METODE ŞI ECHIPAMENTE DE IZOLARE ANTIVIBRATORIE A PRESELOR MECANICE

Teză destinată obţinerii
titlului ştiinţific de doctor inginer
la
Universitatea "Politehnica" din Timişoara
în domeniul INGINERIE MECANICĂ
de către

Ing. Amalia-Virginia Ţîrdea

Conducător ştiinţific:	Prof.univ.dr.ing. Titus Gh. Cioara
Referenţi ştiinţifici:	Prof.univ.dr.ing. Liviu Bereteu
	Prof.univ.dr.ing. Mircea Radeş
	Prof.univ.dr.ing. Polidor Bratu

Ziua susţinerii tezei: 21.10.2008

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

1. Automatică
2. Chimie
3. Energetică
4. Ingineria Chimică
5. Inginerie Civilă
6. Inginerie Electrică
7. Inginerie Electronică şi Telecomunicaţii
8. Inginerie Industrială
9. Inginerie Mecanică
10. Ştiinţa Calculatoarelor
11. Ştiinţa şi Ingineria Materialelor

Universitatea „Politehnica" din Timişoara a iniţiat seriile de mai sus în scopul diseminării expertizei, cunoştinţelor şi rezultatelor cercetărilor întreprinse în cadrul şcolii doctorale a universităţii. Seriile conţin, potrivit H.B.Ex.S Nr. 14 / 14.07.2006, tezele de doctorat susţinute în universitate începând cu 1 octombrie 2006.

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

Cuvânt înainte

Teza de doctorat cu titlul „METODE ŞI ECHIPAMENTE DE IZOLARE ANTIVIBRATORIE A PRESELOR MECANICE” a fost elaborată pe parcursul activităţii mele în cadrul Facultăţii de Mecanică, catedra de Mecanică şi Vibraţii, a Universităţii „Politehnica” din Timişoara.

Lucrarea constituie un studiu teoretic şi experimental care reliefează fenomenele perturbatoare care apar în structura preselor mecanice în timpul efctuării operaţiilor de prelucrare a pieselor, cu scopul de a găsi soluţii optime de izolare antivibratorie care să îndepărteze sau să reducă efectele nedorite determinate de aceste fenomene.

Aduc, pe aeastă cale, mulţumirile mele tuturor celor care m-au ajutat să duc la bun sfârşit acesta teză:

- Domnului prof. dr. ing. Titus Gh. Cioara, pentru îndrumarea competentă şi permanenă, precum şi pentru sfaturile şi încurajările de pe întreg parcursul elaborării tezei
- Colegilor din Catedra de Mecanică şi Vibraţii, pentru sfaturi şi aprecieri
- Domnului tehnician Cornel Borza, pentru ajutorul acordat la partea experimentală
- Tuturor prietenilor, familiei mele şi părinţilor mei pentru încrederea şi sprijinul moral acordat pe parcursul elaborării acestei teze.

Timişoara, octombrie 2008 Amalia-Virginia Ţîrdea

Ţîrdea, Amalia-Virginia

Metode şi echipamente de izolare antivibratorie a preselor mecnice

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 43, Editura Politehnica, 2008, 140 pagini, 105 figuri, 3 tabele.

ISSN: 1842-4937

ISBN: 978-973-625-740-7

Cuvinte cheie:
forţe impulsive, efecte perturbatoare, perturbaţii inerţiale, izolare antivibratorie

Rezumat,
Lucrarea constituie un studiu teoretic şi experimental care reliefează fenomenele perturbatoare care apar în structura preselor mecanice în timpul efctuării operaţiilor de prelucrare a pieselor, cu scopul de a găsi soluţii optime de izolare antivibratorie care să îndepărteze sau să reducă efectele nedorite determinate de aceste fenomene.

CUPRINS

INTRODUCERE

Procedeele de prelucare a pieselor prin deformare la rece şi la cald s-au extins foarte mult în industria constructoare de maşini datorită avantajelor multiple pe care le prezintă, atât din punct de vedere tehnic cât şi economic printre care se numără: executarea unor piese de complexitate ridicată într-o gamă largă de dimensiuni în condiţii economice satisfăcătoare, realizarea unor productivităţi ridicate comparativ cu alte procedee, obţinerea unor piese de precizii ridicate cu deşeu minim sau chiar fară deşeu în unele cazuri.

Tehnologiile principale utilizate se bazează pe operaţii de ştanţare, ambutisare, matriţare, decupare, perforare, forjare în matriţe etc., realizate pe utilaje care necesită forţe tehnologice foarte ridicate. În majoritatea cazurilor aceste forţe prezintă, în faza de terminare a operaţiei, descărcari bruşte care determină apariţia şocurilor sau vibraţiilor care se transmit utilajului şi instalaţiilor conexe.

Cele mai utilizate maşini pentru prelucari prin deformare plastică sunt presele mecanice, care constitue şi cea mai numeroasă grupă de prese, pe care se pot executa cele mai multe dintre operaţiile de presare la rece. În funcţie de mecanismul prin intermediul căruia se realizează mişcarea de lucru acestea sunt de mai multe tipuri: prese cu manivela, prese cu şurub, prese cu genunchi şi prese cu pană.

Gama cea mai largă de posibilităţi o oferă presele mecanice cu manivelă care au un domeniu larg de utilizare datorită tipodimensiunilor în care se execută şi a numeroaselor posibilitaţi de reglare a unor parametrii funcţionali care influenţează direct executarea anumitor operaţii.

Presele cu excentric reprezintă un caz particular al preselor cu manivelă frecvent utilizate , iar o astfel de presă a facut şi studiul investigaţiei experimentale din capitolele 3 şi 5.

Presa este pusă în mişcare de un motor electric, iar prin intermediul transmisiei prin curele 2 este antrenat volantul 1 montat pe arborele principal cu excentric de la care mişcarea este transmisă mecanismului bielă-manivelă 3 care va antrena berbecul 6, în care este fixat poansonul 7 (Fig.1)

Poansonul, antrenat prin intermediul berbecului într-o mişcare de translaţie pe verticală, va acţiona asupra semifabricatului amplasat pe matriţa 8.

Forţele dezvoltate în timpul procesului de tăiere sunt relativ mari şi pot induce efecte perturbatoare atât în mecanismul presei cât şi în volantul a cărui energie cinetică este transformată în lucru mecanic de tăiere.

Plecând de la determinarea turaţiei volantului, a forţei de tăiere şi a lungimii cursei de tăiere şi analizând mecanismul cinematic, se observă existenţa unor perturbaţii inerţiale în toată structura presei.

Forţele de inerţie care apar în timpul desfăşurării operaţiei devin forţe perturbatoare ale căror niveluri depind în mare masură de nivelurile de acceleraţii şi pot atinge vârfuri de magnitudini foarte înalte în fazele de terminare a operaţiei cum ar fi faza de rupere bruscă la ştanţarea unei piese.

Deasemenea, un element important care trebuie luat în considerare este motorul electric care livrează energie unui element acumulator (volantul), energie care este cedată brusc în faza de realizare a operaţei, când se produce schimbarea bruscă a parametrilor cinematici (viteze şi acceleraţii).

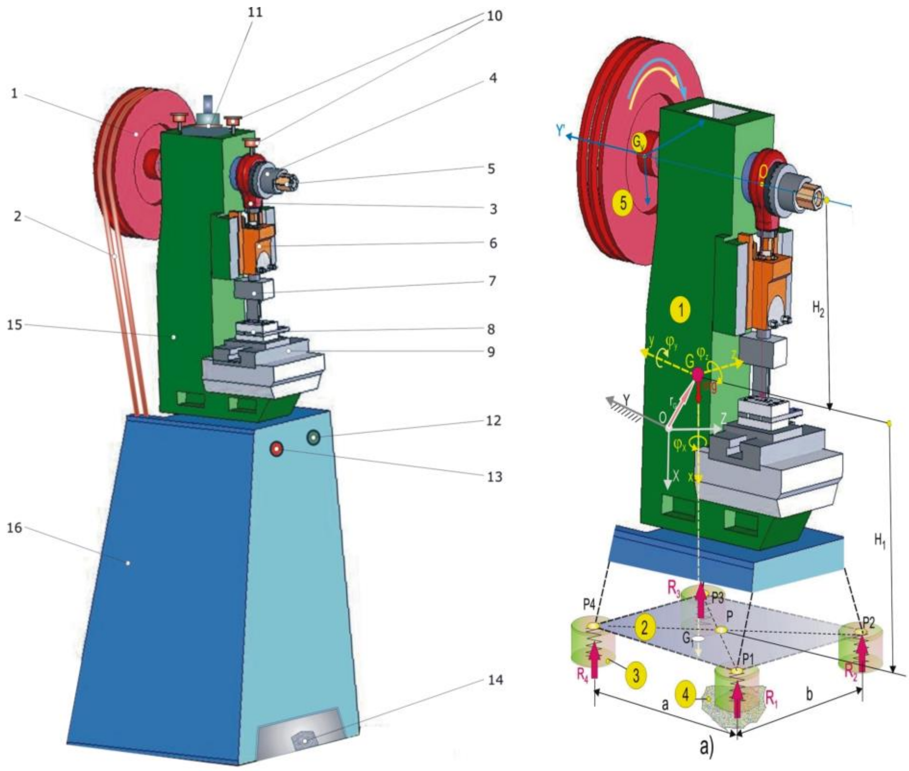


Fig.1

Astfel, prin realizarea unui model dinamic complex al ansamblului presei cu excentric, sprijinit pe elemente elastice va fi posibilă simularea diverselor solutii de izolare, în vederea alegerii celui mai bun sistem de izolare antivibratorie, în scopul reducerii transmisibilităţii la locul de amplasare al maşinii.

Lucrarea este structurată în 6 capitole care cuprind studii teoretice şi experimentale care pun în evidenţă fenomenele perturbatoare care apar în structura preselor mecanice în timpul proceselor de prelucrare a pieselor, cu scopul de a găsi soluţii optime de izolare care să elimine sau să minimalizeze efectele nedorite create de acestea.

În **capitolul 1** s-a făcut o descriere generală a fenomenelor care însoţesc procesul de deformare la rece a semifabricatelor privind modificările care au loc la nivelul reţelelor atomice ale monocristalelor metalelor. Tot în acest capitol s-au ilustrat diagramele forţelor tehnologice exemplificate pentru operaţiile de ştanţare, ambutisare şi extrudare evidenţiind caracterul impulsiv al acestora.

Capitolul 2 prezintă principalele tipuri de utilaje care funcţionează cu forţe tehnologice de tip impulsiv prin ilustrarea structurală a acestora şi prin definirea forţelor perturbatoare care apar în timpul proceselor de prelucrare pe aceste maşini.

Capitolul 3 cuprinde simularea numerică a perturbaţiilor la utilaje tehnologice, reliefând, prin experimentarea pe o presă cu excentric, efectele perturbatoare inerţiale care apar în structura presei. Deasemenea, tot în acest capitol, se face un studiu al mişcării vibratorii al structurii aceleiaşi prese cu excentric în cazul în care aceasta este izolată prin elemente elastice de sprijin.

Capitolul 4 prezintă metode, soluţii şi echipamente de atenuare a vibraţiilor făcându-se o analiză a principalelor tipuri de izolatori în funcţie de caracteristicile pe care aceştia le prezintă şi de frecvenţa proprie pe care trebuie sa o asigure. În acelaşi timp sunt prezentate soluţii tehnice optime pentru izolarea antivibratorie a preselor mecanice.

Capitolul 5 conţine determinările experimentale efectuate pe două prese cu excentric pe se care realizează operaţii de ştanţare şi ambutisare.

Capitolul 6 este dedicat concluziilor şi contribuţiilor originale.

Anexele lucrării cuprind: -desenele părţilor componente ale presei cu excentric pe care s-au efectuat determinările experimentale, -desenul de ansamblu al presei şi principalele subansambluri realizate în Solid Works, -momentele de inerţie şi coordonatele centrului de masă ale principalelor componente, -tipuri de izolatori fecvent utilizaţi la atenuarea vibraţiilor produse de presele mecanice, -proceul de realizare a unui amortizor prezentat ca soluţie tehnică pentru o presă cu şurub.

Capitolul 1

ASPECTE PRIVIND FORŢELE TEHNOLOGICE IMPULSIVE

1.1. Introducere în problematica tezei

Industria modernă utilizează din ce în ce mai mult tehnologii de fabricaţie cu faze tehnologice reduse ca număr, în sensul că piesa care intră în componenţa unui produs, să fie adusă în fază finită din câteva operaţii. Acesta constituie un factor determinant în mărirea productivităţii şi implicit în reducerea preţului de cost al produsului, dacă amintim aici numai industriile bunurilor de larg consum şi mai ales ale automobilelor, cu serii de fabricaţii de ordinul milioanelor de unităţi, unde aceste tehnologii au adus preţurile de vânzare la niveluri accesibile maselor cu venituri modeste.

Tehnologiile principale utilizate se bazează pe operaţii de perforare, decupare, extruziune, ambutisare, matriţare, forjare în matriţe, placare prin explozie, injectare etc. Realizarea acestor operaţii se bazează pe utilaje ce trebuie să dezvolte forţe tehnologice de niveluri ridicate ajungându-se, pentru unele operaţii, la sarcini de mii de tone. Din acest motiv, sunt proiectate utilaje de rigiditate mare, care sub acţiunea acestor sarcini, să nu producă deformaţii locale în zonele tehnologice, care pot compromite operaţia sau chiar periclita integritatea structurală a utilajului.

De multe ori fluxul tehnologic impune amplasarea utilajului la unul din etajele clădirii, cea ce creează probleme legate de izolarea elastică a utilajului faţă de planşeul de rezistenţă al încăperii, acesta fiind, la rândul său elastic. De foarte multe ori apar crăpături pe planşeul din beton armat dacă nu se ţine seama, la lucrările de izolare, de acţiunea dinamică a forţelor perturbatoare care se dezvoltă în timpul ciclului tehnologic.

1.2. Forţa de tăiere înregistrată pentru o operaţie de ştanţare

Astfel, pentru o operaţie de ştanţare, larg folosită în industrie, utilizând o presă cu excentric (Fig.1.1), forţa de tăiere înregistrată experimental are forma impulsivă din Fig.1 2.

Operaţia de ştanţare cuprinde trei faze (Fig.1.1c): o primă fază elasto plastică cu o creştere bruscă a forţei de presare $F_p(t)$ (Fig.1.2a,b), pe porţiunile, P_0P_1 elastică şi P_1P_2 plastică; o a doua fază de pătrundere, (Fig.1.1c), unde deformaţia este plastică (porţiunea P_2P_3 a diagramei forţei $F_p(t)$), prin ecruisarea materialului semifabricatului şi o ultimă fază, de rupere bruscă a materialului, deja complet ecruisat în zona de tăiere, (Fig.1.1c), forţa scăzând brusc pe porţiunea P_2P_3, în P_3 ea ajungând la o valoare necesară eliminării semifabricatului din matriţa 2.

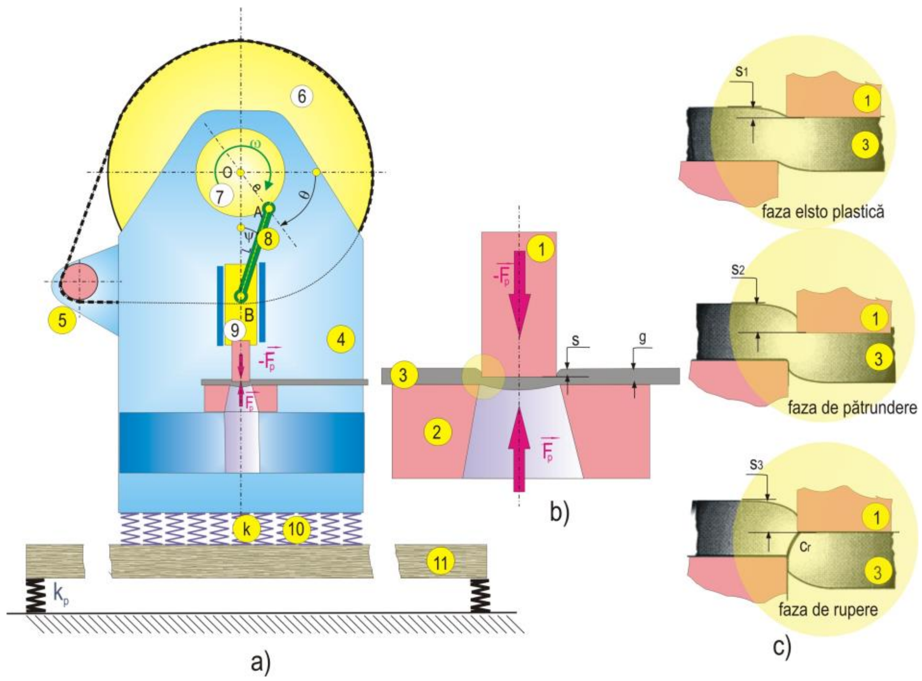


Fig.1.1 -Ilustrarea procesului de ştanţare pe o presă cu excentric

După cum se observă, procesul de presare la rece este un proces profund neliniar datorită deformaţiilor plastice ireversibile la nivelul reţelei cristaline a materialului. Deformarea se produce prin acumularea unei energii potenţiale în reţea a cărei cantitate depinde de natura materialului şi de temperatura procesului.

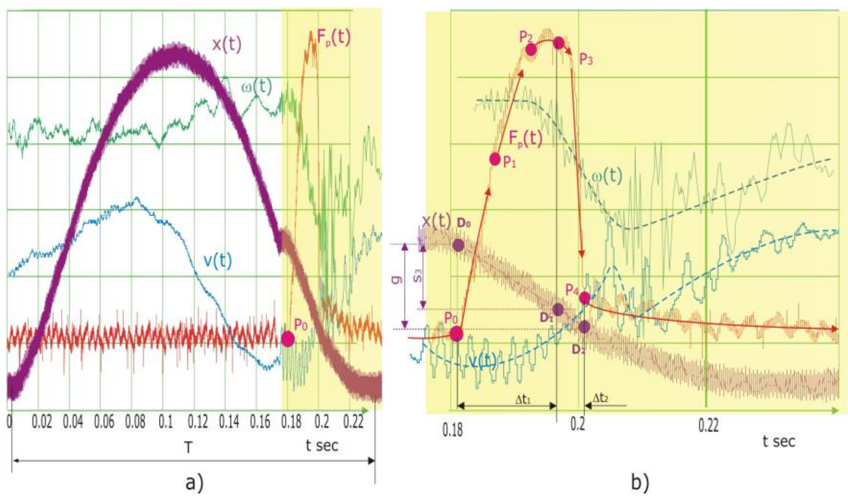


Fig.1.2 -Diagramele forţei de decupare Fp(t), a deplasării poansonului x(t) şi a legii vitezei mişcării vibratorii v(t) a unui punct de pe batiul presei.

a) înregistrare pe o perioadă T a ciclului mişcării

b) zoom în intervalul de contact poanson 1-semifabricat 3.

1.3. Fenomene care însoţesc deformarea plastică la rece

Valoarea tensiunilor din interiorul unui corp aflat sub acţiunea forţelor exterioare şi în stare de echilibru diferă de la un element la altul şi este funcţie de coordonatele elementului material considerat. Petru stabilirea repartiţiei tensiunilor în corpul considerat, trebuie cunoscute ecuaţiile diferenţiale de echilibru într-unul din sistemele de coordonate cunoscute (cartezian, cilindric, sferic); acestea se referă la starea de tensiune a unui volum elementar de material ales arbitrar. Fiecare tip de ecuaţii diferenţiale se aplică pentru determinarea tensiunilor la anumite forme de piese şi la anumite operaţii de presare la rece.

La presarea volumică, de exemplu, tensiunile se determină cu ajutorul ecuaţiilor diferenţiale de echilibru în coordonate carteziene stabilite pentru starea spaţială de solicitare [38]

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} = 0$$
$$\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} = 0$$
$$\frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} = 0$$

Sistemul fiind static nedeterminat, format din trei ecuaţii cu şase necunoscute, pentru determinarea tensiunilor care acţionează pe suprafaţa de contact, alte trei ecuaţii necesare rezolvării sistemului se pot obţine din condiţiile geometrice şi fizice pe care le îndeplinesc corpurile supuse deformării plastice la rece.

Deosebit de importantă este determinarea condiţiilor în care începe deformarea plastică a materialului şi distrugerea acestuia, începutul plasticităţii şi începutul distrugerii materialului reprezentând două stări limită ale acestuia. Un interes deosebit pentru studiul procesului de presare îl prezintă cunoaşterea condiţiilor în care va decurge deformarea plastică a materialului şi rezistenţa pe care acesta o va opune deformaţiilor.

Ca urmare a cercetărilor experimentale a fost posibilă stabilirea anumitor legi referitoare la deformarea plastică a metalelor şi aliajelor:

-legea prezenţei deformaţiilor elastice în procesul deformării plastice
-legea constanţei volumului materialului piesei
-legea minimei rezistenţe la deformare a materialului piesei
-legea echilibrării tensiunilor suplimentare remanente
-legea similitudinii

Modificarea reţelei atomice a monocristalului la deformarea plastică se produce sub două aspecte: de alunecare şi de melaj. Alunecarea se produce prin deplasarea relativă între straturile subţiri, după plane cristalografice şi direcţii determinate, acestea fiind plane cu densităţi atomice mari. Planele sunt favorizate de direcţia de acţiune a forţei exterioare care produce deformaţia.

Alunecările intercristaline sunt limitate şi ele se blochează progresiv la anumite valori intervenind procesul de ecruisare care duce la creşterea rezistenţei opusă deplasării straturilor.

Melajul apare la volume policristaline unde deformarea monocristalului este influenţată de deformarea cristalelor învecinate

În timpul procesului de deformare plastică la rece, ca urmare a blocării mobilitaţii dislocaţiilor, blocare care nu mai permite crearea de noi dislocaţii, se produce ecruisarea metalelor si aliajelor.

Curbele ecruisarii $\sigma = f(\varepsilon)$ si $\sigma = f(\psi)$ se pot construi experimental şi se trasează pe baza valorilor cunoscute ale alungirii relative ε_r sau a gâtuirii relative ψ_g corespunzatoare apariţiei gâtuirii, adică atunci când forţa de tracţiune este maximă [40].

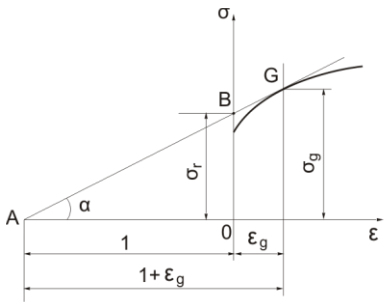


Fig.1.3a σ=f(ε)

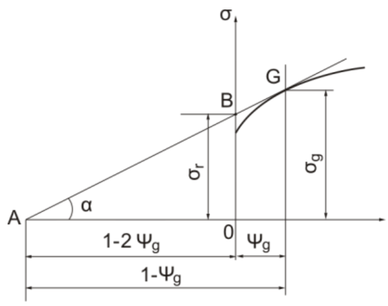


Fig.1.3b σ=f(ψ)

În urma cercetărilor experimentale, s-a arătat că inainte şi după punctul G, curba reală a ecruisării se găseşte sub dreapta BG. Intensitatea ecruisării este mai mare la începutul deformării plastice la rece şi descreşte pe masură ce alungirea ε şi gâtuirea ψ cresc.

1.4. Operaţii de prelucrare prin deformare la rece

Presarea la rece cuprinde operaţiile de **tăiere** caracterizate prin separarea parţială sau totală, prin forfecare, a unei părţi a semifabricatului de cealaltă parte şi operaţiile de **matriţare** prin care se modifică doar forma şi dimensiunile materialului, prin deformarea plastică a acestuia, fară ca să se producă o divizare a semifabricatului.

Tăierea se poate realiza la foarfeci (debitare) sau pe prese, cu ştanţe (debitare, decupare, perforare, crestare).

Matriţarea se realizează cu modificarea formei semifabricatului, fără redistribuirea voită a materialului (îndoire, ambutisare, fasonare) sau cu modificarea formei semifabricatului şi cu redistribuirea voită a materialului (lăţire, refulare, calibrare, stampare, extrudare)

În practică, pentru creşterea productivităţii şi preciziei pieselor obţinute, sunt frecvent întâlnite operaţiile combinate de presare la rece, de ştanţare şi matriţare, iar după modul de asociere fiecare dintre acestea poate fi simultană, succesivă sau simultan-succesivă. Exemple de astfel de operaţii combinate sunt: decupare-perforare, ştanţare-matriţare, decupare-ambutisare, retezare-îndoire etc.

Pesarea la rece se poate aplica şi pentru asamblarea unor piese obţinute prin diferite procedee de prelucrare mecanică, asamblare care se poate realiza prin nituire, capsare sau lăţire, fălţuire, sudare la rece etc.

1.4.1. Procesul de decupare a unei eclise

Cele două modificări ale structurii cristaline, de alunecare şi de melaj, produc efectul de ecruisaj care duce la modificări ale proprietăţilor fizico mecanice ale materialelor; creşte limita de elasticitate, rezistenţa la rupere şi duritatea, iar alungirea, rezilienţa şi gâtuirea scad valoric.

Ca rezultat al procesului de decupare muchile transversale ale semifabricatului arată ca în Fig.1.4 unde se disting cele două suprafeţe caracteristice, de tăiere plastică, cu o casură netedă , şi de rupere bruscă, cu o casură rugoasă, care se termină cu o bavură.

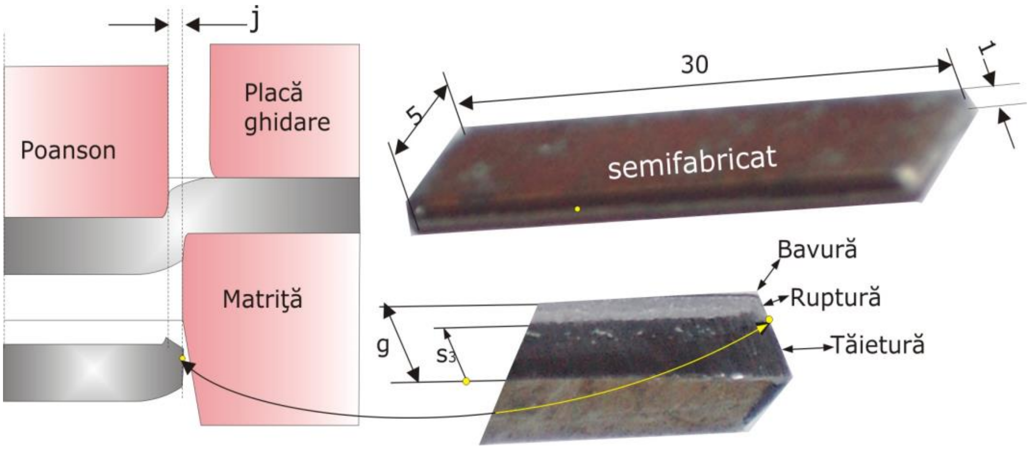


Fig.1.4 -Detalierea procesului de decupare a unei eclise de 1x30x5 mm

Simularea numerică a celor trei faze este deosebit de dificilă şi de aceea încă se caută modele de aproximare cât mai aproape de realitate. Astfel, teza *Numerical modelling of ductile fracture in blanking* (autor Dirk Brokken, Technische Universiteit Eindhoven, 1999) [9] se concentrează asupra modelării fazei de rupere, distribuţia potenţialului de rupere în apropierea fazei arătând ca în Fig.1.4.

Raportul dintre deplasarea relativă s_3 a poasonului faţă de matriţă şi grosimea g a semifabricatului poate caracteriza ductilitatea materialului ştanţat.

$$\psi_3 = \frac{s_3}{g} \tag{1.1}$$

Raportul ψ_3, care în cazul epruvetelor caracterizează gâtuirea, este influenţat de jocul **j** (Fig.1.4) dintre poanson şi matriţă, rolul lui în procesul de ştanţare fiind pe larg analizat în teza lui Dirk Brokken.

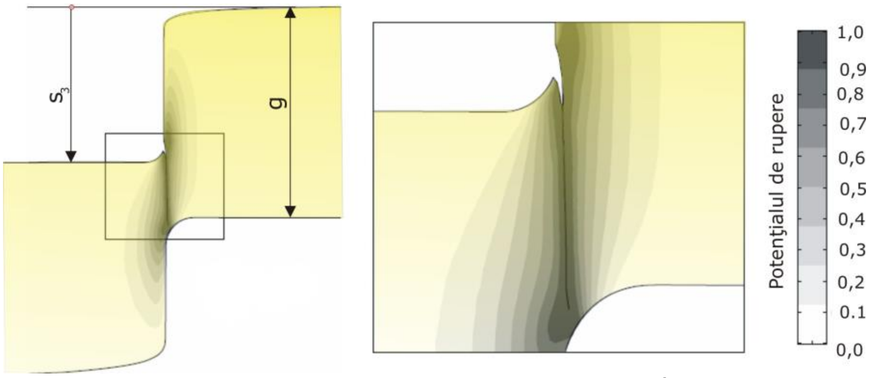


Fig.1.5 –Ilustrarea prin simulare numerică [9] a fazei de rupere în procesul de ştanţare

Acest raport se poate determina pe cale experimentală din diagramele forţei de decupare Fp(t) şi de deplasare relativă x(t) a poansonului faţă de matriţă, înregistrate în Fig.1.2b. După cum se observă legea x(t) pe porţiunea procesului de perforare $D_0 \rightarrow D_1 \rightarrow D_2$ este lineară şi durează Δt_1 pe porţiunea $D_0 \rightarrow D_1$ şi Δt_2 pe porţiunea $D_1 \rightarrow D_2$.

În aceste condiţii geometrice se poate determina legea de pătrundere a poansonului

$$s(t) = g \frac{\Delta t}{\Delta t_1 + \Delta t_2} \tag{1.2}$$

care, pentru pătrunderea până în faza de rupere, devine

$$s_3 = g \frac{\Delta t_1}{\Delta t_1 + \Delta t_2} \tag{1.3}$$

Din punct de vedere al solicitării structurii utilajului şi al diminuării efectelor dinamice produse de ştanţare, principalul scop al acestei teze, este de a determina legea de variaţie a forţei de ştanţare $F_p(t)$.

În acest sens s-au făcut, şi se mai fac încă, numeroase studii şi cercetări. Problema este deosebit de dificilă deoarece implică modelarea în domeniul plastic cu includerea efectelor de ecruisare şi de propagare a fisurilor. De asemenea, factori importanţi de luat în seamă sunt temperatura degajată în zona de rupere precum şi viteza de deformare, care influenţează puternic procesul de ecruisare. Există anumite viteze critice pentru care câmpul de curgere este extins peste limita normală, efect pe care se bazează procesul de extruziune la rece.

1.4.2. Evoluţia forţei de decupare de-a lungul fazelor de decupare

O aproximare a forţei de ştanţare Fp(s) ca funcţie de pătrunderea *s* a poansonului poate fi de forma neliniară,

$$F_p(s) = C_r \cdot \frac{1}{1 - \frac{s_3}{g}} \left(1 - \frac{s}{g}\right) \left(\frac{s}{s_3}\right)^{\frac{s_3}{g - s_3}} \tag{1.4}$$

unde constanta C_r se găseşte în literatura de specialitate [56] sub forma medie

$$C_r = \frac{\sigma_r}{2} L \cdot g \tag{1.5}$$

σ_r fiind limita de rupere a materialului semifabricatului.

Desigur, această formă nu ţine seama de efectele amintite mai sus, viteza de deformare şi temperatură. Determinarea constantelor C_r şi a deplasării s_3 se poate face prelucrând diagrama experimentală a semnalului de forţă $F_p(s)$. Se defineşte eroarea e_i dintre valorile forţei $F_p(s_i)$ şi forma analitică (1.4), pentru n_p valori discrete s_i ale pătrunderii s

$$F_p(s_i) - C_r.\frac{1}{1-\frac{s_3}{g}}\left(1-\frac{s_i}{g}\right)\left(\frac{s_i}{s_3}\right)^{\frac{s_3}{g-s_3}} = e_i \qquad (1.6)$$

Condiţia de minimalizare a sumei

$$\sum_{i=1}^{n_p} e_i^2 \Rightarrow min \qquad (1.7)$$

impune ca parametrii căutaţi C_r şi s_3 să fie determinaţi prin condiţiile

$$\sum_{i=1}^{n_p} e_i \frac{\partial e_i}{\partial C_r} = 0; \qquad \sum_{i=1}^{n_p} e_i \frac{\partial e_i}{\partial s_3} = 0 \qquad (1.8)$$

rezultând

$$C_r = \frac{\sum_{i=1}^{n_p} F_p(s_i)\frac{1}{1-\frac{s_3}{g}}\left(1-\frac{s_i}{g}\right)\left(\frac{s_i}{s_3}\right)^{\frac{s_3}{g-s_3}}}{\sum_{i=1}^{n_p}\left[\frac{1}{1-\frac{s_3}{g}}\left(1-\frac{s_i}{g}\right)\left(\frac{s_i}{s_3}\right)^{\frac{s_3}{g-s_3}}\right]^2} \qquad (1.9)$$

şi

$$\sum_{i=1}^{n_p}\left(F_p(s_i) - C_r.\frac{1}{1-\frac{s_3}{g}}\left(1-\frac{s_i}{g}\right)\left(\frac{s_i}{s_3}\right)^{\frac{s_3}{g-s_3}}\right)a_i = 0 \qquad (1.10)$$

unde

$$a_i = \frac{1}{g}\frac{1}{\left(1-\frac{s3}{g}\right)}\left(1-\frac{s_i}{g}\right)\left(\frac{s_i}{s3}\right)^{\frac{s3}{g-s3}} + \frac{1}{1-\frac{s3}{g}}\left(1-\frac{s_i}{g}\right)\left(\frac{s_i}{s3}\right)^{\frac{s3}{g-s3}}\left[\left[\frac{1}{g-s3}+\frac{s3}{(g-s3)^2}\right]ln\left(\frac{s_i}{s3}\right)-\frac{1}{g-s3}\right] \qquad (1.11)$$

Relaţiile (1.9) → (1.11) formează o ecuaţie algebrică, cu necunoscuta s_3, deosebit de complexă care se rezolvă pe cale numerică.

Pentru obţinerea unei relaţii analitice a forţei de perforare este bine ca diagrama experimentală a forţei de pătrundere să fie una mediată. Astfel, în Fig.1.5 sunt prezentate diagramele forţei de pătrundere $F_{pm}(s)$, mediată, şi $F_{pa}(s)$ aproximată analitic prin relaţia (1.4).

Se poate observa că forma analitică (1.4) poate aproxima variaţia forţei de pătrundere numai pe porţiunea P_o-P_1-P_2-P_3, corespunzătoare fazelor elasto-plastică şi de pătrundere, forţele $F_{pm}(s)$, şi $F_{pa}(s)$ prezentând o suprapunere destul de exactă. Pe porţiunea de rupere P_3 –P_4 şi în continuare, de evacuare a semifabricatului din matriţă, abaterile dintre curbele corespunzătoare formei analitice, $F_{pa}(s)$, şi cea reală, $F_{pm}(s)$, determinată experimental, sunt mari şi neadmisibile, şi de aceea, pe această porţiune, trebuie căutate alte forme analitice de aproximare

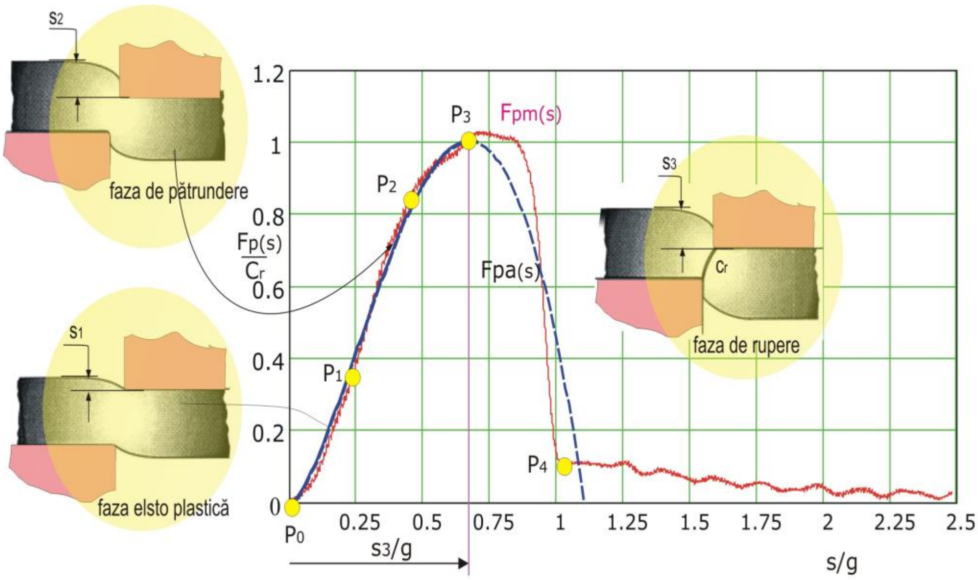


Fig.1.6 -Evoluţia forţei de decupare de-a lungul fazelor de decupare:
$F_{pm}(s)$ mediată pe un număr de 14 decupări
$F_{pa}(s)$ aproximată prin forma analitică (1.4)

Pentru calcul dinamic al mecanismului de acţionare al poansonului este mai bine să se utilizeze forma discretă a diagramei forţei mediate $F_{pm}(s)$, în prealabil aceasta fiind înregistrată experimental utilizând una din tehnicile prezentate în capitolul 5.

1.4.3. Forţa tehnologică în procesul de ambutisare

Aceeaşi problemă de modelare a forţei tehnologice se pune şi în cazul operaţiilor de ambutisare pentru care s-au elaborat numeroase modele.

Poansonul şi matriţa, deşi sunt constituite din materiale de înaltă rezistenţă, pot să se fisureze, datorită numărului mare de cicluri de încărcare, cum este cazul la producţia de serie mare. Un asemenea studiu este realizat de Y. Park, J. S. Colton în lucrarea , *Failure Analysis of Rapid Prototyped Tooling in Sheet Metal Forming—Cylindrical Cup Drawing* Journal of Manufacturing Science and Engineering FEBRUARY 2005, Vol. 126-137 127.

Modelarea procesului de ambutisare a unei piese cilindrice este realizată prin elemente finite, pentru fiecare dintre cele trei corpuri deformabile în contact realizându-se mesh-uri cu densităţi mari în zonele de contact [50] (Fig.1.7a)

Variaţia forţei de ambutisare funcţie de cursa *s* a poansonului (Fig.1.7b) este crescătoare până la s≈16,5 mm cu un vârf la această valoare, apoi prezintă o uşoară scădere până la s≈21 mm la care apare o fisurare a matriţei, la o valoare a forţei F_r ≈28 kN, în continuare, forţa de ambutisare scăzând brusc.

Se creează, astfel, un efect aproximativ de discontinuitate care se resimte în dinamica mecanismului de acţionare, favorizând apariţia unor forţe inerţiale impulsive de nivele mari, forţe ce produc perturbaţii de nivele mari, de care trebuie să se ţină cont la izolarea antivibratorie a utilajului.

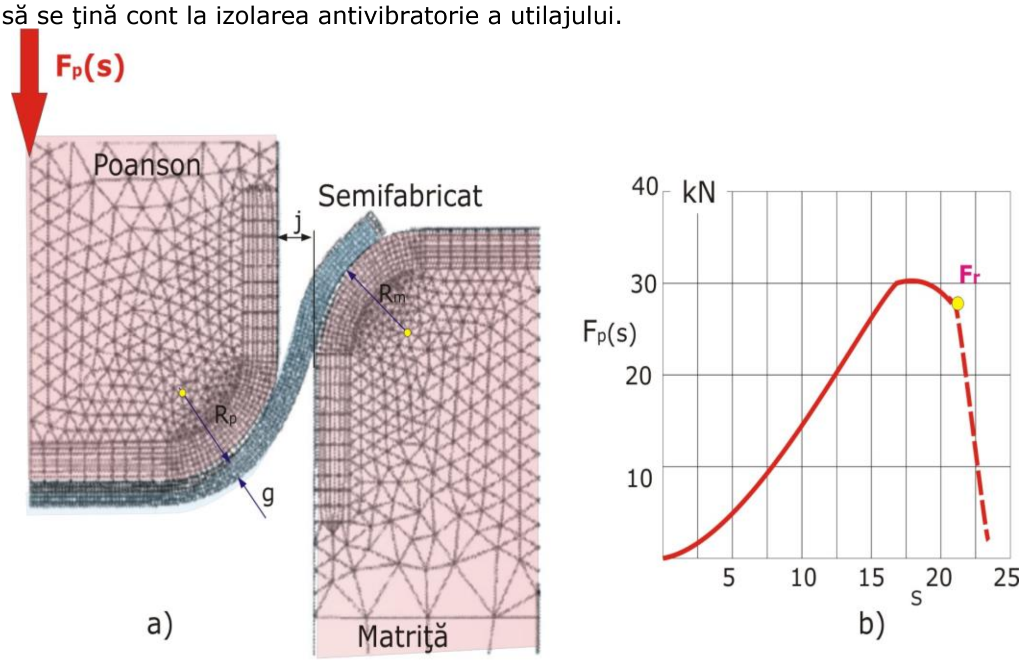


Fig.1.7 -Modelarea prin EF a unui proces de ambutisare

a) ilustrarea mesh-ului pentru semifabricat, poanson şi matriţă

b) variaţia forţei de ambutisare $F_p(s)$ funcţie de cursa *s* a poansonului

Şi la celelalte operaţii de presare, îndoire, imprimare, formare, forjare, extruziune etc, apar variaţii bruşte ale forţelor tehnologice, care produc, de asemenea, perturbaţii dinamice asupra utilajului tehnologic.

1.4.4. Caracteristicile tensiune-deformaţie ale unui model reologic

Semifabricatul supus procesului tehnologic suferă deformaţii plastice mari. Pentru ca într-un punct al corpului deformabil să aibă loc o curgere plastică trebuie ca starea de tensiune, dată prin tensiunile normale principale σ_1, σ_2 şi σ_3 , să îndeplinească criteriul Huber şi von Mises

$$(\sigma_1-\sigma_2)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2+(\sigma_3-\sigma_1)^2=2\sigma_c{}^2 \qquad (1.13)$$

unde $\overline{\sigma}$ este tensiunea de curgere şi criteriul Tresca,

$$2\tau_{max}=\sigma_{max}-\sigma_{min}=\sigma_c \qquad (1.14)$$

Între tensiunea de curgere $\overline{\sigma}$ şi deformaţia de curgere

$$\varepsilon_C = \frac{\sqrt{2}}{3}\sqrt{(\varepsilon_1-\varepsilon_2)^2+(\varepsilon_2-\varepsilon_3)^2+(\varepsilon_3-\varepsilon_1)^2} \quad (1.15)$$

există o relaţie neliniară care, în literatura de specialitate, se găseşte de forma

$$\sigma = k\varepsilon^n \quad (1.16)$$

k fiind un coeficient de rezistenţă iar *n* un exponent de duritate. Valorile celor doi coeficienţi pot fi determinate pe cale experimentală sau pe cale analitică alegându-se un anumit model reologic.

Pentru un semifabricat din aliaj de aluminiu supus la extrudare, în lucrarea [5] Numerical and Experimental Investigation on the Tube Forming in the Radial-Forward Extrusion, Beong-Du Ko, Dong-Hwan Jang, Ho-Joon Choi and Beong-Bok Hwang, *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing Vol.6, No.2, April 2005)* cei doi coeficienţi au valorile k=280.3 MPa şi n=0,17.

După aceste date am reprezentat, în Fig.1.8, diagrama caracteristică a aliajului de aluminiu.

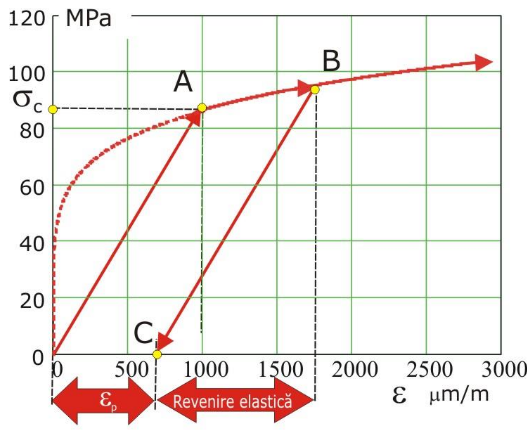


Fig.1.8 -Caracteristica elasto-plastică a unui aliaj de aluminiu
OA-ramura elastică liniară , AB- ramura plastică de curgere, BC-ramura liniară de revenire elastică, cu deformaţie remanentă ε_P

Pe porţiunea OA caracteristica este liniară respectând legea lui Hooke

$$\sigma = E\varepsilon \quad (1.17)$$

în punctul A atingându-se tensiunea de curgere σ_C, peste această valoare, deformaţia fiind plastică, caracteristica respectă legea (1.16) (porţiunea AB).

Din punctul B micşorând, progresiv sarcina prin micşorarea tensiunii σ, se ajunge la anularea acesteia în punctul C, porţiunea BC fiind liniară, deci cu revenire elastică, dar cu menţinerea unei deformaţii permanente ε_P ceea ce denotă o deformare permanentă a reţelei cristaline.

Există un număr mare de modele reologice care sunt utilizate la calculul deformării unei piese, cum este cel dat în lucrarea [44] V.A. Lubarda, D.J. Benson, M.A. Meyers. *Strain-rate effects in rheological models of inelastic response*, International Journal of Plasticity19 (2003) 1097–1118, model elaborat de Bardenhsgen (1997). Acesta este un model unidimensional paralel adaptabil pentru un model polimeric.

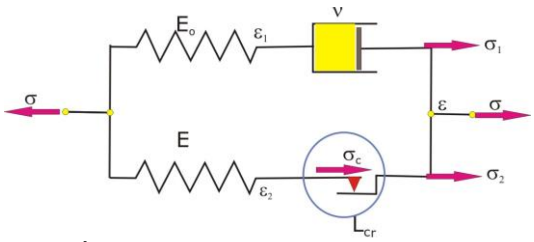


Fig.1.9 -Model vâscoelastic elastoplastic pentru o solicitare uniaxială

Prima ramură, de sus înseriază un arc şi un element vâscos, tensiunea σ_1 preluată de această ramură va avea, pe de o parte, forma

$$\sigma_1 = E_0 \varepsilon_1 \tag{1.18}$$

unde E_0 este modulul arcului echivalent, iar pe de altă parte,

$$\sigma_1 = v\left(\frac{d\varepsilon}{dt} - \frac{d\varepsilon_1}{dt}\right) \tag{1.19}$$

σ_1 fiind tensiunea de legătură a cuplajului vâscos de constantă ν

Pe ramura de jos se introduce o legătură de tip frecare uscată, înseriată cu un arc echivalent, de modul E, în ramură acţionând tensiunea

$$\sigma_2 = E\varepsilon_2 \tag{1.20}$$

Tensiunea maximă ce apare în această ramură este cea de curgere σ_c căreia îi corespunde o deformaţie de curgere

$$\varepsilon_c = \frac{\sigma_2 = \sigma_c}{E} \tag{1.21}$$

Peste această valoare a deformaţiei ε, $\varepsilon > \varepsilon_c$ valoare tensiunii este $\sigma_2 = \sigma_c$.
Din relaţiile (1.17) şi (1.18) se obţine ecuaţia diferenţială

$$\frac{d\varepsilon_1}{dt} + \frac{E_0}{v}\varepsilon_1 = \frac{d\varepsilon}{dt} \tag{1.22}$$

care pentru o viteză constantă de deformare

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = v_\varepsilon = cst \tag{1.23}$$

admite soluţia

$$\varepsilon_1 = v_\varepsilon \frac{v}{E_0} e^{\frac{E_0}{v}t} \tag{1.24}$$

la care se înlocuieşte , din (1.23),

$$t = \frac{\varepsilon}{v_\varepsilon} \tag{1.25}$$

Astfel, tensiunea σ_1 din ramura superioară va rezulta, din (1.17), de forma

$$\sigma_1 = vV_\varepsilon\left(1 - \frac{v}{E_0} e^{\frac{E_0}{v \cdot V\varepsilon}\varepsilon}\right) \tag{1.26}$$

În final, caracteristica tensiune-deformaţie într-un punct al structurii deformate are forma

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = E\varepsilon + vV_\varepsilon\left(1 - \frac{v}{E_0} e^{\frac{E_0}{v \cdot V\varepsilon}\varepsilon}\right) \quad pt. \quad \sigma = 0 \rightarrow \sigma_c$$
$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = E\varepsilon_c + vV_\varepsilon\left(1 - \frac{v}{E_0} e^{\frac{E_0}{v \cdot V\varepsilon}\varepsilon}\right) \quad pt. \quad \sigma \geq \sigma_r \tag{1.27}$$

Caracteristicile acestui model arată ca în Fig.1.10, pentru diverse viteze de curgere ale materialului. Aceste sunt implementate în structurile codurilor de EF dedicate deformaţiilor plastice.

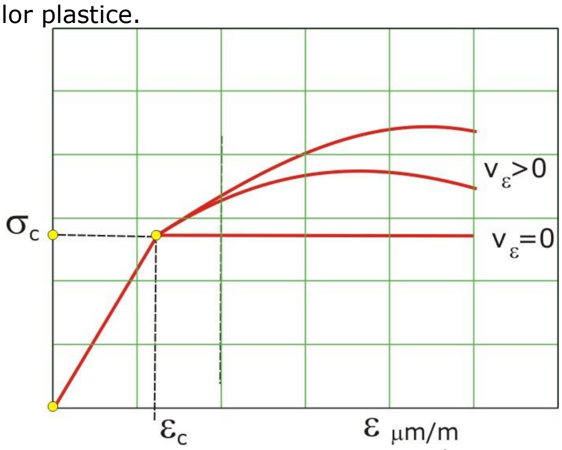


Fig.1.10 -Caracteristicile tensiune-deformaţie ale modelului vâscoelastic elastoplastic pentru o solicitare uniaxială

Astfel, în lucrarea [41] Forming in the Radial-Forward Extrusion, se face o analiză atât prin EF cât şi experimental a unui proces de extruziune, pentru un buşon (Fig.1.11), pornind de la o pastilă cilindrică. Se poate observa procesul de curgere al materialului prin distorsiunile mesh-ului semifabricatului, prin simularea curgerii prin EF, acelaşi efect de curgere la extruziune fiind analizat şi în lucrarea [60] *Impact Extrusion Processes Advanced Level.*

1.4.5. Forţa se extruziune în procesul extrudării

Este analizat procesul de realizare prin extruziune a unui tub. Şi aici procesul de curgere este simulat prin EF, [60] prezentându-se şi diagrama forţei de extruziune $F_p(s)$ funcţia de cursa *s* a poansonului.

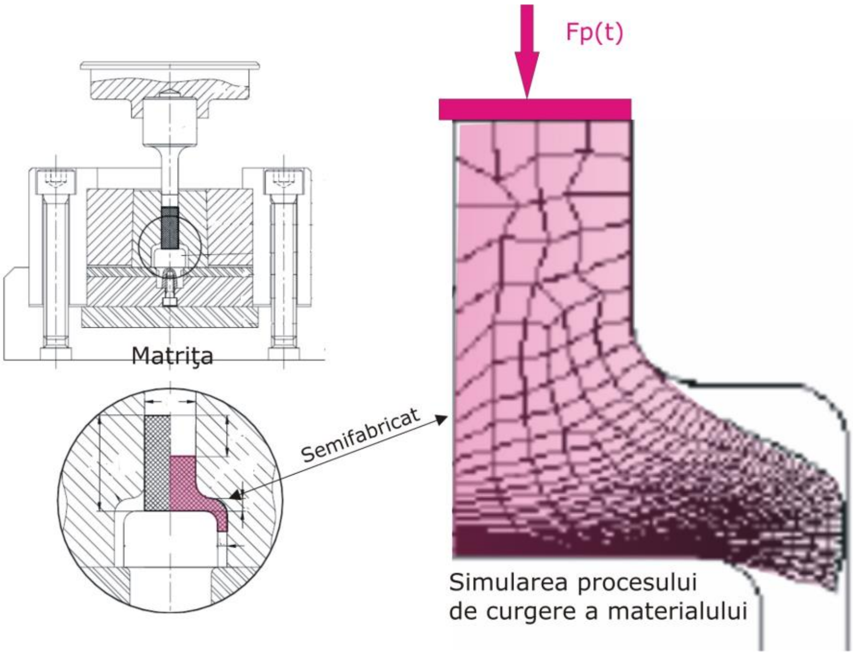


Fig.1.11 -Ilustrarea simulării extrudării unui buşon

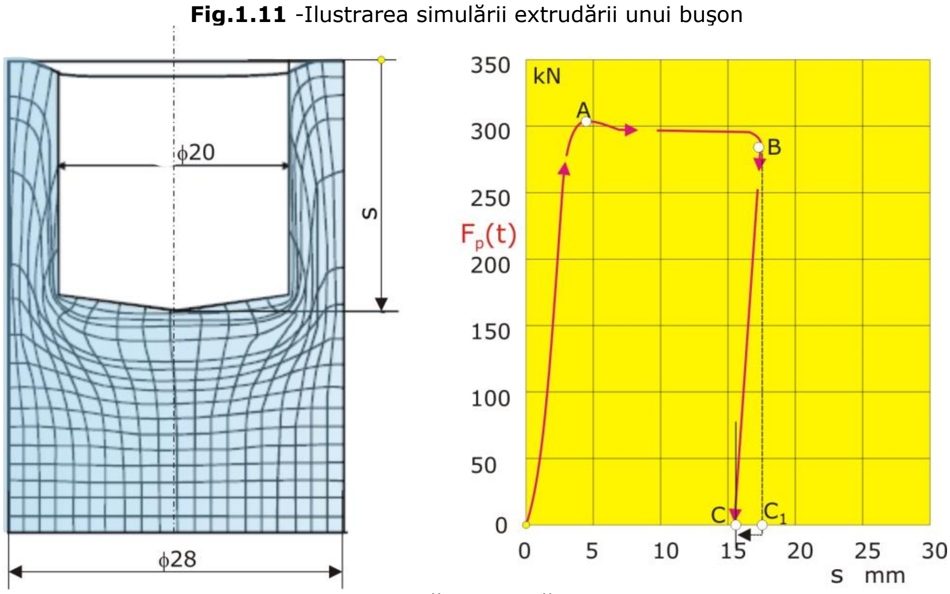


Fig.1.12 -Ilustrarea simulării extrudării unei piese tubulare

Se observă o creştere bruscă a forţei $F_p(s)$ pe intervalul s=0 la 4 mm (ramura 0A) după care aceasta prezintă un palier pe întreaga cursă de s≈17mm a poansonului (ramura AB), urmată, în final, la sfârşit de cursă, la s≈17 mm, de o scădere bruscă a forţei (ramura BC). De asemenea se constată o retragere elastică a poansonului din C_1 în C.

