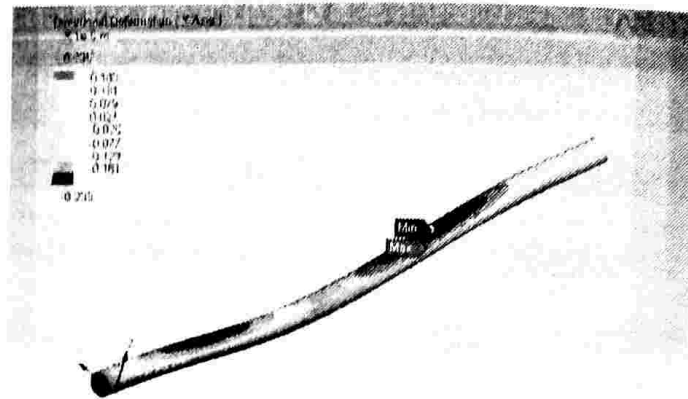


Fig.3.40. Deformațiile arborelui secundar după axa longitudinală

Analizând deformațiile arborelui secundar după axa transversală se constată că acestea au valori maxime în capătul în care acționează forța F_1 corespunzătoare greutateii roții dințate ce primește mișcarea de la arborele principal. Valoarea acestei deformații este: 0.0258 mm (figura 3.41).

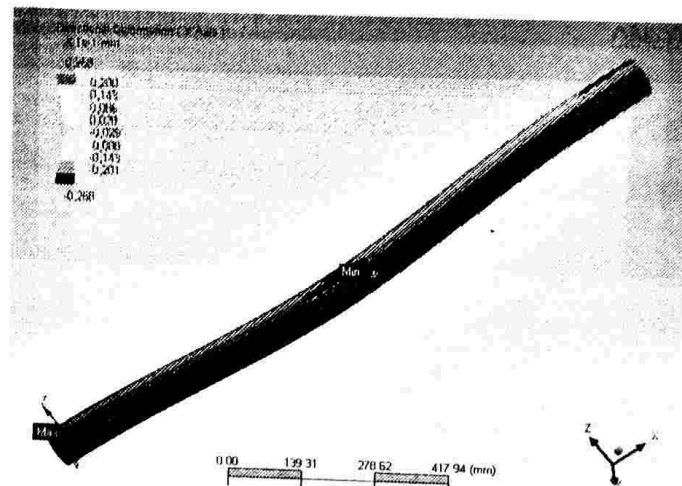


Fig.3.41. Deformațiile arborelui secundar după axa transversală

Deformațiile maxime corespunzătoare axei perpendiculare pe arbore se observă că apar în zonele în care acționează forțele datorată mecanismelor de lansare ale mașinii. Arborele secundar este supus la solicitări de încovoier și răsucire. Valoarea maximă deformațiilor este 0.0258 mm iar valoarea minimă este: -0.0597 mm (figura 3.42).

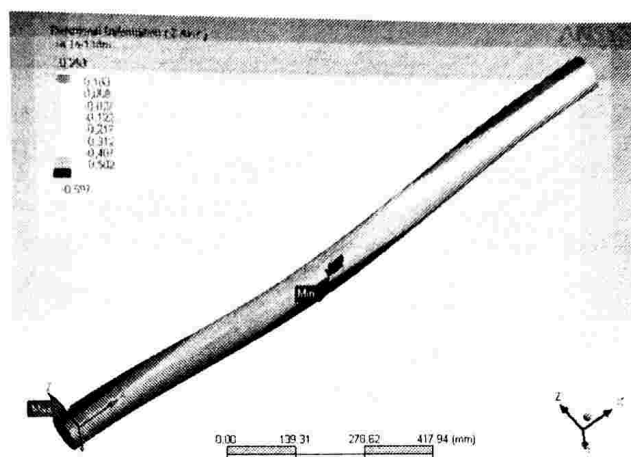


Fig.3.42. Deformațiile arborelui secundar după axa Z

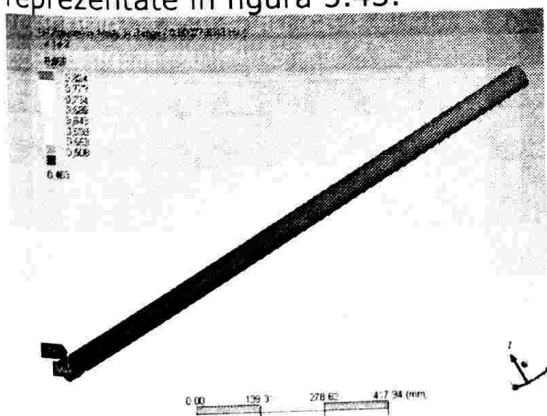
Deformațiile mai mari se observă că sunt în partea în care acționează mecanismul cu roți dințate deoarece arborele este torsionat mai mult în această parte.

Valorile rezultate ale deformațiilor se regăsesc în Tabelul 3.9. Se observă că deformațiile maxime după axele longitudinală și transversală sunt egale. Aceste deformații se datorează atât roții dințate ce primește mișcarea de la arborele principal cât și mecanismului de lansare.

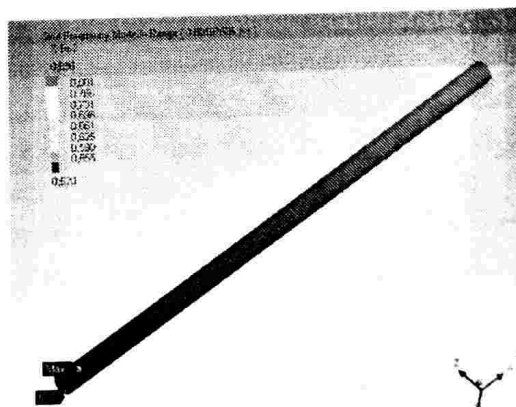
Tabelul 3.9. Deformațiile arborelui secundar

	Valori maxime [mm]	Valori minime [mm]
Deformații axa X	$0.235 \cdot 10^{-5}$	$-0.233 \cdot 10^{-5}$
Deformații axa Y	$0.258 \cdot 10^{-1}$	$-0.258 \cdot 10^{-1}$
Deformații axa Z	$0.258 \cdot 10^{-1}$	$-0.597 \cdot 10^{-1}$

Pentru calculul frecvențelor proprii ale arborelui secundar a fost utilizat același model, doar că au fost îndepărtate forțele care acționau asupra arborelui. Modurile de vibrație precum și frecvențele proprii corespunzătoare sunt reprezentate în figura 3.43.



$f_1 = 0.0007793 \text{ Hz}$



$f_2 = 0.11197535 \text{ Hz}$

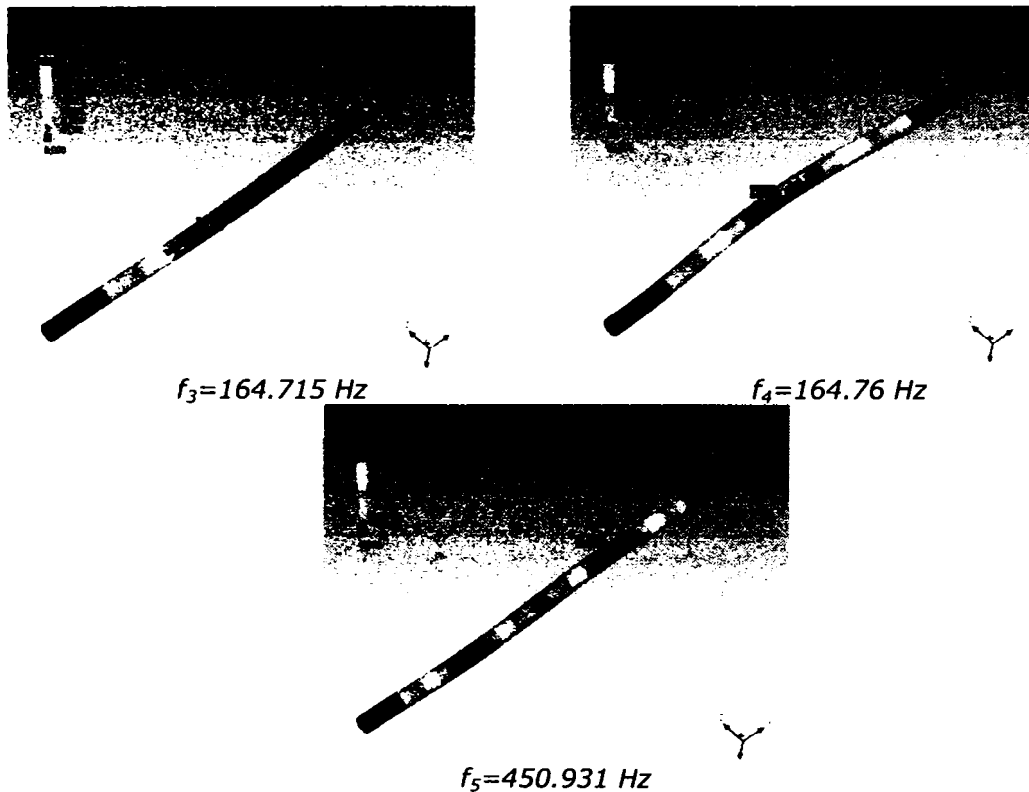


Fig.3.43. Modurile proprii de vibrație și frecvențele proprii corespunzătoare

Se observă că frecvențele proprii f_1 și f_2 au valori foarte mici și de mărimi apropiate, iar din analiza „f₁.avi” și „f₂.avi” se constată că aceste frecvențe proprii corespund vibrațiilor de răsucire ale arborelui. Cele două fișiere cu extensia .avi prezintă mișcarea arborelui secundar corespunzătoare modurilor de vibrație corespunzătoare frecvențelor f_1 și f_2 permițând astfel vizualizarea axei după care are loc mișcarea vibratorie (figura 3.44).

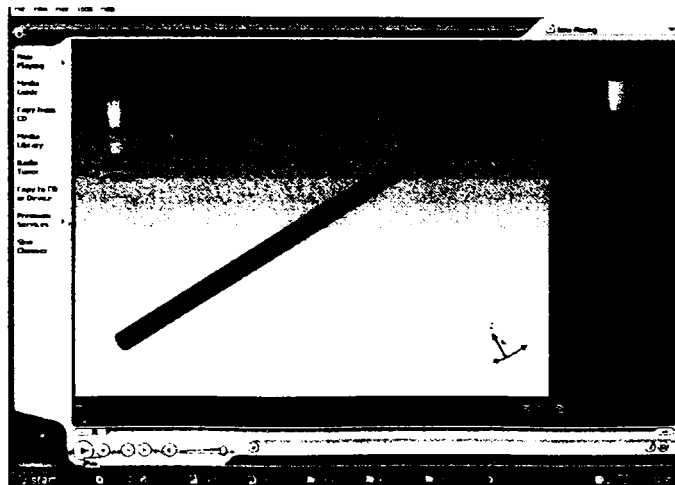


Fig.3.44 Primul mod de vibrație „ f₁As.avi”

Frecvența f_3 este 164.715 Hz, modul de vibrație corespunzător se poate vizualiza încărcând aplicația „f3As” (figura 3.45). Se observă că vibrațiile corespunzătoare acestui mod de sunt vibrații de încovoiere.

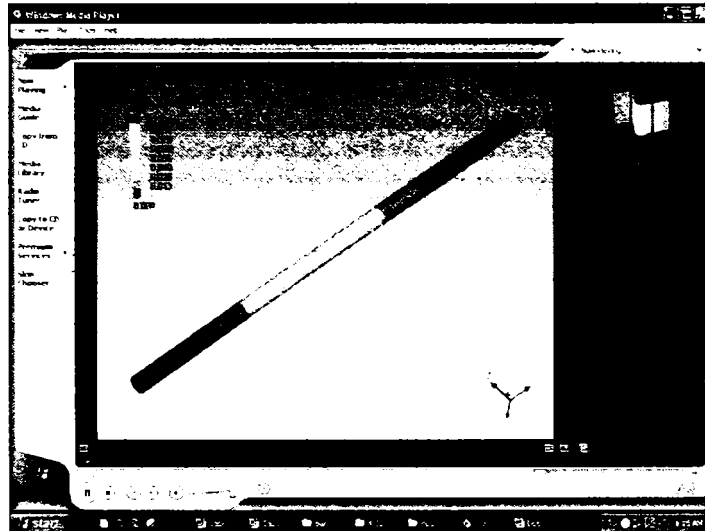


Fig.3.45. Modul al treilea de vibrație „f3As.avi”

În mod similar prin încărcarea aplicației „f4As.avi” se poate observa modul patru de vibrație (figura 3.46). Frecvența proprie a arborelui secundar în acest caz este $f_4=164.76$ Hz iar vibrațiile au loc după axa verticală.

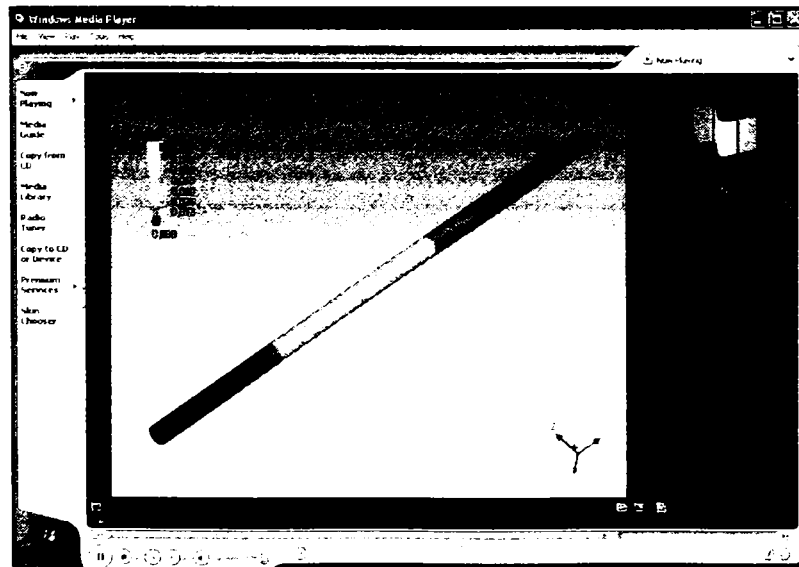


Fig.3.46. Modul patru de vibrație „f4As.avi”

3.5 Concluzii

Metoda de analiză cu elemente finite oferă informații care validează o parte din rezultatele obținute teoretic. Prin analizele efectuate în acest capitol s-au determinat frecvențele proprii și deformațiile corespunzătoare modurilor de vibrații pentru diferite elemente ale mașinii de țesut. Modelele elementelor mașinii care au fost analizate prin metoda elementelor finite au fost prima dată realizate în SolidWorks conform cu dimensiunile măsurate practic sau cu cele prezentate în bibliografie. Primul element analizat al mașinii a fost batiul, pentru studiul căruia au fost făcute următoarele simplificări: el a fost considerat ca fiind alcătuit doar din cei doi pereții laterali și cele două grinzi de legătură; nervurile nu au fost luate în considerare deoarece acestea nu influențează analiza cu metoda elementelor finite; nu au fost luate în considerare masele celorlalte mecanisme care se fixează pe batiu. În urma determinării frecvențelor proprii ale batiului pentru cazul în care acesta este încastrat în pardoseală s-a constatat:

- pentru frecvența proprie $f_1=48.9683$ Hz deformația relativă maximă (1.89) corespunde axei transversale a batiului
- pentru frecvența proprie $f_2=51.7477$ Hz valoarea maximă a deformației relative (4.29) și corespunde axei longitudinale.
- pentru frecvența $f_3=79.3292$ Hz deformațiile relative ale batiului corespunzătoare axelor sunt: după axa longitudinală 3.78, după axa transversală 1.88 iar după axa verticală 1.05.
- modul patru de vibrație corespunde frecvenței proprii $f_4=85.0091$ Hz valorile deformațiilor relative ale batiului corespunzătoare axelor fiind: după axa longitudinală 0.81, după axa transversală 2.74 iar după axa verticală 0.19.
- frecvența corespunzătoare modului cinci de vibrație este $f_5=112.0320$ Hz valorile maxime ale deformației relative fiind: după direcția verticală 4.69, după direcția transversală 1.71 iar după direcția longitudinală 1.29.
- modul șase de vibrație corespunde unei frecvențe proprii de $f_6=122.1770$ Hz deformațiile relative în acest caz fiind: 3.48 după axa longitudinală, 1.53 după axa transversală și 4.71 după axa verticală.
- deformația relativă maximă a batiului se obține după direcția transversală a celui de al șaselea mod de vibrație rezultând că pe măsură ce frecvențele proprii cresc și deformațiile au valori mai mari

S-a constatat în urma analizei că frecvențele vibrațiilor în cazul batiului considerat pe izolatori de cauciuc sunt mai mici decât în cazul batiului considerat încastrat în pardoseală. Frecvențele proprii corespunzătoare modurilor de vibrație și deformațiile relative corespunzătoare au rezultat:

- $f_1=12.7455$ Hz, deformațiile relative ale batiului pe axe sunt: pe axa longitudinală 0.06, pe axa transversală 1.35 iar pe axa verticală 0.09; datorită valorilor mici pe care le au deformațiile relative după axe longitudinale și respectiv verticală se poate spune că, în acest caz, vibrațiile au loc în special după axa transversală.
- $f_2=14.8224$ Hz, deformația relativă are valoarea maximă 1.297 în traverse dar și în partea superioară a cadrelor laterale valoarea minimă a amplitudinii vibrației obținându-se în punctul de contact dintre piciorul batiului și izolatorul de cauciuc.
- $f_3=18.8542$ Hz, modul al treilea de vibrație, figura 3.11 este caracterizat de vibrații orientate în special după axa longitudinală. Deformația relativă maximă este 1.695 în mijlocul barei transversale, iar valoarea minimă 0.144 se înregistrează în punctul de contact dintre cauciuc și piciorul batiului.

- $f_4=51.2832$ Hz deformațiile relative maxime ale batiului fiind: 2.18 după direcția longitudinală, 1.02 după direcția transversală și 0 după direcția verticală; în acest caz vibrațiile au loc numai după direcțiile transversală și longitudinală.
- $f_5=52.3966$ Hz deformațiile relative maxime corespunzătoare fiecărei axe fiind: după axa longitudinală 3.24, după axa transversală 0.77, iar după axa verticală 0.98.
- $f_6=59.8401$ Hz deformațiile relative corespunzătoare fiecărei axe fiind: după axa longitudinală 1.08, după axa transversală 1.99, iar după axa verticală 0.22.

În cazul barei de torsiune a mașinii de țesut cu microproiectil (STB) au fost determinate pulsațiile proprii, modurile naturale de vibrație și deformațiile. Dintre pulsațiile determinate au fost analizate doar cele corespunzătoare vibrațiilor de torsiune pe baza vizualizării modurilor de vibrație înregistrate. Pentru frecvența corespunzătoare vibrațiilor de torsiune s-a obținut deformația relativă maximă a barei 4.96×10^{-3} . Pulsația fundamentală a barei de torsiune de 2238 rad/s este diferită cu 5.4% față de valoarea obținută prin metoda exactă și cu 5.8% față de valoarea obținută teoretic prin aplicarea metodei elementelor finite. În urma analizei a rezultat că pulsațiile proprii determinate cu această metodă sunt apropiate de cele calculate prin metode teoretice ceea ce validează rezultatele obținute.

Pulsațiile proprii ale barei diferă de pulsațiile armonicelor momentului perturbator ce acționează în momentul lansării microproiectilului, deci nu apare pericolul de rezonanță. În cazul analizei vibrațiilor brațului de lansare s-a constatat:

- brațul de la lansare se deformează la capătul superior, deformațiile relative minime obținându-se în partea în care acesta este încastrat (brațul de lansare este fixat prin strângere pe bara de torsiune);
- brațul de lansare este solicitat la încovoiere, datorită rolul său funcțional;
- pentru $\omega=4.735$ rad/s deformațiile relative maxime apar la capătul superior al brațului de lansare datorită momentului încovoiator; valoarea deformației relative după axa perpendiculară pe brațul de lansare fiind $0.101 \cdot 10^{-6}$;
- deformația relativă totală a brațului de lansare are o valoare $0.856 \cdot 10^{-2}$ pentru viteza unghiulară 149.459 rad/s;
- frecvențele proprii ale brațului de lansare au valorile: $f_1=338.297$ Hz, $f_2=1394.14$ Hz, $f_3=1410.51$ Hz, $f_4=3003.75$ Hz, $f_5=3932.98$ Hz, $f_6=4171.09$ Hz.
- pulsațiile proprii diferă de pulsațiile armonicelor momentului perturbator;

În ultima parte a capitoului a fost analizat arborele secundar al mașinii de țesut automate AT-100. Modelul a fost realizat în SolidWorks iar greutatea corespunzătoare fiecărui mecanism situat pe arbore au fost înlocuite prin forțe care acționează pe întreaga lungime a tronsonului corespunzător al arborelui.

După efectuarea analizei s-au constatat următoarele:

- deformațiile maxime ale arborelui se datorează atât roții dințate, ce primește mișcarea de la arborele principal, cât și mecanismului de lansare;
- arborele secundar este supus la solicitări de încovoiere și răsucire; deformațiile arborelui secundar după axa verticală se datorează mecanismului de formare a rostului, valoarea maximă fiind 0.597·mm.
- frecvențele proprii corespunzătoare primelor două moduri de vibrație au valori foarte mici apropiate și corespund vibrațiilor de răsucire ale arborelui;
- frecvența proprie corespunzătoare modului trei de vibrație este $f_3=164.715$ Hz și corespunde vibrațiilor de încovoiere;
- frecvența proprie corespunzătoare modului patru de vibrație este $f_4=164.76$ Hz iar vibrațiile au loc după axa verticală.

4. PRELUCRAREA DATELOR EXPERIMENTALE

4.1 Metode generale de analiză a vibrațiilor.

Analiza în frecvență

Analiza în frecvență urmărește descompunerea unei mișcări vibratorii înregistrate în componente corespunzătoare diferitelor frecvențe. În timpul funcționării o mașină produce vibrații caracteristice, spectrul de frecvențe al semnalelor vibratorii generate fiind specific fiecărei mașini [13], [18], [39], [44], [46], [57], [105]. Analiza acestui spectru de frecvențe determină localizarea surselor de vibrații iar analiza evoluției în timp a acestora permite stabilirea stării mașinii. Astfel, localizarea surselor de vibrații constă din determinarea cauzelor producerii fiecărei frecvențe la care apare un vârf de amplitudine [35], [57], [58], [61], [63]. Pentru identificarea surselor de vibrații, se face o corelare între frecvențele corespunzătoare maximelor din înregistrările efectuate experimental și parametrii funcționali și constructivi ai mașinii ca: turația, numărul dinților roților dințate, etc. [14], [21], [33], [37], [77], [141]. Un dezavantaj al metodei de analiză în frecvență îl constituie faptul că nu furnizează informații despre evoluția semnalului în timp.

Analiza în timp

Analiza în timp este utilă în general în cazul unor șocuri când răspunsul sistemului va fi format din componente corespunzătoare frecvențelor proprii ale structurii. În aceste situații spectrul de frecvențe al vibrațiilor se va modifica puțin, dar apar modificări importante în evoluția semnalului în timp [21], [57].

În cazul vibrațiilor mașinilor de țesut datorită complexității mecanismelor este dificil de identificat fiecare sursă de vibrații. Fiecare dintre mecanismele mașinii primește mișcarea de la arborele transversal (arbore care are aceeași turație cu arborele principal), astfel că vibrațiile mecanismelor ar putea fi considerate periodice. Datorită faptului că în procesul de țesere intervin în funcționarea mașinii toate mecanismele, vibrațiile acestora sunt complexe. În cazul vibrației complexe, amplitudinea maximă dă informații numai asupra vibrației la un moment dat dar ea nu dă nici o informație asupra desfășurării în timp a semnalului.

4.2. Surse de vibrații în funcționarea mașinilor de țesut

În cazul funcționării mașinilor de țesut datorită complexității acestora este dificil de stabilit, fiecare sursă de vibrații. În funcționarea mașinii toate mecanismele lucrând concomitent fiecare dintre acestea generează vibrații [15], [16],[43], [60]. Surse importante de vibrații se pot considera:

1. Vătala, a cărei mișcare este însoțită de o forță de inerție de valoare mare și poate fi considerată o forță armonică pură. Ea acționează în direcție orizontală fiind resimțită de batiul mașinii la arborele cotit. Vibrațiile care rezultă din mișcarea vătalei nu se pot izola ținând seama de modul în care funcționează aceasta. Frecvența este în mod obișnuit 3-4 Hz la mașinile moderne, iar rigiditatea izolatorilor este prea mică pentru a asigura o funcționare bună a mașinii de țesut. Comparativ cu masa totală a mașinii de țesut masa vătalei este o parte apreciabilă din aceasta.

2. Suveica, ce este acționată de o forță percutantă. Complexitatea mecanismului folosit pentru acest scop face ca natura și direcția exactă a acestei percuții să poate fi determinată.

3. Transmisiile prin came, care sunt frecvent utilizate în industria textilă. Funcționarea mecanismelor cu camă este însoțită uneori de șocuri care apar la modificarea bruscă a mărimii sau direcției forței de contact dintre camă și tachtet.

4. Mecanismele de formare a rostului, care produc vibrații prin mișcarea alternativă de ridicare și respectiv coborâre a itelor.

După cum s-a amintit anterior, mecanismele mașinii de țesut executând fiecare în parte câte o mișcare periodică, vibrația rezultată este complexă. Pentru studiul acestor vibrații complexe se determină și se analizează spectrul Fourier [49], [53], [55], [65].

Se vor analiza datele măsurate experimental urmărind diagrama ciclică de funcționare a mașinii de țesut.

4.3. Aparatura utilizată pentru determinarea vibrațiilor

Factorul principal de care s-a ținut seama în alegerea aparaturii utilizate a fost mărimea ce urma să fie determinată. Au fost luate de asemenea în considerare: direcția măsurării, domeniul de frecvențe și de amplitudini, durata totală a înregistrării dar și de metoda de analizare a rezultatelor [20], [26], [34], [86], [87], [112]. Astfel, aparatura utilizată pentru determinarea vibrațiilor a constat din: un accelerometru seismic (piezoelectric), amplificatorul de sarcină 2635 Bruel&Kjaer 1-1000mV, calibratorul pentru accelerometre & preamplificator 4292 Bruel&Kjaer, placa de achiziție DasCard 1000 Keithley Metrabyte, un laptop DELL cu programul specific de achiziții date TestPoint [26], [36], [60], [106].



Fig4.1. Accelerometru seismic

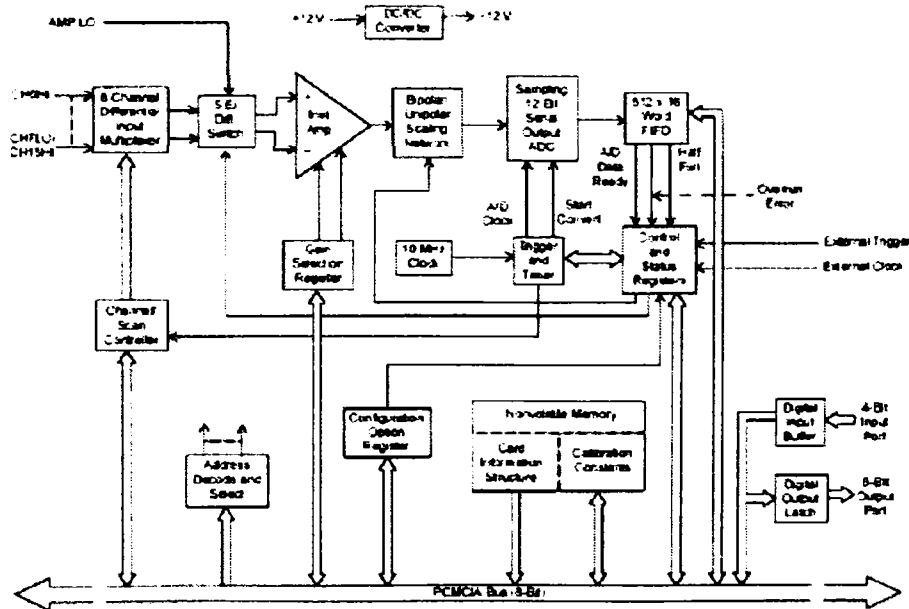


Fig.4. 2. Schema de funcționare a plăcii de achiziții DasCard-1000

Placa de achiziții se conectează în mufa PCMCIA a laptopului. Viteza maximă de achiziții pentru placa de achiziții este de 140 000 eşantioane/secundă. Placa DasCard 1000 Keithley Metrabyte poate achiziționa semnal pe 16 canale (sau 8 canale dacă funcționează în regim diferențial), tensiunea maximă fiind de $\pm 5V$. Pentru această placă de achiziții este necesară conectarea prin intermediul unui cablu special CAB-1000 la placa cu terminale cu șurub tip STP-37. La această placă se pot conecta cablurile ce transportă semnalul de la ieșirea din amplificatorul de sarcină B&K 2635.

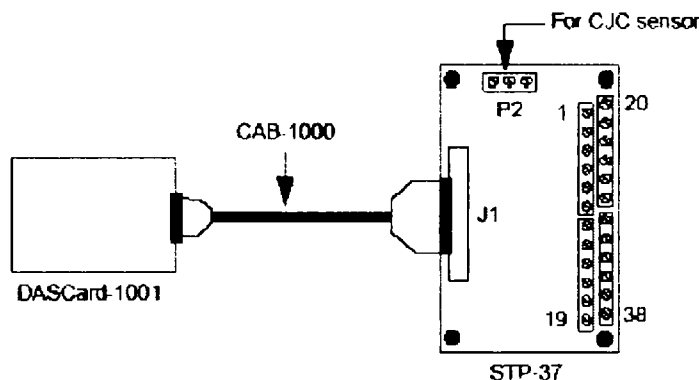


Fig.4.3. Placa cu terminale cu șurub tip STP-37 la care se conectează ieșirile de la amplificatorul de sarcină

Amplificatorul de sarcină Bruel & Kjaer 2635 convertește sarcina dată de accelerometrul seismic de construcție piezoelectrică în tensiune, aceasta fiind proporțională cu accelerația măsurată de accelerometru. Este de menționat că pentru a acoperi întreaga scală de valori care poate fi citită de placa de achiziții, se va face un reglaj de sensibilitate, astfel încât semnalul de ieșire va fi multiplicat cu un coeficient prestabilit. Practic, prin acest sistem de achiziție, semnalul achiziționat de accelerometrul seismic este digitalizat într-un fișier de date pe calculatorul portabil.

Pentru calibrarea accelerometrului s-a folosit un calibrator de accelerometre Bruel & Kjaer tip 4292. Accelerometrul seismic este fixat în partea superioară a calibratorului pe banda metalică. Calibratorul se pornește, amplitudinea mișcării vibratorii a benzii pe care este fixat accelerometrul se mărește continuu, până când în semnalul achiziționat apare o mică deformare a curbei sinusoidale. Acest moment se poate determina și pe cale auditivă, în momentul în care bila care trebuie să se desprindă la accelerație mai mare de 1g se va auzi un zgomot metallic. Acest zgomot este datorat desprinderii și ciocnirii bilei, deci a depășirii accelerației de $9.81m/s^2$. Semnalul achiziționat la momentul acesta corespunde unei accelerații de $9.81m/s^2$. Achiziționarea semnalului se face cu ajutorul programului specializat pentru achiziții de date TestPoint existent în Laboratorul de Vibrații al Catedrei de Mecanică și Vibrații.

4.4. Prelucrarea datelor experimentale obținute în urma măsurătorilor de vibrații efectuate pe mașina de țesut STB

S-au fixat 5 puncte pe mașina de țesut neconvențională **STB 216** în care au fost măsurate vibrațiile.

În fiecare punct s-a plasat traductorul de măsură pentru determinarea vibrațiilor longitudinale, transversale și verticale. Pozițiile traductorului fiecare punct de măsură sunt indicate în figurile 4.7, 4.14, 4.21, 4.37, 4.51 și 4.61.