Existenţa palierului forţei $F_p(s)$ (ramura AB) se datorează procesului de curgere la pătrunderea poansonului în masa de metal a semifabricatului.

1.4.6. Forţa de ambutisare la o ambutisare adâncă

Variaţii bruşte apar şi în cazul celorlalte procese de prelucrare la rece sau la cald. Astfel, la ambutisare adâncă, unde cursa poansonului este de lungime mare şi de viteză mică, distribuţia curgerii materialului în masa piesei finite este diferită, aşa cum se observă din reţeaua (meshul) finală, (Fig.1.13), unde este ilustrat procesul de ambutisare al unei oale adânci.

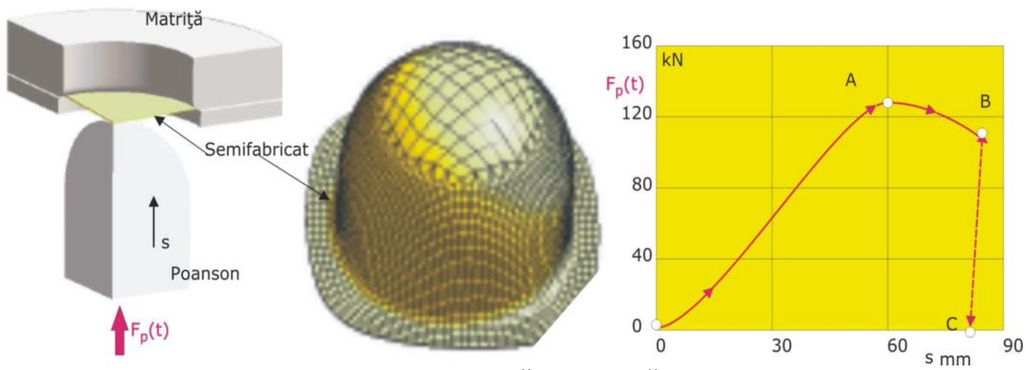


Fig.1.13 -Ilustrarea simulării ambutisării unei oale

Elementele reţelei de la fundul oalei sunt mult mai mari datorită procesului de întindere al materialului, iar pe marginile răsfrânte ale oalei, elementele fiind comprimate, acestea sunt mai reduse. Acest fapt face ca modelul reologic al materialului să fie tratat ca unul anizotropic, pentru care se apelează la criterii de curgere specifice, cum este criteriul Hill, implementat în codul DEFORM-3D (Apendix H. Sheets Forming in DEFORM-3D).

Forţa de ambutisare $F_p(s)$ are o evoluţie progresiv crescătoare în funcţie de pătrunderea poansonului în matriţă, cu un maxim în A, după care urmează o uşoară scădere până în B unde începe retragerea poansonului ramura forţei coborând brusc după o dreaptă. Această coborâre liniară se datorează efectului de arcuire elastică a piesei ambutisate.

Concluzii:

Procesele de fabricaţie a pieselor prin deformare plastică, la rece sau la cald, dezvoltă forţe tehnologice de tip impulsiv, în majoritatea lor acţionând ca forţe interioare pe ansamblul utilajului tehnologic. Aceste forţe sunt asigurate prin mecanismele utilajului, care asigură mişcarea poansonului faţă de matriţă. Dinamica mişcărilor elementelor cinematice ale mecanismului sunt influenţate de aceste forţe impulsive simţindu-se în forma, de asemenea impulsivă a torsorului forţelor de inerţie, care sunt forţe perturbatoare ce acţionează asupra sistemului dinamic utilaj –fundaţie.

Modelarea cât mai aproape de realitate a perturbaţiilor inerţiale contribuie în mod esenţial la optimizarea sistemului de izolare antivibratorie a utilajului, motiv pentru care s-a acordat o atenţie deosebită acestui subcapitol.

Capitolul 2
DEFINIREA FORŢELOR PERTURBATOARE LA UTILAJE TEHNOLOGICE

2.1. Consideraţii generale

Procesele de prelucrare la rece şi cald solicită forţe tehnologice de niveluri foarte ridicate ajungându-se, pentru unele operaţii, la sarcini de mii de tone. În majoritatea cazurilor sarcinile au, în faza terminală a operaţiei, forme cu descărcarea bruscă a forţei tehnologice, astfel că apar probleme de diminuare a efectelor dinamice ce se transmit utilajului şi instalaţiilor conexe.

Presele mecanice constituie cea mai numeroasă grupă de prese şi, în acelaşi timp, cea mai utilizată, deoarece pe acest tip de maşini se pot executa cele mai multe dintre operaţiile de presare la rece.

După tipul mecanismului cu care se execută mişcarea de lucru presele mecanice, sunt de mai multe tipuri: prese cu manivelă, prese cu genunchi, prese cu şurub şi prese cu pană.

Cea mai largă gamă de posibilităţi o oferă presele mecanice cu manivelă, extinderea domeniului de utilizare a acestora motivându-se nu numai de gama tipodimensiunilor în care se execută ci şi de posibilităţile largi de reglare a unor parametrii funcţionali care influenţează în mod direct executarea unor operaţii.

2.2. Utilaje tehnologice cu forţe impulsive

2.2.1. Prese cu excentric

2.2.1.1. Prese cu excentric, cu batiu cadru deschis

Un caz particular al preselor cu manivelă îl reprezintă presele cu excentric, utilizate pentru forţe de presare relativ mici, de 1÷1,25·MN. În Fig.2.1 este ilustrată structural o presă cu excentric având un batiu cadru deschis. Această construcţie permite accesul uşor la sistemul de reglare a lungimii cursei culisei 4. pe care este amplasat poansonul 1, matriţa 2 fiind amplasată pe platoul inferior al batiului, platou cu posibilităţi de reglare pe verticală. Totodată, această construcţie facilitează manipularea fără dificultate a semifabricatului.

Reglarea manivelei OA, de lungime e, a mecanismului bielă-manivelă se face prin intermediul mecanismului format din bucşa 10 dezaxată cu excentricitatea OO_1 (de mărime e_1) faţă de axa ce trece prin O a arborelui principal 6. Pe bucşa 10 se află prins excentric (excentricitate O_1A, de mărime e_2) butonul 11, de care este prinsă articulaţia plană a bielei 5, de lungime L, reglabilă.

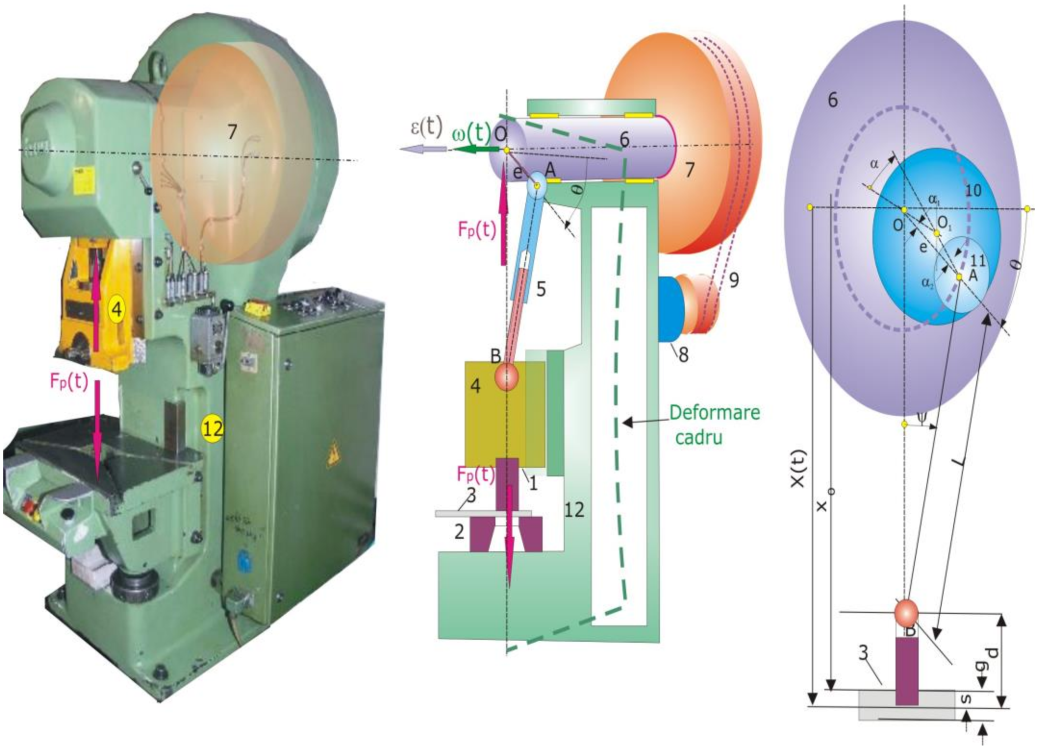


Fig.2.1-Ilustrarea structurală a unei prese cu excentric, cu batiu cadru deschis

Prin poziţionare relativă, cu unghiul α a bucşei 10 faţă de arborele 6 se obţine lungimea manivelei

$$\left|\overline{OA}\right| = e = e_1 \cos\alpha_1 + e_2 \cos\alpha_2 \tag{2.1}$$

unde, din condiţiile geometrice

$$\begin{aligned} e_1 \sin\alpha_1 &= e_2 \sin\alpha_2 \\ \alpha &= \alpha_1 + \alpha_2 \end{aligned} \tag{2.2}$$

rezultă

$$\alpha_1 = arctg\left(\frac{tg\alpha}{\frac{e_1}{e_2}\frac{1}{\cos\alpha}+1}\right); \quad \alpha_2 = arctg\left(\frac{tg\alpha}{\frac{e_2}{e_1}\frac{1}{\cos\alpha}+1}\right) \tag{2.3}$$

pentru α=0, rezultând $\alpha_1=\alpha_2=0$ cea ce duce la $\left|\overline{OA}\right| = e = e_1 + e_2$.

Poziţia x(t) a muchiei de tăiere a poansonului la momentul t este:

$$x(t) = e\sin\theta(t) + L\cos\psi(t) + b \tag{2.4}$$

θ(t) şi ψ(t)fiind poziţiile unghiulare ale manivelei şi respectiv ale bielei.

Din condiţii geometrice se obţine relaţia

$$e\cos\theta(t) = L\sin\psi(t) \tag{2.5}$$

rezultând din (4)

$$x(t)=e\,sin\theta(t)+L\sqrt{1-\left(\frac{e}{L}cos\,\theta(t)\right)^2}+b \tag{2.6}$$

Presupunem că la o poziţie x(t)=x_o poansonul are primul contact cu semifabricatul

$$x_0=e\,sin\theta_0+L\,cos\,\psi_0+b \tag{2.7}$$

unde θ_0 şi ψ_0 sunt unghiurile de poziţie corespunzătoare, care se determină din relaţiile (4) şi (5).

În aceste condiţii legea de pătrundere a poansonului în semifabricat va fi:

$$s(t)=x(t)-x_0=e(sin\theta(t)-sin\theta_0)+L(cos\,\psi(t)-cos\,\psi_0) \tag{2.8}$$

rezultând viteza de pătrundere

$$v_S(t)=\dot{\theta}(t)e\,cos\,\theta(t)-\dot{\psi}(t)L\,sin\psi(t) \tag{2.9}$$

unde $\dot{\theta}(t)=\omega(t)$ este viteza unghiulară instantanee a arborelui principal iar

$$\dot{\psi}(t)=-\omega(t)\frac{e}{L}\frac{sin\theta(t)}{cos\,\psi(t)} \tag{2.10}$$

se obţine ca rezultat al derivării relaţiei (5) în raport cu timpul.

Printr-o nouă derivare în raport cu timpul a relaţiei (9) se obţine acceleraţia de pătrundere

$$a_S(t)=\ddot{\theta}(t)e\,cos\,\theta(t)-\ddot{\psi}(t)L\,sin\psi(t)-\left(\dot{\theta}(t)\right)^2e\,sin\theta(t)-\left(\dot{\psi}(t)\right)^2L\,cos\,\psi(t) \tag{2.11}$$

unde $\ddot{\theta}(t)=\dot{\omega}(t)=\varepsilon(t)$ este acceleraţia unghiulară a arborelui principal, a cărei expresie se obţine prin derivarea în raport cu timpul a relaţiei (2.10)

$$\ddot{\psi}(t)=\left(\dot{\psi}(t)\right)^2tg\psi(t)-\frac{1}{cos\,\psi(t)}\left(\ddot{\theta}(t)\frac{e}{L}sin\theta(t)+\left(\dot{\theta}(t)\right)^2\frac{e}{L}cos\,\theta(t)\right) \tag{2.12}$$

Forţa de inerţie care lucrează asupra culisei 4, pe care e fixat poansonul 1, de masă m_c, este

$$F_C(t)=-m_Ca_S \tag{2.13}$$

şi poate fi considerată ca o forţă perturbatoare ce acţionează asupra utilajului.

Şi celelalte elemente în mişcarea accelerată produc forţe şi momente de inerţie, cum ar fi momentul $-J\ddot{\theta}(t)$ care produce efect de răsturnare a utilajului, de care trebuie ţinut cont la izolarea antivibratorie a utilajului prin elemente sau straturi elastice.

Aceste forţe şi momente au valori maxime în faza tehnologică, cum ar fi decupare ambutisare sau extrudarea. Din acest motiv am acordat în această lucrare o atenţie deosebită efectelor dinamice create asupra utilajului de către forţele impulsive.

2.2.1.2. Presa cu excentric, cu batiu cadru închis

Structura batiului de forma unui cadru deschis, nu permite preluarea unor forţe tehnologice de valori foarte mari şi de aceea, în acest scop, cadrul batiului se închide prin două coloane 13 (Fig.2.2) care-l rigidizează suplimentar.

Astfel o parte din forţa tehnologică $F_p(t)$ este echilibrată de forţele de legătură F_1 din cele două coloane 13, descărcându-se în coloana batiului 12, care în lipsa celor două legături dezvoltă un moment de încovoiere,

$$M_i = b_2 F_p(t) \tag{2.14}$$

moment care contribuie, în mod esenţial, la deformarea cadrului batiului. Acesta se reduce la o valoare ce poate fi aproximată prin relaţia

$$M_i = b_2 F_p(t) - (b_1 + b_2) F_1 \tag{2.15}$$

unde

$$F_P(t) = F_1 + F_2 \tag{2.16}$$

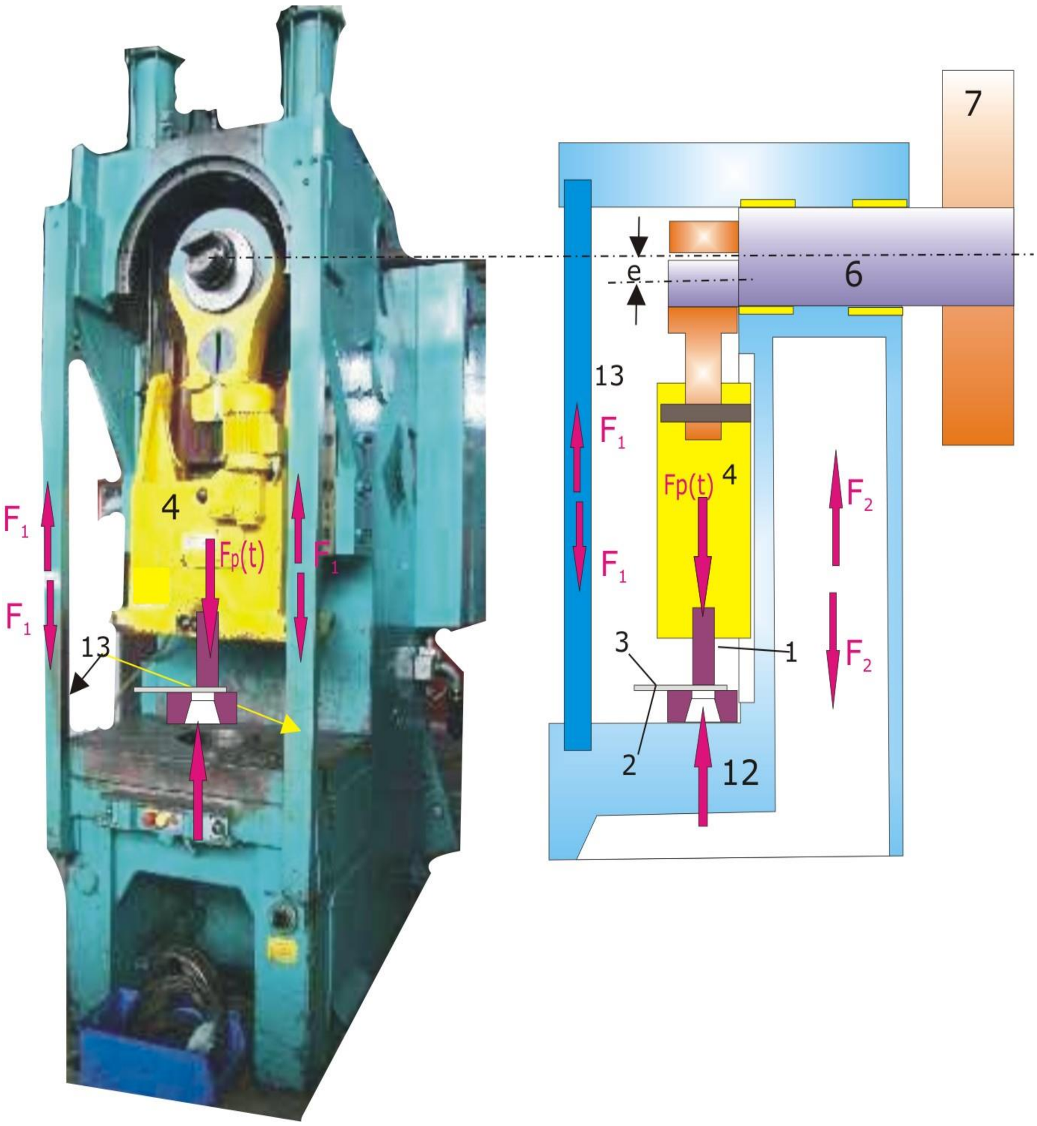


Fig.2.2 -Presa cu excentric, cu batiu cadru închis prin două coloane

2.2.1.3. Presa cu două excentrice cu un singur arbore principal

Tot din motive de echilibrare a forţelor pe structură se apelează la soluţii cu două excentrice (Fig.2.3). Acţionarea se face de la motorul electric 1 printr-o transmisie prin curea 2 la tamburul 3 care conţine în interiorul său un cuplaj şi o frână, tamburul având rol şi de volant. Prin intermediul cuplajului calat pe arborele 4, mişcarea se transmite arborelui principal 6 prin intermediul a două transmisii demultiplicatoare prin roţi dinţate 5. Pe arborele principal 6 sunt fixate excentric două discuri 7, pe care sunt calate, în articulaţiile A_1 şi A_2, bielele A_1B_1 şi A_2B_2 care transmit, în mod sincron, mişcarea blocului port matriţă 8, care glisează în ghidajul batiului 9.

Această soluţie constructivă permite o distribuţie uniformă a sarcinilor pe corpul port-matriţei.

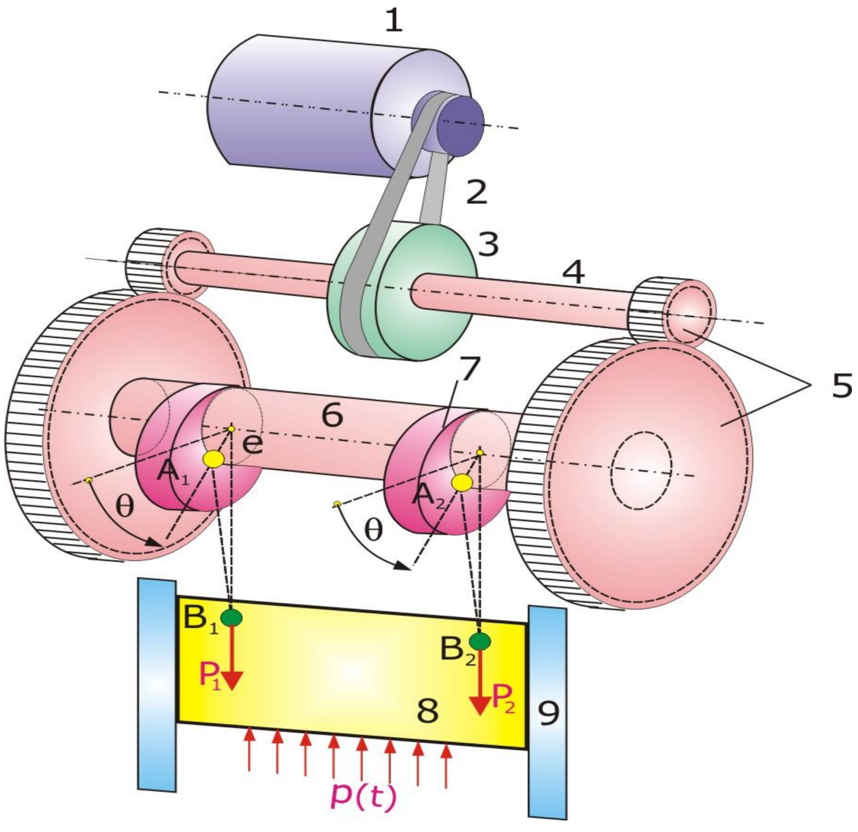


Fig.2.3 -Ilustrarea mecanismului presei cu două excentrice în tandem cu un singur arbore principal

2.2.1.4. Presa cu două excentrice cu doi arbori principali

O altă soluţie tehnică (Fig.2 4) se bazează pe antrenarea uneia dintre cele două roţi dinţate 1, care la rândul lor antrenează prin demultiplicare roţile dinţate 2, care îndeplinesc rolul şi de volanţi. Pe arborii principali 3 pe care sunt calate roţile dinţate 2 sunt amplasate două mecanisme cu excentric, identice, ceea ce face ca forţele orizontale P_{1x} şi P_{2x}, componente ale forţelor P_1 şi P_2, transmise prin intermediul bielelor 4. blocului port matriţă 5, să se compenseze între ele astfel încât numai diferenţa P_{1x}-P_{2x}, va fi preluată de ghidajul alunecător al batiului 6 al utilajului.

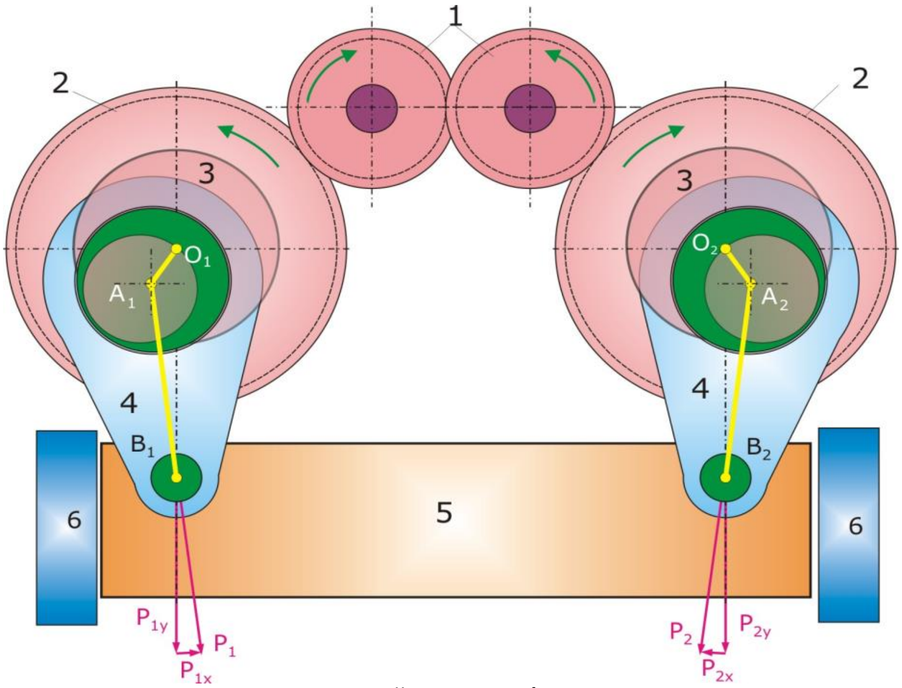


Fig.2.4 -Mecanismul presei cu două excentrice în tandem cu doi arbori principali

2.2.2. Prese cu genunchi

Pentru forţe tehnologice de nivele foarte mari se utilizează aşa numitele prese cu genunchi, (Fig.2.5) care se compun din mecanismul cu excentric OAC, la care sunt conectate în articulaţia C două bare, una cu o articulaţie în punctul fix B şi alta cu o articulaţie în punctul D al blocului port-matriţă, care execută o mişcare de translaţie.

Din condiţiile geometrice poziţia punctului D

$$x_D = a; \quad y_D = b - 2L_0 \cos a \tag{2.16}$$

sau

$$\begin{aligned} x_D &= e \sin\theta + L\cos\psi - L_0 \sin a \\ y_D &= e\cos\theta - L\sin\psi - L_0 \cos a \end{aligned} \tag{2.17}$$

care dau sistemul de ecuaţii

$$\begin{aligned} L\cos\psi - L_0 \sin a &= a - e\sin\theta \\ L\sin\psi + L_0 \cos a &= -b + 2L_0 \cos a + e\cos\theta \end{aligned} \tag{2.18}$$

de unde

$$\alpha = \arccos\left[\frac{1}{2L_0}\left(\sqrt{L^2 + L_0^2 - (a - e\sin\theta)^2} + b - e\sin\theta\right)\right] \tag{2.19}$$

şi

$$\psi = \arccos\left[\frac{1}{L}\left(a - e\sin\theta + L_0\sin\alpha\right)\right] \tag{2.20}$$

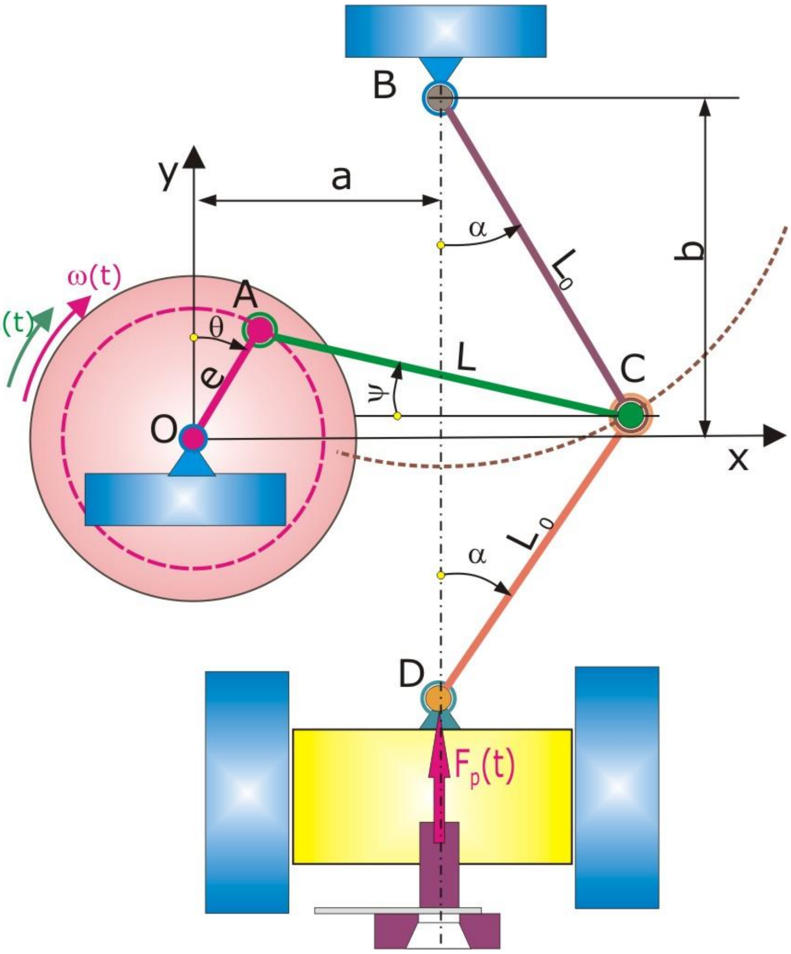


Fig.2.5 -Mecanismul presei cu genunchi

În continuare, se determină vitezele şi acceleraţiile articulaţiei D. Viteza articulaţiei D aflata în mişcare de translaţie, se determina prin derivarea în raport cu timpul a deplasării sale verticale y_D, din relaţia (18)

$$v_D = \dot{y}_D = -e\dot{\theta}\sin\theta - L\dot{\Psi}\cos\Psi + L_0\dot{\alpha}\sin\alpha \tag{2.21}$$

Derivând din nou în raport cu timpul viteza obţinută, rezultă expresia acceleraţiei:

$$a_D = \dot{v}_D = \ddot{y}_D = -e\left(\ddot{\theta}\sin\theta + \left(\dot{\theta}\right)^2\cos\theta\right) - L\left(\ddot{\Psi}\cos\Psi - \left(\dot{\Psi}\right)^2\sin\Psi\right) + L_0\left(\ddot{\alpha}\sin\alpha + \left(\dot{\alpha}\right)^2\cos\alpha\right)$$

(2.22)

în care $\dot{\theta}(t)$ reprezintă viteza unghiulară a arborelui de antrenare $\dot{\theta}(t) = \omega(t)$, $\ddot{\theta}(t)$ este acceleraţia unghiulară a arborelui, $\ddot{\theta}(t) = \dot{\omega}(t) = \varepsilon(t)$, iar $\dot{\theta}$ şi $\dot{\alpha}$ respectiv $\ddot{\theta}$ şi $\ddot{\alpha}$ se obţin prin derivarea odată, respectiv de două ori în raport cu timpul, a relaţiilor (19) si (20)

$$\dot{\alpha} = -\frac{e\dot{\theta}\cos\theta}{2L_0}\cdot\frac{\dfrac{a - e\sin\theta}{\sqrt{L^2 + L_0^2 - (a - e\sin\theta)^2}} - 1}{\sqrt{1 - \left[\dfrac{1}{2L_0}\left(\sqrt{L^2 + L_0^2 - (a - e\sin\theta)^2} + b - e\sin\theta\right)\right]^2}}$$

(2.23)

Notez:

$$\frac{a - e\sin\theta}{\sqrt{L^2 + L_0^2 - (a - e\sin\theta)^2}} - 1 = f_1(\theta)$$

$$\sqrt{1 - \left[\frac{1}{2L_0}\left(\sqrt{L^2 + L_0^2 - (a - e\sin\theta)^2} + b - e\sin\theta\right)\right]^2} = f_2(\theta)$$

Relaţia (2.23) devine

$$\dot{\alpha} = -\frac{e\dot{\theta}\cos\theta}{2L_0}\cdot\frac{f_1(\theta)}{f_2(\theta)} \tag{2.24}$$

rezulta

$$\ddot{\alpha} = -\frac{e}{2L_0}\left[\left(\ddot{\theta}\cos\theta - \dot{\theta}\sin\theta\right)\cdot\frac{f_1(\theta)}{f_2(\theta)} + \dot{\theta}\cos\theta\cdot\frac{\dot{f}_1(\theta)f_2(\theta) - f_1(\theta)\dot{f}_2(\theta)}{f_2^2(\theta)}\right] \tag{2.25}$$

$$\dot{\Psi} = \frac{1}{L}\frac{e\dot{\theta}\cos\theta - L_0\dot{\alpha}\cos\alpha}{\sqrt{1 - \left[\dfrac{1}{L}\left(a - e\sin\theta + L_0\sin\alpha\right)\right]^2}} \tag{2.26}$$

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{L}\frac{\left[e\left(\ddot{\theta}\cos\theta - \dot{\theta}\sin\theta\right) - L_0\left(\ddot{a}\cos a + \dot{a}\sin a\right)\right]\cdot\sqrt{1-\left[\frac{1}{L}\left(a - e\sin\theta + L_0\sin a\right)\right]^2}}{1-\left[\frac{1}{L}\left(a - e\sin\theta + L_0\sin a\right)\right]^2} +$$
$$+\frac{\left(\left(e\dot{\theta}\cos\theta\right)^2 - \left(L_0\dot{a}\cos a\right)^2\right)\cdot\left(a - e\sin\theta + L_0\sin a\right)}{\sqrt{\left[1-\left[\frac{1}{L}\left(a - e\sin\theta + L_0\sin a\right)\right]^2\right]^3}} \tag{2.27}$$

În acelaşi mod se pot obţine componentele vitezei şi acceleraţiei din articulaţia C plecând de la expresiile coordonatelor sale

$$\begin{aligned} x_C &= e\sin\theta + L\cos\psi \\ y_C &= e\cos\theta - L\sin\psi \end{aligned} \tag{2.28}$$

din care, prin derivare în raport cu timpul se obţin expresiile componentelor:
vitezei

$$\begin{aligned} \dot{x}_C &= e\dot{\theta}\cos\theta - L\dot{\psi}\sin\psi \\ \dot{y}_C &= -e\dot{\theta}\sin\theta - L\dot{\psi}\cos\psi \end{aligned} \tag{2.29}$$

şi ale acceleraţiei

$$\begin{aligned} \ddot{x}_C &= e\ddot{\theta}\cos\theta - L\ddot{\psi}\sin\psi - e\dot{\theta}^2\sin\theta - L\dot{\psi}^2\sin\psi \\ \ddot{y}_C &= -e\ddot{\theta}\sin\theta - L\ddot{\psi}\cos\psi - e\dot{\theta}^2\cos\theta - L\dot{\psi}^2\cos\psi \end{aligned} \tag{3.30}$$

Având aceste expresii determinate se pot afla forţele de inerţie care acţionează asupra elementelor mecanismului presei cu genunchi.

2.2.3. Prese cu fricţiune

Mecanismul lor se bazează pe transformarea mişcării de rotaţie a unui volant 1, (Fig.2.6) acumulator de energie, într-o mişcare de translaţie, cu ajutorul unui mecanism şurub-piuliţă 2, conducând la deplasarea berbecului 3 între ghidajele 4.

Discurile verticale 5, acţionate de motorul electric 6 prin transmisia prin cureaua 7, se învârtesc tot timpul în acelaşi sens, ele fiind calate pe un ax orizontal 8 care poate glisa liber de-a lungul axei sale, pe două lagăre 9. Cu ajutorul pârghiei de comandă 10, discurile 5 pot fi deplasate împreună cu axul 8, făcând astfel posibilă cuplarea lor pe rând cu volantul 1, în acest fel realizându-se coborârea sau ridicarea berbecului 3. Sistemul de comandă este astfel conceput, încât cuplarea volantului pentru coborârea berbecului să se facă la comandă, iar decuplarea să se facă automat, imediat ce semifabricatul a fost lovit.

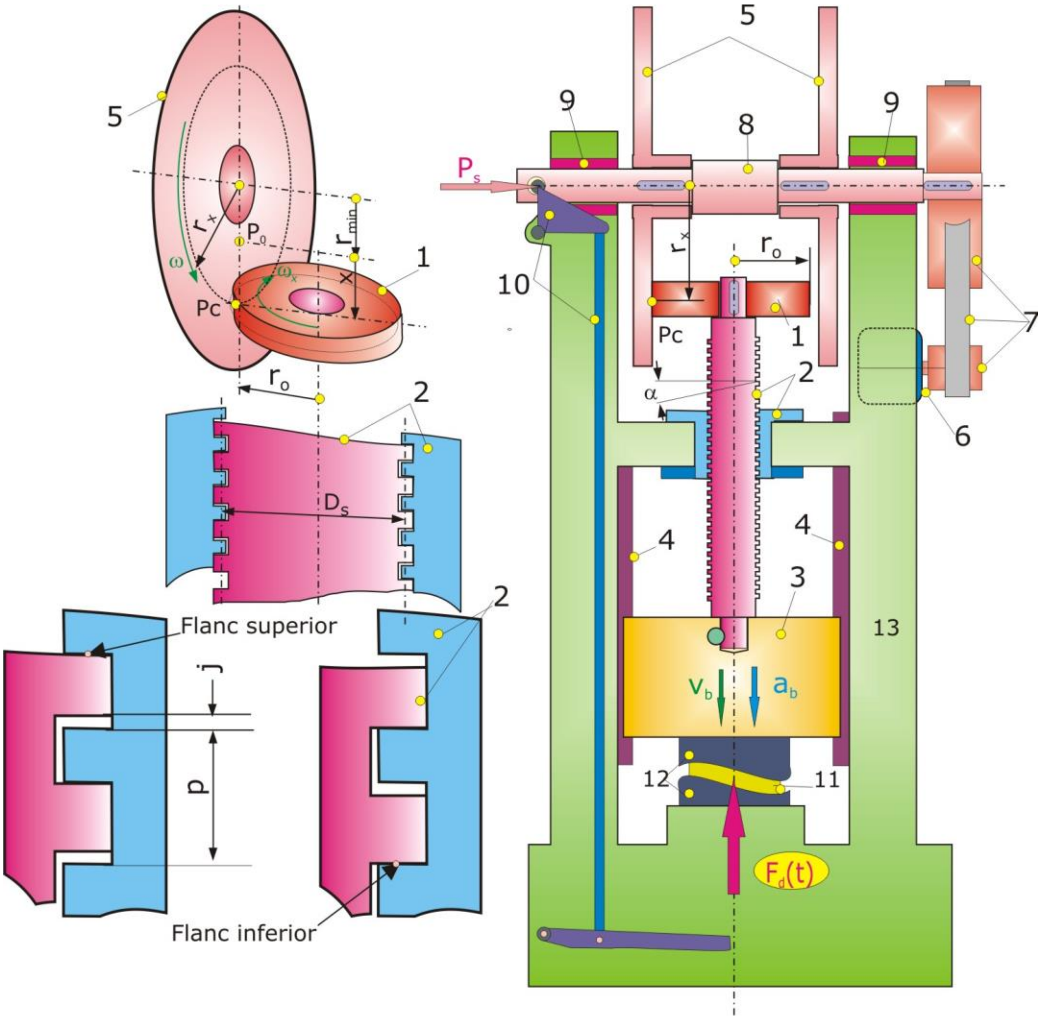


Fig.2.6 -Mecanismul presei cu şurub

La începutul cursei de coborâre a berbecului 3, volantul 1 de rază r_0 are ca punct de contact cu discul 5, (din stânga) punctul P_0, situat pe o traiectorie circulară de rază r_{min}. Deplasându-se în jos cu distanţa x viteza unghiulară instantanee a volantului va fi:

$$\omega_x = \omega \frac{r_{min} + x}{r_0} \tag{2.31}$$

cu ajutorul căreia se poate determina viteza de înşurubare a şurubului, sau de deplasare a berbecului

$$v_b = \dot{x} = \omega_x \frac{p}{2\pi} = \omega \frac{p}{2\pi} \frac{r_{min} + x}{r_0} \tag{2.32}$$

care conduce la ecuaţia diferenţială,

$$\dot{x} - \lambda x = \lambda r_{min} \tag{2.33}$$

unde s-a notat

$$\lambda = \omega \frac{p}{2\pi r_0} \tag{2.34}$$

Ecuaţia diferenţială (33) admite soluţia

$$x(t) = r_{min}\left(e^{\lambda t} - 1\right) \tag{2.35}$$

iar viteza de coborâre a berbecului va fi:

$$v_b(t) = \lambda r_{min} e^{\lambda t} \tag{2.36}$$

Pentru un pas al şurubului p=40 mm, (cu mai multe începuturi) şi r_{min}=300mm şi r_0=500, la o turaţie a arborelui principal n=500 rot/min, deci la $\omega = \pi n / 30 = 52{,}36$ s^{-1}, diagramele ale deplasării x(t) şi ale vitezei arată ca în Fig.2.7: o creştere exponenţială a vitezei, de la 200 mm/s la 800 mm/s în timp ce berbecul execută o cursă de 820 mm.

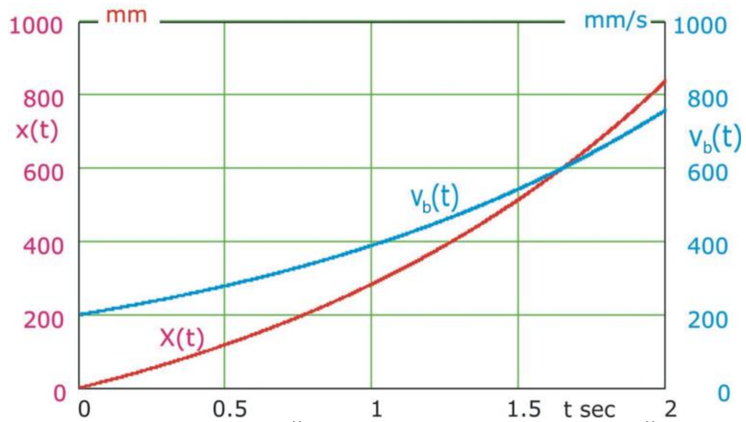


Fig.2.7 -Diagramele deplasării şi vitezei berbecului la o presă cu şurub

La capăt de cursă are loc contactul matriţei 12 cu materialul semifabricat 11, contact ce se face prin dezvoltarea unei forţe impulsive cu un front iniţial brusc, amplificat de faptul că la coborâre berbecului, datorită greutăţii sale, contactul dintre şurub şi piuliţă se va face pe flancul inferior al filetului. La contactul matriţei cu semifabricatul contactul va trece brusc, cu şoc, pe flancul superior, forţa impulsivă rezultantă fiind preluată ca forţă interioară ansamblului batiului 13 al presei. Din acest motiv constructorii preselor cu şurub impun ca rigiditatea longitudinală a presei să aibă o valoare minimă

$$K = (6\ldots14)\sqrt{P_d} \cdot 10^{-1/2} \text{ [kN/mm]} \tag{2.37}$$

O valoare mai mică poate avea repercusiuni negative asupra randamentului transferului energetic între sculă şi semifabricat, precum şi asupra preciziei de prelucrare după direcţia forţei.

2.2.4. Ciocanele mecanice

2.2.4.1. Ciocane cu acţionare electromecanică şi hidraulică

Ciocanele mecanice sunt maşini utilizate pentru prelucrarea semifabricatelor prin deformare plastică, cum este forjarea liberă sau în matriţe. În Fig.2.8 a) şi b) sunt prezentate două tipuri constructive de ciocane. În principiu ele se bazează pe energia de lovire dată de un berbec 1 care este ridicat la înălţimea H şi lansat de la această înălţime.

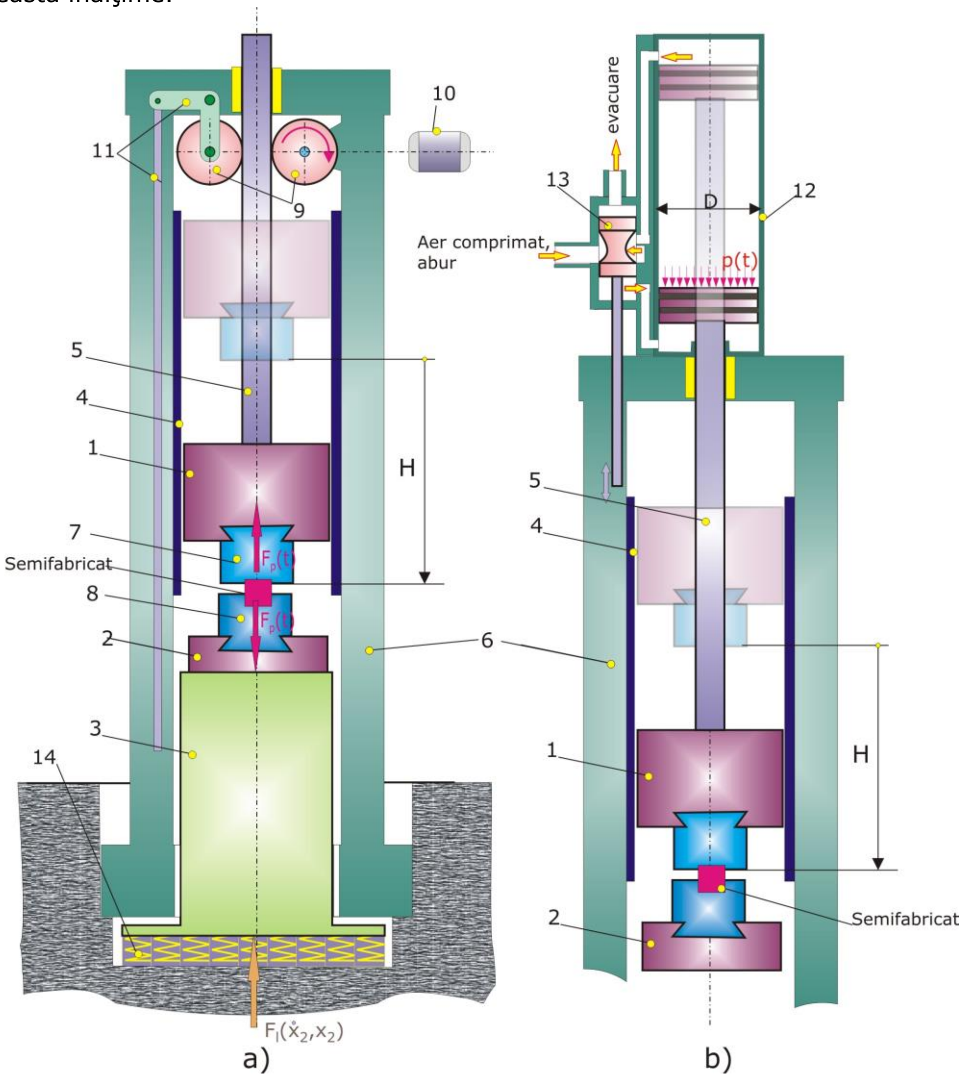


Fig.2.8 -Scheme funcţionale ale ciocanelor mecanice
a) acţionare electromecanică
b) acţionare pneumatică sau prin presiunea aburilor

În momentul în care se produce contactul dintre matriţa superioară 7, fixată pe berbecul 1, şi semifabricat, aşezat pe matriţa inferioară 8 (vezi Fig.2.9), o parte din energia cinetică

$$E_C = \frac{1}{2} m_1 v_{11}^2 \tag{2.38}$$

a ansamblului, berbec 1,- matriţă 7 şi coloană de ghidare 5, ansamblul având masa m_1, va fi consumată prin energia de deformaţie a semifabricatului:

$$L_d = \int F_P(s) ds \tag{2.39}$$

unde s este deplasarea relativă dintre matriţele 7 şi 8 în timpul procesului de deformare, care se termină în punctul A_1, pe diagrama de deformare forţă de deformare-deplasare relativă, $F_P(s)$–s, Fig.2.9

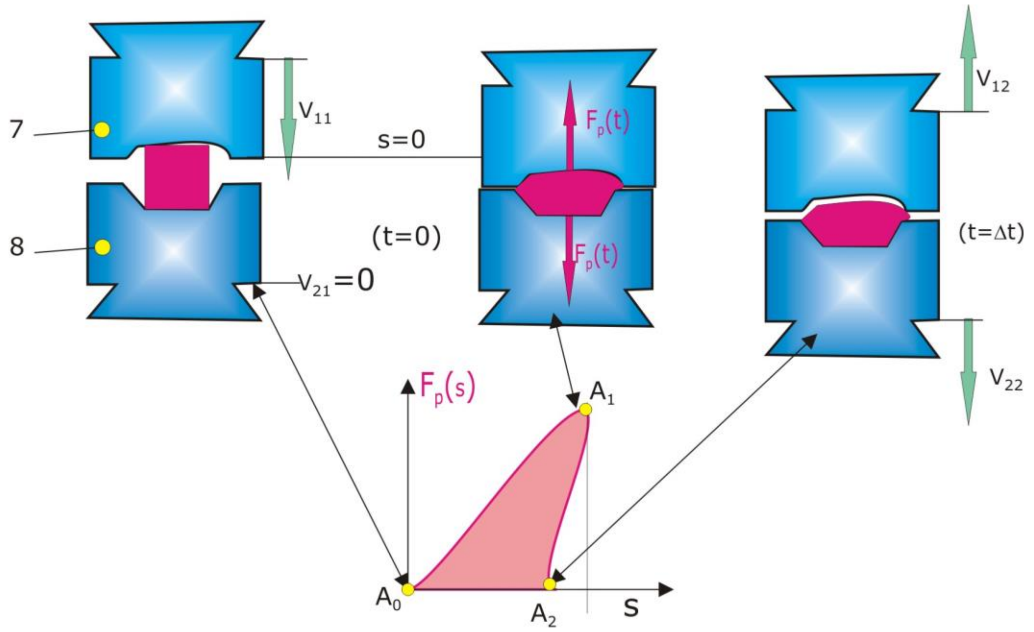


Fig.2.9 -Fazele procesului de matriţare

Diagrama prezintă un maxim în punctul A_1 după care forţa scade brusc, cu deplasarea relativă s în sens invers pe ramură A_1 A_2, care corespunde unei reveniri elastice.

Procesul de deformare fiind de scurtă durată poate fi considerat ca un proces percutant, pentru care, conform legilor percuţiilor, vitezele v_{12} şi v_{22} ale celor două matriţe 7 şi 8, după terminarea procesului, se determină prin relaţiile

$$v_{12} = v_{11} - \frac{(v_{11} - v_{21})(1+R)}{1 + \frac{m_1}{m_2}}$$
$$v_{22} = v_{21} + \frac{(v_{11} - v_{21})(1+R)}{1 + \frac{m_2}{m_1}} \qquad (2.40)$$

unde v_{11} este viteza înainte de contact a matriţei 7,

$$v_{11} = \sqrt{2gH} \qquad (2.41)$$

iar v_{21} este viteza înainte de contact a matriţei 8, solidară cu nicovala 2, şi şabota 3, toate împreună având masa m_2. În cazul de faţă acest ansamblu este în repaus înainte de contact, deci v_{21}=0.

Coeficientul de restituire R, conform definiţiei sale, se exprimă prin relaţia

$$R = \frac{v_{22} - v_{12}}{v_{11} - v_{21}} \qquad (2.42)$$

Pierderea de energie consumată prin deformarea plastică a semifabricatului are forma

$$\begin{aligned}\Delta E_c &= \frac{1}{2}m_1v_{11}^2 + \frac{1}{2}m_2v_{21}^2 - \left(\frac{1}{2}m_1v_{12}^2 + \frac{1}{2}m_2v_{22}^2\right) \\ &= \frac{m_1m_2}{2(m_1+m_2)}\left(v_{11}-v_{21}\right)^2\left(1-R^2\right)\end{aligned} \tag{2.43}$$

care este egală cu lucrul mecanic de deformare

$$\Delta E_c = \int F_P(s)ds = \frac{m_1m_2}{2(m_1+m_2)}\left(v_{11}-v_{21}\right)^2\left(1-R^2\right) \tag{2.44}$$

Având determinată, de exemplu pe cale experimentală, diagrama F(s)–s, şi vitezele înainte de contact, v_{11} şi v_{21}, se pot determina din relaţiile (2.40) şi (2.44) vitezele după contact v_{12} şi v_{22} şi coeficientul de restituire R.

În special interesează viteza v_{22} a ansamblului matriţă 8, nicovală 2 şi şabotă 3. Acest ansamblu, este aşezat pe un sistem de izolare 14, modelul dinamic al ansamblului fiind de forma:

$$m_2\frac{d^2x_2(t)}{dt^2} = -F_l\left(x_2(t), \frac{dx_2(t)}{dt}\right) \tag{2.45}$$

unde $F_l\left(x_2(t), \frac{dx_2(t)}{dt}\right)$ este forţa de legătură a stratului de izolare, care în cazul caracteristicii sale liniare, va fi:

$$F_l\left(x_2(t), \frac{dx_2(t)}{dt}\right) = kx_2(t) + c\frac{dx_2(t)}{dt} \tag{2.46}$$

Pentru rezolvarea ecuaţiei diferenţiale (45) se consideră următoarele condiţii iniţiale,

$$t = 0; \Rightarrow \quad x_2(t) = 0; \quad \frac{dx_2(t)}{dt} = v_{22} \tag{2.47}$$

În varianta a) (Fig.2.8),ridicarea berbecului 1 la înălţimea H, se face prin sistemul de role 9 în contact cu fricţiune pe bara 5, contactul fiind asigurat prin sistemul de pârghii 11, ridicarea realizându-se mecanic prin motorul 10 electric sau hidraulic, care antrenează una din rolele 9.

În varianta b) (Fig. 8) ridicarea berbecului 1 se realizează prin motorul liniar 12, acţionat pneumatic sau prin abur sub presiune, comanda ciclurilor de ridicare coborâre făcându-se prin sertarul 13. Această variantă prezintă un alt mare avantaj deoarece permite sporirea energiei de lovire, mişcarea fiind accelerată de forţa axială creată de presiunea p(t) cu care este alimentat cilindrul 12. În această situaţie legea de deplasare $x_1(t)$ a berbecului 1 este guvernată de ecuaţia diferenţială

$$m_1\frac{d^2x_1(t)}{dt^2} = m_1g + p(t)A \tag{2.48}$$

unde $A = \pi\frac{D^2}{4}$, D fiind diametrul interior al cilindrului.

Integrarea ecuaţiei diferenţiale (48) este dificilă deoarece presiunea p(t), depinde de circuitul de alimentare şi de faptul că volumul alimentat al cilindrului 12 variază liniar cu deplasarea $x_1(t)$.