Pentru identificarea datelor măsurate, punctele în care s-au efectuat determinările s-au notat prin A1, A2, A3, A4, A5, având și indicele (L, T, V) care marchează direcția după care a fost determinată vibrația (longitudinală, transversală, respectiv verticală).

Prelucrarea datelor experimentale în Matlab.

Pentru prelucrarea datelor experimentale s-a utilizat programul Matlab în care importarea datelor se face din fișiere Excel (Anexa5). Inițial datele experimentale au fost salvate automat în fișiere text A1.txt. Transferarea datelor în Excel și importarea acestora în Matlab a fost o soluție de optimizare deoarece permite citirea doar a anumitor date dacă este necesar. Astfel, dacă se dorește analiza doar pe un anumit interval de timp se citesc datele pe intervalul respectiv. Pentru exemplificarea modului în care s-a realizat prelucrarea datelor se prezintă unul dintre programele realizate în care s-a aplicat Transformata Fourier și funcții ale programului Matlab.

```
T=0:.0002:9.9998;
a=xlsread('A1L.xls');
figure
plot(t,a),ylabel('Acceleratia[m/s^2]'),xlabel('timp[s]'),axis([0 1 -5 5]);
Y=fft(a);
q=abs(Y);
plot(q)
plot(Y,'ro')
title('Fourier Coefficients in the Complex Plane');
xlabel('Real Axis');
ylabel('Imaginary Axis');
N1 = 64;
N2 = 128;
N3 = 256;
N4=20000;
Y1 = abs(fft(a,N1));
Y2 = abs(fft(a,N2));
Y3 = abs(fft(a,N3));
Y4 = abs(fft(a,N4));
f1 = [0 : N1 - 1]/N1;
f2 = [0 : N2 - 1]/N2;
f3 = [0 : N3 - 1]/N3;
f4 = [0 : N4 - 1]/N4;
subplot(4,1,1)
plot(f1,Y1,'-x'),xlabel('Frecventa(Hz)'), ylabel('Amplitudinea acceleratiei
[m/s^2]'),title('N = 64'),axis([0 1 0 2])
```

```

subplot(4,1,2)
plot(f2,Y2,'-x'),xlabel ('Frecventa(Hz)'), ylabel('Amplitudinea acceleratiei
[m/s^2]'),title('N = 128'),axis([0 1 0 2])
subplot(4,1,3)
plot(f3,Y3,'-x'),xlabel ('Frecventa(Hz)'), ylabel('Amplitudinea acceleratiei
[m/s^2]'),title('N = 256'),axis([0 1 0 2])
subplot(4,1,4)
plot(f4,Y4,'-x'),xlabel ('Frecventa(Hz)'), ylabel('Amplitudinea acceleratiei
[m/s^2]'),title('N = 20000'),axis([0 1 0 110])

```

Secvența de program pentru citirea datelor este:

```

t=0:.0002:9.9998;
a=xlsread('A1L.xls');

```

(4.1)

Se citesc astfel 50000 de date a căror frecvență de eșantionare este $f_s=5000$ Hz, iar timpul după care are loc fiecare citire este $dt = \frac{1}{f_s} = \frac{1}{5000} = 0.0002s$.

Intervalul total de măsurare a fost de 10s. Prin funcția „xlsread” se citesc din fișierul .xls cele 50000 de valori.

Pentru reprezentarea grafică a semnalului inițial preluat de la traductor secvența de program este:

```

figure
plot(t,a),ylabel('Acceleratia[m/s^2]'),xlabel('timp[s]'), axis([0 1 -5 5]);

```

(4.2)

După rulare rezultă graficul accelerației în funcție de timp, figura 4.4.

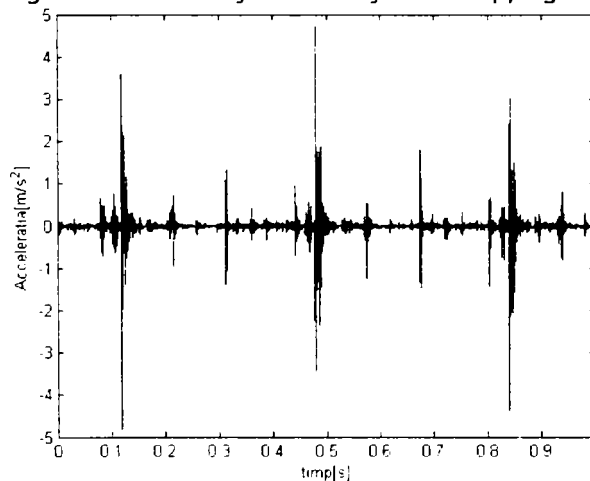


Fig.4.4. Reprezentarea grafică a semnalului inițial în funcție de timp

Transformata Fourier Rapidă (FFT) se determină în Matlab aplicând funcția:

```

Y=fft(a);

```

(4.2)

în care: $[a]$ este matricea care conține datele inițiale; Y este rezultatul obținut în urma transformatei ale cărei componente sunt numerele complexe reprezentând transformata Fourier.

Distribuția coeficienților complecși ai transformatei Fourier se obține în planul complex (figura 4.5.) care este dificil de interpretat deoarece nu oferă informații asupra amplitudinii vibrației și nici a frecvenței.

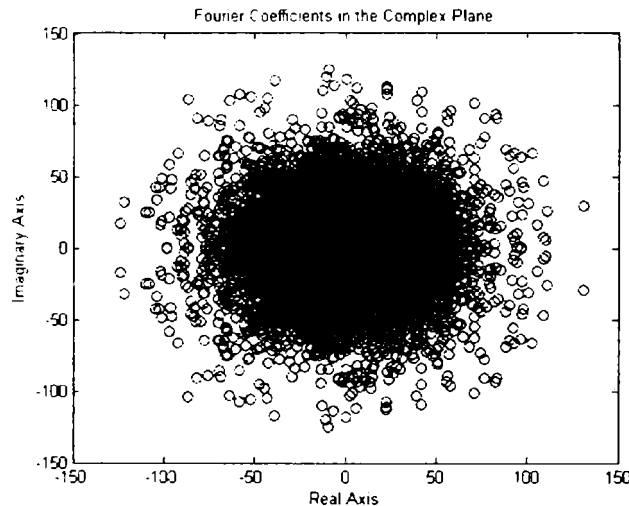


Fig. 4.5. Reprezentarea coeficienților Fourier în planul complex

Pentru determinarea amplitudinii spectrului se tastează funcția:

$$\text{abs}(Y) \quad (4.3)$$

Această funcție determină mărimea amplitudinii transformatei prin relația:

$$\text{abs}(Y) = \sqrt{\text{Re}(Y)^2 + \text{Im}(Y)^2} \quad (4.4)$$

în care $\text{Re}(Y)$ și $\text{Im}(Y)$ reprezintă coeficienții reali, respectiv coeficienții complecși ai transformatei.

Pentru studiul vibrațiilor este necesar însă un alt mod de interpretare mai complex care să ofere date privind amplitudinile maxime ale spectrelor precum și valorile de frecvențelor corespunzătoare acestora. Aceasta presupune determinarea spectrului Fourier, respectiv determinarea amplitudinii vibrației în funcție de frecvență [96], [107], [109], [112], [113], [134], [135].

O problemă care a apărut la prelucrarea datelor, a fost legată de algoritmul de calcul utilizat. De obicei, calculul numeric este realizat folosind un algoritm de viteză de calcul maximă, care este algoritmul Transformatei Fourier Rapide (algoritmul FFT)[57]. Numărul de eșantioane ale semnalului trebuie să fie de forma 2^n , cu n număr întreg (de exemplu: 32, 64, 128, 256, 512, 1024...). Dacă se calculează FFT în N puncte comanda Matlab este:

$$Y = \text{fft}(a, N) \quad (4.5)$$

În cazul în care N nu este de forma 2^n , funcția `fft` generează același rezultat, dar timpul de calcul crește sensibil [12]. De fapt, algoritmul de calcul este încetinit, programul aplicând un alt algoritm de calcul și anume: pentru $N = 2^n$

algoritmul este cel al Transformatei Fourier Rapide iar pentru celelalte puncte se aplică Transformata Fourier Discretă.

Astfel, dacă se determină transformata Fourier în patru situații pentru $N_1 = 64$, $N_2 = 128$, $N_3 = 256$, $N_4 = 20000$ se observă, analizând graficele din figura 4.6, că toate curbele au aceeași formă diferențierea fiind dată doar prin numărul de eșantioane utilizate pentru aproximare.

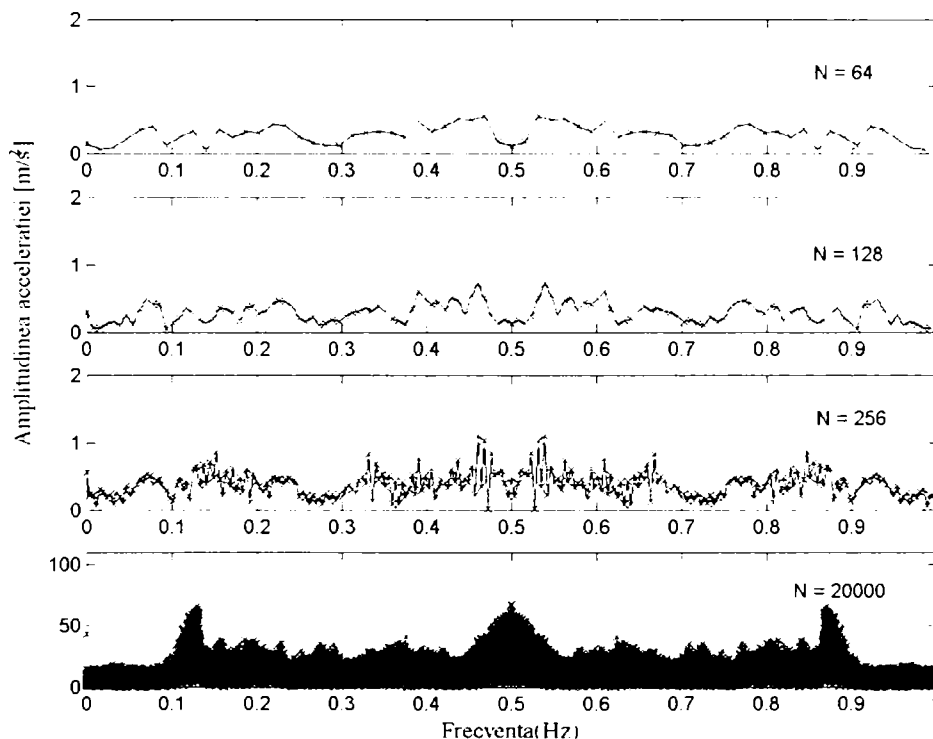


Fig.4.6. Amplitudinea accelerației determinată prin FFT

Astfel, pentru analiza semnalelor înregistrate se aplică Transformata Fourier Rapidă fără a preciza numărul de puncte în transformată. Pentru a verifica precizia transformării, s-a aplicat FFT asupra datelor iar apoi rezultatul s-a prelucrat prin IFFT. S-a observat că după două transformări, nu există diferențe între funcția inițială și funcția rezultată.

Pentru identificarea surselor de vibrații în cazul mașinilor de țesut se face un studiu al procesului de funcționare. Astfel, în spectrul de frecvență, se identifică frecvențele corespunzătoare acestor surse [22], [38], [40], [96]. Pentru reprezentarea spectrelor de amplitudine se va reprezenta doar prima jumătate din valori, restul fiind complex conjugate.

Analiza în frecvență conduce atât la vizualizarea unor componente de amplitudine mare cât și la determinarea frecvenței corespunzătoare acestora.

Analiza în frecvență este dificil de aplicat în cazul mașinilor de țesut. În timpul procesului de țesere toate mecanismele mașinii sunt în funcțiune. Complexitatea acestor mecanisme nu permite însă determinarea exactă a pulsațiilor forțelor perturbatoare. În cazul în care aceste pulsații proprii ar fi putut fi determinate teoretic ar fi fost posibilă și identificarea lor în spectrele determinate în frecvență [52], [70], [80], [88], [89], [97], [99].

În studiul vibrațiilor mașinilor de țesut s-au analizat spectrele amplitudinilor accelerației în funcție de timp. Acest studiu s-a realizat pornind de la mișcarea fiecărui mecanism al mașinii utilizând fazele de funcționare ale mașinii de țesut STB 216 ce corespund unei rotații complete a arborelui principal și reprezintă stadiul de funcționare sau repaus al fiecărui mecanism în acest timp.

Faza I - mecanismul de formare a rostului ridică ițele, firele de urzeală formând un rost deschis;

- mecanismul de urzeală debitează o cantitate de urzeală corespunzătoare unui element de țesătură;
- mecanismul vătălă se deplasează spre poziția extremă spate;
- mecanismul de lansare se torsionează.

Faza II- Mecanismul de formare a rostului păstrează rostul deschis;

- regulatorul de urzeală este în repaus;
- vătala este în repaus;
- este lansat proiectilul de către mecanismul de lansare introducându-se firul de bătătură în rost;

Faza III - mecanismul de formare a rostului coboară ițele;

- regulatorul de urzeală este în repaus;
- vătala se deplasează spre poziția extremă față și îndeasă firul de bătătură;
- mecanismul de lansare este în repaus;
- regulatorul de țesătură înfășoară pe sulul de țesătură elementul de țesătură format.

În tabelul 4.1 este prezentată diagrama ciclică a funcționării mecanismelor mașinii de țesut STB. Timpii corespunzători fiecărei faze de funcționare a mecanismelor au fost calculați în funcție de unghiul de rotire al arborelui principal [120].

a) Determinarea diagramei ciclice a mecanismului de formare a rostului.

Ciclul de mișcare al unei ițe corespunde, în timp, cu două rotații complete ale arborelui principal al mașinii. În funcție de unghiul de rotire al arborelui principal se determină timpii corespunzători funcționării iței.

- α_1 - unghiul de rotație al arborelui principal corespunzător ridicării iței;
- α_2 - unghiul de rotație al arborelui principal corespunzător staționării iței ridicate;
- α_3 - unghiul de rotație al arborelui principal corespunzător coborării iței;
- α_4 unghiul de rotație al arborelui principal corespunzător staționării iței coborâte.

Considerând că viteza unghiulară a arborelui principal este constantă și notând timpii corespunzători mișcării iței cu t_1 , t_2 , t_3 , și respectiv t_4 se scrie:

$$\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4 = 720^\circ \quad (4.6)$$

$$t_1 + t_2 + t_3 + t_4 = T$$

În care: $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ și α_4 - reprezintă unghiurile de rotire ale arborelui principal corespunzătoare fiecărei faze de funcționare a itelor; t_1, t_2, t_3, t_4 reprezintă timpii corespunzători fiecărei faze; T - reprezintă durata a două rotații ale arborelui principal.

Cunoscând turația mașinii de țesut STB, $n=250$ rot/min se obține:

$$T = 2 \cdot \frac{60}{n} \text{ [s]} \quad (4.7)$$

În funcționarea mecanismului de formare a rostului unghiurile de rotire ale arborelui principal corespunzătoare ridicării și respectiv coborârii itei sunt egale: $\alpha_1 = \alpha_3 = 180^0$; de asemenea sunt egale și unghiurile de staționare ale itei în cele două poziții, inferioară și respectiv superioară $\alpha_2 = \alpha_4 = 40^0$.

După efectuarea calculelor rezultă: $t_1 = t_3 = 0.120$ s; $t_2 = t_4 = 0.027$ s.

b) Determinarea diagramei ciclice pentru mecanismul regulator de urzeală

În cazul mecanismului regulator de urzeală ciclograma mecanismului este dată de următoarele unghiuri de rotire ale arbore principal:

- $\alpha_1 = 215^0$ - unghiul de rotire al arborelui principal al mașinii de țesut corespunzător căruia regulatorul de țesătura regulatorul eliberează o cantitate de urzeală necesară formării unui element de țesătură;

- $\alpha_2 = 85^0$ - unghiul de rotire al arborelui principal al mașinii de țesut revenirii mecanismului regulator de urzeală;

- $\alpha_3 = 290^0$ - unghiul de rotire al arborelui principal pentru care mecanismul regulator de urzeală staționează.

c) Determinarea diagramei ciclice pentru mecanismul vătălă

Pentru mașina de țesut STB 216 pentru care s-au efectuat determinările experimentale ciclograma mecanismului este dată de unghiurile:

- $\alpha_1 = 70^0$ - unghiul de rotire al arborelui principal în timpul mișcării vătălei spre poziția extremă din față;

- $\alpha_2 = 70^0$ - unghiul de rotire al arborelui principal în timpul mișcării vătălei spre poziția extremă din spate;

- $\alpha_3 = 220^0$ - unghiul de rotire al arborelui principal corespunzător staționării vătălei în poziția extremă din spate.

d) Determinarea diagramei ciclice pentru mecanismul de lansare.

Diagrama ciclică a mecanismului de lansare se realizează urmărind cele patru faze ale ciclului complet corespunzător unei rotații a arborelui principal. Un ciclu de funcționare al mecanismului de lansare se caracterizează prin unghiurile de fază:

$$\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4 = 360^0 \quad (4.8)$$

în care:

- $\alpha_1 = 306^\circ$ - unghiul de rotire al arborelui principal în timpul corespunzător încărcării cu energie potențială a barei de torsiune;
- $\alpha_2 = 45^\circ$ - unghiul de rotire al arborelui principal corespunzător ridicării microproiectilului de pe transportor;
- $\alpha_3 = 1^\circ$ - unghiul de rotire al arborelui principal corespunzător staționării mecanismului de lansare;
- $\alpha_4 = 8^\circ$ - unghiul de rotire al arborelui principal corespunzător lansării microproiectilului.

Timpii corespunzători fiecărui unghi de rotire al arborelui principal în funcționarea mecanismului de lansare sunt calculați și prezentați în tabelul 4.1.

Tabelul 4.1 Ciclograma de funcționare a mecanismelor

Unghiul de rotire Ap	0	70°	140°	180°	200°	215°	220°	290°	306°	351°	352°	360°	
Unghiul de rotire Ap													
Timpi													
Mecanism de formare a rostului	Ridicarea iței Coborârea iței $t = 0.120$ s			Staționarea iței în poziția superioară și respectiv staționarea iței în poziția inferioară $t = (0.120 - 0.143)$ s			Coborârea iței Ridicarea iței $t = (0.143 - 0.240)$ s						
Regulator de urzeală	Cursa activă – regulatorul eliberează o cantitate de urzeală necesară formării unui element de țesătură $t = (0 - 0.133)$ s						Revenire $t = (0.133 - 0.193)$ s		Staționare $t = (0.193 - 0.240)$ s				
Mecanism vătălă	Deplasare spre poziția extremă față $t = (0 - 0.046)$ s		Deplasare spre poziția extremă spate $t = (0.046 - 0.093)$ s		Staționare $t = (0.093 - 0.240)$ s								
Mecanismul de lansare	Încărcarea cu energie a barei de torsiune $t = (0 - 0.204)$ s							Ridicarea proiectilului $t = (0.204 - 0.234)$ s $t_2 = 0.030$ s		Repaus $t_3 = 0.000667$ s		Lansarea $t = (0.234 - 0.240)$ s $t_4 = 0.005$ s	

În intervalul de 1 s pe care s-a reprezentat semnalul inițial au loc 4 lansări. În Tabelul 4.1 se prezintă valorile de timp corespunzătoare fiecărei lansări și unghiurile de rotație corespunzătoare pentru arborele principal al mașinii.

Astfel prima lansare are loc la $t = 0.234$ s, a doua lansare la $t = 0.474$ s, a treia lansare la $t = 0.713$ s iar a patra lansare la $t = 0.947$ s. Fiecare lansare durează 0.005 s.

Lansarea are loc după $t = t_1 + t_2 + t_3 = 0.234$ s durează 0.005 s.

Din analiza funcționării fiecărui mecanism al mașinii de țesut acestea pot transmite vibrații întregii mașini de țesut, în special după următoarele direcții:

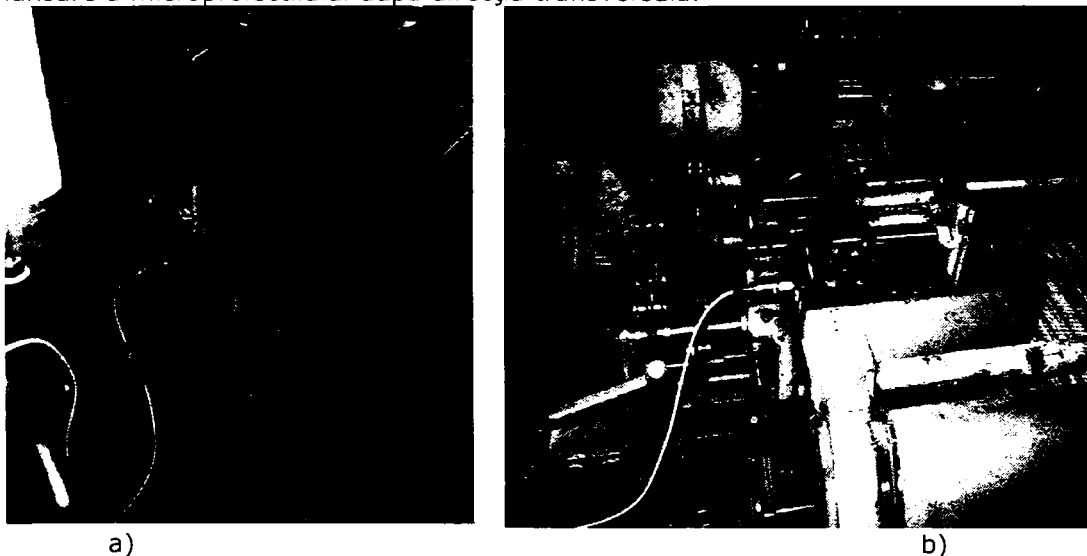
- Vătala după direcțiile verticală și longitudinală ale mașinii;
- Mecanismul de formare a rostului după direcție verticală și longitudinală;
- Regulatorul de urzeală după direcție longitudinală și verticală;
- Mecanismul de lansare după direcție verticală și transversală.

Deoarece mașina de țesut reprezintă un ansamblu de elemente rigidizate între ele, vibrațiile rezultante se transmit batiului și celorlalte elemente după toate direcțiile. Pentru identificarea direcțiilor după care se transmit vibrațiile acestea se aleg astfel: direcția longitudinală corespunde cu sensul firelor de urzeală, direcția transversală coincide direcția arborilor mașinii, iar direcția verticală este perpendiculară pe pardoseală.

A1.Traductorul poziționat pe carcasa casetei de lansare a microproiectilului

- **Traductorul poziționat direcția transversală (punctul măsurare A1T)**

Primele determinări au fost efectuate poziționând traductorul pe carcasa de lansare a microproiectilului după direcția transversală.



a)

b)

Fig. 4.7. Traductorul este fixat pe carcasa casetei de lansare a microproiectilului după direcția transversală

Diagrama accelerațiilor în funcție de timp, în cazul în care vibrațiile sunt măsurate în punctul A1T (pe carcasa casetei de lansare după direcție transversală), este reprezentată în figura 4.8.

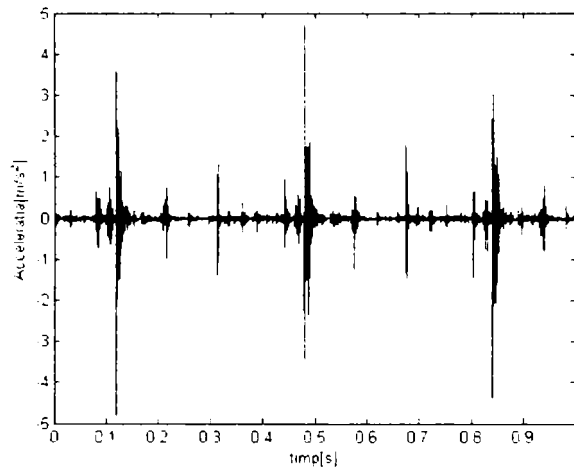


Fig. 4.8. Reprezentarea accelerației în funcție de timp când traductorul este fixat în punctul A1T

Se observă un maxim al accelerațiilor $a = 3.6 \text{ m/s}^2$ pentru $t = 0.119 \text{ s}$. Această valoare a timpului corespunde intervalului în care acționează mecanismul de formare a rostului între $0-180^\circ$ având loc ridicarea iței ($t = 0.120 \text{ s}$). În intervalul de timp reprezentat în figura 4.9 pentru $t = 1 \text{ s}$ au loc 4 lansări ale microproiectilului. Arborele principal efectuează în acest interval o rotație completă de 360° . Se observă astfel un maxim al accelerației $a = 0.7 \text{ m/s}^2$ la $t = 0.480 \text{ s}$.

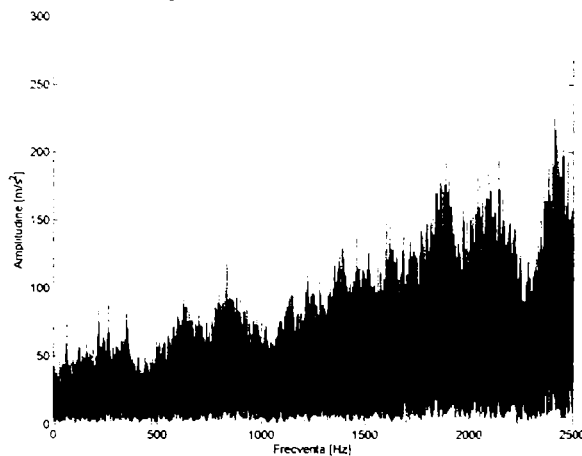


Fig. 4.9. Spectrul amplitudinilor accelerației în punctul A1T

Spectrul amplitudinilor accelerațiilor (figura 4.9) în funcție de frecvență nu oferă informații despre momentul de timp la care apar valori maxime.

Se studiază intervalul de frecvențe între 1500-2200 Hz unde se observă un vârf de amplitudine în spectrul Fourier. Se observă astfel că apare o amplitudine maximă de 284.125 mm corespunzătoare unei frecvențe 1880 Hz.

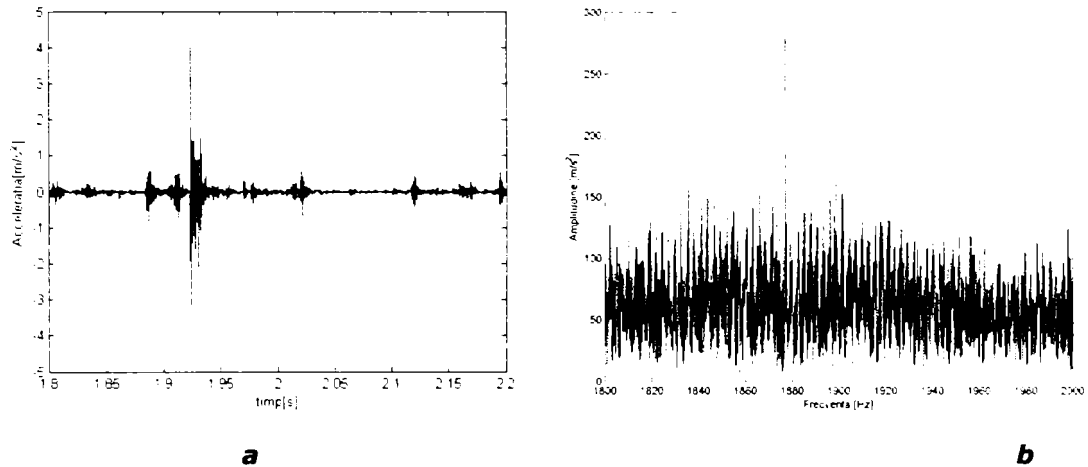


Fig. 4.10. Analiza semnalului corespunzător, în punctul A1T, pentru intervalul de frecvențe 1800-2200 Hz

Pentru a se determina amplitudinile maxime ale accelerațiilor și momentul de timp corespunzător acestora spectrul se reprezintă grafic în funcție de timp în figura 4.11, care se analizează pentru corelarea vârfurilor de amplitudine cu timpul corespunzător funcționării mecanismelor mașinii de țesut pe intervalul (0.1s - 0.2s).

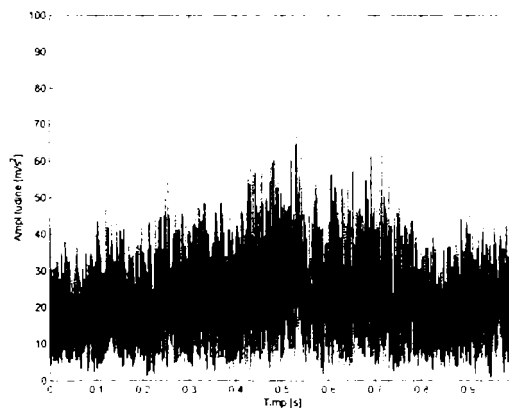


Fig. 4.11. Reprezentarea amplitudinilor accelerațiilor în funcție de timp în punctul A1T

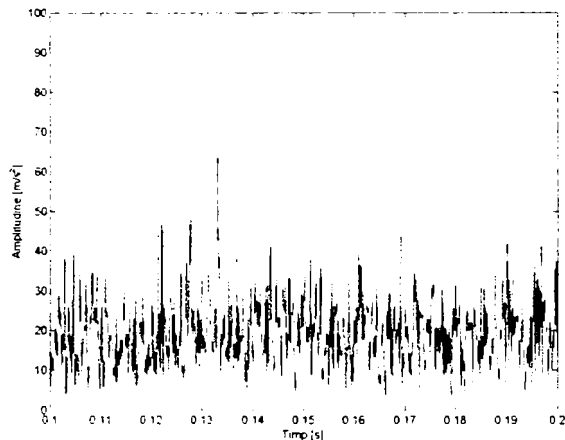


Fig.4.12. Reprezentarea amplitudinilor, în punctul A1T, pe intervalul (0.1 - 0.2) s

În acest interval de timp bara de torsiune a mecanismului de lansare se încarcă cu energie potențială. Concomitent cu mecanismul de lansare acționează și regulatorul de urzeală care efectuează cursa activă și debitează urzeală, cursa activă a regulatorului de urzeală este în intervalul de timp $t=(0 - 0.133)s$. Pentru identificarea momentelor corespunzătoare vârfurilor de amplitudine, se analizează figura 4.13 pe intervalul de timp (0.2 - 0.3)s.

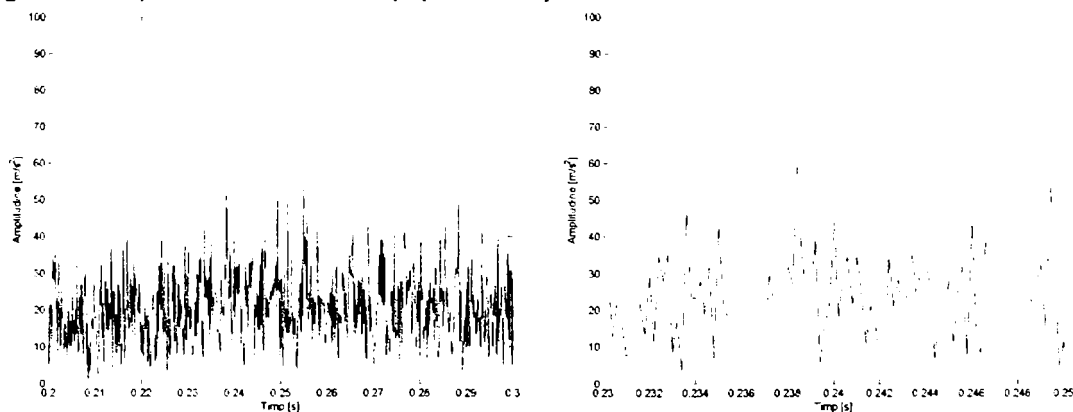


Fig.4.13. Reprezentarea amplitudinilor, în punctul A1T, pe intervalul (0.2 - 0.3) s

Se observă din figura 4.13 un vârf de amplitudine corespunzător momentului de timp $t = 0.234s$ când se lansează microproiectilul. Un alt vârf în amplitudine apare momentul de timp $t = 0.2385s$ corespunzător încheierii procesului de lansare (lansarea microproiectilului durează $t = 0.005s$).

Astfel, se poate preciza că vibrațiile transmise carcasei de lansare a microproiectilului după direcție transversală a mașinii de datorează în principal mecanismului de lansare și mecanismului regulator de urzeală.

- **Traductor poziționat pe carcasa casetei de lansare a microproiectilului după direcția verticală (punctul de măsurare A1V – figura 4.14)**

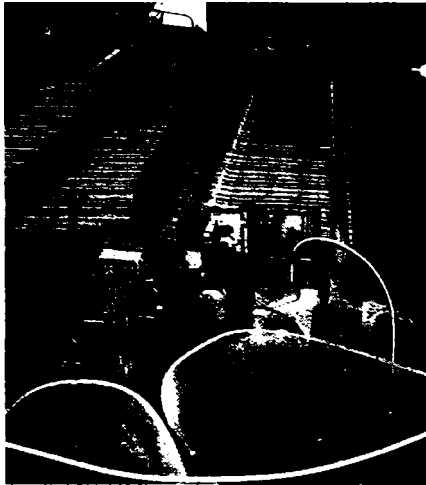


Fig.4.14. Traductorul este fixat pe carcasa casetei de lansare a microproiectilului după direcția verticală

Diagrama accelerațiilor în funcție de timp când vibrațiile sunt determinate în punctul A1V (pe carcasa casetei de lansare pe direcție verticală) este reprezentată în figura 4.15.

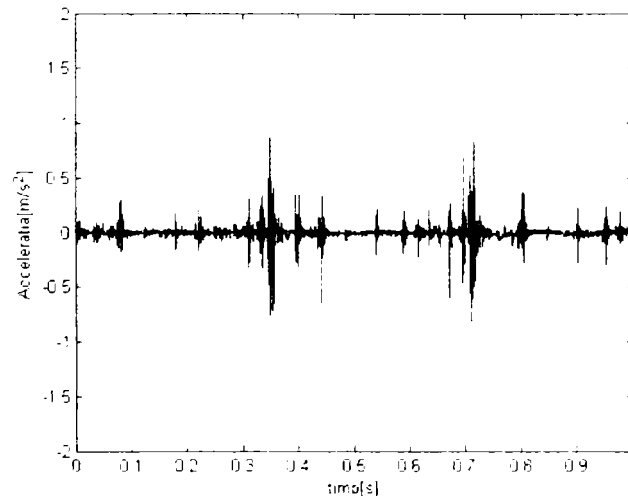


Fig.4.15. Reprezentarea accelerației în funcție de timp când traductorul este fixat în punctul A1V

Valoarea maximă a accelerației este 0.9m/s^2 și corespunde momentului $t = 0.350$ s. Din reprezentarea spectrului amplitudinilor accelerației în funcție de frecvență, figura 4.16 nu se obțin informații referitoare la momentul de timp corespunzător fiecărui maxim al amplitudinii.

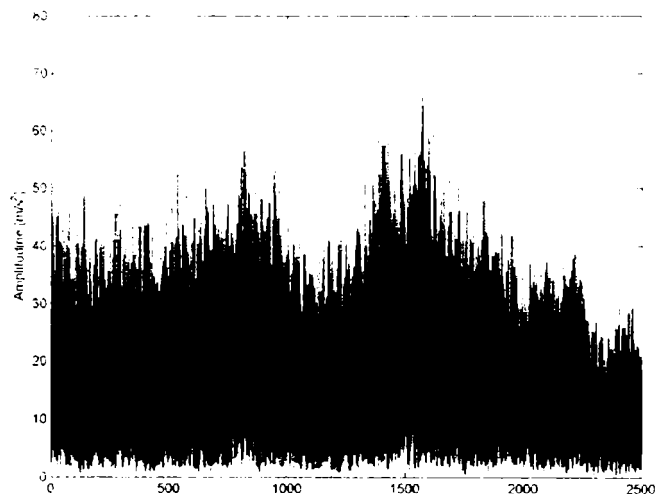


Fig.4.16. Spectrul amplitudinilor în punctul A1V

Pentru determinarea amplitudinilor maxime ale accelerației acestea se reprezintă în funcție de timp, figura 4.17a și 4.17b.

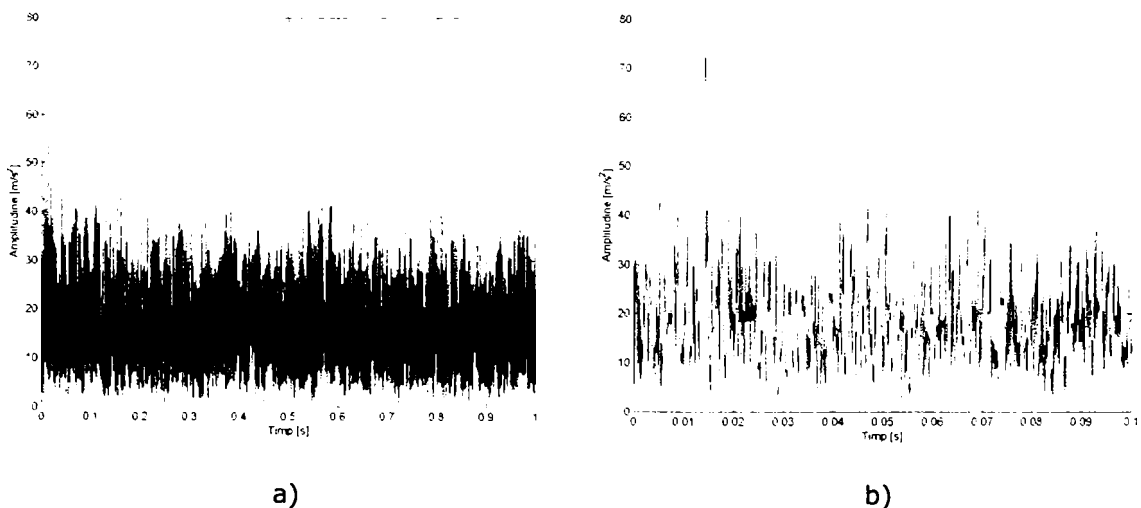


Fig. 4.17. Reprezentarea amplitudinilor în funcție de timp în punctul A1V

Analizând înregistrarea 4.17 b se observă că în intervalul de timp (0.01-0.02) s apare un vârf de amplitudine 75 m/s^2 . Mecanismul care transmite vibrații după o direcție verticală este mecanismul de formare a rostului care realizează ridicarea itelor în intervalul de timp $t = (0 - 0.12) \text{ s}$ dar și mecanismului vătălă care în intervalul $t = (0 - 0.046) \text{ s}$ se deplasează spre poziția extremă față. Mecanismul de lansare nu transmite vibrații după direcție verticală asupra casetei de lansare. Se poate spune că acest vârf de amplitudine se datorează în principal mecanismului de formare a rostului dar și mecanismului vătălă în momentul în care acesta începe să se deplaseze spre poziția extremă față.

- **Traductor poziționat după direcția longitudinală (punctul de măsurare A1L)**

Reprezentarea grafică a accelerațiilor în funcție de timp în cazul în care vibrațiile sunt determinate în punctul A1L (pe carcasa casetei de lansare pe direcție longitudinală) este reprezentată în figura 4.19a iar în figura 4.19b este reprezentat spectrul amplitudinilor accelerației în funcție de frecvență.



Fig.4.18. Traductorul este fixat pe carcasa casetei de lansare a microproiectilului după direcția longitudinală

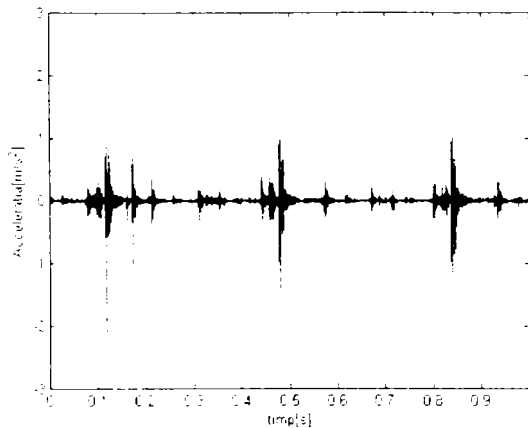


Fig.4.19a. Reprezentarea accelerației în funcție de timp când traductorul este fixat în punctul A1L

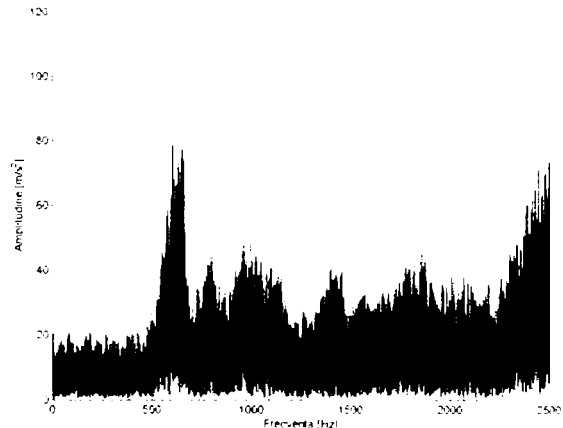


Fig. 4.19b. Spectrul amplitudinilor în punctul A1L

Pentru determinarea amplitudinilor accelerației și corelarea acestora cu funcționarea mecanismelor, acestea se reprezintă grafic în funcție de timp, figura 4.20a pe parcursul unei lansări. Se observă că amplitudinile accelerațiilor

reprezentate pentru $t = 1$ s prezintă un maxim în intervalul $t = (0 - 0.1)$ s. Pentru determinarea valorii se reprezintă modifică intervalul de reprezentare pentru $t = 0.25$ s, interval corespunzător unei lansări, figura 4.20 b.

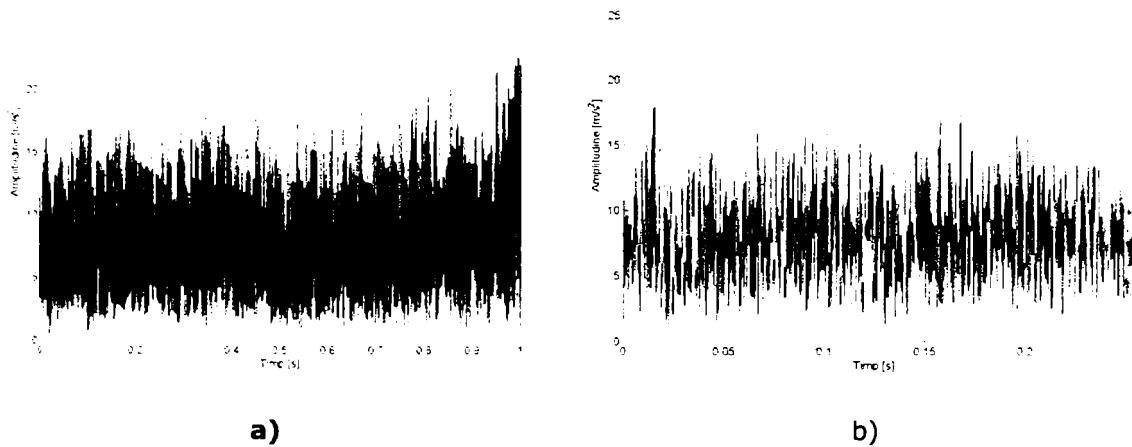


Fig.4.20. Reprezentarea amplitudinilor în funcție de timp în punctul A1L

Valoarea maximă a accelerației în această situație este 1.03 m/s^2 și corespunde pentru $t=0.12$ s. Astfel, vârful de amplitudine 21 m/s^2 corespunzător pentru $t = 0.014$ s se datorează în special acțiunii mecanismului de lansare.

A2. Traductorul poziționat pe batiul mașinii de țesut

- Traductorul este poziționat transversal pe batiul mașinii de țesut (punctul de măsurare A2T).

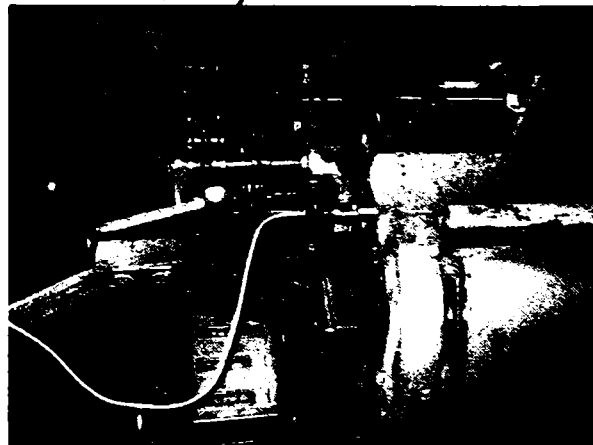


Fig.4.21. Traductor poziționat pe batiu după direcție transversală

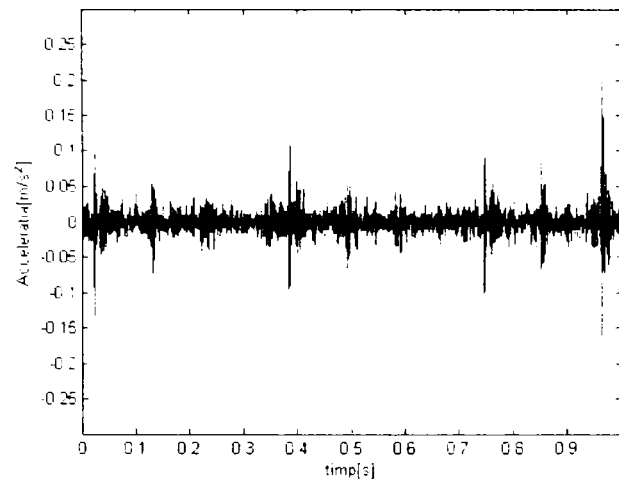


Fig. 4.22. Reprezentarea accelerației în funcție de timp când traductorul este fixat în punctul A2T

În cazul vibrațiilor transmise batiului acestea sunt vibrațiile care se transmit de la toate mecanismele mașinii de țesut. Vibrațiile de la vătălă se transmit batiului în principal după direcție longitudinală și verticală.

Spectrul amplitudinilor este prezentat în figura 4.23 iar în figura 4.24 este prezentat spectrul amplitudinilor în funcție de timp.

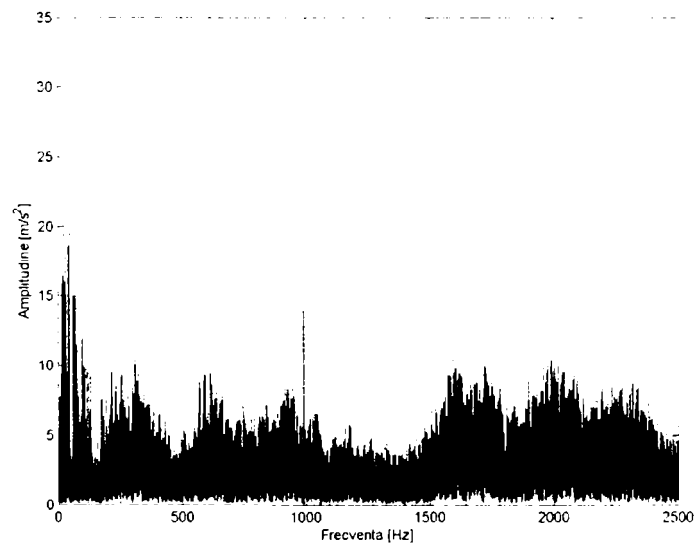


Fig. 4.23. Spectrul amplitudinilor în punctul A2T

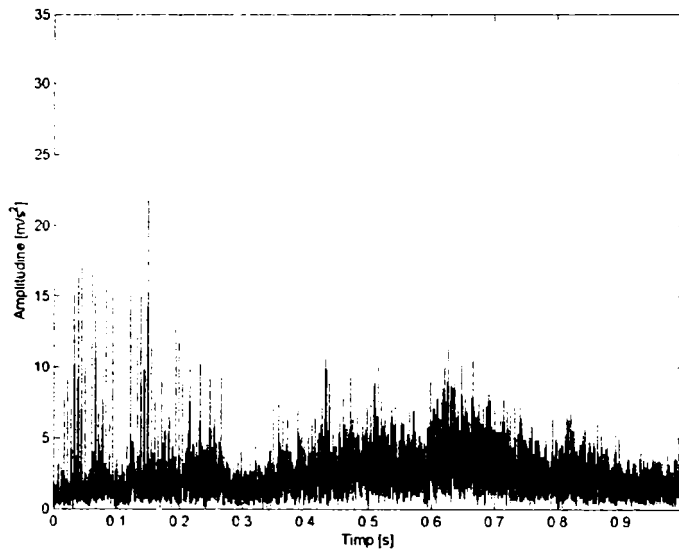


Fig. 4.24. Reprezentarea amplitudinilor în funcție de timp, în punctul A2T, pentru intervalul $t = (0 - 1)s$

Analizând figura 4.24 se observă că în intervalul 0-0.2 s apar în spectrul amplitudinilor accelerației valori maxime. Pentru determinarea acestor valori corelarea acestora cu funcționarea mecanismelor mașinii se studiază vibrațiile pe intervalul (0-0.234) s cât are loc o lansare.

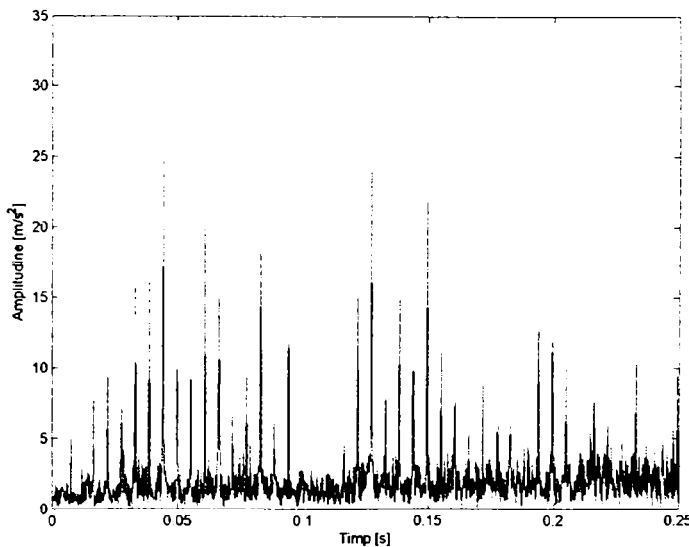


Fig. 4.25. Spectrul amplitudinilor în funcție de timp în punctul A2T pentru intervalul corespunzător unei lansări

Se observă că în intervalul corespunzător unei lansări apar mai multe vârfuri de amplitudine. Se reprezintă pe intervalul de timp (0-0.05)s.

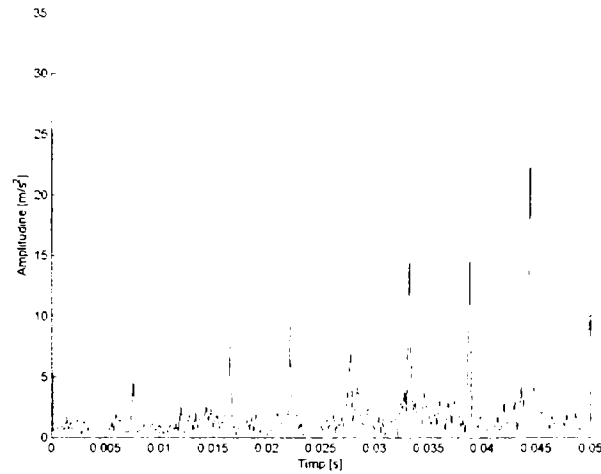


Fig. 4.26. Reprezentarea amplitudinilor în funcție de timp, în punctul A2T, pe intervalul $t = (0-0.05)$ s

Dacă se studiază vibrațiile pe intervalul $t = (0 - 0.05)$ s se observă că pentru $t = 0.046$ s (valoare de timp corespunzătoare momentului în care vătala ajunge în poziția extremă față) valoarea amplitudinii este: 25 mm/s^2 .

Din figura 4.25 se observă că alte vârfuri ale amplitudinii accelerației apar în pe parcursul unei lansări în intervalul $t = (0.1 - 0.2)$ s. Vibrațiile determinate pe intervalul $t = (0.1 - 0.2)$ s sunt prezentate în figura 4.27.

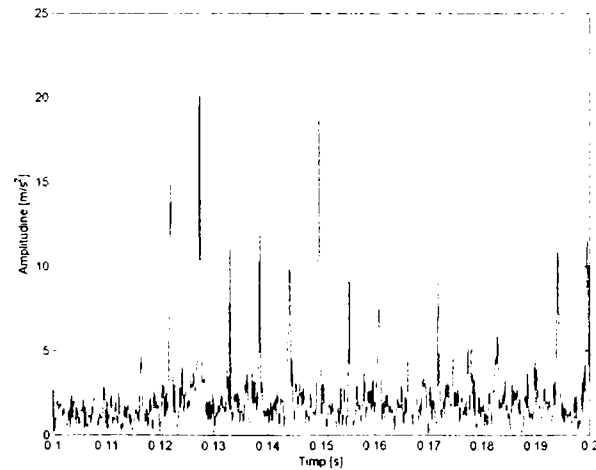


Fig. 4.27. Reprezentarea amplitudinilor în funcție de timp, în punctul A2T, pentru intervalul $t=(0.1-0.2)$ s

Din analiza figurii 4.27 se observă că în intervalul de timp (0-0.13 s) apare un maxim al amplitudinii accelerației de 24 mm/s^2 . În acest interval are loc cursa

activă a regulatorului de urzeală care eliberează o cantitate de urzeală. Un alt vârf al amplitudinilor accelerației apare în jurul valorii de 0.15 s și se datorează atât mecanismului de formare a rostului care în momentul $t = 0.143$ s începe coborârea iței cât și regulatorului de urzeală care începe faza de revenire.

- **Traductorul este poziționat pe batiul mașinii de țesut după direcția verticală (punctul de măsurare A2V)**

Modul de variație al accelerației transmise batiului după direcția verticală în funcție de timp este prezentat în figura 4.28.

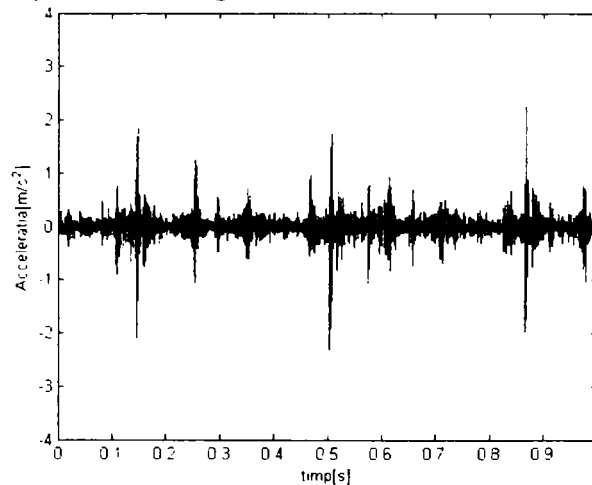


Fig. 4.28. Reprezentarea accelerației în funcție de timp când traductorul este fixat în punctul A2V

Pentru determinarea amplitudinilor maxime ale accelerației transmise batiului pe direcția verticală amplitudinile acestora sunt reprezentate în funcție de frecvență (figura 4.29) și în funcție de timp (figura 4.30) .

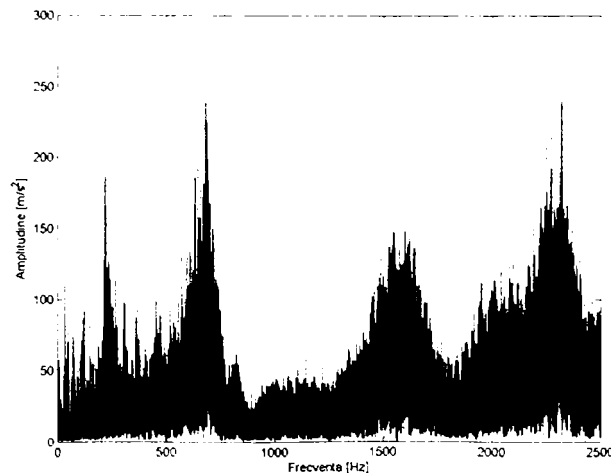


Fig.4.29. Spectrul amplitudinilor în punctul A2V

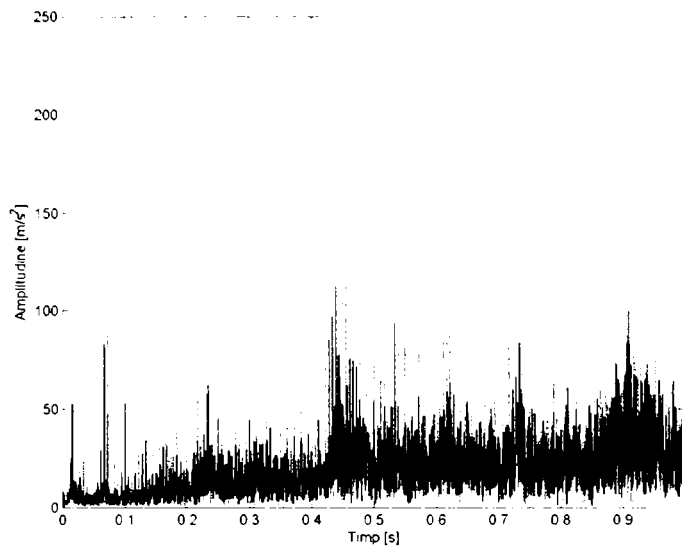


Fig. 4.30. Reprezentarea spectrului amplitudinilor accelerațiilor în funcție timp în punctul A2V

Se observă că în figura 4.30 apare un maxim al amplitudinii accelerației pentru un moment de timp situat în intervalul (0.4-0.5) s. Se reprezintă spectrul amplitudinilor doar pe intervalul 0.4-0.5s, figura 4.31. Valoarea amplitudinii accelerației corespunzătoare este $A=210 \text{ m/s}^2$ pentru $t = 0.445 \text{ s}$. Acest moment corespunde momentului în care are loc cea de a doua lansare a micropiectilului.

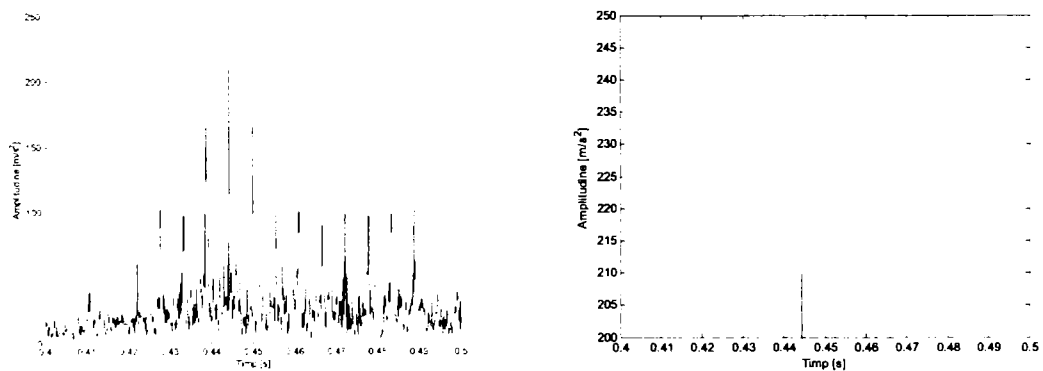


Fig.4.31. Reprezentarea amplitudinilor în funcție timp, în punctul A2V, pentru intervalul (0.4 - 0.5) s

Pentru o lansare se studiază spectrul amplitudinilor accelerației pe intervalul de timp (0 - 0.25) s.

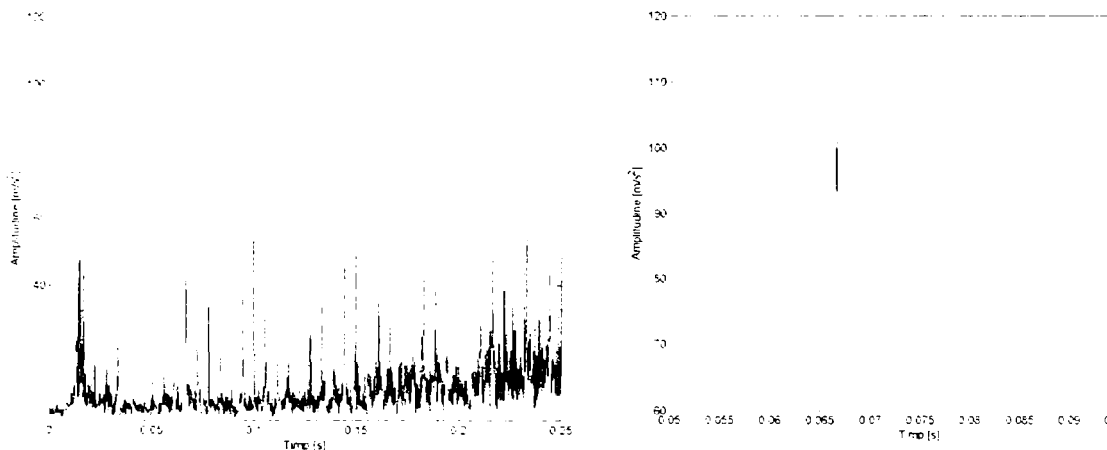


Fig.4.32. Reprezentarea amplitudinilor în funcție timp, în punctul A2V, pentru intervalul (0 - 0.25) s

Se observă că o valoare maximă a amplitudinii $A=115\text{m/s}^2$ apare în intervalul de timp (0.05 - 0.1)s corespunzătoare intervalului în care vătala se deplasează spre poziția extremă spate.

- **Traductor poziționat pe direcția longitudinală (punctul de măsurare A2L - figura 4.33)**

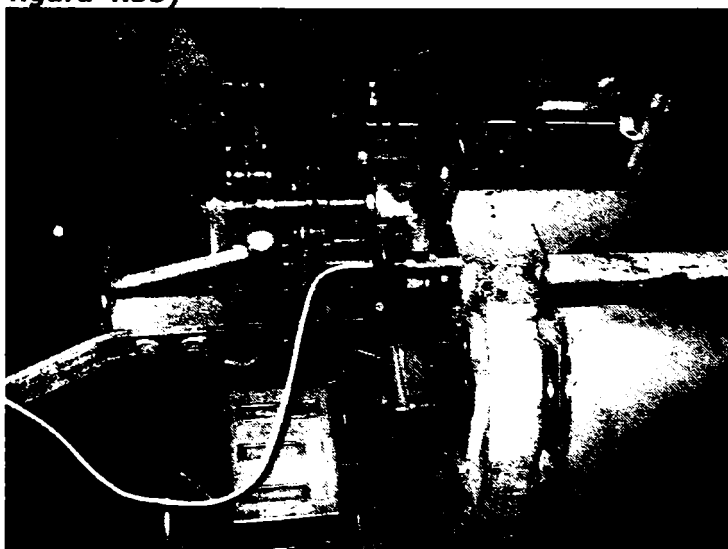


Fig. 4.33. Traductor poziționat pe batiu după direcție longitudinală

Variația accelerației măsurate, când traductorul este poziționat pe batiul mașinii de țesut după direcția longitudinală, în funcție de timp este reprezentată în figura 4.34, iar în figura 4.35 este reprezentată amplitudinea accelerației în funcție de frecvență în această situație.