2.2.4.2. Ciocanul de matriţare cu contralovitură

O altă soluţie la care se poate dubla energia disponibilă pentru lovire este ciocanul de matriţare cu contralovitură (Fig.2.10). Şi aici acţionarea se face prin motor liniar 1, cu acţionare pneumatică sau prin abur, pistonul motorului fiind rigidizat de berbecul superior 2, care glisează pe ghidajul 14 al batiului 13 al utilajului.

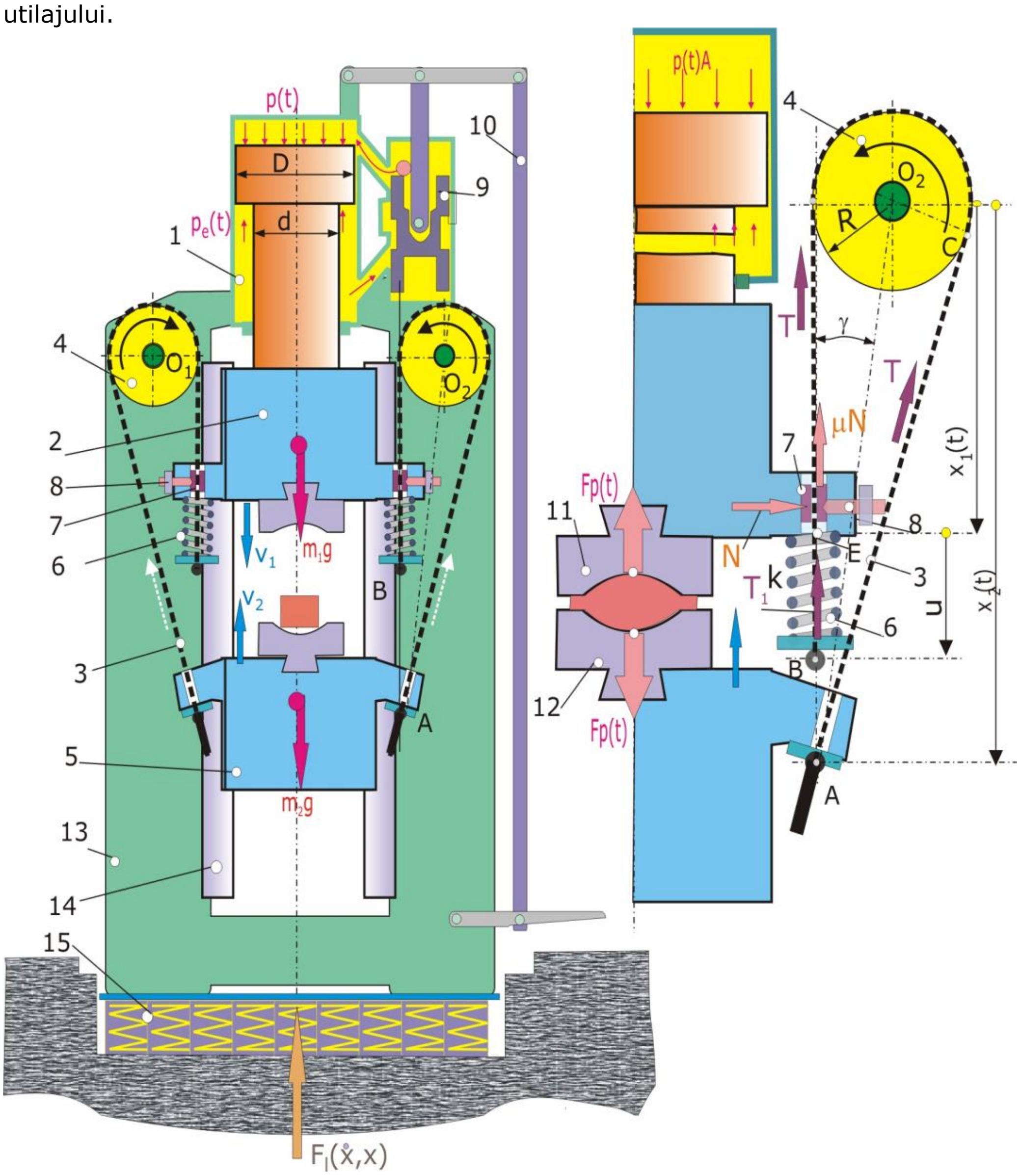


Fig.2.10 -Mecanismul ciocanului de matriţare cu contralovitură

Pe acelaşi ghidaj glisează berbecul inferior 5, care este ancorat de berbecul superior 2 prin intermediul a două benzi flexibile 3, care sunt trecute peste două role 4, cu axele lor fixate pe batiul 13 al utilajului, în aşa fel încât cei doi berbeci se mişcă în sens contrar cu vitezele v_1 şi v_2. În momentul imediat premergător contactului berbecii au vitezele aproximativ egale, $v_{21} \approx v_{21}$, astfel că energia disponibilă (2.44), operaţiei de deformare se multiplică de patru ori, faţă de energia de deformare a ciocanului cu simplă lovitură şi nicovală fixă

$$\Delta E_C = \int F_P(s)ds = 2\frac{m_1 m_2}{(m_1+m_2)} v_{11}{}^2\left(1-R^2\right) \tag{2.44}$$

Între legile de mişcare $x_1(t)$ şi $x_2(t)$ ale celor doi berbeci 2 şi 5 se pot scrie relaţii de legătură, ţinând cont că, lungimea L_b a unei benzi flexibile 3 este constantă iar capetele ei sunt fixate, unul în punctul A al berbecului 5, iar celălalt în punctul B situat pe arcul de compresiune 6 sprijinit de berbecul superior 2.

Din condiţiile geometrice se pot scrie relaţiile

$$L_b = \overline{AC} + \overrightarrow{CD} + \overline{DB} \tag{2.49}$$

unde

$$\overline{AC} = \frac{1}{\cos\gamma}\left(x_2(t) - R\sin\gamma\right) \tag{2.50}$$

$$\overrightarrow{CD} = R(\pi + 2\gamma) \tag{2.51}$$

$$\overline{DB} = x_1(t) + u \tag{2.52}$$

unde, prin construcţia utilajului, în timpul deplasării celor doi berbeci, după legile $x_1(t)$ şi $x_2(t)$, unghiul γ rămâne aproape constant. În schimb, distanţa u dintre capetele B şi E ale arcului 6 este variabila, ea depinzând de forţa de legătură F_l care comprimă arcul

$$u_0 - u = -\frac{F_l}{k} \tag{2.53}$$

k fiind constanta elastică a arcului iar u_0 este lungimea arcului neîncărcat .

Din relaţiile (49) ... (52) va rezulta relaţia:

$$L_b = \frac{1}{\cos\gamma}\left(x_2(t) - R\sin\gamma\right) + R(\pi + 2\gamma) + x_1(t) + u \tag{2.54}$$

Acesteia i se mai adaugă o a doua relaţie

$$(R + R\cos\gamma) = \left(x_2(t) - R\sin\gamma\right)tg\gamma \tag{2.55}$$

reieşind că numai doi parametrii, dintre cei patru, $x_1(t)$ şi $x_2(t)$, unghiul γ şi lungimea u a arcului 6, pot fi consideraţi independenţi. Deci sistemul dinamic are două grade de libertate.

Pentru scrierea ecuaţiilor dinamice se apelează la metoda ecuaţiilor lui Lagrange, pentru care se calculează energiile cinetice, potenţiale de deformaţie şi de disipaţie.

Energia cinetică totală a sistemului va avea forma:

$$E_C = \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2(t) + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2^2(t), \tag{2.56}$$

iar energia potenţială forma:

$$E_p = m_1 g x_1(t) + m_2 g x_2(t) \tag{2.57}$$

Energia de deformare a celor două arcuri 8, comprimate la lungimea u va fi de forma:

$$E_{da} = 2\frac{1}{2}k(u_0 - u)^2 \tag{2.58}$$

După faza de contact energia cinetică rămasă în sistem

$$E_{cn} = \left(\frac{1}{2}m_1 v_{12}^2 + \frac{1}{2}m_2 v_{22}^2\right) \tag{2.59}$$

va produce oscilaţii care trebuie amortizate, v_{12} şi v_{22} fiind vitezele iniţiale ale celor doi berbeci. Disiparea acestei energii şi stingerea oscilaţiilor se poate face prin introducerea unui amortizor disipativ. Cel mai adecvat condiţiilor de lucru, în condiţii de forjare, consider că este un dispozitiv cu frecare uscată compus din două plăcuţe 7, din material rezistent la uzură, între care este presată banda 3 cu ajutorul unui şurub 8.

O soluţie funcţională se va prezenta în capitolul 4 dedicat acestor dispozitive

La soluţia prezentată în Fig. 10, forţei de disipare uscată, μN (N=forţa normală iar μ=coeficientul de frecare), îi corespunde un lucru mecanic de disipaţie care sub formă elementară are expresia:

$$\delta L_F = -2\mu N\, sign(\dot{u})\delta u \tag{2.60}$$

Ca forţă direct aplicată este forţa dată de presiunea p(t) ce acţionează pe suprafaţa pistonului cilindrului 1 căruia îi corespunde un lucru mecanic virtual:

$$\delta L_p = p(t) A \delta x_1 \tag{2.60}$$

Aşa cum s-a arătat mai sus la soluţiile constructive ale ciocanelor de acest tip, unghiul γ este sub 10^0 iar variaţia lui, la deplasări pe întreaga cursă relativă a celor doi berbeci nu depăşeşte 2^0 - 3^0. În această ipoteză, considerând $\gamma=\gamma_0$=ct., se obţine, din relaţia (2.54)

$$x_2(t) = L_b \cos\gamma_0 + R\sin\gamma_0 - [R(\pi + 2\gamma_0) + x_1(t) + u]\cos\gamma_0 \tag{2.61}$$

care prin derivare în raport cu timpul duce la relaţia între viteze:

$$\dot{x}_2(t) = -(\dot{x}_1(t) + \dot{u}(t))\cos\gamma_0 \tag{2.62}$$

expresia energiei cinetice(56) devenind

$$E_c = \frac{1}{2}m_1\dot{x}_1^2(t) + \frac{1}{2}m_2(\dot{x}_1(t) + \dot{u}(t))^2\cos^2\gamma_0 \tag{2.63}$$

La fel, expresia energiei potenţială (2.57) va fi de forma:

$$E_p = m_1 g x_1(t) + m_2 g\{L_b\cos\gamma_0 + R\sin\gamma_0 - [R(\pi + 2\gamma_0) + x_1(t) + u]\cos\gamma_0\} \tag{2.64}$$

Sistemul de ecuaţii diferenţiale care guvernează mişcarea sistemului se obţine aplicând metoda ecuaţiilor lui Lagrange

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{w}}\right) - \frac{\partial E_c}{\partial w} + \frac{\partial E_{da}}{\partial w} - \frac{\partial E_p}{\partial w} = Q_w \qquad w = x_1, u \tag{2.65}$$

pentru care termenii derivaţi au expresiile:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{x}_1}\right) &= \left(m_1 + m_2\cos^2\gamma_0\right)\cdot \ddot{x}_1(t) + m_2\ddot{u}(t)\cos^2\gamma_0 \\ \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{u}}\right) &= m_2\cos^2\gamma_0 \cdot \ddot{x}_1(t) + m_2\ddot{u}(t)\cos^2\gamma_0 \end{aligned} \tag{2.66}$$

$$\frac{\partial E_{da}}{\partial u} = -2k(u_0 - u) \tag{2.67}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_p}{\partial x_1} &= m_1 g - m_2 g\cos\gamma_0 \\ \frac{\partial E_p}{\partial u} &= -m_2 g\cos\gamma_0 \end{aligned} \tag{2.68}$$

$$Q_{x1} = \frac{\delta L_p}{\delta x_1} = p(t)A; \quad Q_u = \frac{\delta L_f}{\delta u} = -2\mu N sign(\dot{u}) \tag{2.69}$$

În final, rezultă sistemul de două ecuaţii diferenţiale:

$$\begin{aligned} &\left(m_1 + m_2 \cos^2 \gamma_0\right)\ddot{x}_1(t) + m_2 \ddot{u}(t) \cos^2 \gamma_0 = p(t)A + (m_1 - m_2 \cos \gamma_0)g \\ &m_2(\ddot{x}_1(t) + \ddot{u}(t))\cos^2 \gamma_0 + 2ku(t) = -m_2 g \cos \gamma_0 - 2\mu N sign(\dot{u}(t)) + 2ku_0 \end{aligned} \tag{2.70}$$

care admite soluţiile

$$x_1(t) = \overline{x}_1 + \tilde{x}_1(t); \quad u(t) = \overline{u} + \tilde{u}(t) \tag{2.71}$$

primii termeni, $\overline{x}_1$ şi $\overline{u}$, fiind termeni constanţi, va rezultata din a doua ecuaţie

$$\overline{u} = u_0 - \frac{m_2 g}{2k} \cos \gamma_0 \pm \frac{1}{k} \mu N \tag{2.72}$$

care reprezentă lungimea arcului supus la compresiune de o componentă statică

$$\overline{T}_1 = k(\overline{u} - u_0) = -\frac{m_2 g}{2} \cos \gamma_0 \pm \mu N, \tag{2.73}$$

semnul $\pm$ corespunzând sensului de rupere al echilibrului static.

Pe de altă parte, echilibrul static a sistemului berbec 2 –berbec 5, cu legătură prin benzile flexibile 6, impune

$$\overline{p}A + (m_1 - m_2 \cos \gamma_0)g = 0 \tag{2.74}$$

$\overline{p}$ fiind componenta statică a presiunii p(t) având şi ea două componente

$$p(t) = \overline{p} + \tilde{p}(t) \tag{2.75}$$

În aceste condiţii, din sistemul de ecuaţii diferenţiale (2.71), derivă sistemul de ecuaţii diferenţiale care guvernează numai mişcarea sistemului

$$\begin{aligned} &\left(m_1 + m_2 \cos^2 \gamma_0\right)\ddot{\tilde{x}}_1(t) + m_2 \ddot{\tilde{u}}(t) \cos^2 \gamma_0 = \tilde{p}(t)A \\ &m_2\left(\ddot{\tilde{x}}_1(t) + \ddot{\tilde{u}}(t)\right)\cos^2 \gamma_0 + 2k\tilde{u}(t) = -2\mu N sign\left(\dot{\tilde{u}}(t)\right) \end{aligned} \tag{2.76}$$

care permite din prima ecuaţie explicitarea:

$$\ddot{\tilde{x}}_1(t) = \tilde{p}(t) \frac{A}{m_1 + m_2 \cos^2 \gamma_0} - \ddot{\tilde{u}}(t) \frac{m_2 \cos^2 \gamma_0}{m_1 + m_2 \cos^2 \gamma_0} \tag{2.77}$$

ceea ce transformă a doua ecuaţie într-o ecuaţie liniară:

$$m_2\left(1 - \frac{m_2 \cos^2 \gamma_0}{m_1 + m_2 \cos^2 \gamma_0}\right)\cos^2 \gamma_0 \ddot{\tilde{u}}(t) + 2k\tilde{u}(t) = -2\mu N sign\left(\dot{\tilde{u}}(t)\right) - \tilde{p}(t)A \frac{m_2 \cos^2 \gamma_0}{m_1 + m_2 \cos^2 \gamma_0} \tag{2.78}$$

de variaţie $\tilde{u}(t)$ a lungimii arcului 6.

Aici perturbaţia este dată de componenta variabilă $\tilde{p}(t)$ a presiunii din partea superioară a cilindrului.

În realitate, în timpul cursei descendentă a pistonului, fluidul din partea inferioară a pistonului este evacuat prin canalele sertarului de comandă 9, astfel încât se creează o contrapresiune $p_e(t)$, care se opune mişcării pistonului, astfel încât forţa reală care acţionează asupra pistonului, (ultimul termen din partea dreaptă a ecuaţiei 78) va fi înlocuit de termenul

$$\frac{1}{4}\left(\tilde{p}(t)D^2 - p_e(t)\left(D^2 - d^2\right)\right)\frac{m_2 \cos^2 \gamma_0}{m_1 + m_2 \cos^2 \gamma_0}$$

Cele două presiuni $\tilde{p}(t)$ şi $p_e(t)$ depind de debitele de alimentare şi respectiv de evacuare ce sunt dirijate prin sertarul de comandă, debite cu regimuri tranzitorii. Din acest punct de vedere, pentru un studiu mai adânc este necesar sa se ţină seama şi de ecuaţiile de curgere.

2.2.4.2.1. Dinamica acţionării pneumatice a ciocanului de forjă cu dublu efect

Acţionarea pneumatică a ciocanului de forjă (Fig.2.11) se face prin acţionarea manuală, cu pârghii, a plungerului 6, şi a distribuitorului cu patru căi 7 (A, de alimentare de la sursa de aer comprimat cu debitul Q; B, de evacuare a aerului din partea opusă x(t) a deplasării pistonului 3; C şi D de alimentare sau evacuare succesivă a aerului comprimat din cilindrul 5).

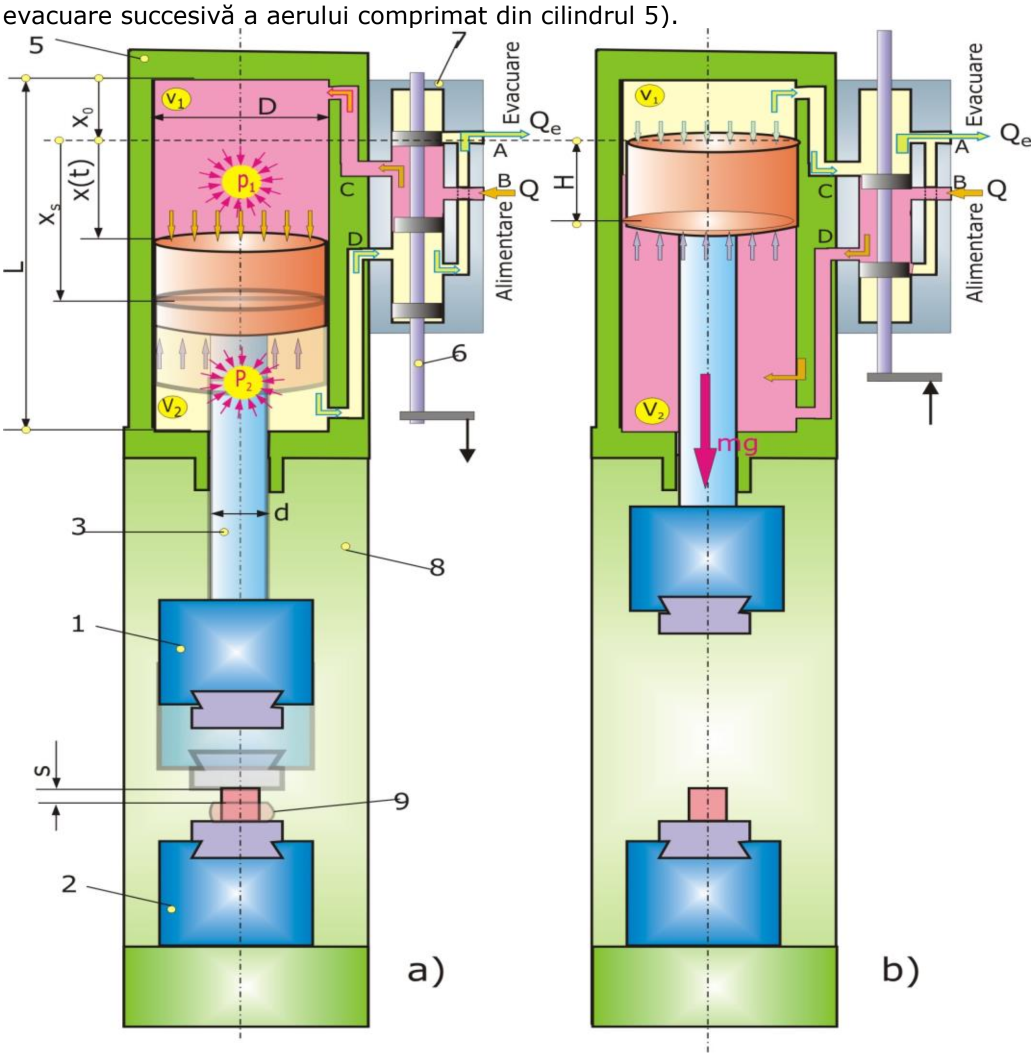


Fig.2.11 -Ciocanului pneumatic cu dublu efect

În fază iniţială pistonul 3 pleacă din poziţia limită superioară, cota x_0, (Fig.11a) şi îşi termină cursa la x_s, când ciocanul 1 ia contact cu semifabricatul 9, deformându-l după legea s(t).

Legea de mişcare a ciocanului x(t), de-a lungul acestei curse, este de forma

$$m\ddot{x}(t) = mg - F_f + F_p(t) \tag{2.79}$$

unde, m este masa pistonului 3 cu ciocanul ataşat, F_f, forţa de frecare cumulată la nivelul etanşărilor, iar $F_p(t)$ rezultanta forţelor pneumatice

$$F_p(t) = p_1(t)A_1 - p_2(t)A_2 \tag{2.80}$$

$p_1(t)$ şi $p_2(t)$ reprezintă presiunile din camerele; superioară, de volum V_1, şi inferioară, de volum V_2.

$$\begin{aligned} V_1 &= A_1[x_0 + x(t)] \\ V_2 &= A_2[L - x_0 - x(t) - H] \end{aligned} \tag{2.81}$$

ariile A_1 şi A_2 având expresiile

$$A_1 = \frac{\pi}{4}D^2; \quad A_2 = \frac{\pi}{4}\left(D^2 - d^2\right); \tag{2.82}$$

Între presiunile, $p_1(t)$ şi $p_2(t)$ şi volumele de aer V_1 şi V2 se pot scrie relaţiile [57]

$$\begin{aligned} \dot{p}_1(t) &= \frac{nRT_1Q_1(t)}{V_1} - \frac{np_1(t)\dot{V}_1}{V_1} \\ \dot{p}_2(t) &= \frac{nRT_2Q_2(t)}{V_2} - \frac{np_2(t)\dot{V}_2}{V_2} \end{aligned} \tag{2.83}$$

în care n şi R sunt căldura specifică (pentru aer n=1,4) şi, respectiv, constanta gazului, T_1 şi T_2 reprezintă temperaturile absolute din cele două camere, iar $Q_1(t)$ şi $Q_2(t)$ sunt debitele masice, de intrare şi respectiv de evacuare din interiorul celor două camere.

Cu ajutorul relaţiilor (2.81) ecuaţiile (2.83 devin)

$$\begin{aligned} \dot{p}_1(t) &= \frac{nRT_1Q_1(t)}{A_1[x_0 + x(t)]} - \frac{np_1(t)\dot{x}(t)}{[x_0 + x(t)]} \\ \dot{p}_2(t) &= \frac{nRT_2Q_2(t)}{A_2[L - x_0 - x(t) - H]} + \frac{np_1(t)\dot{x}(t)}{[L - x_0 - x(t) - H]} \end{aligned} \tag{2.84}$$

Debitele maselor de aer $Q_1(t)$ de intrare în camera 1 şi $Q_2(t)$ de ieşire depind de capacitatea de transfer a valvei, ale cărei canale de curgere a aerului sunt rezistenţe R_p pneumatice $R_p = \frac{\Delta p}{Q}$, care se determină experimental, şi sunt nişte un parametrii specificaţi de către producător, depinzând de mai mulţi alţi parametrii.

Cu aceste date şi cu datele iniţiale, privind poziţia şi viteza la momentul t=0, se poate integra sistemul de ecuaţii diferenţiale cuplate (2.79) (2.84).

2.2.4.3. Ciocanul pneumatic cu circuit închis

O altă variantă constructivă de ciocan pneumatic este cel cu dublu efect şi circuit închis (Fig.2.12). Această variantă nu este deservită de o sursă de aer comprimat exterioară. Sursa de aer comprimat o constituie un compresor monocilindric amplasat pe batiul 1 al ciocanului pneumatic, cilindrul 2 al compresorului fiind identic cu cilindrul 3 al ciocanului pneumatic, de aceleaşi, lungimi L_c, diametre D ale pistoanelor 4 şi 5, diametre d ale tijelor, 6 şi 7, prima conectată la mecanismul bielă 8 –manivelă 9, iar a doua la berbecul 10.

Mecanismul bielă manivelă este acţionat de un motor electric 11 prin intermediul unei transmisii prin curele 12 şi un volant 13 calat pe arborele 14, de antrenare, cu viteza unghiulară ω, a manivelei 9.

Cursa pistonului 4 a compresorului este 2e (e fiind lungimea manivelei), la capetele cursei rămânând câte un volum de lungime

$$x_0 = \frac{1}{2}(L_c - 2e - H) \tag{2.85}$$

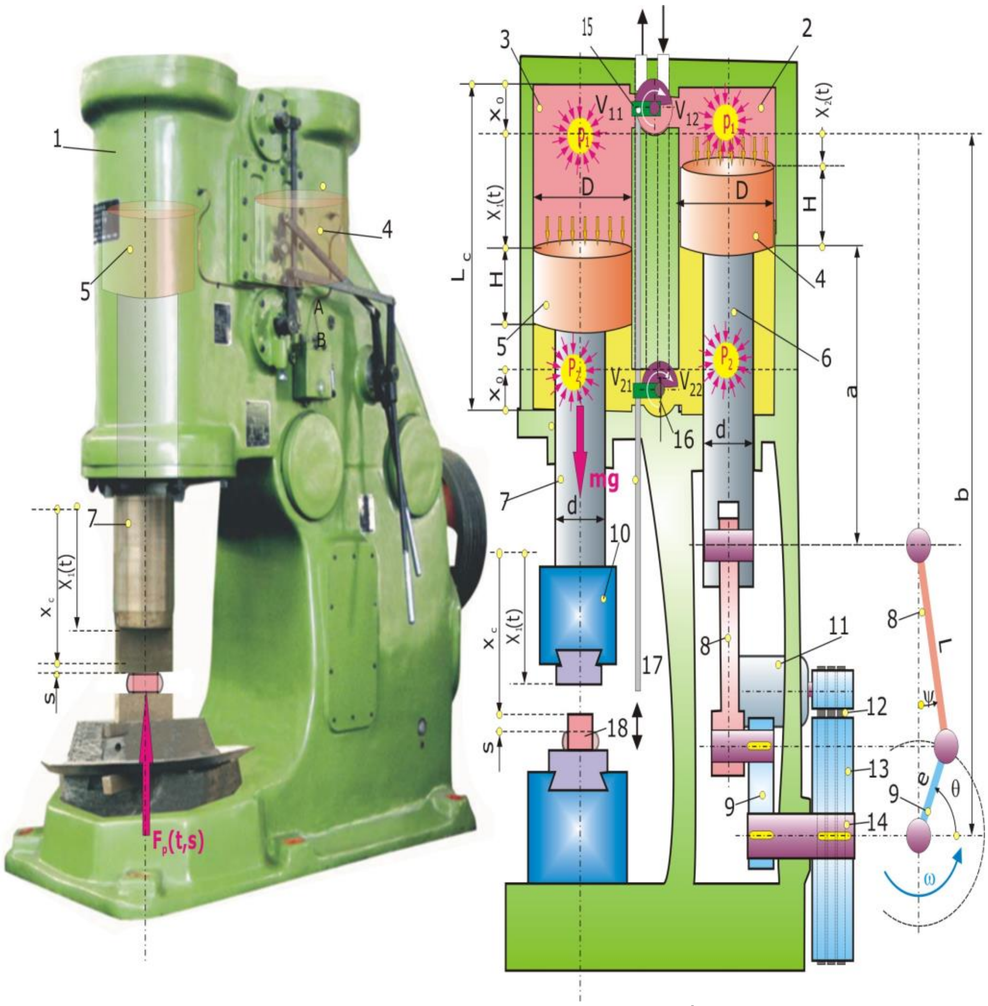


Fig.2.12- Ciocanului pneumatic cu circuit închis

Faţă de această poziţie, legea de mişcare $x_2(t)$ a pistonului 4 al compresorului are expresia:

$$x_2(t) = b - e\sin\theta - L\cos\psi - a - H \tag{2.86}$$

sau

$$x_2(t) = c - e\sin\theta(t) - L\sqrt{1 - \left(\frac{e}{L}\cos\theta(t)\right)^2} \tag{2.87}$$

$$(c = b - a - H)$$

Volumul variabil al camerei superioare a cilindrului compresor se poate scrie acum de forma:

$$V_{21}(t) = A_1\left[x_2(t) + x_0\right] \tag{2.88}$$

iar volumul inferior:

$$V_{22}(t) = A_2\left[L_c - x_2(t) - x_0 - H\right] \tag{2.89}$$

unde ariile au expresiile:

$$A_1 = \frac{\pi}{4}D^2 \qquad A_2 = \frac{\pi}{4}\left(D^2 - d^2\right) \tag{2.90}$$

De cealaltă parte, volumul camerei superioare a cilindrului ciocanului va avea expresia:

$$V_{11}(t) = A_1\left[x_0 + x_1(t)\right] \tag{2.91}$$

iar volumul camerei inferioare:

$$V_{12}(t) = A_2\left[L_c - x_1(t) - x_0 - H\right] \tag{2.92}$$

Cele două camere superioare, având volumele V_{11} şi V_{21}, comunică între ele, prin intermediul unui distribuitor rotativ 15, care este sincronizat, prin pârghii 17, cu distribuitorul 16, prin care se face legătura între camerele inferioare, de volume V_{12} şi V_{23}.

Presupunem, pentru început, că secţiunile de comunicare, prin distribuitoarele 16 şi 17, între camerele superioare şi inferioare, sunt suficient de largi încât se poate considera câte o presiune comună $p_1(t)$, pentru camerele superioare şi $p_2(t)$ pentru camerele inferioare.

Cantităţile de aer rămânând constante, în cele două incinte rămân aceleaşi, iar compresiunea aerului este adiabatică, se pot scrie relaţiile:

$$p_1(0)\left[V_{11}(0) + V_{21}(0)\right]^n = p_1(t)\left[V_{11}(t) + V_{21}(t)\right]^n \tag{2.93}$$

$$p_2(0)\left[V_{21}(0) + V_{22}(0)\right]^n = p_2(t)\left[V_{21}(t) + V_{22}(t)\right]^n \tag{2.94}$$

rezultând, ţinând cont de relaţiile (88-92),

$$p_1(0)\left[2x_0 + x_1(0) + x_2(0)\right]^n = p_1(t)\left[2x_0 + x_1(t) + x_2(t)\right]^n \tag{2.95}$$

şi

$$p_2(0)\left[2L_c - 2H - 2x_0 - x_1(0) - x_2(0)\right]^n = p_2(t)\left[2L_c - 2H - 2x_0 - x_1(t) - x_2(t)\right]^n \tag{2.96}$$

$p_1(0)$, $p_2(0)$ sunt presiunile iniţiale la momentul t=0, pentru care pistoanele, compresorului şi ciocanului pneumatic, sunt poziţionate la cotele $x_1(0)$ şi $x_2(0)$, $p_1(t)$, $p_2(t)$ fiind presiunile la momentul t, pentru care pistoanele, compresorului şi ciocanului pneumatic au poziţiile la cotele $x_1(t)$ şi $x_2(t)$.

Legea de mişcare $x_2(t)$ este impusă cinematic prin legea (2.87), iar mişcarea ciocanului $x_1(t)$ trebuie să respecte legea de echilibru dinamic a ciocanului de masă m

$$m\ddot{x}_1(t) = mg + p_1(t)A_1 - p_2(t)A_2 - p_a(A_1 - A_2) \tag{2.97}$$

unde p_a este presiunea atmosferică.

Acestei ecuaţii i se ataşează expresiile presiunilor $p_1(t)$ şi $p_2(t)$ care se determină din relaţiile (95) şi (96)

$$p_1(t) = p_1(0)\left[\frac{2x_0 + x_1(t) + x_2(t)}{2x_0 + x_1(0) + x_2(0)}\right]^n \tag{2.98}$$

$$p_2(t) = p_2(0)\left[\frac{\left[2L_c - 2H - 2x_0 - x_1(t) - x_2(t)\right]}{2L_c - 2H - 2x_0 - x_1(0) - x_2(0)}\right]^n \tag{2.99}$$

care, împreună cu legea de mişcare

$$x_2(t) = c - e\sin\theta(t) - L\sqrt{1 - \left(\frac{e}{L}\cos\theta(t)\right)^2} \tag{2.87}$$

impusă de cinematica mecanismului bielă, 8, manivelă, 9, formează o ecuaţie diferenţială de ordinul doi, puternic neliniară, care se poate integra pe cale numerică, determinându-se legea de mişcare $x_1(t)$.

Se consideră că la valoarea c, a deplasării x(t) a ciocanului, acesta ia contact cu semifabricatul 18. În acel moment se dezvoltă forţa $F_ă(t,s)$ impulsivă care depinde atât de timp (într-un interval Δt scurt), cât şi de pătrunderea s.

Prin deformarea semifabricatului se cedează o parte din energia berbecului iar vitezei iniţiale de contact V_c, îi va corespunde o viteză de desprindere V_d, care, conform relaţiilor (2.40), considerând numai o mişcare de translaţie rezultată a batiului (de masă m_b) după desprindere, este:

$$v_d = v_c - \frac{v_c(1+R)}{1 + \dfrac{m}{m_b}} \tag{2.100}$$

După desprindere viteza v_b a mişcării berbecului, aproximată de translaţie are forma:

$$v_b = v_c \frac{1+R}{1 + \dfrac{m_b}{m}} \tag{2.101}$$

Cele două viteze, V_d şi V_b sunt considerate ca viteze iniţiale pentru studiul mişcărilor post contact ale ciocanului şi batiului. Pentru un studiu mai elaborat trebuie să se ţină cont de faptul că axa de percuţie, care este axa longitudinală a berbecului, nu trece prin centrul de masă al batiului şi de aceea trebuie să se ţină cont, pe lângă mişcările de translaţie rezultate, şi de mişcările de rotaţie, mai ales pentru studiul izolării antivibratorii a utilajelor plasate pe planşeele elastice, la etaje superioare, unde cu uşurinţă se pot transmite vibraţii la structura clădirii creând efecte de rezonanţe locale.

Un model dinamic mai complex al mişcării $x_1(t)$ a ciocanului de masă m implică şi luarea în considerare a efectului de rezistenţă introdus de distribuitoarele rotative 15 şi 16, ceea ce face ca presiunile din camerele superioare, de volume V_{11} şi V_{12} să fie diferite, p_{11} şi p_{12}, în loc de cea comună p_1, luată în considerare la modelul simplificat prezentat mai sus. La fel, volumele V_{21} şi V_{22} din camerele inferioare vor fi diferite , p_{21} şi p_{22}, în loc de cea comună p_2.

Distribuitoarele 15 şi 16 au căi de comunicare şi cu atmosfera, astfel încât se poate regla prin pârghiile de comandă cursa mişcării $x_1(t)$ a ciocanului, atât ca amplitudine cât şi ca poziţie medie, ceea ce conferă un mare avantaj, în ceea ce priveşte manevrabilitatea acestui utilaj.

2.2.5. Dinamica preselor cu acţionare hidraulică

Presele cu acţionare hidraulică asigură forţe tehnologice de niveluri foarte înalte:

- 1500 - 70000 kN, pentru forjare matriţare
- 400 - 12000 kN, pentru prelucrarea tablelor (ambutisare decupare, taiere, etc.)
- 500- 20000 kN, pentru operaţii generale de refulare, montare, demontare, sintetizare, etc.)

Principalele soluţii constructive sunt cele din fig. 13: a) presa hidraulică cu patru coloane; şi b), presa, (b_1) de tăiat, şi (b_2), de profilat tablă.

Presa din fig. 13a) este constituita din patru coloane 1, care închid un cadru robust, prin traversele 2 şi 3, capabil de a suporta sarcinile tehnologice de nivelul celor semnalate. Sarcina, sau forţa de presare $F_p(t)$, se realizează cu ajutorul unui cilindru hidraulic 5 fixat central pe traversa superioară 2, cilindru alimentat, la presiunea p(t), prin circuitul din schema c). Plungerul 6, de diametru D, pe care se dezvoltă forţa, $Fp(t)=\pi D^2/4$, este prins rigid de traversa mobila 4 care glisează pe coloanele 1. Pentru o operaţie de matriţare a unui semifabricat 11 cele două semimatriţe 9 si 10 sunt fixate de traversa mobilă 4 şi respectiv de traversa fixă inferioară 3.

Deplasarea traversei mobilă 4 se face aproximativ la viteză constantă până la atingerea semifabricatului când începe să se dezvolte forţa Fp(t), după o lege impusă de procesul de deformare a semifabricatului.

Alimentarea cilindrului 5 se face printr-un circuit hidraulic clasic format din pompa 12 reţeaua de conducte c_1 şi ventilul de umplere 13. Pe circuitul reţelei c_1 este intercalat rezervorul hidropneumatic 14, care are rolul atât de rezervor de ulei sub presiunea p(t), cât şi de filtru al componentelor dinamice pulsatorii ale acesteia provenite de la pompa 12. De asemenea, după cum se va vedea, acesta are rolul de a diminua vârfurile de presiune rezultate la regimurile tranzitorii ce însoţesc pornirile şi opririle traversei mobile 4.

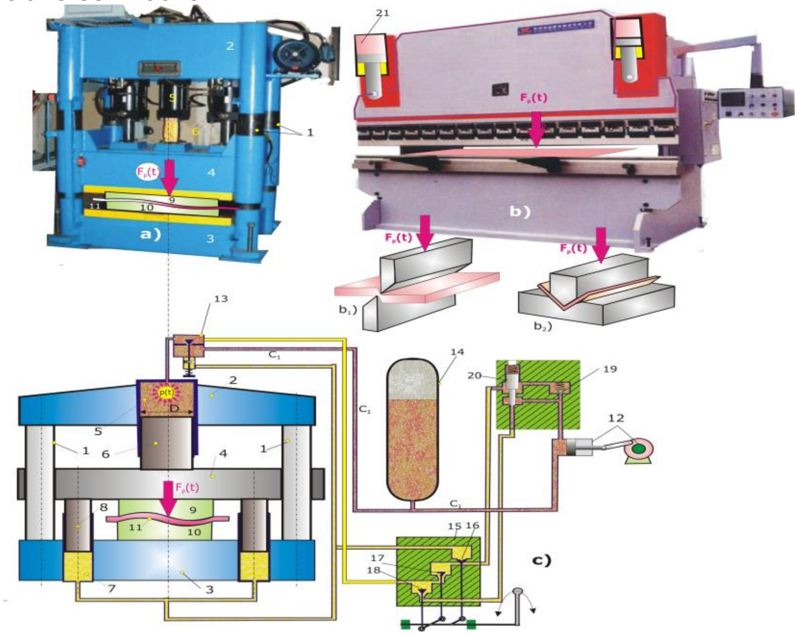


Fig.1.3-Ilustrarea preselor cu acţionare hidraulică.
a)presa universală cu traversa mobila,b)presă pentru tăierea si profilarea tablelor

c)schema de acţionare hidraulică clasică

Desprinderea semifabricatului finit 11 se face prin deplasarea în sus a traversei 4, prin doi cilindri 7 cu plungere 8.

În poziţia de repaus a traversei 4 ventilele 17 şi 18, ale blocului de comandă 15 sunt deschise, iar ventilul 16 închis, astfel că lichidul de întoarcere, din cilindrii 7, nu poate fi evacuat, iar pompa 8 este scurtcircuitată prin 19, 17 şi 18.

La închiderea ventilului 17 şi deschiderea ventilelor 16 şi 18 lichidul din cilindrii 7, de întoarcere, este evacuat în rezervorul hidropneumatic 14, prin deschiderea supapei 20. Lichidul din rezervorul hidropneumatic 14 pătrunde prin supapa de umplere 13 în cilindrul principal 5, iar pompa continuă să fie scurtcircuitată deoarece supapa 20 este deschisă.

Când se închide supapa 18 şi se deschide supapa 17, are loc cursa de presare, alimentarea cilindrului de lucru 5 de la pompa 12, cu lichid de înaltă presiune, fiind realizată prin ventilele 19-17 si camera 5 a cilindrului. Lichidul din cilindrii de întoarcere 7 pătrunde, de asemenea, în cilindrul de lucru 5 prin ventilele 16 şi 17. Pentru realizarea cursei de ridicare se deschide ventilul 18 şi lichidul poate trece la rezervorul hidropneumatic 14. Lichidul de presiune înaltă de la pompa 12 deschide ventilul 16 şi pătrunde in cilindrii de întoarcere 7, întrucât ventilul 17 este închis.

La această schemă de acţionare hidraulică viteza de deplasare a traversei mobile 4 este condiţionată de debitul pompei, care poate fi constant sau variabil.

O schemă hidraulică asemănătoare este utilizată şi la acţionarea presei pentru tăierea şi profilarea tablelor, (Fig. 13b, presă cunoscută sub denumirea de Abkant). Deoarece semifabricatul este sub forma unei table de lungime mare, 2-4m, acţionarea se face prin doi cilindrii de presiune, cu piston 21, sau cu plunger, în acest ultim caz fiind utilizaţi încă doi cilindrii cu plunger, pentru cursa de revenire a traversei

La acţionarea hidraulică a preselor presiunea p(t) dezvoltată în circuit este dictată de forţa tehnologică $F_p(t)$. Astfel, la o operaţie de tăiere a unei table 1 (fig.14), pe o presă hidraulică, forţa tehnologică Fp(t) durează pe o perioadă, $T_p=s_0/v_t$, unde v_t este viteza de deplasare a traversei mobile 4 de care este prins cuţitul superior 2.

Acţionarea hidraulică prin cei doi cilindrii pneumatici 7 şi tijele 8 se face cu viteză constantă

$$v_t = \frac{Q_1}{A_1} = \frac{Q_2}{A_2} \tag{2.102}$$

unde Q_1 şi Q_2 sunt debitele volumetrice, Q_1, de intrare forţată a lichidului în camerele superioare ale celor doi cilindrii de acţionare 7, iar Q_2, de evacuare a lichidului din camerele inferioare. Cele două camere au ariile secţiunilor transversale:

$$A_1 = \frac{\pi}{4} D^2 : \quad A_2 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \tag{2.103}$$

Pe traseul fluidului, de la sursa de debit (pompă) până în camerele superioare ale cilindrilor, prin reţeaua de conducte, orificii ale distribuitoarelor şi ventilelor de trecere, acesta întâmpina un lanţ de rezistenţe hidraulice. Pentru o curgere liniară a fluidului pe traseul pompă, de debit masic $2Q_{1m}$, sursă, de presiune p_s şi camera superioară a cilindrului 7, de presiune p_1, căderea de presiune a fluidului între cele două extremităţi ale reţelei are forma:

$$\Delta p = p_1 - p_s = R_1 Q_{1m} \tag{2.104}$$

R_1 fiind o constantă, numită rezistenţă hidraulică, ea depinzând de geometria traseului şi de caracteristicile fluidului exprimate prin numărul lui Reynolds.

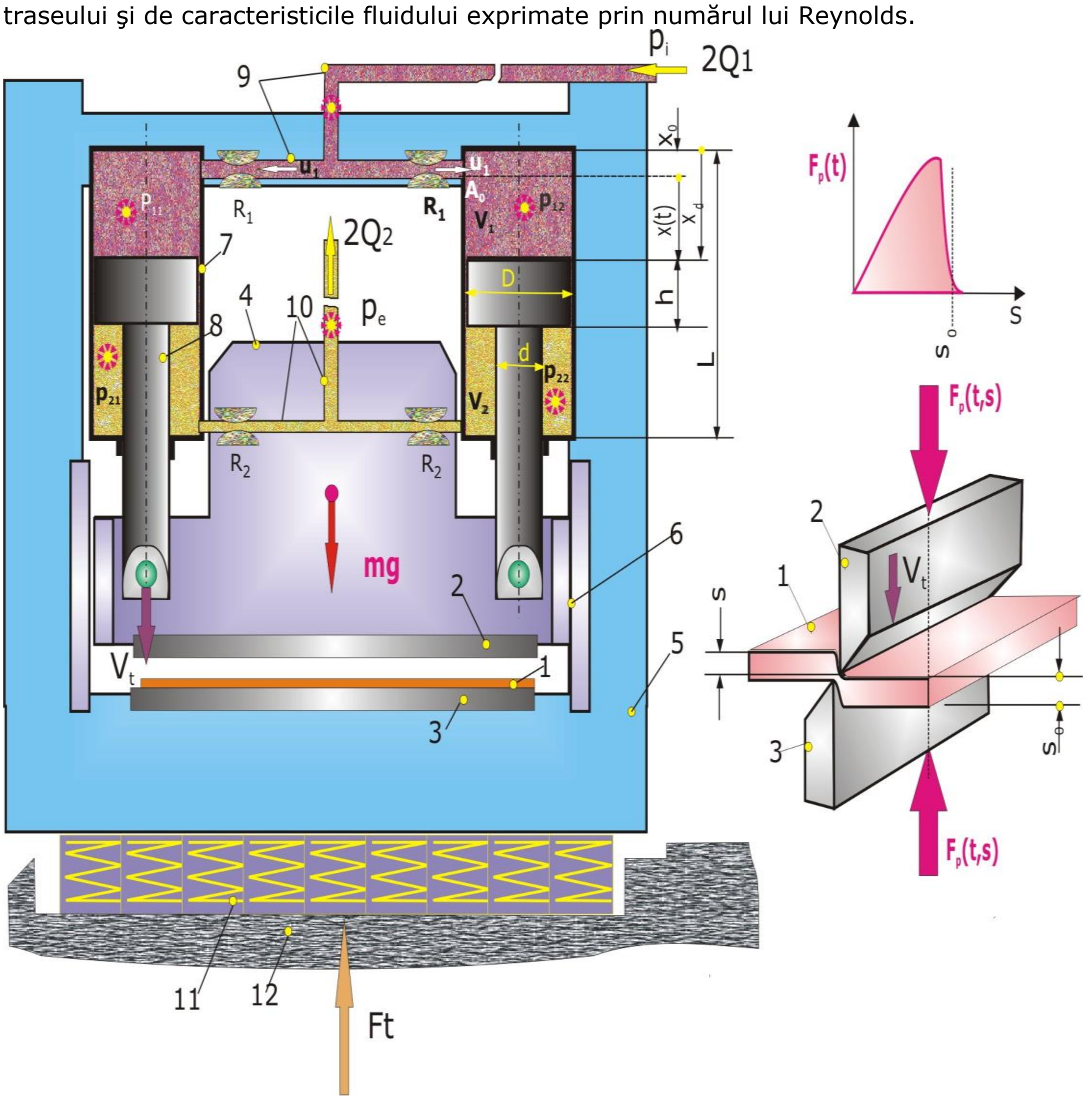


Fig.2.14 -Schema unei prese pentru tăierea şi profilarea tablelor

Între debitul masic Q_{1m} şi debitul volumetric O_1 există relaţia $O_{1m}=\rho Q_1$, unde ρ este densitatea fluidului.

Pentru o curgere turbionară printr-o diafragmă cu secţiunea de arie A şi cu debitul volumetric Q, relaţia (104) devine una pătratică:

$$\Delta p = \rho \frac{Q^2}{2(a_k A_0)^2} \tag{2.105}$$

α_k este un coeficient de contracţie care depinde de geometria deschiderii de trecere şi de numărul lui Reynolds, iar A_0 este aria suprafeţei transversale de trecere a fluidului.

La o mişcare descendentă a traversei mobile 4, de masă m, care include şi masele celor două pistoane 8 şi a cuţitului superior 2, legea de mişcare x(t) este soluţie a ecuaţiei de echilibru dinamic,

$$m\ddot{x}(t) = mg + \left[p_{11}(t) + p_{12}(t)\right]A_1 - \left[p_{21}(t) + p_{22}(t)\right]A_2 - F_f \qquad (2.106)$$

unde F_f este rezultanta forţelor de frecare, induse de inelele de etanşare ale cilindrilor hidraulici şi de ghidajele 6 de alunecare a traversei mobile.

Considerând presiuni echilibrate în camerele celor doi cilindrii se poate scrie

$$p_{11} = p_{12} = p_1; \quad p_{21} = p_{22} = p_2 \qquad (2.107)$$

astfel că ecuaţia (105) devine,

$$m\ddot{x}(t) = mg + 2p_1A_1 - 2p_2A_2 - F_f \qquad (2.108)$$

Debitul masic Q_{1m} al fluidului ce intră, cu viteza u_1, prin orificiul de arie A_0, în camera superioară a cilindrului

$$Q_{1m} = \rho u_1 A_0 \qquad (2.109)$$

se regăseşte, conform legii conservării masei fluidului, în variaţia în timp a volumului camerei:

$$\frac{dV_1}{dt} = \frac{d}{dt}\left(\rho A_1 x_d\right) = A1\left(\frac{d\rho}{dt}x_d + \rho\frac{dx_d}{dt}\right) = Q_{m1} \qquad (2.110)$$

unde $d\rho/dt \neq 0$, fluidul real fiind compresibil.

În aceste condiţii, din egalitatea relaţiilor (109) şi (110), se obţine:

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{dp}{dt}\frac{d\rho}{dp} = \frac{\rho}{A_1 x_d}\left(Q_1 - A_1\frac{dx_d}{dt}\right) \qquad (2.111)$$

care, ţinând cont de expresia modulului de compresiune (*bulk modulus)*

$$\beta = \rho\frac{\partial p}{\partial \rho}; \quad \left[\frac{N}{m^2}\right] \qquad (2.112)$$

şi de faptul că lungimea camerei cilindrice $x_d(t)$ ocupată de fluid este:

$$x_d(t) = x_0 + x(t) \qquad (2.113)$$

x_0 reprezentând cota în poziţia superioară a cilindrului, se obţine o formă finală:

$$\dot{p}_1(t) = \frac{\beta}{A_1\left[x_0 + x(t)\right]}\left[Q_1 - A_1\dot{x}(t)\right] \qquad (2.114)$$

Modulul de compresiune depinde, similar cu cel de elasticitate, de natura fluidului şi se determină pe cale experimentală. Pentru uleiul folosit în instalaţiile hidraulice modulul de compresiune este β=1,60×10^9 Nm^{-2} [Pa].

În aceeaşi manieră se determină derivata în raport cu timpul a presiunii din camera inferioară

$$\dot{p}_2(t) = \frac{\beta}{A_2\left[L - 2x_0 - h - x(t)\right]}\left[-Q_2 + A_2\dot{x}(t)\right] \qquad (2.115)$$

Dacă se consideră că pentru ambele circuite, de alimentare şi de evacuare, avem o curgere liniară, atunci conform relaţiei (104), debitul volumetric de evacuare din camera inferioară va fi:

$$Q_2 = \frac{1}{\rho}\frac{p_2 - p_e}{R_2} \qquad (2.116)$$

unde p_e este presiunea din recipientul de evacuare iar R_2 rezistenţa hidraulică a circuitului de evacuare.

Debitul Q_1 se consideră constant, impus de sursa de antrenare, astfel că ecuaţiile (108), (114) şi (115) formează un sistem de trei ecuaţii diferenţiale neliniare. Prin integrare se determină legile x(t), de deplasare a traversei mobile şi ale presiunilor $p_1(t)$ şi $p_2(t)$.

Când deplasarea x(t) ajunge la valoarea x_s la care cele două cuţite 2 şi 3 iau contact cu semifabricatul, se dezvoltă forţa de tăiere Fp(s) care este funcţie de pătrunderea s. Forţa Fp(s) scade brusc în momentul în care $s=s_g$, s_g fiind grosimea tablei.

Pe această porţiune a cursei $x_s \to x_s+s_g$, făcând schimbarea de variabilă

$$x(t) = x_s + s(t) \tag{2.117}$$

ecuaţiile (108) şi (114) trec în formele:

$$m\ddot{s}(t) = mg + 2p_1A_1 - 2p_2A_2 - F_f - F_p(s) \tag{2.118}$$

$$\dot{p}_1(t) = \frac{\beta}{A_1[x_0 + x_s)]}\left[Q_1 - A_1\dot{s}(t)\right] \tag{2.119}$$

$$\dot{p}_2(t) = \frac{\beta}{A_2[L - 2x_0 - h - x_s]}\left[-Q_2 + A_2\dot{s}(t)\right] \tag{2.120}$$

Prin integrarea sistemului de ecuaţii diferenţiale (2.118), (2.119) şi (2.120) se determină legile s(t), $p_1(t)$ şi $p_2(t)$ care prezintă variaţii importante în acest domeniu, $x_s \to x_s+s_g$.

Forţa de inerţie $-m\ddot{x}(t)$ este o forţă perturbatoare asupra utilajului sprijinit pe elemente de izolare 11 (Fig.2.14) ale căror caracteristici sunt necesare a fi determinate, în sensul reduceri transmisibilităţii vibraţiilor la structurile înconjurătoare 12.

Variaţiile presiunilor $p_1(t)$ şi $p_2(t)$ dezvoltă unde de presiune care se propagă de-a lungul reţelelor hidraulice, unde care pot provoca efecte de amplificare a presiunilor şi implicit a forţelor de inerţie.

Capitolul 3

SIMULAREA NUMERICĂ A PERTURBAŢIILOR LA UTILAJE TEHNOLOGICE

3.1. Consideraţii generale

Aşa cum s-a văzut în primele două capitole prelucrarea la rece şi la cald a metalelor se face cu forţe tehnologice de niveluri foarte mari care necesită utilaje robuste, iar constructiv se iau măsuri ca forţele tehnologice să se închidă ca forţe interne prin structura batiului.

Totuşi, mecanismele de execuţie care trebuie să fie capabile să transmită aceste sarcini au şi ele robusteţe ceea ce implică antrenarea în mişcare a unor mase importante care dezvoltă forţe de inerţie care devin perturbatoare. Nivelurile acestor forţe depind foarte mult de nivelurile de acceleraţii, acestea putând atinge vârfuri de magnitudini înalte în fazele terminale ale unei operaţii, cum ar fi faza de rupere bruscă la decuparea unei piese.