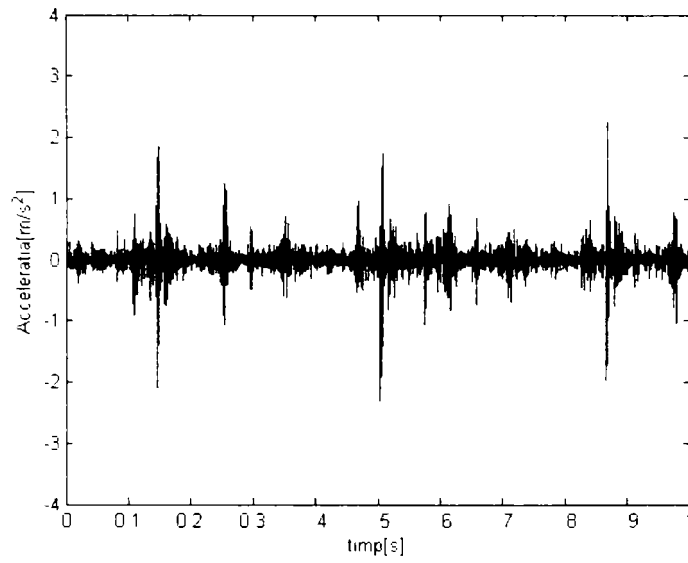


Fig.4.34. Reprezentarea accelerației în funcție de timp când traductorul este fixat în punctul A2L

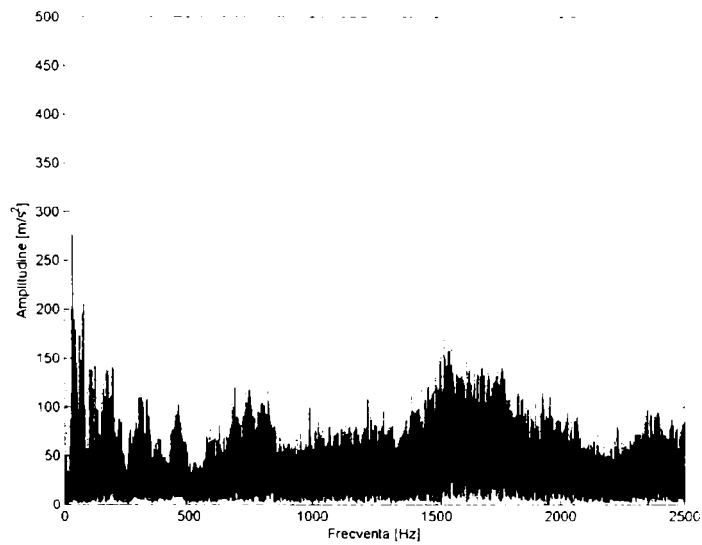


Fig.4.35. Spectrul amplitudinilor în punctul A2L

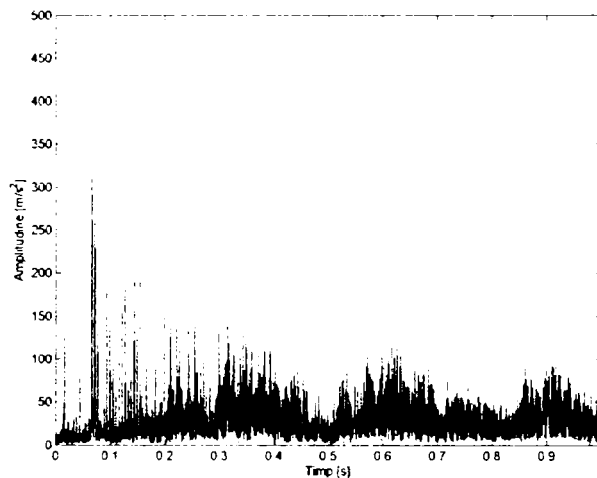


Fig. 4.36. Reprezentarea amplitudinii în funcție de timp, în punctul A2L, pentru intervalul (0 - 1) s

Se observă că în intervalul de timp de la 0 la 0.1 s apare un vârf al amplitudinii accelerației, astfel că în figura 4.37 este reprezentată accelerația pe intervalul (0.5 - 0.1)s.

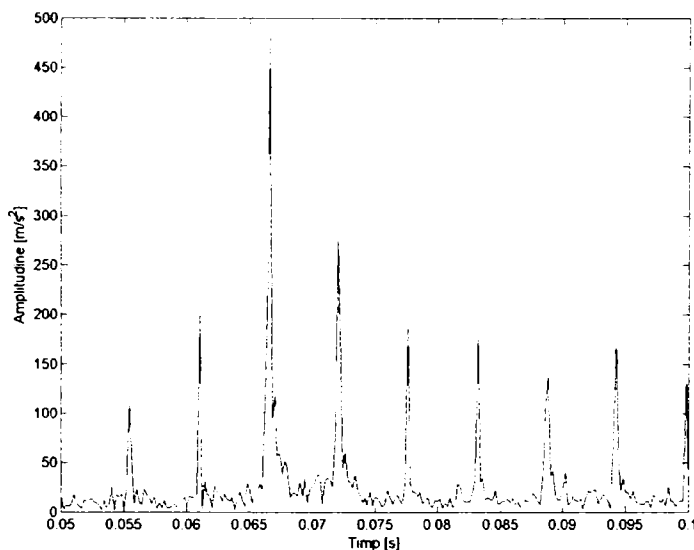


Fig.4.37. Reprezentarea amplitudinii în funcție de timp, în punctul A2L, pentru intervalul (0.5-0.1) s

Se observă că în intervalul de timp (0.065-0.07)s apare un vârf al amplitudinii accelerației. Această valoare corespunde momentului în care vâta la încheie faza de îndesare a țesăturii și își începe deplasarea spre poziția extremă spate $t = (0.046 - 0.093)$ s.

A3. Traductorul poziționat pe batiul mașinii de țesut, în partea din spate a mașinii (unde este montat regulatorul de urzeală).

- Traductor poziționat pe direcția transversală (punctul de măsurare A3T)

Semnalul înregistrat atunci când traductorul este poziționat pe direcția transversală a batiului este reprezentat în figura (4.38).

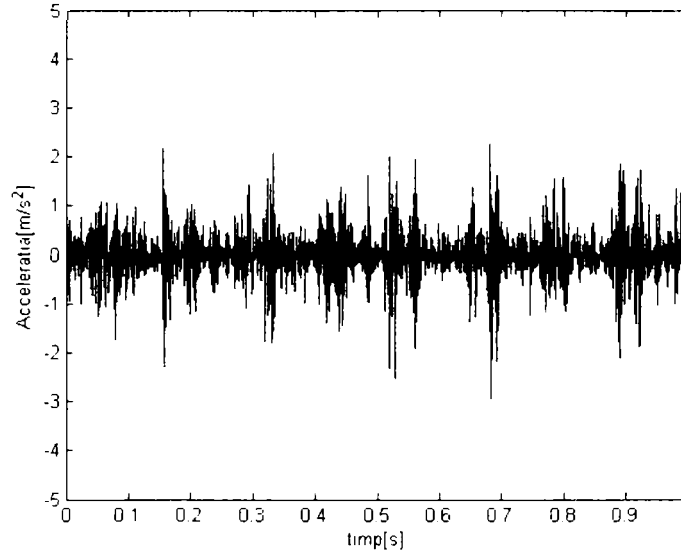


Fig. 4.38. Reprezentarea accelerației în funcție de timp când traductorul este fixat în punctul A3T

Spectrul amplitudinilor accelerației în funcție de frecvență este reprezentat în figura 4.39 iar spectrul amplitudinilor accelerației în funcție de timp în figura 4.40.

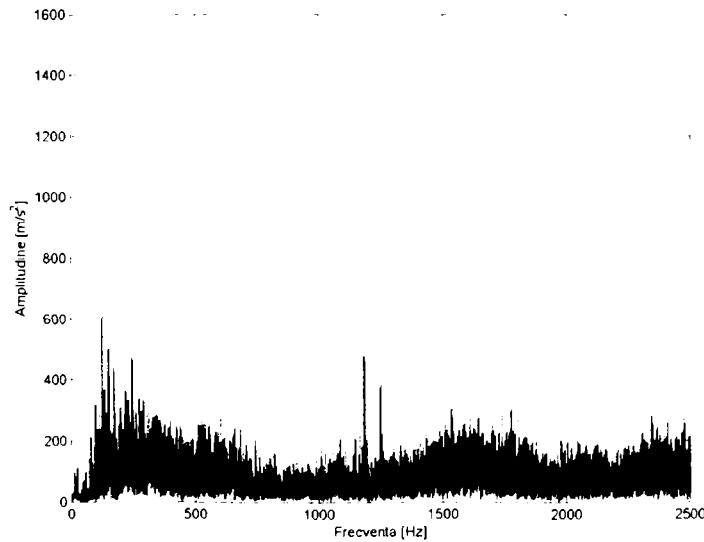


Fig. 4.39. Spectrul amplitudinilor în punctul A3T

Pentru determinarea valorilor amplitudinilor accelerațiilor și a momentelor de timp corespunzătoare acestea se reprezintă în funcție de timp în figura 4.40.

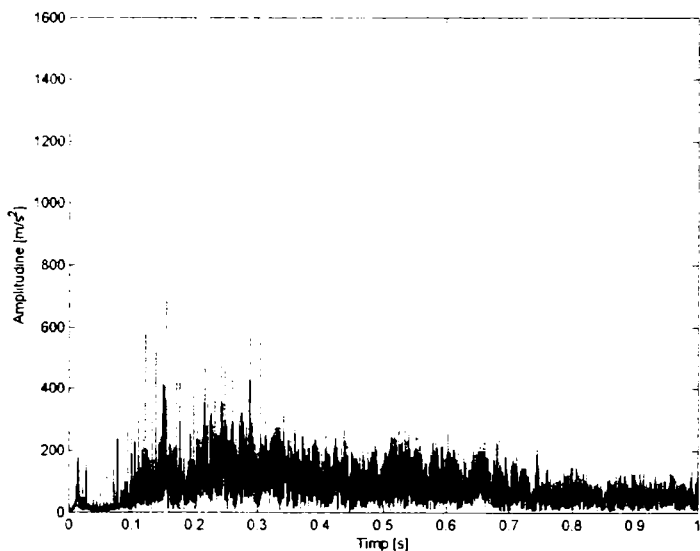


Fig. 4.40. Reprezentarea amplitudinilor în funcție de timp în punctul A3T

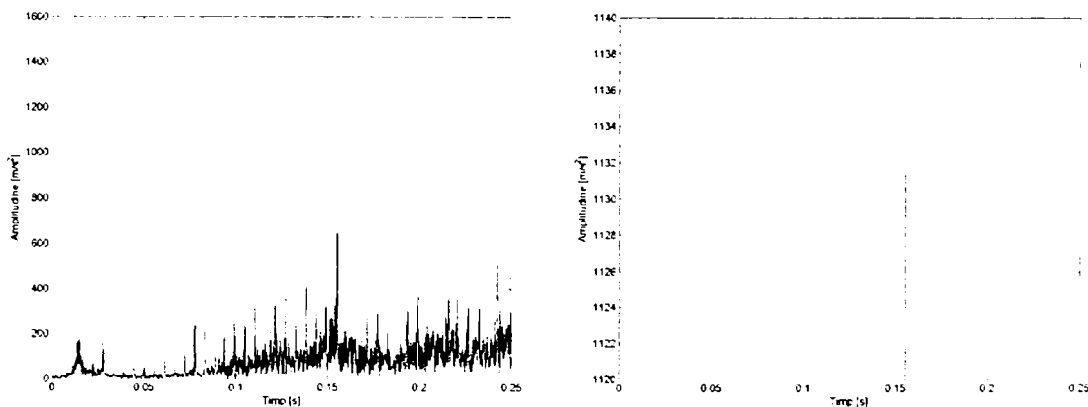


Fig.4.41. Reprezentarea amplitudinilor în funcție de timp, în punctul A3T, pentru intervalul corespunzător unei lansări

Se observă în figura 4.41 că pentru un timp $t = 0.15$ s se apare un vârf al amplitudinii accelerației. Corelat cu funcționarea mașinii acest moment corespunde intervalului în care începe coborârea ramei itelor și totodată regulatorul de urzeală revine în poziția inițială după ce acesta eliberează cantitatea de urzeală necesară formării unui element de țesătură. Ținând cont de faptul că traductorul a fost poziționat pe batiu în apropierea mecanismului regulator de urzeală se poate spune că valoarea maximă a amplitudinii accelerației, 1132m/s^2 , se datorează în special funcționării acestuia. Comparând această valoare cu cele determinate anterior se

constată că vibrațiile sunt mai puternice pe batiul mașinii în apropierea mecanismului regulator de urzeală.

- **Traductor poziționat pe direcția verticală (punctul de măsurare A3V-figura 4.42)**

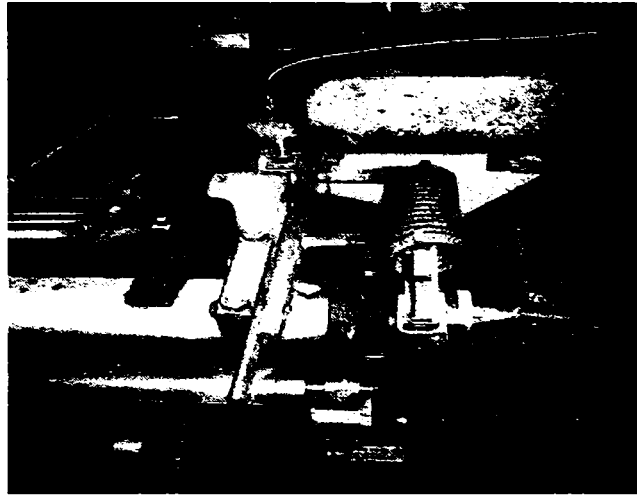


Fig.4.42. Traductor poziționat pe batiul mașinii în apropierea mecanismului regulator de urzeală după direcția verticală

Variația accelerației în funcție de timp este redată în figura 4.43 pe intervalul corespunzător unei secunde. În urma aplicării Transformatei Fourier Rapide rezulta spectrul amplitudinilor accelerațiilor (figura 4.44) în funcție de frecvență.

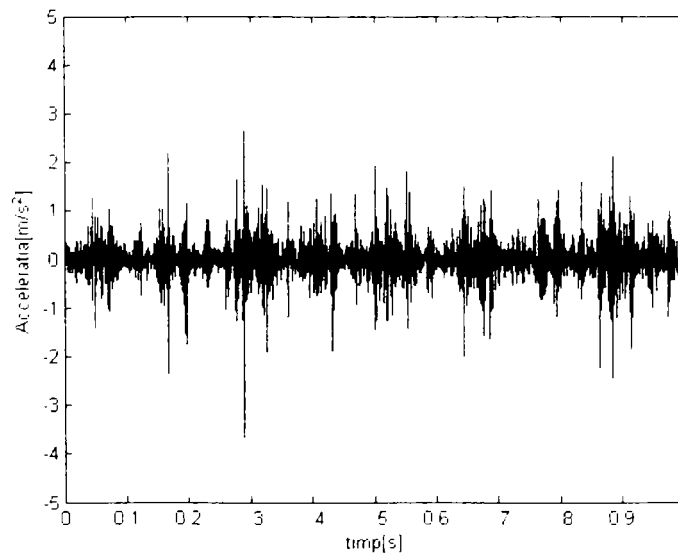


Fig.4.43. Reprezentarea accelerației în funcție de timp când traductorul este fixat în punctul A3V

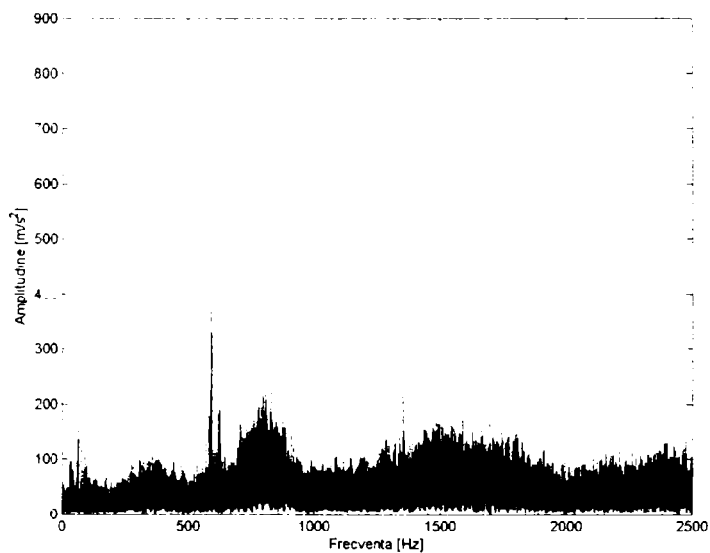


Fig. 4.44. Spectrul amplitudinilor în punctul A3V

În intervalele corespunzătoare frecvențelor cu valorile între 500-1000 Hz și 1500-2000 Hz se observă vârfuri de amplitudine (figura 4.44). Pentru identificarea momentelor de timp corespunzătoare se reprezintă amplitudinea accelerației în funcție de timp, figura 4.45.

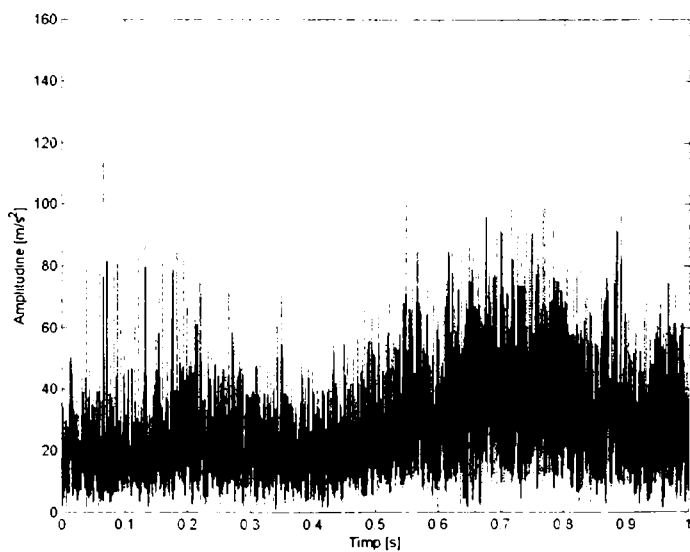


Fig. 4.45. Reprezentarea amplitudinii în funcție de timp, în punctul A3V, pentru 1s

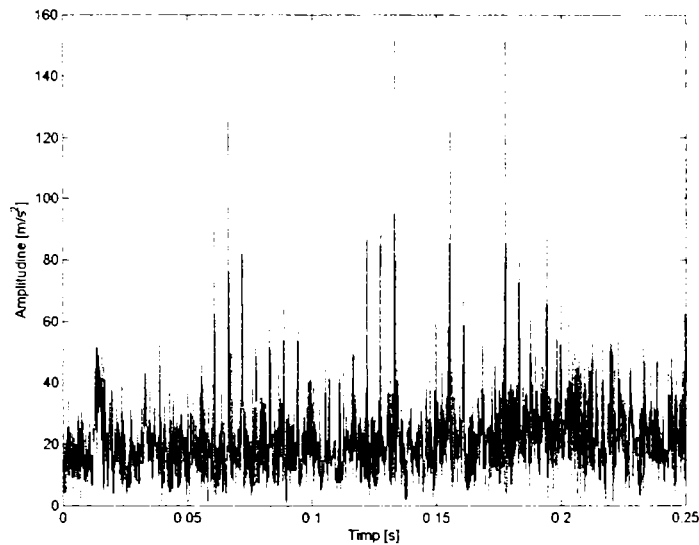


Fig. 4.46. Reprezentarea amplitudinii în funcție de timp, în punctul A3V, pe intervalul $t = (0 - 0.25)s$ corespunzător unei lansări

Se observă că pe parcursul unei lansări apar valori maxime ale amplitudinii accelerației în intervalele de timp următoare:

- $t = (0.05 - 1)s$ - În intervalul acest de timp regulatorul eliberează o cantitate de urzeală, are loc ridicarea itelor iar vătala ajunge în poziția extremă spate (la $t = 0.093 s$);

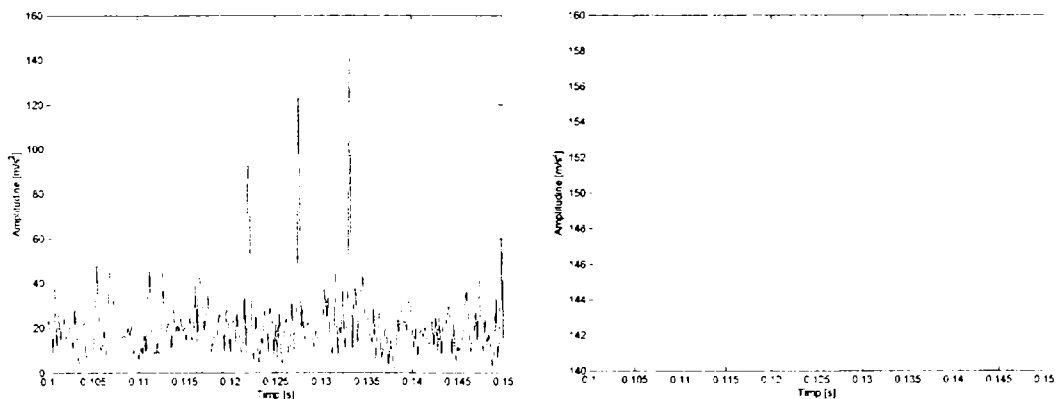


Fig.4.47. Reprezentarea amplitudinii în funcție de timp, în punctul A3V, pe intervalul de $(0.1 - 0.15)s$

Dacă se reprezintă amplitudinea accelerației doar pe intervalul $t = (0.1 - 0.15)s$ un se observă un vârf maxim de amplitudine, $152m/s^2$ în apropierea valorii $t = 0.135 s$.

Acest moment corespunde momentului în care regulatorul își încheie cursa activă și eliberează o cantitate de urzeală.

Se poate astfel preciza că vibrațiile transmise batiului pe direcția verticală se datorează atât mecanismului regulator de urzeală cât și vătălei.

- **Traductor poziționat pe direcția longitudinală (punctul de măsurare A3L)**

Variația accelerația în funcție de timp atunci când traductorul este poziționat pe direcția longitudinală a batiului mașinii este reprezentată în figura 4.48.

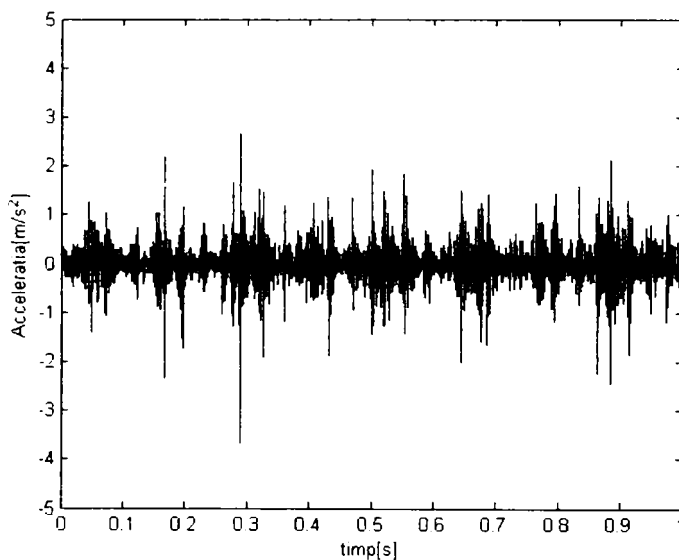


Fig. 4.48. Reprezentarea accelerației în funcție de timp când traductorul este fixat în punctul A3L

Pentru determinarea vârfurilor amplitudinii accelerației se reprezintă în figura 4.48 amplitudinea accelerației în funcție de frecvență iar în figura 4.49 se reprezintă amplitudinea accelerației în funcție de timp, pentru $t = (0 - 1)s$.

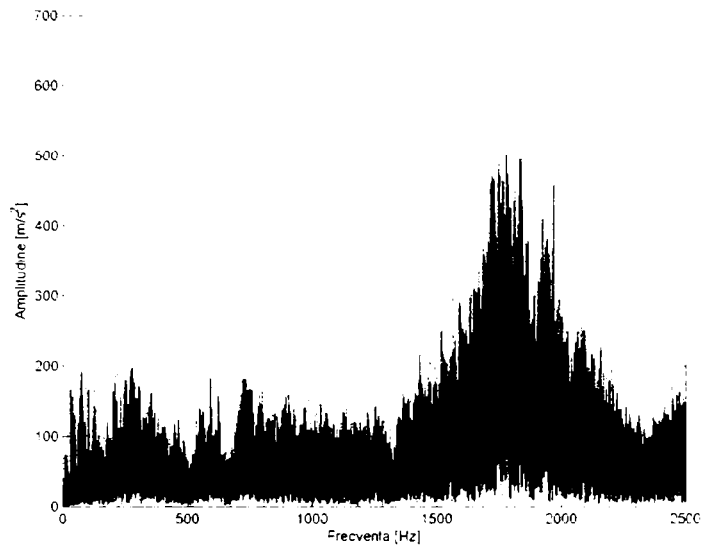


Fig. 4.49. Spectrul amplitudinilor în punctul A3L

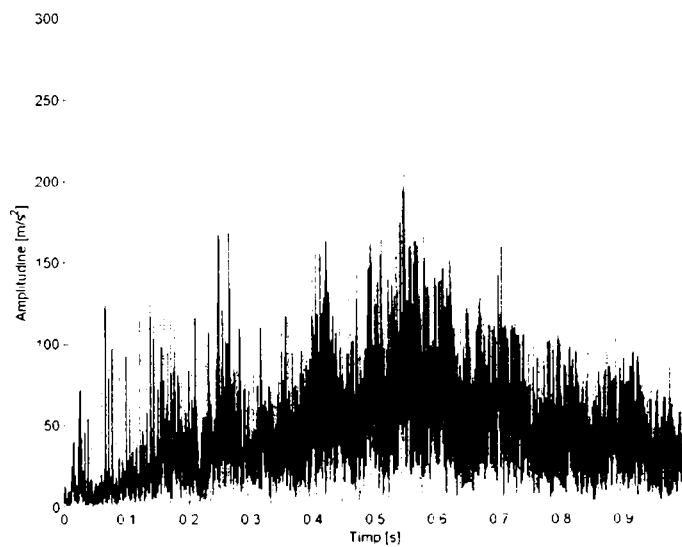


Fig.4.50. Reprezentarea amplitudinii în funcție de timp în punctul A3L

Pentru a determina vârfurile amplitudinii accelerației și momentele de timp corespunzătoare acestora se reprezintă amplitudinea pe intervalul de timp corespunzător unei lansări figura 4.51.

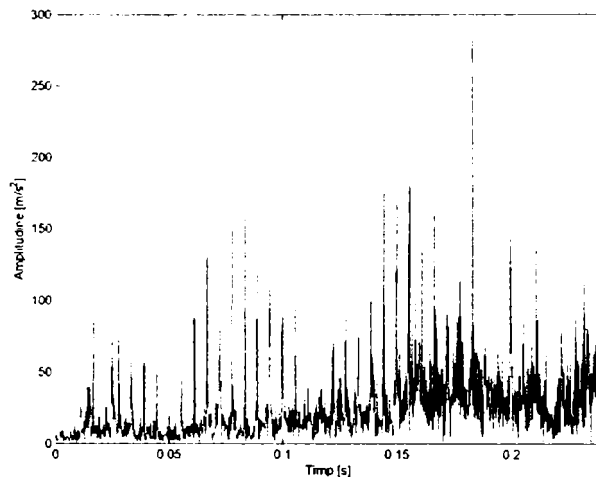
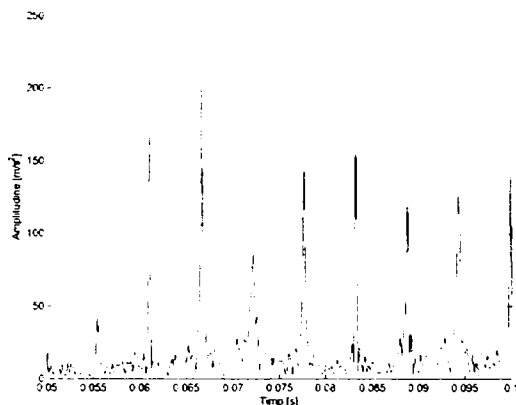


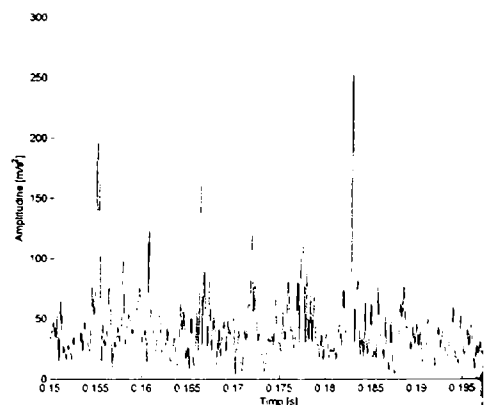
Fig.4.51. Reprezentarea amplitudinilor accelerației, în punctul A3V, pe intervalul de timp corespunzător unei lansări

Analizând figura 4.50 se observă că apar vârfuri ale amplitudinii accelerației în intervalul $t = (0 - 0.05)$ s. Din Tabelul 4.1 se observă că în acest interval vătala se deplasează spre poziția extremă față. Valorile maxime ale acestor vârfuri ale amplitudinii sunt de 100 m/s^2 .

Se observă că valori mai mari ale vârfurilor amplitudinii accelerației sunt în intervalul $(0.05-0.1 \text{ s})$ și respectiv $(0.15-0.2 \text{ s})$. În figura 4.52a și figura 4.52b se reprezintă amplitudinea accelerației corespunzătoare acestor intervale de timp urmărind corelarea acestora cu funcționarea mașinii.



a). $t = (0.05-0.1) \text{ s}$



b). $t = (0.15-0.2) \text{ s}$

Fig.4.52. Reprezentarea amplitudinilor accelerației în funcție de timp în punctul A3L

Din analiza figurii 4.52a se observă în cazul un vârf de amplitudine al accelerației de 220 m/s^2 pentru $t = 0.066 \text{ s}$. În figura 4.52b se observă un vârf al amplitudinii accelerației de aproximativ 280 m/s^2 corespunzător pentru $t = 0.183 \text{ s}$.

Acesta se datorează atât vătălei care se deplasează în poziția extremă spate cât și regulatorului de urzeală care își încheie cursa activă.

A4. Traductorul poziționat pe suportul regulatorului de urzeală.

- **Traductor poziționat pe direcția transversală (punctul de măsurare A4T)**

Modul în care a fost fixat traductorul pe suportul regulatorului de urzeală după direcția transversală este indicat în figura 4.53.



Fig.4.53. Poziționarea traductorului pe suportul regulatorului de urzeală după direcția transversală

Accelerația semnalului în funcție de timp atunci când traductorul este poziționat pe direcția transversală a mașinii este prezentată în figura 4.54.

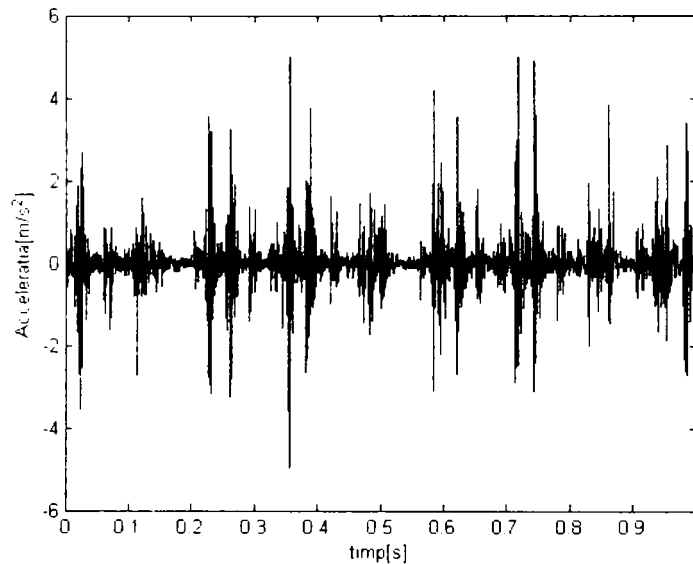


Fig.4.54. Reprezentarea accelerației în funcție de timp când traductorul este fixat în punctul A4T

Se observă din figura 4.54 că accelerația are o valoare maximă de 4.997 m/s^2 corespunzătoare pentru $t = 0.355 \text{ s}$. În figura 4.55 se reprezintă amplitudinea accelerației în raport cu frecvența iar în figura 4.56 se reprezintă amplitudinea accelerației vibrației în funcție de timp.

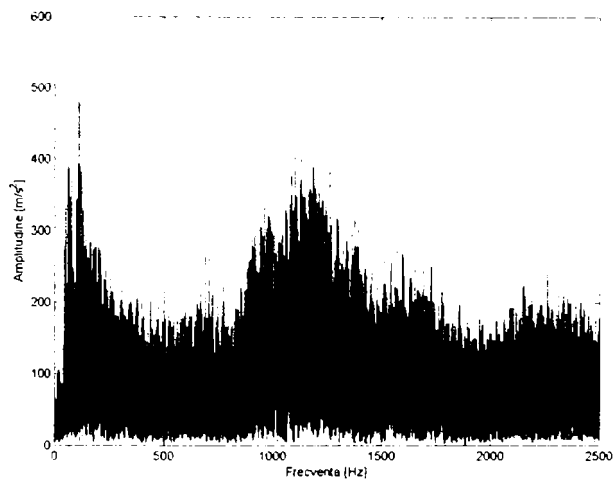


Fig.4.55. Spectrul amplitudinilor în punctul A4T

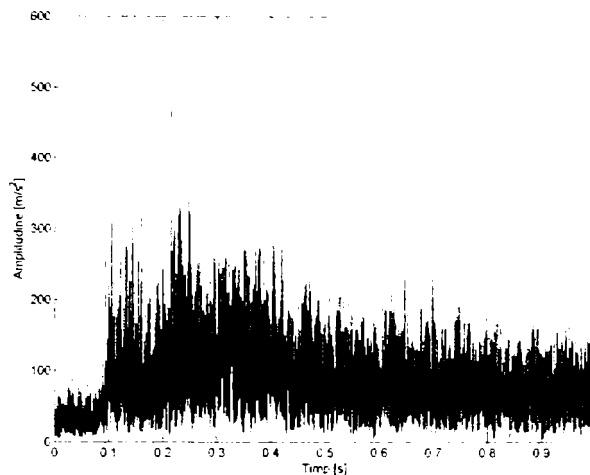


Fig.4.56. Reprezentarea amplitudinii în funcție de timp în punctul A4T

Se reprezintă amplitudinea accelerației în funcție de timp pe intervalul corespunzător unei lansări, figura 4.57.

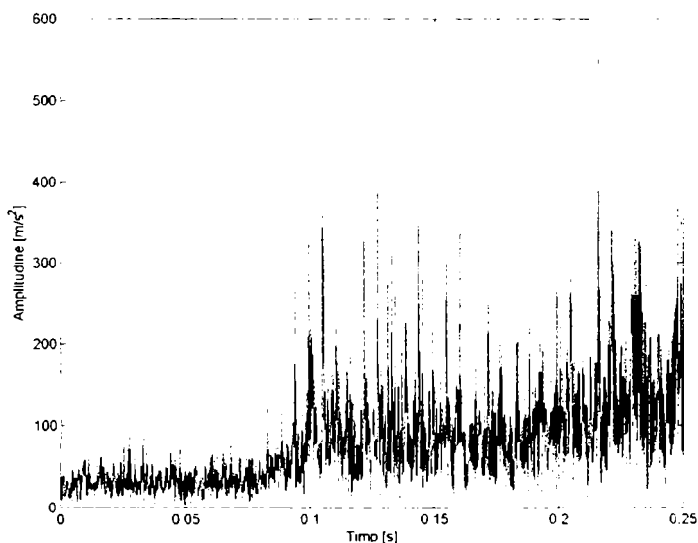


Fig.4.57. Reprezentarea amplitudinii în funcție de timp, în punctul A4T, pentru intervalul corespunzător unui lansări

Din Tabelul 4.1 se observă că în intervalul $t = (0.193 - 0.240)s$, regulatorul de urzeală staționează ceea ce înseamnă că amplitudinile maxime corespunzătoare acestui interval se datorează altor mecanisme. În acest interval mecanismul de formare al rostului realizează coborârea itei iar mecanismul de lansare ridică microproiectilul și are loc lansarea.

Din figura 4.57 se observă că apar vârfuri ale amplitudinii accelerației și în intervalul (0.1-0.15) s. În acest interval regulatorul de urzeală este în faza de revenire după eliberarea unei cantități de urzeală corespunzătoare unui element de

șesătură. În acest interval mecanismul de formare al rostului abia începe faza de coborâre iar mecanismul de lansare este în faza de încărcare cu energie a barei de torsiune. Se poate astfel spune că pe acest interval amplitudinile accelerației se datorează în mare măsură regulatorului de urzeală. Comparând valorile amplitudinilor accelerațiilor în cele două cazuri prezentate mai sus se observă că se acestea sunt mai mari în cazul în care vibrațiile sunt datorate suprapunerii vibrațiilor datorate mecanismului de formare al rostului și mecanismului de lansare.

- **Traductor poziționat pe direcția verticală (punctul de măsurare A4V)**

Modul în care a fost fixat traductorul pe suportul regulatorului de urzeală după direcția transversală este indicat în figura 4.58.



Fig.4.58. Poziționarea traductorului pe suportul regulatorului de urzeală după direcția verticală

Variația accelerației în funcție de timp atunci când traductorul este poziționat pe suportul regulatorului de urzeală pe direcție verticală este prezentată în figura 4.58.

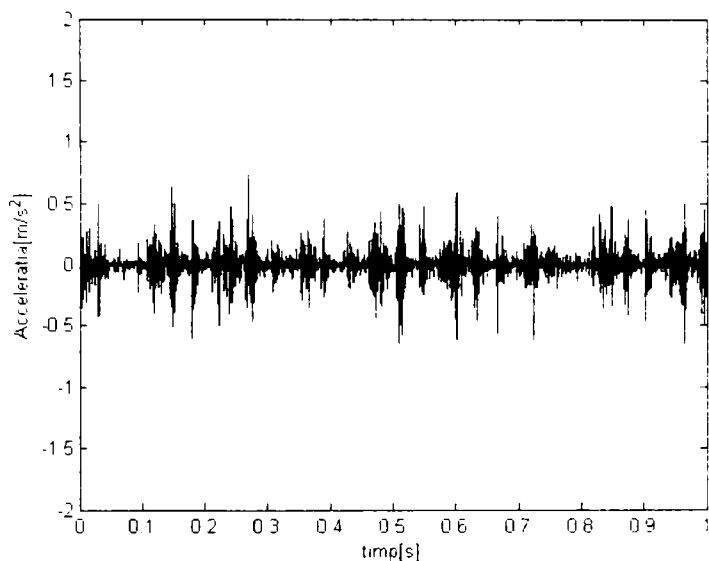


Fig.4.59. Reprezentarea accelerației în funcție de timp în cazul traductorului fixat în punctul A4V

Analizând figura 4.59 se observă că valorile accelerațiilor sunt mai mici decât în cazul anterior când traductorul a fost poziționat după o direcție transversală, ceea ce înseamnă că vibrațiile se transmit mai mult după direcția transversală decât după direcția verticală.

În urma aplicării Transformatei Fourier Rapide se obține spectrul amplitudinilor în funcție de frecvență, (figura 4.60). Pentru determinarea momentelor de timp la care apar valori maxime ale amplitudinilor acestea se reprezintă grafic în funcție de timp (figura 4.61).

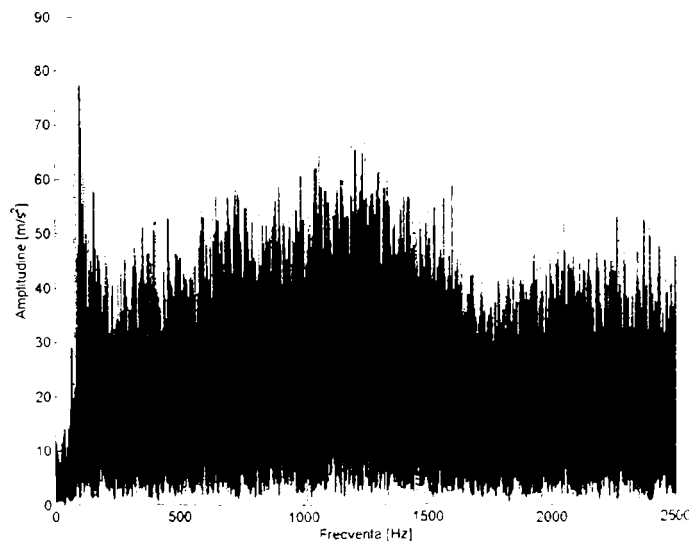


Fig. 4.60. Spectrul amplitudinilor în punctul A4V

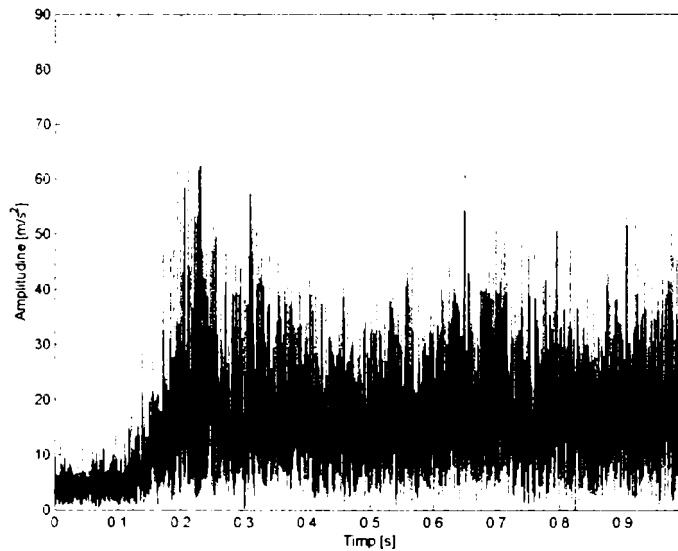


Fig.4.61. Reprezentarea amplitudinii în funcție de timp în punctul A4V

Din figura 4.61 se observă că avem valori maxime ale amplitudinii accelerației în jurul valorii de 0.2 s valoare care corespunde momentului lansării. Se reprezintă grafic valorile amplitudinii accelerației în funcție de timp pe intervalul corespunzător unei lansări, figura 4.62.

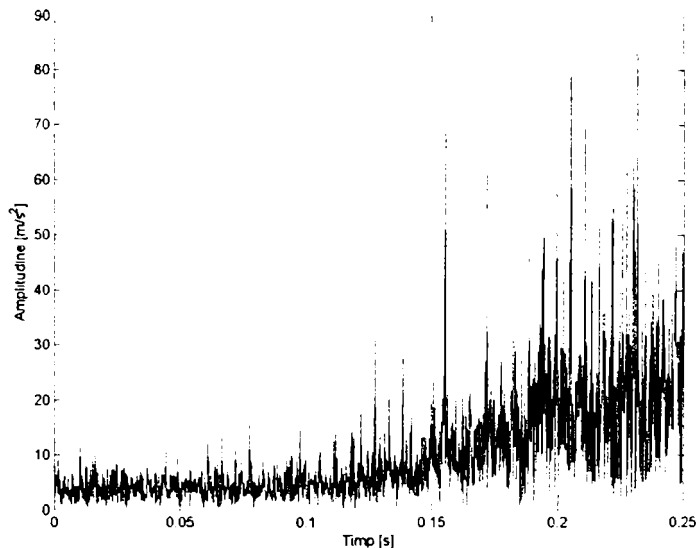


Fig.4.62. Reprezentarea amplitudinii accelerației în funcție de timp, în punctul A4V, pentru intervalul corespunzător unei lansări

Se observă din figura 4.62 că în jurul valorii de 0.2 s apar valori mari ale amplitudinii accelerației. Aceste amplitudini se datorează în principal lansării care are loc la un moment $t = 0.234$ s dar și regulatorului de urzeală care în intervalul

$t = (0.193 - 0.240)$ s este în faza activă în care debitează o cantitate de urzeală formării unui element de țesătură. O influență în această situație are și mecanismul de formare a rostului care la $t = 0.240$ s încheie faza de coborâre. Mecanismul vătălă este în repaus în acest interval de timp deci nu influențează amplitudinea accelerației în această situație.

A5. Traductorul poziționat pe cutia de primire a microproiectilului

În cutia de primire a microproiectilului acesta este frânat și este preluat de mecanismul transportor.

- **Traductor poziționat pe direcția transversală (punctul de măsurare A5T)**

În figura 4.63 este indicat modul în care traductorul a fost poziționat pe cutia de primire a microproiectilului după direcția transversală.

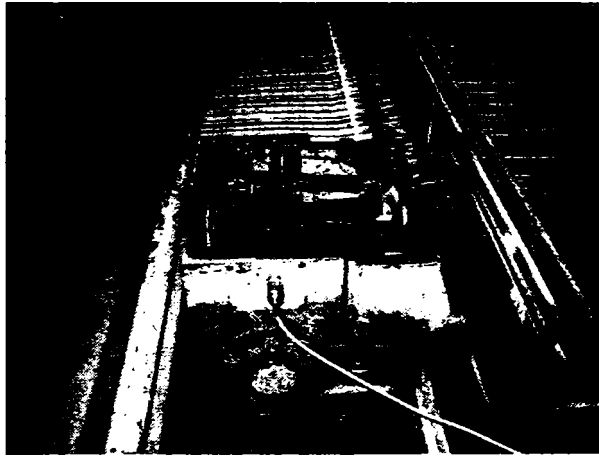


Fig.4.63. Poziționarea traductorului pe cutia de primire a microproiectilului după direcția transversală

Reprezentarea semnalului înregistrat în funcție de timp când traductorul este poziționat pe cutia de primire a microproiectilului după direcția transversală, este prezentată în înregistrarea 4.64.

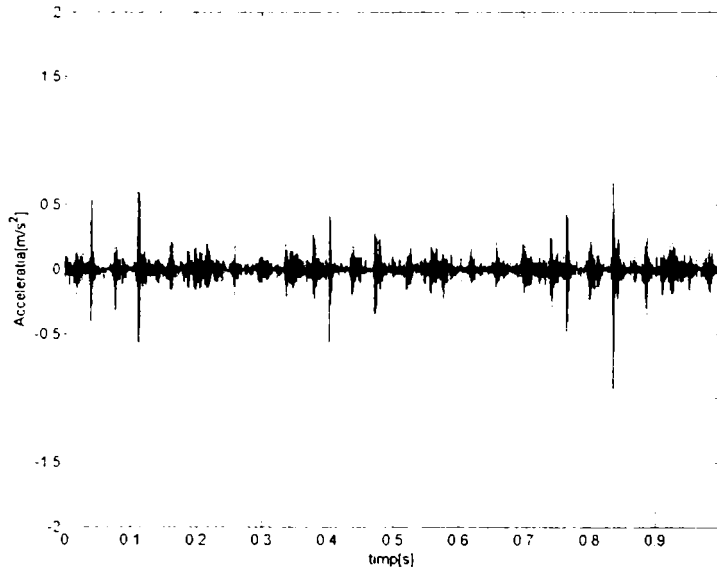


Fig. 4.64. Reprezentarea accelerației în funcție de timp când traductorul este fixat în punctul AST

Analizând figura 4.64 se observă că accelerațiile măsurate pe cutia microproiectilului au valori mici comparativ cu situațiile anterioare, valoarea maximă fiind $a = 1 \text{ m/s}^2$ pentru $t = 0.840 \text{ s}$.

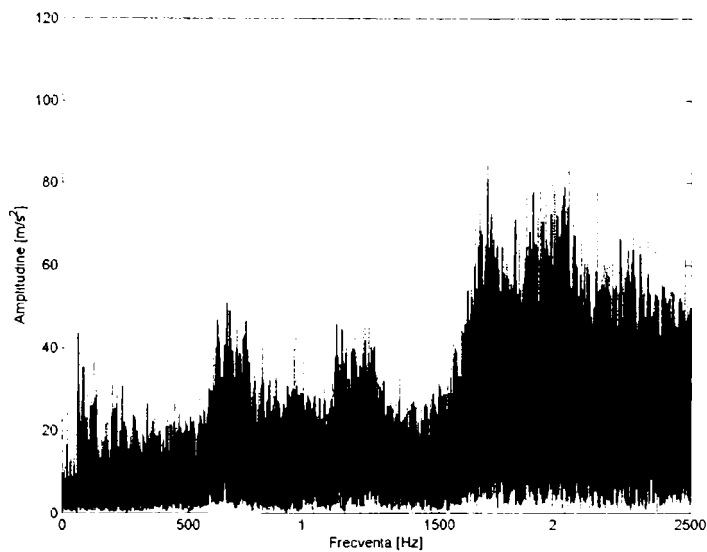


Fig.4.65. Spectrul amplitudinilor în punctul AST

Pentru determinarea amplitudinilor maxime în urma aplicării Transformatei Fourier Rapide acestea au fost reprezentate în funcție de frecvență (figura 4.65) iar

pentru determinarea timpului corespunzător acestor maxime acestea se reprezintă în funcție de timp (figura 4.66).

Valorile maxime ale amplitudinii accelerației trebuie să aibă valori maxime în momentul următor lansării atunci când microproiectilul ajunge în caseta de primire și este preluat apoi de mecanismul transportor.

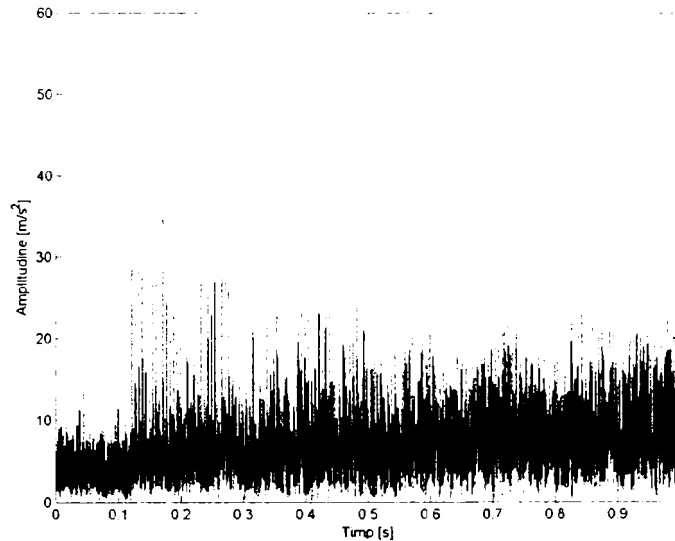


Fig.4.66. Representarea amplitudinilor în funcție de timp în punctul A5T

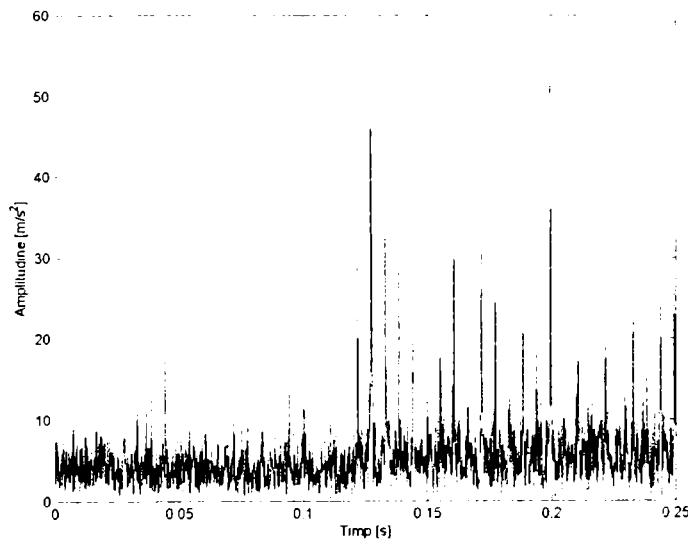


Fig.4.67. Representarea amplitudinilor accelerației în funcție de timp, în punctul A5T, pe parcursul unei lansări

Se observă un vârf în spectrul amplitudinilor în intervalul (0-0.05)s, figura 4.68 la $t = 0.046$ s corespunzător momentului în care vătala ajunge în poziția extremă față execută îndesarea firului de bățatură și își începe deplasarea spre poziția extremă spate. Amplitudinea accelerației în acest caz este 27m/s^2 .

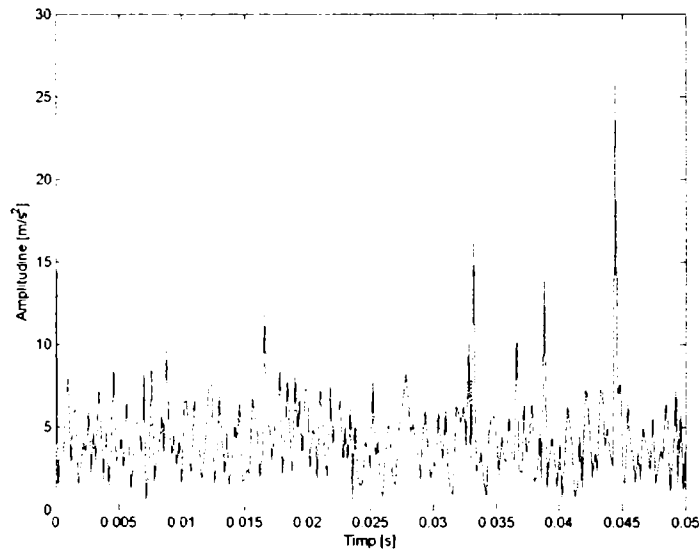
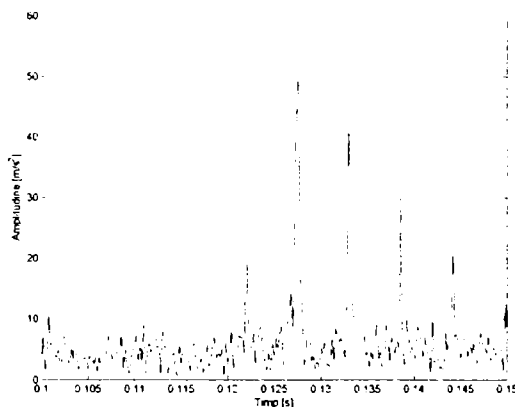
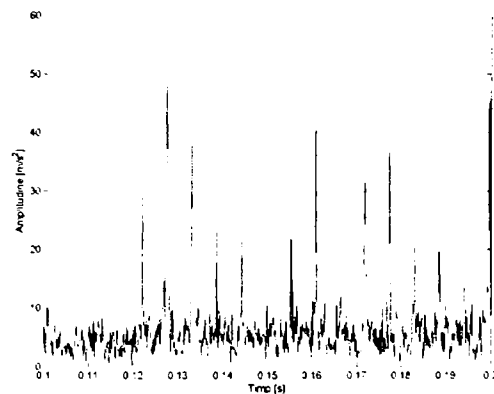


Fig.4.68. Reprezentarea amplitudinilor, în punctul A5T, pe intervalul $t = (0 - 0.05)s$

Din figura 4.67 se observă că vârfuri ale amplitudinii accelerației apar și în intervalul $t = (0.1 - 0.15)s$ și respectiv $t = (0.15 - 0.02)s$, reprezentările grafice ale acestora putând fi observate în figura 4.69a și în figura 4.69b.



a. $t=(0-0.15)s$



b. $t=(0.1-0.2)s$

Fig. 4.69. Reprezentarea amplitudinii accelerației în funcție de timp în punctul A5T

Din reprezentarea amplitudinilor maxime în funcție de timp pe intervalul $(0.1-0.15s)$, (figura 4.69a) se observă că în jurul valorii de $0.125 s$ apar vârfuri ale amplitudinii accelerației. Analizând Tabelul 4.1 se poate spune că aceste amplitudini se datorează atât mecanismului de formare al rostului care până la $t=0.12s$ realizează ridicarea rostului dar și mecanismului regulator de urzeală care în intervalul $t = (0 - 0.133)s$ eliberează o cantitate de urzeală pentru formarea unui element de țesătură. În acest interval vâtaia este în faza de staționare deci nu influențează amplitudinea accelerației vibrațiilor.

Astfel se poate concluziona că asupra carcasei casetei de lansare se transmit vibrații după direcția transversală de către mecanismul de formare al rostului și de către mecanismul reglator de urzeală.

- **Traductor poziționat pe direcția verticală (punctul de măsurare A5V)**

În figura 4.70 este indicat modul în care traductorul a fost poziționat pe cutia de primire a microproiectilului după direcția verticală.

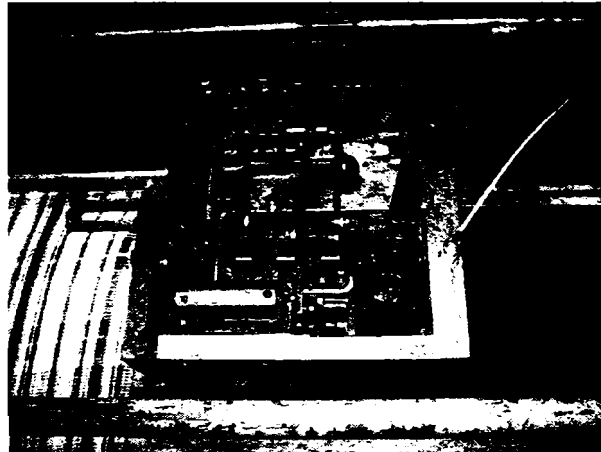


Fig.4.70. Poziționarea traductorului pe cutia de primire a microproiectilului după direcția verticală

Accelația semnalului înregistrat când traductorul este poziționat pe cutia de primire a microproiectilului după direcția verticală este reprezentată în figura 4.71.

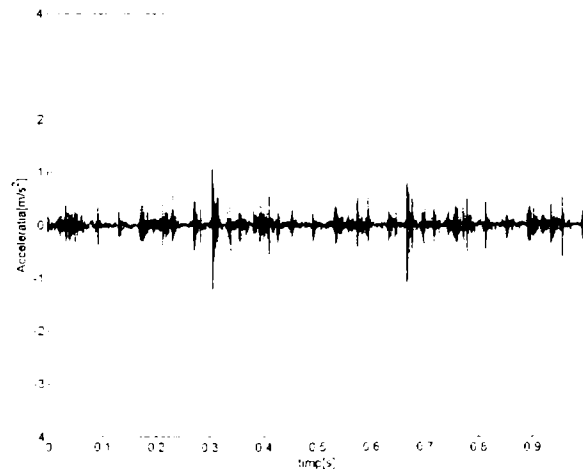


Fig.4.71. Reprezentarea accelerației în funcție de timp când traductorul este fixat în punctul A5V

Spectrul amplitudinii accelerației în funcție de frecvență este redat în figura 4.72, iar în figura 4.73 este reprezentat spectrul amplitudinii accelerației în funcție de timp.

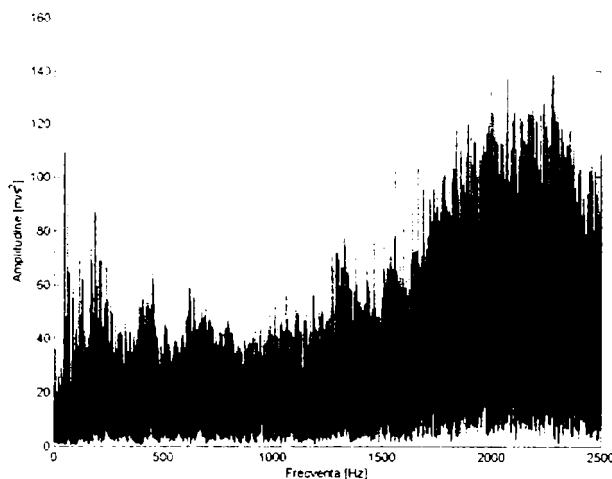


Fig. 4.72. Spectrul amplitudinilor în punctul A5V

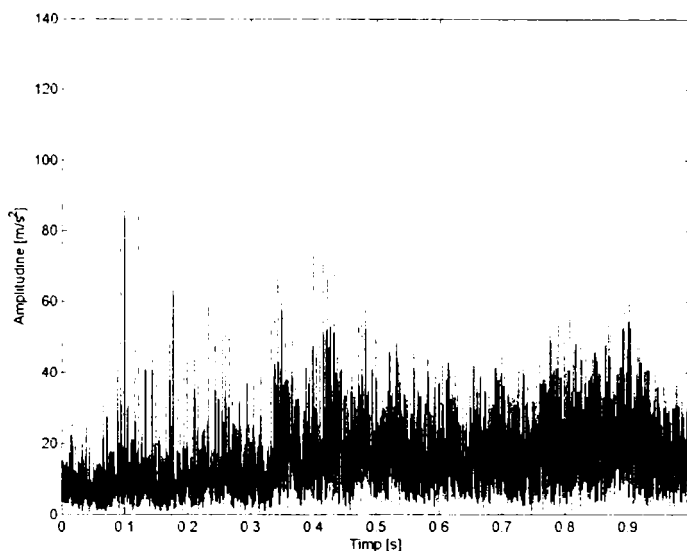


Fig 4.73. Reprezentarea amplitudinilor în funcție de timp în punctul A5V

Spectrul amplitudinilor accelerațiilor pe parcursul unei lansări a microproiectilului este reprezentat în figura 4.74. Se observă pentru $t = 0.127$ s o valoare a amplitudinii accelerației de 123 m/s^2 . Aceste valori ale amplitudinilor accelerației se datorează ca și în cazul anterior mecanismului de formare a rostului dar și mecanismului regulator de urzeală.

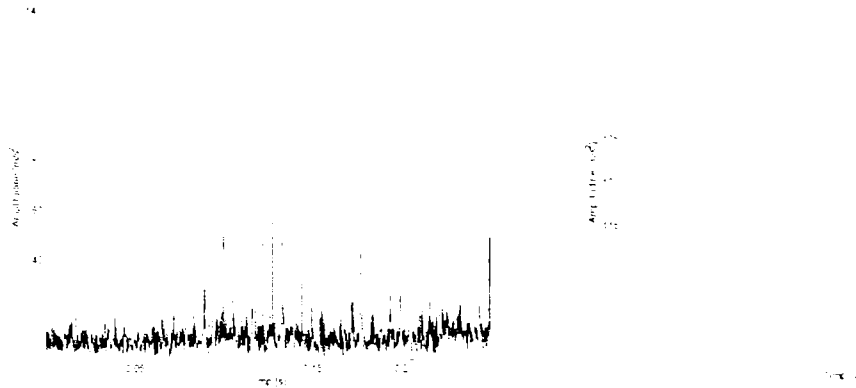


Fig 4.74. Reprezentarea amplitudinilor în funcție de timp, în punctul A5V, pe parcursul unei lansări

- **Traductor poziționat pe direcția longitudinală (punctul de măsurare A5L)**

Modul în care traductorul a fost poziționat pe cutia de primire a microproiectilului după direcția longitudinală este indicat în figura 4.75.

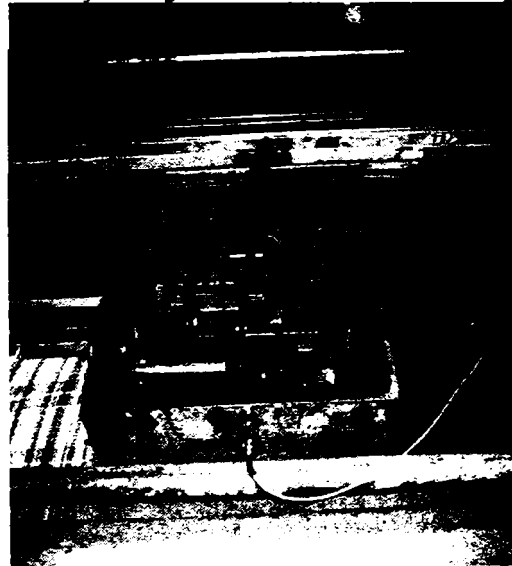


Fig.4.75. Poziționarea traductorului pe cutia de primire a microproiectilului după direcția verticală

Accelerația semnalului înregistrat este reprezentată în funcție de timp în figura 4.76. Se observă astfel valori ale accelerației de 2m/s^2 pentru $t=0.3\text{s}$.