De asemenea, un rol important în dinamica mecanismului îl are acţionarea mecanismului. Fiind de putere limitată motorul de acţionare livrează energie unui element acumulator care o cedează brusc în faza de realizare a operaţiei, mecanismul modificându-şi şi el brusc parametrii cinematici, viteze şi acceleraţii.

Deci, pentru a putea simula cât mai exact dinamica unui astfel de mecanism şi pentru a determina forţele perturbatoare inerţiale care se dezvoltă este necesar ca modelul dinamic să ia în considerare şi caracteristicile motorului de antrenare.

3.2. Perturbaţii inerţiale la o presă cu excentric

3.2.1. Dinamica mecanismului de acţionare

Ca exemplu pentru simularea numerică se consideră presa cu excentric care a făcut şi obiectul investigaţiei experimentale (Cap. 5), utilajul având următoarele date tehnice (Fig.3.1):

- excentric minim — e=2,5 mm
- excentric maxim — e=15 mm
- lungime bielă — L=210 mm
- diametrul volantului — D=318 mm
- diametrul fuliei motorului de antrenare — d=87 mm
- putere motor asincron trifazic — P_m=0,75 kW
- turaţie motor — n_m=920 rot/min

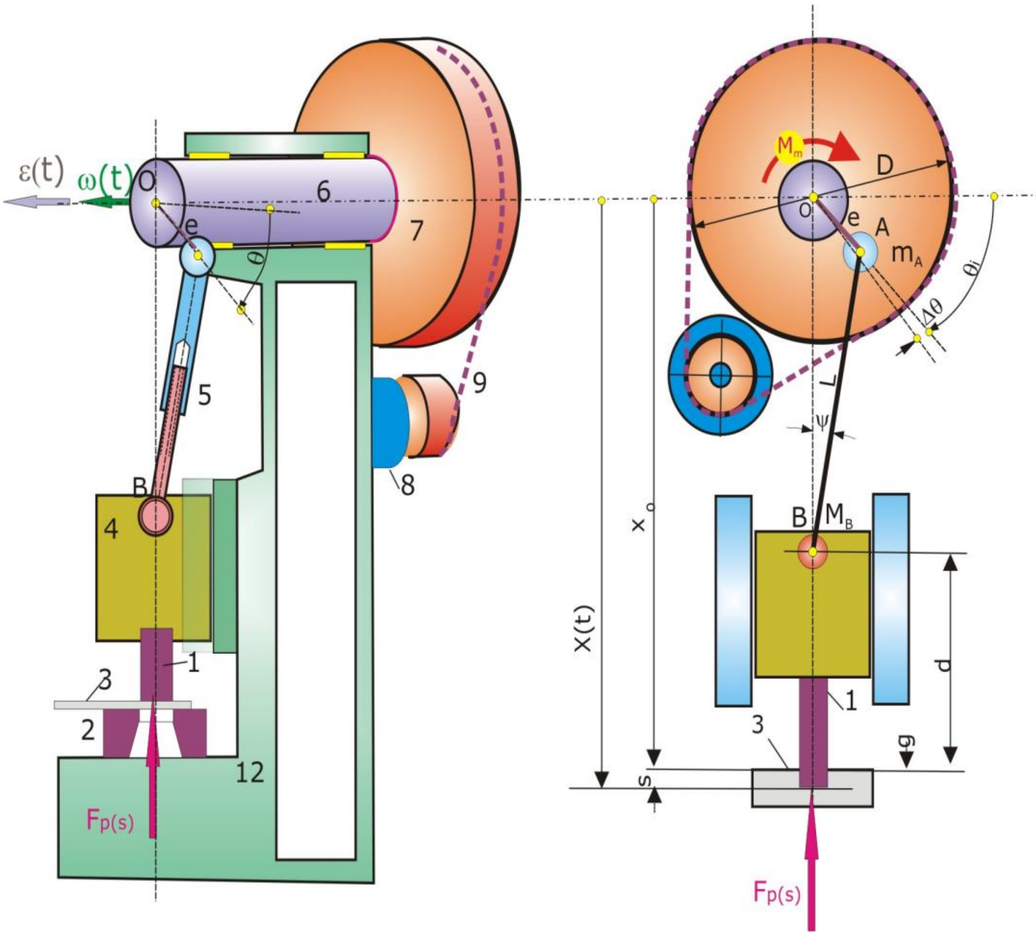


Fig.3.1 -Ilustrarea mecanismului presei cu excentric

Pentru simularea numerică se consideră un excentric reglat la e=10mm pentru o decuparea a unei eclise 3 din tablă de grosime g=2mm şi n=72000 poziţii unghiulare incrementale Δθ (grade) pe care le ocupă manivela, astfel că la poziţia i

$\theta_i := i \cdot \Delta\theta \cdot \frac{\pi}{180}$ pentru $i := 0...n$

cărora, conform relaţiei (2.6), le corespund n poziţii incrementale ale poansonului

$$s_i := e \cdot \sin(\theta_i) + \sqrt{L^2 - e^2 \cdot (\cos(\theta_i))^2} - x0 \qquad (2.6),(3.1)$$

Reprezentarea grafică a cursei s_i este dată în Fig.3.2, pe care sunt marcate punctele de contact: P_{01}, de prim contact al poansonului cu semifabricatul, la $s_{i01}=0$; P_{02}, de terminare a perforării la $s_{i01}=g$, punctele P_{11} şi P_{22} având aceeaşi semnificaţie, dar pentru următorul ciclu de perforare.

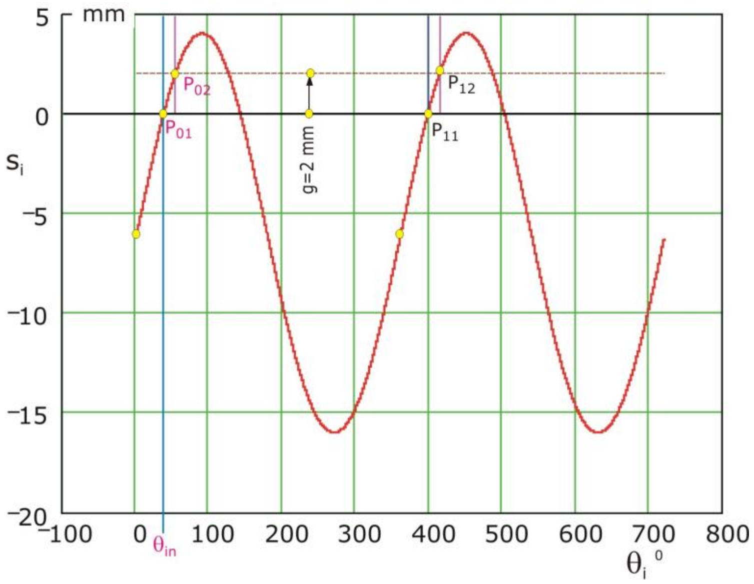


Fig.3.2 -Reprezentarea grafică a deplasării poansonului funcţie de unghiul de poziţie al manivelei

Poziţiile unghiulare ale celor două puncte se pot determina prin rezolvarea ecuaţiei (3.1) punând $s_i=s_{01}$ şi $s_i=s_{02}$.

În cazul rezolvării numerice este mai convenabilă utilizarea unei subrutine Mathcad, (după metoda secantei),

$$i1 := \left| \begin{array}{l} k \leftarrow -1 \\ \text{for } i \in 1..n-1 \\ \quad \text{if } s_i \le 0 \wedge s_{i+1} \ge 0 \\ \qquad \left| \begin{array}{l} k \leftarrow k+1 \\ i1_k \leftarrow i \end{array} \right. \\ i1 \end{array} \right. \qquad i2 := \left| \begin{array}{l} k \leftarrow -1 \\ \text{for } i \in 1..n-3 \\ \quad \text{if } s_i - \Delta s \le 0 \wedge s_{i+1} - \Delta s \ge 0 \\ \qquad \left| \begin{array}{l} k \leftarrow k+1 \\ i2_k \leftarrow i \end{array} \right. \\ i2 \end{array} \right. \tag{3.2}$$

Soluţiile ecuaţiilor (3.2) se dau prin indicii corespunzători ai eşantioanelor din şirului de date s_i (i=0,…,n), care îndeplinesc condiţiile impuse.

Se consideră cota x_0=210 mm, la care poansonul ia contact cu semifabricatul, contact care se consideră terminat după cursa de pătrundere Δs=g=2mm. Pentru unghiului de poziţie $\theta_i=i\cdot\Delta\theta$ s-a ales un increment foarte fin, $\Delta\theta$=0,01 grade, cea ce corespunde, pentru secvenţa de două perioade (Fig.2.2), unui număr n=72000 de eşantioane. Soluţiile în indici de eşantioane sunt date de vectorii coloană:

$$i1 = \begin{pmatrix} 3793 \\ 39793 \end{pmatrix} \quad i2 = \begin{pmatrix} 5392 \\ 41392 \end{pmatrix} \tag{3.3}$$

indicii 3793 şi 5392 corespunzând punctelor P_{01} şi P_{02}, iar indicii 39793 şi 41392 corespunzând punctelor P_{11} şi P_{12}, ale următorului ciclu tehnologic.

Diferenţa de indici

$$i2 - i1 = \begin{pmatrix} 1599 \\ 1599 \end{pmatrix} \tag{3.4}$$

dă numărul egal de eşantioane, care se găsesc în intervalele P_{01} şi P_{02}, respectiv P_{11} şi P_{12}, corespunzător contactului poanson-semifabricat.

Cu aceste date se pot calcula valorile, unghiului iniţial de contact $\theta_{in}=\Delta\theta\cdot 3793=37{,}93^0$ şi ale benzii unghiulare $D\theta=\Delta\theta\cdot 1599=15{,}99^0$, pe care se menţine contactul şi se dezvoltă forţa de decupare $F_p(s)$.

Pentru scrierea echilibrului dinamic al mecanismului se utilizează ecuaţia Lagrange:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{\theta}}\right) - \frac{\partial E_c}{\partial \theta} = Q_m - Q_r \tag{3.5}$$

Energia cinetică E_c a întregului mecanism se compune din suma

$$E_c = E_{cv} + E_{cA} + E_{cB} \tag{3.6}$$

Energia cinetică a volantului este:

$$E_{cv} = \frac{1}{2} J\,\dot{\theta}^2 \tag{3.7}$$

unde momentul de inerţie J în raport axa de rotaţie a arborelui de antrenare 6 (Fig.3.1 şi Fig.3.3) cumulează momentele de inerţie J_v al volantului 7 şi J_a al arborelui 6.

$$J = J_v + J_a \tag{3.8}$$

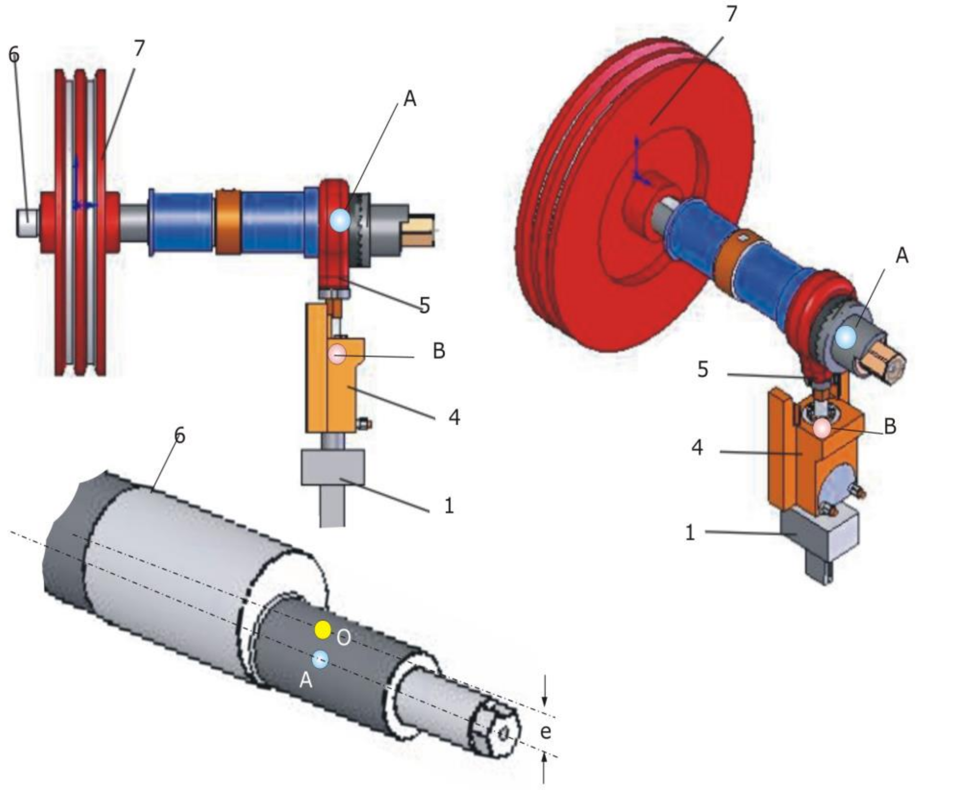


Fig.3.3 -Ansamblul mecanismului presei cu excentric

Cele două momente de inerţie au fost determinate prin relevarea pieselor componente ale ansamblului presei utilizând mediul de programare Solid Works, care evaluează, în mod automat, masele, centrele de masă şi momentele de inerţie. În tabelul din Anexa 3 sunt prezentate valorile acestor mărimi pentru întreg ansamblul presei.

Astfel, masele arborelui 6 şi volantului 7 au valorile m_a=5,7kg şi respectiv m_v=32,9kg, iar momentele de inerţie J_a=0,00162kgm^2 şi respectiv Jv=0,472kgm^2.

Piesele componente, prin care se realizează biela de lungime L, au masele concentrate înspre cele două articulaţii: A, a butonului de manivelă de excentricitate e şi B, a butonului bielei prin care aceasta este articulată pe berbecul 4

Deci, punctului A i se ataşează masele:

m_A=0.855(poz.3)+0.671(poz.4)+0.741(poz.5)+0.771(poz.6)+ 0.208(poz.7)+1.63(poz.6)=**4,867** kg

iar puctului B i se ataşează masele:

m_B=0.211(poz.10)+0.069(poz.11)+0.13(poz.12)+1.52(poz.13)+ 3.75(poz.14)+0.4(poz.15)+0.108(poz.16)+0.0536(poz.17)=**6,242** kg

Energiile cinetice corespunzătoare celor două mase concentrate sunt

$$E_{cA} = \frac{1}{2} m_A \cdot e^2 \cdot \dot{\theta}^2 \tag{3.9}$$

traiectoria punctului A fiind una circulară, iar

$$E_{cB} = \frac{1}{2} m_B \cdot \dot{s}^2 \tag{3.10}$$

traiectoria lui B fiind una liniară de lege

$$s(t) = x(t) - x_0 = e\left(sin\theta(t) - sin\theta_0\right) + L\left(cos\,\psi(t) - cos\,\psi_0\right) \tag{2.8}$$

rezultând viteza de pătrundere

$$\dot{s} = \dot{\theta} e \cos\theta - \dot{\psi} L \sin\psi \tag{2.9}$$

unde $\dot{\theta}(t) = \omega(t)$ este viteza unghiulară instantanee a arborelui principal iar

$$\dot{\psi} = -\dot{\theta} \frac{e}{L} \frac{sin\theta}{cos\,\psi} \tag{2.10}$$

şi

$$\psi = arcsin\left(\frac{e}{L} cos\,\theta\right) \tag{3.10}$$

Va rezulta:

$$E_{cB} = \frac{1}{2} m_B e^2 \cdot \dot{\theta}^2 [cos\,\theta + sin\theta tg\psi]^2 \tag{3.11}$$

şi în continuare, prin derivare parţială în raport cu $\dot{\theta}$

$$\frac{\partial E_c}{\partial \dot{\theta}} = \left(J + m_A e^2\right) \cdot \dot{\theta} + m_B e^2 \cdot \dot{\theta} [cos\,\theta + sin\theta \cdot tg\psi]^2 \tag{3.12}$$

apoi, printr-o derivare în raport cu timpul, se obţine primul termen al ecuaţiei (3.5):

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{\theta}}\right) = \left(J + m_A e^2\right) \cdot \ddot{\theta} + m_B e^2 \cdot \ddot{\theta} [cos\,\theta + sin\theta tg\psi]^2 +$$
$$+ 2 m_B e^2 \cdot \dot{\theta}^2 \left([cos\,\theta + sin\theta tg\psi]\right) \left[- sin\theta + cos\,\theta tg\psi + sin\theta \frac{1}{cos^2\psi}\right] \tag{3.13}$$

al doilea termen fiind:

$$\frac{\partial E_c}{\partial \theta} = 0 \tag{3.14}$$

3.2.2. Caracteristicele motorului de antrenare reduse la axa de rotaţie

Primul termen din partea dreaptă a ecuaţiei (3.5) reprezintă forţele generalizate motoare şi rezistente. Forţele motoare sunt date prin cuplul motorului electric de antrenare 8 (Fig.3.8), transmis prin cureaua 9 volantului 7, momentul M_m redus la axa arborelui de antrenare 6 fiind

$$M_m = \frac{P_m}{\omega_V} \tag{3.15}$$

unde P_m=750W (N·m/s) este puterea motorului de antrenare (valoare indicată pe tăbliţa motorului), iar ω_V este viteza unghiulară a volantului care, prin intermediul raportului de transmisie d/D, de demultiplicare, este

$$\omega_V = \frac{\pi}{30}\frac{d}{D}n_m \tag{3.16}$$

n_m=920 rot/min fiind turaţia motorului electric (valoare indicată pe tăbliţa motorului electric).

Motorul electric de antrenare, fiind o maşină de inducţie cu rotor în scurtcircuit, prezintă, la o încărcare oarecare, alunecarea:

$$\lambda = \frac{\omega_V - \omega}{\omega_V} = \frac{n_m - n}{n_m} \tag{3.17}$$

a cărei valoare critică este cuprinsă între 1% şi 2%.

Valoarea critică a alunecării λ_c corespunde momentului maxim M_c dezvoltat de motor la turaţia n_c

$$n_c = (1 - \lambda_c) n_m \tag{3.18}$$

Raportul dintre momentul M_m la alunecarea λ şi momentul maxim este aproximat prin relaţia

$$\frac{M_m}{M_c} \approx \frac{2}{\dfrac{\lambda}{\lambda_c} + \dfrac{\lambda_c}{\lambda}} \tag{3.19}$$

care, ţinând cont de (3.17) şi (3.18), devine

$$\frac{M_m}{M_c} \approx \frac{2}{\dfrac{\omega_V - \omega}{\omega_V - \omega_c} + \dfrac{\omega_V - \omega_c}{\omega_V - \omega}} \tag{3.20}$$

Reprezentările grafice ale celor două relaţii sunt date în Fig.3.4a şi Fig.3.4b pentru: M_c=31.651 Nm; ω_v=26.358 s^{-1}; ω_c=25.831 s^{-1}

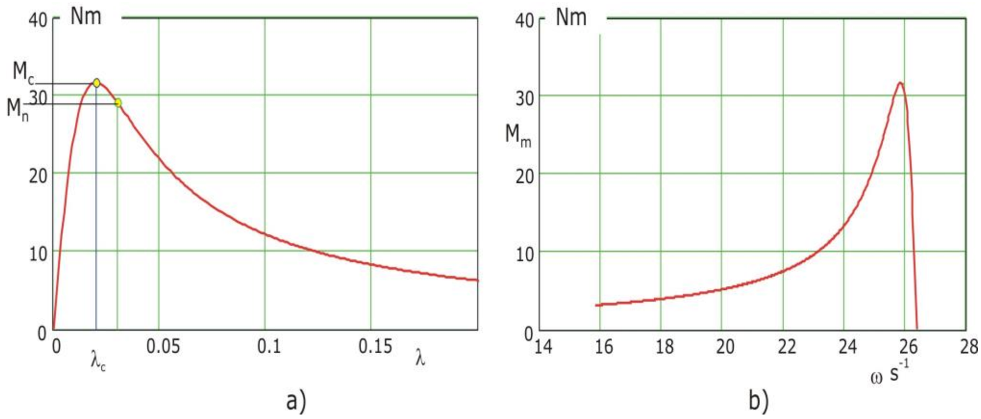


Fig.3.4 -Diagramele caracteristice ale motorului de antrenare reduse la axa de rotaţie

a) caracteristica moment M_m-alunecare λ

b) caracteristica moment M_m-viteză unghiulară ω

Pentru ecuaţia diferenţială (3.5) momentul motor se scrie acum, după (3.20),

$$M_m = \frac{2M_c}{\dfrac{\omega_v-\dot{\theta}}{\omega_v-\omega_c}+\dfrac{\omega_v-\omega_c}{\omega_v-\dot{\theta}}} \tag{3.21}$$

3.2.3.Carcterul impulsiv al forţei tehnologice

Un al doilea termen din membrul drept corespunde momentului rezistent al forţei tehnologice $F_p(s)$. Lucrul mecanic virtual al acestei forţe este

$$\delta L_{Fp(s)} = -F_p(s)\delta s \tag{3.22}$$

unde din (2.8)

$$\delta s = e\cos\theta\delta\theta - L\sin\psi\,\delta\psi \tag{3.23}$$

şi

$$\delta\psi = -\frac{e}{L}\frac{\sin\theta}{\cos\psi}\delta\theta \tag{3.24}$$

$$\delta s = e(\cos\theta + \sin\theta tg\psi)\delta\theta \tag{3.25}$$

$$\sin\psi = \frac{e}{L}\cos\theta : \quad \cos\psi = \sqrt{1-\left(\frac{e}{L}\cos\theta\right)^2} \tag{3.26}$$

cu ajutorul cărora se determină momentul rezistent generalizat

$$M_{rez}(\theta) = \frac{\delta L_{Fp(\theta)}}{\delta\theta} = -F_p(\theta)e\cos\theta\left[1+\frac{\frac{e}{L}\sin\theta}{\sqrt{1-\left(\frac{e}{L}\cos\theta\right)^2}}\right] \tag{3.27}$$

Contactul poansonului cu semifabricatul se face la poziţia unghiulară a manivelei $\theta_{in}=\Delta\theta\cdot3793=37{,}93^0$ şi durează în banda $D\theta=\Delta\theta\cdot1599=15{,}99^0$,
În această bandă, pe un număr de 1599 eşantioane se desfăşoară forţa impulsivă care are o valoare maximă F_{pmax}=20000 N, determinată experimental.

$$F_p(\theta) = F_{p_{max}}h(\theta) \tag{3.28}$$

Pe baza celor n_p=1599 eşantioane se poate identifica o funcţie de forţă

$$h_1(\theta) = a\theta^2 + b\theta \qquad (3.29)$$

pentru o primă aproximare, de exemplu, una parabolică, cu parametrii,

$$a = -4\frac{1}{n_p^2(d\theta)^2}; \quad b = 4\frac{1}{np \cdot d\theta}; \quad d\theta_{rad} = \frac{\pi}{180}\Delta\theta_{grade} \qquad (3.29)$$

ilustrarea grafică a funcţiei h(θ) fiind dată în Fig.3.5.

La un regim automat de lucru al presei următoarea forţă impulsivă se repetă cu un ciclu de 2π şi mai departe din 2π în 2π, astfel că extinderea funcţiei de forţă se poate face pentru trei cicluri, utilizând următoarele secvenţe:

$\theta := 0, d\theta .. 6\cdot\pi$ extindere pe intervalul 0 la 6π

$$w1(\theta) := \text{if}(\theta \le np\cdot d\theta, h(\theta), 0)$$

$$w2(\theta) := \text{if}\left[\pi\cdot 2 \le \theta \le 2\cdot\pi + np\cdot d\theta, a\cdot(\theta - 2\cdot\pi)^2 + b\cdot(\theta - 2\cdot\pi), 0\right]$$

$$w3(\theta) := \text{if}\left[\pi\cdot 4 \le \theta \le 4\cdot\pi + np\cdot d\theta, a\cdot(\theta - 4\cdot\pi)^2 + b\cdot(\theta - 4\cdot\pi), 0\right]$$

după care urmează asamblarea

$$h(\theta) := w1(\theta) + w2(\theta) + w3(\theta)$$

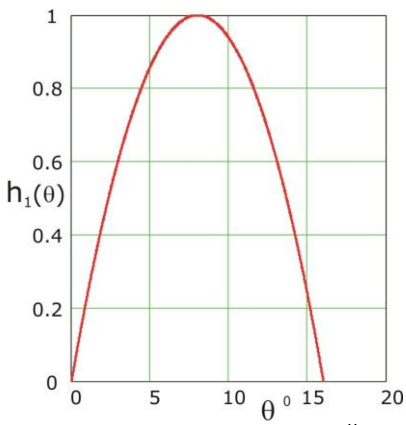


Fig.3.5-Ilustrarea funcţiei de forţă h1(θ)

Deoarece în funcţia h(θ) θ=0, este definit la începutul contactului poanson-semifabricat ce corespunde la $\theta_{in}=\Delta\theta\cdot 3793=37{,}93^0$ atunci şi cealaltă funcţie din (3.27) trebuie adusă la aceeaşi bază $\theta \rightarrow \theta+\theta_{in}$ astfel că se poate scrie

$$f_p(\theta) = Fp_{max} e\cos(\theta+\theta_{in})\left[1 + \frac{\frac{e}{L}sin(\theta+\theta_{in})}{\sqrt{1-\left(\frac{e}{L}\cos(\theta+\theta_{in})\right)^2}}\right] \qquad (3.30)$$

expresia finală a momentului rezistent (3.27) fiind:

$$M_{rez}(\theta) = h(\theta)fp(\theta) \qquad (3.31)$$

Reprezentarea grafică a celor două funcţii h(θ) şi fp(θ) este dată în Fig.3.6.

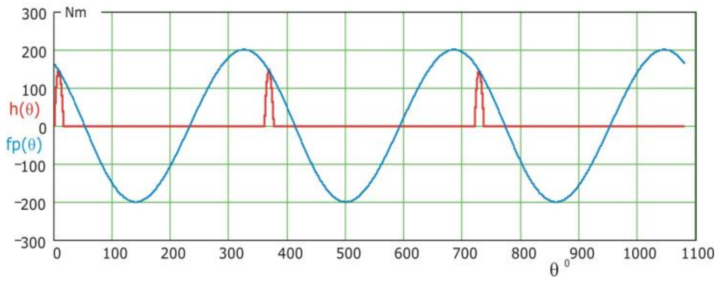


Fig.3.6 -Ilustrarea funcţiilor h(θ) şi fp(θ)

3.2.4. Variaţia în timp a vitezei şi acceleraţiei unghiulare în funcţie de grosimea semifabricatului

Ecuaţia diferenţială (3.5) poate fi scrisă acum, într-o formă finală, făcând schimbarea de variabilă

$$\varphi = \theta + \theta_{in} \rightarrow \dot{\varphi} = \dot{\theta} = \omega; \quad \ddot{\varphi} = \ddot{\theta} = \varepsilon \tag{3.32}$$

$$\ddot{\varphi} = \frac{1}{\left[J + m_A e^2 + m_B e^2 \left(\cos\varphi + \frac{e}{2L} \frac{\sin 2\varphi}{\sqrt{1 - \left(\frac{e}{L}\cos\varphi \right)^2}} \right)^2 \right]} \times$$

$$\times \left\{ \begin{aligned} & \frac{2M_c}{\frac{\omega_V - \dot{\varphi}}{\omega_V - \omega_c} + \frac{\omega_V - \omega_c}{\omega_V - \dot{\varphi}}} - Fp_{max} e \cos\varphi \left[1 + \frac{\frac{e}{L}\sin\varphi}{\sqrt{1 - \left(\frac{e}{L}\cos\varphi \right)^2}} \right] \\ & - 2 m_B e^2 \left[\cos\varphi + \frac{e}{2L} \frac{\sin 2\varphi}{\sqrt{1 - \left(\frac{e}{L}\cos\varphi \right)^2}} \right] \times \\ & \left[-\sin\varphi + \frac{e}{L} \frac{\cos^2\varphi}{\sqrt{1 - \left(\frac{e}{L}\cos\varphi \right)^2}} + \frac{\sin\varphi}{1 - \left(\frac{e}{L}\cos\varphi \right)^2} \right] . \dot{\varphi}^2 \end{aligned} \right\} \tag{3.33}$$

care este o ecuaţie diferenţială neliniară care poate fi rezolvată numai pe cale numerică.

S-a utilizat metoda Runge –Kutta de ordinul 4, a cărei rezolvare în mediul de programare Mathcad urmează calea:

- Se formează funcţia matricială coloană

$$D(\varphi,t) := \begin{bmatrix} \varphi_1 \\ \hdashline \dfrac{1}{\left[J + m_A e^2 + m_B e^2 \left(\cos\varphi_0 + \dfrac{e}{2L}\dfrac{\sin 2\varphi_0}{\sqrt{1-\left(\dfrac{e}{L}\cos\varphi_0\right)^2}}\right)^2\right]} \times \\ \times \left\{ \dfrac{2M_c}{\dfrac{\omega_v-\varphi_1}{\omega_v-\omega_c}+\dfrac{\omega_v-\omega_c}{\omega_v-\varphi_1}} - Fp_{max}\, e\cos\varphi_0 \left[1+\dfrac{\dfrac{e}{L}\sin\varphi_0}{\sqrt{1-\left(\dfrac{e}{L}\cos\varphi_0\right)^2}}\right] \right. \\ - 2m_B e^2 \left[\cos\varphi_0 + \dfrac{e}{2L}\dfrac{\sin 2\varphi_0}{\sqrt{1-\left(\dfrac{e}{L}\cos\varphi_0\right)^2}}\right] \times \\ \left. \left[-\sin\varphi_0 + \dfrac{e}{L}\dfrac{\cos^2\varphi_0}{\sqrt{1-\left(\dfrac{e}{L}\cos\varphi_0\right)^2}} + \dfrac{\sin\varphi_0}{1-\left(\dfrac{e}{L}\cos\varphi_0\right)^2}\right] \cdot \varphi_1^2 \right\} \end{bmatrix} \tag{3.34}$$

- se formează un vector al condiţiilor iniţiale $\varphi init = \begin{Bmatrix} 0 \\ \omega v \end{Bmatrix}$ reprezentând, la momentul iniţial t=0, poziţia unghiulară $\varphi=0$ şi viteza unghiulară a volantului ω_v=26,358 rad/s
- se dau N=10000 numărul de eşantioane pe intervalul de timp 0 la T=1 s în care se face integrarea ecuaţiei
- acestea constituie date de intrare în subrutina Mathcad

$$sol := rkfixed(\varphi init, 0, T, N, D) \tag{3.35}$$

- <u>sol</u> reprezintă o matrice având trei coloane sol:=

	t s	φ(t) rad	ω(t) rad/s
	0	1	2
0	0	0	26.35776
1	0.0001	0.00264	26.35713
2	0.0002	0.00527	26.35526
3	0.0003	0.00791	26.35221
4	0.0004	0.01054	26.34804
5	0.0005	0.01318	26.34281
6	0.0006	0.01581	26.33657
7	0.0007	0.01844	26.32938
8	0.0008	0.02108	26.32129
9	0.0009	0.02371	26.31235
N	1.000	26.19104	26.358

Prima coloană, 0, conţine şirul valorilor timpului t, a doua ,1, conţine valorile poziţiei unghiulare a manivelei la momentul t, iar în coloana treia, 2, se dau valorile vitezei unghiulare ω(t).

Cu aceste date se pot calcula valorile acceleraţiei unghiulare,

$$\varepsilon_j = \frac{\omega_{j+1} - \omega_j}{t_{j+1} - t_j}; \quad (j = 0,..., N-1) \tag{3.36}$$

În Fig.3.7.1 şi Fig.3.7.2 sunt reprezentate grafic legile de variaţie ale vitezei unghiulare ω(t) şi respectiv ale acceleraţiei unghiulare ε(t).

La momentul iniţial t=0, când poansonul ia primul contact cu semifabricatul, viteza unghiulară a volantului este ω=26,358 rad/s. Pe parcursul contactului viteza unghiulară scade pe ramura:

- OA_1, pentru grosimea semifabricatului g=2 mm;
- OA_2, pentru grosimea semifabricatului g=2,5 mm;
- OA_3, pentru grosimea semifabricatului g=3 mm;
- OA_4, pentru grosimea semifabricatului g=3,5 mm;

După decupare, când forţa Fp(t) scade la zero, viteza unghiulară creşte până la valoarea nominală ω=26,358 rad/s (punctele B_1, B_2 şi B_3) unde se menţine constantă până la începerea unui nou ciclu (punctele C_1, C_2, şi C_3).

Pentru decuparea semifabricatului de grosime g=3,5 mm, după prima decupare viteza unghiulară nu mai atinge valoarea nominală până la noul ciclu de decupare, punctele B_4 şi C_4 confundându-se. Energia cinetică a volantului fiind diminuată după primul ciclu, (OA_4), are rezerve pentru realizarea celui de al doilea ciclu (C_4D_4), dar nu poate fi cumulată suficientă energie pentru realizarea celui de al treilea ciclu, care începe în punctul E_4 unde viteza unghiulară a volantului scade la o valoare de 16,5 rad/s, cea ce înseamnă că energia cinetică scade în proporţie de $(16,5/26,358)^2 \to 39,2\%$, energie care nu mai este suficientă pentru acoperirea lucrului mecanic de decupare a semifabricatului, volantul oprindu-se (punctul F_4).

Aceleaşi puncte caracteristice se pot găsi şi pe diagramele de variaţie ale acceleraţiei unghiulare ε(t) (Fig.3.7.2), remarcându-se aici formele impulsive pe durata contactului.

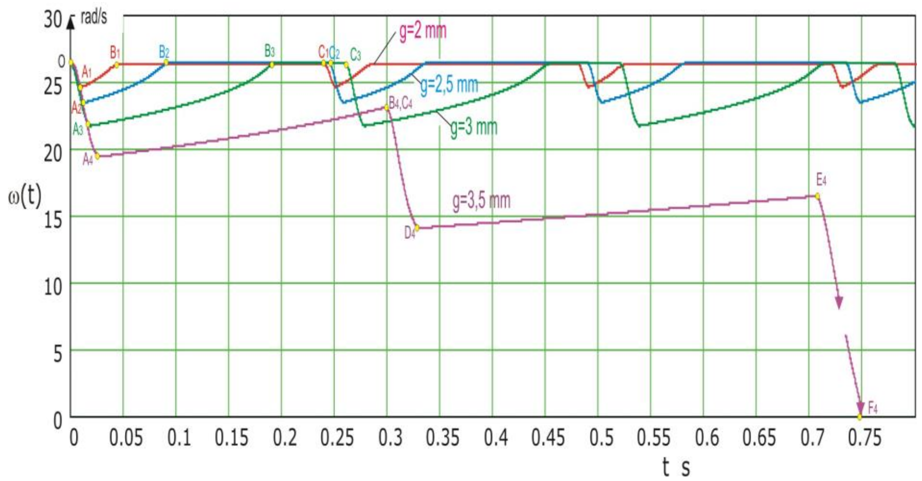


Fig. 3.7.1 -Variaţia în timp a vitezei unghiulare ω(t) a volantului presei cu excentric, funcţie de grosimea g a semifabricatului

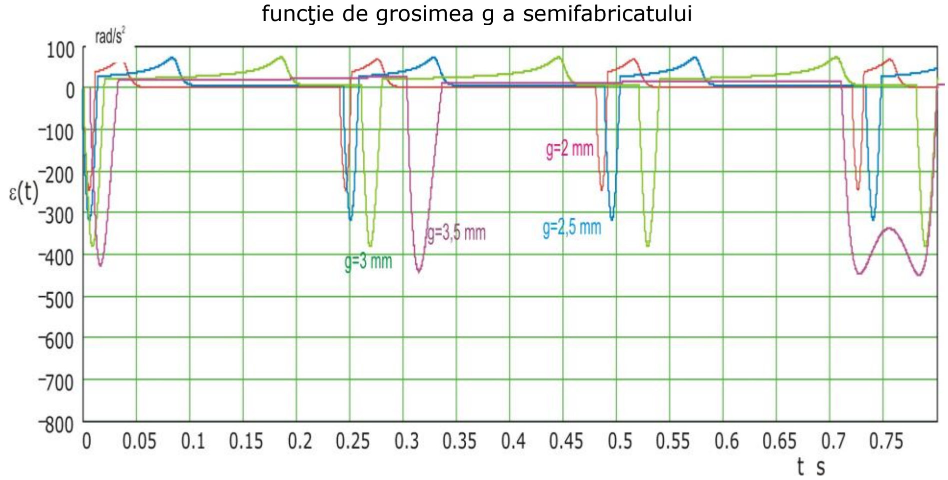


Fig.3.7.2 -Variaţia în timp acceleraţiei unghiulare ε(t)a volantului presei cu excentric funcţie de grosimea g a semifabricatului

O altă constatare este legată de faptul că perioada dintre două decupări succesive se lărgeşte pe măsura creşterii grosimii g a semifabricatului, deci a sarcinii.

3.2.5. Calculul perturbaţiilor inerţiale induse de mişcările mecanismelor

Forţa tehnologică $F_p(t)$ care se dezvoltă în timpul decupării este o forţă interioară sistemului mecanic (Fig.3.8) format din batiul 1, volantul 2, arborele 3. manivela 4, biela 5, berbecul 6, poansonul 7, semifabricatul 8 şi matriţa 9. Această forţă este echilibrată de o forţă coliniară, egală şi de sens contrar cu aceasta, aplicată în punctul 0 al axei arborelui de antrenare.

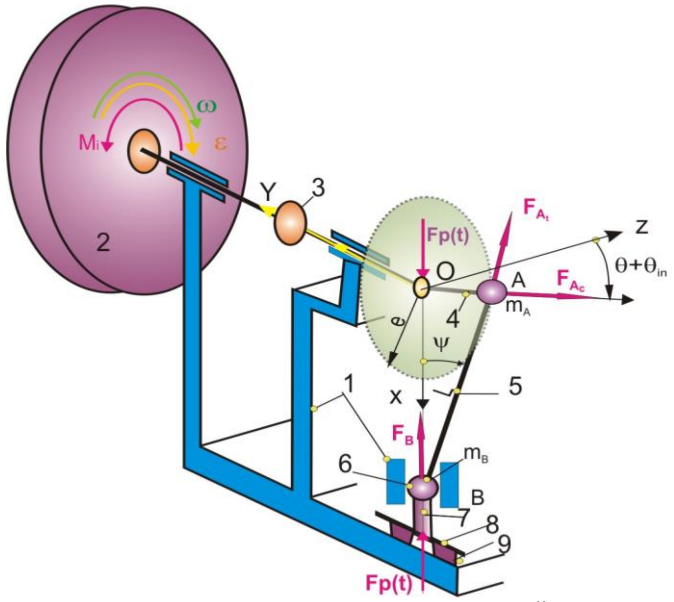


Fig.3.8 -Ilustrarea perturbaţiilor inerţiale la o presă cu excentric

Considerând un model cu mase concentrate în punctele A şi B, de mase m_A şi m_B, forţele de inerţie care acţionează asupra punctului A, care se mişcă pe o traiectorie circulară de rază e, sunt:

- forţa centrifugă, de modul

$$F_{Ac}(t) = m_A e \omega^2(t)\,; \tag{3.37}$$

- forţa de inerţie tangenţială

$$F_{At}(t) = -m_A e \varepsilon(t) \tag{3.38}$$

Reduse la sistemul de axe OXYZ se obţin componentele:

$$F_{Ax}(t) = m_A e\left[(\omega(t))^2 \sin(\theta+\theta_{in}) - \varepsilon(t)\cos(\theta+\theta_{in})\right] \tag{3.39}$$

$$F_{Az}(t) = m_A e\left[(\omega(t))^2 \cos(\theta+\theta_{in}) + \varepsilon(t)\sin(\theta+\theta_{in})\right] \tag{3.40}$$

şi momentul în raport cu axa OY:

$$M_{Ay}(t) = -m_A e^2 \varepsilon(t) \tag{3.41}$$

Acesta se cumulează la momentul forţelor de inerţie a volantului

$$M_{vy} = -J\varepsilon(t) \tag{3.42}$$

rezultând momentul total al forţelor de inerţie

$$M_i(t) = -\left(J + m_A e^2\right)\cdot \varepsilon(t) \tag{3.43}$$

Punctul B, unde este considerată concentrată masa m_B=6,242 kg, execută o mişcare de translaţie după axa Ox, asupra lui dezvoltându-se forţa de inerţie

$$F_{Bx}(t) = -m_B \ddot{x}_B(t) \tag{3.44}$$

legea de variaţie a acceleraţiei având forma (2.11)

$$\ddot{x}_B t) = \varepsilon(t) e \cos\theta i(t) - \ddot{\psi}(t) L \sin\psi(t) - (\omega(t))^2 e \sin\theta i(t) - (\dot{\psi}(t))^2 L \cos\psi(t) \tag{3.45}$$

unde s-a notat,

$$\theta_i = \theta + \theta_{in} \tag{3.46}$$

iar din capitolul 2,

$$\begin{gathered} \sin\psi(t) = \frac{e}{L}\cos\theta_i(t); \quad \cos\psi(t) = \sqrt{1-\left(\frac{e}{L}\cos\theta_i(t)\right)^2} \\ \dot{\psi}(t) = -\omega(t)\frac{e}{L}\frac{\sin\theta_i(t)}{\cos\psi(t)} \\ \ddot{\psi}(t) = (\dot{\psi}(t))^2 tg\psi(t) - \frac{1}{\cos\psi(t)}\frac{e}{L}\left(\ddot{\theta}(t)\sin\theta_i(t) + (\dot{\theta}(t))^2\cos\theta_i(t)\right) \end{gathered} \tag{2.5,10,12}$$

Reprezentările grafice ale celor trei forţe şi momente perturbatoare sunt date în Fig.3.9.1,2,3,4. La toate se pot observa discontinuităţi cauzate de forţele impulsive de decupare, forţe interioare ale ansamblului utilajului.

Acestor perturbaţii li se adaugă, în cazul mişcărilor vibratorii ale ansamblului presei, şi perturbaţii inerţiale, provenite din compunerea mişcărilor vibratorii, ca mişcări de transport, cu mişcările lanţului cinematic al mecanismului cu excentric, incluzând în special volantul.

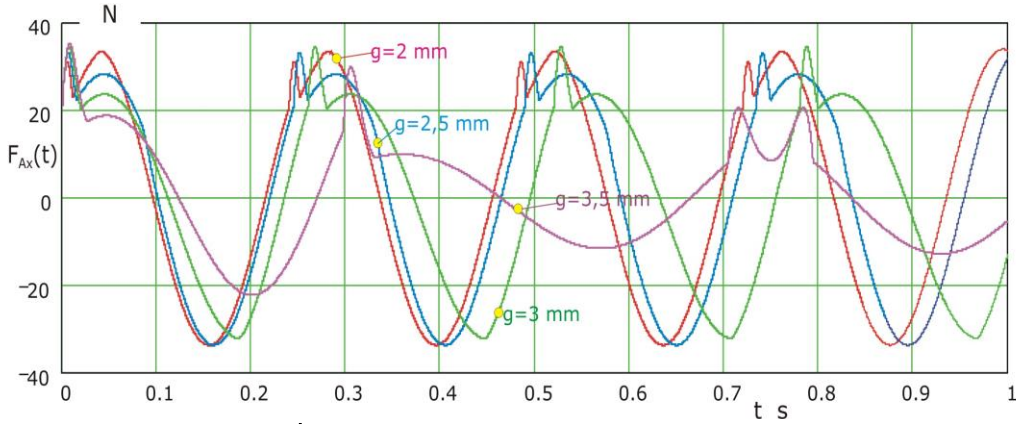


Fig.3.9.1 -Variaţia în timp a forţei perturbatoare $F_{Ax}(t)$ funcţie de grosimea g a semifabricatului

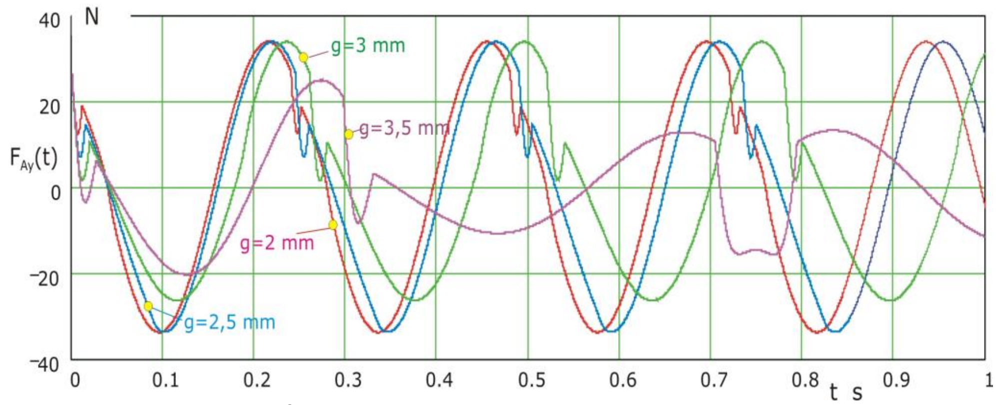


Fig.3.9.2 -Variaţia în timp a forţei perturbatoare $F_{Ay}(t)$ funcţie de grosimea g a semifabricatului

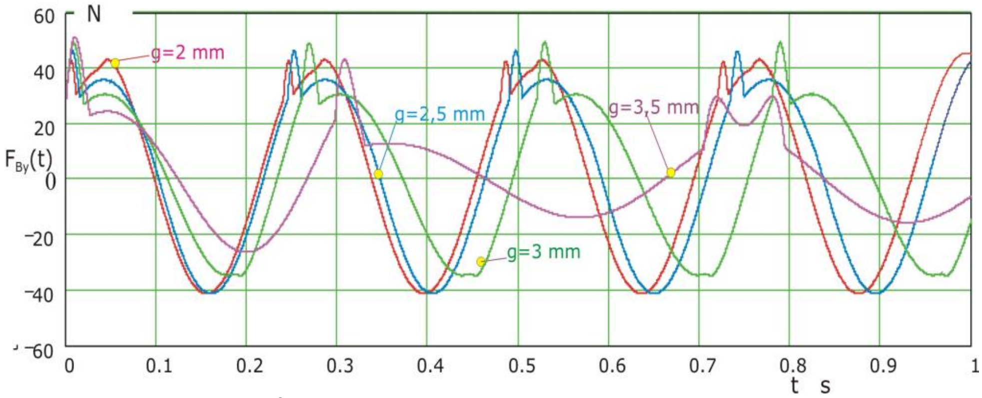


Fig.3.9.3 -Variaţia în timp a forţei perturbatoare $F_{By}(t)$ funcţie de grosimea g a semifabricatului

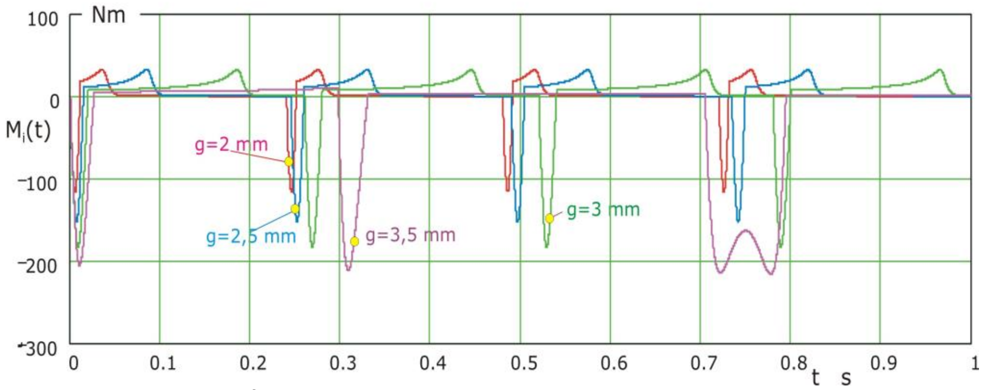


Fig.3.9.4-Variaţia în timp a momentului perturbator $M_i(t)$, funcţie de grosimea g a semifabricatului.

Astfel, pentru a diminua transmiterea vibraţiilor la structurile înconjurătoare, cum ar fi planşeul unei incinte, situate la un nivel superior al clădirii unde este amplasată presa 1, (Fig.3.10), aceasta se aşează cu talpa inferioară 2, pe elemente izolatoare 3, care micşorează transmisibilitatea vibraţiilor la planşeul 4 al clădirii.

Batiurile utilajelor tehnologice sunt corpuri masive care sub acţiunea perturbaţiilor execută mişcări de corp rigid, astfel că mişcarea structurii utilajului este definită prin trei legi de translaţie $x_G(t)$, $y_G(t)$ şi $z_G(t)$ ale centrului de masă G al întregii structuri şi prin trei legi de rotaţie $\varphi_x(t)$, $\varphi_y(t)$ şi $\varphi_z(t)$, în jurul unui sistem de axe Gxyz, solidare cu structura.

Astfel, poziţia unui punct P(x,y,z,t) curent al structurii utilajului, de coordonate x,y,z, (referinţă sistemul Gxyz), la momentul t, faţă de un sistem de axe fixe $O_0X_0Y_0Z_0$, este dată de legea:

$$\overrightarrow{r_p} = \overrightarrow{r_G} + \vec{r} \tag{3.47}$$

care trecută sub formă algebrică matriceală, devine

$$\begin{Bmatrix} X_p \\ Y_P \\ Z_P \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} x_G \\ y_G \\ z_G \end{Bmatrix} + [T]^T \begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \end{Bmatrix} \tag{3.48}$$

unde matricea de trecere [T], de la sistemul $O_0X_0Y_0Z_0$ la sistemul Gxyz, este un produs,

$$[T] = [T_z][T_y][T_x] \tag{3.49}$$

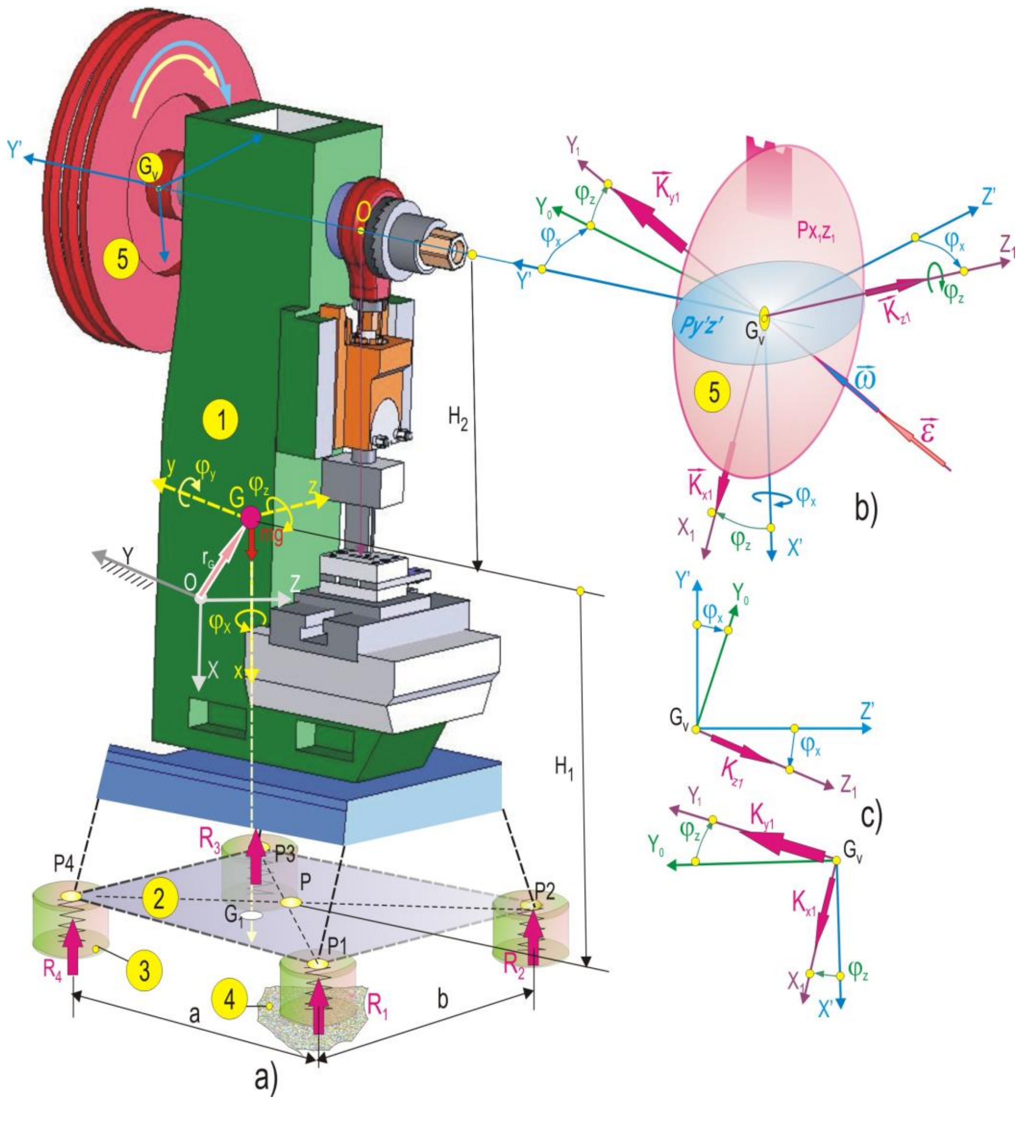


Fig.3.10 -Ilustrarea mişcărilor structurale ale presei

Cele trei matrice au formele:

$$[T_z]=\begin{bmatrix} \cos\varphi_z & \sin\varphi_z & 0\\ -\sin\varphi_z & \cos\varphi_z & 0\\ 0 & 0 & 1\end{bmatrix};\quad [T_y]=\begin{bmatrix} \cos\varphi_y & 0 & -\sin\varphi_y\\ 0 & 1 & 0\\ \sin\varphi_y & 0 & \cos\varphi_y\end{bmatrix}$$
$$[T_x]=\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0\\ 0 & \cos\varphi_x & \sin\varphi_x\\ 0 & -\sin\varphi_x & \cos\varphi_x\end{bmatrix} \tag{3.50}$$

şi corespund rotaţiilor elementare φ_x, φ_y şi φ_z, în jurul axelor sistemului Gxyz, legat de structură.