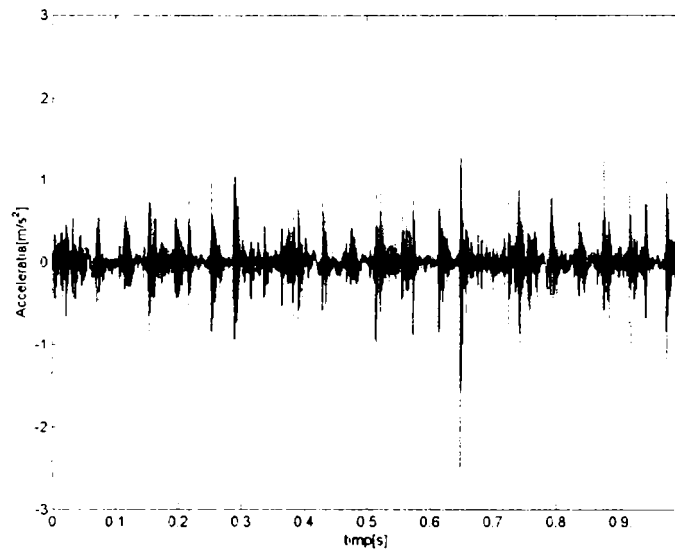


Fig.4.76. Reprezentarea accelerației în funcție de timp când traductorul este fixat în punctul A5V

Pentru determinarea amplitudinii maxime a accelerației acestea este reprezentată în raport cu timpul (figura 4.77).

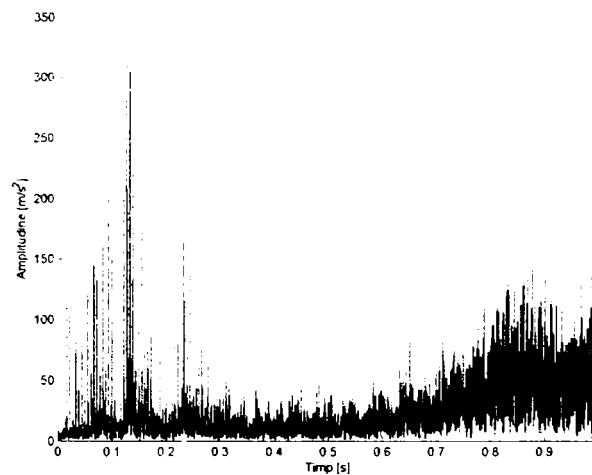


Fig.4.77. Reprezentarea amplitudinilor în funcție de timp în punctul A5V

Pentru identificarea principalelor surse de vibrații care apar pe parcursul unei lansări se reprezintă valorile amplitudinilor accelerațiilor în funcție de timp pe parcursul intervalului de timp corespunzător unei lansări, figura 4.78.

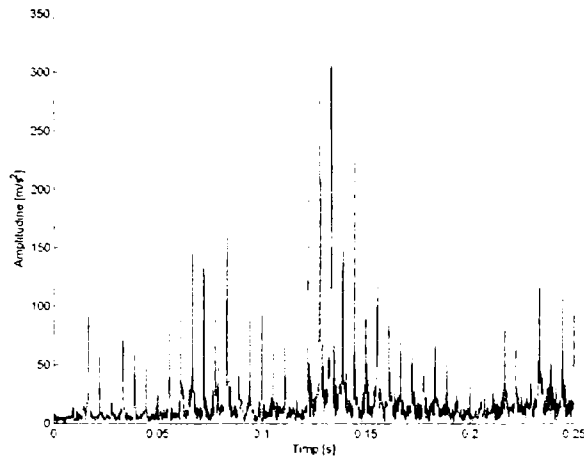


Fig 4.78. Reprezentarea amplitudinilor în funcție de timp, în punctul A5V, pe parcursul unei lansări

Se poate preciza astfel că asupra casetei de primire a microproiectilului se transmit vibrații din partea acestor mecanisme atât pe direcție transversală cât și pe direcție verticală. Se observă analizând figura 4.78 că în această situație apar amplitudini ale accelerației au valori mari și intervalul $t = (0 - 0.05)$ s acestea datorându-se vătălei care până la $t = 0.046$ s ajunge în poziția extremă față. În intervalul (0.05-0.1) s apar de asemenea vârfuri ale amplitudinii accelerației de aproximativ 250 m/s^2 . Acestea se datorează tot vătălei care se deplasează și ajunge în poziția extremă spate în acest interval.

Se poate preciza astfel că asupra casetei de primire a microproiectilului se transmit vibrații pe direcție transversală cât și pe direcție verticală de către mecanismul de formare al rostului și de către mecanismul regulator de urzeală. Totodată se poate preciza că vătala transmite vibrații doar după direcția longitudinală ale mecanismului.

4.5. Concluzii

Ținând seama de complexitatea mașinilor de țesut este dificil de interpretat rezultatele obținute experimental deoarece în procesul de țesere toate mecanismele sunt în funcțiune concomitent.

Metoda de studiu aplicată în acest capitol permite identificarea vârfurilor de amplitudine și corelarea acestora cu momentul de timp corespunzător fazei de lucru a fiecărui mecanism.

Pentru corelarea valorilor maxime ale amplitudinilor cu timpul s-a ales reprezentarea amplitudinilor accelerației pe parcursul unei lansări și anume pe intervalul (0-0.24) s cât are loc o lansare. Pentru analiza vibrațiilor au fost luate în considerare doar mecanismele importante în funcționarea mașinii de țesut (mecanismul regulator de urzeală, mecanismul vătălă, mecanismul de formare a rostului, mecanismul de lansare) pentru care au fost stabilite diagramele ciclice de funcționare ale acestora în funcție de unghiul de rotație al arborelui principal. Astfel, traductorul a fost plasat în zonele cele mai reprezentative din punct de vedere al solicitărilor la vibrații.

Pentru analiza spectrelor amplitudinilor accelerației în raport cu frecvența s-au stabilit metodele adecvate de măsurare și analiză a vibrațiilor, cu indicarea punctelor de măsurare, a aparatului și a software-ului necesar.

Principalele contribuții în cadrul acestui capitol sunt:

- prelucrarea și analizarea semnalelor vibrațiilor măsurate în domeniul timp și în domeniul frecvență;
- analizarea în timp a vibrațiilor măsurate pentru identificarea cauzelor principale ale vibrațiilor;
- stabilirea celor trei faze care corespund unei rotații complete a arborelui principal și precizarea stadiului de funcționare sau repaus al fiecărui mecanism în acest timp;
- stabilirea diagramei ciclice a funcționării mecanismelor mașinii de țesut STB calculând timpii corespunzători fiecărei faze de funcționare a mecanismelor în funcție de unghiul de rotație al arborelui principal;
- pentru traductorul poziționat în punctul A1T un maxim al accelerațiilor $a = 3.6 \text{ m/s}^2$ corespunzător pentru $t = 0.119 \text{ s}$; un vârf de amplitudine pentru $t = (0-0.1) \text{ s}$ care se datorează mecanismului regulator de urzeală; un vârf de amplitudine pentru $t = 0.234 \text{ s}$ datorat mecanismului de lansare;
- pentru traductorul poziționat în punctul A1V valoarea maximă a accelerației este 0.9 m/s^2 pentru $t = 0.350 \text{ s}$; în intervalul de timp (0.01-0.02 s) un vârf de amplitudine de 75 m/s^2 în intervalul de timp datorat este mecanismul de formare a rostului care realizează ridicarea itelor în intervalul dar și mecanismului vătălă care se deplasează spre poziția extremă față;
- pentru traductorul poziționat în punctul A1L valoarea maximă a accelerației este 1.03 s și corespunde pentru $t = 0.120 \text{ s}$; vârful de amplitudine 21 m/s^2 corespunde la $t = 0.014 \text{ s}$ și se datorează acțiunii mecanismului de lansare;
- pentru traductorul poziționat pe batiul mașinii în punctul A2T vibrațiile se datorează suprapunerii mișcărilor vibratorii ale mecanismului vătălă, regulatorului de urzeală și mecanismului de formare al rostului;

- pentru traductorul poziționat pe batiul mașinii în punctul A2V valoarea maximă a accelerației de 210 m/s^2 corespunzătoare la $t=0.445\text{s}$; valoarea maximă a amplitudinii accelerației este 115m/s^2 se datorează vătalei;
- pentru traductorul poziționat pe batiu în punctul A3T, pentru $t = 0.15\text{s}$, apare un vârf al amplitudinii accelerației, 1132m/s^2 , datorat în special funcționării regulatorului de urzeală;
- pentru traductorul poziționat în punctul A3V amplitudinea maximă a accelerației, 152m/s^2 , s-a obținut în apropierea valorii corespunzătoare momentului în care regulatorul își încheie cursa activă și eliberează o cantitate de urzeală;
- pentru traductorul poziționat în punctul A3L în intervalul $t=(0 - 0.05\text{s})$ valori maxime vârfurilor amplitudinilor, 100 m/s^2 , datorate mecanismului vătălă; la $t=0.066\text{s}$ apare un vârf al amplitudinii accelerației de 220m/s^2 datorat atât vătalei care se deplasează în poziția extremă spate cât și regulatorului de urzeală care își încheie cursa activă;
- pentru traductorul poziționat în punctul A4T se determină o valoare maximă a accelerației 4.997 m/s^2 corespunzătoare $t=0.355\text{s}$; valorile amplitudinilor accelerațiilor se datorează suprapunerii vibrațiilor datorate mecanismului de formare al rostului și mecanismului de lansare;
- pentru traductorul poziționat în punctul A4V vibrațiile se transmit mai mult după direcția transversală decât după direcția verticală; amplitudinile maxime se datorează mecanismului lansării și regulatorului de urzeală; mecanismul vătălă nu influențează amplitudinea accelerației, fiind în repaus;
- pentru traductorul poziționat în punctul A5T valoarea maximă a accelerației este $a=1\text{m/s}^2$ la $t=0.84\text{s}$; un maxim al amplitudinii accelerației, 27m/s^2 , apare la pentru $t=0.046 \text{ s}$ corespunzător momentului în care vătala ajunge în poziția extremă față execută îndesarea firului de bătătură și își începe deplasarea spre poziția extremă spate; pentru $t=0.125\text{s}$ amplitudinile maxime se datorează atât mecanismului de formare al rostului și mecanismului regulator de urzeală;
- pentru traductorul poziționat în punctul A5V la $t=0.127\text{s}$ apare o valoare a amplitudinii accelerației de 123m/s^2 ; amplitudinile accelerației se datorează mecanismului de formare a rostului, dar și mecanismului regulator de urzeală;
- pentru traductorul poziționat în punctul A5L, valoarea maximă a accelerației este 2m/s^2 la $t=0.300\text{s}$; vătala transmite vibrații doar după direcția longitudinală a mecanismului; în intervalul $(0.05 - 0.1)\text{s}$ vârfurile amplitudinii accelerației de 250m/s^2 sunt datorate vătalei care se deplasează și ajunge în poziția extremă spate în acest interval.

5. CONSIDERAȚII FINALE. CONTRIBUȚII ORIGINALE.

Contribuțiile autoarei s-au materializat pe capitole astfel:

În **Capitolul 1 - Prezentarea mașinilor de țesut** - s-a realizat un studiu bibliografic și au fost prezentate o parte din mecanismele mașinilor de țesut. Ținând seama de varietatea constructivă a mașinilor și de complexitatea acestora în acest capitol s-au prezentat elementele și schemele funcționale ale mecanismelor care au fost ulterior analizate pe parcursul tezei.

Capitolul 2 - Cercetări asupra vibrațiilor mașinilor de țesut - conține în prima parte un studiu bibliografic prezentându-se o sinteză a cercetărilor efectuate în domeniu. Din studiul bibliografic s-a constatat că lucrările de specialitate existente pot fi grupate în trei categorii. O primă categorie, cu caracter general, care tratează studiul vibrațiilor la diferite tipuri de mașini și instalații. În aceste lucrări sunt descrise aparatura de măsurare, sunt prezentate metode de analiză a vibrațiilor cu prezentarea unui număr redus de rezultate concrete ale măsurărilor și analizelor de vibrații [21], [23], [32], [42], [60], [61], [62], [65]. Cea de-a doua categorie cuprinde lucrări și monografii cu caracter specific acestea fiind însă limitate la prezentarea mașinilor de țesut și la studiile cinematice și dinamice efectuate [7], [10], [11], [17], [44], [47], [69], [73], [74], [83], [102], [119]. Categoria a treia cuprinde lucrări în care sunt studiate și analizate vibrațiile care sunt generate în funcționarea mașinilor de țesut [15], [47], [71], [72], [81], [140].

În acest capitol s-au studiat vibrațiile proprii și forțate ale unor elemente din componența mecanismelor mașinilor de țesut. Astfel:

- vibrațiile transversale ale brațului de lansare al mașinii de țesut cu suveică determinându-se pulsațiile proprii;
- pentru verificarea rezultatelor obținute teoretic brațul de lansare a fost modelat și studiat cu metoda elementelor finite;
- s-a constatat că între valorile pulsațiilor determinate cu cele două metode s-au obținut următoarele erori: 0.19% pentru p_1 ; 1.79% pentru p_2 , 4.561% pentru p_3 ; 8.14% pentru p_4 , 12.11% pentru p_5 în cazul modelării brațului de lansare prin 20 de elemente;
- în cazul modelării cu 240 de elemente erorile s-au obținut mai mici, astfel pentru pulsația a cincea eroarea scăzând de la 12.11% la 10.63%;
- pentru studiul vibrațiilor forțate: au fost identificate forțele perturbatoare care acționează asupra brațului de lansare și au fost exprimate într-o sumă de armonice;
- pulsațiile forțelor perturbatoare nu se suprapun peste pulsațiile proprii ale brațului de lansare, astfel încât nu apare pericolul de rezonanță;
- amplitudinile determinate în cazul vibrațiilor forțate au valori mici;
- în cazul mașinii de țesut cu microproiectil, (STB), au fost studiate vibrațiile libere și forțate ale barei de torsiune;

- s-au determinat teoretic pulsațiile proprii considerând bara de torsiune formată din două tronsoane și a rezultat pentru pulsația fundamentală valoarea: $p_1 = 2359 \text{ rad/s}$;
- pulsația proprie a fost determinată teoretic și prin metoda elementelor finite obținându-se valoarea $p_1 = 2370 \text{ rad/s}$, aceasta fiind diferită de valoarea exactă obținută teoretic cu 0.46%;
- în studiul vibrațiilor forțate s-a identificat momentul perturbator care acționează în timpul lansării și s-a dezvoltat în serie Fourier;
- s-a constatat că pulsațiile armonicelor componente ale momentului perturbator diferă de pulsațiile proprii astfel că nu apare fenomenul de rezonanță.

În **Capitolul III - Analiza numerică a unor elemente ale mașinilor de țesut aplicând metoda elementelor finite** - au fost determinate frecvențele proprii și deformațiile relative corespunzătoare modurilor de vibrații pentru diferite elemente ale mașinii de țesut. Modelele elementelor mașinii care au fost analizate prin metoda elementelor finite au fost realizate în SolidWorks conform cu dimensiunile măsurate practic sau cu cele prezentate în bibliografie.

Au fost determinate frecvențele proprii ale batiului pentru cazul în care acesta este încastrat în pardoseală determinându-se și deformațiile relative maxime ale batiului dar și deformațiile relative corespunzătoare fiecărei axe a sistemului de coordonate ales. La finalul analizei s-a constatat că nu se pot preciza cu exactitate direcțiile după care au loc vibrațiile corespunzătoare frecvențelor proprii determinate, acestea rezultând în urma unor vibrații compuse.

Analiza a fost refăcută considerând batiul plasat pe suportzi izolatori din cauciuc cu grosimea de 3 cm. Această analiza a batiului pe izolatori de cauciuc se realizează considerând cauciucul încastrat în pardoseală iar regiunea de contact dintre piciorul batiului și cauciuc considerată în analiză: „bonded” și „no separation”. Diferența între cele două contacte constă în faptul că în cazul contactului „bonded” nu apar deplasări între fețe și muchii iar în cazul contactului „no separation” pot să apară mici deplasări în lungul suprafețelor aflate în contact.

În urma determinării frecvențelor proprii ale batiului pentru cazul în care acesta este încastrat în pardoseală s-a constatat:

- pentru frecvența proprie $f_1=48.9683 \text{ Hz}$ deformația relativă maximă, 0.15, corespunde axei longitudinale a batiului;
- pentru frecvența proprie $f_2=51.7477 \text{ Hz}$ valoarea maximă a deformației relative, 4.29, corespunde axei transversale;
- pentru modul al treilea de vibrații corespunzător frecvenței $f_3=79.3292 \text{ Hz}$ valoarea minimă a deformației relative a batiului este 0.430 și apare în pereții laterali ai batiului precum și în traversa din față a batiului;
- modul patru de vibrație corespunde frecvenței proprii $f_4=85.0091 \text{ Hz}$ valorile deformațiilor relative ale batiului corespunzătoare axelor fiind: după axa longitudinală 0.81, după axa transversală 2.74 iar după axa verticală 0.19;
- frecvența corespunzătoare modului cinci de vibrație este $f_5=112.0320 \text{ Hz}$ valorile maxime ale deformației relative fiind: după direcția verticală 4.69, după direcția transversală 1.71 iar după direcția longitudinală 1.29;
- modul șase de vibrație corespunde unei frecvențe proprii de $f_6=122.1770 \text{ Hz}$ deformațiile relative în acest caz fiind: 3.48 după axa longitudinală, 1.53 după axa transversală și 4.71 după axa verticală;

- deformația relativă maximă a batiului se obține după direcția transversală a celui de al șaselea mod de vibrație rezultând că pe măsură ce frecvențele proprii cresc și deformațiile relative au valori mai mari;

S-a constatat în urma analizei că frecvențele vibrațiilor în cazul batiului considerat pe izolatori de cauciuc sunt mai mici decât în cazul batiului considerat încastrat în pardoseală. Frecvențele proprii corespunzătoare modurilor de vibrație și deformațiile relative corespunzătoare au rezultat:

- $f_1=12.7455$ Hz, deformațiile relative ale batiului pe axe sunt: pe axa longitudinală 0.06, pe axa transversală 1.35 iar pe axa verticală 0.09; datorită valorilor mici pe care le au deformațiile relative după axele longitudinală și respectiv verticală se poate spune că în acest caz vibrațiile au loc în special după axa transversală;
- $f_2=14.8224$ Hz, deformația relativă are valoarea maximă 1.297 în traverse dar și în partea superioară a cadrelor laterale valoarea minimă a amplitudinii vibrației obținându-se în punctul de contact dintre piciorul batiului și izolatorul de cauciuc;
- $f_3=18.8542$ Hz, modul al treilea de vibrație, figura 3.11 este caracterizat de vibrații orientate în special după axa longitudinală. deformația relativă maximă este 1.695 în mijlocul barei transversale iar valoarea minimă, 0.144 se înregistrează în punctul de contact dintre cauciuc și piciorul batiului;
- $f_4=51.2832$ Hz deformațiile relative maxime ale batiului corespunzătoare fiind: 2.18 după direcția longitudinală, 1.02 după direcția transversală și 0 după direcția verticală; în acest caz vibrațiile au loc numai după direcțiile transversală și longitudinală;
- $f_5=52.3966$ Hz deformațiile relative corespunzătoare fiecărei axe fiind: după axa longitudinală 3.24, după axa transversală 0.77 iar după axa verticală 0.98;
- $f_6=59.8401$ Hz deformațiile relative corespunzătoare fiecărei axe fiind: după axa longitudinală 1.08, după axa transversală 1.99 iar după axa verticală 0.22.

În urma analizei barei de torsiune a mașinii de țesut cu microproiectil de tip STB au fost determinate pulsațiile proprii, modurile naturale de vibrație și deformațiile relative. Dintre pulsațiile determinate au fost analizate doar cele corespunzătoare vibrațiilor de torsiune pe baza vizualizării modurilor de vibrație înregistrate.

Pulsația fundamentală a barei de torsiune s-a obținut 2238 rad/s și este diferită cu 5.4% față de valoarea obținută prin metoda exactă și cu 5.8% față de valoarea obținută teoretic prin aplicarea metodei elementelor finite.

Pulsațiile proprii ale barei diferă de pulsațiile proprii ale momentului perturbator ce acționează în momentul lansării microproiectilului, deci nu apare pericolul de rezonanță.

În cazul analizei vibrațiilor brațului de lansare la mașina de țesut cu microproiectil s-a constatat:

- brațul de lansare se deformează la capătul superior, deformațiile relative minime obținându-se în partea în care acesta este încastrat;
- brațul de lansare este solicitat la încovoiere, ținând seama și de rolul său funcțional;
- pentru $\omega=4.735$ rad/s deformațiile relative maxime apar la capătul superior al brațului de lansare datorită momentului încovoiător; valoarea deformației după axa perpendiculară pe brațul de lansare fiind $0.101 \cdot 10^{-6}$.
- deformația relativă totală a brațului de lansare are o valoare $0.856 \cdot 10^{-2}$ pentru viteza unghiulară 149.459 rad/s
- frecvențele proprii ale brațului de lansare au valorile: $f_1=338.297$ Hz, $f_2=1394.14$ Hz, $f_3=1410.51$ Hz, $f_4=3003.75$ Hz, $f_5=3932.98$ Hz, $f_6=4171.09$ Hz.

- pulsațiile proprii diferă de pulsațiile armonicelor componente ale momentului perturbator.

În ultima parte a capitolului a fost analizat arborele secundar al mașinii de țesut automate AT-100. Modelul a fost realizat în SolidWorks iar greutatea corespunzătoare fiecărui mecanism situat pe arbore au fost înlocuite prin forțe care acționează pe întreaga lungime a tronsonului corespunzător al arborelui.

După efectuarea analizei s-au constatat următoarele:

- deformațiile maxime ale arborelui se datorează atât roții dințate, ce primește mișcarea de la arborele principal, cât și mecanismului de lansare;
- arborele secundar este supus la solicitări de încovoiere și răsucire;
- deformațiile arborelui secundar după axa verticală se datorează mecanismului de formare a rostului, valoarea maximă a acestora fiind 0.00597 mm.
- frecvențele proprii corespunzătoare primelor două moduri de vibrație au valori mici și apropiate corespunzând vibrațiilor de răsucire ale arborelui;
- frecvența proprie corespunzătoare modului trei de vibrație este $f_3=164.715$ Hz și corespunde vibrațiilor de încovoiere;
- frecvența proprie corespunzătoare modului patru de vibrație este $f_4=164.76$ Hz iar vibrațiile au loc după axa verticală.

În **Capitolul 4 - Prelucrarea datelor experimentale** - s-a realizat prelucrarea semnalelor vibratorii obținute experimental. Principalele contribuții în cadrul acestui capitol sunt:

- stabilirea unor metode adecvate de măsurare și analiză a vibrațiilor, cu indicarea punctelor de măsurare, a aparatului și a software-ului necesar;
- cercetarea și modificarea unor metode existente de analiză a vibrațiilor;
- prelucrarea și analizarea semnalelor vibrațiilor măsurate în domeniul timp și în domeniul frecvență;
- analizarea în timp a vibrațiilor măsurate pentru identificarea cauzelor principale ale vibrațiilor;
- stabilirea celor trei faze care corespund unei rotații complete a arborelui principal și reprezintă stadiul de funcționare sau repaus al fiecărui mecanism în acest timp;
- stabilirea diagramei ciclice a funcționării mecanismelor mașinii de țesut STB calculând timpii corespunzători fiecărei faze de funcționare a mecanismelor în funcție de unghiul de rotire al arborelui principal;
- pentru traductorul poziționat în punctul A1T un maxim al accelerațiilor $a=3.6$ m/s² corespunzător pentru $t=0.119$ s; un vârf de amplitudine pentru $t=(0-0.1)$ s care se datorează mecanismului regulator de urzeală; un vârf de amplitudine pentru $t=0.234$ s datorat mecanismului de lansare;
- pentru traductorul poziționat în punctul A1V valoarea maximă a accelerației este 0.9m/s² pentru $t = 0.350$ s; în intervalul de timp (0.01-0.02 s) un vârf de amplitudine de 75 m/s² în intervalul de timp datorat este mecanismul de formare a rostului care realizează ridicarea itelor în intervalul dar și mecanismului vătălă care se deplasează spre poziția extremă față;
- pentru traductorul poziționat în punctul A1L valoarea maximă a accelerației este 1.03 s și corespunde pentru $t=0.120$ s; vârful de amplitudine 21m/s² corespunde la $t=0.014$ s și se datorează acțiunii mecanismului de lansare;
- pentru traductorul poziționat pe batiul mașinii în punctul A2T vibrațiile se datorează suprapunerii mișcărilor vibratorii ale mecanismului vătălă, regulatorului de urzeală și mecanismului de formare al rostului;

- pentru traductorul poziționat pe batiul mașinii în punctul A2V valoarea maximă a accelerației de 210 m/s^2 corespunzătoare la $t=0.445\text{s}$; valoarea maximă a amplitudinii accelerației este 115m/s^2 se datorează vătălei;
- pentru traductorul poziționat pe batiu în punctul A3T, pentru $t = 0.15\text{s}$, apare un vârf al amplitudinii accelerației, 1132m/s^2 , datorat în special funcționării regulatorului de urzeală;
- pentru traductorul poziționat în punctul A3V amplitudinea maximă a accelerației, 152m/s^2 , s-a obținut în apropierea valorii corespunzătoare momentului în care regulatorul își încheie cursa activă și eliberează o cantitate de urzeală;
- pentru traductorul poziționat în punctul A3L în intervalul $t=(0 - 0.05\text{s})$ valori maxime vârfurilor amplitudinilor, 100 m/s^2 , datorate mecanismului vătălă; la $t=0.066\text{s}$ apare un vârf al amplitudinii accelerației de 220m/s^2 datorat atât vătălei care se deplasează în poziția extremă spate cât și regulatorului de urzeală care își încheie cursa activă;
- pentru traductorul poziționat în punctul A4T se determină o valoare maximă a accelerației 4.997 m/s^2 corespunzătoare $t=0.355\text{s}$; valorile amplitudinilor accelerațiilor se datorează suprapunerii vibrațiilor datorate mecanismului de formare al rostului și mecanismului de lansare;
- pentru traductorul poziționat în punctul A4V vibrațiile se transmit mai mult după direcția transversală decât după direcția verticală; amplitudinile maxime se datorează mecanismului lansării și regulatorului de urzeală; mecanismul vătălă nu influențează amplitudinea accelerației, fiind în repaus;
- pentru traductorul poziționat în punctul A5T valoarea maximă a accelerației este $a=1\text{m/s}^2$ pentru $t=0.84\text{s}$; un maxim al amplitudinii accelerației, 27m/s^2 , apare la pentru $t=0.046 \text{ s}$ corespunzător momentului în care vătala ajunge în poziția extremă față execută îndesarea firului de bătătură și își începe deplasarea spre poziția extremă spate; pentru $t=0.125\text{s}$ amplitudinile maxime se datorează atât mecanismului de formare al rostului și mecanismului regulator de urzeală;
- pentru traductorul poziționat în punctul A5V la $t=0.127\text{s}$ apare o valoare a amplitudinii accelerației de 123m/s^2 ; amplitudinile accelerației se datorează mecanismului de formare a rostului, dar și mecanismului regulator de urzeală;
- pentru traductorul poziționat în punctul A5L, valoarea maximă a accelerației este 2m/s^2 la $t=0.300\text{s}$; vătala transmite vibrații doar după direcția longitudinală a mecanismului; în intervalul $(0.05-0.1)\text{s}$ vârfurile amplitudinii accelerației de 250m/s^2 sunt datorate vătălei care se deplasează și ajunge în poziția extremă spate în acest interval.

Partea experimentală a lucrării o constituie măsurătorile de vibrații și zgomote realizate pe mașinile de țesut. Prin conținutul său cu exemple concrete, cu prezentarea rezultatelor complete ale măsurătorilor și analizelor de vibrații lucrarea oferă metode de studiu și informații pentru dezvoltarea unor studii. Pornind de la modelele studiate se pot astfel analiza și alte mecanisme ale mașinii sau se poate realiza un model complex prin poziționarea unor mecanisme pe batiul mașinii.