În aceste condiţii mişcările de translaţie $x_G(t)$, $y_G(t)$ şi $z_G(t)$ şi rotaţie $\varphi_x(t)$, $\varphi_y(t)$ şi $\varphi_z(t)$, devin mişcări de transport ale mecanismelor aflate în mişcare relativă faţă de batiul presei.

3.2.6. Perturbaţii inerţiale de tip giroscopic

Principalul efect îl dă volantul 5, a cărui mişcare de rotaţie proprie, de lege $\theta(t)$, după axa orizontală G_vY_1, (Fig.10 a,b,c) este perturbată de rotaţiile de transport $\varphi_x(t)$ şi $\varphi_z(t)$, apărând cupluri giroscopice care acţionează ca perturbaţii inerţiale asupra structurii presei.

Fiind un corp de rotaţie, cu centrul să de greutate G_v pe axa de rotaţie G_vY_1, volantul are momentele de inerţie principale,

$$J_{Y_1}=J_P \quad J_{X_1}=J_{Z_1}=J_T \tag{3.51}$$

J_P, polar şi J_T, transversal.

Proiecţiile vectorului moment cinetic al volantului: K_{Y1} pe axa G_vY_1, de rotaţie după legea $\theta(t)$, şi pe axele G_vX_1 şi G_vZ_1 au formele:

$$K_{Y_1}=J_P\dot{\theta}(t);\quad K_{X_1}=J_T\dot{\varphi}_X(t);\quad K_{Z_1}=J_T\dot{\varphi}_Z(t) \tag{3.52}$$

Trecerea proiecţiilor momentului cinetic de la sistemul de axe $G_vX_1Y_1Z_1$ la sistemul $G_vX'Y'Z'$ se face prin intermediul matricelor $[T_x]$ şi $[T_z]$, rotirea φ_x, (Fig. 10b şi 10c), făcându-se până când axa G_vZ' se suprapune peste axa G_vZ_1, de intersecţie a planelor $G_vX'Y'$ cu planul $G_vX_1Z_1$, axa fiind acum axa comună celor două sisteme, sistemul nou rotit fiind $G_vX'Y_0Z_1$. A doua rotire, cu φ_z, se face în jurul axei G_vZ_1 până când $G_vX'Y_0Z_1$ se suprapune peste $G_vX'Y'$.

$$\begin{aligned} K_{X'}&=K_{X_1}\cos\varphi_Z-K_{Y_1}\sin\varphi_Z\\ K_{Y'}&=K_{X_1}\sin\varphi_Z\cos\varphi_X+K_{Y_1}\cos\varphi_Z\cos\varphi-K_{Z_1}\sin\varphi_X\\ K_{Z'}&=K_{X_1}\sin\varphi_Z\sin\varphi_X+K_{Y_1}\cos\varphi_Z\sin\varphi_X+K_{Z_1}\cos\varphi_X \end{aligned} \tag{3.53}$$

În cazul mişcărilor vibratorii elongaţiile rotaţiilor $\varphi_x(t)$, $\varphi_y(t)$ şi $\varphi_z(t)$, au valori sub pragul de 5^0 pentru care se admit aproximaţiile $\sin\varphi_{x,y,z}\approx\varphi_{x,y,z}$ şi $\cos\varphi_{x,y,z}\approx 1$. Neglijând produsele de ordinul doi, $\varphi_{x,y,z}\times\varphi_{x,y,z}\rightarrow 0$, şi $\varphi_{x,y,z}\times(d\varphi_{x,y,z}/dt)\rightarrow 0$ din dezvoltările ce rezultă prin introducerea relaţiilor (3.52) în (3.53) vor rezulta:

$$\begin{aligned} K_{X'}&=J_T\dot{\varphi}_X(t)-J_P.\dot{\theta}(t).\varphi_Z(t)\\ K_{Y'}&=J_T\dot{\theta}(t)\\ K_{Z'}&=J_T\dot{\varphi}_Z(t)+J_P.\dot{\theta}(t).\varphi_X(t) \end{aligned} \tag{3.54}$$

proiecţiile momentului cinetic pe axele sistemului de referinţă fix $O_0X_0Y_0Z_0$

(paralel cu $G_vX'Y'Z'$).

Prin derivarea acestora în raport cu timpul vor rezulta, conform teoremei momentului cinetic, componentele momentelor care acţionează asupra volantului

$$Mv_X = \frac{dK_{X'}}{dt} = J_T\ddot{\varphi}_X(t) - J_P \cdot \ddot{\theta}(t) \cdot \varphi_Z(t) - J_P \cdot \dot{\theta}(t) \cdot \dot{\varphi}_Z(t)$$
$$Mv_Y = \frac{dK_{Y'}}{dt} = J_P\ddot{\theta}(t)$$
$$Mv_Z = \frac{dK_{Z'}}{dt} = J_T\ddot{\varphi}_Z(t) + J_P \cdot \ddot{\theta}(t) \cdot \varphi_X(t) + J_P \cdot \dot{\theta}(t) \cdot \dot{\varphi}_X(t)$$
(3.55)

în care Mv_x şi Mv_z sunt date prin reacţiunile din lagărele arborelui pe care e calat rotorul, iar Mv_y, este cuplul motor la arborele volantului (3.42).

3.3. Mişcările vibratorii ale structurii presei

Perturbaţiile inerţiale ale structurii produc mişcări vibratorii ale acesteia, mişcări care sunt supse legilor de mişcare de corp rigid (3.48) scrise sub forma

$$\{r_P(t)\} = \{r_G(t)\} + [T(\varphi)]^T \{r\} \qquad (3.54)$$

Componentele vitezei punctului curent se obţin direct prin derivarea formei scalare (3.54)

$$\{\dot{r}_P(t)\} = \{\dot{r}_G(t)\} + [T\dot{]}^T \{r\} \qquad (3.55)$$

vectorul matrice coloană

$$\{r\} = \{x \quad y \quad z\}^T \qquad (3.56)$$

având ca elemente coordonatele punctului faţă de sistemul Gxyz.

Derivata în raport cu timpul a matricei de trecere [T] are proprietatea [64]

$$[\dot{T}] = [\dot{\Phi}]^T [T] \qquad (3.57)$$

unde

$$[\dot{\Phi}] = \begin{bmatrix} 0 & -\dot{\varphi}_Z & \dot{\varphi}_Y \\ \dot{\varphi}_Z & 0 & -\dot{\varphi}_X \\ -\dot{\varphi}_Y & \dot{\varphi}_X & 0 \end{bmatrix} \qquad (3.58)$$

este matricea componentelor vitezei unghiulare

$$\{\dot{\varphi}\} = \{\dot{\varphi}_X \quad \dot{\varphi}_Y \quad \dot{\varphi}_Z\}^T \qquad (3.59)$$

Din (3.55) şi (3.57) va rezulta

$$\{\dot{r}_P(t)\} = \{\dot{r}_G(t)\} + [T]^T [\dot{\Phi}]\{r\} \qquad (3.60)$$

Produsul $[\dot{\Phi}]\{r\}$, poate fi pus sub forma

$$[\dot{\Phi}]\{r\} = [R]\{\dot{\varphi}\} \qquad (3.61)$$

unde

$$[R] = \begin{bmatrix} 0 & z & -y \\ -z & 0 & x \\ y & -x & 0 \end{bmatrix} \qquad (3.62)$$

este matricea de poziţie a punctului curent P.
În final, va rezulta

$$\{\dot{r}_P(t)\} = \{\dot{r}_G(t)\} + [T]^T [R] \{\dot{\varphi}(t)\} \tag{3.63}$$

Pentru definirea ecuaţiilor de mişcare ale ansamblului presei se utilizează metoda ecuaţiilor lui Lagrange, scrise sub forma

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E_c}{\partial \{\dot{q}\}^T}\right) - \frac{\partial E_c}{\partial \{q\}^T} + \frac{\partial E_p}{\partial \{q\}^T} + \frac{\partial E_d}{\partial \{\dot{q}\}^T} = \{Q\}; \quad (\{q\} = \{r_G\}, \{\varphi\}) \tag{3.60}$$

unde, E_c este energia cinetică a întregului ansamblu, E_p energia potenţială totală înmagazinată în elementele deformabile, E_d energia de disipaţie în elementele deformabile, iar $\{Q\}$ vectorul coloană al forţelor generalizate

Energia cinetică a ansamblului presei are forma integrală

$$E_{Ci} = \frac{1}{2}\int_V \{\dot{r}_P\}^T \{\dot{r}_P\} dm \tag{3.61}$$

care, prin (3.63), duce la suma

$$E_C = \frac{1}{2} m_a \{\dot{r}_G(t)\}^T \{\dot{r}_G(t)\} + \frac{1}{2}\{\dot{\varphi}\}^T [J_a]\{\dot{\varphi}\} + \{\dot{\varphi}\}^T [S_a]^T [T]\{\dot{r}_G(t)\} \tag{3.62}$$

unde cu m_a s-a notat masa întregului ansamblu iar $[J_a]$ matricea momentelor de inerţie

$$[J_a] = \int_V [R]^T [T][T]^T [R] dm = \int_V [R]^T [R] dm =$$

$$= \int_V \begin{bmatrix} z^2+y^2 & -xy & -xz \\ -xy & x^2+z^2 & -yz \\ -xz & -yz & x^2+y^2 \end{bmatrix} dm = \begin{bmatrix} J_{xx} & -J_{xy} & -J_{xz} \\ -J_{xy} & J_{yy} & -J_{yz} \\ -J_{xz} & -J_{yz} & J_{zz} \end{bmatrix} \tag{3.63}$$

Matricea momentelor statice este

$$[S_a] = \int_V [R] dm = \int_V \begin{bmatrix} 0 & z & -y \\ -z & 0 & x \\ y & -x & 0 \end{bmatrix} dm \Rightarrow [0] \tag{3.64}$$

originea sistemului Gxyz fiind în centrul de masă G al ansamblului.

Rezultă forma finală a energiei cinetice

$$E_C = \frac{1}{2} m_a \{\dot{r}_G(t)\}^T \{\dot{r}_G(t)\} + \frac{1}{2}\{\dot{\varphi}\}^T [J_a]\{\dot{\varphi}\} \tag{3.65}$$

3.3.1. Izolarea prin elemente elastice de sprijin

Ansamblul utilajului este sprijinit cu talpa presei prin izolatori, care pot fi, covoare elastice sau elemente izolatoare 4 (Fig.3.10a şi Fig.3.11), plasate după diverse configuraţii pe talpa de sprijin 2.

Punctele Ei de sprijin sunt puncte legate de structură care execută mişcări dictate de legile sistemului de axe Gxyz, de care sunt solidare

Astfel, coordonatele punctul E_i faţă de sistemul fix Oxyz, x_{Ei}, y_{Ei} şi z_{Ei} (referinţă Gxyz), sunt supuse legii

$$\{r_{E_i}(t)\} = \{r_G(t)\} + [T(\varphi)]^T \{r_i\} \tag{3.66}$$

unde

$$\{r_{0i}\} = \{X_{Ei} \quad Y_{E_i} \quad Z_{E_i}\}^T \tag{3.67}$$

Matricea de trecere [T] (3.49) devine, pentru rotaţii de elongaţii sub 5^0, sub forma

$$[T] \approx [I] + [\Phi] \tag{3.68}$$

unde

$$[I] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \qquad [\Phi] = \begin{bmatrix} 0 & -\varphi_z & \varphi_y \\ \varphi_z & 0 & -\varphi_x \\ -\varphi_y & \varphi_x & 0 \end{bmatrix} \tag{3.69}$$

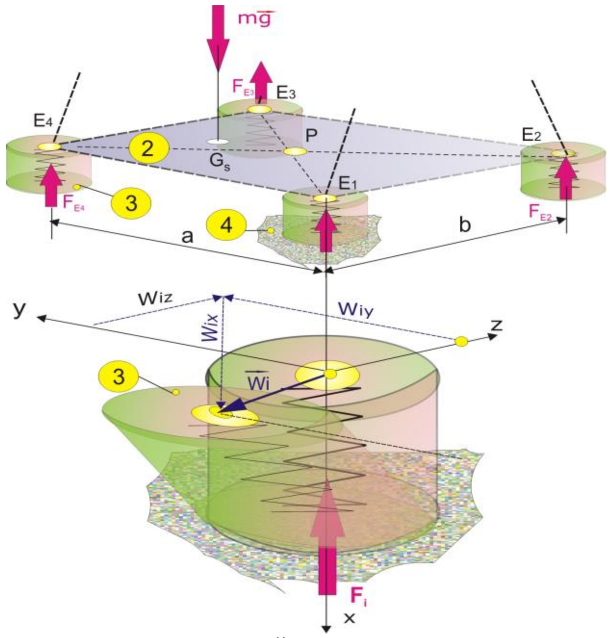


Fig.3.11 -Ilustrarea unei izolări prin elemente elastice de sprijin

Legile de deplasare ale punctului E_i se pot scrie acum sub forma

$$\{w_i\} = \{r_{E_i}(t)\} - \{r_{0_i}\} = \{r_G(t)\} + [\varphi]\{r_i\} = \{r_G(t)\} + [R_{Ei}]\{\varphi\} \tag{3.70}$$

unde,

$$[R_{Ei}] = \begin{bmatrix} 0 & Z_{Ei} & -Y_{Ei} \\ -Z_{Ei} & 0 & X_{Ei} \\ Y_{Ei} & -X_{Ei} & 0 \end{bmatrix} \tag{3.71}$$

Presupunând că elementele elastice au caracteristici elastice şi disipative lineare, forţele de legătură introduse de un element fiind date de vectorul

$$\{Fe_i\} = -\begin{Bmatrix} k_x wx_i \\ k_y wy_i \\ k_z wz_i \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_x & 0 & 0 \\ 0 & k_y & 0 \\ 0 & 0 & k_z \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} wx_i \\ wy_j \\ wz_k \end{Bmatrix} = -[K_e]\{w_i\} \tag{3.72}$$

pentru forţele elastice şi

$$\{Fd_i\} = -\begin{Bmatrix} c_x \dot{w}x_i \\ c_y \dot{w}y_i \\ c_z \dot{w}z_i \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_x & 0 & 0 \\ 0 & C_y & 0 \\ 0 & 0 & C_z \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{w}x_i \\ \dot{w}y_j \\ \dot{w}z_k \end{Bmatrix} = -[C_e]\{\dot{w}_i\} \tag{3.73}$$

pentru forţele disipative, energiile potenţială şi disipativă ale întregului montaj au ca forme sumele,

$$E_p = \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{n_E}\{w_i\}^T[K_e]\{w_i\} \tag{3.74}$$

şi

$$E_d = \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{n_E}\{\dot{w}_i\}^T[C_e]\{\dot{w}_i\} \tag{3.75}$$

care, ţinând seama de (3.70), devin

$$\begin{aligned} E_p = {} & \frac{1}{2}\{r_G(t)\}^T\left(\sum_{I=1}^{n_E}[K_e]\right)\{r_G(t)\} + \frac{1}{2}\{\varphi\}^T\left(\sum_{I=1}^{n_E}[R_{Ei}]^T[K_e][R_{Ei}]\right)\{\varphi\} + \\ & + \{r_G(t)\}^T\left(\sum_{I=1}^{n_E}[K_e][R_{Ei}]\right)\{\varphi\} \end{aligned} \tag{3.76}$$

şi

$$\begin{aligned} E_d = {} & \frac{1}{2}\{\dot{r}_G(t)\}^T\left(\sum_{I=1}^{n_E}[C_e]\right)\{\dot{r}_G(t)\} + \frac{1}{2}\{\dot{\varphi}\}^T\left(\sum_{I=1}^{n_E}[R_{Ei}]^T[C_e][R_{Ei}]\right)\{\dot{\varphi}\} + \\ & + \{\dot{r}_G(t)\}^T\left(\sum_{I=1}^{n_E}[C_e][R_{Ei}]\right)\{\dot{\varphi}\} \end{aligned} \tag{3.77}$$

Cum sumele matricelor din parantezele relaţiilor (3.76) şi (3.77) sunt matrice cu elemente ce pot fi calculate înainte de integrarea ecuaţiilor de mişcare, astfel că făcând notaţiile

$$[K_r] = \left(\sum_{I=1}^{n_E}[K_e]\right); \quad [K_\varphi] = \left(\sum_{I=1}^{n_E}[R_{Ei}]^T[K_e][R_{Ei}]\right); \quad [K_{r\varphi}] = \left(\sum_{I=1}^{n_E}[K_e][R_{Ei}]\right) \tag{3.78}$$

şi

$$[C_r] = \left(\sum_{I=1}^{n_E}[C_e]\right); \quad [C_\varphi] = \left(\sum_{I=1}^{n_E}[R_{Ei}]^T[C_e][R_{Ei}]\right); \quad [C_{r\varphi}] = \left(\sum_{I=1}^{n_E}[C_e][R_{Ei}]\right) \tag{3.79}$$

se obţin relaţiile finale ale energiilor

$$E_p = \frac{1}{2}\{r_G(t)\}^T[K_r]\{r_G(t)\} + \frac{1}{2}\{\varphi\}^T[K_\varphi]\{\varphi\} + \{r_G(t)\}^T[K_{r\varphi}]\{\varphi\} \tag{3.80}$$

şi

$$E_d = \frac{1}{2}\{\dot{r}_G(t)\}^T[K_r]\{\dot{r}_G(t)\} + \frac{1}{2}\{\dot{\varphi}\}^T[K_\varphi]\{\dot{\varphi}\} + \{\dot{r}_G(t)\}^T[K_{r\varphi}]\{\dot{\varphi}\} \tag{3.81}$$

3.4. Efectele perturbaţiilor inerţiale

Pe baza relaţiilor exprimate mai sus se determină membrii din partea stângă ai ecuaţiilor lui Lagrange (3.60)

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E_c}{\partial\{\dot{r}_G\}^T}\right)=m_a\{\ddot{r}(t)\};\ \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E_c}{\partial\{\dot{\varphi}\}^T}\right)=[J_a]\{\ddot{\varphi}(t)\} \tag{3.82}$$

$$\frac{\partial E_c}{\partial\{r_G\}^T}=\{0\};\quad \frac{\partial E_c}{\partial\{\varphi\}^T}=\{0\} \tag{3.83}$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial\{r_G\}^T}=[K_r]\{r_G\}+[K_{r\varphi}]\{\varphi\};\quad \frac{\partial E_p}{\partial\{\varphi\}^T}=[K_\varphi]\{\varphi\}+[K_{r\varphi}]^T\{r_G\} \tag{3.84}$$

$$\frac{\partial E_d}{\partial\{\dot{r}_G\}^T}=[C_r]\{\dot{r}_G\}+[C_{r\varphi}]\{\dot{\varphi}\};\quad \frac{\partial E_d}{\partial\{\dot{\varphi}\}^T}=[C_\varphi]\{\dot{\varphi}\}+[C_{r\varphi}]^T\{\dot{r}_G\} \tag{3.85}$$

Membrul drept al ecuaţiilor lui Lagrange aparţine perturbaţiilor, în primul rând perturbaţiilor inerţiale date de:

- masele în rotaţie cu excentricitatea e

$$F_{Ax}(t)=m_Ae\left[(\omega(t))^2\sin(\theta+\theta_{in})-\varepsilon(t)\cos(\theta+\theta_{in})\right] \tag{3.39}$$

$$F_{Az}(t)=m_Ae\left[(\omega(t))^2\cos(\theta+\theta_{in})+\varepsilon(t)\sin(\theta+\theta_{in})\right] \tag{3.40}$$

care dau vectorul matrice coloană

$$\{Q_{rA}\}=\begin{Bmatrix}F_{Ax}(t)\\0\\F_{Az}(t)\end{Bmatrix}; \tag{3.86}$$

vectorul moment al forţei perturbatoare $\overrightarrow{F_A}$ în raport cu centrul maselor G fiind

$$\overrightarrow{M_A}=\overrightarrow{GO}\times\overrightarrow{F_A}=\begin{vmatrix}\bar{i} & \bar{j} & \bar{k}\\ x_O & y_O & z_O\\ F_{Ax} & 0 & F_{Az}\end{vmatrix}\Rightarrow\{M_A\}=\begin{Bmatrix}y_O\cdot F_{Az}\\ z_O\cdot F_{Ax}-x_O\cdot F_{Az}\\ -y_O\cdot F_{Ax}\end{Bmatrix} \tag{3.87}$$

unde x_O, y_O şi z_O sunt coordonatele punctului O faţă de sistemul de axe Gxyz,

- momentul forţelor de inerţie cauzate de variaţia vitezei unghiulare a volantului

$$M_i(t)=-\left(J+m_Ae^2\right)\cdot\varepsilon(t) \tag{3.43}$$

puse sub forma vectorului

$$\{M_{iy}\}=\begin{Bmatrix}0\\M_i(t)\\0\end{Bmatrix} \tag{3.88}$$

- forţa de inerţie care lucrează asupra masei berbecului în mişcarea de translaţie

$$F_{Bx}(t)=-m_B\ddot{x}_B(t) \tag{3.44}$$

pusă sub forma matriceală

$$\{Q_{rB}\}=\begin{Bmatrix}F_{Bx}(t)\\0\\0\end{Bmatrix} \tag{3.89}$$

care dă un moment faţă de centrul de masă G

$$\overrightarrow{M_B} = \overrightarrow{GO} \times \overrightarrow{F_{Bx}} = \begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ x_O & y_O & z_O \\ F_{Bx} & 0 & 0 \end{vmatrix} \Rightarrow \{M_B\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ z_O \cdot F_{Bx} \\ -y_O \cdot F_{Bx} \end{Bmatrix} \tag{3.90}$$

- efecte inerţiale cauzate de rotirea după axele Gx şi Gz ale axei de rotaţie a volantului prin momentele

$$\begin{aligned} Mv_x &= \frac{dK_{X'}}{dt} = J_T\ddot{\varphi}_x(t) - J_P \cdot \ddot{\theta}(t) \cdot \varphi_z(t) - J_P \cdot \dot{\theta}(t) \cdot \dot{\varphi}_z(t) \\ Mv_y &= \frac{dK_{Y'}}{dt} = J_P\ddot{\theta}(t) \\ Mv_z &= \frac{dK_{Z'}}{dt} = J_T\ddot{\varphi}_z(t) + J_P \cdot \ddot{\theta}(t) \cdot \varphi_x(t) + J_P.\dot{\theta}(t) \cdot \dot{\varphi}_x(t) \end{aligned} \tag{3.55}$$

în care Mv_x şi Mv_z sunt date prin reacţiunile din lagărele arborelui acţiunea asupra batiului fiind dată prin momentele $-Mv_x$, $-Mv_y$ şi $-Mv_z$, puse sub formă matricială

$$-\begin{Bmatrix} Mv_x \\ Mv_y \\ Mv_z \end{Bmatrix} = -\left[K^\varepsilon\right]\{\varphi\} - \left[C^\omega\right]\{\dot{\varphi}\} - \left[J^T\right]\{\ddot{\varphi}\} - J_P\varepsilon(t)\begin{Bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{3.91}$$

unde s-au făcut notaţiile

$$\left[K^\varepsilon(t)\right] = J_P\varepsilon(t)\begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \left[C^\omega(t)\right] = J_P\omega(t)\begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \left[J^T\right] = J_T\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{3.92}$$

- centrul de greutate G al structurii se află la o distanţă H_1, pe verticală, de planul tălpii de aşezare pe elementele elastice (Fig.3.12).

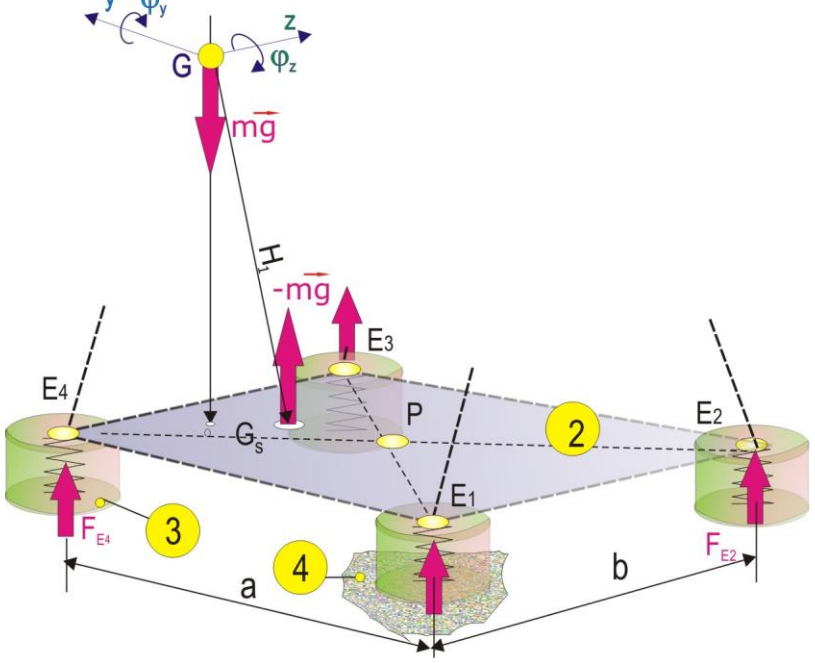


Fig.3.12-Ilustrarea efectului de răsturnare

În această situaţie, datorită rotirii batiului cu unghiurile φ_x, φ_y şi φ_z, se roteşte cu aceleaşi unghiuri şi planul tălpii, axa GG_s înclinându-se şi ea având tendinţa de răsturnare; centrul de greutate G are tendinţa de coborâre, lucrul mecanic virtual, al forţei gravitaţionale fiind

$$\delta L_G = -m_a g \delta X_G \tag{3.93}$$

unde din (3.48)

$$\begin{Bmatrix} X_G \\ Y_G \\ Z_G \end{Bmatrix} = [T]^T \begin{Bmatrix} H_1 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{3.94}$$

în care matricea de trecere [T], de la sistemul $O_0X_0Y_0Z_0$ la sistemul Gxyz, este un produs, (3.49) al matricelor elementare de trecere (3.50).

Din relaţia (3.48) rezultă proiecţia segmentului $GG_s=H_1$ pe axa verticală

$$X_G = H_1 \cos\varphi_y \cos\varphi_z \tag{3.95}$$

din care se obţine variaţia virtuală elementară

$$\delta X_G = -H_1\left(\sin\varphi_y \cos\varphi_z \delta\varphi_y + \sin\varphi_Z \cos\varphi_Y \delta\varphi_Z\right) \tag{3.96}$$

de unde rezultă forţele generalizate, ţinând cont că φ_x şi φ_y sunt sub 5^0

$$Q_{Gy} = \frac{\delta L_G}{\delta y_G} = m_a g H_1 \varphi_y : \quad Q_{Gy} = \frac{\delta L_G}{\delta z_G} = m_a g H_1 \varphi_G \tag{3.97}$$

din care se formează vectorul coloană al momentelor de răsturnare

$$\{Q_G\} = [K_G] \begin{Bmatrix} \varphi_X \\ \varphi_y \\ \varphi_z \end{Bmatrix} \tag{3.98}$$

unde

$$[K_G] = m_a g H_1 \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{3.99}$$

În această fază se poate construi sistemul de ecuaţii care guvernează mişcările vibratorii ale ansamblului presei, amplasat pe elemente elastice antivibratorii,

$$\left[{}^{\backslash}M_{a\backslash}\right]\{\ddot{r}_G\} + ([C_r])\{\dot{r}_G\} + ([K_r])\{r_G\} + ([C_{r\varphi}])\{\dot{\varphi}\} + ([K_{r\varphi}])\{\varphi\} = \{Q_{rA}\} + \{Q_{rB}\} \tag{3.100}$$

$$\begin{aligned} &[J_a]\{\ddot{\varphi}\} + \left([C_\varphi] + \left[C^\omega\right]\right)\{\dot{\varphi}\} + \left([K_\varphi] + \left[K^\varepsilon\right] - [K_G]\right)\{\varphi\} + \left([C_{r\varphi}]^T\right)\{\dot{r}_G\} + ([K_{r\varphi}])\{r_G\} = \\ &= \{M_A\} - \{M_B\} - \left\{M_{J_p}\right\} \end{aligned} \tag{3.101}$$

unde:

- $\left[{}^{\backslash}M_{a\backslash}\right]$ şi $[J_a]$ sunt matricea diagonală a masei m_a a întregului ansamblu

$$\left[{}^{\backslash}M_{a\backslash}\right] = m_a \begin{bmatrix} m_a & 0 & 0 \\ 0 & m_a & 0 \\ 0 & 0 & m_a \end{bmatrix} \tag{3.102}$$

şi, respectiv, matricea momentelor de inerţie masice ale ansamblului în raport cu axele sistemului Gxyz.

$$\left[J_a\right]=\begin{bmatrix} J_{xx} & -J_{xy} & -J_{xz} \\ -J_{xy} & J_{yy} & -J_{yz} \\ -J_{xz} & -J_{yz} & J_{zz} \end{bmatrix} \tag{3.103}$$

- legăturile prin elementele elastice sunt prezente prin intermediul *matricelor de amortizare*

$$\left[C_r\right]=\left(\sum_{I=1}^{n_E}[C_e]\right);\quad \left[C\varphi\right]=\left(\sum_{I=1}^{n_E}[R_{Ei}]^T[C_e][R_{Ei}]\right);\quad \left[C_{r\varphi}\right]=\left(\sum_{I=1}^{n_E}[C_e][R_{Ei}]\right) \tag{3.104}$$

în care

$$\left[C_e\right]=\begin{bmatrix} C_x & 0 & 0 \\ 0 & C_y & 0 \\ 0 & 0 & C_z \end{bmatrix}\quad \left[R_{Ei}\right]=\begin{bmatrix} 0 & Z_{Ei} & -Y_{Ei} \\ -Z_{Ei} & 0 & X_{Ei} \\ Y_{Ei} & -X_{Ei} & 0 \end{bmatrix} \tag{3.105}$$

C_X, C_Y şi C_Z sunt constantele de amortizare ale elementului elastic după cele trei direcţii, iar X_{Ei}, Y_{Ei} şi Z_{Ei} sunt coordonatele elementului elastic, şi prin intermediul *matricelor de rigiditate*

$$\left[K_r\right]=\left(\sum_{I=1}^{n_E}[K_e]\right);\quad \left[K\varphi\right]=\left(\sum_{I=1}^{n_E}[R_{Ei}]^T[K_e][R_{Ei}]\right);\quad \left[K_{r\varphi}\right]=\left(\sum_{I=1}^{n_E}[K_e][R_{Ei}]\right) \tag{3.106}$$

$$\left[K_e\right]=\begin{bmatrix} k_X & 0 & 0 \\ 0 & k_Y & 0 \\ 0 & 0 & k_Z \end{bmatrix} \tag{3.107}$$

Termenilor corespunzători legăturilor elastice li se alătură termeni proveniţi din efecte inerţiale, de tip giroscopic, induse de volantul care tinde să-şi păstreze axa de rotaţie

$$\left[C^{\omega}(t)\right]=J_P\omega(t)\begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix};\quad \left[K^{\varepsilon}(t)\right]=J_P\varepsilon(t)\begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \tag{3.108}$$

prima desimetrizând matricea de amortizare, iar cea de a doua matricea de rigiditate, ambele fiind variabile în timp, prin intermediul vitezei unghiulare $\omega(t)$ şi a acceleraţiei unghiulare $\varepsilon(t)$ ale volantului,

- efectul de răsturnare, datorită poziţiei superioare a centrului de greutate G faţă de planul tălpii de aşezare pe elemente elastice, este prezent în ecuaţia (3.101) prin matricea:

$$\left[K_G\right]=m_a g H_1\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{3.109}$$

care prin scădere din suma $\left[K_{\varphi}\right]+\left[K^{\varepsilon}\right]$ tinde să micşoreze rigiditatea generală, când aceasta scade prea mult putând sa apară instabilitatea echilibrului, cu răsturnarea structurii.

Perturbaţiile inerţiale sunt date de:

- dezechilibrul maselor reduse la butonul A al manivelei prin matricele coloană, a forţei inerţiale

$$\{Q_{rA}\}=\begin{Bmatrix}F_{Ax}(t)\\0\\F_{Az}(t)\end{Bmatrix} \tag{3.110}$$

şi momentul acesteia în raport cu sistemul Gxyz

$$\{M_A\}=\begin{Bmatrix}y_O.F_{Az}\\z_O.F_{Ax}-x_O.F_{Az}\\-y_O.F_{Ax}\end{Bmatrix}\frac{1}{2}, \tag{3.111}$$

componentele forţei $F_A(t)$ calculându-se după relaţiile

$$F_{Ax}(t)=m_Ae\left[(\omega(t))^2\sin(\theta+\theta_{in})-\varepsilon(t)\cos(\theta+\theta_{in})\right] \tag{3.112}$$

$$F_{Az}(t)=m_Ae\left[(\omega(t))^2\cos(\theta+\theta_{in})+\varepsilon(t)\sin(\theta+\theta_{in})\right] \tag{3.113}$$

viteza unghiulară $\omega(t)$ şi acceleraţia unghiulară $\varepsilon(t)$ ale volantului fiind deja determinate prin simularea dinamicii mecanismului cu excentric (vezi diagramele din figurile 3.9.1….4)

- mişcarea culisantă a berbecului induce forţa de inerţie

$$F_{Bx}(t)=-m_B\ddot{x}_B(t) \tag{3.114}$$

care în sistemul (3.100) intră prin intermediul vectorului coloană

$$\{Q_{rB}\}=\begin{Bmatrix}F_{Bx}(t)\\0\\0\end{Bmatrix} \tag{3.115}$$

iar în sistemul (3.101) prin componentele momentului,

$$\{M_B\}=\begin{Bmatrix}0\\z_O\cdot F_{Bx}\\-y_O\cdot F_{Bx}\end{Bmatrix} \tag{3.116}$$

al forţei F_B în raport cu sistemul Gxyz, variaţia forţei de inerţie F_{Bx}.fiind deja determinată (Fig.3.9.3);.

- datorită variaţiei vitezei unghiulare a volantului apare un moment perturbator

$$M_i(t)=-\left(J_P+m_Ae^2\right)\cdot\varepsilon(t) \tag{3.117}$$

care apare în membrul drept al sistemului (3.101) sub forma

$$\{M_{Jp}\}=\begin{Bmatrix}0\\M_i(t)\\0\end{Bmatrix} \tag{3.118}$$

Cele două sisteme de ecuaţii diferenţiale (3.100) şi (3.101) fiind cuplate pot fi scrise sub forma unuia singur,

$$[M]\{\ddot{q}\}+[C]\{\dot{q}\}+[K]\{q\}=\{Q\} \tag{3.119}$$

unde vectorul legilor de mişcare este

$$\{q(t)\} = \begin{Bmatrix} \{r_G(t)\} \\ \{\varphi(t)\} \end{Bmatrix} \tag{3.120}$$

iar matricele sunt

$$[M] = \begin{bmatrix} \left[{}^{\backslash}M_{a\backslash} \right] & [0] \\ [0] & [J_a] \end{bmatrix}; \tag{3.121}$$

$$[C] = \begin{bmatrix} [C_r] & [C_{r\varphi}] \\ [C_{r\varphi}]^T & [C_\varphi] + \left[C^\omega\right] \end{bmatrix} \tag{3.122}$$

$$[K] = \begin{bmatrix} [K_r] & [K_{r\varphi}] \\ [K_{r\varphi}]^T & [K_\varphi] + \left[K^\varepsilon\right] - [K_G] \end{bmatrix} \tag{3.123}$$

$$\{Q\} = \begin{Bmatrix} \{Q_{rA}\} + \{Q_{rB}\} \\ \{M_A\} - \{M_B\} - \{M_{J_p}\} \end{Bmatrix} \tag{3.124}$$

Acesta este un model dinamic complex care permite simularea diverselor soluţii de izolare, în vederea alegerii uneia optimală din punct de vedere al izolării antivibratorii.

3.5. Aplicaţie

Pe baza releveului presei cu excentric, existentă în Laboratorul de cercetare pentru vibraţii mecanice (Anexa nr.1), pe care s-au efectuat şi cercetările experimentale, s-a determinat valoric matricea de inerţie

$$[M] = \begin{bmatrix} 192.21 & & & & & \\ & 192.21 & & & & \\ & & 192.21 & & & \\ & & & 6.54 & 4.24 & -0.21 \\ & & & 4.24 & 42.99 & 0.03 \\ & & & -0.21 & 0.03 & 44.21 \end{bmatrix} \tag{3.121'}$$

Pentru calculul celorlalte două matrice [K] şi [C] se va ţine seama că submatricele $\left[K^\varepsilon\right]$ şi $\left[C^\omega\right]$ sunt funcţii de acceleraţia unghiulară $\varepsilon(t)$ şi viteza unghiulară $\omega(t)$ determinate prin intermediul dinamicii mecanismului cu excentric în timpul ciclului tehnologic.

În prealabil se va calcula matricea de rigiditate a sistemului pornind de la submatricele (3.106) considerând că cele patru elemente sunt identice şi au constanta elastică după axa Ox, k_x=30000 N/m, constantă care se poate determina în funcţie de caracteristica elementului pe care firma constructoare o dă în specificaţia de produs. Celelalte două caracteristici k_y şi k_z nu se dau, în mod logic trebuie să fie de valori mai mari decât k_x, pentru a se păstra stabilitatea coloanei elementului supus la compresiune. Din acest motiv am luat în calcule matricea elementului elastic de forma,

$$\left[K_E\right]=\begin{bmatrix}1&0&0\\0&2&0\\0&0&2\end{bmatrix}k_x \qquad (3.107')$$

iar cu ajutorul formelor (3.106) s-au determinat valoric submatricele

$$kr := \begin{pmatrix}1.2\times10^5 & 0 & 0\\ 0 & 2.4\times10^5 & 0\\ 0 & 0 & 2.4\times10^5\end{pmatrix}$$

$$k\phi := \begin{pmatrix}2.692\times10^4 & 1.699\times10^4 & 2.402\times10^3\\ 1.699\times10^4 & 1.302\times10^5 & -3.616\times10^3\\ 2.402\times10^3 & -3.616\times10^3 & 1.286\times10^5\end{pmatrix}$$

$$kr\phi := \begin{pmatrix}0 & -1.68\times10^3 & 1.188\times10^4\\ 3.36\times10^3 & 0 & 1.716\times10^5\\ -2.376\times10^4 & -1.716\times10^5 & 0\end{pmatrix}$$

Matricea efectului de basculare (3.109) va avea forma valorică

$$K_G := m\cdot g\cdot H1\cdot\begin{pmatrix}0&0&0\\0&1&0\\0&0&1\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}0&0&0\\0&1.348\times10^3&0\\0&0&1.348\times10^3\end{pmatrix}$$

unde H1=0,715 m.

Matricea $[k^{\varepsilon}]$ corespunzătoare efectului de accelerare (3.108) are forma valorică, pentru $\varepsilon=1$

$$K\varepsilon := Jp\cdot\begin{pmatrix}0&0&-1\\0&0&0\\1&0&0\end{pmatrix}\cdot\varepsilon=\begin{pmatrix}0&0&0.463\\0&0&0\\-0.463&0&0\end{pmatrix}$$

Se cosideră că amortizarea elementului izolator este o amortizare proporţională căreia îi corespund submatricele:

$$C_r=c\_el\times k_r;\quad C\varphi=c\_el\times k_\varphi;\quad C_{r\varphi}=c\_el\times k_{r\varphi}$$

unde c_el este coeficientul de proporţionalitate al amortizării elementului. Acestora li se va ataşa submatricea efectului giroscopic al volantului, corespunzătoare vitezei unghiulare $\omega=1$

$$C\omega := Jp\cdot\begin{pmatrix}0&0&-1\\0&0&0\\1&0&0\end{pmatrix}\cdot\omega=\begin{pmatrix}0&0&-0.463\\0&0&0\\0.463&0&0\end{pmatrix}$$

Pentru formarea matricelor

$$[C]=\begin{bmatrix}[C_r] & [C_{r\varphi}]\\ [C_{r\varphi}]^T & [C_\varphi]+[C^\omega]\end{bmatrix} \qquad (3.122)$$

$$[K]=\begin{bmatrix}[K_r] & [K_{r\varphi}] \\ [K_{r\varphi}]^T & [K_\varphi]+[K^\varepsilon]-[K_G]\end{bmatrix} \qquad (3.123)$$

s-au folosit subrutinele de stivuire şi concatenare existente în codul Mathcad

$$K1 := \mathrm{stack}\left(kr, kr\phi^{T}\right) \Leftrightarrow [K1]=\begin{bmatrix}[K_r] \\ [K_{r\varphi}]^T\end{bmatrix}$$

$$K1 := \mathrm{stack}\left(kr, kr\phi^{T}\right) \Leftrightarrow [K2]=\begin{bmatrix}[K_{r\varphi}] \\ [K_\varphi]+[K^\varepsilon]-[K_G]\end{bmatrix}$$

şi prin concatenare

$$k0 := \mathrm{augment}(K1, K2) \Leftrightarrow [K]=\begin{bmatrix}[K1] & [K2]\end{bmatrix}$$

În acelaşi mod se creează matricea de amortizare (3.122)

$$C1 := K1\cdot c\_el \Leftrightarrow [C1]=\begin{bmatrix}[C_r] \\ [C_{r\varphi}]^T\end{bmatrix}$$

$$K1 := \mathrm{stack}\left(kr, kr\phi^{T}\right) \Leftrightarrow [C2]=\begin{bmatrix}[C_{r\varphi}] \\ [C_\varphi]+[C^\omega]\end{bmatrix}$$

prin concatenare

$$c0 := \mathrm{augment}(C1, C2) \Leftrightarrow [C]=\begin{bmatrix}[C1] & [C2]\end{bmatrix}$$

În această fază sunt cunoscute valoric matricele sistemului (3.119), din care, prin forma omogenă

$$[M]\{\ddot{q}\}+[C]\{\dot{q}\}+[K]\{q\}=\{0\} \qquad (3.119')$$

se pot obţine matricele valorilor proprii.

În vederea aplicării unui algoritm de calcul al valorilor proprii sistemul (3.119') se pune sub forma echivalentă

$$[Mz]\{\dot{z}\}+[Kz]\{z\}=\{0\} \qquad (3.125)$$

cu vectorul

$$\{z\}=\begin{Bmatrix}\dot{q} \\ q\end{Bmatrix} \qquad (3.126)$$

şi matricele

$$[Mz]=\begin{bmatrix}[M] & [0] \\ [0] & -[k]\end{bmatrix}; \quad [Kz]=\begin{bmatrix}[C] & [K] \\ [K] & [0]\end{bmatrix} \qquad (3.127)$$

Sistemul valorilor proprii asociat sistemului de ecuaţii diferenţiale are forma

$$\left([Mz]\lambda_r+[Kz]\right)\{x_r\}=\{0\}; \quad r=0,1,2,4,5 \qquad (3.128)$$

în care

$$\lambda_r=-\sigma_r \pm p_r i \qquad (3.129)$$

sunt şase perechi de valori proprii complex conjugate, σ_r şi p_r fiind raportul de amortizare şi respectiv pseudopulsaţia celui de al r-lea mod natural de vibraţii al corpului presei amplasat pe elemente elastice.

Acestor moduri naturale le corespund şase perechi de vectori proprii complex conjugaţi

$$\{x_r\} = -x_{rR} \pm x_{rI} i; \quad i = \sqrt{-1} \tag{3.130}$$

care formează coloanele matricei modale [x].

Valorile proprii λ_r şi matricea modală [x] se determină apelând la subrutine existente în codurile de calcul numeric.

În Mathcad cele două subrutine au formele,

$\lambda := \text{genvals}(-Kz, Mz)$ şi $x := \text{genvecs}(-Kz, Mz)$,

pentru datele problemei rezultând vectorul valorilor proprii

$$\lambda = \begin{pmatrix} -2.254 + 67.063i \\ -2.254 - 67.063i \\ -2.106 + 64.695i \\ -2.106 - 64.695i \\ -1.845 + 60.571i \\ -1.845 - 60.571i \\ -0.315 + 25.086i \\ -0.315 - 25.086i \\ -0.033 + 7.581i \\ -0.033 - 7.581i \\ -8.388 \times 10^{-3} + 2.728i \\ -8.388 \times 10^{-3} - 2.728i \end{pmatrix}$$

de unde factorii de amortizare modali η_r şi frecvenţele propii f_r al celor şase moduri naturale de vibraţii

$$-\eta_r \pm f_r i = \frac{1}{2\pi}(\sigma_r \pm p_r i) \quad , \tag{3.131}$$

în tabelul de mai jos fiind date valorile factorilor de amortizare şi ale frecvenţelor proprii şi formele modurilor naturale de vibraţii, identificate pe baza matricei modale.

O verificare imediată a calculelor se poate face pentru valoarea frecvenţei proprii a modului 3, de translaţie pe verticală, după axa Gx,

$$f3 := \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot Kel}{m}} = 3.979$$

valoare foarte apropiată de cea determinată prin valorile proprii

r	η_r [s^{-1}]	f_r [Hz]	Forma modului
1	-1.335×10^{-3}	0.434	Basculare după axa Gy
2	-5.273×10^{-3}	1.207	Basculare după axa Gz
3	-0.05	3.993	Translaţie după axa Gx
4	-0.294	9.642	Torsiune după axa Gx
5	-0.335	10.296	Translaţie după axa Gz
6	-0.359	10.671	Translaţie după axa Gy

S-a constatat că valorile proprii au variaţii valorice mici pentru variaţii ale vitezei unghiulare valoric esenţiale.

Pentru calculul numeric al răspunsului forţat, sub acţiunea perturbaţiilor, sistemul (3.119) se pune sub forma

$$\{\dot{x}\} = \{y\}$$
$$\{\dot{y}\} = [M]^{-1}\left(\{Q\} - [C]\{y\} - [K]\{q\}x\right) \tag{3.119}$$

Aplicând metoda Euler se formează sistemul algebric iterativ

$$\{x\}^{<i+1>} = \{x\}^{<i>} + h\{y\}^{<i>}$$
$$\{y\}^{<i+1>} = \{y\}^{<i>} + h[M]^{-1}\left(\{Q\}^{<i>} - [C]\{y\}^{<i>} - [K]\{x\}^{<i>}\right) \tag{3.132}$$
$$[D] = [M]^{-1} \qquad (i = 1, 2, 3.....n)$$

algoritm pentru care am construit în Mathcad subrutina

```
x := | y⟨0⟩ ← zer
     | x⟨0⟩ ← x0
     | for i ∈ 0 .. n
     |    | x⟨i+1⟩ ← x⟨i⟩ + h·y⟨i⟩
     |    | y⟨i+1⟩ ← y⟨i⟩ + h·D·(−c·y⟨i⟩ − k·x⟨i⟩ + Q⟨i⟩)
     |    | w ← augment(x, x⟨i⟩)
     | w
```

matricea de ieşire **x** înşiruind vectorii legilor de mişcare

$$\{x\}^{<i>} = \left\{x_G(i) \;\; y_G(i) \;\; z_G(i) \;\; \varphi_x(i) \;\; \varphi_y(i) \;\; \varphi_z(i)\right\}^T; \quad (i = 1, 2, 3, ...n) \tag{3.133}$$

la timpul $t_i = h \times i$

Pentru metoda Runge –Kutta de ordinul 4 sistemul algebric are forma

$$\{x\}^{<i+1>} = \{x\}^{<i>} + \frac{1}{6}\left(\{k1\} + 2\{k2\} + 2\{k3\} + \{k4\}\right)$$
$$\{y\}^{<i+1>} = \{y\}^{<i>} + \frac{1}{6}\left(\{L1\} + 2\{L2\} + 2\{L3\} + \{L4\}\right) \tag{3.134}$$

unde

$$\begin{aligned}
&\{K1\} = h\{y\}^{<i>} \\
&\{L1\} = h[M]^{-1}\left(\{Q\}^{<i>} - [C]\{y\}^{<i>} - [K]\{x\}^{<i>}\right) \\
&\{K2\} = h\left(\{y\}^{<i>} + \frac{1}{2}\{K1\}\right) \\
&\{L2\} = h[M]^{-1}\left(\frac{1}{2}\left(\{Q\}^{<i>} + \{Q\}^{<i+1>}\right) - [C]\left(\{y\}^{<i>} + \frac{1}{2}\{L1\}\right) - [K]\left(\{x\}^{<i>} + \frac{1}{2}\{K1\}\right)\right) \\
&\{K3\} = h\left(\{y\}^{<i>} + \frac{1}{2}\{K2\}\right) \\
&\{L3\} = h[M]^{-1}\left(\frac{1}{2}\left(\{Q\}^{<i>} + \{Q\}^{<i+1>}\right) - [C]\left(\{y\}^{<i>} + \frac{1}{2}\{L2\}\right) - [K]\left(\{x\}^{<i>} + \frac{1}{2}\{K2\}\right)\right) \\
&\{K4\} = h\left(\{y\}^{<i>} + \{K3\}\right) \\
&\{L4\} = h[M]^{-1}\left(\left(\{Q\}^{<i>} + \{Q\}^{<i+1>}\right) - [C]\left(\{y\}^{<i>} + \{L2\}\right) - [K]\left(\{x\}^{<i>} + \{K2\}\right)\right)
\end{aligned} \tag{3.135}$$

La fel, se poate construi subrutina în Mathcad, pentru acest algoritm.

Rulând programul cu datele problemei pusă în Fig.3.13 se prezintă diagramele de variaţie ale forţei F_{Gx} de excitaţie după axa Gx şi legea de deplasare a centrului de masă după axa Gz.

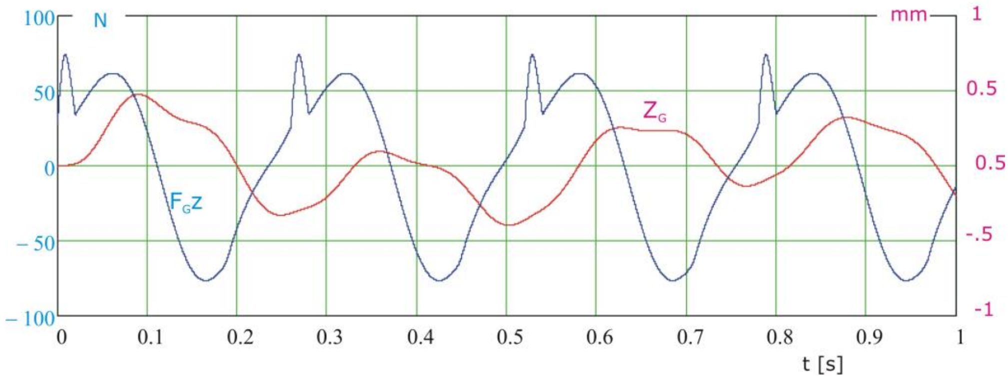


Fig.3.13 -Ilustrarea mişcării vibratorii $z_G(t)$ după axa Gz, a centrului de masă şi a forţei $F_{Gx}(t)$ de excitaţie după axa Gx.

Pe baza metodelor prezentate în acest capitol se pot analiza toate efectele dinamice care apar în timpul funcţionării utilajului, cea ce permite prin simulare, alegerea unei soluţii optimale de izolare a transmiterii vibraţiilor la structurile conexe utilajului.

Capitolul 4

METODE, SOLUŢII ŞI ECHIPAMENTE DE ATENUARE A VIBRAŢIILOR

4.1. Consideraţii generale privind transmisibilitatea vibraţiilor

Problema reducerii vibraţiilor generate de maşini şi utilaje este deosebit de vastă şi comportă mai multe aspecte legate de:

- protecţia structurală a utilajului, nivelurile mari de vibraţii influenţând negativ calitatea operaţiei tehnologice, iar evoluţia în timp a spectrului vibraţiilor conţine informaţii preţioase asupra stărilor de uzură ale mecanismelor utilajului şi sculelor;
- protecţia mediului înconjurător; vibraţiile transmise prin medii elastice conexe (de exemplu solul) pot produce fisurări ale pereţilor clădirilor şi pot duce la compromiterea preciziei unor utilaje speciale cum ar fi utilajele metrologice şi, nu în ultimul rând, protecţia operatorului utilajului, vibraţiile devenind, peste anumite niveluri, noxe.

Aceste probleme importante au dus la dezvoltarea unei industrii puternice de echipamente de izolare a vibraţiilor, cu aplicaţii pe diverse categorii de maşini şi utilaje, construcţii civile şi industriale. De asemenea, foarte multe colective de cercetare şi proiectare se ocupă cu dezvoltarea unor noi echipamente din ce în ce mai eficiente pentru aplicaţiile propuse.

Se caută descoperirea de materiale vâscoelastice noi, cu performanţe tehnice ridicate, caracteristică elastică liniară cât mai extinsă şi capacitate de amortizare eficientă.

La noi în ţară preocupări continue, cu rezultate meritorii în domeniul dezvoltării unor izolatori pe bază de cauciuc şi aplicaţii la utilaje de construcţii, o are profesorul universitar dr. Polidor Bratu, rezultatele cercetărilor sale fiind sintetizate în tratatele menţionate la bibliografie [7], [8], [9].

Cea mai simplă construcţie geometrică a unui element elastic din cauciuc natural, plută sau din elastomeri este cel cilindric 1 (Fig.4.1).

Faţă de elementele elastice metalice unde caracteristica elastică, forţă-deformaţie, poate fi evaluată mai precis, modulul de elasticitate nefiind afectat de prea mulţi parametri, în cazul elementului din cauciuc intervin o serie de parametri, printre care coeficientul de formă Φ, care este raportul dintre aria secţiunii A_T transversale şi aria A_L a suprafeţei laterale a elementului, care, în cazul elementului cilindric de diametru D şi înălţime h este:

$$\Phi = A_T \frac{1}{A_L} = \frac{\pi D^2}{4} \frac{1}{\pi h D} = \frac{D}{4h} \tag{4.1}$$

Unitatea Shore, [^{0}SH], caracterizează duritatea materialelor din cauciuc şi a celor plastice, constatându-se relaţii funcţionale ale acesteia cu modulul de elasticitate transversal G. Modulul de elasticitate longitudinal static E_s depinde de cel transversal printr-o relaţie de forma,

$$Es = k_S(\Phi)G \tag{4.2}$$

$k_s(\Phi)$ fiind, la rândul său funcţie de coeficientului de formă.

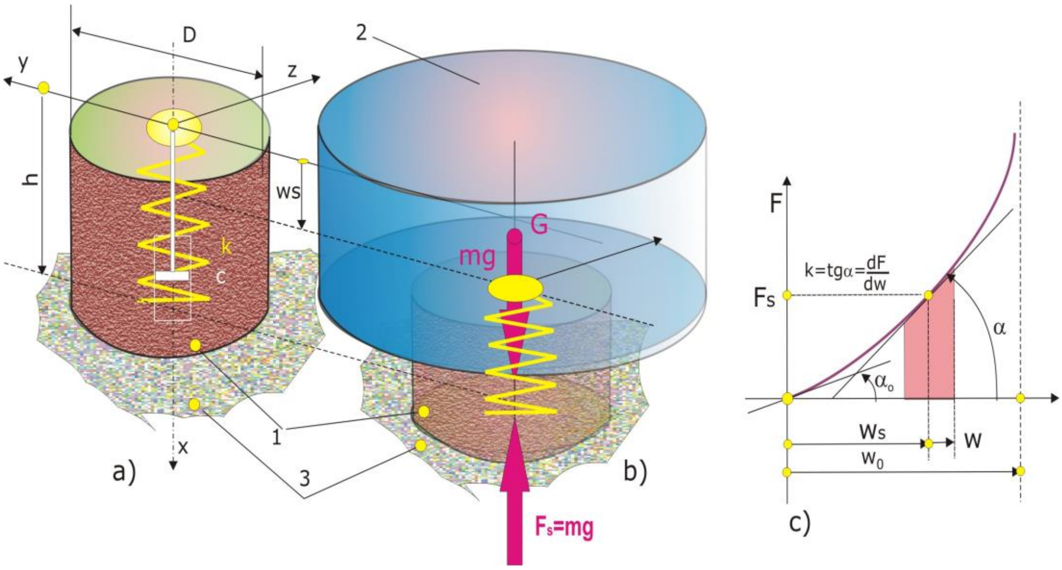


Fig.4.1 -Ilustrarea elementului elastic din cauciuc sau materiale polimerice

O formă analitică a caracteristici statice, forţă F_s-deplasare w_s, este de forma [30]

$$F_s(w) = \frac{2}{\pi} k_0 w_0 tg\left(\frac{\pi w}{2w_0}\right) \tag{4.3}$$

unde w_0 este deformaţia maximă axială teoretică de compresiune a elementului; pentru ca aceasta sa fie atinsă trebuie ca forţa $F_s(w)$ aplicată elementului să crească la infinit;
k_0 reprezintă constanta elastică a elementului; pentru deformaţia w în jurul valorii $w \approx 0$, w_0 ar putea fi numită săgeata de blocaj.

Fabricanţii de elemente elastice izolatoare antivibratorii dau ca una dintre caracteristici frecvenţa proprie-deformaţie statică.

Astfel, se consideră că pe elementul elastic 1 (Fig.4.1b) se aşează masa 2 sub a cărei greutate, mg, elementul se deformează cu w_s.

Perturbaţiile care se transmit masei 2, considerată ca un batiu pe care este plasat un mecanism perturbator, produc mişcări vibratorii w(t) guvernate de ecuaţia diferenţială,

$$m\ddot{w}(t) + kw(t) = F(t) \tag{4.4}$$

k fiind constanta elastică echivalentă a elementului la încărcarea F_s=mg care produce săgeata w_s.

Frecvenţa proprie a vibraţiilor masei 2 va avea forma,

$$f_n = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m}} \tag{4.5}$$

unde k se determină având cunoscută caracteristica greutate mg-săgeată statică w_s, dată sub forma unei diagrame, determinată experimental, sau aproximată funcţional, ca forma (4.6)

$$k = \frac{dFs}{dw} = k_0 \frac{1}{\left(\cos\left(\frac{\pi w}{2w_0}\right)\right)^2} \tag{4.6}$$

Pentru w=0 va rezulta $k=k_0$ şi, din (4.3), se determină masa m care produce săgeata w

$$m = \frac{F_s(w)}{g} = \frac{2}{\pi g} k_0 w_0 tg\left(\frac{\pi w}{2w_0}\right) \tag{4.7}$$

Va rezulta frecvenţa proprie

$$f_n(w) = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m}} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{\pi g}{w_0}\frac{1}{tg\left(\pi \frac{w}{w_0}\right)}} \tag{4.8}$$

În Fig.4.2 se dau diagramele frecvenţelor proprii f_n pentru trei izolatori, funcţie de raportul w/w_o dintre săgeata statică w şi cea de blocaj w_0.

Se poate observa că o dată cu creşterea valori săgeţii statice w scade valoarea frecvenţei proprii. De asemenea mărind valoare săgeţii de blocaj w_0 scade valoarea frecvenţei proprii.

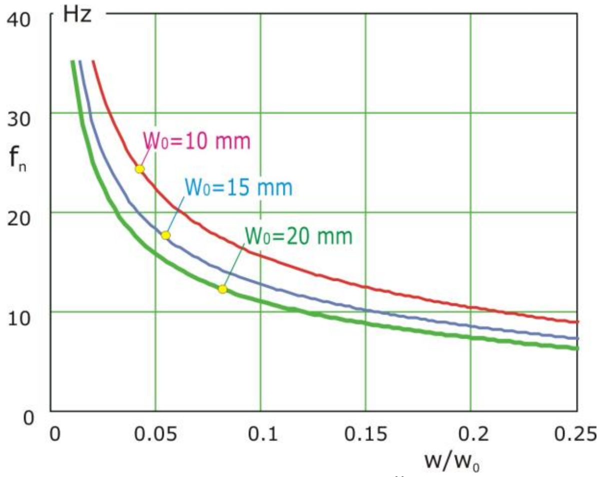


Fig.4.2 -Variaţiile frecvenţei proprii f_n funcţie de săgeata de blocaj w_o a izolatorului

Lucrul acesta este foarte important deoarece, după cum se va vedea, o valoare scăzută a frecvenţei proprii duce către o valoare scăzută a transmisibilităţii vibraţiilor la structurile conexe, scopul izolării.

În unele cazuri aproximarea caracteristicii statice (4.3) se face printr-o formă hiperbolică

$$F_s(w) = \frac{2}{\pi} k_0 w_0 tgh\left(\frac{\pi w}{2w_0}\right) \tag{4.9}$$

4.2. Analizarea caracteristicilor principalelor tipuri de izolatori şi echipamente de atenuare a vibraţiilor. Alegerea sistemului antivibrant optim

4.2.1. Covoare de izolare cu diverse configuraţii

4.2.1.1. Covor izolator din straturi de neopren şi pânză de bumbac

În specificaţiile de produs firmele prezintă şi alte caracteristici, care permit utilizatorului proiectarea şi alegerea soluţiei de izolare antivibratorii, cum este caracteristica presiune p–f_n frecvenţă proprie.

Astfel, în specificaţia tehnică a produsului Flexoply (Fig.4.3), pentru un covor izolator alcătuit din straturi alternative de neopren lamelar şi pânză de bumbac, se dă o asemenea caracteristică. Acest tip de izolator permite o bună atenuare a şocurilor ca urmare a deplasării lamelelor de neopren între straturile de bumbac, motiv pentru care aceste tipuri sunt frecvent folosite la izolarea şocurilor şi vibraţiilor care apar în timpul funcţionării la diferite utilaje cu forţe impulsive de valori ridicate cum ar fi ciocanele de forjă sau alte utilaje grele.

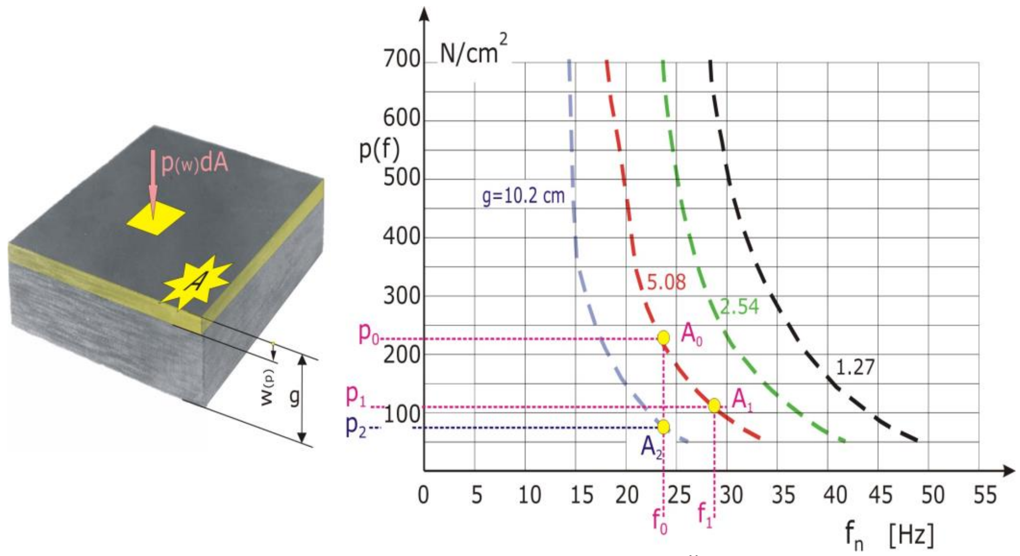


Fig. 4.3 -Caracteristica presiune p-frecvenţă proprie f_n

Variaţia sarcinii statice suportată de izolator, în funcţie de frecvenţa naturală a acestuia pentru diferite grosimi, g=10.2; 5.08; 2.54; 1.27 [cm] ale covorului, este ilustrată în Fig.4.3

Se poate observa că valoarea frecvenţei proprii scade în funcţie de creşterea sarcinii dată prin presiunea pe unitate de suprafaţă, şi creşte în raport cu scăderea grosimii covorului.

Presiunea se referă la raportul

$$p = \frac{mg}{A} \tag{4.10}$$

greutatea mg sprijinindu-se pe suprafaţa de arie A a elementului izolator, formând un sistem vibrant cu frecvenţa

$$f_n = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m}} \tag{4.11}$$

Din punct de vedere al izolării se dă masa m şi se impune valoarea frecvenţei proprii a sistemului vibrant; să presupunem o valoare $f_n=f_o=24$ Hz, folosindu-se un element izolator standardizat, de grosime g=5,08 cm. Acestei valori îi corespunde pe curba g=5,08 mm o valoare a presiunii pe suprafaţa de sprijin de $p_0\approx225$ N/cm^2

Din punct de vedere al unei durate de viaţă, garantată de fabricant, acesta impune ca presiunea p să nu depăşească valoarea de $p_1=104$N/cm^2 ceea face să se determine o nouă valoare A_1 a ariei de sprijin.

$$A_1 = A_0\frac{p_o}{p_1} \tag{4.12}$$

cea ce presupune ca frecvenţa proprie să crească, conform diagramei, la valoarea f1≈28.5 Hz, deci o creştere de 4.5 Hz.

Pentru readucere la frecvenţa propusă, de 24 Hz, se impune schimbarea grosimii g a stratului izolator.

Între forţă F_s şi deformaţie se poate scrie relaţia [6]

$$F_S(w) = \beta_r E_S A_1\frac{h(w)}{g} \tag{4.13}$$

unde E_s este modulul de elasticitate longitudinal al elementului izolator,

$$E_s = E\left(1+2\beta\Phi^2\right) \tag{4.14}$$

iar E este modulul de elasticitate al materialului, dependent de duritatea materialului elementului prin coeficientul β, şi de coeficientul de formă Φ.

Modulul de elasticitate E depinde la rândul său de modulul de elasticitate de forfecare G, E≈3G. β_r este un coeficient de corelaţie care ţine seama de rigidizările create de legăturile cu talpa de aşezare şi cu postamentul amplasamentului.

În fine, h(w) este o funcţie care depinde de (4.3)

$$h(w) = w_0 tg\left(\frac{\pi w}{2w_0}\right) \tag{4.15}$$

sau (4.9).

Constanta elastică necesară pentru a obţine frecvenţa proprie de valoarea cerută este f_0

$$k = \frac{dF_s}{dw} = \beta_r E_s A_1\frac{1}{g}\left|\frac{dh(w)}{dw}\right|_{w=w_0} = m(2\pi f_0)^2 \tag{4.16}$$

Această relaţie permite alegerea ariei A_1 a suprafeţei covorului după grosimea g standardizată şi după caracteristica $\left|\frac{dh(w)}{dw}\right|_{w=w_0}$ la săgeata statică w_0.

Această problemă a acordării frecvenţei proprii la valoarea f_0 se face mai direct având la dispoziţie diagramele din Fig.4.3.
Cum ramura g=10,2 cm este tăiată în punctul A_2 de linia verticală a frecvenţei $f_0=24$ Hz se va lua în considerare un covor de grosime g=10,2 cm, pentru care la această frecvenţă va trebui asigurată o presiune pe covor $p_2=75$ N/cm^2, valoare care este sub limita de 104 N/cm^2 asigurată de producător.

Acum se poate calcula aria suprafeţei tălpii de aşezare a utilajului pe covorul izolator

$$A_2 = \frac{mg}{p_2} \tag{4.17}$$

problema fiind rezolvată.

Un astfel de strat izolator ca *Flexoply pads* se comportă foarte bine referitor la interacţiunea cu diverşi agenţi corozivi cum ar fi apă, uleiuri, sau chiar şi diverse ciuperci şi bacterii care se pot dezvolta în mediul de funcţionare şi îşi păstrează caracteristicile de amortizare la temperaturi de la -37°C până la +93°C.

Pentru a se mări limita de deformare w_0 în raport cu grosimea g a covorului se utilizează covoare de izolare cu diverse configuraţii

4.2.1.2. Covor izolator din neopren cu inserţie de oţel

Un astfel de covor izolator este prezentat în Fig.4.4 şi este un izolator, model RSP, produs de Kinetics Noise Control, [89], sub formă de covor, confecţionat din neopren cu o inserţie de oţel sub formă de plăcuţe, proiectat pentru o sageată maximă de 4 cm, sarcina maximă limită fiind p=42 N/cm^2.

Este utilizat atât pentru izolarea zgomotului, a şocurilor, cât şi pentru vibraţiile de frecvenţe înalte care apar în timpul diferitelor procese din mediul industrial, care necesită regimuri de funcţionare cu turaţii de până la 3600 rot/min. Stratul de neopren este prevăzut cu goluri sub formă de găuri care cresc compresibilitatea, elasticitatea şi capacitatea de absorbţie a vibraţiilor. Caracteristicile bune ale neoprenului, care este rezistent la apă, uleiuri şi alte materiale corozive, conferă izolatorului o durata de funcţionare destul de mare.

Diagrama caracteristică a produsului este dată sub forma presiunii funcţie de sageata statică, p(w)

Acordarea la o frecvenţă proprie dată f_0 se face prin intermediul constantei elastice k

$$k = \frac{dF(w)}{dw} = A\left|\frac{dp(w)}{dw}\right|_{w=w_0} = m\left(2\pi f_0\right)^2 \tag{4.18}$$

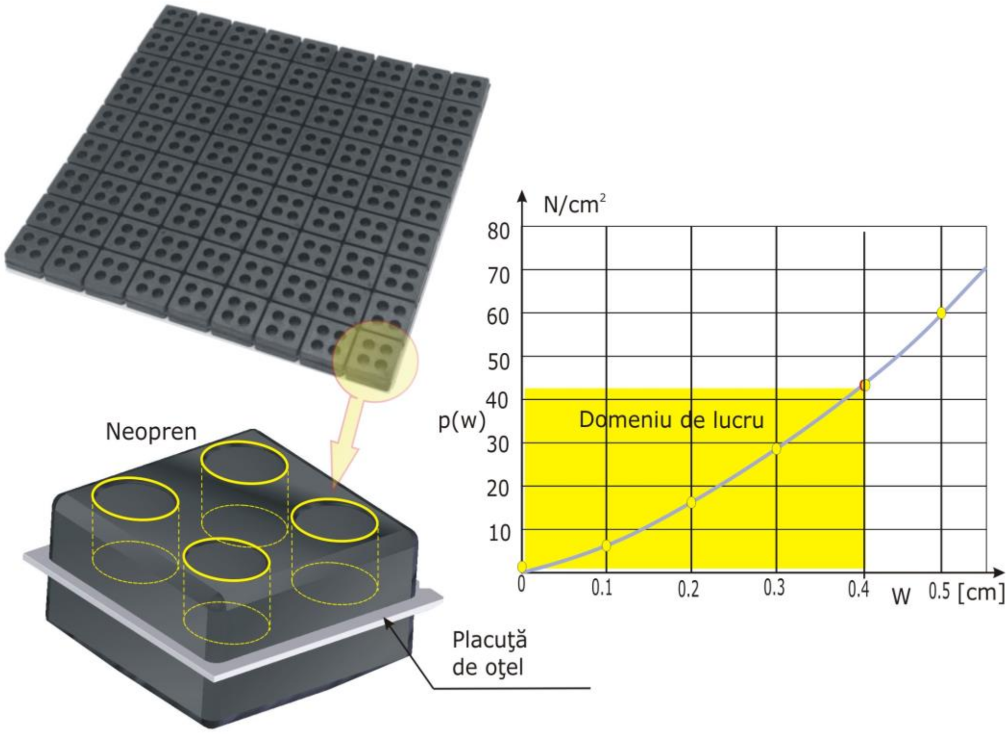


Fig.4.4 -Ilustrarea covorului izolator cu goluri şi inserţie metalică

Ţinând cont de relaţia de echilibru static la deformaţia w_0

$$Ap(w_0) = mg \tag{4.19}$$

va rezulta, din (4.18)

$$f_0 = \frac{1}{2\pi}\sqrt{g\frac{1}{p(w_0)}\left|\frac{dp(w)}{dw}\right|_{w=w_0}} \tag{4.20}$$

frecvenţa propie la deformaţia cu w_0 sub acţiunea unei sarcini statice mg.

Pentru o variaţie lineară a presiunii,

$$p(w) = k_p w \tag{4.21}$$

va rezulta cunoscuta formă

$$f_0 = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{g}{w_0}} \tag{4.22}$$

Deci, frecvenţa proprie f_0 depinde nu numai de presiunea p(w) pe covorul izolator ci şi de panta la caracteristică, presiune-deformaţie.

Alura caracteristicii din Fig.4.4 permite aproximarea ei printr-o funcţie parabolică,

$$p(w) = aw^2 + bw \tag{4.23}$$

Identificarea constantelor a şi b se face pe baza coordonatelor $p(w_i)$, w_i ale unor puncte luate de-a lungul domeniului de lucru 0-41 N/cm² ($\times 10^{-4}$ N/m²) al presiunii şi 0-0,4 cm ($\times 10^{-2}$ m) al deplasării.

Va rezulta sistemul de n ecuaţii

$$aw_i^2 + bw_i = p(w_i) \quad i = 1,2,3....n \tag{4.24}$$

care se rezolvă prin metoda regresivă a celor mai mici pătrate,rezultând soluţiile,

$$\begin{Bmatrix} a \\ b \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^{n} w_i^4 & \sum_{i=1}^{n} w_i^3 \\ \sum_{i=1}^{n} w_i^3 & \sum_{i=1}^{n} w_i^2 \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{Bmatrix} \sum_{i=1}^{n} p(w_i) w_i^2 \\ \sum_{i=1}^{n} p(w_i) w_i \end{Bmatrix} \tag{4.25}$$

iar din (4.20) va rezulta

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{g \frac{2aw_0 + b}{aw_0^2 + bw_0}} \tag{4.26}$$

Luând datele de la un număr n=6 puncte de pe diagrama presiune p(w)-deformaţie w din Fig.4.4, diagramă dată de firmă în specificaţia de produs, şi aplicând formulările dezvoltate mai sus, în Fig.4.5 este prezentată caracteristica identificată prin forma parabolică (4.23).

Se poate constata o foarte bună aproximare prin (4.23); cele 6 puncte luate de pe diagrama din Fig. 4.4 au abateri imperceptibile faţă de curba parabolică.

Figurile 4.6 şi 4.7 reprezintă diagramele variaţiei $\frac{dp(w)}{dw}$ a presiunii p(w) funcţie de deformaţia w şi respectiv diagrama de variaţie a frecvenţei proprii funcţie de aceeaşi deformaţie.

Cu dezvoltările de mai sus se obţine caracteristica:

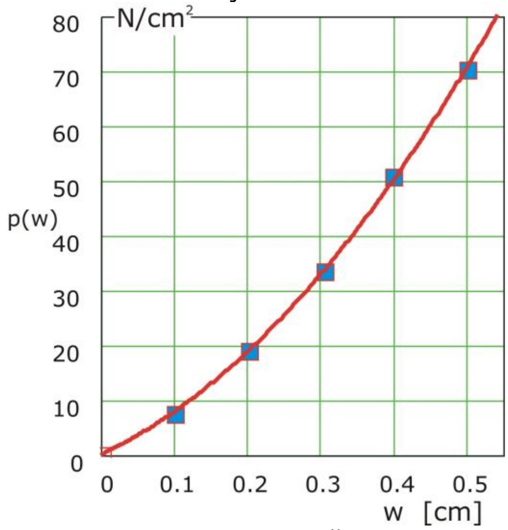


Fig.4.5 -Caracteristica p(w)-w aproximată printr-o funcţie parabolică

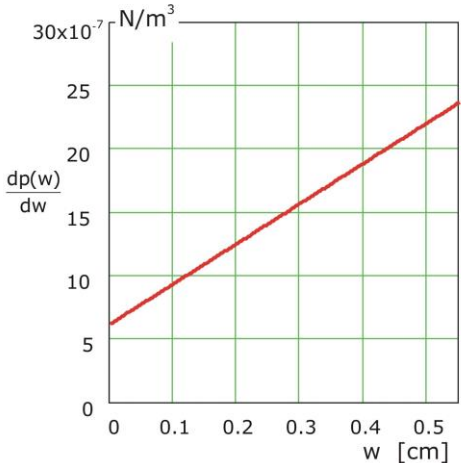


Fig.4.6 -Diagrama variaţiei $\left|\frac{dp(w)}{dw}\right|$ funcţie de deformaţia w

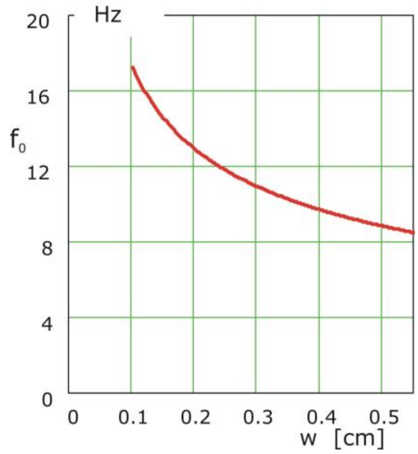


Fig.4.7 -Variaţia frecvenţei proprii f_0 funcţie de deformaţia w

Elementele elastice au caracteristici elastice şi disipative neliniare, ceea ce face ca acestea să depindă de încărcarea lor. Astfel, greutatea mg este preluată, pe verticală, de suma dintre reacţiunile statice Fxs_i (i=1,2,3…n_E) care încarcă cele n_E elemente.

$$\sum_{i=1}^{n_E} Fxs_i = mg \tag{3.60}$$

Coordonatele, în planul orizontal, ale centrului forţelor paralele Fxs_i, care sunt şi coordonate ale centrului de masă al utilajului, în poziţie statică G_s în planul tălpii de aşezare 2, se determină cu relaţiile:

$$y_{Gs} = \frac{\sum_{i=1}^{n} ys_{Ei} Fxs_i}{mg}; \quad z_{Gs} = \frac{\sum_{i=1}^{n} zs_{Ei} Fxs_i}{mg} \tag{3.61}$$

Relaţiile (3.60) şi (3.61) formează un sistem de trei ecuaţii cu n_E necunoscute, reacţiunile Fxs_i , ecuaţii rezolvabile numai pentru n_E=3.

În general se utilizează patru elemente sau grupuri de elemente amplasate în patru regiuni.

Pentru îmbunătîţirea caracteristicilor de izolare prin covoare elastice se caută o serie de soluţii constructive cum sunt cele prezentate în Fig.4.8 şi Fig.4.9

4.2.1.3. Covor izolator cu nervuri, de tip sandwich, din elastomeri şi plută

În Fig.4.8 se prezintă un covor cu nervuri format din straturi sandwich de cauciuc sau elastomeri şi inimă de plută. Din acestă categorie de izolatori fac parte izolatorii cu nervuri modelele NP şi NG, produşi de Kinetics Noise Control. Izolatorii se prezintă sub diverse forme: covoare, tampoane şi straturi suprapuse, în funcţie de necesităţi.

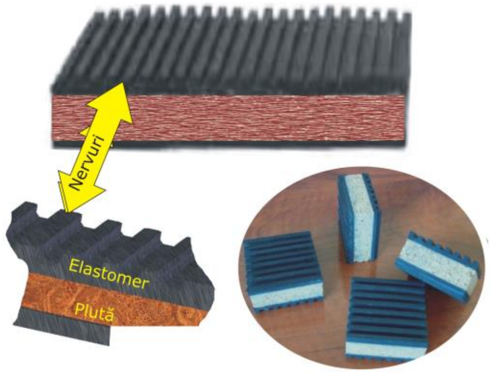


Fig.4.8 -Covoare izolatoare cu nervuri şi straturi suprapuse.

4.2.2. Soluţii speciale de izolare bazate pe elemente elastice de torsiune

Pentru izolarea antivibratorie a unei maşini sau utilaj care are un ciclu de lucru de frecvenţă joasă sub 5 cicluri pe secundă, cum ar fi cazul unei prese cu excentric, soluţia izolării prin covoare de cauciuc sau elastomeri, sau alte elemente de izolare bazate pe aceste materiale nu mai este eficientă. În acest caz se pot aplica soluţii speciale, cum este utilizarea elementelor de torsiune, care pot realiza deplasări mari de deformaţii w mari.

Un astfel de element este produs de firma ROSTA [84] şi se bazează pe realizarea unui material elastic de cauciuc sintetic, cu caracteristici mecanice deosebite.

Astfel între două ţevi pătrate 1 şi 2 (Fig.4.9) centrate axial între ele se vulcanizează, cu aderenţă la cele două ţevi, patru prisme 4, din material elastic. Ţinând ţeava 1 fixă, la unul dintre capetele ţevii interioare 1 se fixează un levier 4 pe care, la capătul său liber, de lungime L, se aplică o forţă de sprijin mg, care produce momentul de torsiune

$$M_t = mgL\cos\alpha \tag{4.26}$$

Sub acţiunea momentului aplicat prismele de cauciuc se deformează, levierul rotindu-se cu unghiul α.

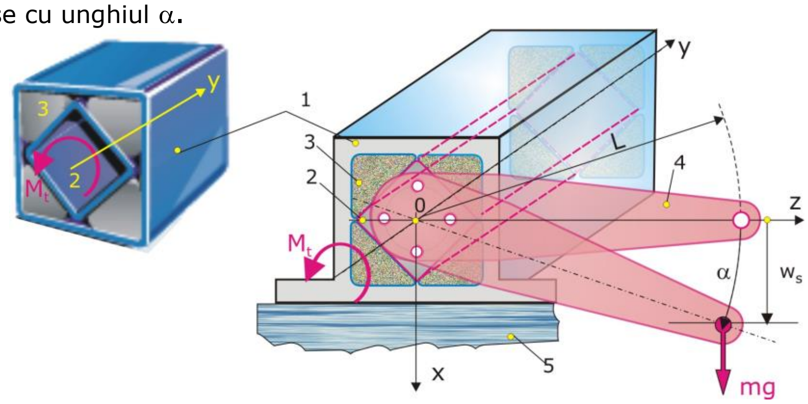


Fig.4.9 -Ilustrarea elementului elastic de torsiune tip ROSTA

Tabel 4.1 -Caracteristicile elastice pentru trei tipuri de elemente de torsiune

Tipul elementului	Mt [Nm]					
α^0	**5⁰**	**10⁰**	**15⁰**	**20⁰**	**25⁰**	**30⁰**
DOS 45×80	27.6	62.4	104	160	222	320
DOS 45×100	34.5	78	130	200	278	400
DOS 45×150	51.8	117	195	300	420	600

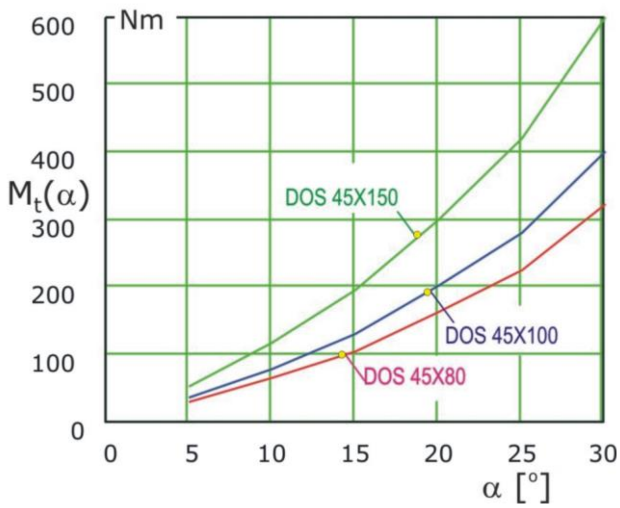


Fig.4.10 -Caracteristica moment de torsiune M_t funcţie rotirea α

După alura curbelor caracteristice din Fig.4.10 şi aici se poate aproxima momentul M_t prin intermediul unei legi parabolice,

$$M_t = a_t\alpha^2 + b_t\alpha \tag{4.27}$$

iar derivata în raport cu α

$$\frac{dM_t}{d\alpha} = 2a_t\alpha + b_t \tag{4.28}$$

Reprezentarea grafică (4.11) a caracteristicilor moment de torsiune M_t–rotire α, identifcată după forma (4.27), arată, şi în acest caz, că această formă parabolică este potrivită pentru modelarea caracteristicilor elastice ale elementelor elastice pe bază de cauciuc şi elastomeri.

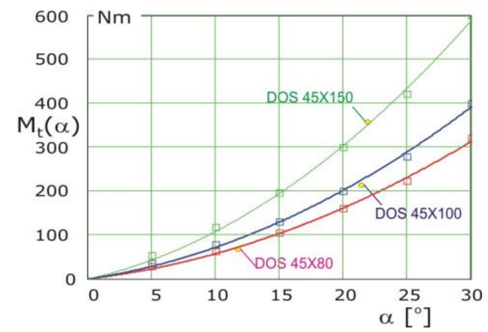


Fig.4.11 -Caracteristica moment de torsiune M_t funcţie de rotirea α, recalculată pe baza formei (4.27)

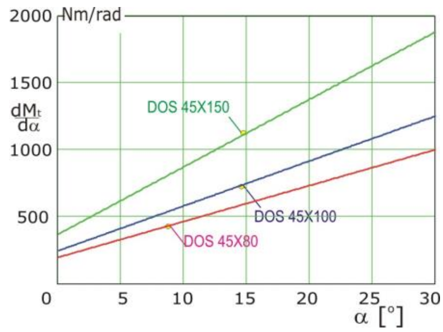


Fig.4.12 -Variaţia derivatei $\frac{dM_t}{da}$ funcţie de rotirea α (4.28)

Variaţia derivatei

$$\frac{dM_t}{da} = k_a \tag{4.29}$$

este o funcţie liniară de unghiul de rotire α şi reprezintă constanta elastică de torsiune a elementului.

Momentul de torsiune aplicat la poziţia de echilibru α_s prin forţa verticală mg, ce acţionează la capătul liber al levierului, considerându-l pe acesta în stare neâncărcată la poziţia orizontală, la α=0, este

$$M_t = mgL\cos a = a_t a^2 + b_t a \tag{4.30}$$

Relaţia (4.30) devine o ecuaţie în α având ca soluţie α_s, unghiul de poziţie statică al levierului în echilibru static. Sau problema se poate pune şi invers, ce masă m trebuie suspendată la capătul levierului pentru a obţine poziţia de echilibru static, rezultând

$$m = \frac{1}{L}\frac{Mt}{g\cos a} \tag{4.31}$$

Frecvenţa proprie f_n a sistemului vibrant echivalent, cu masa *m* care se mişcă pe direcţie verticală în jurul poziţiei de echilibru este

$$f_n = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k_w}{m}} \tag{4.32}$$

unde k_w este constanta elastică a arcului echivalent

$$k_w = \left|\frac{d(mg)}{dw}\right|_{w=w_s} \tag{4.33}$$

care se poate scrie şi sub forma

$$k_w = \frac{1}{L}\left|\frac{d}{da}\left(\frac{M_t}{\cos a}\right)\frac{da}{dw}\right|_{w=w_s} \tag{4.34}$$

Rezultă, ţinând seama de (4.29) şi (4.31),

$$k_w = \frac{1}{L^2}\left|\frac{1}{\cos^2 a}\left(k_a + M_t tga\right)\right|_{w=w_s} \tag{4.35}$$

iar mai departe, din (4.32),

$$f_n = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{g}{L\cos a}\left(\frac{k_a}{M_t} + tga\right)} \qquad (4.36)$$

Prin reprezentarea grafică a caracteristicilor frecvenţei propriei f_n-poziţie unghiulară α a levierului (Fig. 4.13) pentru cele trei tipuri de elemente ROSTA DOS45x80, DOS45x100 şi DOS45x150 se constată o suprapunere exactă a celor trei curbe caracteristice. Caracteristica de frecvenţă comună se află în domeniul 12 Hz pentru o încărcare uşoară, pentru care unghiul levierului este $\alpha \approx 1^0$-2^0 şi merge asimtotic înspre valoarea de 3 Hz, la încărcarea maximă admisă de fabricant.

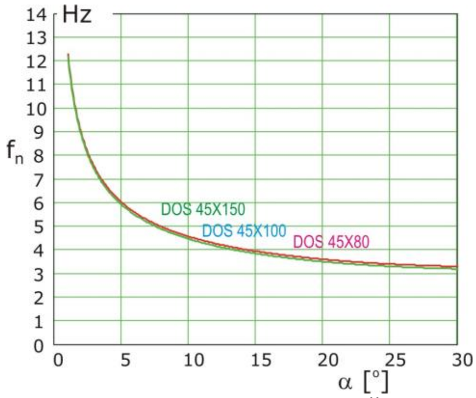


Fig.4.13 -Caracteristica frecvenţă f_n-poziţie unghiulară α a levierului, de lungime L=0,1m.

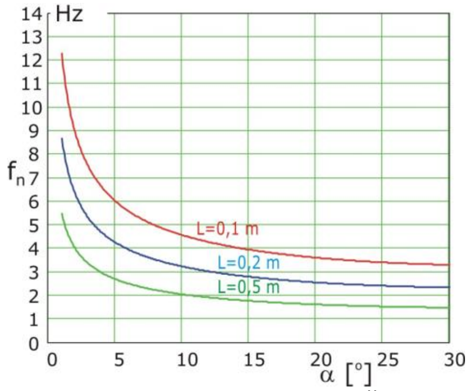


Fig.4.14 -Caracteristicile frecvenţă f_n-poziţie unghiulară α, pentru trei lungimi ale braţului a levierului, L=0,1; 0,2 şi 0,5 m.

În Fig.4.14 se prezintă caracteristicele pentru trei lungimi ale braţului L=0,1; 0,2 şi 0,5 m. Cum e şi normal, o dată cu creşterea lungimii braţului creşte frecvenţa, dar portanţa scade, aşa cum se observă din diagramele de încărcare (Fig.4.15)

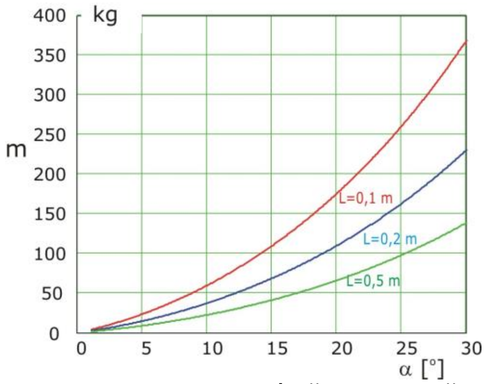


Fig.4.15 -Diagramele de încărcare masică *m* pentru diverse lungimi ale braţului

4.2.2.1. Soluţie tehnică de izolare antivibratorie a unei prese cu excentric pe un planşeu elastic

O soluţie eficientă de izolare a unei prese cu excentric, care poate, în acest caz, să fie amplasantă şi pe un planşeu elastic, la etajul unei clădiri, este ilustrată în Fig.4.16.

Soluţia pe care-am dezvoltat-o utilizează ca elemente elastice elemente de tipul DO-S ROSTA, 1, cu două cuple elastice de torsiune. Una dintre cele două cuple, distanţată faţă de cealaltă cu lungimea L, (distanţa BC Fig.4.16 b) şi c)) este încastrată elastic de suportul fix 2, cu axa de rotaţie împiedecată elastic ce trece prin punctul C. La celălalt capăt al elemntului 1 (punctul B) este prins, tot încastrat elastic levierul 3, prins la rândul său printr-o cuplă de rotaţie (punctul A) de tablierul 4, pe care este aşzată talpa presei

În oglindă, acelaşi mecanism, element elastic 1-levier 3, în planul vertical al primului mecanism, este prins la extremitatea opusă a tablierului 5. În acest mod se crează un mecanism pantograf care asigură o mişcare împiedecată elastic prin cuplele elementului 1. Mecanismul pantograf este dublat de un al doilea mecanism pantograf plasat în planul vertical din spate. Punctele de sprijin elastic A_1, A_2, A_3 şi A_4 ale presei se vor deplasa după condiţiile cinematice impuse de mecanismele pantograf, forţele de legătură fiind date de forţele de deformare elastică.

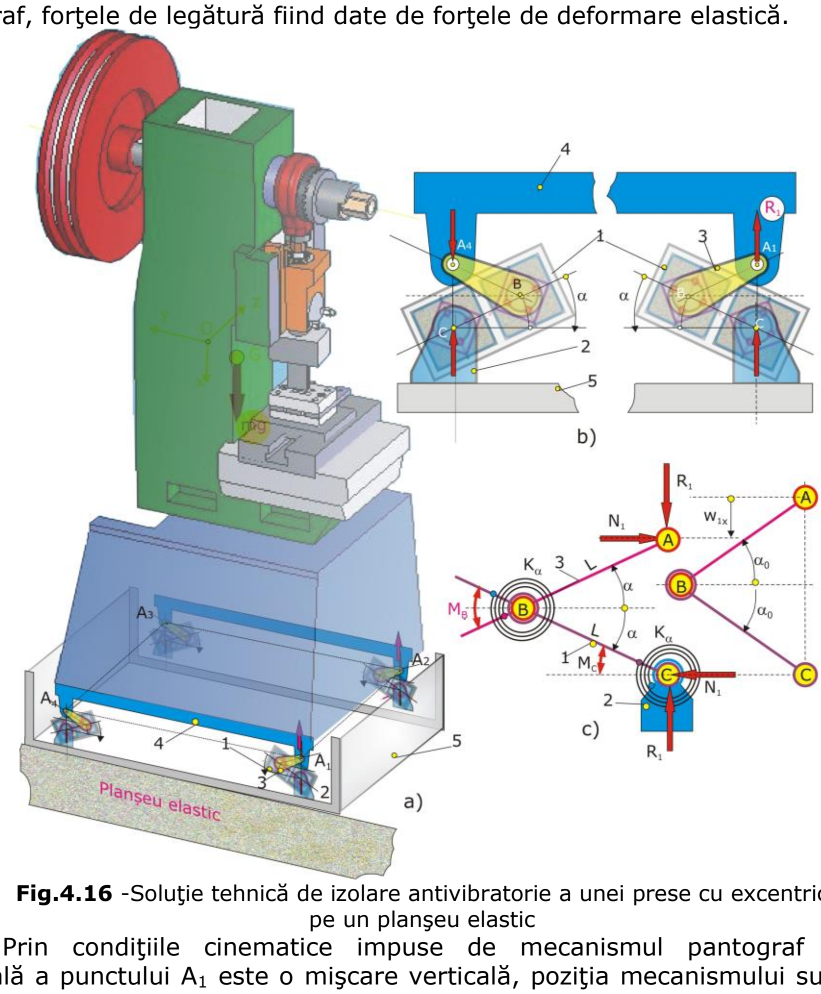


Fig.4.16 -Soluţie tehnică de izolare antivibratorie a unei prese cu excentric pe un planşeu elastic

Prin condiţiile cinematice impuse de mecanismul pantograf mişcarea principală a punctului A_1 este o mişcare verticală, poziţia mecanismului sub acţinea reacţiunii R_{1x} de sprijin pe reazimul A_1 fiind dată prin deplasarea w_{1x}

$$w_{1x} = 2L(\sin\alpha_0 - \sin\alpha) \tag{4.37}$$

Lucru mecanic virtual al reacţiunii R_{1x}

$$\delta L_{R1x} = R_{1x}.\delta w_{1x} \tag{4.38}$$

care trebuie să fie egal cu lucrul mecanic al forţelor de deformare care are două componente:

$$\delta L_C = M_t(\alpha_0 - \alpha)\delta\alpha\,, \tag{4.39}$$

corespunzătoare deformării în articulaţia elastică din C, cu unghiul (α_0-α), α_0 fiind unghiul de poziţie al mecanismului în stare neîncărcată (R_{1x}=0), şi

$$\delta L_B = M_t(2\alpha_0 - 2\alpha)\delta\alpha \tag{4.40}$$

corespunzătoare deformării în articulaţia din B, unde deformarea unghiulară este dublă.

Cum lucrul mecanic virtual trebuie să fie nul

$$\delta L_{R1x} + \delta L_B + \delta L_C = 0 \tag{4.41}$$

va rezulta

$$R_{1x} = \frac{M_t(\alpha_0 - \alpha) + M_t(2\alpha_0 - 2\alpha)}{2L\cos\alpha} \tag{4.42}$$

iar din relaţia (4.30), ţinând seama că încărcarea nulă este la $\alpha=\alpha_0$,

$$M_t(\alpha_0 - \alpha) = a_t(\alpha_0 - \alpha)^2 + b_t(\alpha_0 - \alpha) \tag{4.43}$$

$$M_t(2\alpha_0 - 2\alpha) = a_t(2\alpha_0 - 2\alpha)^2 + b_t(2\alpha_0 - 2\alpha) \tag{4.44}$$

se obţine diagrama valoarea reacţiunii funcţie de unghiul de poziţie α căruia îi corespunde o deplasare w_{1x} pe verticală a punctului de sprijin în A_1.

Constanta elastică a elementului, pe verticală la poziţia w_{1x} este

$$k_{1x} = \frac{dR_{1x}}{dw_{1x}} \tag{4.45}$$

şi depinde de deplasarea w_{1x} devenind o caracteristică a elementului izolator, caracteristică comună pentru toate cele patru reazeme elastice.

Capitolul 5
CERCETĂTĂRI EXPERIMENTALE

Cum s-a constatat din precedentele capitole o deosebită importanţă la soluţionarea unei probleme de izolare antivibratorie a maşinilor şi utilajelor o constituie stabilirea şi cuantificarea cât mai exactă a surselor perturbatoare. Din acest motiv acest capitol este dedicat în principal determinării, prin montaje de senzori, forţelor, legilor de mişcare ale elementelor mecanismelor şi mişcărilor vibratorii ce rezultă ca efect al perturbaţiiilor produse.

Experimentările s-au efectuat pe două prese cu excentric; pe una dintre prese s-a efectuat o operaţie de ştanţare a unei eclise de 3x5x30 mm, iar pe cea de-a doua presă s-a realizat o operaţie de ambutisare a unei piese de tip farfurie rotundă pornind de la un semifabricat din tablă de dimensiuni 1x150x150 mm

5.1. Montaje experimentale

Pentru măsurarea forţelor tehnologice s-a conceput pentru fiecare dintre cele două prese câte un montaj tensometric adaptat condiţiilor existente pe cele două structuri.

5.1.1. Măsurarea forţei de ştanţare

Pentru măsurarea forţei de ştanţare, pe dornul 1 (Fig.5.1), de fixare a poansonului 2 pe berbecul 4 al mecanismului cu excentric, s-a aplicat un montaj complex de 8 traductoare electrorezistive (TER).
Acest montaj a fost necesar pentru a fi eliminate efectele de încovoiere pe care le introduc forţele de ghidare ale poansonului în matriţa 5. Aceste forţe apar inerent în cazul în care centrul perimetrului de tăiere al semifabricatului nu cade pe axa dornului de fixare. Chiar şi în cazul semifabricatului eclisă, care are un perimetru simetric faţă de această axă pot să apară efecte de încovoiere care pot afecta, în mod negativ semnalul $u_p(t)$ de ieşire din amplificatorul de măsură Am la care este conectat montajul de TER-uri M_{tr}.

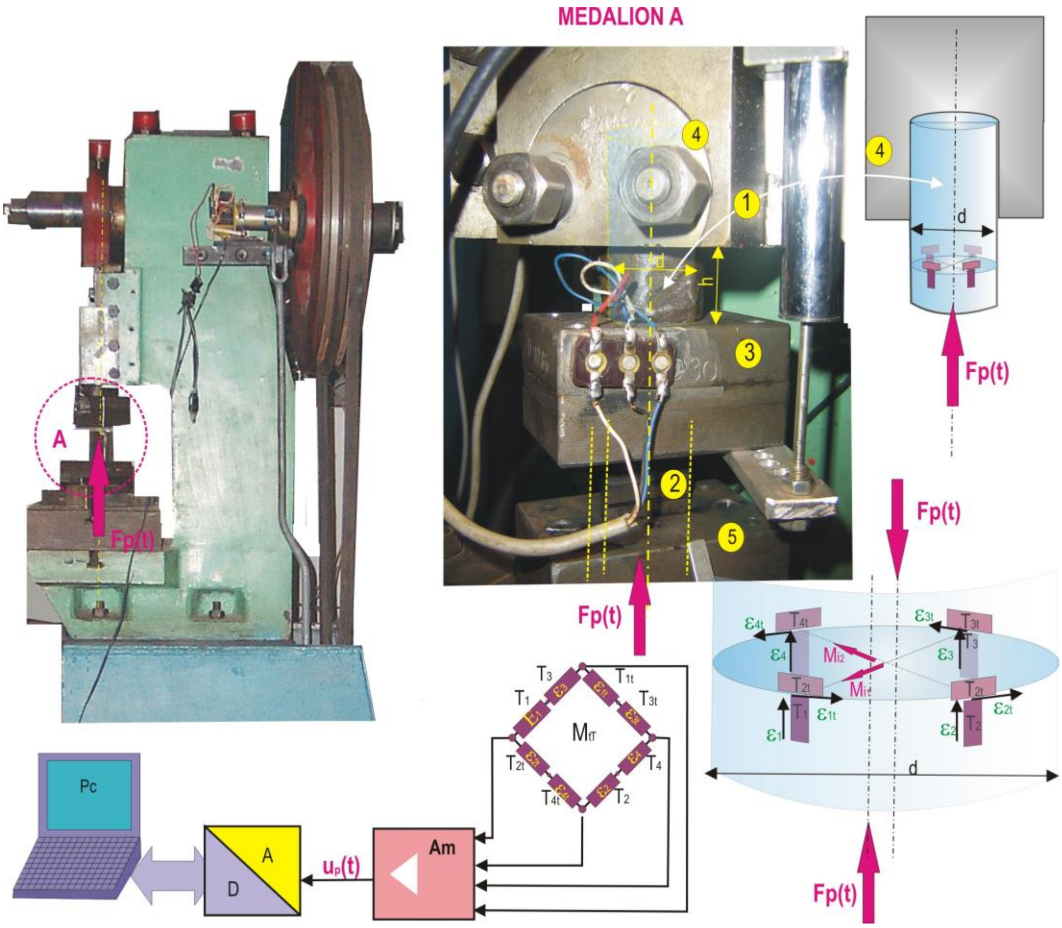


Fig.5.1 -Ilustrarea măsurării forţei de ştanţare printr-un montaj de TER-uri.

Montajul M_{tr} asigură eliminarea acestor efecte compensând efectele prin conexiunile între TER-urile montajului. Astfel, dacă axa forţei de ştanţare este perfect coliniară cu axa cepului 1 atunci deformaţia axială va fi aceeaşi pe toată suprafaţa transversală a cepului,

$$\varepsilon_a = \frac{F_p(t)}{EA} \tag{5.1}$$

unde E este modulul de elasticitate, iar

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 \tag{5.2}$$

este aria suprafeţei transversale a cepului.

Să presupunem acum, că în secţiunea de amplasare a TER-urilor acţionează un moment de încovoiere rezultat din echilibrul forţelor în ghidaj. Dacă acest moment se descompune în două componente M_{i1} şi M_{i2} perpendiculare între ele, axele lor fiind orientate după generatoarele de pe suprafaţa cilindrică a cepului, generatoare după care sunt aplicate TER-urile T_1,T_2, T_3 şi T_4 , momentele de încovoiere produc pe suprafaţa cilindrică a cepului 1 deformaţiile,

$$\varepsilon_{i1,2} = \pm \frac{M_{i1,2}}{W}, \quad W = \frac{\pi}{32} d^3 \tag{5.3}$$

Deformaţiile cumulate de cele patru timbre amplasate longitudinal sunt:

$$\begin{aligned} &\varepsilon_{c1} = \varepsilon_a + \varepsilon_{i2}; \quad pt.\ T_1 \\ &\varepsilon_{c2} = \varepsilon_a + \varepsilon_{i1}; \quad pt.\ T_2 \\ &\varepsilon_{c3} = \varepsilon_a - \varepsilon_{i2}; \quad pt.\ T_3 \\ &\varepsilon_{c4} = \varepsilon_a - \varepsilon_{i1}; \quad pt.\ T_4 \end{aligned} \tag{5.4}$$

Alte patru TER-uri T_{1t},T_{2t}, T_{3t} şi T_{4t} fiind aplicate transversal pe axele TER-urilor T_1,T_2, T_3 şi T_4, vor sesiza deformaţiile transversale

$$\varepsilon_{cj\_t} = -\nu . \varepsilon_{cj}; \quad j = 1,2,3,4 \tag{5.5}$$

unde ν este coeficietul de contracţie transversală a lui Poisson.

Semnalul în tensiune la ieşirea montajului de TER-uri M_{tT} este dat de ecuaţia punţii Wheatston

$$u_e = \frac{k_t}{4} U_a \left[(\varepsilon_{c1} + \varepsilon_{c3}) - (\varepsilon_{c1\_t} + \varepsilon_{c3\_t}) + (\varepsilon_{c2} + \varepsilon_{c4}) - (\varepsilon_{c2\_t} + \varepsilon_{c4\_t}) \right] \tag{5.6}$$

K_t fiind constanta de sensibilitate a TER-urilor,($k_t \approx 2$), iar U_a tensiunea de alimentare a montajului.

Ţinând cont de relaţiile (5.4) şi (5.5) va rezulta din (5.6),

$$u_e = k_t (1 + \nu) \varepsilon_a U_a \tag{5.7}$$

ceea ce arată că prin montajul de TER-uri M_{tT} efectul de încovoiere este compensat, semnalul de ieşire din montaj, u_e, este direct proporţional cu forţa de ambutisare $F_p(t)$, semnal ce este amplificat prin amplificatorul de măsură A_m, la nivelul cerut de convertorul analog digital A/D, cuplat prin interfaţă la calculatorul PC.

5.1.2. Măsurarea forţei de ambutisare

În cazul ambutisării poansonul 2 şi matriţa 3 (Fig.5.2) nu au permis amplasarea pe structurile lor a unui montaj de TER-uri prin care să se măsoare forţa $F_p(t)$ de ambutisare astfel ca s-a recurs la amplasarea montajului pe batiul 1 al presei.

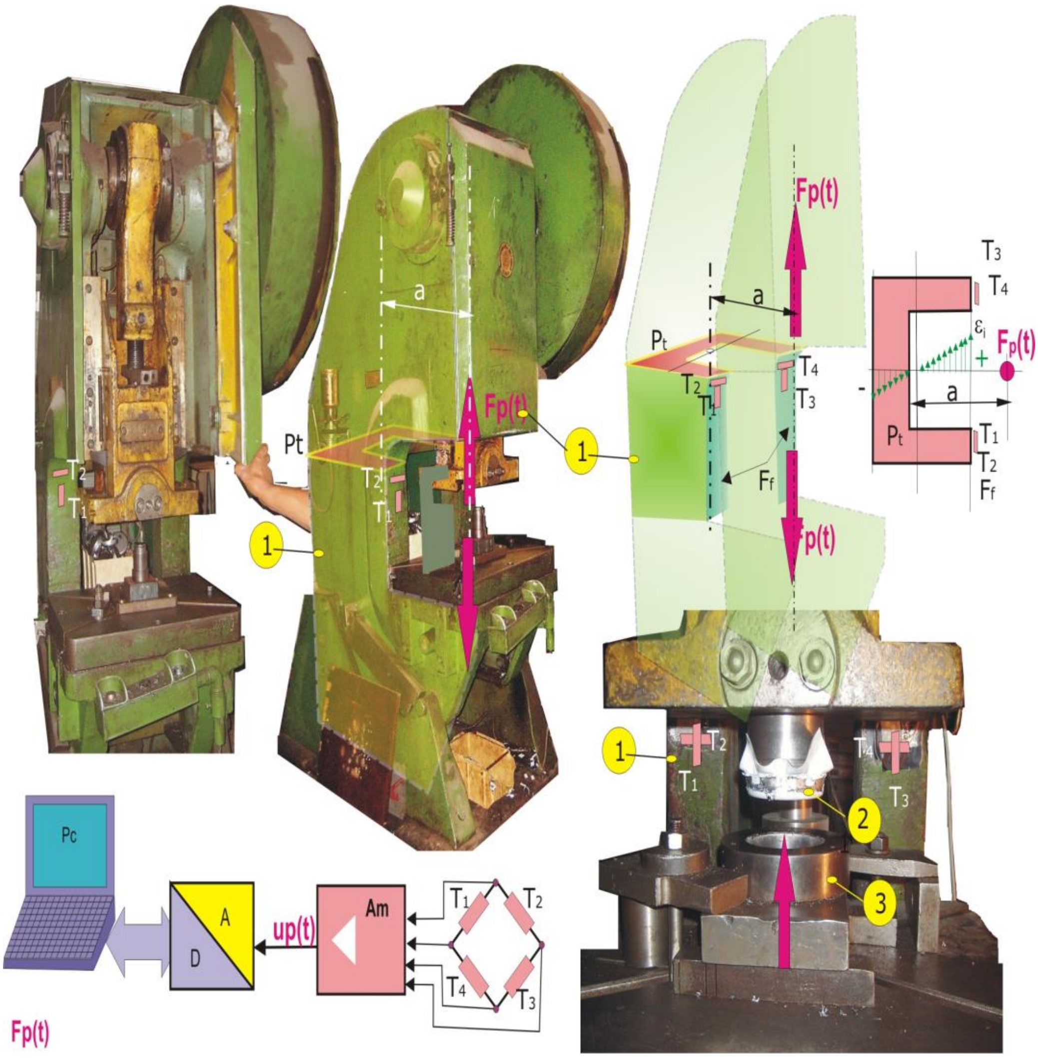


Fig.5.2 -Schema de măsurare a forţei de ambutisare pe o presă cu excentric

La amplasarea montajului de senzori s-a ţinut seama de faptul că batiul este un cadru curbat deschis, care sub acţiunea forţei de ambutisare $F_p(t)$ şi a reacţiunii sale se deformează.