Teza de doctorat se bazează pe rezultatele teoretice și experimentale obținute de autoare în activitatea științifică și de cercetare desfășurată în cadrul Catedrei de Mecanică a Facultății de Mecanică din cadrul Universității Politehnica Timișoara. Teza de doctorat încearcă să pună la dispoziția colegilor și a specialiștilor interesați de studiul vibrațiilor mașinilor textile, metode teoretice și metode experimentale verificate care să le ușureze munca.

$$n_0 := 200$$

$$\omega_0 := \pi \cdot \frac{n_0}{30}$$

$$\phi_0 := \frac{\pi}{3}$$

$$T := \frac{4 \cdot \pi}{\omega_0}$$

$$\omega := \frac{\omega_0}{2}$$

$$0 \leq t \leq \frac{\phi_0}{\omega}$$

$$t(t \rightarrow)$$

$$Ff := 30$$

$$U1(t) := \begin{cases} Ff & \text{if } 0 \leq \omega \cdot t \leq \frac{\phi_0}{2} \\ 0 & \text{if } \frac{\phi_0}{2} < \omega \cdot t < 2\pi \end{cases}$$

Numarul termenilor seriei Fourieri calculati:

$$N := 5$$

$$FC(U1, N) := \begin{array}{l} R^{(0)} \leftarrow \left(\frac{2}{T} \cdot \int_0^{\frac{\phi_0}{\omega}} U1(t) dt \right) \\ \text{for } n \in 1..N \\ R^{(n)} \leftarrow \begin{array}{l} \left(\frac{2}{T} \cdot \int_0^{\frac{\phi_0}{\omega}} U1(t) \cdot \cos(n \cdot \omega \cdot t) dt \right) \\ \left(\frac{2}{T} \cdot \int_0^{\frac{\phi_0}{\omega}} U1(t) \cdot \sin(n \cdot \omega \cdot t) dt \right) \end{array} \end{array}$$

Coeficientii Fourier calculati sunt:

$$res := FC(U1, N)$$

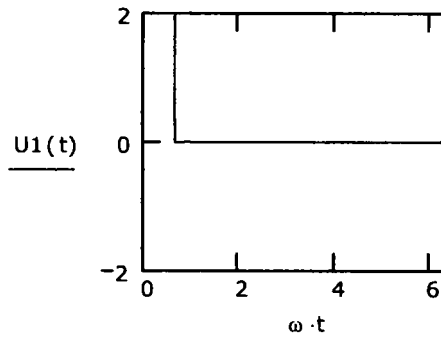
$$a := res^{(0)}$$

$$b := res^{(1)}$$

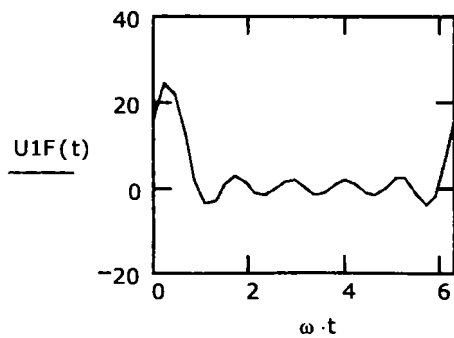
$$\text{res} = \begin{pmatrix} 5 & 0 \\ 4.775 & 1.279 \\ 4.135 & 2.387 \\ 3.183 & 3.183 \\ 2.067 & 3.581 \\ 0.955 & 3.564 \end{pmatrix}$$

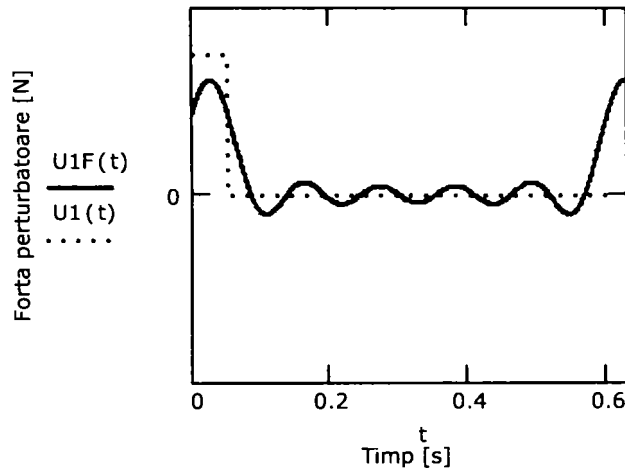
$$\text{a} = \begin{pmatrix} 5 \\ 4.775 \\ 4.135 \\ 3.183 \\ 2.067 \\ 0.955 \end{pmatrix}$$

$$\text{b} = \begin{pmatrix} 0 \\ 1.279 \\ 2.387 \\ 3.183 \\ 3.581 \\ 3.564 \end{pmatrix}$$



$$U_{1F}(t) := \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^N (a_n \cdot \cos(n \cdot \omega \cdot t) + b_n \cdot \sin(n \cdot \omega \cdot t))$$





Expresia forței perturbatoare $U_2(t)$ este:

$$U_{2\max} := 320$$

unde

$$U_2(t) := \begin{cases} U_{2\max} \cdot \sin(\omega \cdot t) & \text{if } 0 \leq \omega \cdot t \leq \frac{\phi_0}{2} \\ 0 & \text{if } \frac{\phi_0}{2} < \omega \cdot t < 2 \cdot \pi \end{cases}$$

$$U_F(t) := U_1(t) + U_2(t)$$

Numarul termenilor seriei Fourier calculati:

$$N := 5$$

$$FC(U_2, N) := \begin{matrix} R^{(0)} \leftarrow \left(\begin{array}{c} \frac{2}{T} \cdot \int_0^{\frac{\phi_0}{\omega}} U_2(t) dt \\ 0 \end{array} \right) \\ \text{for } n \in 1..N \\ R^{(n)} \leftarrow \left(\begin{array}{c} \frac{2}{T} \cdot \int_0^{\frac{\phi_0}{\omega}} U_2(t) \cdot \cos(n \cdot \omega \cdot t) dt \\ \frac{2}{T} \cdot \int_0^{\frac{\phi_0}{\omega}} U_2(t) \cdot \sin(n \cdot \omega \cdot t) dt \end{array} \right) \\ R^T \end{matrix}$$

Coefficientii Fourier calculati sunt:

$$res := FC(U_2, N)$$

$$c := res^{(0)}$$

$$d := \text{res} \langle 1 \rangle$$

$$d = \begin{pmatrix} 0 \\ 4.614 \\ 8.488 \\ 11.027 \\ 11.884 \\ 11.027 \end{pmatrix}$$

$$a = \begin{pmatrix} 5 \\ 4.775 \\ 4.135 \\ 3.183 \\ 2.067 \\ 0.955 \end{pmatrix}$$

$$\text{res} = \begin{pmatrix} 13.647 & 0 \\ 12.732 & 4.614 \\ 10.153 & 8.488 \\ 6.366 & 11.027 \\ 2.031 & 11.884 \\ -2.122 & 11.027 \end{pmatrix}$$

$$N := 5$$

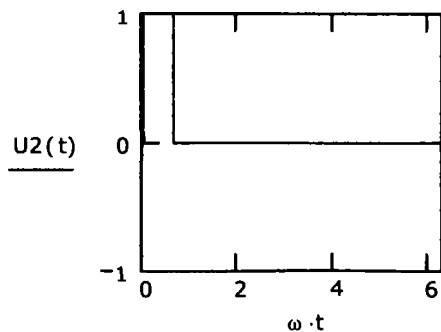
$$U2F(t) := \frac{c_0}{2} + \sum_{n=1}^N (c_n \cdot \cos(n \cdot \omega \cdot t) + d_n \cdot \sin(n \cdot \omega \cdot t))$$

$$A := a + c$$

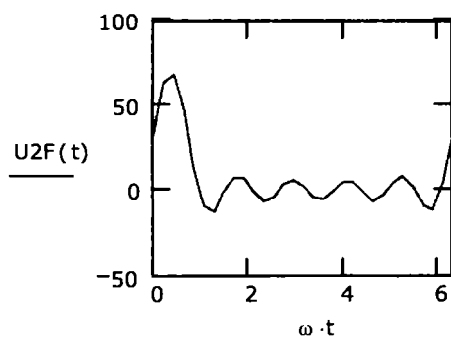
$$B := b + d$$

Pentru forța UF(t)

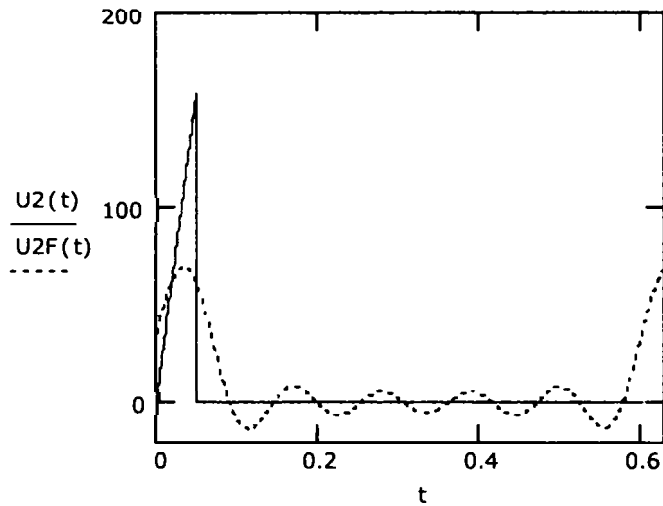
$$UF(t) := \frac{A_0}{2} + \sum_{n=1}^N (A \cdot \cos(n \cdot \omega \cdot t) + B \cdot \sin(n \cdot \omega \cdot t))$$



$$B = \begin{pmatrix} 0 \\ 5.893 \\ 10.876 \\ 14.21 \\ 15.465 \\ 14.59 \\ 18.647 \\ 17.507 \\ 14.288 \\ 9.549 \\ 4.098 \\ -1.167 \end{pmatrix}$$
$$A = \begin{pmatrix} 18.647 \\ 17.507 \\ 14.288 \\ 9.549 \\ 4.098 \\ -1.167 \end{pmatrix}$$



$$A_0 = 18.647$$
$$B_1 := 5.893$$
$$A_1 := 17.507$$
$$A_2 := 14.288$$
$$B_2 := 10.876$$
$$A_3 := 9.549$$
$$B_3 := 14.21$$
$$A_4 := 4.098$$
$$B_4 := 15.465$$
$$A_5 := -1.167$$
$$B_5 := 14.59$$



$$C := \sqrt{A^2 + B^2}$$

$$UF0(t) := \frac{A_0}{2} + \sum_{n=1}^N C_n \cdot \sin(n \cdot \omega \cdot t + \phi_n)$$

$$n := 1..5$$

$$C = \begin{pmatrix} 18.647 \\ 18.472 \\ 17.956 \\ 17.12 \\ 15.999 \\ 14.637 \end{pmatrix}$$

$$\phi_1 := \operatorname{atan}\left(\frac{A_1}{B_1}\right)$$

$$\phi_1 = 1.246$$

$$\phi_2 := \operatorname{atan}\left(\frac{A_2}{B_2}\right)$$

$$\phi_2 = 0.92$$

$$\phi_3 := \operatorname{atan}\left(\frac{A_3}{B_3}\right)$$

$$\phi_3 = 0.592$$

$$\phi_4 := \operatorname{atan}\left(\frac{A_4}{B_4}\right)$$

$$\phi_4 = 0.259$$

$$\phi_5 := \operatorname{atan}\left(\frac{A_5}{B_5}\right)$$

$$\phi_5 = -0.08$$

$$F_0(t) := \frac{A_0}{2}$$

$$UF_1(t) := C_1 \cdot \sin(\omega \cdot t + \phi_1)$$

$$UF_2(t) := C_2 \cdot \sin(2 \cdot \omega \cdot t + \phi_2)$$

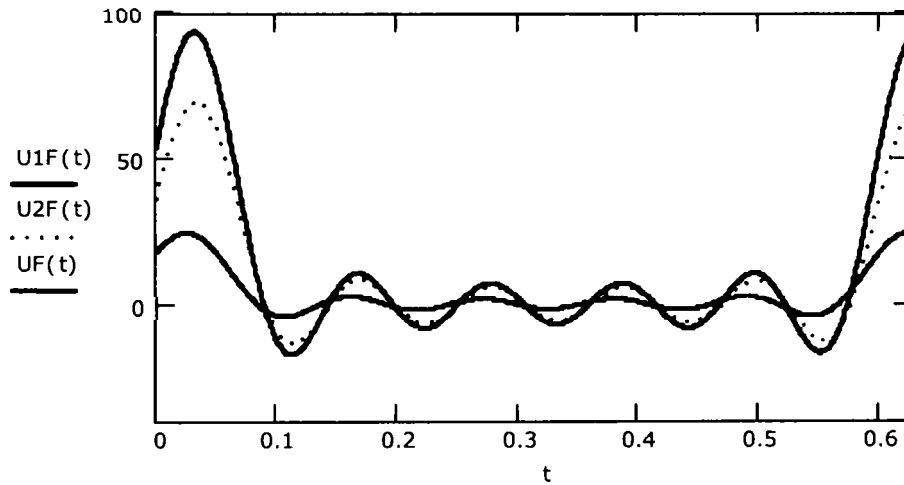
$$UF_3(t) := C_3 \cdot \sin(3 \cdot \omega \cdot t + \phi_3)$$

$$UF_4(t) := C_4 \cdot \sin(4 \cdot \omega \cdot t + \phi_4)$$

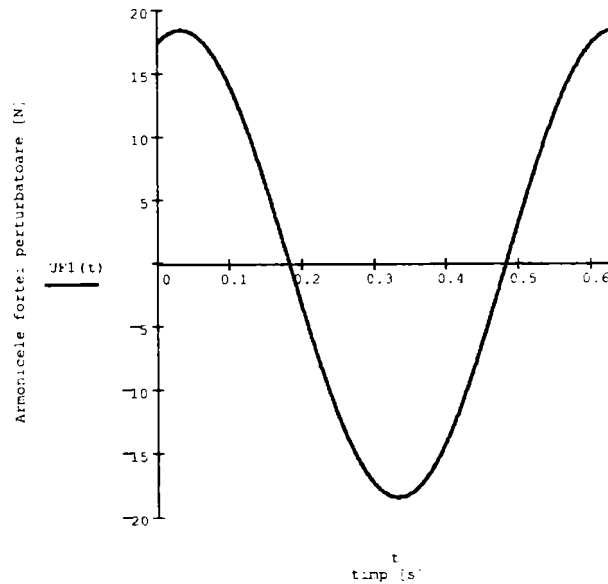
$$UF_5(t) := C_5 \cdot \sin(5 \cdot \omega \cdot t + \phi_5)$$

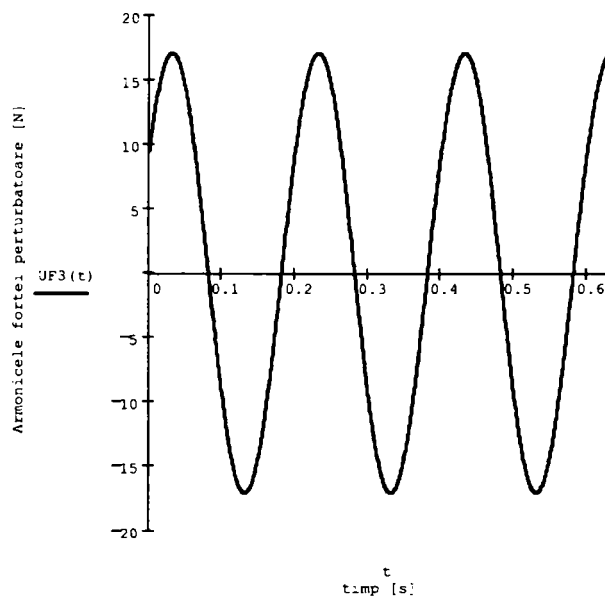
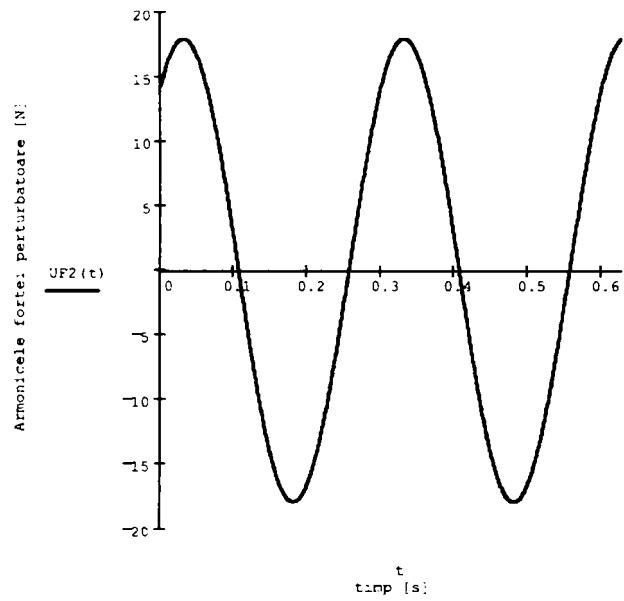
$$UF(t) := \frac{A_0}{2} + C_1 \cdot \sin(\omega \cdot t + \phi_1) + C_2 \cdot \sin(2 \cdot \omega \cdot t + \phi_2) + C_3 \cdot \sin(3 \cdot \omega \cdot t + \phi_3) + C_4 \cdot \sin(4 \cdot \omega \cdot t + \phi_4) + C_5 \cdot \sin(5 \cdot \omega \cdot t + \phi_5)$$

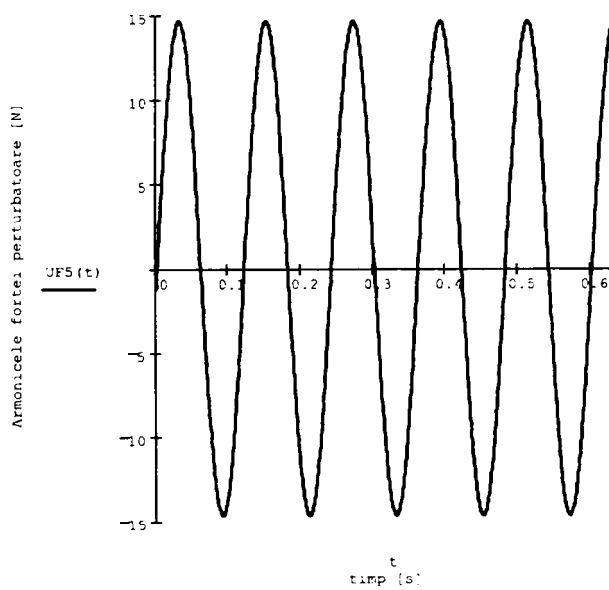
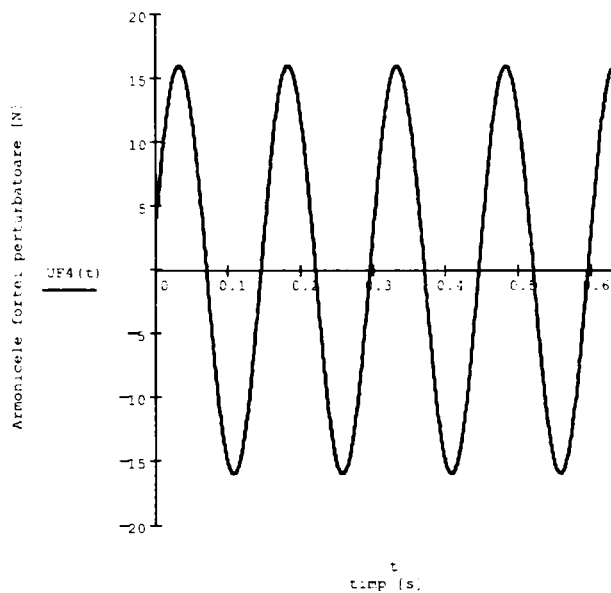
$$UF(t) := U1F(t) + U2F(t)$$



Armonicele forței perturbatoare [N]







$$\omega := 10.5$$

$$E := 2 \cdot 10^{11}$$

$$\rho := 7850$$

$$A := 10.12 \cdot 10^{-4}$$

$$I_z := 16.32 \cdot 10^{-8}$$

$$l := 0.75$$

$$n(n \rightarrow)$$

$$n := 1..4$$

$$x(x \rightarrow)$$

$$Y_n(x) = \begin{bmatrix} \cosh(2.435 \cdot x) - \cos(2.435 \cdot x) - 7.6 \cdot 10^{-0.1} \cdot (\sinh(2.435 \cdot x) - \sin(2.435 \cdot x)) \\ 1.3 \cdot 10 \cdot (\cosh(6.096 \cdot x) - \cos(6.096 \cdot x)) - 1.4 \cdot 10^{-0.1} \cdot (\sinh(6.096 \cdot x) - \sin(6.096 \cdot x)) \\ 3.2 \cdot 10^2 \cdot (\cosh(10.2 \cdot x) - \cos(10.2 \cdot x)) - 3.2 \cdot 10^2 \cdot (\sinh(10.2 \cdot x) - \sin(10.2 \cdot x)) \\ 7.5 \cdot 10^3 \cdot (\cosh(14.28 \cdot x) - \cos(14.28 \cdot x)) - 3.2 \cdot 10^2 \cdot (\sinh(14.28 \cdot x) - \sin(14.28 \cdot x)) \end{bmatrix}$$

$$Y_1(x) = \cosh(2.435 \cdot x) - \cos(2.435 \cdot x) - 7.6 \cdot 10^{-0.1} \cdot (\sinh(2.435 \cdot x) - \sin(2.435 \cdot x))$$

$$x := 0.75$$

$$Y_1 := \cosh(2.435 \cdot 0.75) - \cos(2.435 \cdot 0.75) - 7.6 \cdot 10^{-0.1} \cdot (\sinh(2.435 \cdot 0.75) - \sin(2.435 \cdot 0.75))$$

$$Y_1 = -8.981$$

$$Y_2(x) = 1.3 \cdot 10 \cdot (\cosh(6.096 \cdot x) - \cos(6.096 \cdot x)) - 1.4 \cdot 10^{-0.1} \cdot (\sinh(6.096 \cdot x) - \sin(6.096 \cdot x))$$

$$Y_2 := 1.3 \cdot 10 \cdot (\cosh(6.096 \cdot x) - \cos(6.096 \cdot x)) - 1.4 \cdot 10^{-0.1} \cdot (\sinh(6.096 \cdot x) - \sin(6.096 \cdot x))$$

$$Y_2 = 575.795$$

$$Y_3(x) = 3.2 \cdot 10^2 \cdot (\cosh(10.2 \cdot x) - \cos(10.2 \cdot x)) - 3.2 \cdot 10^2 \cdot (\sinh(10.2 \cdot x) - \sin(10.2 \cdot x))$$

$$Y_3 := 3.2 \cdot 10^2 \cdot (\cosh(10.2 \cdot 0.75) - \cos(10.2 \cdot 0.75)) - 3.2 \cdot 10^2 \cdot (\sinh(10.2 \cdot 0.75) - \sin(10.2 \cdot 0.75))$$

$$Y_3 = 248.696$$

$$Y_4 = 7.5 \cdot 10^3 \cdot (\cosh(14.28 \cdot x) - \cos(14.28 \cdot x)) - 3.2 \cdot 10^2 \cdot (\sinh(14.28 \cdot x) - \sin(14.28 \cdot x))$$

$$Y_4 := 7.5 \cdot 10^3 \cdot (\cosh(14.28 \cdot 0.75) - \cos(14.28 \cdot 0.75)) - 3.2 \cdot 10^2 \cdot (\sinh(14.28 \cdot 0.75) - \sin(14.28 \cdot 0.75))$$

$$Y_4 = 1.608 \times 10^8$$

$$B_n \rightarrow \begin{pmatrix} B_1 \\ B_2 \\ B_3 \\ B_4 \end{pmatrix}$$

$$B_1 = \int_0^{0.75} [Y_1(x)]^2 dx$$

$$\int_0^{0.75} [\cosh(2.435 \cdot x) - \cos(2.435 \cdot x) - 7.6 \cdot 10^{-0.1} \cdot (\sinh(2.435 \cdot x) - \sin(2.435 \cdot x))]^2 dx = 7.603$$

$$B_1 := 7.603$$

$$B_2 = \int_0^{0.75} [Y_2(x)]^2 dx$$

$$B_2 = \int_0^{0.75} [1.3 \cdot 10^3 \cdot (\cosh(6.096 \cdot x) - \cos(6.096 \cdot x)) - 1.4 \cdot 10^{-0.1} \cdot (\sinh(6.096 \cdot x) - \sin(6.096 \cdot x))]^2 dx$$

$$\int_0^{0.75} [1.3 \cdot 10^3 \cdot (\cosh(6.096 \cdot x) - \cos(6.096 \cdot x)) - 1.4 \cdot 10^{-0.1} \cdot (\sinh(6.096 \cdot x) - \sin(6.096 \cdot x))]^2 dx = 2.854 \times 10^4$$

$$B_2 := 2.854 \cdot 10^4$$

$$B_3 = \int_0^{0.75} [Y_3(x)]^2 dx$$

$$\int_0^{0.75} [3.2 \cdot 10^2 \cdot (\cosh(10.2 \cdot 0.75) - \cos(10.2 \cdot 0.75)) - 3.2 \cdot 10^2 \cdot (\sinh(10.2 \cdot 0.75) - \sin(10.2 \cdot 0.75))]^2 dx = 4.639 \times 10^4$$

$$B_3 := 8.698 \cdot 10^3$$

$$B_4 = \int_0^{0.75} [7.5 \cdot 10^3 \cdot (\cosh(14.28 \cdot x) - \cos(14.28 \cdot x)) - 3.2 \cdot 10^2 \cdot (\sinh(14.28 \cdot x) - \sin(14.28 \cdot x))]^2 dx$$

$$\int_0^{0.75} [7.5 \cdot 10^3 \cdot (\cosh(14.28 \cdot x) - \cos(14.28 \cdot x)) - 3.2 \cdot 10^2 \cdot (\sinh(14.28 \cdot x) - \sin(14.28 \cdot x))]^2 dx = 9.059 \times 10^{14}$$

$$B_4 := 9.034 \cdot 10^{14}$$

$$\beta_n := \begin{pmatrix} \beta_1 \\ \beta_2 \\ \beta_3 \\ \beta_4 \\ \beta_5 \end{pmatrix}$$

$$\beta_1 := 1.8751$$

$$\beta_2 := 4.6941$$

$$\beta_3 := 7.853$$

$$\beta_4 := 10.995$$

$$\beta_5 := 14.1371$$

$$p := \left(\frac{\beta}{l} \right)^2 \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I_z}{\rho \cdot A}}$$

$$p = \begin{pmatrix} 0 \\ 400.6603 \\ 2510.9157 \\ 7027.4645 \\ 1.3776 \times 10^4 \\ 2.2774 \times 10^4 \end{pmatrix}$$

$$n := 1..4$$

$$F_0 := 930.935$$

$$C_n := F_0 \cdot \frac{Y_n}{E \cdot I_z \cdot B_n \cdot \left(\frac{\beta_n}{l}\right)^4 \left[1 - \frac{\omega^2}{(\rho_n)^2}\right]}$$

$$C_n = \begin{array}{|c|} \hline -8.629 \cdot 10^{-4} \\ \hline 3.75 \cdot 10^{-7} \\ \hline 6.785 \cdot 10^{-8} \\ \hline 1.099 \cdot 10^{-13} \\ \hline \end{array}$$

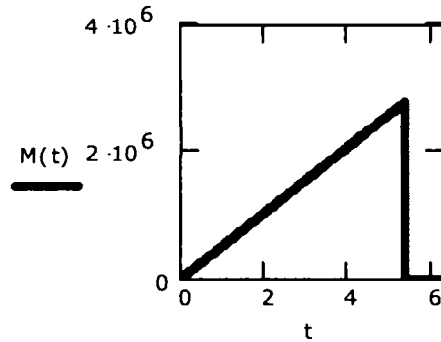
$$T := 2 \cdot \pi$$

$$M_{\max} := 2.77316 \cdot 10^6$$

$$0 \leq t \leq T$$

$$t(t \rightarrow)$$

$$M(t) := \begin{cases} \frac{1.176 \cdot 2.77316 \cdot 10^6 \cdot t}{T} & \text{if } 0 \leq t \leq 0.85T \\ 0 & \text{if } 0.85 \cdot T < t < T \end{cases}$$



Se introduce limita superioara a intervalului periodic:

Numarul termenilor seriei Fourieri calculati:

$$N := 5$$

$$FC(M, N) := \begin{cases} R^{(0)} \leftarrow \left(\frac{2}{T} \cdot \int_0^{0.85 \cdot T} M(t) dt \right) \\ \text{for } n \in 1..N \\ R^{(n)} \leftarrow \begin{pmatrix} \frac{2}{T} \cdot \int_0^{0.85 \cdot T} M(t) \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot n \cdot \pi \cdot t}{T}\right) dt \\ \frac{2}{T} \cdot \int_0^{0.85 \cdot T} M(t) \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot n \cdot \pi \cdot t}{T}\right) dt \end{pmatrix} \end{cases}$$

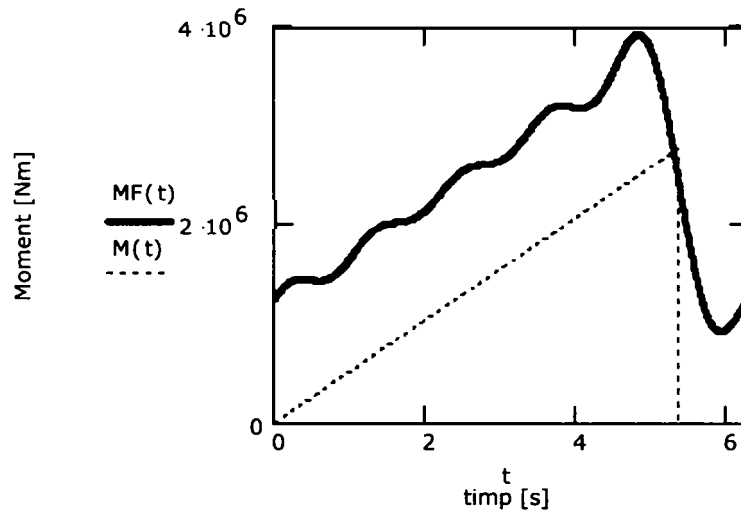
Coeficientii Fourier calculati sunt:

$$res := FC(M, N)$$

$$a := res^{(0)}$$

$$b := res^{(1)}$$

$$MF(t) := a_0 + \sum_{n=1}^N \left(a_n \cdot \cos\left(\frac{2n \cdot \pi \cdot t}{T}\right) + b_n \cdot \sin\left(\frac{2n \cdot \pi \cdot t}{T}\right) \right)$$


 $n := 1..5$

$$a = \begin{pmatrix} 2.356 \times 10^6 \\ -7.82 \times 10^5 \\ -4.737 \times 10^5 \\ -1.267 \times 10^5 \\ 1.11 \times 10^5 \\ 1.699 \times 10^5 \end{pmatrix}$$

$$\phi_n := \text{atan} \left(\frac{a_n}{b_n} \right)$$

 $\phi_n =$

0.876
-1.369
-0.433
0.541
1.532

$$A_n := \left[\sqrt{[(a_n)^2 + (b_n)^2]} \right]$$

$$b = \begin{pmatrix} 0 \\ -6.523 \times 10^5 \\ 9.705 \times 10^4 \\ 2.741 \times 10^5 \\ 1.845 \times 10^5 \\ 6.609 \times 10^3 \end{pmatrix}$$

$$MF(t) := \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^N A_n \cdot \sin\left(\frac{2n \cdot \pi \cdot t}{T} + \phi_n\right)$$

$$A = \begin{pmatrix} 0 \\ 1.018 \times 10^6 \\ 4.835 \times 10^5 \\ 3.019 \times 10^5 \\ 2.153 \times 10^5 \\ 1.7 \times 10^5 \end{pmatrix}$$

$$\sum_{n=1}^5 A_n \cdot \sin\left(\frac{2n \cdot \pi \cdot t}{T} + \phi_n\right)$$

$$A_1 \cdot \sin\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T} + \phi_1\right) + A_2 \cdot \sin\left(4 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T} + \phi_2\right) + A_3 \cdot \sin\left(6 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T} + \phi_3\right) + \\ + A_4 \cdot \sin\left(8 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T} + \phi_4\right) + A_5 \cdot \sin\left(10 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T} + \phi_5\right)$$

$$MF(t) := \frac{a_0}{2} + A_1 \cdot \sin\left(2\pi \cdot \frac{t}{T} + \phi_1\right) + A_2 \cdot \sin\left(2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T} + \phi_2\right) + \\ + A_3 \cdot \sin\left(2 \cdot 3 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T} + \phi_3\right) + A_4 \cdot \sin\left(2 \cdot 4 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T} + \phi_4\right) + A_5 \cdot \sin\left(2 \cdot 5 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T} + \phi_5\right)$$

$$M1(t) := (1.078 \cdot 10^6) \cdot \sin\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T} + 0.876\right)$$

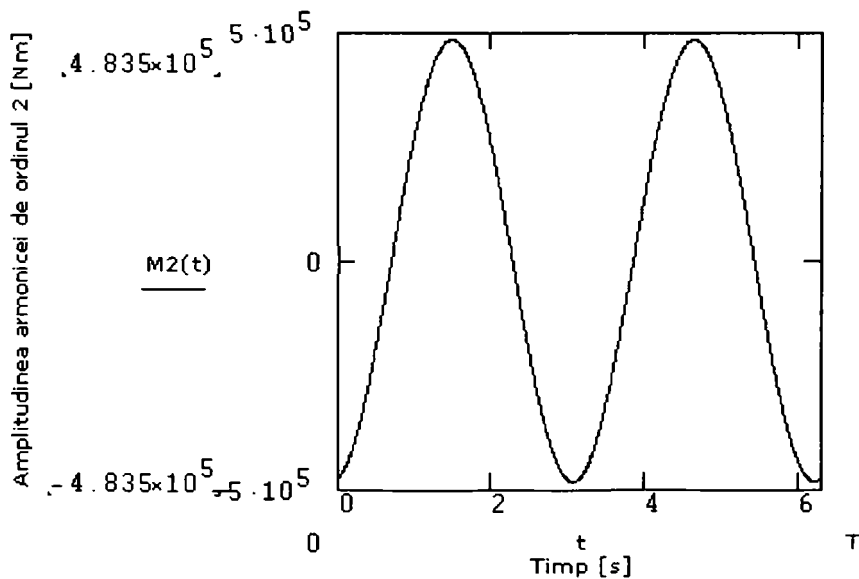
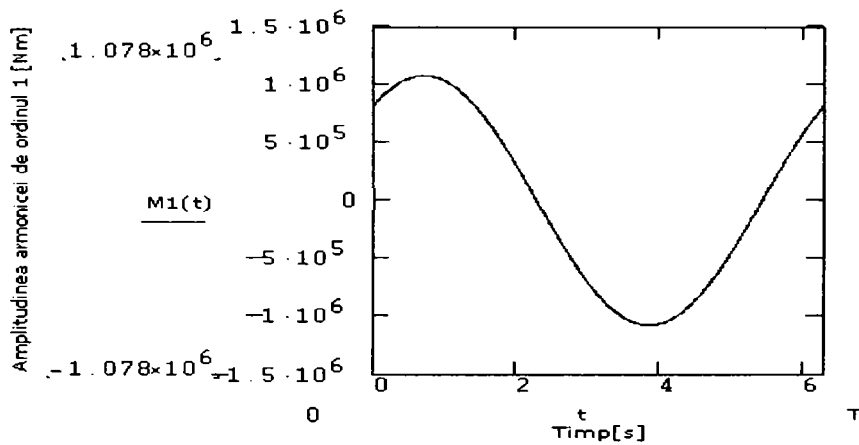
$$M2(t) := \left(\sum_{n=2}^2 A_2 \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot n \cdot \pi \cdot t}{T} + \phi_2\right) \right)$$