Principala deformaţie este cea de încovoiere, care caută să deschidă cadrul momentul de încovoiere maxim,

$$M_i = a \cdot F_p(t) \tag{5.8}$$

fiind dezvoltat în secţiunea planului transversal P_t, unde cadrul schimbă curbura, printr-o racordare de rază minimă. Aici, deformaţiei de încovoiere

$$\varepsilon_i = \frac{M_i}{EW} \tag{5.9}$$

i se adaugă şi cea de axială, de întindere,

$$\varepsilon_a = \frac{Fp(t)}{A_t} \tag{5.10}$$

unde A_t şi EW sunt aria şi respectiv modulul de rezistenţă ale secţiunii.

Deformaţia cumulată pe fibrele planului frontal F_f (interior) va mai cuprinde un termen ε_R care ţine seama de raza de curbură a cadrului în planul transversal.

$$\varepsilon_c = \varepsilon_i + \varepsilon_a + \varepsilon_R \tag{5.11}$$

În această secţiune pe cele două feţe interioare s-au amplasat patru TER-uri, T_1 şi T_3 amplasate longitudinal ele cumulând deformaţiile ε_c, şi T_2 şi T_4 amplasate transversal, ele cumulând deformaţia $-\nu\varepsilon_c$ efectului transversal. Pentru un câştig maxim de semnal conexiunile TER-uri în punte completă Wheatstone se fac ca în Fig.5.2.

5.1.3. Înregistrarea legilor de mişcare ale mecanismului şi ale mişcărilor vibratorii ale ansamblului utilajului

Pe lângă forţele tehnologice, determinate prin metodele experimentale prezentate mai sus o importanţă la fel de mare în interpretarea datelor o au şi legile de mişcare ale mecanismului care sunt influenţate de forţele tehnologice.

La fel perturbaţiile create de variaţiile legilor de mişcare ale mecanismelor produc perturbaţii inerţiale ce induc vibraţii pe structura utilajului, vibraţii ce se pot transmite structurilor înconjurătoare, pentru a căror atenuare se caută soluţii de izolare.

În capitolul 3 s-a simulat dinamica mecanismului cu excentric al presei constatându-se o variaţie bruscă a vitezei unghiulare în timpul procesului de ştanţare. Din acest motiv pentru înregistrarea fidelă a acestei variaţii s-a utilizat un sistem corespunzător de înregistrare a legii de rotaţie a volantului.

S-a utilizat un traductor incremental de rotaţie TIRO, (Fig.5.3) pe al cărui ax s-a calat o rolă presoare 2, în contact, prin presare, cu butucul 1 al volantului V_{lt},

Legea de rotaţie este înregistrată prin două semnale de impulsuri rectangulare u_A şi u_B, defazate între ele cu $\pi/2$. Cele două semnale se obţin prin trecerea unei disc perforat 3 prin dreptul unui sistem optoelectroni format dintr-un LED (Light emiter diode) şi două fototranzistoare F_{tr}, A şi B.

Discul 3, fixat pe pe axul traductorului, deci solidarizat cu rola presoare 2, este prevăzut cu un număr n (1000) de fante divizate radial.

Semnalele rectangulare u_A şi u_B, se obţin prin obturarea şi deschiderea alternativă a fantelor, la rotaţia discului 3. Când calea razei de lumină este deschisă prin fantă fototranzistorul este activat şi dă frontul pozitiv al semnalului (+10 V), iar când calea este obturată semnalul scade brusc la valoarea zero, fototranzistorul fiind neactivat.

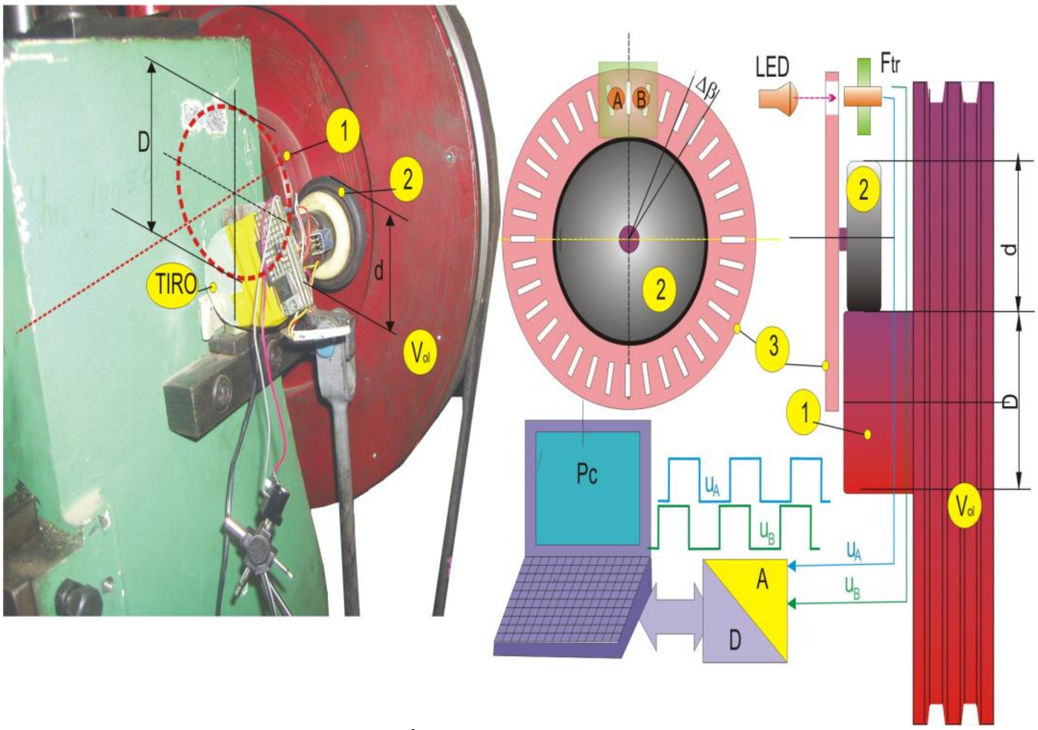


Fig.5.3 -Schema de înregistrare a legii de rotaţie a volantului

Cele două semnale sunt înregistrate simultan cu semnalele: forţei tehnologice $F_p(t)$, al deplasării poansonului şi al vibraţiilor unui punct de pe batiul utilajului.

Semnalul u_A sau u_B fiind înregistrate prin convertorul analog digital A/D cu o rată de eşantionare de f_{ea}=60.000 eşantioane/s arată ca în Fig.5.4. La această rată de eşantionare corespunde un increment de timp dt=1/fea= 1.667×10^{-5} s, extrem de scurt ceea ce face ca semnalul u_A sau u_B să aibă forma reală trapezoidală.

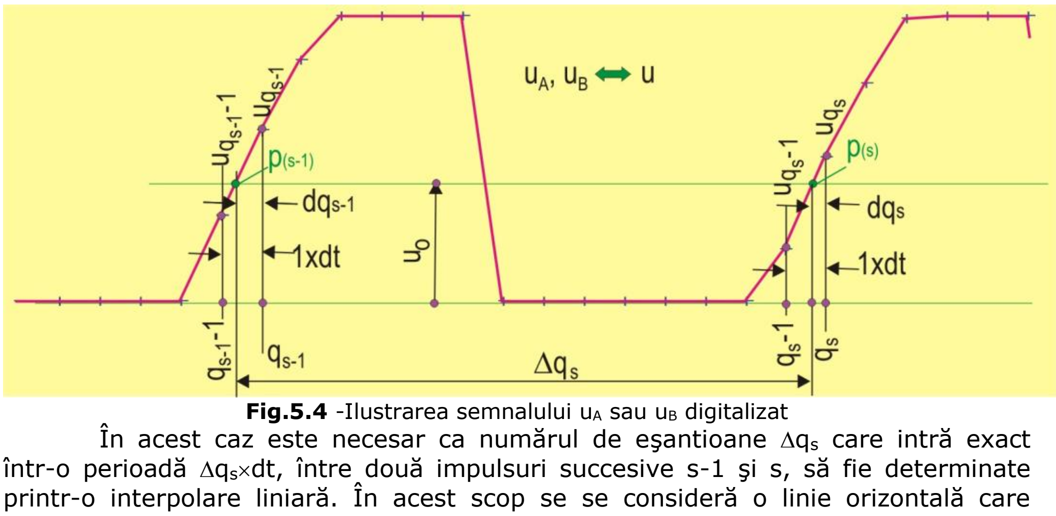


Fig.5.4 -Ilustrarea semnalului u_A sau u_B digitalizat

În acest caz este necesar ca numărul de eşantioane Δq_s care intră exact într-o perioadă $\Delta q_s \times dt$, între două impulsuri succesive s-1 şi s, să fie determinate printr-o interpolare liniară. În acest scop se se consideră o linie orizontală care reprezintă un semnal constant de valoare u_o. Această linie taie în două liniile ascendente consecutive ale semnalului trapezoidal în două puncte P(s-1) şi P(s), distanţa dintre ele reprezentând numărul de eşantioane corespunzătoare unei perioade

$$\Delta t_S = \Delta q_S dt \tag{5.12}$$

cu care se poate calcula viteza unghiulară pe acest foarte scurt interval al axului traductorului incremental,

$$\omega_S = \frac{\Delta\beta}{\Delta t_S} \tag{5.13}$$

unde

$$\Delta\beta = \frac{2\pi}{n} \tag{5.14}$$

este pasul unghiular al fantelor de pe discul 3.

Din condiţiile geometrice în vecinătăţile punctelor P(s-1) şi P(s), *s* reprezentând indicele celui de al *s*-lea impuls înregistrat, se obţin relaţiile de asemănare

$$\frac{dq_{S-1}}{1} = \frac{u_{q_{S-1}} - u_o}{u_{q_{S-1}} - u_{q_{S-1}-1}} \tag{5.15}$$

pentru P(s-1) şi

$$\frac{dq_S}{1} = \frac{u_{q_S} - u_o}{u_{q_S} - u_{q_S-1}} \tag{5.16}$$

pentru P(s), rezultând un număr fracţionat de eşantioane pe o perioadă dintre două impulsuri u.

$$\Delta q_S = q_S - q_{S-1} + dq_{S-1} - dq_S \tag{5.17}$$

Apoi din relaţiile (5.12) şi (5.13) se determină viteza unghiulară ω.

O înregistrare a vitezei unghiulare este prezentată în Fig.5.5 unde cu linie roşie este reprezentată viteza unghiulară procesată după metoda formulată mai sus.

La o sumară examinare se observă o bună potrivire cu diagrama vitezei unghiulare simulată (Fig.3.7.1), pe acelaşi domeniu de variaţie a vitezei unghiulare. Diferenţa constă în suprapunerea unor componente de frecvenţă înaltă (relativ la frecvenţa procesului de ştanţare), provenite din deformaţiile elastice ale componentelor lanţului cinematic de transmitere a mişcării de la motorul de antrenare la poanson.

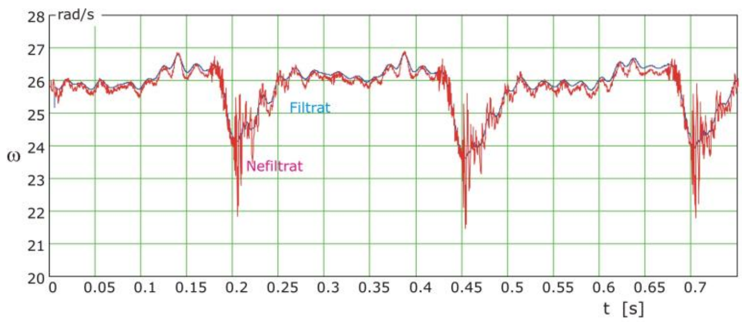


Fig.5.5 -Înregistrarea variaţiei vitezei unghiulare în procesul de ştanţare

Pentru a separa o parte dintre aceste componente s-a făcut o filtrare a componentelor cele mai înalte, peste 100 Hz, care se află excitate intens în intervalul scurt al procesului de decupare.

Semnalul filtrat, reprezentat prin linie albastră, clarifică alura diagramei în zona de contact. Pentru filtrare s-a realizat o subrutină de filtrare prin mediere.

$$\omega_m(j \times dt) = \frac{1}{2n_m} \sum_{k=j-n_m}^{j+n_m} \omega(k \times dt) \tag{5.18}$$

unde $\omega_m(j \times dt)$, reprezintă valoarea celui de al *j*-lea nou eşantion mediat pe $2n_m$ eşantioane luate simetric în jurul eşantionului *j*.

Pentru înregistrarea legii de mişcare, x(t), a poansonului s-a utilizat un traductor parametric inductiv de deplasare, compus din corpul 1, (Fig.5.6) fixat de batiul presei şi ştiftul 2 fixat de suportul mobil al poansonului.

Montajul în semipunte al inductivităţilor L_1 şi L_2 bobinelor situate in carcasa corpului 1, este conectat la amplificatorul de măsură A_m şi de aici semnalul de ieşire, proporţioal cu legea de deplasare x(t), este digitalizat prin convertorul analog digital A/D şi trecut pe un fişier de date în memoria calculatorului PC.

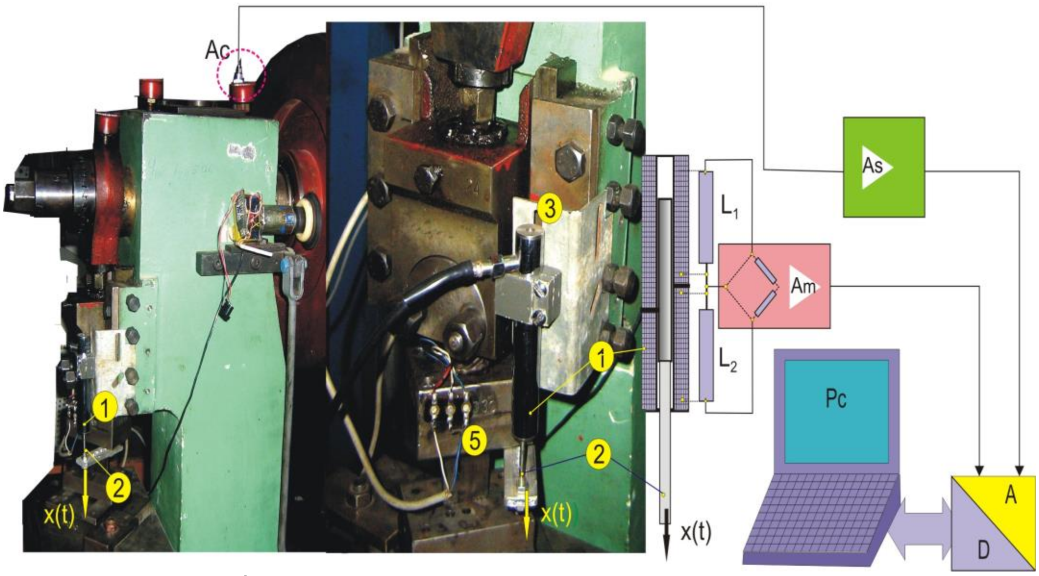


Fig.5.6 -Schema de înregistrare a legii de mişcare a poansonului şi al vibraţiilor pe structura batiului

Aceeaşi cale de conversie o urmează semnalul de acceleraţie al accelerometrului piezoelectric, Ac, semnalul de sarcină generat de accelerometru fiind transformat şi amplificat de amplificatorul de sarcină As.

În Fig.5.7 şi Fig.5.8 sunt prezentate, separat, legile de mişcare ale deplasării poansonului (Fig 5.7) şi ale acceleraţiei (Fig.5.8) pe direcţie orizontală a unui punct de pe batiu.

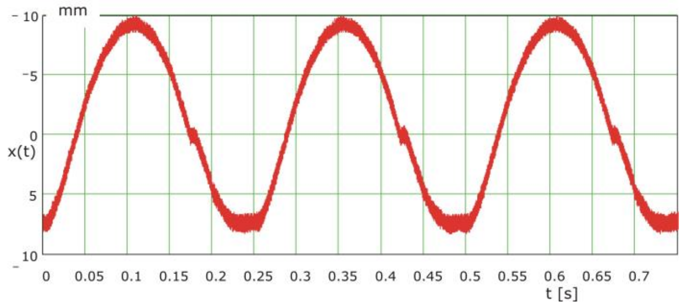


Fig.5.7 -Diagrama legii de mişcare x(t) a poansonului

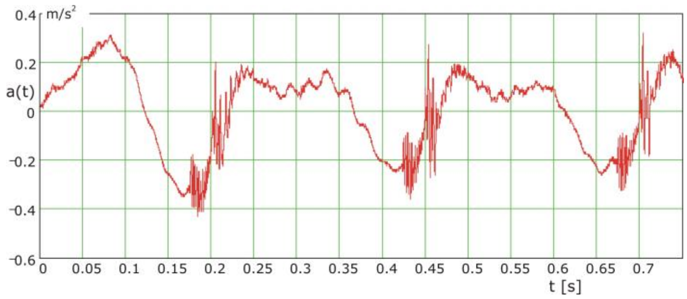


Fig.5.8 -Vibrograma acceleraţiilor mişcării vibratorii pe direcţie orizontală a unui punct de pe batiul presei cu excentric

5.2 Rezultate experimentale şi concluzii

Pentru a putea analiza efectele dinamice înregistrate pe cale experimetală se prezintă câteva înregistrări semnificative, cu simultaneitatea semnalelor înregistrate.

Astfel, diagramele din Fig.5.9 reprezintă înregistrarea simultană a: forţei de ştanţare $F_p(t)$, a vitezei unghiulare $\omega(t)$, a deplasării x(t) a poansonului şi a vitezei v(t) a mişcării vibratorii pe direcţie orizontală a unui punct situat în partea superioară a batiului presei.

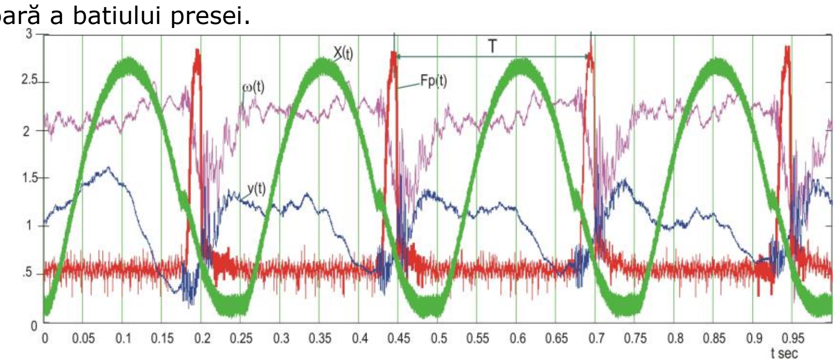


Fig.5.9-Diagramele forţei de ştanţare $F_p(t)$, variaţiei vitezei unghiulare a volantului $\omega(t)$, legii de deplasare a poansonului x(t) şi vitezei mişcărilor vibratorii pe structura batiului utilajului v(t)

Secvenţa cuprinde patru operaţii de ştanţare cu perioada de repetiţie T=0,24 s.

Aşa cum s-a constatat şi prin simulare numerică, în procesul de ştanţare se dezvoltă o forţă impulsivă care perturbă mişcarea mecanismului de acţionare, ceea ce duce, la apariţia perturbaţiilor de tip inerţial.

Acestea îşi fac prezenţa prin nivelele de vibraţii care apar pe structura utilajului, aşa cum se poate observa şi din înregistrările efectuate .

Detalii ale efectelor ce apar în timpul unui ciclu sunt date în Fig.5.10. La momentul t=0 considerat ca moment de terminare a precedentei operaţii de ştanţare, semnalul forţei $F_p(t)$ se menţine nul pe palierul Fo-F_1, până în momentul contactului aceasta fiind nulă. Primul contact este sesizat pe diagrama deplasării poansonului x(t), când aceasta urcă de la D_o la maxim, în D_1, după care coboară şi ia contact cu semifabricatul în D_2 şi se menţine constantă până în punctul D_3; această oprire a mişcării poansonului este cauzată de jocul cumulat din cuplele cinematice ale mecanismului.

Constatarea aceasta este argumentată şi de faptul că din acest moment forţa $F_p(t)$ începe să crească (punctul F_1).
Creşterea forţei se realizează pe ramura ascendentă până în F_2 când apare ruperea bruscă a semifabricatului, forţa scăzând deasemenea brusc, până în punctul F_3. Forţa scade în continuare, mai lin, până când semifabricatul decupat este eliminat din matriţă.

În continuare, la coborârea poansonului apare din nou un palier de stagnare a mişcării, între punctele D_5 şi D_6

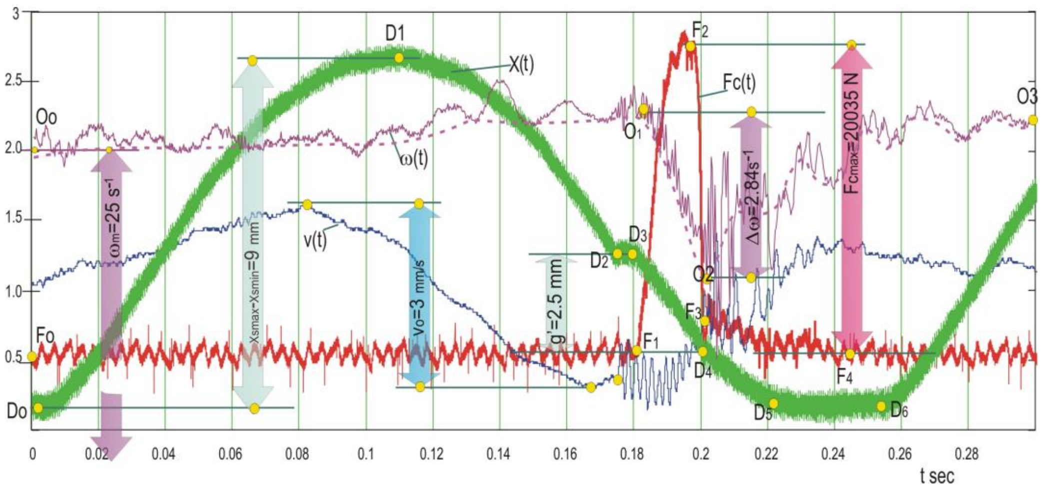


Fig.5.10 -Diagramele din figura 5.9 extinse pe un ciclu de lucru

Urmărind evoluţiile celorlalte două semnale se constată că viteza unghiulară ω(t) a volantului prezintă două componente una care respectă alura legii simulate peste care se suprapune o altă componentă oscilatorie.

Existenţa acestei componente se explică prin excitarea modurilor de corp elastic ale ansamblului utilajului. Aceste componente modale sunt regăsite şi în semnalul v(t) al vitezei mişcării vibratorii a unui punct de pe structura batiului presei.

Efectele dinamice devin mai puternice la un proces de ştanţare unică sau un cuplu de două, căreia îi corespund diagramele din Fig.5.11.

În această secvenţă sunt realizate două ştanţări. După prima se constată o creştere accentuată a vitezei v(t) a vibraţiilor, care are alura uneia liber amortizată, care nu este perturbată esenţial de a doua ştanţare. Acest efect puternic se explică prin faptul că înaintea primei ştanţări mecanismul bielă manivelă şi arborele pe care este calat volantul se găsesc în repaus, iar cuplarea volantului cu axul, pentru transmiterea momentului de torsiune prin cuplajul cu pană, se face prin şoc, care dă un cuplu de răsturnare a batiului, după axa arborelui. Această supoziţie este justificată şi prin faptul că valoarea frecvenţei mişcării vibratorii este joasă, de 4,4 Hz, caracteristică unei oscilaţii de răsturnare, a unui corp sprijinit pe elemente elastice.

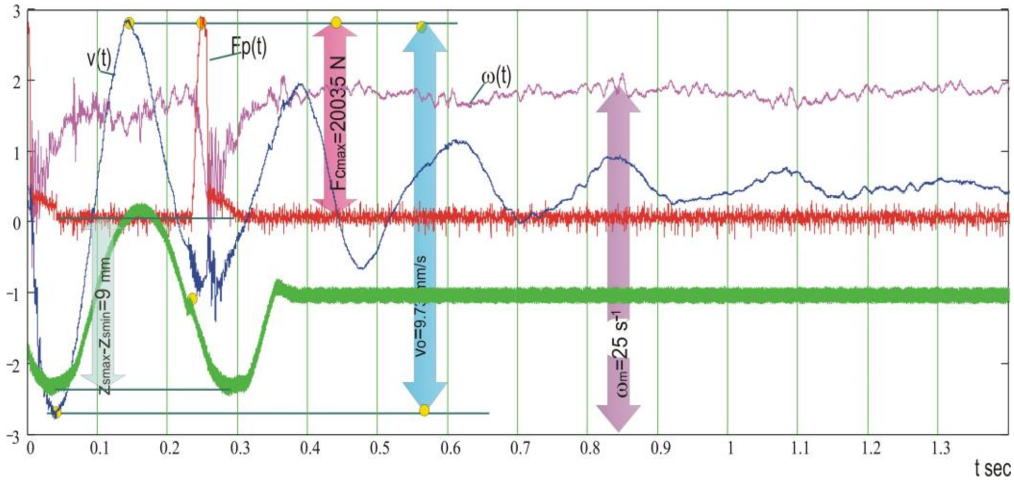


Fig.5.11 -Diagramele forţei de ştanţare, variaţiei vitezei unghiulare a volantului, legii de deplasare a poansonului şi vitezei mişcărilor vibratorii pe structura batiului utilajului pentru un cuplu de două ştanţări consecutive

Forţe tehnologice impulsive sunt dezvoltate şi la operaţiile de ambutisare. O astfel de forţă s-a înregistrat pe o presă cu excentric, după schema dezvoltată în Fig.5.2. Ca semifabricat s-a folosit o tablă din oţel cu grosimea de 1 mm, de dimensiuni 150x150 mm, (Fig.5.12a), prin ambutisare rezultând capacul din Fig.5.12b., procesul de deformare fiind ilustrărat prin deformarea reţelei de linii trasate înainte de deformare pe suprfaţa tablei.

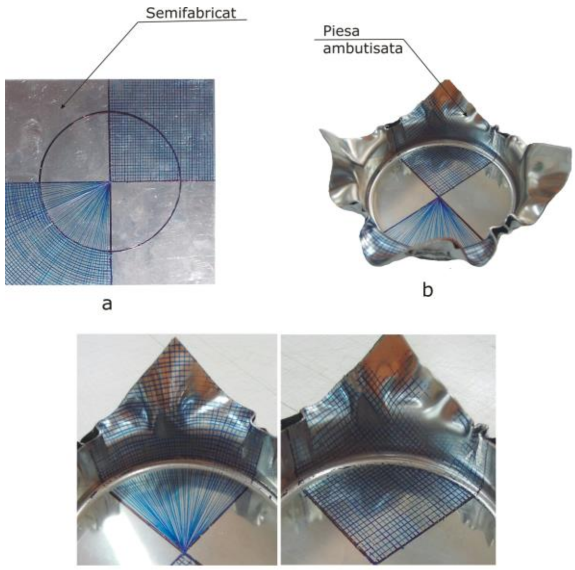


Fig.5.12 -Ilustrarea ambutisării unui capac din tablă

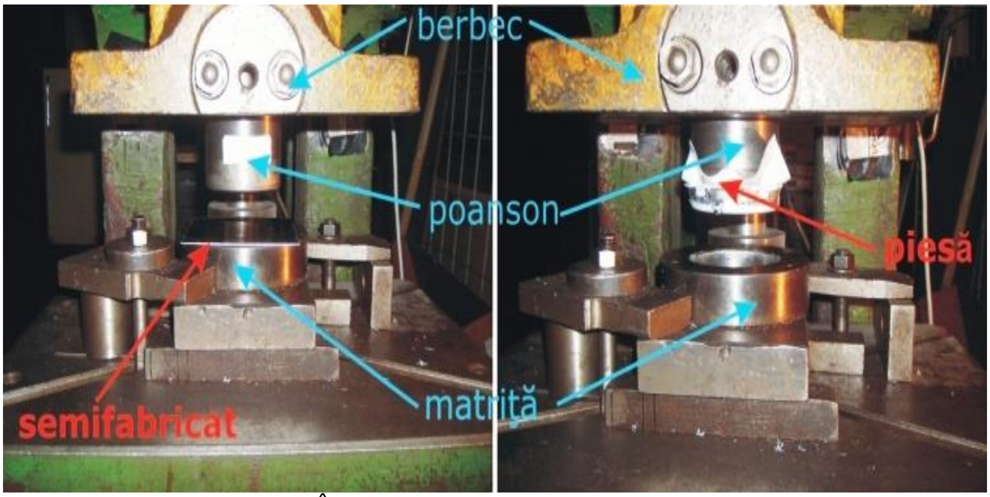


Fig.5.13 -Înainte şi după operaţia de ambutisare a unui capac din tablă

În Fig.5.14 sunt trasate diagramele forţei $F_p(t)$ de ambutisare, înregistrate în timpul ambutisării a cinci capace din tablă. Deşi magnitudinile forţelor diferă între ele se poate constata aceeaşi alură a formelor impulsive. Fiecare impuls are două ramuri distincte, una de urcare P_0 la P_1, care are o durată Dt_1=0,04 s şi alta de coborâre rapidă la P_2 de durată, evident mai mică, de Dt_2=0,008 s.

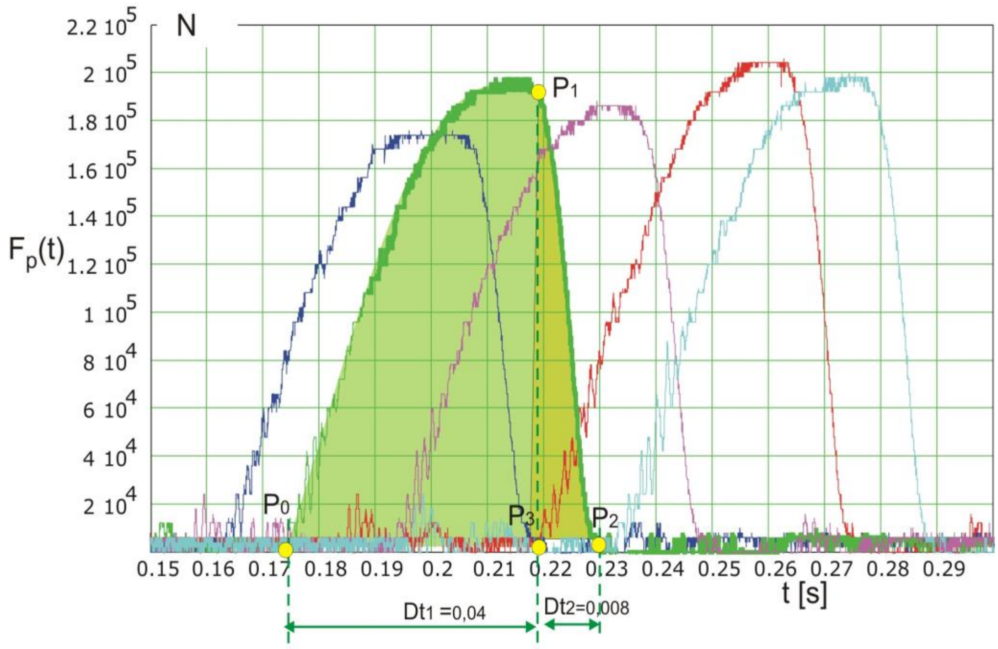


Fig.5.14 -Diagramele forţei de ambutisare pentru un număr de cinci ambutisări

Deci şi în cazul modelării forţei de ambutisare este necesară alegerea a două funcţii care se vor racorda între ele în punctul P_1.

Presa utilizată în cadrul experimentărilor este o presa cu forţa nominală de 100 tone; magnitudinea forţelor impulsive nu a depăşit 20 tone (200000 N); semnalul obţinut la ieşirea amplificatorului tensometric (Fig.5.2) este de nivel scăzut.

Forţa $F_p(t)$ fiind de tip impulsiv, pentru un semnal de nivel superior se pot utiliza montaje cu TER-uri piezorezistive, sau chiar traductoare piezoelectrice generatoare. Un astfel de montaj permanent va constitui un mijloc eficient de supraveghere a funcţionării în siguranţă a utilajului.

Modificări ale formei şi magnitudinii semnalului $F_p(t)$ pot da informaţii utile diagnosticării uzurii, în primul rând a matriţei.

Capitolul 6
CONCLUZII.CONTRIBUŢII ORIGINALE

Teza de doctorat cu titlul *METODE ŞI ECHIPAMENTE DE IZOLARE ANTIVIBRATORIE A PRESELOR MECANICE* constituie un studiu teoretic şi experimental care se va continua pentru a reliefa fenomenele perturbatoare care apar în structura preselor mecanice în timpul funcţionării acestora, cu scopul de a găsi soluţia optimă de izolare antivibratorie care să elimine sau să minimalizeze efectele nedorite determinate de aceste fenomene.

Variaţia în timp atât a forţelor tehnologice de tip impulsiv care apar în procesele de prelucrare, cât şi a forţelor de inerţie generate de mişcările mecanismelor preselor, determină apariţia vibraţiilor în structura acestora. Astfel, pentru realizarea unei izolatori eficiente este necesar să se realizeze o analiză cinematică şi dinamică detaliată a mecanismelor preselor.

Prin modelarea mişcărilor din mecanismele celor mai reprezentative tipuri de maşini utilizate pentru prelucrări prin deformare plastică la rece (prese cu excentric, cu genunchi şi cu fricţiune, ciocane cu acţionare electromecanică, pneumatică şi hidraulică, prese cu acţionare hidraulică) am determinat legile de variaţie în timp ale deplasării, vitezei şi acceleraţiei elementului activ (poansonului), în scopul determinării forţelor de inerţie care apar în procesul tehnologic.

Prin ilustrarea grafică a vitezei unghiulare $\omega(t)$ şi a acceleraţiei unghiulare $\varepsilon(t)$ a volantului presei cu excentric pentru materiale cu grosimi diferite, am pus în evidenţă modul de variaţie al acestor mărimi în funcţie de grosimea semifabricatului ştanţat.

În vederea calculării vibraţiilor de corp rigid ale unei prese rezemate pe izolatori de vibraţii, am realizat un model care include efectele giroscopice ale volantului şi caracteristica motorului de acţionare cu putere limitată, pe baza căruia s-au determinat cele şase moduri de vibraţie precum şi răspunsul dinamic la perturbaţii produse în timpul prelucrării.

Pentru determinarea energiei cinetice a întregului mecanism al presei cu excentric am calculat masele şi momentele de inerţie cu ajutorul unor subrutine în mediul de programare Solid Works.

În scopul minimalizării vibraţiilor unei prese cu excentric rezemată pe un planşeu elastic, am proupus o soluţie de izolare bazată pe elemente elastice de torsiune de tip ROSTA.

Prin utilizarea unor montaje experimentale pentru măsurarea forţelor cu ajutorul traductoarelor tensometrice rezistive, pentru măsurarea vitezei unghiulare a volantului cu traductor incremental de rotaţie TIRO, concomitent cu măsurarea forţei tehnologice, a deplasării poansonului, cu un traductor inductiv de deplasări, şi a vibraţiilor unui punct de pe batiul presei, cu un accelerometru piezoelectric, am realizat determinări experimentale pe două prese cu excentric existente în dotarea laboratorului de cercetare pentru vibraţii mecanice, pe care s-au efectuat operaţii de ştanţare, respectiv ambutisare.

Diagramele rezultate în urma acestor determinări experimentale au pus în evidenţă variaţia în timp a forţei de ştanţare, a vitezei unghiulare a volantului, a deplasării poansonului şi a vitezei unui punct din partea superioară a batiului presei, iar rezultatele experimentale obţinute au fost în concordanţă cu cele obţinute teoretic, prin simulare numerică.

Prin urmare, pe lângă forţele tehnologice, determinate prin metodele experimentale, la fel de importante sunt şi legile de mişcare ale mecanismului care sunt influenţate de aceste forţele tehnologice.

La fel, perturbaţiile date de masele aflate în mişcare de rotaţie, variaţia vitezei unghiulare a volantului, momentul forţelor de inerţie cauzate de variaţia vitezei unghiulare a volantului, forţa de inerţie ce lucrează asupra masei berbecului în mişcarea de translaţie, induc vibraţii pe structura utilajului, vibraţii care se pot transmite structurilor înconjurătoare, pentru a căror atenuare se caută soluţii de izolare.

Ţinând cont de toate efectele perturbatoare subliniate mai sus, am realizat un model dinamic complex, care permite simularea diverselor soluţii de izolare, în vederea alegerii uneii soluţii optime din punct de vedere a izolării antivibratorii.

Sper ca în cercetările ştiinţifie ulterioare legate de problematica acestei teze, rezultatele obţinute să se materializeze chiar într-una dintre soluţiile determinate pe cale teoretică.

BIBLIOGRAFIE

1. Allemang R. J., Brown D. L.: *Experimental Modal Analysis-Internet*
2. Arwidson C.: *Numerical Simulation of Sheet Metal Forming for High Strenght Steels, internet*
3. Ayre R. S.: *Transient Response to Step and Pulse Functions*
4. Bălăşoiu V., Raszga C, Anton I.: *Acţionări şi comenzi hidropeneumatice*, îndrumător de calcul şi proiectare, Institutul Politehnic Traian Vuia Timişoara, 1991
5. Beong-Du Ko, Dong-Hwan Jang, Ho-Joon Choi, Beong-Bok Hwang: *Experimental Investigation on the Tube Forming in the Radial-Forward Extrusion, International Journal of Precision Engineering and Manufacturing Vol.6, No.2, April 2005*
6. Blake R.E.: *Basic Vibration Theory*-internet
7. Bratu P.: *Sisteme elastice de rezemare pentru maşini şi utilaje*, Editura Tehnică, Bucureşti, 1990;
8. Bratu P.: *Vibraţiile sistemelor elastice*, Editura Tehnică, Bucureşti, 1999;
9. Bratu P.: *Izolarea şi amortizarea vibraţiilor la utilaje de construcţii*, Editura INCERC, Bucureşti, 1982;
10. Brokken D.: *Numerical Modelling of Ductile Fracture in Blanking,* Technische Universiteit Eindhoven, 1999
11. Chalmers R, H.: *Shock Testing Machines*-internet
12. Chu A. S.: *VIBRATION TRANSDUCERS*-internet
13. Cioara T. Gh., Gligor Tr., Bereteu I., Daescu D..: *Experimental Method for Multycilinder Compressor Massive Foundation Vibration Analysis*, 6TH International Conference Soil Dynamics, Southampton, uk 1993 pp.655-672
14. Cioara T. Gh.: *Tehnici experimentale în inginerie. Traductoare şi senzori*, Editura Politehnica Timişoara, 1999, ISBN 9739389-33-3
15. Cioara T. Gh.: *Vibraţii şi zgomote. note de curs*, ediţie electronică, Universitatea Politehnica Timişoara
16. Cioara T. Gh.: *Vibration in Engineering*, CD Lectures
17. Cioara T. Gh.: *Vibration Monitoring of Mechanical System. Fault Diagnosis Level Reduction*, ed. University of south Carolina Columbia U.S.A., 1999, ISBN 973-9485-09-x
18. Cioara T. GH.: *Vibration of Mechanical Systems with the Composed Motions,* MCT Grant 276, Report 1998 Processing
19. Courrech J., Eshleman R. L.: *Condition Monitoring of Machinery*-internet
20. Crede C. E., Ruzicka J. E.: *Theory of Vibration Isolation*- internet
21. Dărăbonţ Al., Iorga I., Văiteanu D., Simaschevici H.: *Şocuri şi vibraţii. aplicaţii în tehnică*, Editura tehnică, Bucureşti, 1998
22. DeJong R. G.: *Statistical Methods for Analyzing Vibrating Systems*-internet
23. Dincă F., Teodosiu C.: *Vibraţii neliniare şi aleatoare*, Editura academiei Republicii Socialiste România, Bucureşti, 1969
24. Dodescu Gh., Toma M.:*Metode de calcul numeric*, Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1976
25. Ehrich F.: *Self-Excited Vibration*-internet

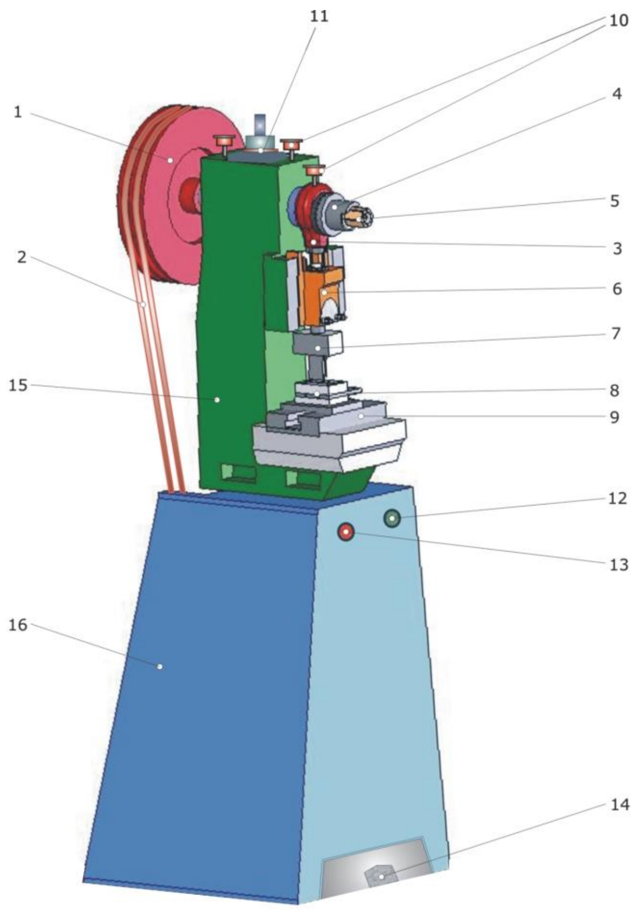
26. Ehrich F., Abramson H. N., *Nonlinear Vibration*-internet
27. El Naggar M. H., Chehab A. G.*: Vibration barriers for shock-producing equipment*-internet
28. Evans D. J., Pusey H. C.: *Shock and Vibration Standards-*
29. Fancis J, Andrews P.E, Fabreeka International: *A primer for Vibration Isolation*, internet
30. Guigou-Carter C., Villot M., Guillerme B., Petit C.: *Analytical and Experimental Study of Sleeper SAT S 312 in Slab Track Sateba System*, Journal of Sound and Vibration 293 (2006) 878–887, www.sciencedirect.com
31. Hall W. J.: *Vibration of Structures Induced by Ground Motion*- internet
32. Harris C. M., Crede C. E.: *Şocuri şi vibraţii, vol I, II, III*, Editura tehnică, Bucureşti, 1968-1969
33. Harris C. M., Piersol A.G.: *Shock and Vibrations Handbook*, 5TH Edition, Mcgraw-hill, new york, 2002
34. Harris C. M.: *Measurement Techniques*-internet
35. Harris C. M.: *Shock and Vibrations Handbook*, 4TH Edition, mcgraw-hill 1995
36. Himelblau H., Rubin S.: *Vibration of a Resiliently Supported Rigid Body*-internet
37. Hixson E.L*.: Mechanical Impedance*-internet
38. Hoppmann W. H.: *EFFECTS OF IMPACT ON STRUCTURES*-internet
39. Hutte: *Manualaul inginerului*, Ed.tehnică, Bucureşti, 1995
40. Iliescu C: *Tehnologia Presării la rece*, Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1984
41. Jiting Li, Tomovic M. M.: *Type Synthesis of Mechanism System*, Society for Manufacturing Engineers-Education Fundation SME-EF Grant #5004 for "Curriculum Modules in Product Lifecycle Management", internet
42. Siegert K., Kammerer M.: *Impact Extrusion Processes Advanced Level, TALAT Lecture 3502, Institut für Umformtechnik, Universität Stuttgart.*
43. Leopa A.*: The Influence of Nonlinearbehavior of Viscous-Elastic Element on Equipment Foundationwith Dynamical Apply Stresses*
44. Lubarda V.A., Benson D.J., Meyers M.A.: *Strain-rate Effects in Rheological Models of Inelastic Response,* International Journal of Plasticity19 (2003) 1097–1118.
45. Mak* C.M., Jianxin Su.: *A Power Transmissibility Method for Assessing the Performance of Vibration Isolation of Building Services Equipment*, Applied Acoustics 63 (2002) 1281–1299, INTERNET
46. Mangeron D., Irimiciuc N.: *Mecanica rigidelor cu aplicaţii in inginerie, volumul III-Mecanica vibraţiilor siatemelor rigide,* Editura tehnică, Bucureşti 1981
47. Maniu M., Dolga V.: *Acţionarea roboţilor industriali şi a manipulatoarelor, vol I*, Editura mirton, Timişoara, 1996
48. Newton R. E.: *Theory of Shock Isolation*-internet
49. Olariu V., Sima P., Achiriloaie V.:*Mecanica tehnică*, Editura tehnică, Bucureşti, 1982
50. Park Y., Colton J. S.: *Failure Analysis of Rapid Prototyped Tooling in Sheet Metal Forming—Cylindrical Cup Drawing,* Journal of Manufacturing Science and Engineering FEBRUARY 2005, Vol. 126-137 127.
51. Popovici C.: *Prelucrări prin deformare plastică*, Internet
52. Racca R. H., Cyril M. H.: *Shock and Vibration Isolators and Isolation Systems*, internet

53. Randall R. B.: *Vibration Analyzers And Their Use*-internet
54. Randall R. B.: *Vibration Measurement Instrumentation*-internet
55. Reed F. E*.: Dynamic Vibration Absorbers And Auxiliary Mass Dampers*
56. Rosinger Şt.: *Tehnologia Presării A Rece*, Institutul Politenic Traian Vuia, Timişoara, 1997
57. Sandi Horea: *Elemente de dinamica structurilor*, Editura Tehnică, Bucureşti, 1983
58. Seiculescu V.: *Utilaje de dresare*, Universitatea Tehinică Timişoara, 1991
59. Shearer J.L.: *Study Of Pneumatic Processes In The Continuous Control Of Motion With Compressed Air I, Ii*, Trans. Asme, Pp. 233-249, Feb.1956
60. Siegert K., Kammerer M.*: Impact Extrusion Processes Advanced Level TALAT Lecture 3502, Institut für Umformtechnik, Universität Stuttgart.*
61. Slaş Gh.: *Mecanică. vibraţii mecanice*, Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1968
62. Smallwood D. O.: *Vibration Testing Machines*
63. Staicu Şt: *Aplicaţii ale calcului matricial în mecanica Solidelor*, Editura Academiei Republicii Socialiste România, Bucureşti 1986
64. Stokey W. F.: *VIBRATION OF SYSTEMS HAVING DISTRIBUTED MASS AND ELASTICITY*-internet
65. Tabară V., Catrina D., Gane V.: Calculul, proiectarea şi reglarea preselor, Editura Tehnică, Bucureşti 1976
66. Ţîrdea a., Basarabă-Oprişescu c.: *Impulsive Forces Effects In The Cutting Process Of The Mechanic Press With Crack And Connecting-Road Assembly*, Symposium Of The Institute Of Solid Mechanics, Bucureşti, 2008
67. Ţîrdea A., Cioara T. Gh.: *Dynamics Testing Of A Crankshaft Press,* International Conference On Engineering Dynamics (Iced 2007), Carvoeiro, Algarve, Portugal, 16-18 April, Book Of Abstracts, Paper 1089, Pag.38
68. Ţîrdea A., Dragu F.: *Experimental Testing Of The Crankshaft Press*, Annals Of Oradea University. Fascicle Of Management And Technological Engineering, Volume Xvi (Vi), 2007, Issn 1583-0691, Cncsis "Clasa B+", Pag. 15, 53-58
69. Ţîrdea A.: *Modele de calcul dinamic al ansamblului maşină- sistem de izolare antivibratoriu,* Referat Nr.2, 2006
70. Ţîrdea A.: *Stadiul actual al cercetărilor privind izolarea antivibratorie a preselor mecanice, .* Referat Nr.1, 2005
    Ţîrdea a.: T*este experimentale ale unor sisteme de izolare antivibratorie la o presă mecanică*, Referat nr.3, 2006
71. Ţîrdea A.: *Vibration Isolation For An Eccentric Press,* Annals Of Oradea University. Fascicle Of Management And Technological Engineering, Volume XV (V), 2006, Issn 1583-0691, Cncsis "Clasa B", Pag.10, 33-36
72. Tureac I., Cojocaru Şt., Bănică I.: *Explotarea, întreţinerea şi repararea utilajelor tehnologice de presare la rece*, Editura Tehnică, Bucureşti, 1984
73. Verruijt A., Cordova C. C.: *Moving Loads on an Elastic Half-Plane With Hysteretic Damping,* Journal of Applied Mechanics, november 2001, Vol. 68 / 921
74. Vibration Isolation AND Seismic Control Manufacturers Association Under a Cooperative Agreement Between The Federal Emergency Management Agency and the American Society of Civil Engineers: *Installing Seismic Restraints for Mechanical Equipment,* Fema 412/December 2002, Internet

75. Yilmaz C., Kikuchi N.: Analysis And Design of Passive Low-Pass Filter-Type Vibration Isolators Considering Stiffness and Mass Limitations, Journal of Sound and Vibration 293 (2006) 171–195, *www.sciencedirect.com*
76. ****Anti-Vibrations Products*: *http://www.cmsantivibration.co.uk*
77 ****Damping In Structures,*Internet
78. ****Engeering Aplications. Machine Fundation On The Surface Of A Layered Half-Space,* Internet
79. ****Foundation Isolation Solutions for Equipment & Machines: www.fabreeka.com*
80. ****Machine Dynamics,* Internet
81. ****Mechanical Engineering Hand Book*, Crc Press, 1999
82. ***Pneumatic Forging Hammer, *www.chinesehammers.com*
83. ****Pneumatic Handbook*, 8th Edition, Internet
84. ****Rosta Rubber Suspension Units, http://www.tecnicaindustriale.it*
85. ****Shock and Vibration Damping Components: www.vibrationmounts.com*
86. ****Technical Section: Vibration and Shock Isolation*: *www.vibrationmounts.com*
87. ****The Engineering Solutions To Isolate Shock, Vibration, And Noise*: *http://www.qontrol.com*
88. ****The Vibrations Of The Structures With One Degree Of Freedom*, Internet
89. ****The Vibrations Of The Strucures With More Than One 87. Degree On Freedom,* Internet
90 ****Vibration Isolation, Products and Systems: http://www.kineticsnoise.com*
91. ****Vibration Isolators, Machine Mounts and Shock Control Systems: http://www.vibrodynamics.com*
92. ****Vibrations Isolations Products: http://www.cfm-itbona.com*

ANEXA 1

ANSAMBLU PRESĂ CU EXCENTRIC

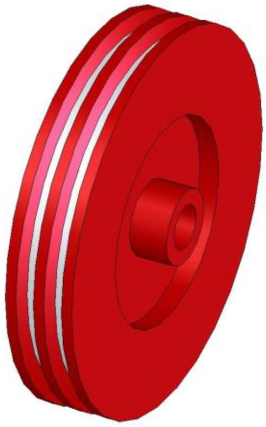


1 - volant
2 - curele de transmisie
3 - biela
4 - bucşe de reglare
5 - piuliţă de reglare
6 - berbec
7 - poanson
8 - matriţă
9 - masa matriţei
10 - dispozitive pentru ungere
11 - capac
12 - buton de pornire
13 - buton de oprire
14 - pedala de acţionare
15 - batiu
16 - suport presă