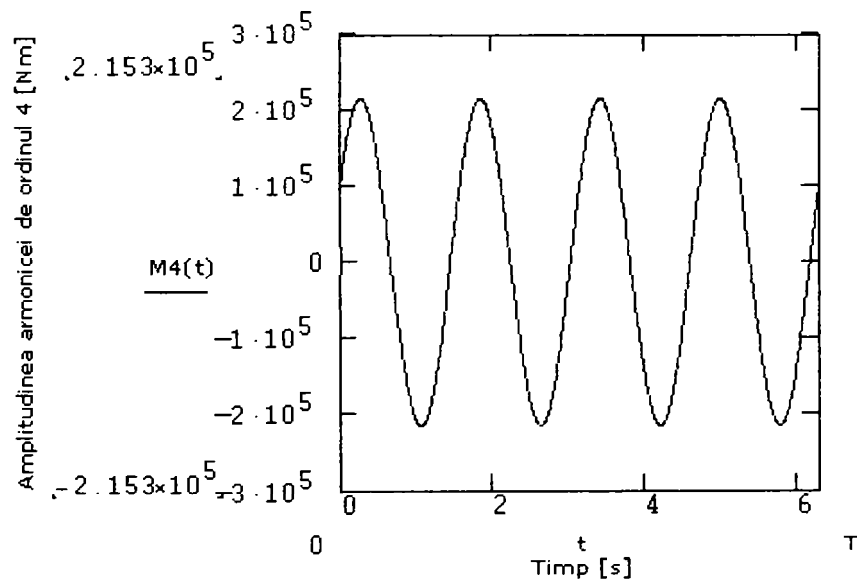
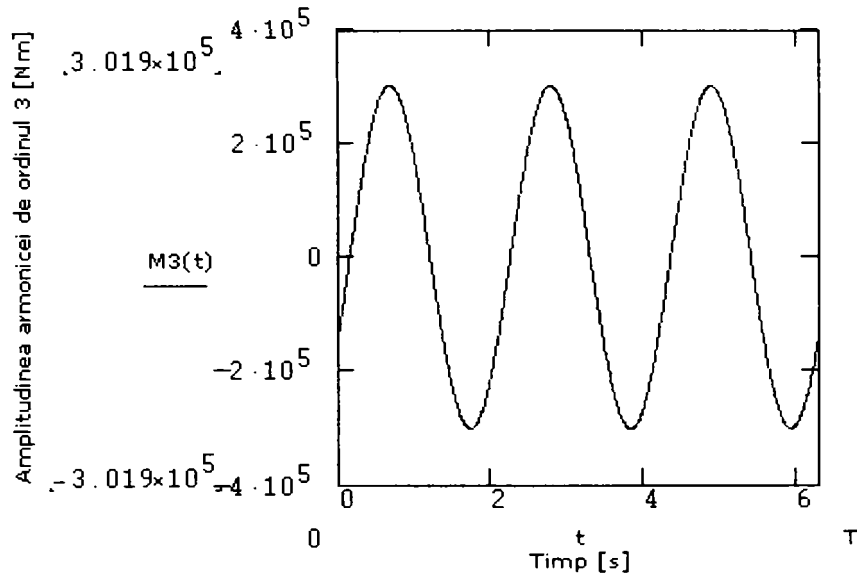
$$M3(t) := \left(\sum_{n=3}^3 A_3 \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot n \cdot \pi \cdot t}{T} + \phi_3\right) \right)$$

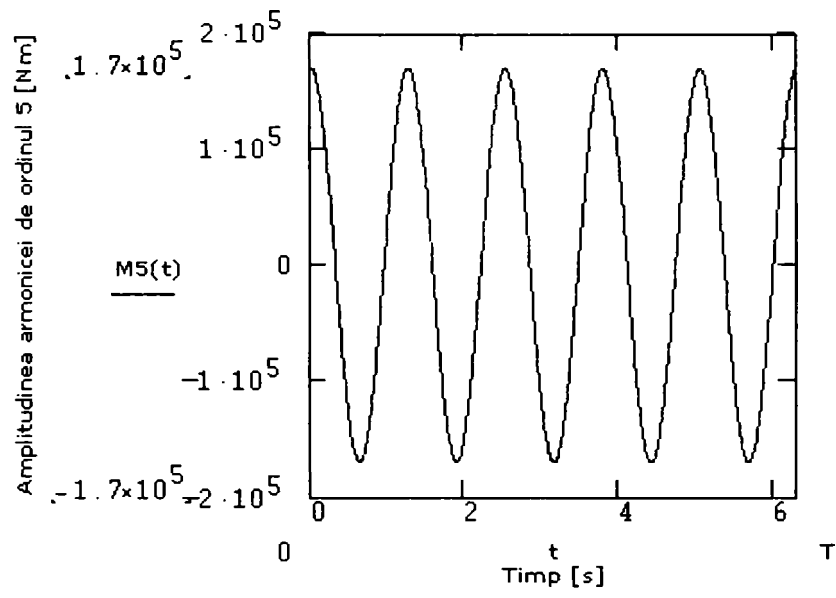
$$M_4(t) := \left(\sum_{n=4}^4 A_4 \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot n \cdot \pi \cdot t}{T} + \phi_4\right) \right)$$

$$M_5(t) := \left(\sum_{n=5}^5 A_5 \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot n \cdot \pi \cdot t}{T} + \phi_5\right) \right)$$

$$MF(t) := \frac{a_0}{2} + A_1 \cdot \sin\left(2\pi \cdot \frac{t}{T} + \phi_1\right) + A_2 \cdot \sin\left(2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T} + \phi_2\right) + A_3 \cdot \sin\left(2 \cdot 3 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T} + \phi_3\right) + A_4 \cdot \sin\left(2 \cdot 4 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T} + \phi_4\right) + A_5 \cdot \sin\left(2 \cdot 5 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T} + \phi_5\right)$$








```
t=0:.0002:9.9998;  
a=xlsread('A1L.xls');
```

```
figure  
plot(t,a),ylabel('Acceleratia[m/s^2]'),xlabel('timp[s]'), axis([0 1 -3 3])
```

```
%Y=fft(a,1024);  
%f=5000*(0:512)/1024;  
%q=abs(Y);  
%q(1:513);  
%plot(f,q(1:513))
```

```
%Y=fft(a,2048);  
%f=5000*(0:1024)/2048;  
%q=abs(Y);  
%q(1:1024);  
%plot(f,q(1:1025))
```

```
n=50000;  
dt=0.0002;  
df=1/((n-1)*dt);  
j=1:n/2;  
fj=df*(j-1);
```

```
Y=fft(a);
```

```
q=abs(Y);  
q(1:25000);  
figure  
plot(fj,q(1:25000))  
xlabel('Frecventa [Hz]'),ylabel ('Amplitudine [m/s^2]')
```

```
figure  
plot(t,q),xlabel('Timp [s]'),ylabel ('Amplitudine [m/s^2]')
```

BIBLIOGRAFIE

- [1] Adanur, S., Wide World of Industrial Textiles, Dong Hua University, Shanghai, China, 26 Sept. 2002.
- [2] Adanur S., Turel T., Mechanics of Air-Jet Filling Insertion, 2001 ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition, New York, 2001.
- [3] Amit A. J., Modern Developements in weaving, Textile and Engineering Institute, Ichakaranji, <http://textilepapers.tripod.com/wvgdvlp.htm>
- [4] Bartoş M., Analysis of forced vibration of tail beam with stopper, Applied Mechanics, 6th International Scientific Conference, Bratislava, 2004
- [5] Bergman L.A., Hyatt J.E., Green functions for transversely vibrating uniform Euler-Bernoulli beams subject to constant axial preload, J. of Sound and Vibr. (1989), 134 (1), pag.175-180.
- [6] Beran J. - Bílek M., Mathematical Modelling of Basics Mechanisms of Weaving Maschine, TRANSFER 2000, Trenčín, Slovensko, 2000, ISBN 88-88914-26-4.
- [7] Bílek, M., Dynamics Analysis of Heald of Weaving Looms, Aplikovaná mechanika 2000, Liberec, ISBN 80-7083-388-2.
- [8] Bílek M, Kovář Š., Analysis heald motion of weaving loom, Applied Mechanics, 6th International Scientific Conference, Bratislava, 2004
- [9] Bílek M., Decreasing of the dynamic stress on the shedding mechanism through the optimization of the shape of the heald, TRANSFER 2002. str. 63-68, Trenčín, Slovenská Republika 2002.
- [10] Bílek M., Possibility of Increase of Healdshaft Stiffness, VIII. International Conference on the Theory of Machines and Mechanisms, Liberec, ISBN 80-7083-418-8.
- [11] Bílek M., Kovář, Š., Analýza pohybu nítěnky tkacího stroje. XIV, Mezinárodní vědecké sympozium TU Dresden - TU Liberec Republiky, 2003.
- [12] Bocşe B., mATH Studio, Conferința Națională de Învățământ Virtual, 2006
- [13] Braun S., Mechanical Signature Analysis, London, Academic Press, 1986
- [14] Bratu P., Corelația dintre regimul dinamic și puterea de acționare la mașinile cu acțiune vibrantă, Buletinul celei de a VIII-a conferințe de vibrații mecanice, vol.III, pag.131-136, ISBN 973-0-00331-9, Timișoara, 1996.
- [15] Brîndeu L., Bacria V., Dembinski D., Criterii de apreciere a nivelului de zgomot și vibrații în industria textilă. Lucrările Simpozionului național de Roboți industriali, Ediția a XII-a, Timișoara, 1994.
- [16] Brîndeu L., Vibrații. Mecanica analitică. Vibrații mecanice. Litografia Universității Tehnice din Timișoara, 1994.
- [17] Brîndeu L., Dembinschi Doina., Elemente de mecanica mașinilor. Aplicații în domeniul textil. Cinematica. Universitatea "Politehnica" din Timișoara, 1995.
- [18] Broch J.T., Mechanical Vibration and Shock Measurements, Bruel&Kjaer, 1972.
- [19] Bruel & Kjaer, Frequency analysis, 1987
- [20] Bucher I., Shomer O., Active diagnostics of rotating structures, Conference on Noise and Vibration Engineering, 2004, Leuven.
- [21] Buzdugan Gh., Măsurarea vibrațiilor. Ed.Did.și Ped. 1979.
- [22] Buzdugan Gh., Izolarea antivibratorie. Edit.Academiei, București, 1981
- [23] Buzdugan Gh., Fetcu Lucia, Radeş M., Vibrațiile sistemelor mecanice. Ed.Acad.RSR, București, 1975.
- [24] Buzdugan Gh., Rezistența materialelor, Editura Tehnică, București, 1980.

- [25] Buzdugan Gh., Fetcu Lucia, Radeş M., *Vibrații mecanice*, EDP București, 1979.
- [26] Buzdugan Gh., Blumenfeld M., *Tensometria electrică rezistivă*, Editura Tehnică, București, 1966.
- [27] Ceangă E., Munteanu I., Bratcu Antoneta, Culea M., *Semnale. Circuite și sisteme. Partea I: Analiza semnalelor*. Editura Academica, 2001.
- [28] Ceaușu V., Enescu N., Predoi M.V., Boiangiu M., *Vibrațiile transversale ale barelor de secțiune variabilă continuu; metoda matricilor de transfer*, Bul.celei de a IX-a Conf. de Vibrații Mecanice, pag.81-86, Timișoara, 1999.
- [29] Ceaușu V., Predoi M., *Vibrațiile unei bare de secțiune variabilă cu masă concentrată la capăt*. Bul.celei de a IX-a Conf. de Vibrații Mecanice, pag.75-80, Timișoara, 1999.
- [30] Ceaușu V., Enescu N., Mocica Gh., Ceaușu R., *Utilizarea ecuației Bessel în studiul vibrațiilor barelor cu secțiune variabilă*, Bul.celei de a VIII-a Conf. de Vibrații Mecanice, Vol.II, pag.185-190, Timișoara, 1996.
- [31] Chișiu A., *Organe de mașini*, EDP București, 1981.
- [32] Chiriacescu S., *Vibrațiile mașinilor unelte*, Universitatea Brașov, 1984
- [33] Cioară T., *Tehnici experimentale în ingineria mecanică, Traductoare și senzori*, Editura Politehnica, 1999.
- [34] Cioară T., Selea D., Bereteu L., *Traductor pentru măsurarea accelerațiilor în domeniul frecvențelor joase*, *Lucrările celei de a III-a Conferințe de Vibrații în construcția de mașini*, vol.III, pag.313-322, Timișoara, 28-29 nov., 1980.
- [35] Cioară T., Gligor Tr., Orgovici I., Bereteu L., Dragomir D., *Considerații privind transferul energetic excitator-structură la testarea ei după un regim armonic rezonant*, *Lucrările celei de a VII-a Conferințe de vibrații mecanice*, vol.II, pag.261-266, Timișoara, 1993.
- [36] Cioară T., *Vibration Testing. Curs*.
- [37] Cioară T., Bereteu L., *Mișcări vibratorii ale sistemelor mecanice cu rotoți*, A XXVI-a Sesiune de Comunicări științifice, Academia Tehnică Militară, București, p.271-286, 1995.
- [38] Cioară T., Bereteu L., Trușculescu D., *Izolarea elastică a motorului de acționare a unei mașini vibratoare*, A XXVI-a Sesiunea de Comunicări științifice, Academia Tehnică Militară, p.263-270, București, 1995.
- [39] Cioara T., Alampalli S., *Consideration on Damage Detection of a Structure using Vibration Test Data*, *Proceedings of International Modal Analysis Conf.Hyatt -Dearborn Michigan*, 2004 January. 26-29, CD paper no. 146 ISBN: 0-912053-86-0
- [40] Cioară T., Orgovici I., Bereteu L., Dragomir D., *Sistem de izolare controlată a unei instalații complexe de testare la vibrații*, *Buletinul celei de a VIII-a Conferințe de vibrații mecanice*, vol.II, pag.107-112, ISBN 973-0-00323-8, Timișoara, 1996.
- [41] Ciocoiu M., *Mașini de țesut. Volumul 1*. Editura Team, Iași, 1997.
- [42] Darabont A., Văiteanu D., *Combaterea plouării sonore și a vibrațiilor*, Ed.Tehnică București, 1978
- [43] Darabont A., ș.a., *Măsurarea zgomotului și vibrațiilor în tehnică*, Editura Tehnică, București, 1984.
- [44] Darabont A., *Dinamica mașinilor de țesut și posibilitățile de reducere a nivelului de zgomot produse de acestea*. Comisia de Acustică. Sesiune de Comunicări, 21-22 oct, 1985.
- [45] Deacu L., Pavel Gh., *Vibrații la mașini unelte*. Editura Dacia Cluj Napoca,

- 1977.
- [46] Deger Y., Structural dynamics of weaving machines: Combined use of experimental modal analysis and FE simulation as an optimisation tool.
- [47] Demeulenaere B., Dynamic Balancing of Reciprocating Machinery with Application to Weaving Machines, http://people.mech.kuleuven.ac.be/_bdemeule.
- [48] Drăgănescu Gh., *Vibrații și zgomote*, Editura Politehnica, Timișoara, 2000
- [49] Drăgoi L., *Elemente de proiectare a utilajelor din țesătorie. Aplicații*. Editura BIT, Iași, 1997.
- [50] Drăgulescu D., Luca Gh., **Ștefan C.**, Interpretarea statistică a rezultatelor experimentale obținute privind variația accelerației cu frecvența la generatoarele de vibrații electrodinamice. Journal of Politehnica University of Timișoara, România, Transaction on Mechanical Engineering. Tom 47(61), Supplement, 2002. Vol. II, ISSN 1224-6077.
- [51] Drăgulescu D., ș.a., *Mecanica și rezistența materialelor*, Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara, Vol.I, 1980.
- [52] Drăgulescu Doina, Luca Gh., *Asupra posibilităților de optimizare a vibratoarelor electrodinamice*, *Lucrare comunicată la "Zilele Academice Timișene"*, Timișoara, 24-25 mai 2001.
- [53] Drăgulescu Doina, Luca Gh., *About the Possibilities to use Electrodinamic Vibrating Machines*, *The Timișoara's Academic Days*, pag.39-46, Edit. Orizonturi Universitare, ISBN 973-8391-12-1, Timișoara, 2002.
- [54] Ewins D.J., *Modal Testing Theory and Practice*, John Wiley and Sons, Chichester, 1987.
- [55] Fetecău C., *Contribuții privind optimizarea unor parametrii constructivi și funcționali ai mașinilor de țesut asimilate în țară*. Facultatea de Mecanică, Iași, 1988.
- [56] Gafițanu M., Crețu S., Drăgan B., *Diagnosticarea vibroacustică a mașinilor și utilajelor*, Editura Tehnică București, 1989.
- [57] Gafițanu M., Merticaru V., Focșa V., Biborosch L., *Vibrații și zgomote*. Editura Junimea, Iași, 1980.
- [58] Ginopoulou A., *Cercetări teoretice și experimentale privind parametrii tehnologici de exploatare a mașinilor de țesut neconvenționale cu proiectil folosite la prelucrarea firelor de bumbac*, *Rezumat teză doctorat*, Facultatea de Textile-Pielărie Iași, 1995.
- [59] Gârlașu Ș., *Introducere în Analiza spectrală și de corelație*. Editura Facla, 1982.
- [60] Harris C., Crede C., *Șocuri și vibrații*, Vol.I, *Bazele teoretice*, Măsurări (traducere din limba engleză - SUA), Editura Tehnică, București, 1968
- [61] Harris C., Crede C., *Șocuri și vibrații*, vol.II, *Analiza rezultatelor măsurătorilor. Încercări. Metode de combatere a șocurilor și vibrațiilor*, Editura Tehnică, București, 1968.
- [62] Harris C., Crede C., *Șocuri și vibrații*, vol.III, *Șocuri și vibrații la mașini, vehicule și construcții*, Editura Tehnică, București, 1969.
- [63] Hari P.K., Bchua B.K. - *Indian Journal of Fibre & Textile Research*, 1995.
- [64] Isar A., Naforniță I., *Reprezentări timp-frecvență*, Editura Politehnica Timișoara, 1998.
- [65] Ispas C., Simion I.P., *Vibrațiile mașinilor unelte*, Editura Academiei, București, 1986.
- [66] Jang S.K., Bert C.W., *Free vibrations of stepped beams exact and numerical solutions*, *J. of Sound and Vibr.*, (1989), 130(1), pag.342-346.

- [67] Karpíšek S., Use CAD Systems for Dynamic Balancing of Mechanism of Sewing Machine, Transfer 2000, Trenčín, Slovensko, 2000, (pp 57-60), ISBN 88-88914-26-4.
- [68] Katunskis J., Theoretical and Experimental Beat-up Investigation, FIBRES & TEXTILES in Eastern Europe July / October 2004, Vol. 12, No. 3 (47).
- [69] Katunskis J., Tiskeviciene G., Investigation of the Warp Tension during Woven Cloth Formation, Kaunas University of Technology. AUTEX (Association of Universities for Textiles) Proceedings of International Conference, The Textiles: Research in Design and Technology, Kaunas, 2000, p. 207-212.
- [70] Kim J., Park O., Jeon H., Determination of Structural Vibration Properties for Floor Structures, Conference on Noise and Vibration Engineering, 2004 Leuven.
- [71] Kováč, Š., The Analysis Frame Textile Loom ALPHA 190, Aplikovaná mechanika 2000, Liberec, ISBN 80-7083-388-2.
- [72] Kováč, Š., Textile Loom Frames, TRANSFER 2000, Trenčín, Slovensko, 2000, ISBN 88-88914-26-4.
- [73] Kracík V., Tůma, L., Beran, J., Mathematical Model for the Unwinding of Yarn From Package, VIII. International Conference on the Theory of Machines and Mechanisms, Liberec
- [74] Kracík, V., Tuma L., Beran, J., Model of Yarn Unwinding From The Spool, Czech-German Mathematical Seminary, Liberec, 2000.
- [75] Laura P.A.A., Gutierrez R.N., Vibrations of an elastically restrained cantilever beam of varying cross section with tip mass of finite length, J. of Sound and Vibr., (1987), 108, pag.123-131.
- [76] Liube D., Procese și mașini pentru prelucrarea firelor, vol.I, Editura Tehnică, 1980.
- [77] Luca Gh., **Vigaru C.**, Chiriac A., Experimental and Theoretical Contributions Concerning the Critical Number of Rotations of Spindles at Spinning Number Machines, Studia Universitatis „Vasile Goldiș”, 2006. Seria Stiințe ingineresti și agro-turism, ISSN 1842-0508, pag.273-282.
- [78] Luca Gh., **Vigaru C.**, Chiriac A., Study of Vibration at the Launching Mechanism of the Sulzer Weaving Machine, Studia Universitatis „Vasile Goldiș”, 2006. Seria Stiințe ingineresti și agro-turism, ISSN 1842-0508, pag.265-272.
- [79] Luca Gh., Drăgulescu D., **Ștefan C.**, Tulvan D., Contributions concerning the transversal vibrations of bars with application in textil industry, 2nd International Conference- Research and development in mechanical industry RaDMI 2002, 02 - 04. September 2002, Vrnjačka Banja, Yugoslavia
- [80] Luca Gh., **Ștefan C.**, Urdea M. Contribuții asupra determinării turațiilor critice ale fuselor mașinii de filat cu inele. Journal of Politehnica University of Timișoara, România, Transaction on Mechanical Engineering. Tom 47(61), Supplement, Timișoara 23-24 mai 2002, ISSN 1224-6077.
- [81] Luca Gh., **Ștefan C.**, Contribuții privind studiul vibrațiilor mecanismului de lansare al mașinii de țesut convenționale, Buletinul celei de a IX-a Conferințe de Vibrații mecanice, pag.235-240, ISSN 1224-6077, Timișoara 1999.
- [82] Luca Gh., **Ștefan C.**, Calculul forței perturbatoare ce acționează asupra brațului mecanismului de lansare al mașinii de țesut cu suveică, Lucr.cellei de a doua Conf.Națion.de Dinam. Mașini, CDM'97, Brașov, 1997.
- [83] Luca Gh., Lăpădatu N., Coroescu A., Tendințe de modernizare a mecanismelor de înserare a firului de bătătură la mașinile de țesut, Lucrare

- comunicată la Zilele Academice Timișene, mai, 1997.
- [84] Luca Gh., **Ștefan C.**, Studiul vibrațiilor mecanismului de lansare de la mașinile de țesut cu suveică, Lucrările sesiunii "ALTEXIM I, Sibiu 98", Buletin științific vol.II, pag.207-212, 22-23 mai, 1998.
- [85] Luca Gh., **Ștefan C.**, Studii teoretice și experimentale privind turația critică a fuselor mașinii de filat cu inele tip "F.B.UNIMAT UNIREA - CLUJ-NAPOCA", Partea I - Studii teoretice, Lucrările sesiunii ALTEXIM-I, Sibiu 98, pag.213-218, 22-23 mai, 1998.
- [86] Luca Gh., **Ștefan C.**, Studii teoretice și experimentale privind turația critică a fuselor mașinii de filat cu inele tip "F.B.UNIMAT UNIREA - CLUJ-NAPOCA", Partea II - Determinări experimentale, Lucrările sesiunii ALTEXIM-I, Sibiu 98, pag.219-222, 22-23 mai, 1998.
- [87] Luca Gh., **Vigaru C.**, Dinamica. Vibrații, Editura "Politehnica" ISBN: 973-625-311-2, 2006.
- [88] Luca Gh., Tămășdan C., Tămășdan M., Asupra determinării turației critice la fusele textile, Lucrările sesiunii anuale de comunicări științifice a Univ.din Oradea, 29-30 mai 1992.
- [89] Luca Gh., Tămășdan C., Tămășdan M., Calculul turației critice la fusele mașinii de filat, Lucrările celei de a VII-a Conferințe de vibrații mecanice, vol.II, pag.85-92, Timișoara, 1993.
- [90] Marcu V., Analiza vibrațiilor prin metoda elementului finit. A VIII-a Conferință de vibrații mecanice, Timișoara, 1996, ISSN 1224-7529, pag.77-82.
- [91] Marinca V., Luca Gh., Probleme de dinamică și vibrații liniare, Editura Metanoia, Timișoara, 1992.
- [92] Marinca V., Herișanu N., The exact solutions of the free vibrations of stepped Bernoulli-Euler beams and with a tip mass, Fourth International Congress on Sound and Vibration. St.Petersburg, Rusia (1996), pag.1941-1944.
- [93] Marinca V., Herișanu N., Use of cubic spline functions for free vibrations analysis of elastically restrained, non-uniform Timoshenko beams, Seventh International Congress on Sound and Vibration, Garmish-Partenkirchen, Germany (2000), pag.1163-1170.
- [94] Marinca V., Herișanu N., Aproximate Method for Free Vibration Analysis of a Timoshenko Beam Using Cubic Spline Functions, International Journal of Acoustics and Vibration (1999), Vol.4, pag.73-78.
- [95] Marinca V., Herișanu N., Free vibrations of stepped Timoshenko beams and with a tip mass, Proc.3rd ICOVP-96, University of North Bengal (India), (1996), pag.46-49.
- [96] Meirovitch L., Elements of Vibration Analysis, N.Y.Graw-Hill, (1986).
- [97] Meirovitch L., Introduction to Dynamics and Control, John Wiley and Sons, New York, 1988.
- [98] Marșavina L., Metode numerice în Mecanica ruperii. ISBN 973-578-652-4, 1998.
- [99] Miller D.W., De Louis J., Crawley E.F., Dynamics and Control of Multipayload Platforms, 41th Congress of the international Astronomical Federation, p.192-209, Dresden, October, 1990.
- [100] Mizutani K., Kato K., Fujii T., Vibration control for an overhung roller in textile machine considering the stiffness of control device stand, Journal of Sound and Vibration, 2003.
- [101] Mizutani K., Kato K., Vibration control for an overhung rotor system using actively flexible pedestal, Proceedings of the Asia-Pacific Vibration Conference, 1999.

- [102] Mrázek J., Bílek M., Load Simulation of Shedding Motion, VIII. International Conference on the Theory of Machines and Mechanisms, Liberec, ISBN 80-7083-418-8.
- [103] Nashif A., Jones D.I.G., Henderson J.P., Vibration Damping, John Wiley and Sons, Chichester, 1985.
- [104] Natke H.G., Identification of vibration structures, Wien – New -York, Springer Verlag, 1982.
- [105] Nicholson W.D., Stable response of nonclassically damped mechanical system. Appl.Mech.Rev., vol.40, no.6, Jun.1987.
- [106] Nicolau E., Beliş M., Măsurări electrice și electronice, EDP București, 1972.
- [107] Norton M.P., Fundamentals of Noise and Vibration Analysis for Engineers, Cambridge University Press, Cambridge, 1989.
- [108] Posea N., Calculul dinamic al structurilor, Editura Tehnică București, 1991.
- [109] Poterașu N.F., Bejan L.E., Metode aproximative pentru determinarea valorilor și sensibilităților proprii ale sistemelor mecanice, Lucrările celei de-a VII-a Conferințe de vibrații mecanice, vol.II, pag.183-188, Timișoara, 1993.
- [110] Reicher F., Drăgoi L., Elemente de proiectare a mașinilor din țesătorie, Institutul Politehnic, Iași, 1985.
- [111] Sârbu A.M., Constantinescu A.D., Micu M., Generator de vibrații aleatoare pentru încercarea unor structuri mecanice. Buletinul celei de a VIII-a Conferințe de vibrații mecanice, vol.III, pag.55-56, ISBN 979-0-0031-9, Timișoara, 1996.
- [112] Silaș Gh., Cioară T., Brîndeu L., Nicolescu C., Diagnosticarea defecțiunilor mașinilor prin analiza semnalelor de zgomote și vibrații, Lucrările celei de a III-a Conferințe de Vibrații în construcția de mașini, vol.III, pag.303-312, Timișoara, 28-29 nov.,1980.
- [113] Silaș Gh., Groșanu I., Mecanică. EDP, București, 1981.
- [114] Silaș Gh., LUCA Gh., **Ștefan C.**, Studiul vibrațiilor mecanismului de lansare de la mașina de țesut clasică. Lucrare comunicată la Zilele Academice Timișene, mai, 1997.
- [115] Silaș Gh., Toader M., Smicală I., Luca Gh., Mecanica, vol.III. Dinamica, Litogr.Univ.Tehnica din Timișoara, 1994.
- [116] Simões A., Simple Method to Predict the Influence of a Vibrating Foundation Machine on its Vicinity, Conference on Noise and Vibration Engineering, 2004 Leuven.
- [117] Smicală I., Bereteu L., Vibrații mecanice. Tipografia Universității Politehnica din Timișoara, 1994
- [118] Stadnicki J., Adamiec-Wojcik I., Torsional vibration of loom sley shaft driven by cam mechanism. Proceedings of Sixth International Conference on the Theory of Machines and Mechanism, 1992, Liberec.
- [119] Stojiljković T., Cakić N., Dynamics model of yarn transportation through the shed, UNIVERSITY OF NIŠ, scientific journal FACTA UNIVERSITATIS, nr.8, 1998.
- [120] Ștefănuță I., Tehnologia țesăturilor, Editura Univ. Lucian Blaga, Sibiu, 1997.
- [121] **Ștefan C.**, Luca Gheorghe, Cătănoiu Florin, Considerations about Sulzer weaving machine bullet launching mechanism vibrations, Zilele Academice Timisene, 2003.
- [122] **Ștefan C.**, Studiul deformațiilor elementelor mecanismului de lansare la mașinile de țesut convenționale, Proceedings of the X-th Conference on mechanical Vibrations with international participations, Journal of University

- Politehnica of Timisoara. Tom 47(61), 2002, pg.91, ISSN 1224-6077
- [123] Vlase R., Voiculescu D., Introducere în mecanica solidului cu aplicații în inginerie, Editura Academiei, București, 1985.
- [124] Voinea R., Stroie I., Predoi M.V., Bugaru M., Modele pentru sisteme mecanice comandate. Bul. celei de a IX-a Conf.de Vibrații Mecanice, pag.9-15, Timișoara, 1999.
- [125] Zienkiewics O.C., The Finite Element Method, Mc.Graw, London, 1983.
- [126] Manualul inginerului textilist, București, 2004.
- [127] *** Textile Machines, Structural-Mechanical Analysis by Means of Analysis and Measurement, Comparison Analysis with Measurement, Wölfel Beratende Höchberg <http://www.woelfel.de/wbieng/maschbau-fzgtechnik/textilmaschinen/textilmaschinen.pdf>
- [128] *** www.biblioteca.ase.ro/downres.php?tc=1006
- [129] *** <http://www.ase.ro/biblioteca/pagina2.asp?id=cap6>
- [130] *** Revista „Dialog textil” www.dialogtextil.ro
- [131] *** <http://www.gardianul.ro/2006/08/14/editorial-c27.html>
- [132] *** <http://www.prezentonline.ro/index.php?lang=ro>
- [133] *** HOTĂRÂRE nr. 1172 din 29 septembrie 2005 privind aprobarea Politicii industriale a României pentru perioada 2005-2008 și a Planului de acțiune pentru implementarea politicii industriale a României în perioada 2005-2006
- [134] *** Fourier Transforms, Hunt Engineering, <http://www.hunteng.co.uk>
- [135] *** Fast Fourier Transform, ed. J.S. Walker, Springer Verl., Berlin, 1996.
- [136] *** Cartea tehnică a mașinii STB
- [137] *** Cartea mașinii AT-100
- [138] *** Bruel & Kjaer, Catalog rezumat, 1986.
- [139] *** <http://img2.utopianet.com/SymTech2/gems/SultexP7300.pdf>
- [140] *** Contract de cercetare: „Cercetări privind dinamica vibropercuțiilor și aplicații”, nr.36681/2000, CNCIS.
- [141] *** Contract de cercetare: „Cercetări privind reducerea nivelului de noxe, vibrații și zgomote la instalații și mașini termice”, nr.68/2000, Academia Română.
- [142] *** Contract de cercetare: „Dinamica sistemelor cu legături elastice și interacțiuni percutante”, nr.69/2000, Academia Română.
- [143] *** Contract de cercetare: „Studiul interacțiunii dintre sistemul vibropercutant și fundație”, nr.86/2001, Academia Română.
- [144] *** Contract de cercetare: „Studiul interacțiunii dintre sistemul vibropercutant și fundație”, nr.61/2002, Academia Română.
- [145] *** Contract de cercetare: „Cercetări privind nivelele de vibrații și zgomote produse de mijloacele de transport din municipiul Timișoara”, nr.963/2002, Primăria Municipiului Timișoara.