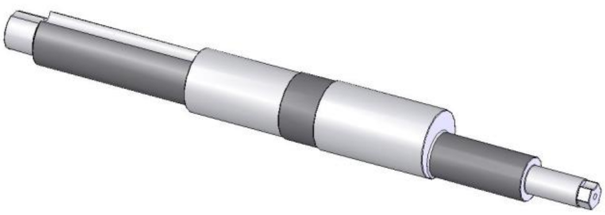
COMPONENTE PRESĂ CU EXCENTRIC

- **ROATA MOTOARE**

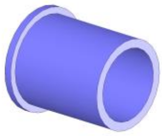
- **VOLANT**



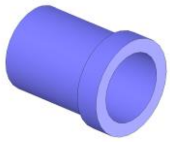
- **ARBORE**



- **BUCSA 1**

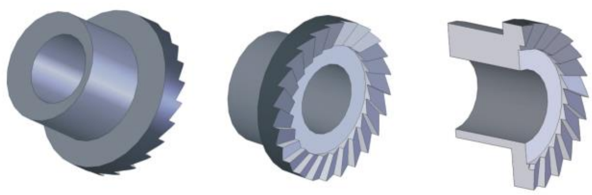


- **BUCSA 2**

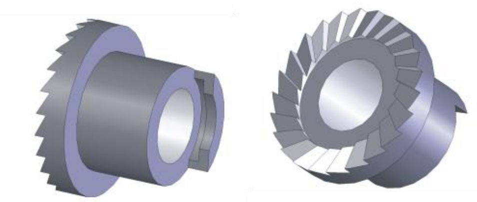


- **INEL OPRITOR**

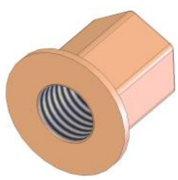
- **BUCŞĂ DE REGLARE CU DINŢI EXCENTRICĂ_1**



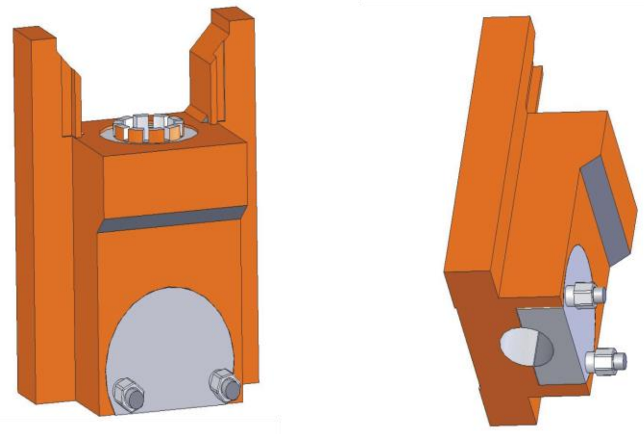
- **BUCŞĂ DE REGLARE CU DINŢI_2**



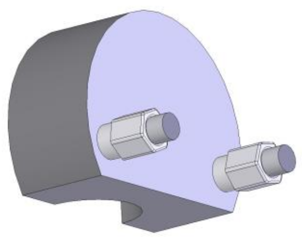
- **PIULIŢĂ DE REGLARE**



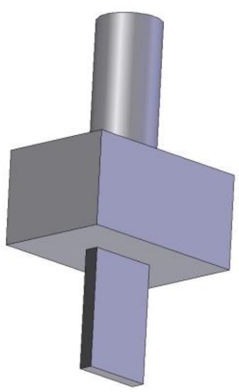
- **BERBEC**



- **DISPOZITIV DE PRINDERE A POANSONULUI ÎN BERBEC**

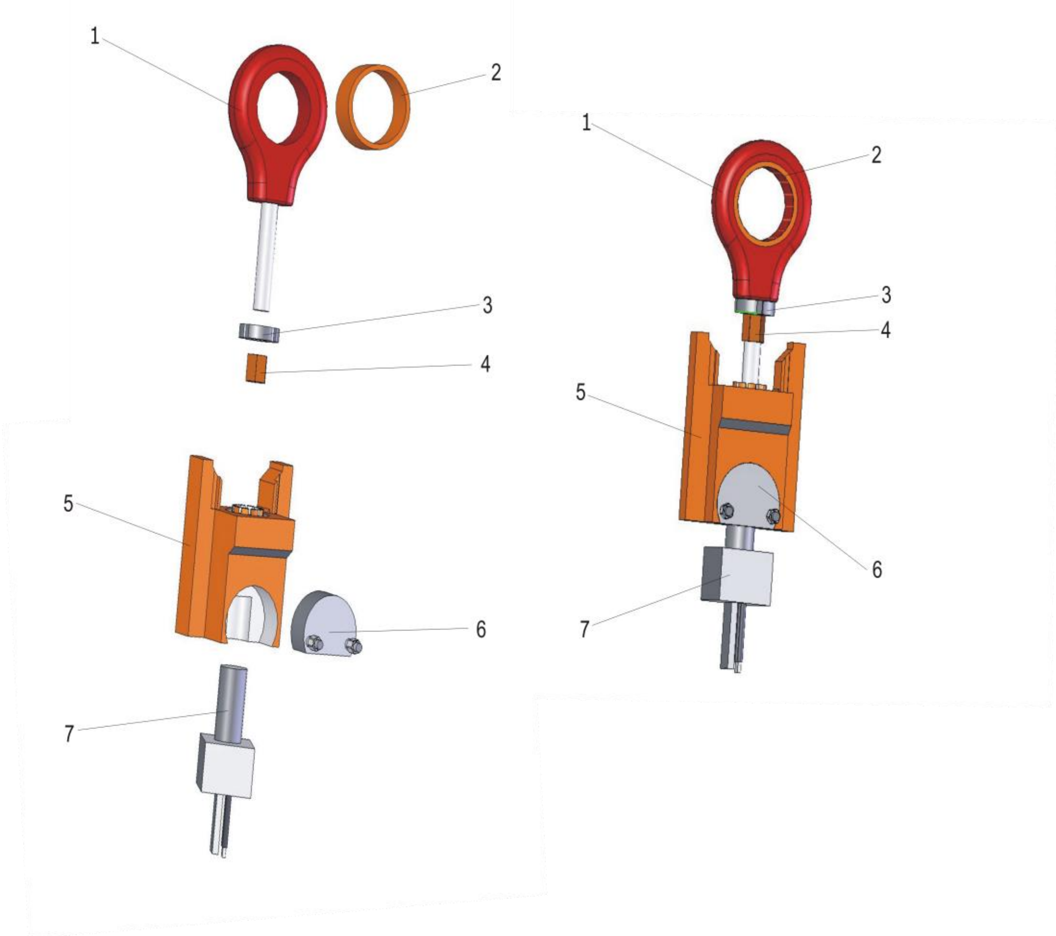


- **POANSON**



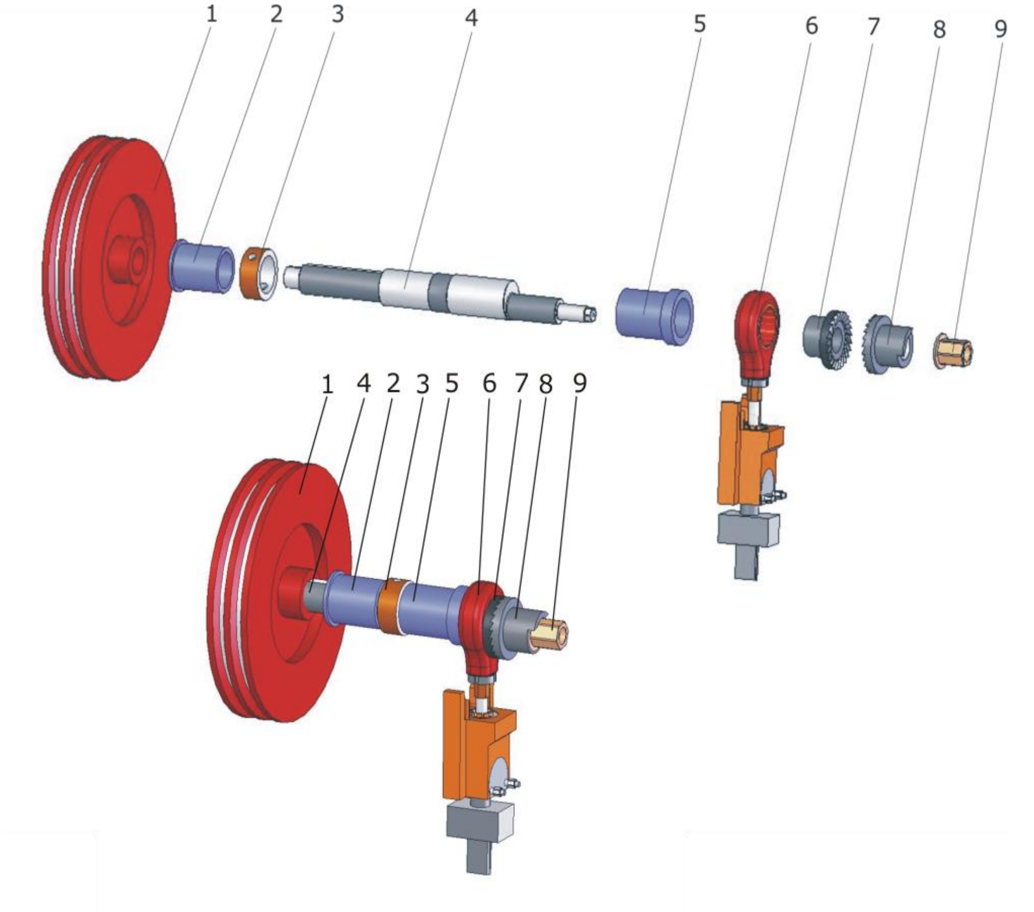
- **SUBANSAMBLU BIELĂ-BERBEC-POANSON**

1



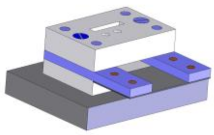
1-biela
2-bucşa bilea
3-disc
4-piuliţă
5-berbec
6-dispozitiv de prindere poanson
7-poanson

- **SUBANSAMBLU VOLANT-ARBORE-BIELĂ-BERBEC**

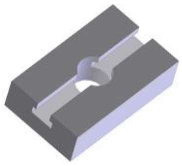


1-volant
2-bucsa 1
3-inel opritor
4-arbore cu excentric
5-bucsa 2
6-subansamblu biela-berbec-poanson
7-bucsa de reglare excentrica
8-bucsa de reglare
9-piulita de reglare

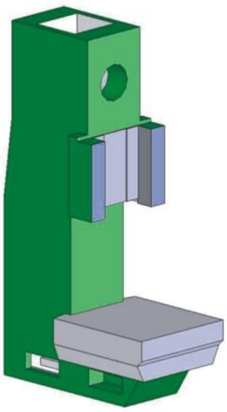
- **MATRIŢĂ**

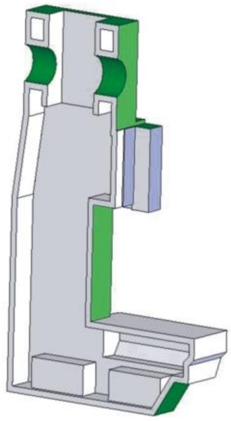


- **MASA MATRIŢEI**

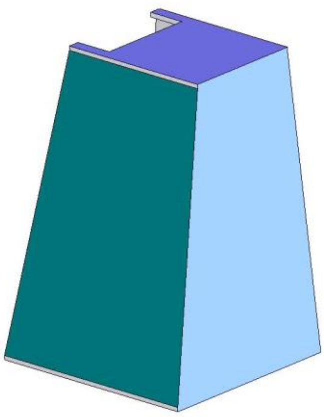


- **BATIU**



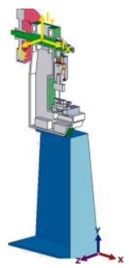


- **SUPORT BATIU**

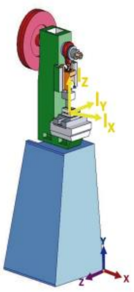
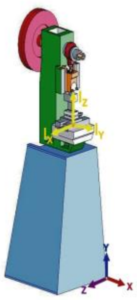
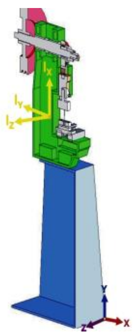


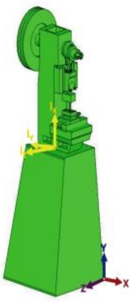
ANEXA 3

CENTRELE DE MASĂ ŞI MOMENTELE DE INERŢIE ALE PRINCIPALELOR COMPONENTE ALE PRESEI

Nr. crt.	**Componenta**	**Densitate, ρ** [kg/m³] **Masa, m** [kg] **Volum,v** [m³] **Suprafata, s** [m²]		**Coordonatele centrului de greutate** [m]		**Momentele de inerţie axiale** [kg·m²]	**Momente de inerţie centrifugale** [kg·m²]
1	**2**	**3**		**4**		**5**	**6**
1	**ARBORE** 	**ρ** **m**	7850 5.7 0.000713 0.0702	**X** **Y** **Z**	-0.243 1.26 0.236	Ix=(1, -0.012,0) Iy=(0.012,1, -0.000258) Iz=(2.1e-006, 0.000258,1) Px=0.00162 Py= 0.0759 Pz = 0.076	Ixx=9.43 Ixy=-1.75 Ixz=-0.326 Iyx=-1.75 Iyy=0.728 Iyz=1.7 Izx=-0.326 Izy=1.7 Izz=9.52
2	**VOLANT** 	**ρ** **m**	7850 32.3 0.00411 0.307	**X** **Y** **Z**	-0.403 1.27 0.236	Ix=(0,1,0) Iy=(0,0,1) Iz=(1,0,0) Px=0.241 Py=0.241 Pz=0.463	Ixx=54 Ixy=-16.5 Ixz=-3.07 Iyx=-16.5 Iyy=7.28 Iyz=9.63 Izx=-3.07 Izy=9.63 Izz=57.2

1	2	3		4		5	6
3	**BIELĂ** 	**ρ** **m**	7850 1.6 0.000204 0.0307	**X** **Y** **Z**	-0.0981 1.25 0.236	Ix=(0,1, -0.00191) Iy=(0, 0.00191,1) Iz=(1,0,0) Px=0.00103 Py=0.00299 Pz=0.00374	Ixx=2.57 Ixy=-0.196 Ixz=-0.037 Iyx=-0.196 Iyy=0.105 Iyz=0.47 Izx=-0.037 Izy=0.47 Izz=2.5
4	**BERBEC** 	**ρ** **m**	7850 3.76 0.000524 0.0701	**X** **Y** **Z**	-0.106 1.11 0.236	Ix=(0.0694, 0.998, -0.00839) Iy=(0.115, 0.000339, 0.993) Iz=(0.991, -0.0699, -0.115) Px=0.00436 Py=0.00505 Pz=0.00711	Ixx=4.86 Ixy=-0.443 Ixz=-0.0941 Iyx=-0.443 Iyy=0.257 Iyz=0.987 Izx=-0.0941 Izy=0.987 Izz=4.69
5	**POANSON** 	**ρ** **m**	7850 1.51 0.000192 0.0274	**X** **Y** **Z**	-0.0991 1.02 0.236	Ix=(-0.00341, 1,-0.0165) Iy=(-0.993, -0.00147, 0.117) Iz=(0.117, 0.0167,0.993) Px=0.000834 Py=0.00121 Pz=0.00153	Ixx=1.65 Ixy=-0.152 Ixz=-0.0353 Iyx=-0.152 Iyy=0.0998 Iyz=0.363 Izx=-0.0353 Izy=0.363 Izz=1.58

1	2	3		4		5	6
6	**MATRIŢĂ** 	**ρ** **m** **v** **s**	7850 2.1 0.000359 0.0819	**X** **Y** **Z**	-0.0941 0.898 0.235	Ix=(0.999, 0.0247, 0.0199) Iy=(0.0194, 0.0214,-1) Iz=(-0.0251, 0.999,0.0209) Px=0.00148 Py=0.00244 Pz=0.00348	Ixx=1.81 Ixy=-0.177 Ixz=-0.0464 Iyx=-0.177 Iyy=0.138 Iyz=0.443 Izx=-0.0464 Izy=0.443 Izz=1.71
7	**MASA MATRIŢEI** 	**ρ** **m** **v** **s**	7850 5.34 0.00068 0.0829	**X** **Y** **Z**	-0.0861 0.875 0.232	Ix=(-0.00554, -0.000956,1) Iy=(1, -5.3e-006, 0.00554) Iz=(0,1, 0.000956) Px=0.00901 Py=0.0196 Pz=0.0274	Ixx=4.39 Ixy=-0.402 Ixz=-0.107 Iyx=-0.402 Iyy=0.355 Iyz=1.08 Izx=-0.107 Izy=1.08 Izz=4.13
8	**BATIU** 	**ρ** **m** **v** **s**	7850 45.8 0.00583 1.14	**X** **Y** **Z**	-0.194 1 0.235	Ix=(-0.157, 0.988, 0.000944) Iy=(-0.988, -0.157, -0.000144) Iz=(5.9e-006, -0.000955,1) Px=0.482 Py=1.93 Pz=2.17	Ixx=50.4 Ixy=-9.13 Ixz=-2.09 Iyx=-9.13 Iyy=4.78 Iyz=10.8 Izx=-2.09 Izy=10.8 Izz=49.8

1	2	3		4		5	6
9	**SUPORT PRESĂ** 	**ρ** **m**	7850 94.1 0.012 2.4	**X** **Y** **Z**	-0.175 0.309 0.23	Ix=(0.168, 0.986, 0.00142) Iy=(-0.00281, -0.000956,1) Iz=(0.986, -0.168, 0.00261) Px=4.18 Py=7.91 Pz=8.3	Ixx=22.2 Ixy=-4.42 Ixz=-3.79 Iyx=-4.42 Iyy=12.2 Iyz=6.69 Izx=-3.79 Izy=6.69 Izz=19.8
10	**PRESA** 	**ρ** **m**	7850 195 0.0251 4.38	**X** **Y** **Z**	-0.213 0.723 0.233	Ix=(-0.0967, 0.995, 0.00588) Iy=(-0.995, -0.0967, 0.00147) Iz=(0.00203, -0.00571,1) Px=6.38 Py=44 Pz=45	Ixx=156 Ixy=-33.7 Ixz=-9.7 Iyx=-33.7 Iyy=26.2 Iyz=33.1 Izx=-9.7 Izy=33.1 Izz=156

ANEXA 4

TIPURI DE IZOLATORI

Maşinile şi echipamentele din mediile industriale reprezintă adesea surse de vibraţii care pot afecta atât stabilitatea proprie a acestora cât şi mediul înconjurător, print tramsmiterea vibraţiilor la suprafaţa de aşezare, la alte utilaje învecinate, sau chiar la structura clădirilor în care sunt amplasate.

Efectele negative ale vibraţiilor se pot regăsi şi în performanţele maşinilor a căror funcţionare poate deveni necorespunzătoare. influenţând astfel calitatea si precizia pieselor prelucrate. Deasemenea, pot genera uzuri ale echipamentelor care duc la scaderea duratei de funcţionare a acestora sub limita admisă prin normele de proiectare.

În scopul înlăturării sau reducerii transmisibilităţii acestor vibraţii s-au efectuat diverse studii ale izolări antivibratorii în urma cărora s-au proiectat diferite sisteme de izolare (izolatori) specifice fiecărui tip de maşină, în funcţie de operaţiile executate şi de forţele dezvoltate în timpul procesului de prelucrare a semifabricatelor.

Deoarece, construcţia niciunei maşini, nu face posibilă realizarea unui echilibrări statice şi dinamice perfecte, pentru combaterea vibraţiilor datorate forţelor de inerţie apărute în timpul funcţionarii, ca o compensare a acestei deficienţe, se recurge la alegerea unor izolatori corespunzători.

În continuare voi prezenta câteva dintre cele mai utilzate tipuri de izolatori de vibraţii porduşi de *KINETICS NOISE CONTROL, VIBRO/DYNAMICS CORPORATION, ADVANCED ANTIVIBRTAION COMPONENTS, FBREEKA, CFM-ITBONA LLC, CMS VIBRATIONS SOLUTIONS,* companii cu tradiţie în cercetarea şi proiectarea sistemelor de izolare antivibratorie

- ***IZOLATORI DE VIBRAŢII SUB FORMĂ DE COVOARE ELASTICE DIN ELASTOMERI***

Izolatorii cei mai frecvent întâlniţi sunt **elastomerii,** polimeri sintetici cu proprietăţi plastice şi elastice asemănatoare cu cele ale cauciucului natural. Din această categorie face parte şi neoprenul, care este tot o varietate de cauciuc sintetic obţinut prin polimerizare, utilizat cu succes la confecţionarea diverselor tipuri de izolatori datorită elasticitaţii sale ridicate care îl face rezistent atât la solicitari de compresiune cât şi la eforturi de forfecare. Se utilizează sub formă de covoare sau placi în diferite forme constructive.

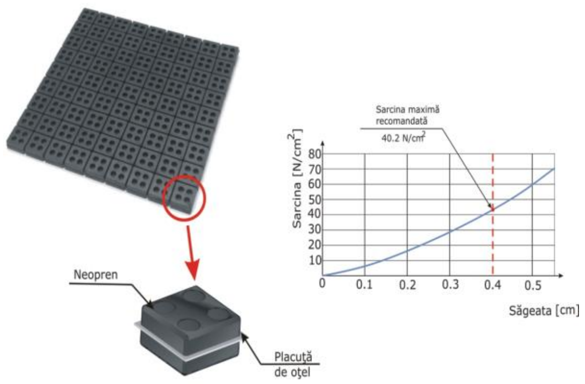


Fig.1-Covor din neopren cu inserţie de oţel

In Fig.1 este prezentat un izolator, model RSP, produs de Kinetics Noise Control, sub formă de covor, confecţionat din neopren cu o inserţie de oţel sub formă de plăcuţe, proiectat pentru o sageată maxima de 4 cm, sarcina maximă recomandată fiind de 4.2 kg/cm^2.

Este un model utilizat atât pentru izolarea zgomotului, a şocurilor, cât şi pentru vibraţiile de frecvenţe înalte care apar în timpul diferitelor procese din mediul industrial, care necesită regimuri de funcţionare cu turaţii de până la 3600 ro/min. Stratul de neopren este prevăzut cu goluri sub formă de găuri care cresc compresibilitatea, elasticitatea şi capacitatea de absorbţie a vibraţiilor. Caracteristicile bune ale neoprenului care este rezistent la apă, uleiuri şi alte materiale corozive, conferă izolatorului o durata de funcţionare destul de mare [90]

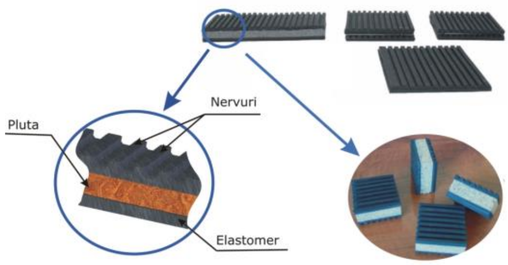


Fig.2-Covor izolator din elastomeri cu nervuri şi plută,
de tip sandwich

Din aceeaşi categorie de izolatori fac parte elastomerii cu nervuri (Fig.2) model NP şi NG, produşi deasemenea de Kinetics Noise Control, care se prezintă sub forma unor tampoane de amortizare din cauciuc striat, sau de tip sandwich, formate din cauciuc şi plută, folosite pentru asigurarea unei săgeţi satice de încovoiere de 6 mm sau chiar mai mică. Se pot utiliza într-un singur strat, sau, în funcţie de necesităţi, în mai multe straturi separate între ele prin plăci de oţel.

Modelul NDF Flexoply (Fig.3) reprezintă un covor izolator alcătuit din straturi alternative de neopren lamelar şi pânză de bumbac. Acesta permite o bună atenuare a şocurilor ca urmare a deplsării lamelelor de neopren între straturile de bumbac, motiv pentru care aceste tipuri sunt frecvent folosite la izolarea şocurilor şi vibraţiilor care apar în timpul funcţionării la diferite utilaje cu forţe impulsive de valori ridicate cum ar fi ciocanele de forjă sau alte utilaje grele.

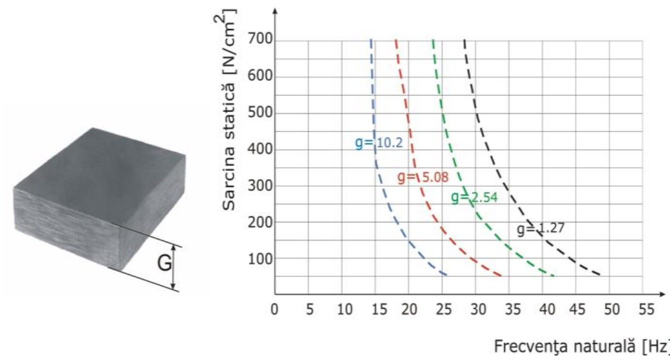


Fig.3 -Covor izolator din neopren şi bumbac

Variaţia sarcinii statice suportată de izolator, în funcţie de frecvenţa naturală a acestuia pentru diferite grosimi, g=10.2; 5.08; 2.54; 1.27 [cm] ale covorului, este ilustrată în Fig.3; grosimea stratului se alege separat în funcţie de necesităţi, pentru fiecare tip de maşină, ţinând cont ca acest model a fost proiectat să suporte sarcini statice de pâna la 703 kg/cm^2, dar pentru a i se asigura o durată maximă de viaţă, firma producătoare recomandă sa nu se depaşescă valoarea de 104 kg/cm^2.

Flexoply pads se comportă foarte bine referitor la interacţiunea cu diverşi agenţi corozivi cum ar fi apa, uleiuri, sau chiar şi diverse ciuperci şi bacterii care se pot dezvolta în mediul de funcţionare şi îşi păstrează caracteristicile de amortizare la temperaturi de la -37°C până la 93°C.

Cu privire la selectarea procedurii de montare a sistemului, informaţia minimă necesară este legată de frecvenţa forţei perturbatoare sau frecvenţa motorului, greuatea maşinii şi eficienţa dorită a izolării.

O modalitate, foarte simplă şi foarte des aplicată, de amplasare a sistemelor de izolare sub formă de pături sau covoare, constă în montarea izolatorilor elastici direct între maşină şi terenul (suprafaţa) pe care acesata urmeaza sa fie aşezată (Fig.4)

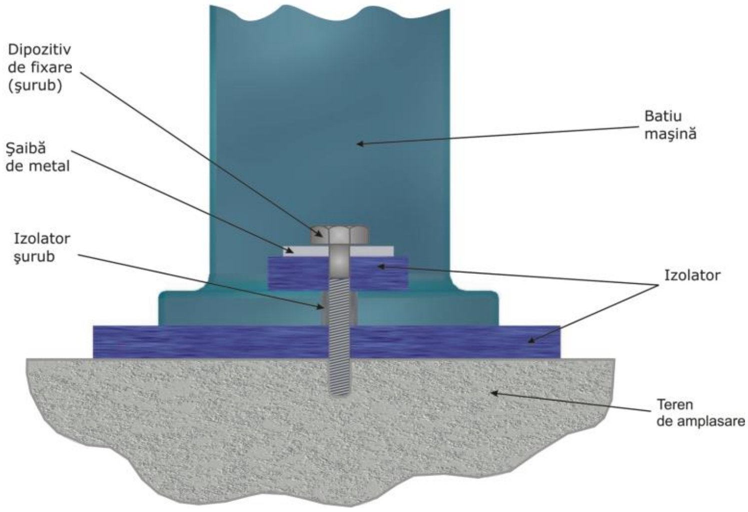


Fig.4 -Metoda de amplasare a izolatorilor de tip covor

Pentru împiedicarea alunecării straturilor de izolatori în timpul funcţionării utilajului şi pentru stabilitatea maşinii se realizează fixarea acesteia cu sisteme de prindere de tip şurub care asigură atât fixarea izolatorului cât şi ancorarea maşinii faţă de terenul de amplasare. Pentru a se împiedica contactul metal pe metal se intercalează un strat de material elastic între şurub şi piciorul maşinii de care se face prinderea, iar pentru protecţia anticorozivă a şurubului se foloseşte deasemenea un izolator cilindric introdus în orificiul de prindere, care are rolul de a îmbracă filetul.

În unele cazuri, pentru a se diminua solicitarea la fofecare a izolatorilor care poate sa apară pe parcursul funcţionării maşinii, se protejză straturile elastice prin intercalarea între acestea şi maşină a unor placi subţiri de otel.

- ***ARCURILE***

Altă souţie de izolare a şocurilor şi vibraţiilor o reprezintă **arcurile** care se pot proiecta pentru o gama largă de de sarcini, atât pentru maşini uşoare cât şi pentru utilaje foarte grele care produc forţe dinamice mari cum ar fi presele de forjat, presele mecanice şi ciocanele.

Cele mai utilizate sunt arcurile din oţel, elicoidale, cu secţiune circulară, care sunt foarte eficiente în absorbirea vibraţiilor prin faptul că permit realizarea de suspensii cu frecvenţe proprii joase datorită deformaţiilor mari pe care le pot atinge; în acelaşi timp firmele producatoare de sisteme de amortizare oferă o larga diversitate de soluţii constructive care includ arcuri, în funcţie cerinţele legate de tipul maşinilor, forţele tehnologice dezvoltate în procesul de lucru etc. Câteva dintre aceste soluţii de izolatori, oferite de Qontrol Devices Inc sunt sunt illustrate în Fig.6

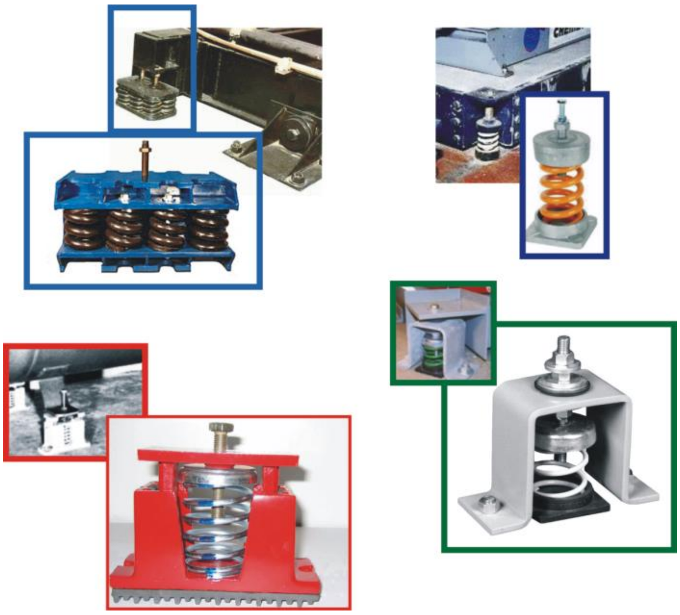


Fig.5

Cu toate acestea arcurile prezintă dezavantajul legat de faptul că la vibraţii de frecvenţe înalte se pot produce deplasări (alunecări) ale spirelor care duc la pierderea eficientei sistemului izolator. Pentru înlaturarea acestui inconvenient se poate adapta ca soluţie constructivă încorporarea unor tampoane de amoritzare din sârma de oţel inoxidabil sub formă de împletitutră, în interiorul arcului (Fig.7), care cresc capacitatea portantă a izolatorului şi rezistenţa la temperatui ridicate.

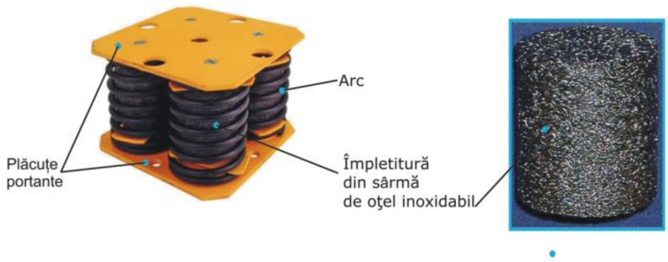


Fig.6

Pentru aplicaţii care produc deplasări mari ale arcurilor, se poate integra în izolator o amortizare vâscoasă cu rolul de a menţine săgeata de încovoiere în limite acceptabile.

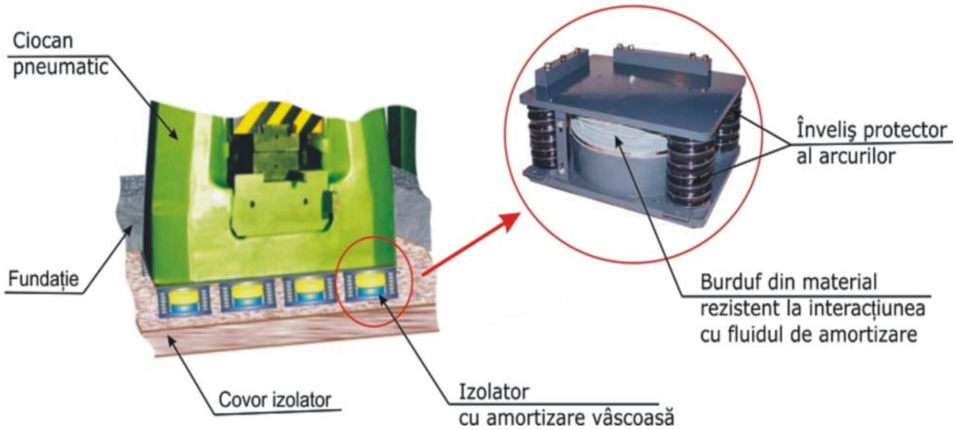


Fig.7

În Fig.8 este iulstrat un sistem pentru izolarea şocurilor şi vibraţiilor, format din arcuri şi amortizor vâscos, utilizat la un ciocan de forjă pneumatic.

Se poate observa şi modul de amplasare al izolatorilor, aşezaţi în groapa de fundaţie a maşinii, betonată, captuşită pe suprafaţa de aşezare cu un covor elastic care are tot rol de izolator. Pentru protecţia arcurilor faţă de diferiţi agenţi corozivi acestea sunt prevăzute cu învlitori din material rezistent la acţiunea mediului unde funcţionează. Burduful amortizorului vâscos este confecţionat deasemenea dintr-un material special care sa fie rezistent la intercţiunea cu fluidul de amortizare folosit.

O alternativă la sistemul de izolare prezentat mai sus este produsă tot de **VIBRO/DYNAMICS CorporationSince** din **SUA,** lider în proiectarea şi fabricarea sistemelor antivibratorii, în special pentru prese din diferite ramuri ale industriei. Aceaste variante constructive se foloseşc cu succes pentru maşinile care funcţioneză cu şocuri, cum sunt maşinile de forjat şi ciocanele de matriţat, reprezintând produse noi în acest domeniu care sunt mult mai uşor de construit şi care oferă o izolare antişoc similară sistemelor cu arcuri şi amortizare vâscoasă.

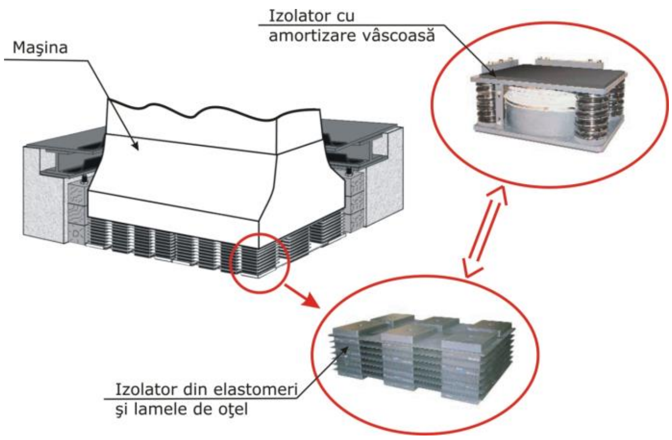


Fig.8

Fiecare element este construit utilizând straturi alternative de module elastometrice şi plăci subţiri (coli) de oţel, bine fixate între ele (Fig.9), iar elementele elastometrice sunt astfel concepute, încât să asigure o izolare superioară la şocuri, să aibă durabilitate mare şi o bună rezistenţă la deformare.

- ***IZOLATORI PNEUMATICI***

Izolatorii pneumatici utilizează aerul, pentru a asigura izolarea antivibratorie. Deoarce aerul poate fi comprimat ei nu necesită o săgeată de încovoiere statică mare ca să susţină sarcina şi în acelaşi timp asigură o rigiditate scăzută, astfel ca aceste tipuri de izolatori pot să suporte sarcini statice mari, realizănd pulsaţii proprii joase.

În varianta constructivă cea mai simplă izolatorii cu aer se compun din două armături din metal între care se află un element elastic din cauciuc (Fig.10).

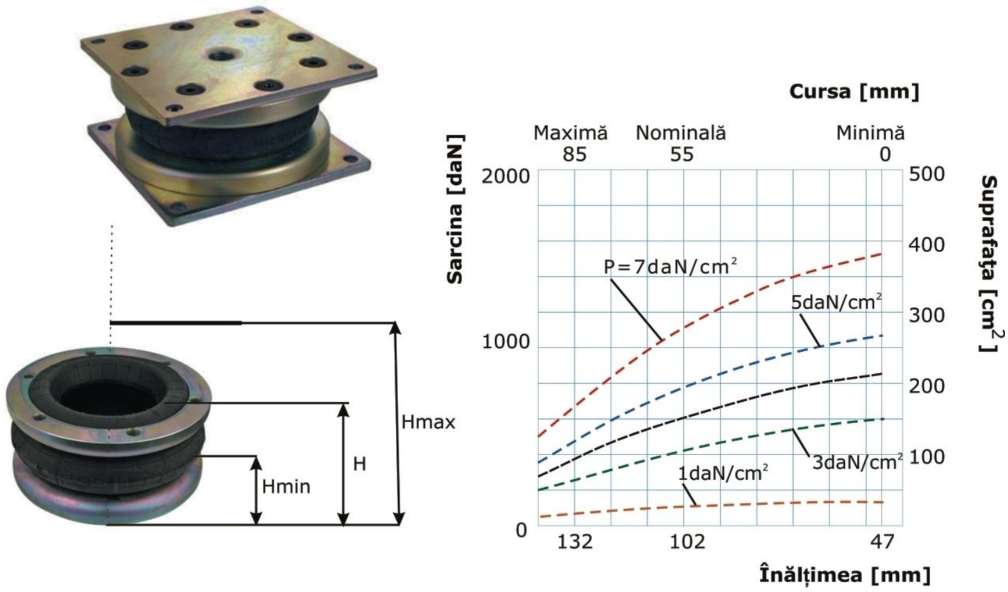


Fig.9

Forţa de susţinere a izolatorilor pneumatici este determinată de presiunea interna a aerului şi de suprafaţa efectivă.

Luând în considerare modificarea constituţiei aerului din punct de vedere termodinamic, rigiditatea pernei de aer se poate calcula în funcţie de presiunea de lucru p, presiunea mediului ambiant p_a, aria efectivă A şi volumul de aer V, folosind relatia:

$$c = 10 \cdot p \cdot \frac{dA}{ds} + \chi \cdot 10 \cdot (p + p_a) \cdot \frac{A^2}{V} \text{ [N/cm]} \qquad (1)$$

$\chi = 1.41$ reprezintă exponentul izentropic al aerului

Frecvenţa naturală a izolatorului se poate modifica controlând volumul efectiv de aer din acesta. Din relaţia (1) se observa ca o creştere a volumului de aer determină scaderea rigidității izolatorului şi ca urmare frecvenţa naturală va scădea şi ea [92]

Alt tip de isolator pneumatic, model AMA, proiectat de Qontrol Devices SUA, pentru diverse maşini şi echipamente indutriale cum ar fi compresoare, ciocane de forjă sau aparate de masură de precizie, este ilustrat în Fig.11.a

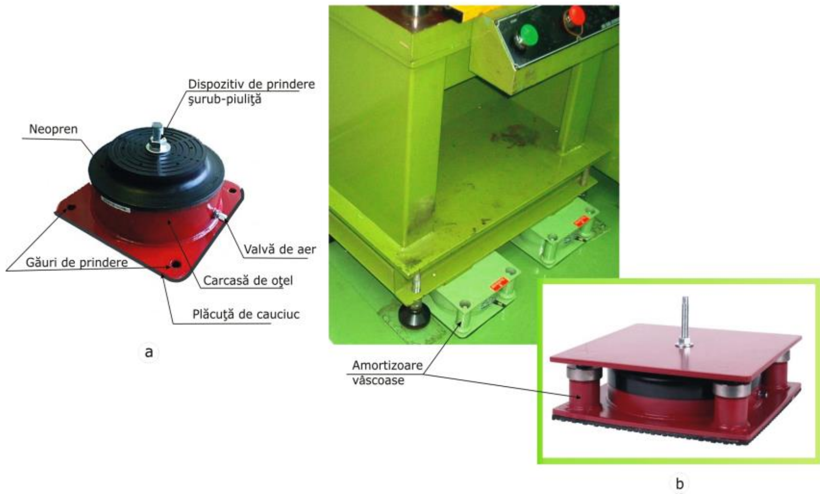


Fig.10

Modelele AMA sunt disponibile într-o gamă largă de dimensiuni, după necesităţi şi, în fncţie de tipurile constructive, sunt capabile să suporte sarcini de 50-100 daN până la 2000-3500 daN, au săgeată mare şi pot să asigure frecvenţe naturale joase de 3-5 Hz. Combinaţia dintre oţel, din care este confecţionat corpul amotizorului, şi membrana de neopren, sporeşte rezistenţa acestuia crescându-i durata de utilizare. Se amplasează cu uşurinţă, prin prindere, pe suprafaţa de montare, în acest scop partea metalică a izolatorului fiind prevazută cu găuri de prindere.

În scopul creşterii stabilităţii laterale, modelele de tipul celor din Fig.11a se pot realiza în variantă îmbunătaţită prin adăugarea unor amortizori vâcosi, dispuşi simetric pe părţile laterale (Fig.11b). Acest nou model, tip AMB, are o largă aplicabilitate fiind un bun absorbitor de şocuri şi vibraţii capabil să suporte sarcini de până la 3500 daN (în funcţie de tipul constructiv şi de necesităţile impuse de maşină) asigurând frecvenţe naturale joase. Instalarea acestora se face cu uşurinţă între suprafaţa de aşezare a maşinii şi maşină, cum se poate observa în Fig.11b.

- ***IZOLATORII CU AMORTIZORI DIN REŢEA DE OŢEL***

Izolatorii confecţionaţi din împletitură de oţel inoxidabil (Fig.12a,b) se utilizeaza pentru numeroase aplicaţii de la maşini unelte cum ar fi: strungurile, maşinile de frezat, de mortezat etc pâna la maşini grele, diverse tipuri de prese, concasoare.

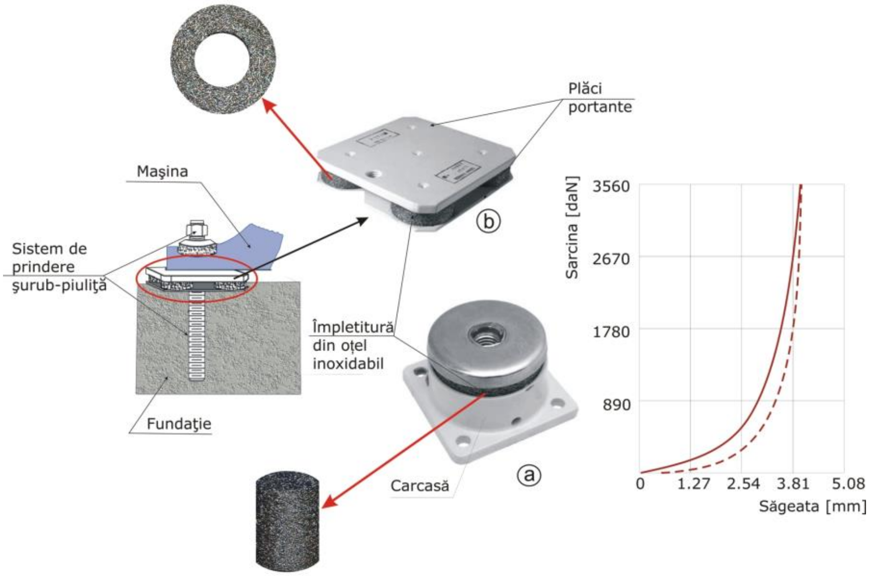


Fig.11

În funcţie de model, izolatorul, realizat dintr-o împletitură de sârmă din oţel inoxidabil, poate sa fie fixat intr-o carcasă (Fig.12a) sau între două plăcuţe portante (Fig.12b)

Sarcinile pentru care sunt proiectaţi variază în funcţie de model şi de dimensiuni; astfel izolatorii din Fig 12 sunt disponibili în variante care pot suporta sarcini de 35-180 daN până la 275-725 daN (modelul din Fig.11a), respectiv de 450-900 daN până 4530-9060 daN (modelul din Fig.11b)

Numărul de izolatori necesari care se montează între maşină şi fundaţie se calculează ţinând cont de masa maşinii şi de capacitatea portantă a izolatorului:

Nr.izolatori=masa maşinii [kg]/capacitatea portantă a unui izolator [kg/izolator]

Avantajul utilizării celor două modele prezentate este sporit şi de faptul ca materialele din care sunt confecţionati, pe lângă că sunt rezistente la agenţii corozivi din mediul de lucru, permit utilizarea izolatorilor în medii cu temperaturi cuprinse între -70°C şi +175°C

- ***IZOLATORI DIN FIBRĂ DE STICLĂ***

Izolatorii care folosesc ca amotizor fibra de sticlă se folosesc în foarte multe domenii datorită calitătii acestora de buni atenuatori de şocuri, vibraţii, dar şi de zgomote, iar în mod special se aplică la presale care execută operaţii de ştanţare, perforare, imprimare etc.

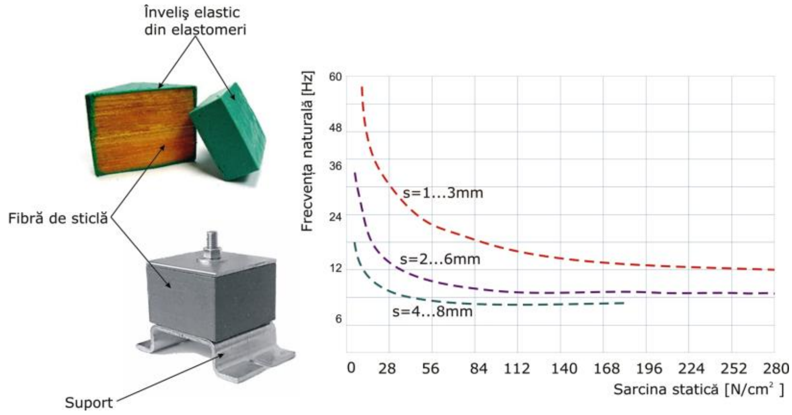


Fig.12

În Fig.13 sunt prezentate două tipuri constructive de izolatoare cu fibră de sticlă, iar din graficul alăturat se observă variaţia sarcinii statice pe care o pot suporta şi a frecvenţei naturale pe care pot să o asigure trei modele diferite de izolatori care au săgeta statică diferită.

Fibra de sticlă prezinta avantajul că işi pastrează proprietăţile la temperturi de peste 40ºC până la 121ºC, este rezistenta la coroziune, la rugină, mucegai şi nu este inflamabilă.

- ***IZOLATORI SUB FORMĂ DE SUPORŢI SAU PICIOARE***

O altă companie producatoare de elastomeri este Compania Internaţională FABREEKA, foarte apreciată pe plan mondial., numele său fiind sinononim cu inovaţiile în tehnica izolării şi controlului vibraţiilor şi şocurilor, cu aplicaţii variate în foarte multe ramuri ale industriei.

Din categoria amortizorilor proiectaţi de FABREEKA pentru utilajele care dezvoltă forţe tehnologice de valori ridicate fac parte modelele Infab™ Type "T", (Fig.5) obţinute deasemenea prin modelarea elastomerilor, dar, de aceasta dată în masa de caucic sunt incorporate arcuri de oţel. Arcurile asigură sistemului o frecvenţă naturală mică, iar elastomerii o buna amortizare

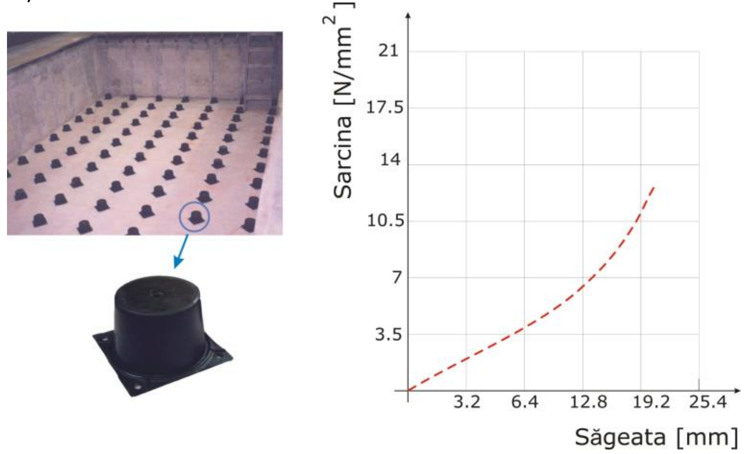


Fig.13

Amplasarea acestor amortizori se face în groapa de fundaţie , betonată, cum se poate observa şi în Fig.5, prin aşezare pe mai multe rânduri, iar pentru fixarea acetora se folosec sisteme de prindere cu suruburi. Distanţele dintre izolatori se calculează în funcţie de fiecare situaţie în parte, luând în considerare săgeata statică a izolatorului pentru a obţine frecvenţa proprie cerută şi calculul greutăţii pe suprafaţa de sprijin a maşinii.

Pentru sarcini statice mai mici sau intermediare de până la 245N/isolator şi în condiţii în care spaţiul rezervat amplasării este limitat, se utilizează cu succes izolatorii cu partea amortizoare din silicon şi opritoarele şi şurubul de fixare din oţel inoxidabil (Fig.14)

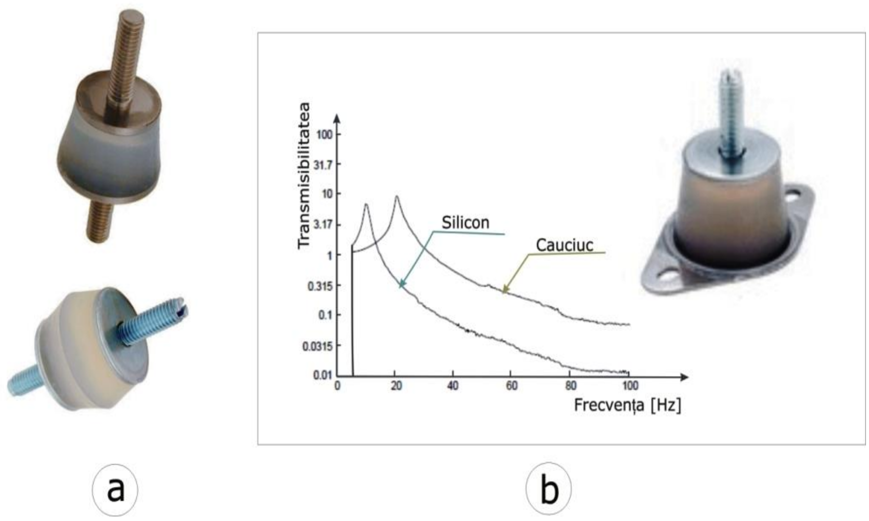


Fig.14

Sliconul asigură o transmisibilitate mai mică decât cauciucul la aceleaşi frecvenţe de lucru (Fig.14b) si se poate folosi în medii industriale cu temperaturi de la -40°C până la +200°C, sau chiar mai mari, fără a-i fi influenţate caracteristicile de amortizare.

În locurile în care asigurarea unei anumite înălţimi sau a unui anumit nivel al maşinii sau echipamentului este foarte importantă, se utilizează suporţii reglabili (Fig.15). Aceştia sunt disponibili într-o gamă largă de tipodimensiuni, dar au în comun faptul că fiecare include în construcţia lui, ca amortizor, un element elastic (cauciuc, neoprene, elastomeri) protejat de o carcasă de oţel. Reglarea nivelului la care trebuie amplasată maşina se face prin intermediul unui stisem şurub-piuliţă (Fig.15)

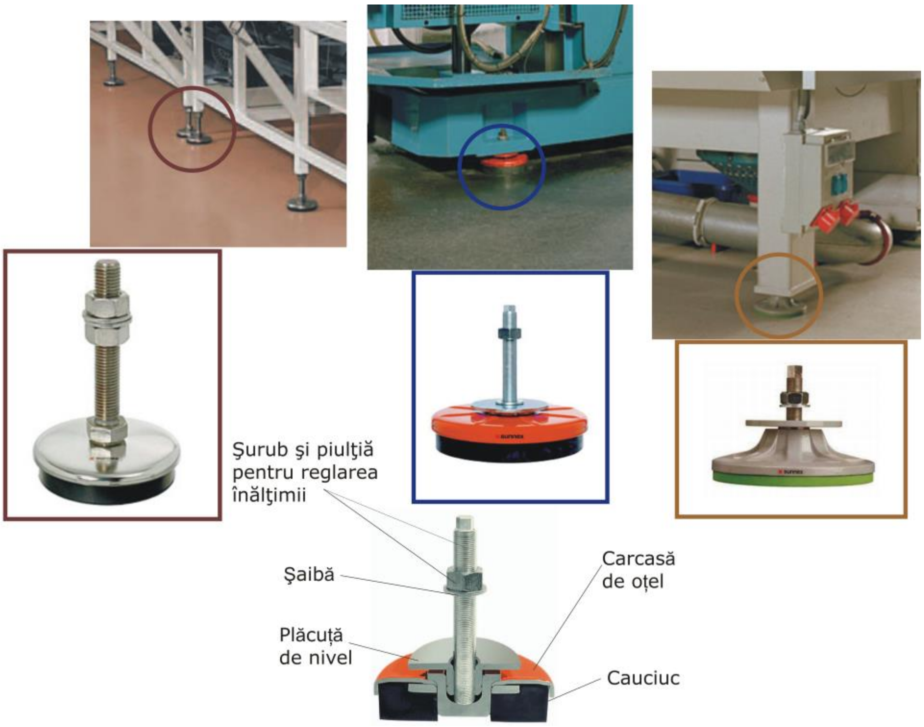


Fig.15

Deoarece, datorită elastcităţii, au puterea de a amortiza impactul masiv, de-a absorbi şocurile puternice şi de a atenua vibraţiile mari, sunt recomadaţi pentru maşini grele, cu solicitari dinmice mari cum ar fi presale de toate tipurile, ciocanele şi maşinile de forjat, fiind capabili sa suporte sarcini de până la 5340 daN şi să asigure o reducere a vibraţiilor de pâna la 80% [85]